

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

**EKLEM BOŞLUKLU MEKANİZMALAR İÇİN GÜRBÜZ
TASARIM YAKLAŞIMLARI**

**Tezi Hazırlayan
Selçuk ERKAYA**

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

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi**

**Mart 2009
KAYSERİ**

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

**EKLEM BOŞLUKLU MEKANİZMALAR İÇİN GÜRBÜZ
TASARIM YAKLAŞIMLARI**

**Tezi Hazırlayan
Selçuk ERKAYA**

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

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi**

**Bu çalışma Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından
FBT-07-53 kodlu proje ile desteklenmiştir**

**Mart 2009
KAYSERİ**

Prof. Dr. İbrahim UZMAY danışmanlığında **Selçuk ERKAYA** tarafından hazırlanan “**Eklemler Boşluklu Mekanizmalar İçin Gürbüz Tasarım Yaklaşımları**” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında **Doktora** tezi olarak kabul edilmiştir.

13/03/2009

JÜRİ :

Başkan : Prof. Dr. M. Kemal ÖZGÖREN

Üye : Prof. Dr. İbrahim UZMAY

Üye : Prof. Dr. M. Kemal APALAK

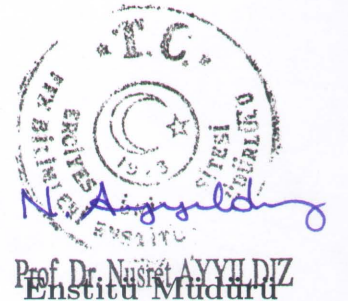
Üye : Doç. Dr. Şahin YILDIRIM

Üye : Yrd. Doç. Dr. Şükrü SU

ONAY :

Bu tezin kabülü Enstitü Yönetim Kurulunun 07/04/2009 tarih ve 2009/12-03 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

07/04/2009


Prof. Dr. Nusret AYYILDIZ
Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

“Eklem Boşluklu Mekanizmalar İçin Gürbüz Tasarım Yaklaşımları” konulu Doktora tez çalışmasının belirlenmesinde, yürütülmesinde, sonuçlandırılmasında ve sonuçlarının değerlendirilmesinde manevi destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam sayın Prof. Dr. İbrahim UZMAY’a teşekkür ederim. Tez dönemi süresince çalışmalarımı değerlendiren Tez İzleme Komitesinin saygıdeğer üyeleri sayın Prof. Dr. M. Kemal APALAK ve Doç. Dr. Şahin YILDIRIM’a, deneysel sistemin kurulumu için vermiş oldukları maddi destekten dolayı Erciyes Üniversitesi Araştırma Projeleri Birimi’ne, optimizasyon safhalarında yardımlarını esirgemeyen sayın Arş. Grv. Mustafa YILDIRIM’a ve tez çalışması boyunca bana verdikleri manevi destek, göstermiş oldukları sabır ve anlayıştan dolayı aileme teşekkür ederim.

EKLEM BOŞLUKLU MEKANİZMALAR İÇİN GÜRBÜZ TASARIM YAKLAŞIMLARI

Selçuk ERKAYA

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Doktora Tezi, Mart 2009

Tez Danışman : Prof. Dr. İbrahim UZMAY

ÖZET

Bu çalışmada, mekanizma uzuvlarının bağ noktalarındaki boşlukların, mekanizmanın kinematiğine ve dinamiğine etkileri araştırılmıştır. Eklem boşluğu; kütsüz, sanal bir uzuv olarak modellenmiştir. Bu sanal uzvun sisteme getirdiği ilave serbestlikler, Lagrange denklemi ile tanımlanmıştır. Model olarak düzlemsel krank-biyel ve dört-çubuk mekanizmaları kullanılmış, teorik ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deneysel sistemde kullanılan mekanizmaların iki eklemünde yapay boşluklar oluşturulmuştur. Mekanizmaların farklı çalışma hızında sergiledikleri titreşim ve gürültü karakteristikleri, mekanizma üzerinde farklı noktalardan elde edilmiştir. Boşluklu eklem bölgesindeki mil ve yatak arasında sürekli temas kabulü yapılarak, eklem boşluğunun mekanizmanın kinematik iyilik derecesinin göstergesi olan iletim açısı üzerine etkileri belirlenmiştir. Ayrıca, mekanizmaların dinamik karakterini tanımlayan sarsma kuvveti ve momentinin, eklem boşluğundan nasıl etkilendiği araştırılmıştır. Böylece; eklem boşluğundan kaynaklanan olumsuzlukların bir nevi durum tespiti yapılmıştır. Bu olumsuzlukların azaltılması için, literatürdeki çalışmalara ilaveten; mekanizmaların kinematik ve dinamik iyilik derecesinin göstergesi olan değerlere dayalı hedef fonksiyonları belirlenmiş, uygun tasarım parametreleri ve kısıtlayıcılar tanımlanmıştır. Böylece mevcut durum, optimizasyon problemine dönüştürülmüş ve Genetik Algoritma tekniği ile bu problemin çözümü gerçekleştirilmiştir. Sonuçta; eklem boşluğunun mekanizmaların kinematiğini ve dinamiğini önemli oranda etkilediği, ve uygun tasarım parametreleri ve kısıtlayıcılar ile mekanizmaların kinematik ve dinamik değerlerindeki olumsuzlukların belirli oranda azaltılabileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Kinematik ve dinamik analiz; Eklem boşluğu; Titreşim ve gürültü; Kinematik ve dinamik verimlilik; Gürbüz tasarım.

ROBUST DESIGN APPROACHES FOR MECHANISMS WITH JOINT CLEARANCE**Selçuk ERKAYA****Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences****Ph.D. Thesis, March 2009****Thesis Supervisor: Prof. Dr. İbrahim UZMAY****ABSTRACT**

In this study, effects of joint clearances on kinematics and dynamics of mechanism are investigated. 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. Considering planar slider-crank and four-bar mechanisms as model mechanisms, theoretical and experimental investigations are implemented. Artificial clearances at two joints of model mechanisms are constituted for the experimental test rig. For the case of different running speeds, vibration and noise characteristics are obtained from different points on mechanisms. Assuming continuous contact mode at the joint with clearance, the effects of joint clearances on mechanism transmission angle, which plays a crucial role on kinematic efficiency, are defined. It is also explained how the joint clearances affect the shaking force and its moment at the model mechanism. In addition to the similar studies in literature, objective functions based on the kinematic and dynamic qualities of mechanisms are defined to decrease the undesired effects of joint clearance. By using suitable design parameters and related constraints, a Genetic Algorithm is implemented to solve the optimization problem. The results show that the joint clearance influences the kinematics and dynamics of mechanism. The undesired deviations on kinematic and dynamic characteristics of the model mechanisms can also be decreased at considerable values by using the design parameters and constraints.

Keywords: Kinematic and dynamic analysis; Joint clearance; Vibration and noise; Kinematic and dynamic efficiency; Robust design.

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY	i
TEŞEKKÜR	ii
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TABLolar LİSTESİ	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
SEMBOLLER LİSTESİ	.xviii
1. BÖLÜM	
GİRİŞ	1
1.1. Giriş	1
1.2. Konunun Önemi	1
1.3. Tezin Amacı	3
2. BÖLÜM	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1. Giriş	5
2.2. Eklem Boşluklu Mekanizmalar Konusunda Yapılan Çalışmalar	5
3. BÖLÜM	
MODEL MEKANİZMALARIN KİNEMATİK ANALİZİ ve EKLEM BOŞLUĞU MODELİ	20
3.1. Giriş	20
3.2. Eklem Boşluksuz Kinematik Analiz	20
3.2.1. Eklem Boşluksuz Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi . .	20
3.2.2. Eklem Boşluksuz Dört-Çubuk Mekanizmasının Kinematik Analizi . .	23
3.3. Eklem Boşluğu Modeli	26

3.4.	Eklem Boşluğu Vektörünün Hareket Analizi	28
3.5.	Eklem Boşluklu Kinematik Analiz	29
3.5.1.	Eklem Boşluklu Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi . . .	29
3.5.2.	Eklem Boşluklu Dört-Çubuk Mekanizmasının Kinematik Analizi . . .	32
3.6.	Model Mekanizmaların Kinematik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri	35

4. BÖLÜM

MODEL MEKANİZMALARIN DİNAMİK KUVVET ANALİZİ	51
4.1. Giriş	51
4.2. Eklem Boşluksuz Dinamik Kuvvet Analizi	51
4.2.1. Eklem Boşluksuz Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi	51
4.2.2. Eklem Boşluksuz Dört-Çubuk Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi	55
4.3. Eklem Boşluklu Dinamik Kuvvet Analizi	60
4.3.1. Eklem Boşluklu Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi	60
4.3.2. Eklem Boşluklu Dört-Çubuk Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi	67
4.4. Mekanizmaların Dinamik Kuvvet Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri	76

5. BÖLÜM

DENEYSEL ÇALIŞMA	86
5.1. Giriş	86
5.2. Deneysel Sistem ve Elemanları	86
5.3. Titreşim ve Gürültü Ölçümü	89
5.4. Deneysel Sonuçlar ve Değerlendirmeler	91
5.4.1. Kinematik Analiz Sonuçları	92
5.4.2. Dinamik Kuvvet Analizi Sonuçları	100

5.4.3.	Titreşim ve Gürültü Sonuçları	103
--------	---	-----

6. BÖLÜM

MODEL MEKANİZMALARIN GÜRBÜZ TASARIMI	114
--	-----

6.1.	Giriş	114
------	-----------------	-----

6.2.	Optimizasyon Problemi ve Hedef Fonksiyonu	114
------	---	-----

6.3.	Modelleme ve Optimizasyon	116
------	-------------------------------------	-----

6.4.	Mekanizmaların Tasarım Sonuçları ve Değerlendirmeler	118
------	--	-----

6.4.1.	Kinematik Esaslı Tasarım	118
--------	------------------------------------	-----

6.4.2.	Dinamik Esaslı Tasarım	125
--------	----------------------------------	-----

7. BÖLÜM

SONUÇLAR ve ÖNERİLER	139
--------------------------------	-----

7.1.	Giriş	139
------	-----------------	-----

7.2.	Kinematik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeler	140
------	--	-----

7.3.	Dinamik Kuvvet Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeler	141
------	---	-----

7.4.	Deneysel Sonuçlar ve Değerlendirmeler	143
------	---	-----

7.5.	Gürbüz Tasarım Sonuçları ve Değerlendirmeler	146
------	--	-----

7.6.	Öneriler	150
------	--------------------	-----

KAYNAKLAR	152
---------------------	-----

EKLER	161
-----------------	-----

ÖZGEÇMİŞ	204
--------------------	-----

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 3.1.	Krank-biyel mekanizmasının kinematik parametreleri	21
Tablo 3.2.	Dört-çubuk mekanizmasının kinematik parametreleri	23
Tablo 4.1.	Krank-biyel mekanizmasının dinamik parametreleri	76
Tablo 4.2.	Dört-çubuk mekanizmasının dinamik parametreleri	76
Tablo 6.1.	Krank-biyel mekanizması için tasarım parametrelerinin optimum değeri (<i>Nümerik</i>)	125
Tablo 6.2.	Krank-biyel mekanizması için tasarım parametrelerinin optimum değeri (<i>Deneyisel</i>)	128
Tablo 6.3.	Dört-çubuk mekanizması için tasarım parametrelerinin optimum değeri (<i>Nümerik</i>)	131
Tablo 6.4.	Dört-çubuk mekanizması için tasarım parametrelerinin optimum değeri (<i>Deneyisel</i>)	134

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Eklem boşluğunun kinematik çift tanımına etkisi	2
Şekil 3.1.	Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının şematik görünümü (a), Mekanizmanın vektör çevrimi (b)	21
Şekil 3.2.	Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının şematik görünümü (a), Mekanizmanın vektör çevrimi (b)	24
Şekil 3.3.	Boşluklu döner eklem	27
Şekil 3.4.	Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının şematik görünümü (a), Mekanizmanın vektör çevrimi (b)	30
Şekil 3.5.	Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının şematik görünümü (a), Mekanizmanın vektör çevrimi (a)	32
Şekil 3.6.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezinin x doğrultusundaki konumu	35
Şekil 3.7.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezinin y doğrultusundaki konumu	36
Şekil 3.8.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezinin x doğrultusundaki hızı	36
Şekil 3.9.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezinin y doğrultusundaki hızı	37
Şekil 3.10.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezinin x doğrultusundaki ivmesi	37
Şekil 3.11.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezinin y doğrultusundaki ivmesi	38
Şekil 3.12.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu	39
Şekil 3.13.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumu	39
Şekil 3.14.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin x doğrultusundaki hızı	40

Şekil 3.15.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin y doğrultusundaki hızı	40
Şekil 3.16.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi	41
Şekil 3.17.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi	41
Şekil 3.18.	Krank-biyel mekanizmasında eklem boşluk vektörü açısıl konumunun değişimi (<i>Nümerik</i>)	42
Şekil 3.19.	Dört-çubuk mekanizmasında eklem boşluk vektörü açısıl konumunun değişimi (<i>Nümerik</i>)	43
Şekil 3.20.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu (<i>Nümerik</i>)	44
Şekil 3.21.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumu (<i>Nümerik</i>)	44
Şekil 3.22.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki hızı (<i>Nümerik</i>)	45
Şekil 3.23.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki hızı (<i>Nümerik</i>)	45
Şekil 3.24.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi (<i>Nümerik</i>)	46
Şekil 3.25.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi (<i>Nümerik</i>)	46
Şekil 3.26.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu (<i>Nümerik</i>)	47
Şekil 3.27.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumu (<i>Nümerik</i>)	48
Şekil 3.28.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki hızı (<i>Nümerik</i>)	48
Şekil 3.29.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki hızı (<i>Nümerik</i>)	49

Şekil 3.30.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi (<i>Nümerik</i>)	49
Şekil 3.31.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi (<i>Nümerik</i>)	50
Şekil 4.1.	Krank-biyel mekanizmasında eklem kuvvetlerinin şematik sunumu	52
Şekil 4.2.	Dört-çubuk mekanizmasında eklem kuvvetlerinin şematik sunumu	56
Şekil 4.3.	Eklem kuvveti doğrultusu (a), eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasında kuvvetlerin şematik gösterimi (b)	61
Şekil 4.4.	Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasında kuvvetlerin şematik gösterimi	67
Şekil 4.5.	Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının krank ana yatağındaki kuvvet bileşenleri	77
Şekil 4.6.	Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının krank muylu merkezindeki kuvvet bileşenleri	77
Şekil 4.7.	Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının piston perno merkezindeki kuvvet bileşenleri	78
Şekil 4.8.	Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının piston ile ana gövde arasındaki kuvvet bileşenleri	78
Şekil 4.9.	Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının kol uzvu ana yatağındaki kuvvet bileşenleri	79
Şekil 4.10.	Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının kol ve iletim uzuvları arasındaki kuvvet bileşenleri	79
Şekil 4.11.	Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının iletim ve sarkaç kol uzuvları arasındaki kuvvet bileşenleri	80
Şekil 4.12.	Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının sarkaç kol ana yatağındaki kuvvet bileşenleri	80
Şekil 4.13.	Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının sarkaç kol uzvu ana yatağına göre tanımlanan çıkış momenti	81
Şekil 4.14.	Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti ve momenti	82

Şekil 4.15.	Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti ve momenti	82
Şekil 4.16.	Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti bileşenleri (<i>Nümerik</i>)	83
Şekil 4.17.	Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasındaki sarsma momenti (<i>Nümerik</i>)	83
Şekil 4.18.	Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti bileşenleri (<i>Nümerik</i>)	84
Şekil 4.19.	Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasındaki sarsma momenti (<i>Nümerik</i>)	85
Şekil 5.1.	Deneyisel test sistemi	87
Şekil 5.2.	Eklem bölgesi kuvvet ölçüm düzeneği; Boşluklu model mekanizma, Sensör kovanı ve kuvvet sensörü	88
Şekil 5.3.	Deneyisel sistemde kuvvet ölçümünün blok diyagramı	88
Şekil 5.4.	Deneyisel sistem üzerinde mikrofon ve ivmeölçer yerleşiminin görünümü	90
Şekil 5.5.	Deneyisel sistemdeki gürültü ve titreşim ölçümünün blok diyagramı	90
Şekil 5.6.	Titreşim ve gürültü ölçüm ekipmanları, mikrofon (a), 5 kanallı veri toplama ünitesi (b), ivmeölçer ve manyetik tutucu (c)	91
Şekil 5.7.	Krank-biyel mekanizmasında eklem boşluk vektörü açısıl konumunun değişimi (<i>Deneyisel</i>)	92
Şekil 5.8.	Dört-çubuk mekanizmasında eklem boşluk vektörü açısıl konumunun değişimi (<i>Deneyisel</i>)	93
Şekil 5.9.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu (<i>Deneyisel</i>)	94
Şekil 5.10.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumu (<i>Deneyisel</i>)	94
Şekil 5.11.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki hızı (<i>Deneyisel</i>) .	95

Şekil 5.12.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki hızı (<i>Deneyssel</i>)	95
Şekil 5.13.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi (<i>Deneyssel</i>)	96
Şekil 5.14.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi (<i>Deneyssel</i>)	96
Şekil 5.15.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu (<i>Deneyssel</i>)	97
Şekil 5.16.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumu (<i>Deneyssel</i>)	98
Şekil 5.17.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki hızı (<i>Deneyssel</i>)	98
Şekil 5.18.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki hızı (<i>Deneyssel</i>)	99
Şekil 5.19.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi (<i>Deneyssel</i>)	99
Şekil 5.20.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi (<i>Deneyssel</i>)	100
Şekil 5.21.	Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti bileşenleri (<i>Deneyssel</i>)	101
Şekil 5.22.	Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasındaki sarsma momenti (<i>Deneyssel</i>)	102
Şekil 5.23.	Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti bileşenleri (<i>Deneyssel</i>)	102
Şekil 5.24.	Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasındaki sarsma momenti (<i>Deneyssel</i>)	103
Şekil 5.25.	Dört-çubuk mekanizmasının iletim-sarkaç kol boşluklu eklemine y eksenindeki kuvvet bileşeni (<i>Deneyssel</i>)	104
Şekil 5.26.	1 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 $\frac{d}{d}$ çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri	104

Şekil 5.27.	Krank mıylu merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri	105
Şekil 5.28.	2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri	105
Şekil 5.29.	1 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri	106
Şekil 5.30.	Krank mıylu merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri	106
Şekil 5.31.	1 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında gürültü değerleri	108
Şekil 5.32.	Krank mıylu merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında gürültü değerleri	108
Şekil 5.33.	2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında gürültü değerleri	109
Şekil 5.34.	1 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızındaki gürültü değerleri	109
Şekil 5.35.	Krank mıylu merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızındaki gürültü değerleri	110
Şekil 5.36.	1 mm eklem boşluklu alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri	110
Şekil 5.37.	Kol-iletim eklemine 1 mm ve iletim-sarkaç kol eklemine 2 mm boşluğun olması halinde alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri	111
Şekil 5.38.	1 mm eklem boşluklu alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında gürültü değerleri	112
Şekil 5.39.	Kol-iletim eklemine 1 mm ve iletim-sarkaç kol eklemine 2 mm boşluğun olması halinde alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında gürültü değerleri	113

Şekil 6.1.	Tasarım değişkenlerinin şematik gösterimi; Krank-biyel mekanizması (a), dört-çubuk mekanizması (b)	117
Şekil 6.2.	Eklem değişkenlerinin modellenmesinde kullanılan ileri beslemeli YSA tipi	117
Şekil 6.3.	YSA-GA yaklaşımının şematik gösterimi	118
Şekil 6.4.	Krank-biyel mekanizmasında eklem boşluk vektörlerinin açısal konum değişimleri	119
Şekil 6.5.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasının iletim açısı; Nümerik eklem karakteristiklerine göre (a), Deneysel eklem karakteristiklerine göre (b)	120
Şekil 6.6.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında iletim açısı hatası (<i>Nümerik</i>)	120
Şekil 6.7.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında iletim açısı hatası (<i>Deneysel</i>)	121
Şekil 6.8.	Dört-çubuk mekanizmasında eklem boşluk vektörlerinin açısal konum değişimleri	122
Şekil 6.9.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasının iletim açısı; Nümerik eklem karakteristiklerine göre (a), Deneysel eklem karakteristiklerine göre (b)	123
Şekil 6.10.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasında iletim açısı hatası (<i>Nümerik</i>)	124
Şekil 6.11.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasında iletim açısı hatası (<i>Deneysel</i>)	124
Şekil 6.12.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasının x eksenî doğrultusundaki sarsma kuvveti (<i>Nümerik</i>)	126
Şekil 6.13.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasının y eksenî doğrultusundaki sarsma kuvveti (<i>Nümerik</i>)	126
Şekil 6.14.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında sarsma momenti (<i>Nümerik</i>)	127

Şekil 6.15.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasının x eksenine doğrultusundaki sarsma kuvveti (<i>Deneyisel</i>)	128
Şekil 6.16.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasının y eksenine doğrultusundaki sarsma kuvveti (<i>Deneyisel</i>)	129
Şekil 6.17.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında sarsma momenti (<i>Deneyisel</i>)	129
Şekil 6.18.	Boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında tahrik momenti değişimi (<i>Nümerik</i>)	130
Şekil 6.19.	Boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında tahrik momenti değişimi (<i>Deneyisel</i>)	131
Şekil 6.20.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasının x eksenine doğrultusundaki sarsma kuvveti (<i>Nümerik</i>)	132
Şekil 6.21.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasının y eksenine doğrultusundaki sarsma kuvveti (<i>Nümerik</i>)	132
Şekil 6.22.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasındaki sarsma momenti (<i>Nümerik</i>)	133
Şekil 6.23.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasındaki çıkış momenti (<i>Nümerik</i>)	133
Şekil 6.24.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasının x eksenine doğrultusundaki sarsma kuvveti (<i>Deneyisel</i>)	135
Şekil 6.25.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasının y eksenine doğrultusundaki sarsma kuvveti (<i>Deneyisel</i>)	135
Şekil 6.26.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasındaki sarsma momenti (<i>Deneyisel</i>)	136
Şekil 6.27.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasındaki çıkış momenti (<i>Deneyisel</i>)	136

Şekil 6.28.	Boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasında tahrik momenti değişimi (<i>Nümerik</i>)	138
Şekil 6.29.	Boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasında tahrik momenti değişimi (<i>Deneyisel</i>)	138
Şekil 7.1.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi	140
Şekil 7.2.	Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi	141
Şekil 7.3.	Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasında B' noktasının y doğrultusundaki konumu	142
Şekil 7.4.	Dört-çubuk mekanizmasının iletim uzvunun kütle merkezinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi	142
Şekil 7.5.	Eklem boşluklu mekanizmalardaki sarsma kuvvetleri	143
Şekil 7.6.	1 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri	144
Şekil 7.7.	1 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri	144
Şekil 7.8.	1 mm eklem boşluklu alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri	145
Şekil 7.9.	1 mm eklem boşluklu alüminyum mekanizmaların 200 d/d çalışma hızında gürültü değerleri	146
Şekil 7.10.	Farklı eklem boşluğu değerine sahip alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/d çalışma hızı için yataklarındaki titreşim değerleri	147
Şekil 7.11.	Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasında iletim açısı hatası	148
Şekil 7.12.	Model mekanizmaların x eksen doğrultusunda boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen sarsma kuvveti	149
Şekil 7.13.	Boşluklu ve optimize edilen mekanizmaların tahrik momenti değişimi	150

SEMBOLLER LİSTESİ

L_i	: i. uzvun boyu
θ_{i1}	: i. uzvun açısal konumu
G_i	: i. uzvun ağırlık merkezi
λ_i	: i. uzvun ağırlık merkezinin uzuv normaline göre açısal konumu
μ	: İletim açısı
ω_{i1}	: 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
F_{ij}	: i. uzvun j. uzva uyguladığı kuvvet
m_i	: i. uzvun kütlesi
I_{Gi}	: i. uzvun kütleli atalet momenti
g	: Yerçekimi ivmesi
M	: Moment
g_k	: Lineer kısıtlayıcı
C_t	: Nonlineer kısıtlayıcı
x_r	: Tasarım değişkeni

1. BÖLÜM

GİRİŞ

1.1. Giriş

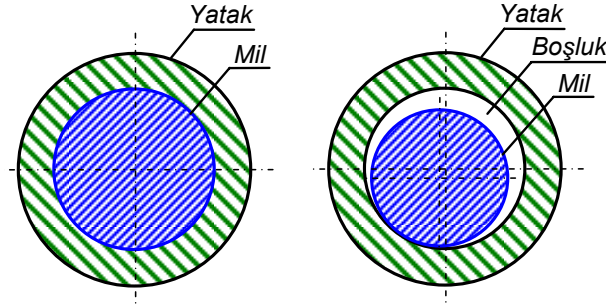
Mekanizmaların kinematiği ve dinamiği ile ilgili yapılan çalışmaların genelinde, mekanizmayı oluşturan uzuvların rijit (katı) cisim, bu uzuvların bağlantılarında ve birbirlerine göre bağıl hareketleri sağlayan eklemlerin ise ideal olarak modellendiği unutulmamalıdır. İhmal edilen eklem boşluklarından kaynaklanan olası etkiler uzuvların malzeme ve geometrik özelliklerine ve en önemlisi, çalışma hızlarına bağlı olarak değişim göstermektedir. Dolayısıyla bu tarzda yani; eklem boşluğunun ihmal edilmesi şeklindeki kinematik ve dinamik analizler, bizlere doğruya yakın sonuçları vermektedir.

Mekanizma tasarımı, makina tasarımının önemli ve vazgeçilmez bir parçası olduğundan, mekanizmanın her bir uzvu için malzeme seçimi ve imal usullerinin belirlenmesi; mafsallarda kullanılacak yatak çapları, tipleri ve kullanılacak yağlama şeklinin seçilmesi; boyut, yatak ve eklem toleranslarına karar verilmesi önemli tasarım kriterlerindendir. Bunların optimum belirlenmesi; her mekanizmanın, makina içerisinde kendi görevini eksiksiz ve emniyetli bir şekilde yerine getirmesine imkan verir [1, 2].

1.2. Konunun Önemi

Eklem boşluğu, mekanizmaların kinematik ve dinamik performanslarını azami derecede etkilemektedir. Mekanizma uzuvlarının bağlantısında kullanılan eklemler, iki uzvun fiziksel teması olarak tanımlanabilir. Bu temas esnasında her iki uzvun dönme veya kayma hareketi, bilinen bir arayüzey üzerinde gerçekleşmektedir.

Eklemi oluşturan iki uzuv arasındaki fiziksel temas, ya bir yüzey veya çizgi ya da nokta tarzında olmaktadır. Basit eleman çiftlerine haiz bir eklem, eklemi oluşturan uzuvlar arasında yüzeysel temas ile karakterize edilir. Yüksek eleman çiftlerine haiz eklemlerde ise çizgisel veya noktasal temas mevcuttur. Basit eleman çiftli eklemler; döner, prizmatik, küresel, silindirik, helisel ve düzlemsel eklemler olarak sınıflandırılabilir. Dişli teması, bilyalı veya makaralı yatak temasları, rulmanlar ve kam-izleyici çifti arasındaki temas ise yüksek eleman çiftli eklemlere örnek verilebilir. Eklem yapılarındaki boşluklar, ideal bir basit eleman çiftli eklemi potansiyel manada yüksek eleman çiftli bir ekleme dönüştürmektedir. Bu, eklemi oluşturan elemanlar arasındaki yüzeysel temasın boşluktan dolayı kaybolması ve yerini çizgisel veya noktasal temasa bırakmasıdır (Şekil 1.1). Bu olgu ise o bölgedeki basınç dağılımının tamamen değiştiğini göstermektedir.



Şekil 1.1. Eklem boşluğunun kinematik çift tanımına etkisi

Mekanizma eklemlerindeki boşluklar, imalat veya montajdan dolayı kaçınılmazdır. Boşluklar; mekanizmanın istenilen değerlerden sapmasına neden olur. Bu sapmalar mekanizmanın kinematik iyilik derecesinin göstergesi olan iletim açısının veya mekanizmanın herhangi bir noktasının yörüngesinin istenilen değerleri verememesi olarak karşımıza çıkabilir. Bilindiği üzere mekanizma uzuvları eklemlerde birbirlerine temas (bağ) kuvvetleri uygularlar. Eklem bölgesindeki bu kuvvetlerin vektörel doğrultusu ve şiddeti, eklem boşluğundan dolayı anlık olarak değişmektedir. Eklem bölgesinin hareket karakteristiğine bağlı olarak oluşan yüksek genlikli ve kısa süreli kuvvetler, sistemin dinamik karakteristiğini önemli ölçüde değiştirmekte; titreşim, gürültü ve eklem bölgesinde hızlı aşınma gibi birtakım olgulara sebep olmaktadır.

1.3. Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında; mekanizmanın kinematik ve dinamik verimliliğini artırıcı, güçlendirilmiş (gürbüz) mekanizma tasarımına yönelik bir yaklaşım amaçlanmaktadır. Mekanizmaların klasik analizi, çeşitli kabullere dayalı tasarımlar olup, hassas çalışma gerektiren gerçek şartları yansıtmaz. Bu gibi durumlarda mekanizmanın gerçek sistem şartlarının dikkate alınarak modellenmesi, analizinin gerçekleştirilmesi ve ilgili sonuçların elde edilmesi, mekanizmanın performansı ve dinamik karakteristiğinin belirlenmesi için son derece önemlidir.

Mekanizmaların gerçek sistem şartları dikkate alındığında, uzuvlarının bağıl hareket gerçekleştirebilmesi için birbirleriyle bağlantılı olduğu mafsallarda çalışma toleranslarına ihtiyaç duyulur. Bu, imalattaki toleransı karakterize etmektedir ve kaçınılmaz bir durumdur. Çalışma toleransının öngörülen değerleri aşıldıkça mekanizmanın kinematik ve dinamik verimliliğinde bir azalma meydana gelmektedir. Buna ilaveten eğer mekanizma yüksek hızda çalışıyorsa, mekanizma uzuvlarından kaynaklanan büyük atalet kuvvetleri, eklem noktalarındaki kuvvetlerin yönünün ve şiddetinin ani olarak değişmesine sebep olacaktır. Bu ani değişim, eklem bölgelerinde yüksek genlikli titreşimlere, gürültülü çalışmaya ve yüksek seviyede aşınmaya yol açacaktır. Dolayısıyla, klasik analiz ve sentez yaklaşımında dikkate alınmayan faktörler, mekanizmanın farklı işletme şartlarında kendisinden beklenen performansını önemli derecede etkilemektedir.

Bu çalışma kapsamında eklem boşluğunun mekanizmaların kinematiği ve dinamiği üzerine etkileri araştırılmış, ve eklem boşluğundan kaynaklanan istenmeyen etkilerin azaltılmasına yönelik olarak güçlendirilmiş mekanizma tasarım yaklaşımı geliştirilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla makinalarda yaygın olarak kullanılan iki temel mekanizma, dört-çubuk ve krank-biyel mekanizmaları model olarak seçilmiş, ve bu mekanizmaların bağıl hareketli iki döner eklemi boşluklu olarak karakterize edilmiştir. Teorik ve deneysel çalışmalar neticesinde eklem boşluğunun mekanizmanın kinematik ve dinamik karakterlerine etkileri belirlenmiştir. Mekanizmanın kinematik iyilik derecesini yansıtan iletim açısında sapmalar ve dinamik performansının değerlendirilmesinde dikkate alınan eklem

kuvvetlerinde ise anlık uç değerler görölmüştür. Ayrıca deneysel çalışmada, eklem boşluklu mekanizmalardaki titreşim ve gürültü değerlerinin bariz bir şekilde yüksek çıktığı belirlenmiştir.

Mekanizmaların gerçek çalışma şartlarında var olan eklem boşluğunun, mekanizmanın kinematiğı ve dinamiğı üzerine etkilerinin belirlenmesini, yani durum analizini takiben, model mekanizmaların mevcut şartlardaki gürbüz tasarımına yönelik çalışmalara geçilmiştir. Optimizasyon tekniklerinin kullanıldığı bu aşamada model mekanizmalar için kinematik ve dinamik esaslı hedef fonksiyonları oluşturulmuş ve uygun tasarım parametrelerinin tanımlanmasını takiben bunların optimum değerlerinin belirlenmesine çalışılmıştır. Böylece mekanizma tasarımcısı; gerçek çalışma koşullarındaki bu faktörlerin mekanizma üzerine etkilerini analiz edebilecek ve bu etkilerin azaltılması için henüz tasarım aşamasında gerekli önlemleri alabilecek ve iyileştirmeleri yapabilecektir.

2. BÖLÜM

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Giriş

Son yıllarda mekanizmaların analizi ve simülasyonu alanlarında oldukça kapsamlı çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmaların çoğu, incelenen mekanizma modellerinin ideal eklemlere sahip olduğu kabulü ile gerçekleştirilmiştir. Fakat unutulmaması gereken önemli bir husus, bu eklemlerin çoğunun ideal olmaması yani eklemi oluşturan uzuvlar arasında tolerans dışı boşlukların olduğudur. Bu boşluklar, eklemi oluşturan elemanların birbirlerine göre bağımsız hareket etmesine ve ek serbestliklere sebep olurlar. Bu hareketi takip eden süre zarfında ise eklem kuvvetlerinde dalgalanmalara sebep olan çarpma oluşmaktadır.

Literatür incelendiği takdirde eklem boşluğu konusunda yapılan çalışmalar temel olarak iki kategoride sınıflandırılmıştır. Bunlardan ilkinde; eklemi oluşturan uzuvlar arasında hareketin her anı için sürekli temasın mevcut olmasıdır. Diğeri ise; sonsuz küçük bir süre zarfında uzuvlar arasında temas kaybının mevcut olmasıdır. Bu bölümde; eklem boşluğu konusunda yapılan çalışmalara değinilecektir.

2.2. Eklem Boşluklu Mekanizmalar Konusunda Yapılan Çalışmalar

Garrett ve Hall [3] tolerans ve boşluk özelliklerine dayalı olarak mekanizmanın hareketlilik aralıklarının tanımlanması için istatistiksel bir teknik geliştirmiştir. Dört-çubuk mekanizması için kapalı devre denklemleri, eklem boşluklarını da kapsayacak tarzda türetilmiştir. Mekanizma için hareketlilik aralığı, ilgili mekanizmanın 300 defa bilgisayar simülasyonu ile tanımlanmıştır.

Kolhatkar ve Yajnik [4] döner eklemdaki boşlukların modellenmesi için eşdeğer uzuv

kavramını kullanmıştır. Mekanizma için oluşturulan kapalı devre denklemlerinin, eşdeğer boşluk uzvunun açısal değişimine göre kısmi türevleri oluşturulmuş ve min/max teorisinin kullanımıyla mekanizmanın sınır konumlarıyla ilgili eklem açıları elde edilmiştir. Bu çalışmada ana tema ise mekanizmanın çıkış açısal yerdeğiştirme ve eklem açısı arasındaki ilişkinin incelenmesi olmuştur. Ayrıca bu inceleme ile kayar eklemlerdeki eşdeğer boşluk uzvunun tanımlanmasına çalışılmıştır. Eşdeğer boşluk uzvu kavramını uygulayan araştırmacılardan bir diğeri ise Bahgat ve çalışma grubu olmuştur [5]. Onların çalışmasında ise ana tema, kinematik pozisyonlardan ziyade dinamik etkilerin incelenmesi olmuştur. Bu çalışmadaki kabul, eğer temas kaybı varsa bunun çok kısa bir zaman diliminde gerçekleştiği ve bu kaybın ihmal edilebileceği üzerine olmuştur. Eklem kuvvetlerinin, yerdeğiştirme, hız ve ivme değerlerinin tespiti için Lagrange mekaniğinden yararlanılmıştır.

Dubowsky ve Freudenstein [6,7] eklem boşluğunda temas kaybının analizi konusunda çalışmalar gerçekleştirmiştir. Darbe çifti modeli için Newton kanunlarını kullanmış ve tek boyutlu eklem için gerekli dinamik denklemleri geliştirmiştir. Eklem bölgesindeki mil ve yatak elemanlarının teması süresince temasın uyumu, klasik Hertz yüzey temas analizinin kullanıldığı bağlantı konfigürasyonu esasına dayalı olarak hesaplanmıştır. Eklem dinamik davranışının incelenmesi esnasında nümerik yöntemlerden yararlanılmıştır. Geliştirilen matematik modeli; zaman-yerdeğiştirme karakteristiği, frekans cevabı, dinamik kuvvet amplifikasyonlarının tanımlanması gibi pek çok etkeni kapsayan boşluklu mekanik ve elektromekanik sistemlerin dinamik cevabının tanımlanmasına esas teşkil etmiştir.

Corderman ve Mabie [8], boşluk ve toleransların tanımlanması için bir tasarım diyagramı geliştirmiştir. Sürekli temas kabulünün yapıldığı bu çalışmada eklem boşluğu, eşdeğer boşluk uzvu olarak modellenmiştir. Tasarım diyagramı; farklı boşluk ve tolerans değerlerine sahip bir mekanizma topluluğunun bilgisayar jenerasyonu ile geliştirilmiştir. Mekanizma çıkışının sergileyeceği davranışının tanımlanmasına çalışılmıştır.

Takanashi [9], eklem boşluğunun ve uzuv toleranslarının Geneva mekanizmasındaki etkilerini irdelemiştir. Temas kaybının olmadığı kabulü yapılmış ve mekanizmanın

çıkışının, tasarım değişkenlerine olan duyarlılığı konusunda nitelikli sonuçlar sunulmuştur.

Dhande ve Chakraborty [10] boşluklu eklem bölgesindeki milin muhtemel konumunun dikkate alındığı düzlemsel dört-çubuk mekanizması için olasılıklı bir model geliştirmiştir. İkilinin diğer bir çalışmasında ise aynı model, eklem bölgesinde temas kaybının olmadığı uzaysal mekanizmalara uyarlanmıştır [11].

Rao ve Ambekar [12], eklem boşluğu bulunan yörünge jenerasyonlu uzaysal mekanizmalara yönelik olasılıklı bir yaklaşım geliştirmiştir. Analiz süresince eklem bölgesinde temas kaybının olmadığı kabulü yapılmıştır.

Dubowsky [13], krank-biyel mekanizmasının krank muylu merkezindeki boşluğun analizi için darbe çifti modelini kullanmıştır. Burada esas alınan model mekanizma, periyodik olarak tahrik edilen bir mekanizma ile zorlanmış darbe çifti dinamik cevabı arasındaki ilişkileri tesis etmek için kullanılmıştır. Darbe çifti modeli, çok serbestlik dereceli kompleks sistemlerdeki mevcut boşlukların analizine yönelik olarak da kullanılmıştır [14]. Bu çalışmadaki ana tema ise boşluklu eklemdaki mil ve yatağın yüzeyleri arasındaki darbe etkisiyle hasıl olan dinamik kuvvet amplifikasyonlarının tanımlanması olmuştur.

Dubowsky ve Gardner [15], daha önceleri sunulan darbe çifti modelini, uzuv esnekliğinin dikkate alındığı durumlar için darbe kirişi modeli olarak değiştirmiştir. Uzuv elastikliğinin dikkate alınması neticesinde boşluklu eklem bölgesindeki kuvvetlerin genliğinin, boşluk bulunmayan ideal eklemlerdeki kuvvetlerin genliğine göre halen yüksek olmasına rağmen önemli ölçüde indirgendiği gözlemlenmiştir. Scotch-yoke ve dört-çubuk mekanizması, tanımlanan darbe kirişi modelinin kullanılmasıyla analiz edilmiş ve elde edilen analiz sonuçlarının, deneysel değerlerle uyumluluğu karşılaştırılmıştır.

Townsend ve Mansour [16], darbe çiftinin yay ve sönüm elemanı karakteristiğinden ziyade, darbeler süresince momentum değişimi esasına dayalı bir eklem modelini geliştirmiştir. Eklem bölgesinde mil ve yatak arasındaki darbe ve serbest hareket, yani milin yatağın iç yüzeyine değene kadar yapmış olduğu hareket modeli esas

alınmıştır. Temas; pürüzlü, düz v.b. farklı sürtünme koşulları şeklinde dikkate alınmıştır. Bu çalışmada, boşluklu bağlantılardan kaynaklanan ve bunların birer çıktısı olarak kuvvet ve momentte gözlemlenen anlık artışlar değerlendirilmiştir. Ayrıca hareketin bir periyodu için zaman historisi elde edilmiştir.

Kinzel ve Hall [17] ardışıl iki uzuv arasındaki boşluğun etkilerini tanımlamak için matris dönüşüm metodunu kullanmışlardır. Kullanılan yöntem, döner eklemdaki boşluğu radyal ve eksenel olarak modellemektedir. Metot, mekanizmanın uç noktasının gerçek pozisyonundaki hatanın tanımlanması için altı serbestlik dereceli uzaysal bir mekanizmada kullanılmıştır.

Townsend ve Mansour [16] tarafından daha önce sunulmuş olan momentum değişim modeli, Miedema ve Mansour [18] tarafından geliştirilmiştir. Eklem bölgesinde mil ve yatak arasındaki hareket karakteristiğinde, darbe ve serbest hareket modlarına ilaveten bağımlılık (kayma) modu tanımlanmıştır. Krank-biyel mekanizması, model mekanizma olarak alınmış ve incelenmiştir. İlave edilen bu modda, mil ve yatak halen temasta iken bağıl kayma gerçekleşmektedir. Soong ve Thompson [19] döner eklemlerinde radyal boşluk bulunan düzlemsel mekanizmaların dinamik cevabının teorik ve deneysel irdelenmesi için Miedema ve Mansour [18] tarafından sunulan modeli geliştirmiştir. Eklem bölgesinde mil ve yatak arasındaki temasda, serbest hareket ve darbe modlarına ilaveten geçiş modu dikkate alınmıştır. Bu modda, ilk darbenin oluşundan sonra çok küçük bir zaman aralığında bir dizi serbest hareket ve darbe modları hasıl olmaktadır. Bu geçiş modu, sonuç itibarıyla temas moduna dönüşmektedir. Önerilen bu modun ve diğer modların analizi ise krank mıyılı merkezinde boşluk bulunan krank-biyel mekanizması üzerinde gerçekleştirilmiştir.

Lakshminarayana ve Ramaiyan [20], mekanizmanın tolerans ve boşluklara olan duyarlılığı için gerekli katsayıların hesaplanmasına yönelik olarak virtüel iş prensibinden yararlanmıştır. Sonuçta, farklı boşluk değerleri için tesir veya duyarlılık katsayıları sunulmuştur. Döner, prizmatik silindirik ve küresel kinematik çiftler için temas kuvvetleri formüle edilmiştir. Elde edilen sonuçlar neticesinde birtakım genel mekanizma tasarım kuralları türetilmiştir.

Wu ve Earles [21] bir ekleminde boşluk bulunan mekanizmanın kinematik ve

dinamik cevabını analiz etmek için bir yöntem geliştirmiştir. Eklem boşluğu kütlesiz bir uzuv olarak tanımlanmıştır. Temas kaybının oluşumu tahmin edilmiş ve mekanizmanın performansı üzerine bu kaybın etkileri incelenmiştir. Performans üzerine etkiler, boşluk miktarının bir fonksiyonu tarzında irdelenmiştir. Aynı çalışma daha detaylandırılmış [22] ve mekanizmada eklem boşluğundan kaynaklanan etkilerin hem değerlendirilmesi hem de azaltılması için faydalı tasarım kriterleri geliştirilmiştir.

Rogers ve Andrews [23], döner eklemlerinde boşluk bulunan düzlemsel mekanizmaların dinamik davranışlarının simülasyonu için vektör bağlantı metodunu kullanmışlardır. Çalışmalarında, eklem bölgesindeki yağlama, yüzey ve boşluk etkilerini dikkate alan yatak elemanlarının matematik modelini oluşturan bir programı kullanmışlardır. Boşluklu eklem modeli olarak ise, Dubowsky ve Freudenstein [6] tarafından daha önce sunulan yay ve sönüm elemanlarını kullanmışlardır. Elde edilen kinematik ve simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Mekanizmanın eklem bağlantılarındaki yerdeğiştirme ve açısal cevaplara odaklanan bu çalışmada iki ekleminde boşluk bulunan bir krank-biyel mekanizması irdelenmiştir.

Dubowsky ve Moening [24] eklem boşluklu mekanik sistemlerdeki darbe kuvveti üzerine analitik ve deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Eklem boşluklu sistemde darbe kuvvetinin genliğinin doğal olarak daha büyük olduğu gözlemlenmiş ve diğer bir önemli nokta ise uzuvların elastik davranışından dolayı bu kuvvetin genliğinde azalma olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir.

Furuhashi ve ark. eklem bağlantılarında boşluk bulunan düzlemsel dört-çubuk mekanizmasının dinamik analizini gerçekleştirmiştir. Boşluklu bölgede mil ve yatak arasında sürekli temas kabulü yapılmıştır. Eklem boşluğu; mil ve yatak yarıçapları arasındaki mesafeye eşdeğer sanal bir uzuv olarak dikkate alınmıştır. Grubun yaptığı ilk çalışmada [25] Lagrange denkleminden yararlanılarak eklem boşluğunun matematiksel ifadesi türetilmiştir. Aynı grubun diğer iki çalışmasında [26, 27] ise tek ekleminde boşluk bulunan dört-çubuk mekanizmasının dinamik analizi için teorik çalışmaya ilaveten deneysel çalışmada gerçekleştirilmiştir. Her iki sonucun

benzer karakter sergilemesi, sunulan teorik yaklaşımın doğruluğunu göstermiştir. Ayrıca mekanizmanın tasarımı için boşluk değerinin, tahrik hızının, kütle oranlarının ve giriş torkunun etkileri tartışılmıştır. İlk üç çalışmadaki bilgiler ışığında aynı grubun diğer bir çalışmasında ise [28] uzuvların kütlesi, tahrik momenti ve boşluk değeri gibi birtakım etkenlerin eklem kuvvetlerine etkisini, eklem boşluğu etkisiyle mekanizmanın ana gövdesinde hasıl olan sarsma kuvvetini, eklem bölgesindeki boşluğun vektörel doğrultusu ile temas kuvvetinin doğrultusu arasındaki ilişkisi ve sürekli temasın uygulanabilirliği konuları değerlendirilmiştir.

Çoklu eklem boşluklarının düzlemsel mekanizmalardaki dinamik etkileri Shimojima ve ark. [29] tarafından Lagrange denkleminin kullanılmasıyla analiz edilmiştir. Eklem bölgesindeki sürtünme etkisi, boşluklu eklem bölgesindeki mil ve yatak arasındaki ayrılmayı tahmin etmek için dikkate alınmış ve tahmin edilen sonuçlar, deneysel olarak gözlemlenen değerler ile karşılaştırılmıştır.

Osman ve ark. [30] giriş açısıyla bağlantılı olarak yatak reaksiyonlarının hesaplanmasına yönelik düzlemsel quick-return mekanizmasındaki boşlukları incelemiştir. Bu incelemede temel kabul, mekanizmanın konum ve hız büyüklüklerinde boşluktan kaynaklanan etkilerin göz ardı edilmesi olmuştur. Wilson ve Fawcett [31] kayar eklemdaki boşluğun, pistonun hareketi üzerine dinamik etkisini ve bunun deneysel doğrulanmasını çalışmıştır.

Rao [32], döner eklemlerinde boşluk bulunan ve elastik uzuvlu bir krank-biyel mekanizmasının analizini gerçekleştirmiştir. Kayar eklemdaki boşluğun dikkate alınmadığı bu çalışmada, krank açısına göre pistonun pozisyonu ve bütün boşluklar arasında bir eşitlik oluşturulmuştur. Temas kaybının olmadığı esaslı bu modele ilaveten gerçekleştirilen çalışmada [33] ise mekanizma sentezinin doğru olarak gerçekleştirilebilmesi için boyutsuz toleransların, esnekliğin ve eklem boşluğunun etkileri irdelenmiştir.

Grant ve Fawcett [34] daha önce verilen boşluksuz analiz esasına dayalı olan temas kaybını tespit eden ve deneysel olarak doğruluğunu gösteren bir analizi uygulamıştır. Dört-çubuk mekanizmasının model olarak incelendiği bu çalışmada, mekanizmanın bağlayıcı-izleyici uzuv bağlantı noktasındaki eklem, boşluklu olarak kabul edilmiştir.

Eklem boşluğu, kütsüz bir uzuv olarak modellenmiş ve analize dahil edilmiştir. Böylelikle tek serbestlik dereceli dört-çubuk mekanizması, iki serbestlikli olan beş-çubuk mekanizmasına dönüşmüştür. Boşluk uzuv analizinin benzer bir uygulaması ise yüksek hızda çalışan mekanizmaların eklem ayrışmalarının tahmin edilmesinde kullanılmıştır [35]. Bütün döner eklemlerde radyal boşluk bulunan krank- biyel mekanizması, model mekanizma olarak alınmış ve incelenmiştir. Grant ve Fawcett [36] eklem bölgesinde mil ve yatak arasında tahmin edilen temas kaybı bilgilerinin kullanılması neticesinde, temas kaybına yönelik bir teori geliştirmişlerdir. Boşluklu eklem bölgesinde yüzeyler arasındaki ayrılmanın engellenmesinin, eklem bölgesindeki kuvvetlerin büyüklüğü ve doğrultusuyla ilgili olduğu belirtilmiştir.

Haines [37], boşluklu döner ekleme sahip ve yağlamanın dikkate alınmadığı düzlemsel mekanizmalar için gerçekleştirdiği derlemede, bazı önemli belirsizliklere açıklama getirmiştir. Yine, Haines [38] döner eklem boşluğunun dinamik davranışını incelemek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir.

Agarwal [39] hem toleransların hem de eklem boşluklarının mevcut olduğu bir mekanizmada, mekanizmanın toplam hareket aralığının dikkate alındığı parametrik bir programlama tekniğini içeren bir çalışma gerçekleştirmiştir. Burada sunulan çalışma, daha önceki çalışmalardaki gibi sadece bir pozisyon için mekanik hata optimizasyonu olmamıştır. Seçilen montajın olasılıklar dahilinde olmasına binaen, mekanizma için kabul edilebilir boşluk ve toleransların çoklu setleri sağlanmıştır. Sunulan yöntem, farklı fonksiyonların oluşturulmasını sağlayan mekanizmalara uygulanmıştır.

Rao ve Gavane [40,41] Geneva mekanizmasını dikkate alarak nonlinear programlama tekniklerini kullanmış ve mekanizmanın belirlenen ivme ve sarsma hataları içerisinde kalmasını esas almıştır. Mil ve yatak arasındaki temas kaybı esası temeline dayalı bir olasılık analiz metodu gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, tolerans ve eklem boşluklarının istatistiksel dağılımının esas alındığı mekanizma için istatistiksel bir çalışma bandı sunmuştur. Döner eklemdaki boşluklara ilaveten bu inceleme, yatak içerisindeki mile yani iki serbestlikli yüksek eleman çiftine odaklanmıştır. Eklem boşluklu elastik sistemlerin analizi konusunda ise Winfrey ve ark. [42] tarafından bir çalışma

gerçekleştirilmiştir. Elastik bir kam mekanizmasındaki kam ve izleyici eklemindeki ayrılma dikkate alınmıştır. Eklem bölgesindeki mil ile yatak arasındaki ayrılmadan sonraki temasta hasıl olan darbenin dinamik etkileri temel irdeleme konusu olarak dikkate alınmıştır.

Sharfi ve Smith [43] ise eklem boşluklu on-çubuk mekanizmasını dikkate almış ve mekanizmanın hareketi süresince mekanizma geometrisindeki değişimlerden kaynaklanan parametrelerin, mekanizmanın çıkış hassasiyeti üzerine etkileri göz önüne alınmıştır. Tolerans ve eklem boşluklarının, mekanizmanın nominal uzuv boyunu değiştirdiği ifade edilmiştir.

Bengisu ve arkadaşları [44] üç eklem bağlantısında boşluk bulunan dört-çubuk mekanizmasını dikkate alarak, eklem bölgesindeki mil ve yatak arasındaki temas kaybının teorik ve deneysel incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Eklem bölgesindeki sürtünme ihmal edilerek dinamik analiz gerçekleştirilmiş ve mil ile yatak arasında oluşan serbest hareket modunu takiben oluşan temas için elastik olmayan bir darbenin olduğu kabul edilmiştir. Nümerik sonuçlar, mekanizmanın doğrultusunda hızlı bir değişim olduğu zaman yani eklem kuvveti değerinin minimum olduğu durumlarda temas kaybının gerçekleştiği görülmüştür. Elde edilen sonuçlar ile literatürde benzer konuda elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Mekanizmanın hareketinin her bir periyodunda hasıl olan temas kaybının sayısını ve pozisyonunu tahmin eden boyutsuz bir parametre önerilmiştir.

Mallik ve Dhande [45], tolerans ve eklem boşluklarının rasgele değişkenler olarak modellendiği dört-çubuk mekanizmasının yörüngesi için olasılıklı bir model sunmuştur. Belirli bir limit içerisinde kalması şartıyla, bağlayıcı uzvun yörüngesindeki hataların sınırlandırılması için eklem boşluğu ve toleransın optimal dağılımına yönelik bir sentez yöntemi geliştirilmiştir.

Osman ve ark. [46] eklem boşluklu kam mekanizmasının dinamik analizi için bir yöntem geliştirmiştir. Öncelikli olarak eklem boşluğunun açısal değişimi ve bunların türevlerinin tespit edilmesi esas alınan bu çalışmada, eklem boşluğunun; temas bölgesindeki normal kuvvet doğrultusu ile aynı doğrultu üzerinde olduğu esas alınmış ve analizler bu ekseninde gerçekleştirilmiştir.

Chen ve Marshek [47] iki boyutlu ve elastik uzuvlu temas problemlerinin çözümüne yönelik nümerik bir yaklaşım sunmuştur. Temas bölgesindeki basınç dağılımı üzerine boşluğun ve malzeme özelliklerinin etkisi incelemiştir. Elde edilen nümerik sonuçlar, analitik değerler ile karşılaştırılmıştır.

Rhyu ve Kwak [48], eklem boşluklarının ve uzuv toleranslarının dikkate alındığı dört-çubuk mekanizmasının olasılıklar dahilindeki tasarımının formülizasyonunu sunmuştur. Mekanik hata ve imalatındaki üretim maliyetlerinin azaltılması esasına dayanan bu çalışmada, yörünge ve fonksiyon jenerasyonlu dört-çubuk mekanizmasındaki problemler irdelenmiştir.

Yin ve Wu [49], dört-çubuk fonksiyon jenerasyonu mekanizmasının optimal modelini sunmuştur. Öncelikle, boşluksuz mekanizma için optimum boyutlar elde edilmiştir. Daha sonra mekanizmanın dinamik analizi gerçekleştirilerek eklem bölgesindeki kuvvetlerin doğrultu ve büyüklükleri tespit edilmiştir. Mekanizmadaki toplam yapısal hata ve boşlukların azaltılması amacıyla, uzuv boylarının sentezlenmiş değerlerinin elde edilmesi için eşdeğer eklem boşluğu uzvu kullanılmıştır.

Zhe ve ark. [50] mekanik sistem için elde edilen diferansiyel denklem takımının çözümüne gerek kalmaksızın, boşluklu eklem bölgesinde temas kaybının teorik bir yaklaşımla belirlenmesini gerçekleştirmişlerdir. Boşluklu eklemdeki kuvvet ise temasın devam edip etmeyeceğine göre doğrudan hesaplanmıştır.

Seneviratne ve Earles [51], eklem boşluğunu kütesiz sanal bir uzuv olarak dikkate almış ve dört-çubuk mekanizması için bu kütesiz uzuv denklemlerini zaman ve frekans sahasında çözmüştür. Boşluklu eklemdeki reaksiyon kuvvetinin ve boşluk uzvunun açısal hızının irdelendiği bu çalışmada, boşluk uzvunun cevabının iki bölgeden hasıl olduğu ortaya konulmuştur. Bunlardan ilkinde, tıpkı sıfır boşluklu eklem karakterinin sergilendiği düzenli bölgenin ve ikincisinde ise aperiodyk bir cevap karakteristiğinin sergilendiği ve başlangıç şartlarından etkilenilen düzensiz bölgenin varlığı ortaya konulmuştur.

Lee ve ark. [52], mekanizmanın boyutunda belirsizliklere sebep olan radyal boşluk ve toleransların, mekanizmanın dinamiği üzerine etkilerinin değerlendirilmesine yönelik

sistematik ve genel bir yöntem sunmuştur. Bu belirsizliklerin olası davranışları, eklem boşluklu uzuvlar için efektif uzuv boyutu tanımlamasıyla gerçekleştirilmiştir. İmalat maliyetlerinin azaltılması esasına göre optimal tasarım probleminin çözümü gerçekleştirilmiştir. Eklem boşluklu ve uzuv toleranslı krank-biyel ve iki uzuvlu robot manipülatör sistemlerinin incelenmesi gerçekleştirilmiştir.

Deck ve Dubowsky [53] boşluklu makinelerin dinamik cevaplarının tahminlerinin sınırlandırılmasını analiz etmek için yine darbe giriş modelini esas almıştır. Esnek uzuvlu ve eklem boşluklu uzaysal bir krank-biyel mekanizma modelini analitik olarak analiz etmiştir. Elde edilen sonuçlar; küçük parametre değişimlerine yönelik yüksek hassasiyet ve değişkenliğin büyük miktarlarını, ve çalışma koşullarının sistemin dinamik cevap karakteristiğinin ayrılmaz özelliklerinden olduğunu göstermiştir. Simülasyon sonuçlarının doğrulanması için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Hem simülasyon hem de deneysel doğrulamalar, dinamik cevabın tahmin edilmesini kapsayan belirsizliklerin doğallığını göstermiş ve iyi bir cevap elde etmek için çok sayıda değişken parametrelili simülasyonun yapılması gerektiğini vurgulamıştır.

Rhee ve Akay [54] bir eklem bağlantısında boşluk bulunan dört-çubuk mekanizmasının dinamik cevabını incelemiştir. Sonuçlar; sistemdeki nonlineerliğin hem mil ve yatak arasında mevcut sürtünme katsayısına hem de boşluğun değerine bağlı olduğunu göstermiştir. Yatak içerisinde milin hareketinin nonlineerliğe ve kaosa sebep olduğu ifade edilmiştir. Bu çalışmada kendisinden önceki çalışmalar gibi üç moda (kayma, darbe ve serbest hareket) dayandırılmıştır. Krankın çok sayıda periyodunun dikkate alınması ve hesaplamaların yapılması neticesinde, milin hareketinin aperiodyk olduğu ve uç değerlere sahip olduğu belirlenmiştir.

Ravn [55] eklem boşluklu mekanik sistemlerin dinamik davranışını tanımlamak amacıyla bir metot sunmuştur. Sürekli analiz modelinin dikkate alınması neticesinde eklem boşluğu, mil ve yatağın ayrı birer eleman olarak tanımlanması neticesinde mekanik sisteme transfer edilmiştir. Önerilen metodun geçerliliği, çift sarkaç ve krank-biyel mekanizmasının analizi ile doğrulanmıştır.

Choi ve ark. [56] düzlemsel mekanizmalar için mekanik hata analizi esasına dayalı, yağlamanın mevcut olduğu boşluklu eklemlerde tolerans optimizasyonuna yönelik

analitik bir yaklaşım geliştirmiştir. Eklem boşluklarının ve uzuv toleranslarının, mekanizmadaki belirsizliklerin temelini oluşturduğu kabulüne dayanan bu çalışmada, her iki parametre de tasarım değişkeni olarak kabul edilmiştir. Sunulan yaklaşımın geçerliliği, dört-çubuk ve krank-biyel mekanizmalarının analizinden elde edilen sonuçların Monte-Carlo simülasyonundan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmasıyla sağlanmıştır.

Zakhariev [57], eklem boşluklu uzaysal mekanizmalarda eklem bölgesinde hasıl olan sürtünme ve temas kuvvetlerinin hesaplanmasına yönelik bir yaklaşım sunmuştur. Coulomb sürtünmesi dikkate alınmış ve matris metodundan yararlanılarak problemin çözümü iteratif bir yöntemle gerçekleştirilmiştir. Yöntemin geçerliliği, döner ekleme sahip bir sarkaç mekanizması üzerinde test edilmiştir.

Ting ve ark. [58] mekanizma ve manipülatörlerde mevcut eklem boşluğundan kaynaklanan en olumsuz pozisyon ve doğrultu hatalarını tanımlamak için basit bir yaklaşım sunmuştur. Mekanizma modeli olarak her bir ekleminde 2,5 mm'lik boşluk bulunan dört-çubuk mekanizması tercih edilmiştir. Bu yaklaşım, mekanizmanın hassasiyetini garanti etmek amacıyla en büyük boşluk değerini belirlemek, istenilen çıkış pozisyonunda ve doğrultusundaki sapmaları tayin etmek ve bu pozisyon belirsizliklerindeki limit değerleri tahmin etmek için geometrik bir model önermektedir.

Zhu ve Ting [59], olasılık teorisinden yola çıkarak eklem boşluğunun bir çıktısı olarak robot elin uç kısmındaki sapmaların tanımlanması için genel bir olasılık-yoğunluk fonksiyonu sunmuşlardır. Sunulan fonksiyonun geçerliliği, iki uzuvlu ve iki ekleminde de boşluk bulunan düzlemsel bir robot üzerinde gösterilmiştir.

Cho ve ark. [60] krank-biyel mekanizmasında piston ve silindir arasında mevcut silindirik eklem boşluğundan kaynaklanan yanal ve döner hareketlerin dinamiğini incelemiştir. İçten yanmalı motorlardaki piston vuruşuyla tahrik edilen motor bloğu yüzeyindeki titreşim cevabını ve sistemdeki darbe kuvvetinin değerini öngörebilen analitik bir yöntem sunulmuştur.

Feng ve ark. [61] eklem boşluklu düzlemsel mekanizmaların dinamik tasarımına

yönelik yeni bir optimizasyon yöntemi sunmuştur. Temelinde, eklem kuvvetlerindeki değişiminin azaltılması amaçlanan bu çalışmada kütle, kütleli atalet momenti ve bunların uzuv üzerindeki konumları, tasarım değişkeni olarak alınmıştır. Hedef fonksiyonu ise eklem kuvvetlerinin genliği ve değişimi olarak tanımlanmıştır. Sonuçta ise bütün eklemlerinde boşluk bulunan dört-çubuk mekanizmasında eklem kuvvetlerinin ani değişimlerinin kontrol edilebileceği gösterilmiştir.

Jia ve ark. [62] krank-biyel mekanizmasının piston perno merkezinde üç bilyeli kayar eklem bağlantısındaki boşluğun, mekanizmanın dinamik davranışına etkisini incelemiştir. Teorik ve deneysel olarak gerçekleştirilen bu çalışmada, eklem boşluğundan kaynaklanan ilave hareketin kinematik özellikleri tanımlanmış ve mekanizmadan elde edilen dinamik cevap detaylıca irdelenmiştir.

Chunmei ve ark. [63] değişken tahrik frekansına sahip eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının analizini gerçekleştirmiştir. Hem uzuv elastikliğinin hem de boşluğun, mekanizmanın dinamik davranışı üzerine etkileri eşzamanlı olarak irdelenmiş ve boşluklu eklemden kaynaklanan nonlineer dinamik davranış ise rijit kabul edilen mekanizma modeliyle analiz edilmiştir.

Bauchau ve Rodriguez [64] döner ve küresel eklemler için boşluğun ve yağlamanın etkisini incelemiştir. Enerjinin korunumu çerçevesinde formülasyonlar tanımlanmış ve krank-biyel mekanizması üzerinde gerekli incelemeler yapılmıştır.

Schwab ve ark. [65] eklem boşluğunun mevcut olduğu mekanizmaların ve makinaların dinamik davranışını incelemiştir. Piston perno merkezindeki eklem bağlantısında 0,5 mm' lik boşluğun dikkate alındığı bu çalışmada sürekli temas kuvvet modelleri ile darbe modeli arasında bir kıyaslama yapılmıştır. Mekanik sistem hem rijit hem de elastik olarak incelenmiş, ve boşluklu kısımda mil ile yatak arasındaki en yüksek temas kuvvetinin doğru tanımlanması için bir yöntem önerilmiştir. Ayrıca, uzuvların uyumunun veya eklem bölgesindeki yağlamanın temas kuvvetindeki uç değeri nasıl etkilediği irdelenmiş ve sonuçlar detaylıca sunulmuştur.

Stoenescu ve Marghitu [66] düzlemsel, rijit uzuvlu, piston perno merkezinde boşluk bulunan bir krank-biyel mekanizmasını referans almışlar ve mekanizmanın dinamik

davranışını irdelenmişlerdir. Aynı mekanizmanın mafsal 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.

Flores ve Ambrosio [67] eklem boşluklu mekanik sistemlerin dinamik kuvvet karakteristiklerinin belirlenmesi için sayısal bir yöntem sunmuştur. Eklem bölgesinde mil ve yatak arasındaki temasın algılanması ve temas kuvveti modeli içeren bu yöntemin geçerliliği, döner eklemlili düzlemsel bir krank-biyel mekanizmasının dinamik analizi ile ortaya konulmuştur.

Tsai ve Lai [68] eklem boşluklu mekanizmaların iletim performanslarının değerlendirilmesi için efektif bir metot sunmuştur. Eklem boşluğu sanal bir uzuv olarak modellenmiş ve bu boşluktan kaynaklanan ilave serbestliklerin modellenmesi için eşdeğer kinematik çiftlerden yararlanılmıştır. Her bir eklem bağlantısında boşluk bulunan dört-çubuk mekanizması, model mekanizma olarak incelenmiştir.

Flores ve ark. [69, 70] boşluk ve yağlama gibi gerçek eklem karakteristiklerini kapsayan mekanik sistemlerin dinamik analizleri için bir yöntem sunmuşlardır. Krank-biyel mekanizmasının biyel-piston eklemindeki 0,05 mm boşluğun dikkate alındığı bu çalışmada, kuru temas durumunda temas kuvvetinin değerlendirilmesi için yapısal sönüm tarzında enerji kayıplarının da dikkate alındığı bir teknik uygulanmıştır. Sürtünme kuvvetleri ise Coulomb sürtünme kanunları nezdinde hesaplanmıştır. Eklem bölgesinde yağlamanın mevcut olduğu durum için ise hidrodinamik teoriden yararlanılarak gerekli kuvvetler hesaplanmıştır.

Orden [71], çok parçalı sistemlerdeki eklem boşluğu çalışmasıyla ilgili bir yöntem sunmuştur. Boşluğun tanımında kullanılan malzeme yüzeylerinin analitiksel tanımlamasının birtakım avantajlarına sahip olan bu yöntemde, enerjinin korunumu ilkesi esas alınmıştır. Sunulan yöntemin özellikle daha geniş zaman adımlı ve uzun süreli simülasyonlarda daha kararlı bir yaklaşım sergilediği, nümerik uygulamalarla gösterilmiştir.

Koshy [72] piston perno merkezinde boşluk bulunan krank-biyel mekanizmasının

kinematikğini ve dinamikğini incelemiştir. ADAMS programında nümerik analize ilaveten deneysel çalışmada gerçekleştirilmiş ve farklı temas türleri araştırılmıştır. Daha önce boşluklu eklem bölgesinin analizine yönelik sunulan modellerin geliştirilmesine çalışılmıştır. Bu çalışmada; eklem bölgesindeki boşluğun, mekanizma üzerine etkilerinin belirlenmesi yani mevcut durum tespitinin ötesine gidilmemiştir.

Rao ve Wu [73], mekanizmadaki tolerans ve boşluğun optimum değerlerinin tespit edilmesi için hedef fonksiyonu ve türev esaslı optimizasyon yaklaşımından oluşan bir yöntem önermiştir. Sunulan yöntemin uygulanabilirliği ise dört-çubuk mekanizmasının analizi ile gösterilmiştir.

Eklem boşluklarının, uzaysal mekanizmaların pozisyon ve oryantasyon gibi kinematik özellikleri üzerine etkileri, Parenti-Castelli ve Venanzi [74, 75] tarafından incelenmiştir. Virtüel iş prensibinden yararlanılarak geliştirilen yeni metot, boşluğun muhtemel etkilerinin tanımlanması için kullanılmıştır. Sonuçta; önerilen metodun, gerek statik gerekse dinamik şartlar altında boşluğun etkilerinin değerlendirilmesine uygunluğu görülmüştür.

Shiau ve ark. [76] esnekliği, boşluğu ve sürtünmeyi içeren mafsallık etkilerinin dikkate alındığı 3-PRS paralel mekanizmanın dinamik analizini incelemiştir. Sistemin hareket denkleminin türetilmesi için Newton eşitliği kullanılmış ve elde edilen denklemin çözümü için boşluk bölgesindeki temas doğrulaması ile Runge-Kutta nümerik metodu birleştirilmiştir. Yapılan inceleme neticesinde eklem boşluğu ve sürtünmenin, sistemin doğal frekansına ve moduna etkilerine değinilmiştir. Ayrıca, artan eklem boşluğu ve sürtünme değerlerinin temas bölgesindeki kuvvette ve sistemin dinamik cevabında artmalara sebep olduğu ifade edilmiştir.

Khemili ve Romdhane [77], eklem boşluklu bir krank-biyel mekanizmasının dinamik analizini çalışmıştır. Hem deneysel hem de bilgisayar ortamında ADAMS programı üzerinde gerçekleştirilen çalışmada, boşluklu eklem bölgesindeki temasın tanımı için darbe fonksiyonu benimsenmiştir. Sonuçlar; eklem boşluğunun mekanizmanın dinamik cevabını önemli ölçüde etkilediğini göstermiştir. Rijit ve elastik uzuvlu mekanizmanın analizinden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, uzuv esnekliği ile mekanizmadaki darbe etkisinin önemli oranda sönümlendiği görülmüştür.

Bing ve Ye [78], 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 birtakım tasarım önerileri getirilmiştir.

Tsai ve Lai [79], eklem boşluğuna sahip çok uzuvlu mekanizmaların hata analizlerine yönelik olarak genelleştirilmiş bir metot sunmuştur. Eklem boşluğu, kütsüz sanal bir uzuv olarak modellenmiş ve bu uzuvlardan kaynaklanan ilave serbestlikleri modellemek için eşdeğer kinematik çiftler kullanılmıştır. Eklem boşluklu mekanizmanın pozisyon hataları, ideal eklemli mekanizmayla karşılaştırılmıştır.

Flores [80], boşluklu döner eklemlerdeki aşınma miktarının belirlenmesi için bir metot geliştirmiştir. Bu çerçevede basit bir model sunulmuş ve tanımlanan temas kuvvetleri, sürekli temas modeli kapsamında değerlendirilmiştir. Eklem bölgesindeki sürtünme etkisi sunulmuş ve temas bölgesindeki basınç dağılımını belirlemek için temas-darbe kuvvetleri kullanılmıştır. Önerilen metodun geçerliliğinin tartışılması ise iletim-izleyici ekleminde boşluk bulunan dört-çubuk mekanizmasının nümerik simülasyonu ile gerçekleştirilmiştir. Sonuçta ise aşınma olayının, eklem bölgesinde üniform olarak dağılım göstermediği tespit edilmiştir.

3. BÖLÜM

MODEL MEKANİZMALARIN KİNEMATİK ANALİZİ ve EKLEM BOŞLUĞU MODELİ

3.1. Giriş

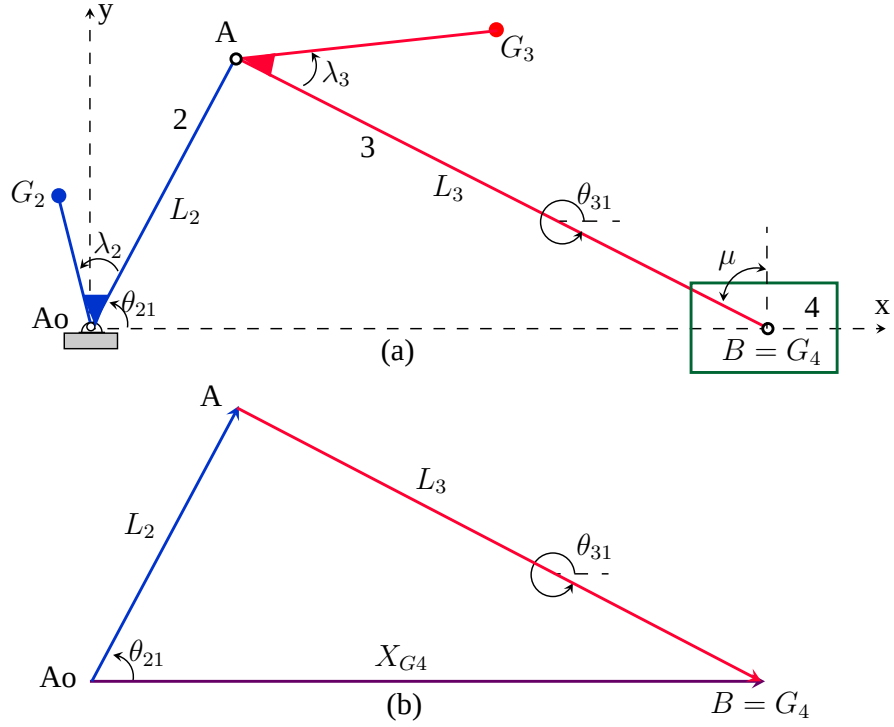
Kinematik analiz; bir mekanizmayı oluşturan uzuvların konum, hız ve ivmelerini belirlemek için yapılan çalışmadır. Hareketli bir uzuv üzerindeki herhangi bir noktanın konum, hız ve ivmesinin, tahrik uzvunun kinematik karakterine bağlı olarak belirlenmesidir.

Bu bölümde; eklem boşluğu modeli tanımlanmasıyla, boşluğu karakterize eden konum vektörü tanımlanacak ve mekanizma kinematiğine etkileri araştırılacaktır. Bu konuda yapılan araştırmalarda, model olarak esas alınan krank-biyel ve dört-çubuk mekanizmalarının eklem boşluklu ve boşluksuz kinematik analizleri gerçekleştirilmiştir [25–28, 44, 61, 65, 70].

3.2. Eklem Boşluksuz Kinematik Analiz

3.2.1. Eklem Boşluksuz Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi

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

$$\begin{bmatrix} x_{G_2} \\ y_{G_2} \end{bmatrix} = \overline{A_o G_2} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{21} + \lambda_2) \\ \sin (\theta_{21} + \lambda_2) \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

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

$$\begin{bmatrix} x_{G_3} \\ y_{G_3} \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + \overline{A G_3} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{31} + \lambda_3) \\ \sin (\theta_{31} + \lambda_3) \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G_4} \\ y_{G_4} \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Burada L_2 ve L_3 değerleri sırasıyla krank yarıçapını ve biyel boyunu ifade etmektedir. λ açısı; uzvun ağırlık merkezi doğrultusunun, uzvun normali doğrultusuna göre yaptığı açıdır. θ_{31} ise biyel kolunun x eksenine göre açısal konumudur ve θ_{21} açısının fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

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

Mekanizmanın iletim açısı ise Şekil 3.1 (a)'dan yararlanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\mu = \cos^{-1} \left[\frac{L_2 \sin \theta_{21}}{L_3} \right] \quad (3.6)$$

Krankın sabit açısal hızla (düzgün dönme) tahrik edilmesinden dolayı bu noktalara ait hız ve ivme değerleri, zincir türev kuralına göre aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G_2} \\ \dot{y}_{G_2} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ \overline{A_o G_2} \begin{bmatrix} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) \\ \sin(\theta_{21} + \lambda_2) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.7)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_A \\ \dot{y}_A \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.8)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G_3} \\ \dot{y}_{G_3} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + \overline{A G_3} \begin{bmatrix} \cos(\theta_{31} + \lambda_3) \\ \sin(\theta_{31} + \lambda_3) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.9)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G_4} \\ \dot{y}_{G_4} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.10)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G_2} \\ \ddot{y}_{G_2} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ \overline{A_o G_2} \begin{bmatrix} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) \\ \sin(\theta_{21} + \lambda_2) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.11)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_A \\ \ddot{y}_A \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.12)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G_3} \\ \ddot{y}_{G_3} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + \overline{AG_3} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{31} + \lambda_3) \\ \sin (\theta_{31} + \lambda_3) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.13)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G_4} \\ \ddot{y}_{G_4} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.14)$$

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

3.2.2. Eklem Boşluksuz Dört-Çubuk Mekanizmasının Kinematik Analizi

Eklem boşluksuz, kol-sarkaç kol tipindeki dört-çubuk mekanizmasının şematik görünümü Şekil 3.2’de, mekanizmaya ait kinematik parametreler ise Tablo 3.2’de verilmiştir. Şekil 3.2 (b) de verilen vektörel sunumdan yararlanarak mekanizma için kapalı çevrim ifadesi (3.15) nolu denklemdeki gibi yazılabilir.

Tablo 3.2. Dört-çubuk mekanizmasının kinematik parametreleri

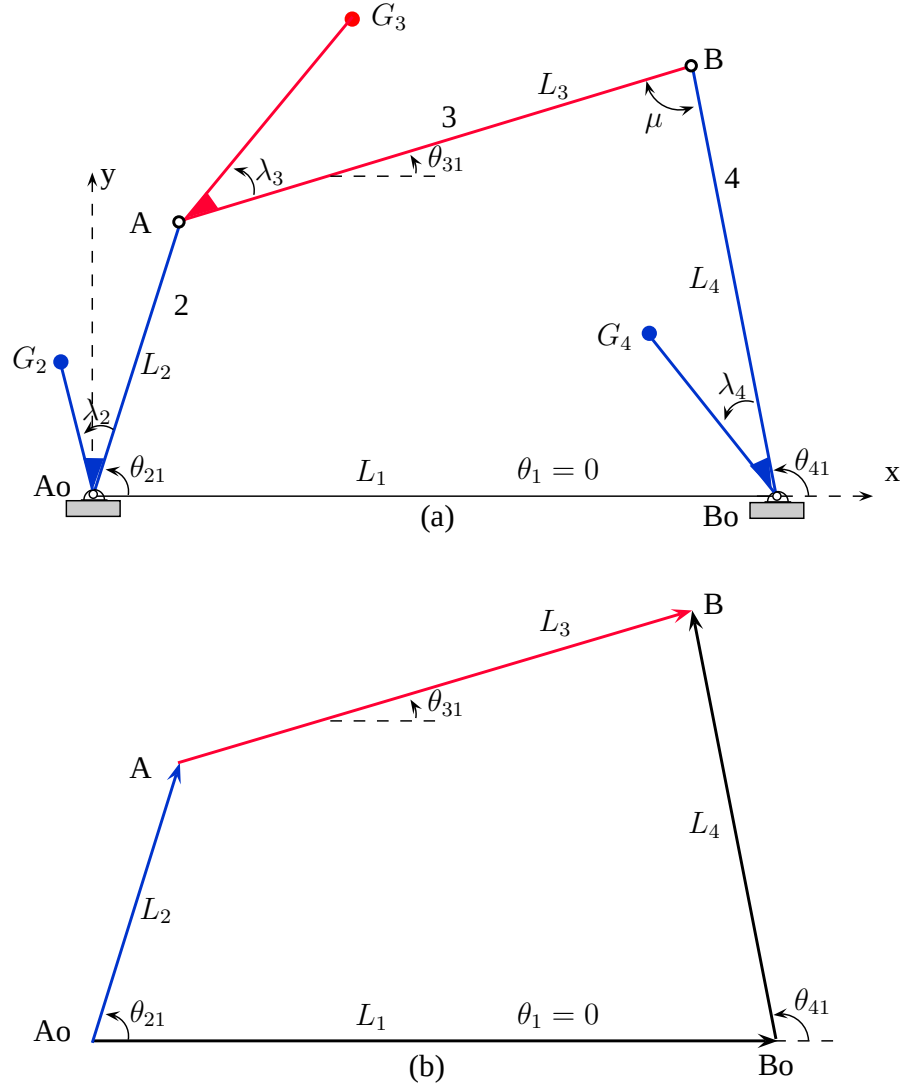
Parametre	Tanım	Değer
L_1 (mm)	Sabit uzvun boyu	800
L_2 (mm)	Kol uzvunun boyu	250
L_3 (mm)	İletim uzvunun boyu	750
L_4 (mm)	Sarkaç kol uzvunun boyu	450

$$L_1 e^{i\theta_1} - L_2 e^{i\theta_{21}} - L_3 e^{i\theta_{31}} + L_4 e^{i\theta_{41}} = 0 \quad (3.15)$$

(3.15) nolu denklemde L_1 , L_2 , L_3 ve L_4 , sırasıyla sabit, kol, iletim ve sarkaç kol uzuvlarının boylarını ifade etmektedir. θ_{31} ve θ_{41} ise iletim ve sarkaç kol uzuvlarının, sabit uzva göre açısal konumlarını tanımlamaktadır. (3.15) nolu denklemin reel ve sanal kısımlara ayrılması ve ilgili trigonometrik eşitliklerin (yarım tanjant yöntemi) kullanılmasıyla θ_{31} ve θ_{41} ifadeleri, θ_{21} açısının fonksiyonu olarak tanımlanabilir [1, 81].

$$\theta_{31} = 2 \tan^{-1} \left[\frac{-B \mp \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \right] \quad (3.16)$$

$$\theta_{41} = \cos^{-1} \left[\frac{L_2 \cos \theta_{21} + L_3 \cos \theta_{31} - L_1 \cos \theta_1}{L_4} \right] \quad (3.17)$$



Şekil 3.2. Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının şematik görünümü (a), Mekanizmanın vektör çevrimi (b)

(3.16) nolu denklemdeki A, B ve C terimlerinin açılımları ise (3.18) ve (3.20) arasında verilmiştir.

$$A = 2L_3L_1 \cos \theta_1 - 2L_2L_3 \cos \theta_{21} - 2L_2L_1 \cos (\theta_{21} - \theta_1) - L_4^2 + L_2^2 + L_3^2 + L_1^2 \quad (3.18)$$

$$B = 4L_2L_3 \sin \theta_{21} - 4L_3L_1 \sin \theta_1 \quad (3.19)$$

$$C = -2L_3L_1 \cos \theta_1 + 2L_2L_3 \cos \theta_{21} - 2L_2L_1 \cos (\theta_{21} - \theta_1) - L_4^2 + L_2^2 + L_3^2 + L_1^2 \quad (3.20)$$

Mekanizmanın iletim açısı Şekil 3.2 (a)'dan aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\mu = \cos^{-1} \left[\frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2 - L_4^2 - 2L_1L_2 \cos \theta_{21}}{-2L_3L_4} \right] \quad (3.21)$$

Mekanizma uzuvlarına ait konum ifadeleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\begin{bmatrix} x_{G_2} \\ y_{G_2} \end{bmatrix} = \overline{A_oG_2} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{21} + \lambda_2) \\ \sin (\theta_{21} + \lambda_2) \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

$$\begin{bmatrix} x_A \\ y_A \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G_3} \\ y_{G_3} \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + \overline{AG_3} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{31} + \lambda_3) \\ \sin (\theta_{31} + \lambda_3) \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

$$\begin{bmatrix} x_B \\ y_B \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G_4} \\ y_{G_4} \end{bmatrix} = L_1 \begin{bmatrix} \cos \theta_1 \\ \sin \theta_1 \end{bmatrix} + \overline{B_oG_4} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{41} + \lambda_4) \\ \sin (\theta_{41} + \lambda_4) \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

Mekanizmada giriş uzvu olan kol uzvu düzgün dönme gerçekleştirdiği için uzuvların ağırlık merkezlerine ait hız ve ivme değerleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G_2} \\ \dot{y}_{G_2} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ \overline{A_oG_2} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{21} + \lambda_2) \\ \sin (\theta_{21} + \lambda_2) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.27)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_A \\ \dot{y}_A \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.28)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G_3} \\ \dot{y}_{G_3} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + \overline{AG_3} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{31} + \lambda_3) \\ \sin (\theta_{31} + \lambda_3) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.29)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_B \\ \dot{y}_B \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.30)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G_4} \\ \dot{y}_{G_4} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_{21}} \left\{ L_1 \begin{bmatrix} \cos \theta_1 \\ \sin \theta_1 \end{bmatrix} + \overline{B_o G_4} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{41} + \lambda_4) \\ \sin (\theta_{41} + \lambda_4) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.31)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G_2} \\ \ddot{y}_{G_2} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ \overline{A_o G_2} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{21} + \lambda_2) \\ \sin (\theta_{21} + \lambda_2) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.32)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_A \\ \ddot{y}_A \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.33)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G_3} \\ \ddot{y}_{G_3} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + \overline{A G_3} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{31} + \lambda_3) \\ \sin (\theta_{31} + \lambda_3) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.34)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_B \\ \ddot{y}_B \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31} \\ \sin \theta_{31} \end{bmatrix} \right\} \quad (3.35)$$

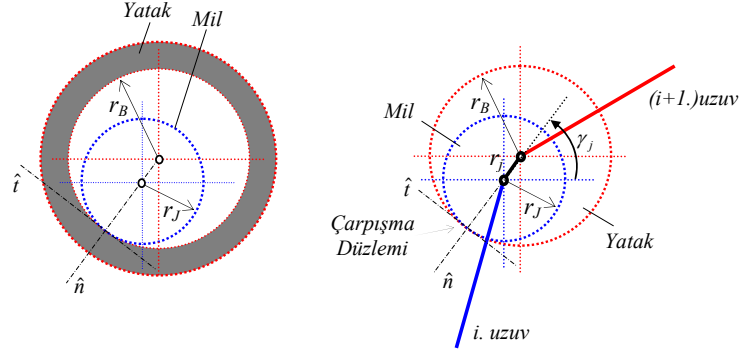
$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G_4} \\ \ddot{y}_{G_4} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_{21}^2} \left\{ L_1 \begin{bmatrix} \cos \theta_1 \\ \sin \theta_1 \end{bmatrix} + \overline{B_o G_4} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{41} + \lambda_4) \\ \sin (\theta_{41} + \lambda_4) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.36)$$

Burada ω_{21} , kol uzvunun açısal hızını ifade etmektedir.

3.3. Eklem Boşluğu Modeli

Mekanik sistemlerin eklem bölgesindeki boşluklar neredeyse kaçınılmaz bir durumdur. Çünkü bu boşluklar, mekanik sistem elemanlarının montajına izin verdiği gibi bu elemanların birbirlerine göre bağlı hareket yapmasını sağlar [69]. Literatür incelendiği zaman farklı eklem tiplerindeki boşlukların, mekanik sistemlerin analizine dahil edildiği görülebilir. İncelenen bu bağlantı elemanlarında ise döner ve kayar eklemler ilk sıraları almaktadır. Düzlemsel döner eklemlerde eklem boşluğu, Şekil 3.3'de görüldüğü gibi mil ve yatak arasındaki mesafe olarak tanımlanabilir.

Eklem bölgesinde yağlamanın olmadığı veya zayıf olduğu dikkate alınırsa mil ile yatağın iç yüzeyi arasında temas sağlanıncaya kadar yatak içerisinde milin serbest



Şekil 3.3. Boşluklu döner eklem

hareketi mevcuttur. Mil ile yatak arasında temasın gerçekleştiği noktada normal ve teğetsel kuvvetler hasıl olur. Sürtünmenin ihmal edilmesi sonucu eklem boşluğu doğrultusu, temas bölgesindeki normal kuvvet ile aynı doğrultudadır. Eklem bölgesinde mil ve yatak arasında üç temel hareket tipi mevcuttur. Bunlardan ilki serbest yol almadır. Bu hareket tipinde mil, yatak yüzeyi ile temasta olmaksızın hareket etmektedir. İkinci hareket tipi ise darbedir. Serbest yol almanın bitiminde oluşmaktadır. Üçüncü ve son hareket tipi ise sürekli temastır. Bu durum için mil ve yatak arasında sürekli bir temas söz konusudur [70]. Serbest yol alma ve darbe tipi hareketler, genel olarak mekanizmaların hareket karakteristiğinde yol alma ve durma dönemlerinde gerçekleşmektedir. Mekanizmanın genel karakteristiğini yansıtan kararlı çalışma bölgesinde ise mil ve yatak arasında sürekli temas hareket tipi mevcuttur. Bu temas modeli dikkate alınırsa eklem boşluğu, kütesiz sanal bir uzuv olarak modellenenebilir [44, 58]. Bu sanal uzvun eşdeğer boyu aşağıdaki gibi verilebilir.

$$r_j = r_B - r_J \quad (3.37)$$

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 mekanizmadaki her bir eklem boşluğu, sistemin serbestlik derecesinin değişmesine sebep olur. İncelenen model mekanizmalar mecburi hareketli iken, iki eklem boşluğundan dolayı herbiri üçer serbestlik derecesine ulaşmaktadır. Bu; mekanizmanın hareketinde belirsizliklere

neden olur ve dolayısıyla mekanizmanın analizinin gerçekleştirilmesi için ilave kısıtlayıcılara ihtiyaç duyulur.

3.4. Eklem Boşluğu Vektörünün Hareket Analizi

Eklem boşluk vektörünün açısal konum değişim karakteristiğinin tanımlanması için Lagrange denkleminde yararlanılmıştır [25–28, 61]. 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.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial KE}{\partial \dot{\gamma}_j} - \frac{\partial KE}{\partial \gamma_j} + \frac{\partial PE}{\partial \gamma_j} = 0 \quad (3.38)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial KE}{\partial \dot{\gamma}_j} = & m_i \left[\ddot{x}_{G_i} \frac{\partial \dot{x}_{G_i}}{\partial \dot{\gamma}_j} + \dot{x}_{G_i} \left(\omega_{21} \frac{\partial^2 \dot{x}_{G_i}}{\partial \theta_{21} \partial \dot{\gamma}_j} + \dot{\gamma}_k \frac{\partial^2 \dot{x}_{G_i}}{\partial \gamma_k \partial \dot{\gamma}_j} \right) \right] \\ & + m_i \left[\ddot{y}_{G_i} \frac{\partial \dot{y}_{G_i}}{\partial \dot{\gamma}_j} + \dot{y}_{G_i} \left(\omega_{21} \frac{\partial^2 \dot{y}_{G_i}}{\partial \theta_{21} \partial \dot{\gamma}_j} + \dot{\gamma}_k \frac{\partial^2 \dot{y}_{G_i}}{\partial \gamma_k \partial \dot{\gamma}_j} \right) \right] \\ & + I_{G_i} \left[\ddot{\theta}_i \frac{\partial \dot{\theta}_i}{\partial \dot{\gamma}_j} + \dot{\theta}_i \left(\omega_{21} \frac{\partial^2 \dot{\theta}_i}{\partial \theta_{21} \partial \dot{\gamma}_j} + \dot{\gamma}_k \frac{\partial^2 \dot{\theta}_i}{\partial \gamma_k \partial \dot{\gamma}_j} \right) \right] \quad (k \neq j) \end{aligned} \quad (3.39)$$

$$\frac{\partial KE}{\partial \gamma_j} = m_i \left(\dot{x}_{G_i} \frac{\partial \dot{x}_{G_i}}{\partial \gamma_j} + \dot{y}_{G_i} \frac{\partial \dot{y}_{G_i}}{\partial \gamma_j} \right) + I_{G_i} \dot{\theta}_i \frac{\partial \dot{\theta}_i}{\partial \gamma_j} \quad (3.40)$$

$$\frac{\partial PE}{\partial \gamma_j} = m_i g \frac{\partial y_{G_i}}{\partial \gamma_j} \quad (3.41)$$

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. Enerji ifadelerindeki

türevler, bilgisayar ortamında sembolik olarak gerçekleştirilebilir. 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.

3.5. Eklem Boşluklu Kinematik Analiz

3.5.1. Eklem Boşluklu Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi

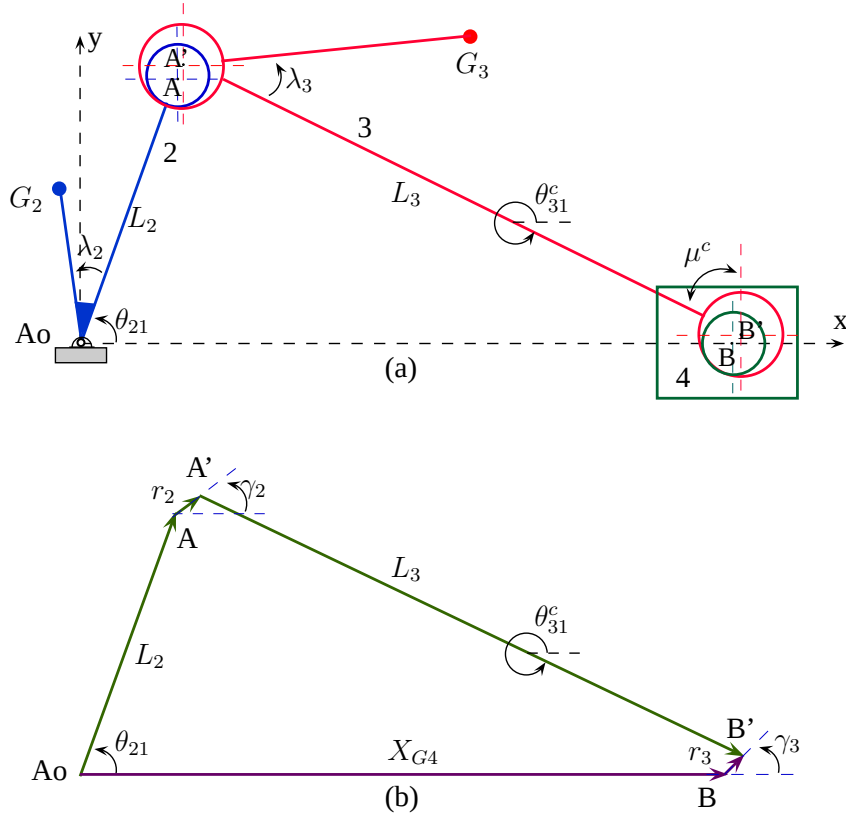
Krank-biyel ve biyel-piston bağlantı eklemlerinin boşluklu olarak modellendiği krank-biyel mekanizması Şekil 3.4'de verilmiştir. Eklem bölgesinde mil ve yatak yarıçapları sırasıyla 7 ve 8 mm olarak belirlenmiştir. Böylelikle uzuv bağlantı noktalarında 1 mm'lik boşluk oluşmaktadır. Literatürdeki mevcut çalışmalarda bu değer 0,05 mm gibi çok küçük değerlerde seçildiği gibi, 2,5 mm gibi oldukça büyük değerler olarak da dikkate alınmıştır [44,58,70,77]. Model mekanizmalar için seçilen bu boşluk değeri, gerçek sistemlerdeki ve bu konuyla ilgili daha önce yapılan çalışmalardaki değerler ile örtüşmektedir.

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

$$\begin{bmatrix} x_{G_2}^c \\ y_{G_2}^c \end{bmatrix} = \overline{A_0 G_2} \begin{bmatrix} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) \\ \sin(\theta_{21} + \lambda_2) \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

$$\begin{bmatrix} x_A^c \\ y_A^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

$$\begin{bmatrix} x_{A'}^c \\ y_{A'}^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + r_2 \begin{bmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{bmatrix} \quad (3.44)$$



Şekil 3.4. Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının şematik görünümü (a), Mekanizmanın vektör çevrimi (b)

$$\begin{bmatrix} x_{G_3}^c \\ y_{G_3}^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + r_2 \begin{bmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{bmatrix} + \overline{A'G_3} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{31}^c + \lambda_3) \\ \sin (\theta_{31}^c + \lambda_3) \end{bmatrix} \quad (3.45)$$

$$\begin{bmatrix} x_{B'}^c \\ y_{B'}^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + r_2 \begin{bmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31}^c \\ \sin \theta_{31}^c \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G_4}^c \\ y_{G_4}^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + r_2 \begin{bmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31}^c \\ \sin \theta_{31}^c \end{bmatrix} + r_3 \begin{bmatrix} \cos (\pi + \gamma_3) \\ \sin (\pi + \gamma_3) \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

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.

$$\theta_{31}^c = \sin^{-1} \left[-\frac{L_2 \sin \theta_{21} + r_2 \sin \gamma_2 + r_3 \sin (\pi + \gamma_3)}{L_3} \right] \quad (3.48)$$

Mekanizmanın iletim açısı ise aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\mu^c = \cos^{-1} \left[\frac{L_2 \sin \theta_{21} + r_2 \sin \gamma_2 - r_3 \sin \gamma_3}{L_3} \right] \quad (3.49)$$

İlgili hız ve ivme ifadeleri; mekanizma için tanımlanan konum ifadelerinin, (3.50) ve (3.51) nolu denklemlerde yerine yazılması ve türevlenmesi sonucunda elde edilebilir [25–27].

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G_i}^c \\ \dot{y}_{G_i}^c \end{bmatrix} = \omega_{21} \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}} \\ \frac{\partial y_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}} \end{bmatrix} + \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{G_i}^c}{\partial \gamma_j} \\ \frac{\partial y_{G_i}^c}{\partial \gamma_j} \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{G_i}^c \\ \ddot{y}_{G_i}^c \end{bmatrix} &= \alpha_{21} \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}} \\ \frac{\partial y_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}} \end{bmatrix} + \omega_{21}^2 \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}^2} \\ \frac{\partial^2 y_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}^2} \end{bmatrix} + 2\omega_{21} \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{G_i}^c}{\partial \theta_{21} \partial \gamma_j} \\ \frac{\partial^2 y_{G_i}^c}{\partial \theta_{21} \partial \gamma_j} \end{bmatrix} + \sum_{j=2}^3 \ddot{\gamma}_j \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{G_i}^c}{\partial \gamma_j} \\ \frac{\partial y_{G_i}^c}{\partial \gamma_j} \end{bmatrix} \\ &+ \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j^2 \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{G_i}^c}{\partial \gamma_j^2} \\ \frac{\partial^2 y_{G_i}^c}{\partial \gamma_j^2} \end{bmatrix} + \sum_{j=2}^3 \sum_{k=2}^3 \dot{\gamma}_j \dot{\gamma}_k \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{G_i}^c}{\partial \gamma_j \partial \gamma_k} \\ \frac{\partial^2 y_{G_i}^c}{\partial \gamma_j \partial \gamma_k} \end{bmatrix} \quad (k \neq j) \end{aligned} \quad (3.51)$$

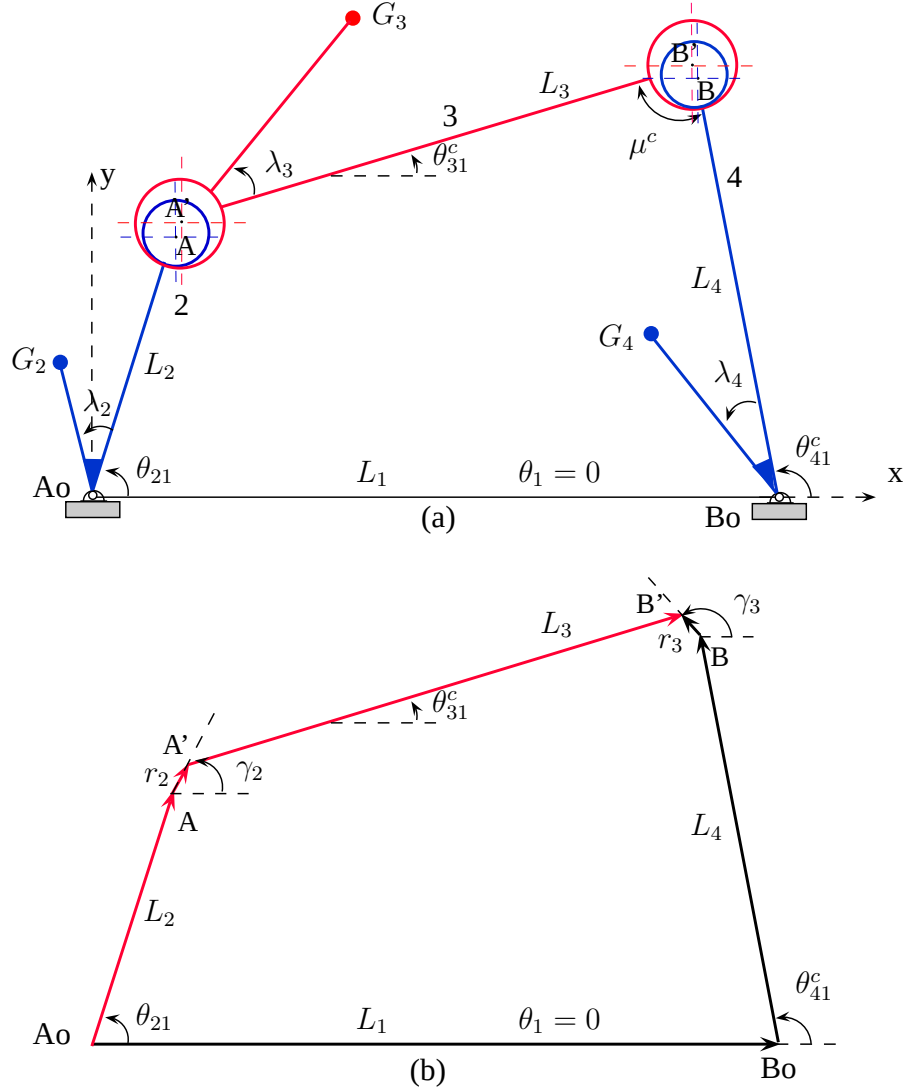
burada α_{21} ; giriş uzvunun açısal ivmesidir (Düzgün dönmekten dolayı $\alpha_{21}=0$). i indisi; mekanizmanın hareketli uzuvlarını, j ise boşluklu eklemleri tanımlamaktadır. $\dot{\bullet}$ ve $\ddot{\bullet}$ ifadeleri, ilgili büyüklüklerin hızını ve ivmesini karakterize etmektedir. Benzer şekilde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

$$\dot{\theta}_{31}^c = \omega_{21} \frac{\partial \theta_{31}^c}{\partial \theta_{21}} + \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \frac{\partial \theta_{31}^c}{\partial \gamma_j} \quad (3.52)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_{31}^c &= \alpha_{21} \frac{\partial \theta_{31}^c}{\partial \theta_{21}} + \omega_{21}^2 \frac{\partial^2 \theta_{31}^c}{\partial \theta_{21}^2} + 2\omega_{21} \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \frac{\partial^2 \theta_{31}^c}{\partial \theta_{21} \partial \gamma_j} + \sum_{j=2}^3 \ddot{\gamma}_j \frac{\partial \theta_{31}^c}{\partial \gamma_j} \\ &+ \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j^2 \frac{\partial^2 \theta_{31}^c}{\partial \gamma_j^2} + \sum_{j=2}^3 \sum_{k=2}^3 \dot{\gamma}_j \dot{\gamma}_k \frac{\partial^2 \theta_{31}^c}{\partial \gamma_j \partial \gamma_k} \quad (k \neq j) \end{aligned} \quad (3.53)$$

3.5.2. Eklem Boşluklu Dört-Çubuk Mekanizmasının Kinematik Analizi

Kol-iletim ve iletim-sarkaç kol uzuvları arasındaki eklemlerin boşluklu olarak modellendiği dört-çubuk mekanizması Şekil 3.5’de verilmiştir. Mekanizmanın vektörel sunumundan (Şekil 3.5-(b)) yararlanarak tanımlanan kapalı çevrim ifadesi (3.54) nolu denklemdeki gibi yazılabilir.



Şekil 3.5. Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının şematik görünümü (a), Mekanizmanın vektör çevrimi (a)

$$L_2 e^{i\theta_{21}} + r_2 e^{i\gamma_2} + L_3 e^{i\theta_{31}} - L_1 e^{i\theta_1} - L_4 e^{i\theta_{41}} - r_3 e^{i\gamma_3} = 0 \quad (3.54)$$

Denklem (3.54)’deki θ_{31}^c ve θ_{41}^c ; iletim ve sarkaç kol uzuvlarının sabit uzva göre açısal konumlarını tanımlamaktadır. (3.54) nolu denklemin reel ve sanal kısımlara

ayrılması ve ilgili trigonometrik eşitliklerin kullanılması neticesinde bu ifadeler (3.55) ve (3.56)'da tanımlanmıştır.

$$\theta_{31}^c = 2 \tan^{-1} \left[-\frac{B}{2A} \pm \frac{1}{2A} (B^2 - 4AC)^{1/2} \right] \quad (3.55)$$

$$\theta_{41}^c = \cos^{-1} \left[\frac{L_2 \cos \theta_{21} + r_2 \cos \gamma_2 + L_3 \cos \theta_{31}^c - L_1 \cos \theta_1 - r_3 \cos \gamma_3}{L_4} \right] \quad (3.56)$$

(3.55) nolu denklemde verilen A, B ve C ise (3.57) ve (3.59) arasında tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned} A = & -2r_2L_3 \cos \gamma_2 - 2L_2L_3 \cos \theta_{21} + 2L_3r_3 \cos \gamma_3 + 2L_3L_1 \cos \theta_1 + 2r_3L_1 \cos(\gamma_3 - \theta_1) \\ & + 2L_2r_2 \cos(\theta_{21} - \gamma_2) - 2L_2L_1 \cos(\theta_{21} - \theta_1) - L_4^2 + L_2^2 + r_2^2 + L_3^2 + r_3^2 + L_1^2 \\ & - 2L_2r_3 \cos(\theta_{21} - \gamma_3) - 2r_2r_3 \cos(\gamma_2 - \gamma_3) - 2r_2L_1 \cos(\gamma_2 - \theta_1) \end{aligned} \quad (3.57)$$

$$B = 4r_2L_3 \sin \gamma_2 + 4L_2L_3 \sin \theta_{21} - 4L_3r_3 \sin \gamma_3 - 4L_3L_1 \sin \theta_1 \quad (3.58)$$

$$\begin{aligned} C = & 2r_2L_3 \cos \gamma_2 + 2L_2L_3 \cos \theta_{21} - 2L_3r_3 \cos \gamma_3 - 2L_3L_1 \cos \theta_1 + 2r_3L_1 \cos(\gamma_3 - \theta_1) \\ & + 2L_2r_2 \cos(\theta_{21} - \gamma_2) - 2L_2L_1 \cos(\theta_{21} - \theta_1) - L_4^2 + L_2^2 + r_2^2 + L_3^2 + r_3^2 + L_1^2 \\ & - 2L_2r_3 \cos(\theta_{21} - \gamma_3) - 2r_2r_3 \cos(\gamma_2 - \gamma_3) - 2r_2L_1 \cos(\gamma_2 - \theta_1) \end{aligned} \quad (3.59)$$

Mekanizmada iletim açısı (μ^c), θ_{31}^c ve θ_{41}^c açıları arasındaki fark olarak alınmıştır. Ao noktasına göre hareketli uzuvların kütle merkezlerinin, boşluklu uzuvlardaki mil ve yatak merkezlerinin konum ifadeleri aşağıdaki gibi türetilir.

$$\begin{bmatrix} x_{G_2}^c \\ y_{G_2}^c \end{bmatrix} = \overline{A_o G_2} \begin{bmatrix} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) \\ \sin(\theta_{21} + \lambda_2) \end{bmatrix} \quad (3.60)$$

$$\begin{bmatrix} x_A^c \\ y_A^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} \quad (3.61)$$

$$\begin{bmatrix} x_{A'}^c \\ y_{A'}^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + r_2 \begin{bmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{bmatrix} \quad (3.62)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G_3}^c \\ y_{G_3}^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + r_2 \begin{bmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{bmatrix} + \overline{A'G_3} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{31}^c + \lambda_3) \\ \sin (\theta_{31}^c + \lambda_3) \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

$$\begin{bmatrix} x_{B'}^c \\ y_{B'}^c \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_{21} \\ \sin \theta_{21} \end{bmatrix} + r_2 \begin{bmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_{31}^c \\ \sin \theta_{31}^c \end{bmatrix} \quad (3.64)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G_4}^c \\ y_{G_4}^c \end{bmatrix} = L_1 \begin{bmatrix} \cos \theta_1 \\ \sin \theta_1 \end{bmatrix} + \overline{B_oG_4} \begin{bmatrix} \cos (\theta_{41}^c + \lambda_4) \\ \sin (\theta_{41}^c + \lambda_4) \end{bmatrix} \quad (3.65)$$

$$\begin{bmatrix} x_B^c \\ y_B^c \end{bmatrix} = L_1 \begin{bmatrix} \cos \theta_1 \\ \sin \theta_1 \end{bmatrix} + L_4 \begin{bmatrix} \cos \theta_{41}^c \\ \sin \theta_{41}^c \end{bmatrix} \quad (3.66)$$

Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizması için tanımlanan konum denklemlerinden yararlanılarak, bu noktalara ait hız ve ivme ifadeleri ise aşağıdaki tarzda türevlenerek elde edilebilir.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G_i}^c \\ \dot{y}_{G_i}^c \end{bmatrix} = \omega_{21} \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}} \\ \frac{\partial y_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}} \end{bmatrix} + \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{G_i}^c}{\partial \gamma_j} \\ \frac{\partial y_{G_i}^c}{\partial \gamma_j} \end{bmatrix} \quad (3.67)$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{G_i}^c \\ \ddot{y}_{G_i}^c \end{bmatrix} &= \alpha_{21} \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}} \\ \frac{\partial y_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}} \end{bmatrix} + \omega_{21}^2 \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}^2} \\ \frac{\partial^2 y_{G_i}^c}{\partial \theta_{21}^2} \end{bmatrix} + 2\omega_{21} \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{G_i}^c}{\partial \theta_{21} \partial \gamma_j} \\ \frac{\partial^2 y_{G_i}^c}{\partial \theta_{21} \partial \gamma_j} \end{bmatrix} + \sum_{j=2}^3 \ddot{\gamma}_j \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{G_i}^c}{\partial \gamma_j} \\ \frac{\partial y_{G_i}^c}{\partial \gamma_j} \end{bmatrix} \\ &+ \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j^2 \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{G_i}^c}{\partial \gamma_j^2} \\ \frac{\partial^2 y_{G_i}^c}{\partial \gamma_j^2} \end{bmatrix} + \sum_{j=2}^3 \sum_{k=2}^3 \dot{\gamma}_j \dot{\gamma}_k \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 x_{G_i}^c}{\partial \gamma_j \partial \gamma_k} \\ \frac{\partial^2 y_{G_i}^c}{\partial \gamma_j \partial \gamma_k} \end{bmatrix} \quad (k \neq j) \end{aligned} \quad (3.68)$$

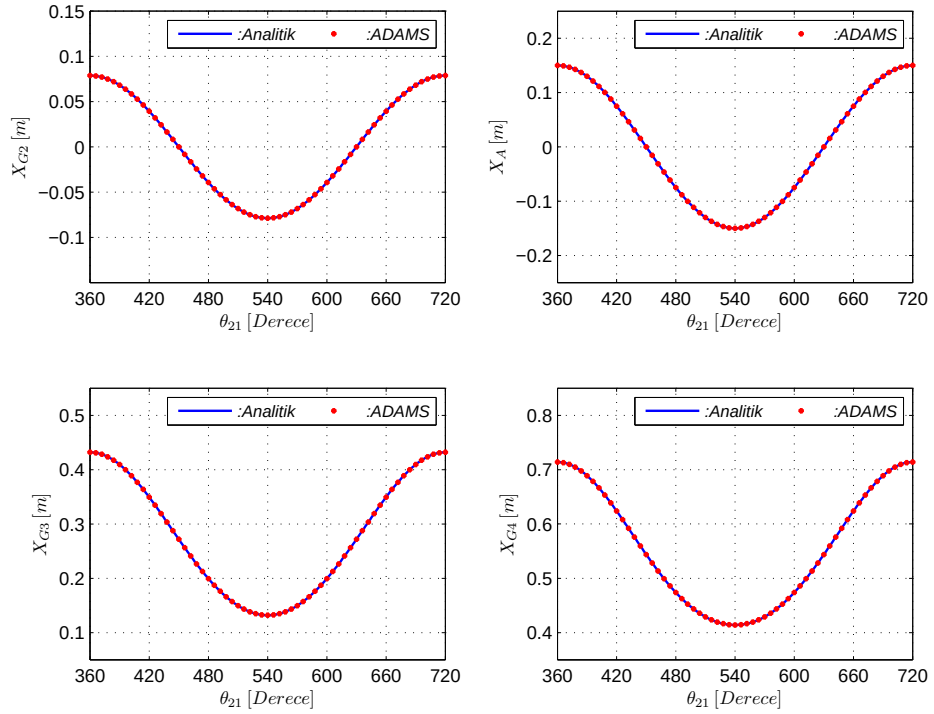
İletim ve sarkaç kol uzuvlarının açısal hız ve açısal ivme değerleri ise (3.69) ve (3.70) ifadelerinden yararlanılarak türetilir.

$$\dot{\theta}_{z1}^c = \omega_{21} \frac{\partial \theta_{z1}^c}{\partial \theta_{21}} + \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \frac{\partial \theta_{z1}^c}{\partial \gamma_j} \quad (z = 3, 4) \quad (3.69)$$

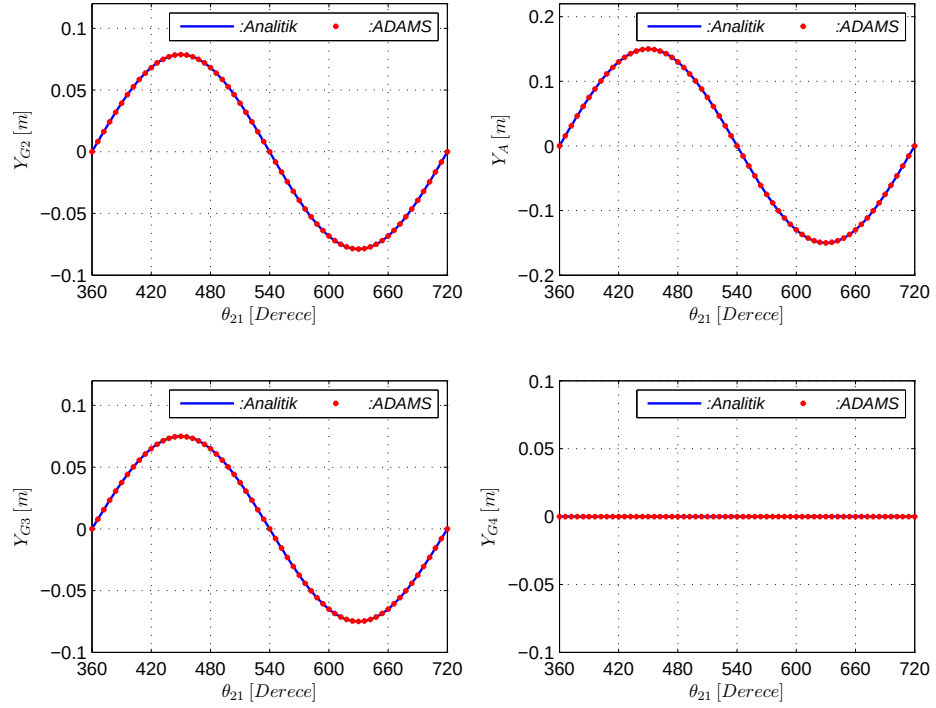
$$\begin{aligned}
\ddot{\theta}_{z1}^c = & \alpha_{21} \frac{\partial \theta_{z1}^c}{\partial \theta_{21}} + \omega_{21}^2 \frac{\partial^2 \theta_{z1}^c}{\partial \theta_{21}^2} + 2\omega_{21} \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j \frac{\partial^2 \theta_{z1}^c}{\partial \theta_{21} \partial \gamma_j} + \sum_{j=2}^3 \ddot{\gamma}_j \frac{\partial \theta_{z1}^c}{\partial \gamma_j} \\
& + \sum_{j=2}^3 \dot{\gamma}_j^2 \frac{\partial^2 \theta_{z1}^c}{\partial \gamma_j^2} + \sum_{j=2}^3 \sum_{k=2}^3 \dot{\gamma}_j \dot{\gamma}_k \frac{\partial^2 \theta_{z1}^c}{\partial \gamma_j \partial \gamma_k} \quad (k \neq j)
\end{aligned} \tag{3.70}$$

3.6. Model Mekanizmaların Kinematik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri

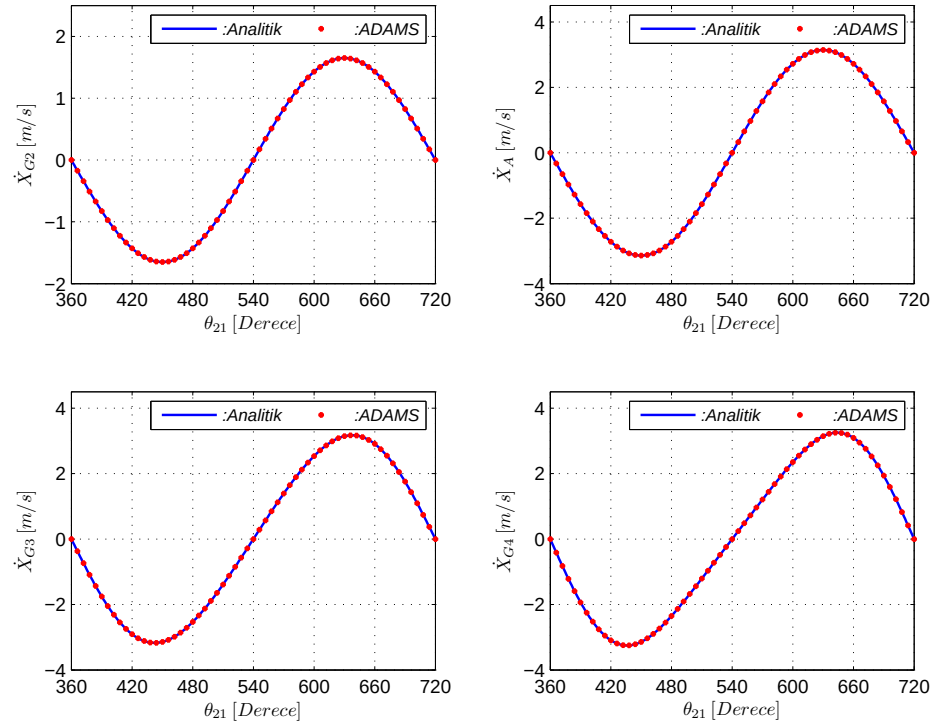
Model mekanizmaların analizi için gerekli tahrik hızı, literatürde benzer konulardaki çalışma hızlarına paralel seçilmiştir [72,77]. Mekanizmalarda giriş uzvunun 200 d/d sabit hızda dönmesi sonucu klasik krank-biyel mekanizmasının analitik ve bilgisayar destekli [82] kinematik analizlerinden elde edilen sonuçlar Şekil 3.6-3.11 arasında verilmiştir.



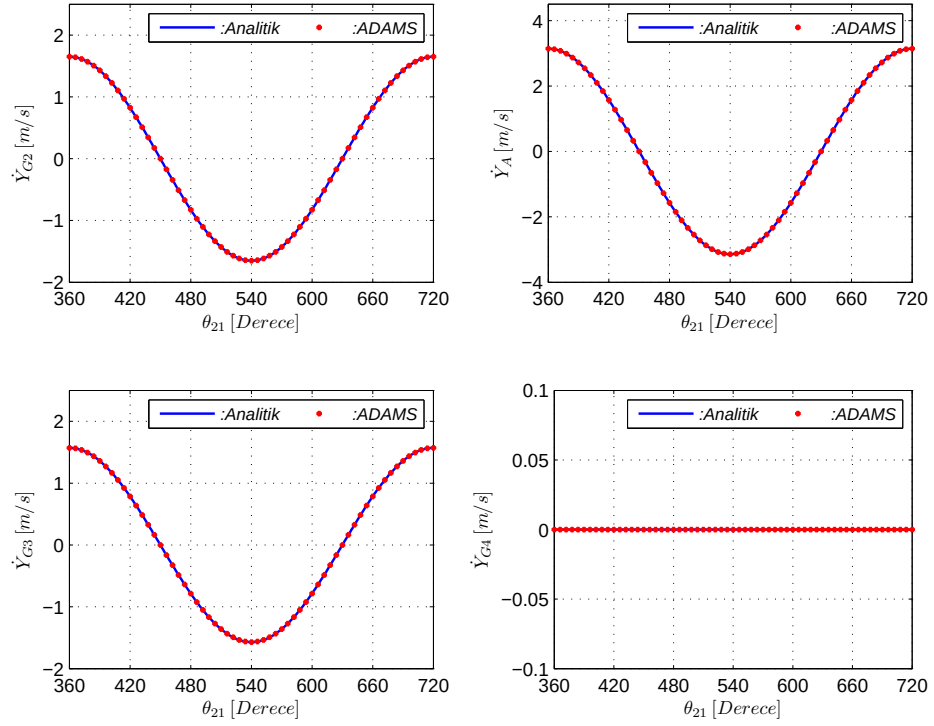
Şekil 3.6. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin x doğrultusundaki konumu



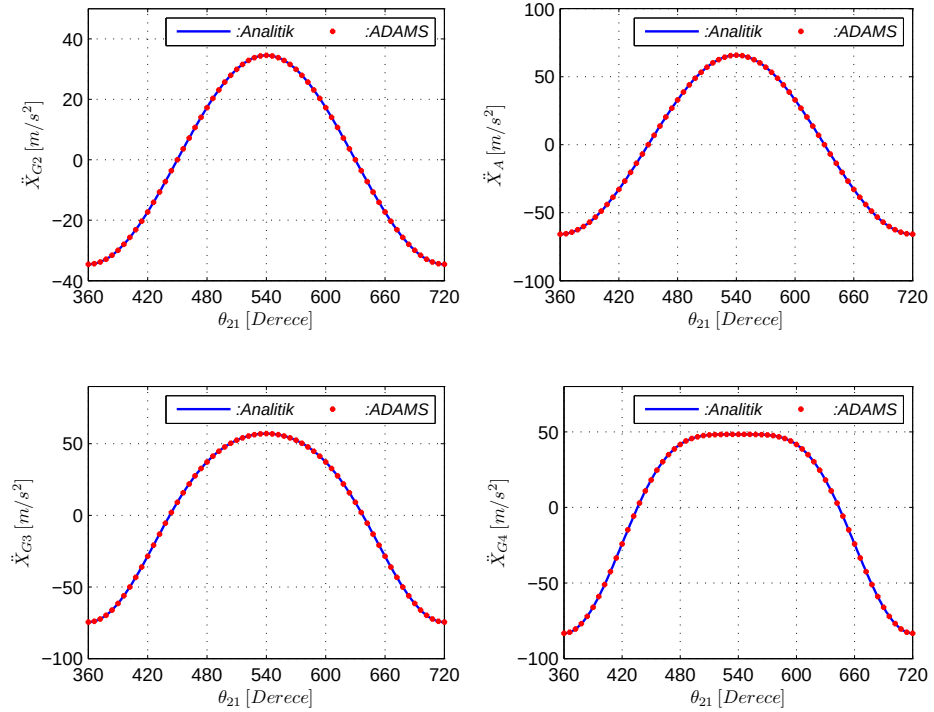
Şekil 3.7. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin y doğrultusundaki konumu



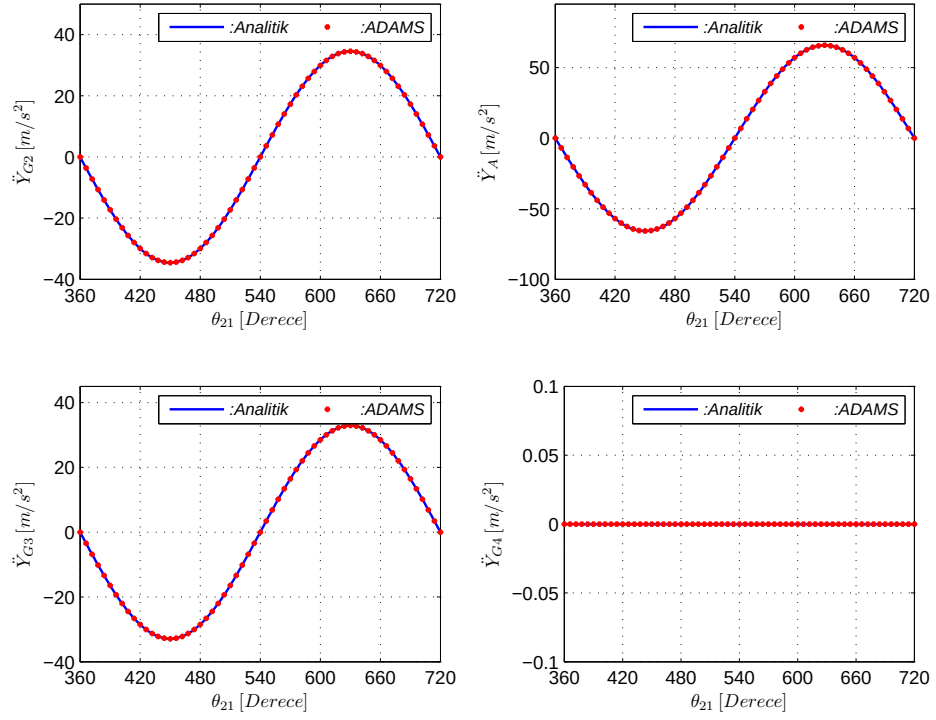
Şekil 3.8. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin x doğrultusundaki hızı



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



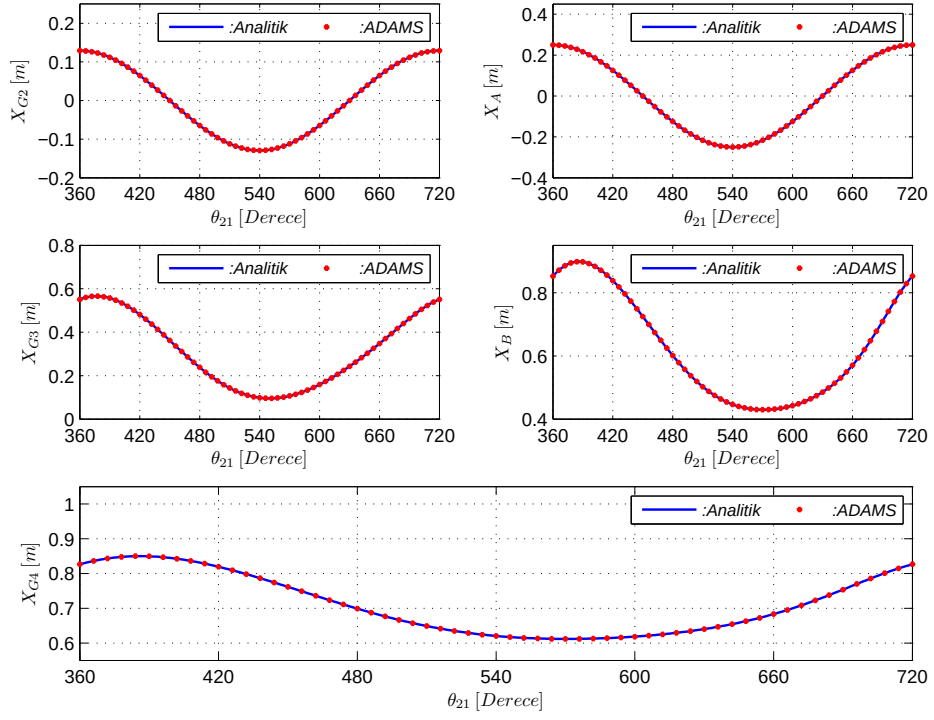
Şekil 3.10. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin x doğrultusundaki ivmesi



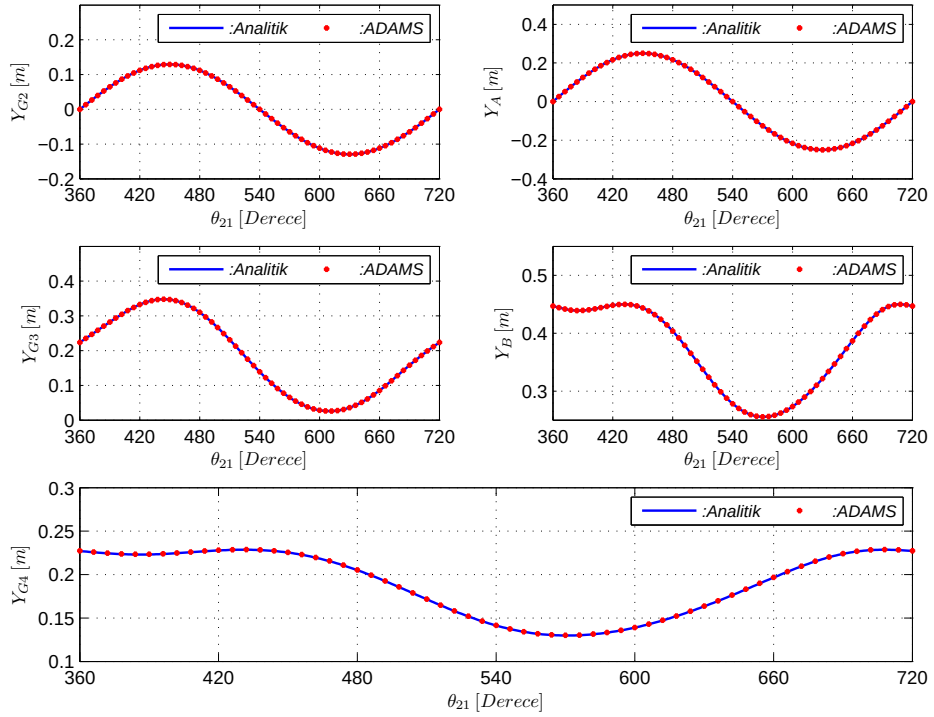
Şekil 3.11. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklem merkezinin y doğrultusundaki ivmesi

İlgili şekillerden görüldüğü üzere krank-biyel mekanizmasının analitik olarak gerçekleştirilen analizinden elde edilen sonuçlar ile bilgisayar destekli simülasyonundan elde edilen sonuçlar, hareket boyunca örtüşmektedir.

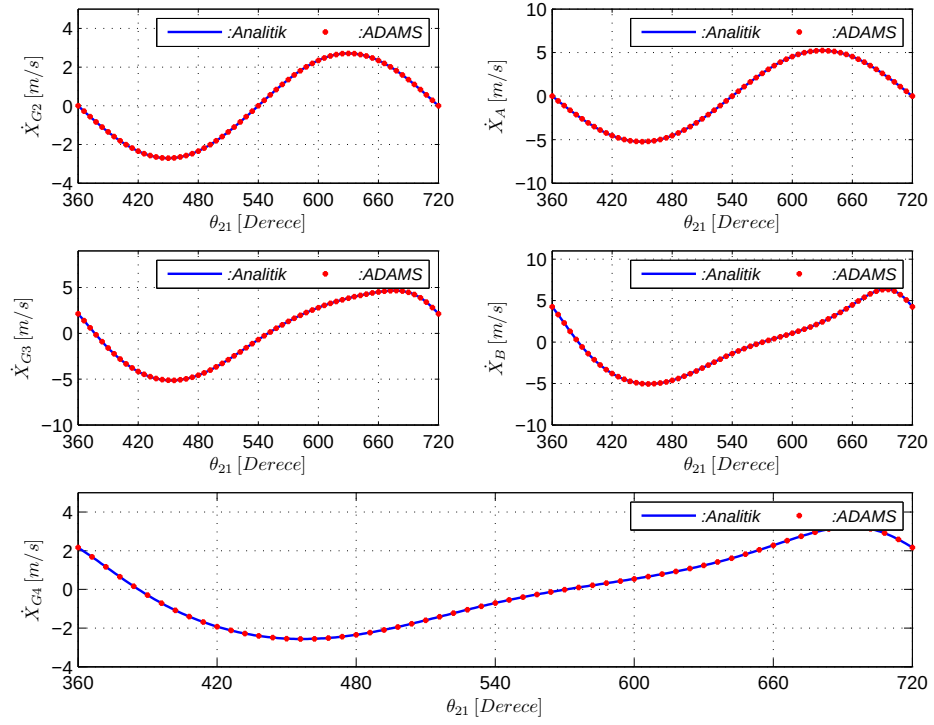
Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının analitik ve bilgisayar destekli kinematik analizlerinden elde edilen sonuçlar Şekil 3.12-3.17 arasında verilmiştir.



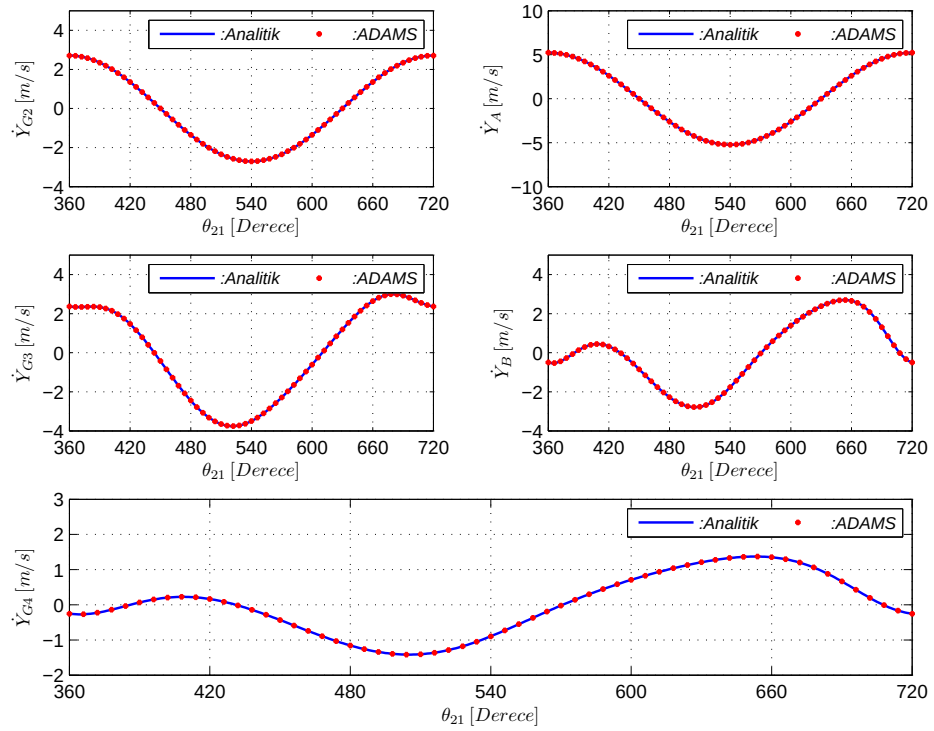
Şekil 3.12. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin x doğrultusundaki konumu



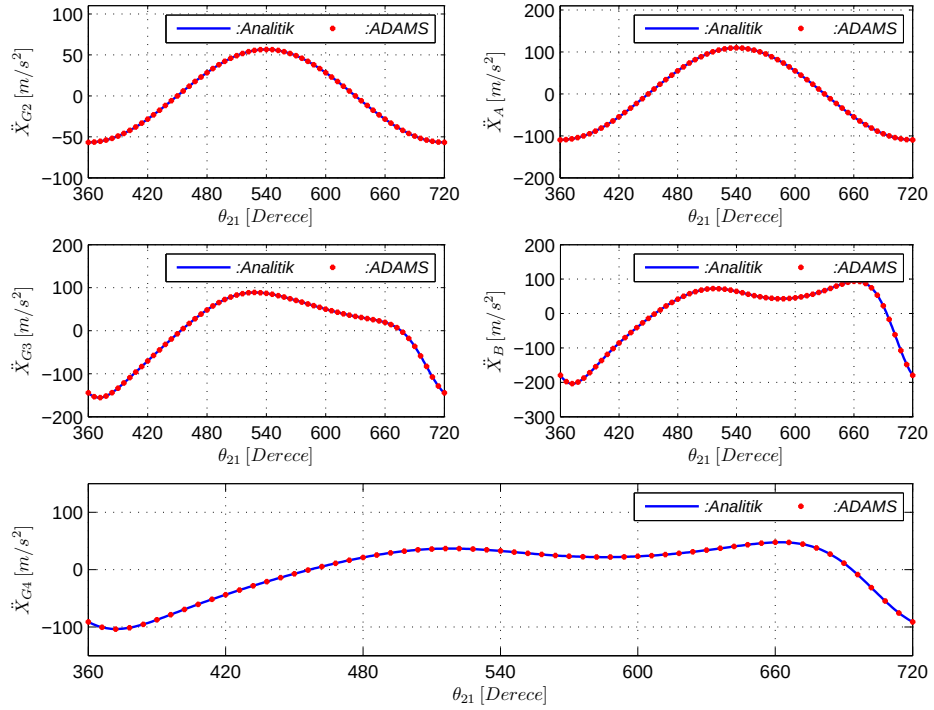
Şekil 3.13. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin y doğrultusundaki konumu



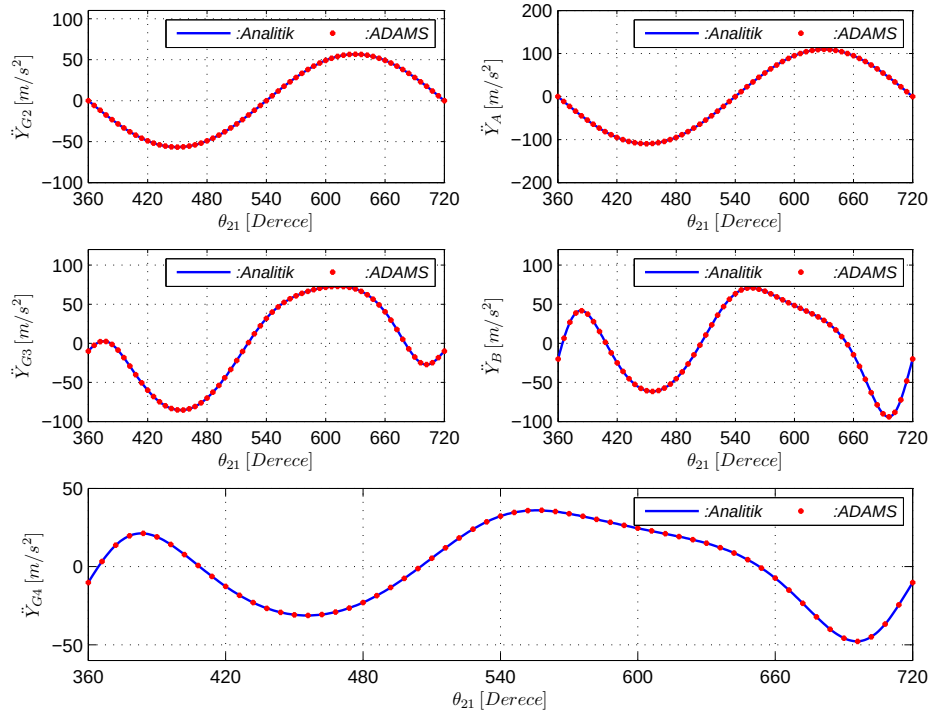
Şekil 3.14. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin x doğrultusundaki hızı



Şekil 3.15. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin y doğrultusundaki hızı



Şekil 3.16. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin x doğrultusundaki ivmesi

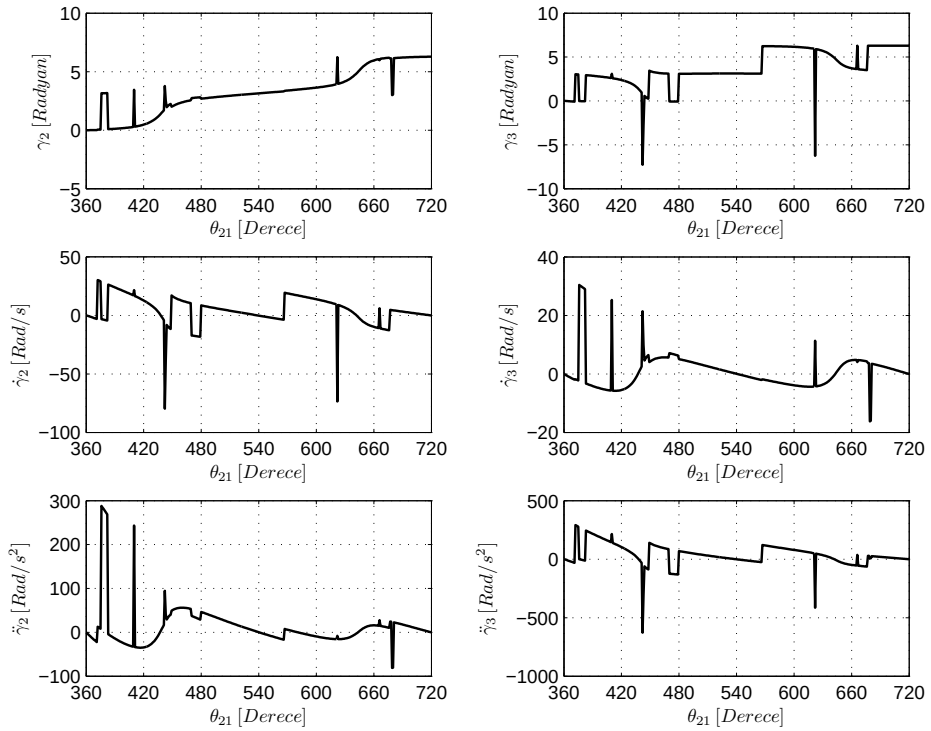


Şekil 3.17. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve eklemlerinin y doğrultusundaki ivmesi

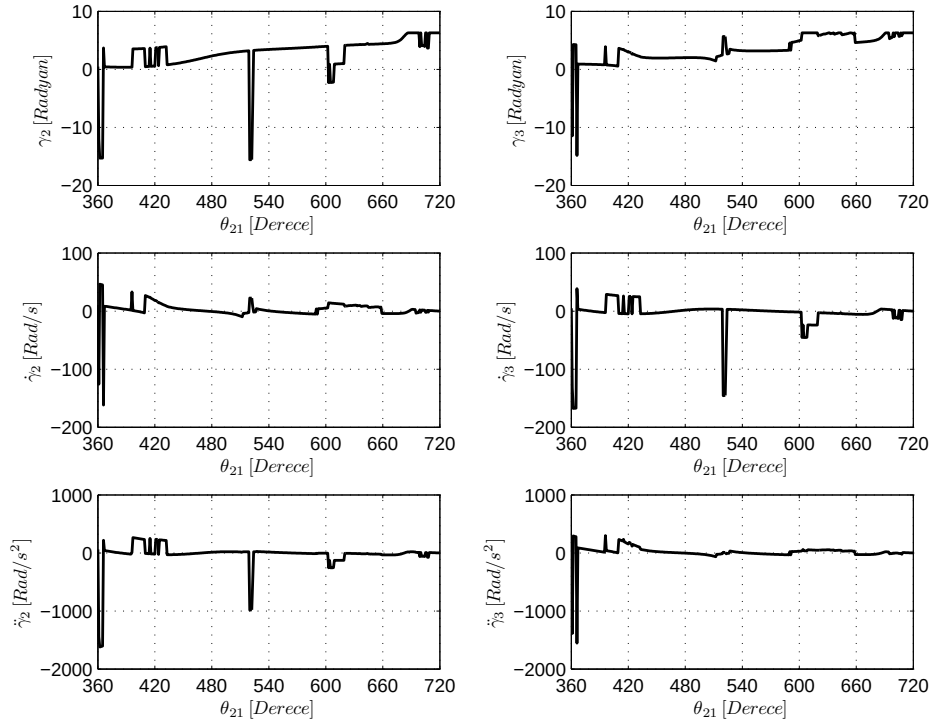
Dört-çubuk mekanizması için elde edilen grafiklerden görüldüğü gibi analitik ve bilgisayar destekli simülasyon sonuçları birbirini ile tamamen örtüşmektedir. Bu

sonuçlar aynı zamanda; her ki mekanizma için bilgisayar destekli simülasyondan (ADAMS programı) elde edilen değerlerin doğruluğunu göstermektedir.

Nümerik çözüm sonucu elde edilen eklem boşluk vektörlerinin açısal konum değişimleri, her iki model mekanizma için Şekil 3.18 ve 3.19’da sunulmuştur. Bu sonuçlar içerisinde özellikle açısal konum, eğri karakteristiği açısından literatürdeki benzer çalışmalar ile uyum göstermektedir [26,61].



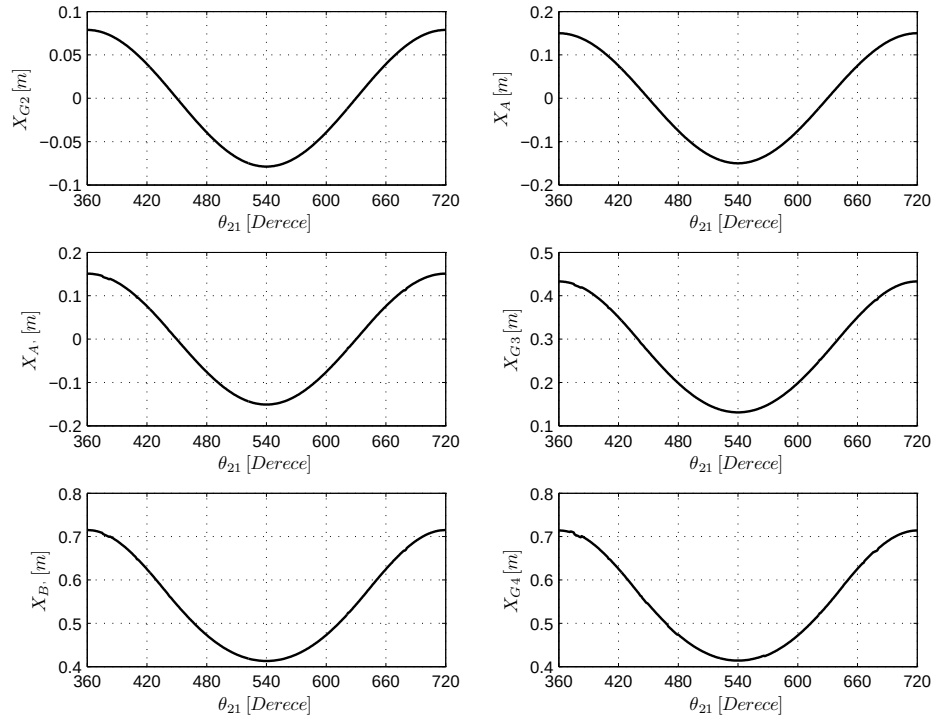
Şekil 3.18. Krank-biyel mekanizmasında eklem boşluk vektörü açısal konumunun değişimi (*Nümerik*)



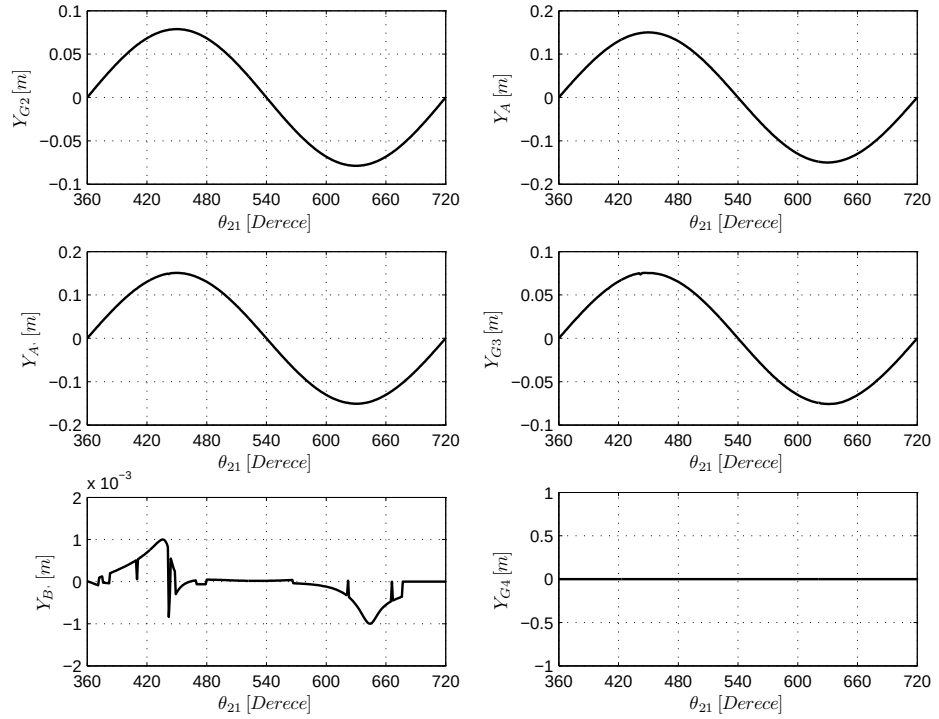
Şekil 3.19. Dört-çubuk mekanizmasında eklem boşluk vektörü açılal konumunun değışimi (*Nümerik*)

Nümerik çözüm yöntemiyle tanımlanan eklem boşluğu vektörünün açılal karakteristiklerinin kullanılması neticesinde krank-biyel mekanizması için eklem boşluklu kinematik analiz sonuçları Şekil 3.20-3.25 arasında verilmiştir.

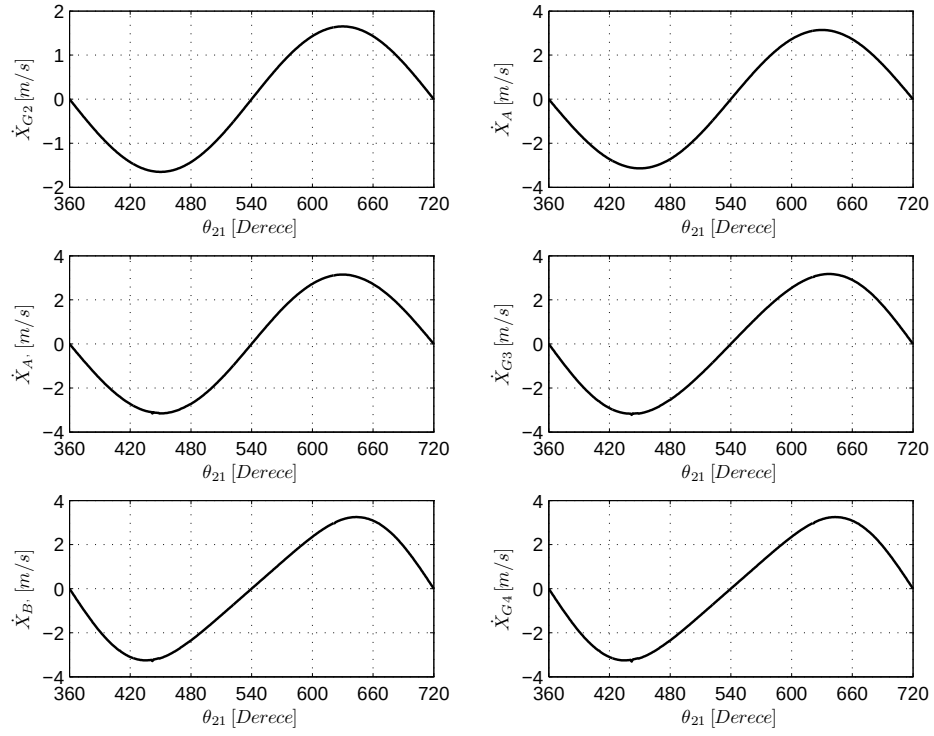
Mekanizmanın genel karakteristiğini yansıtan kararlı çalışma bölgesinde



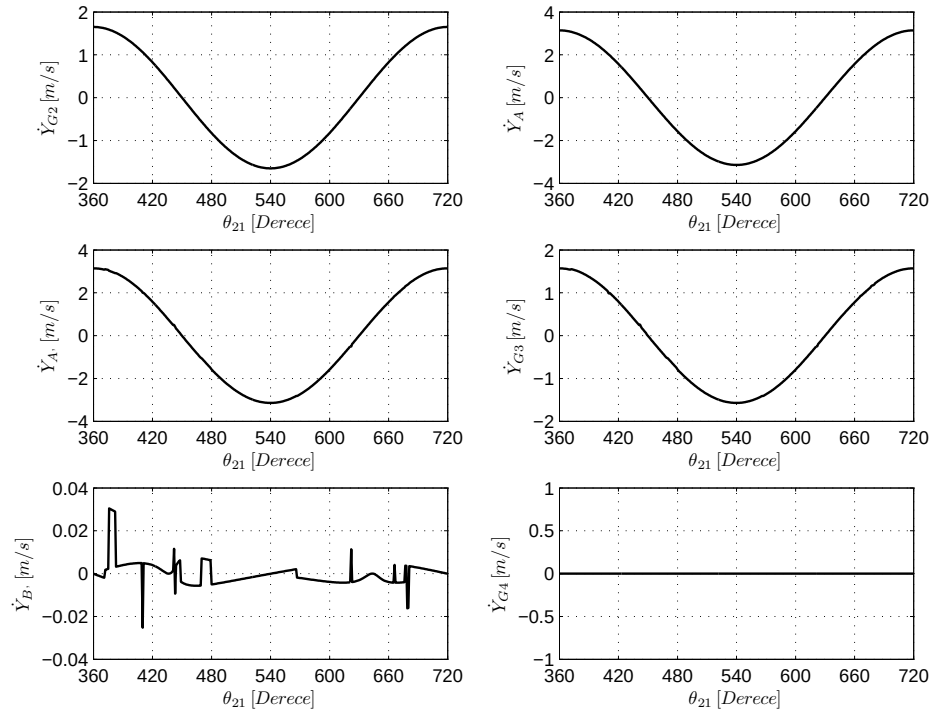
Şekil 3.20. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemler merkezlerinin x doğrultusundaki konumu (*Nümerik*)



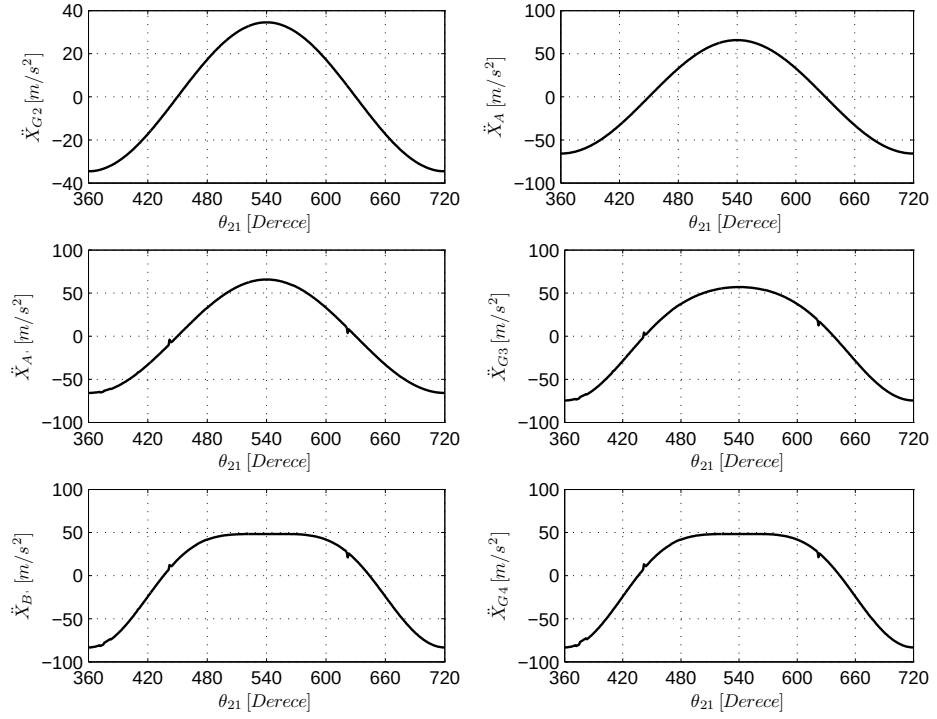
Şekil 3.21. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemler merkezlerinin y doğrultusundaki konumu (*Nümerik*)



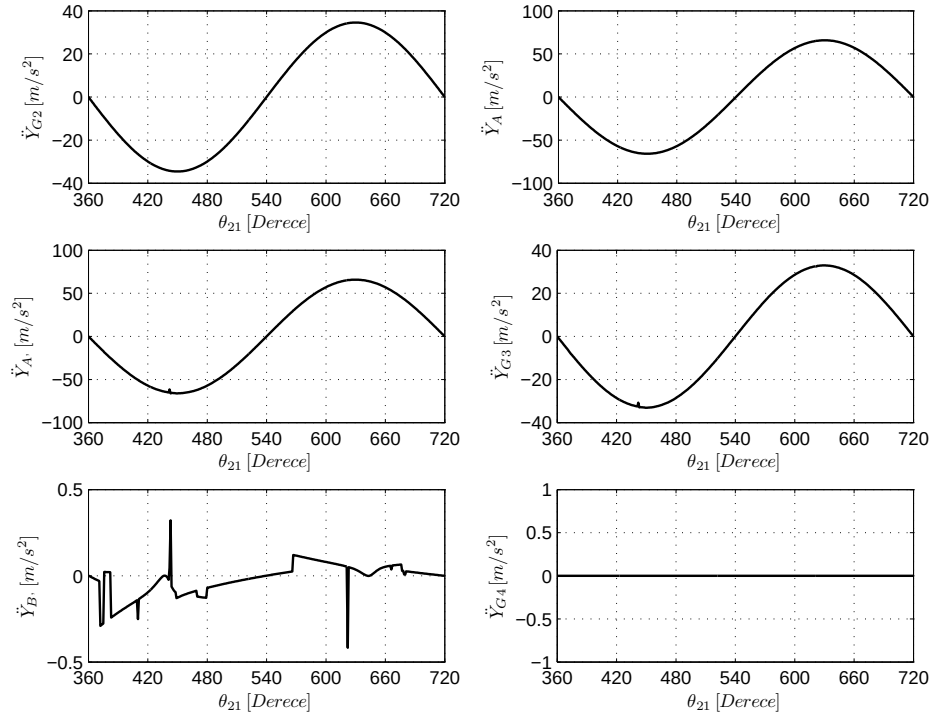
Şekil 3.22. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin x doğrultusundaki hızı (*Nümerik*)



Şekil 3.23. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin y doğrultusundaki hızı (*Nümerik*)



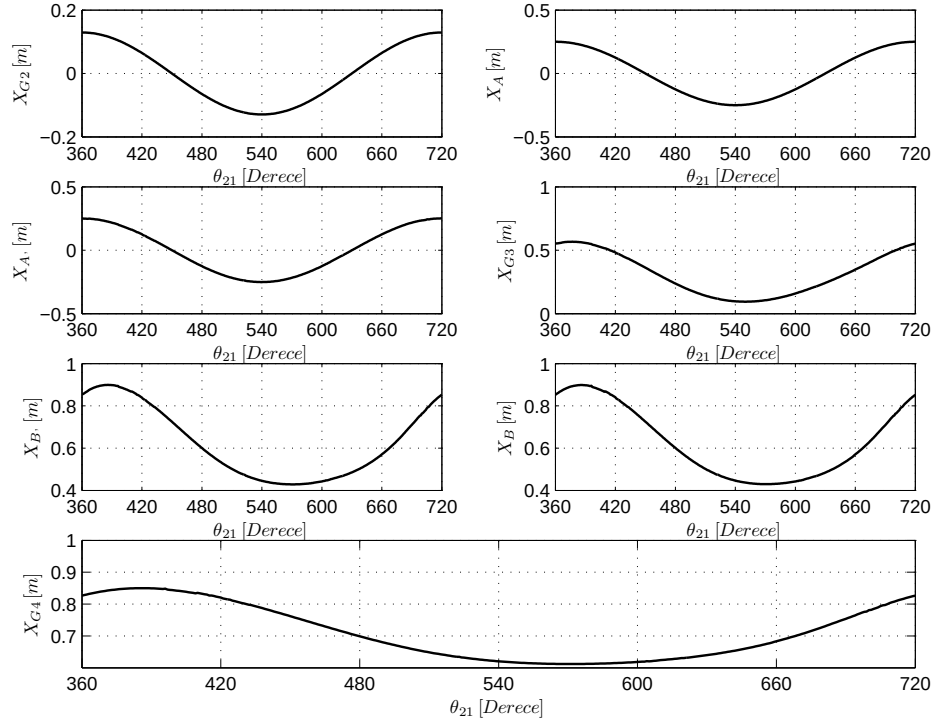
Şekil 3.24. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemler merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi (*Nümerik*)



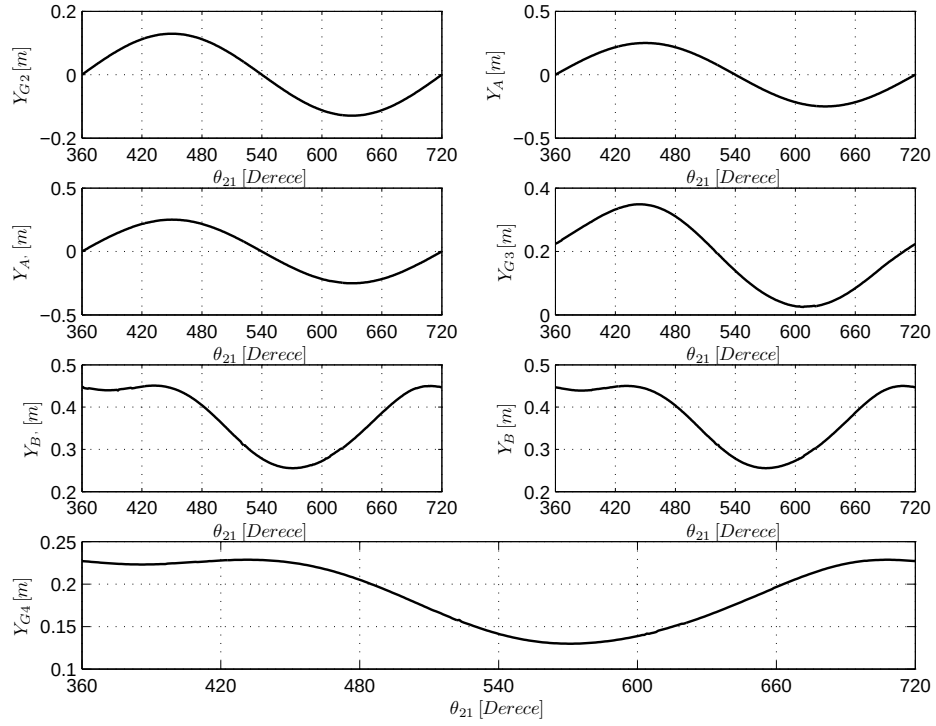
Şekil 3.25. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemler merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi (*Nümerik*)

Mekanizmaların boşluksuz ve boşluklu kinematik analiz sonuçları elde edilirken, mekanizmanın genel karakteristiğini yansıtan kararlı çalışma bölgesi referans alınmıştır [65]. Bu durum ilgili grafiklerde mekanizmaların ikinci periyodu, yani; giriş uzvunun $360 - 720^\circ$ aralığı olarak karakterize edilmiştir. Özellikle ivme değerlerinde sapmalar; eklem boşluğundan kaynaklanan ilave serbestliğin mekanizmanın kinematığı üzerine etkilerinin açık bir göstergesidir. Klasik sistemde eklem bölgesindeki daima çakışan noktalar (A ve B noktaları), boşluklu sistemde farklı nokta olarak ele alınmalıdır. Bu; eklem boşluklu mekanizmanın biyel küçük başı merkezindeki B' noktasının, B noktasından farklı bir karakter sergilemesinden de görülmektedir.

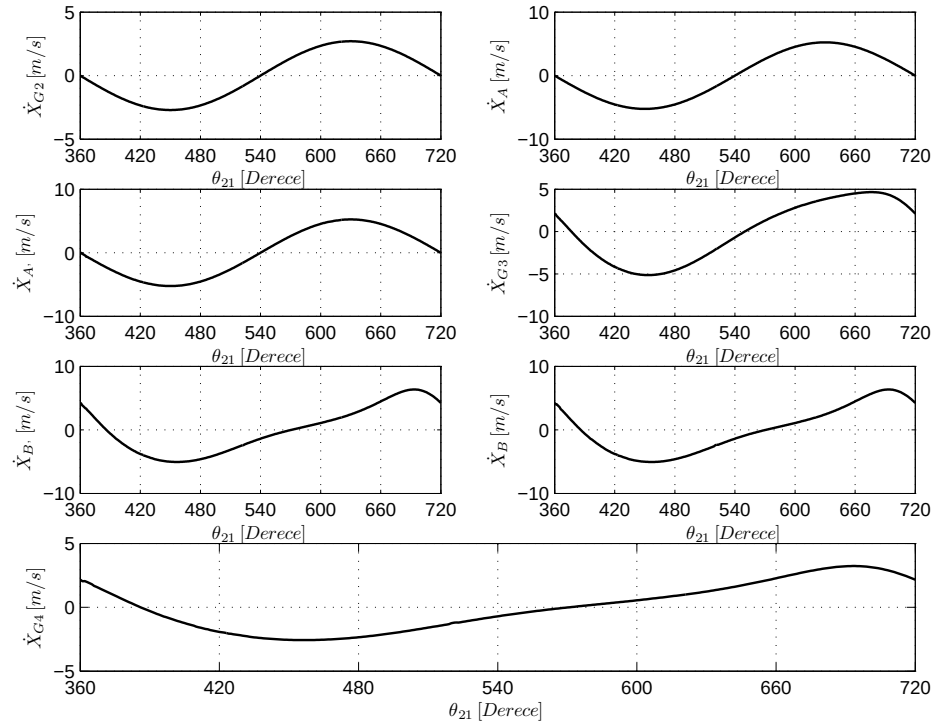
Dört-çubuk mekanizması için nümerik çözüm yöntemi ile tanımlanan eklem boşluğu vektörünün açısal karakteristiklerinin kullanılması sonucu, mekanizmanın eklem boşluklu kinematik analiz sonuçları Şekil 3.26-3.31 arasında verilmiştir.



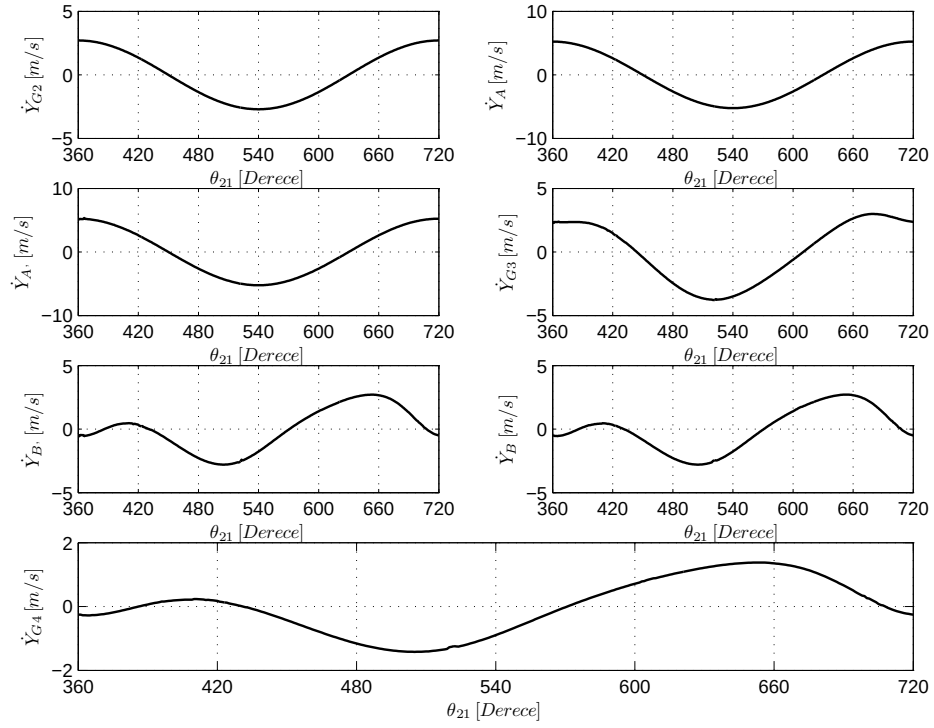
Şekil 3.26. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu (*Nümerik*)



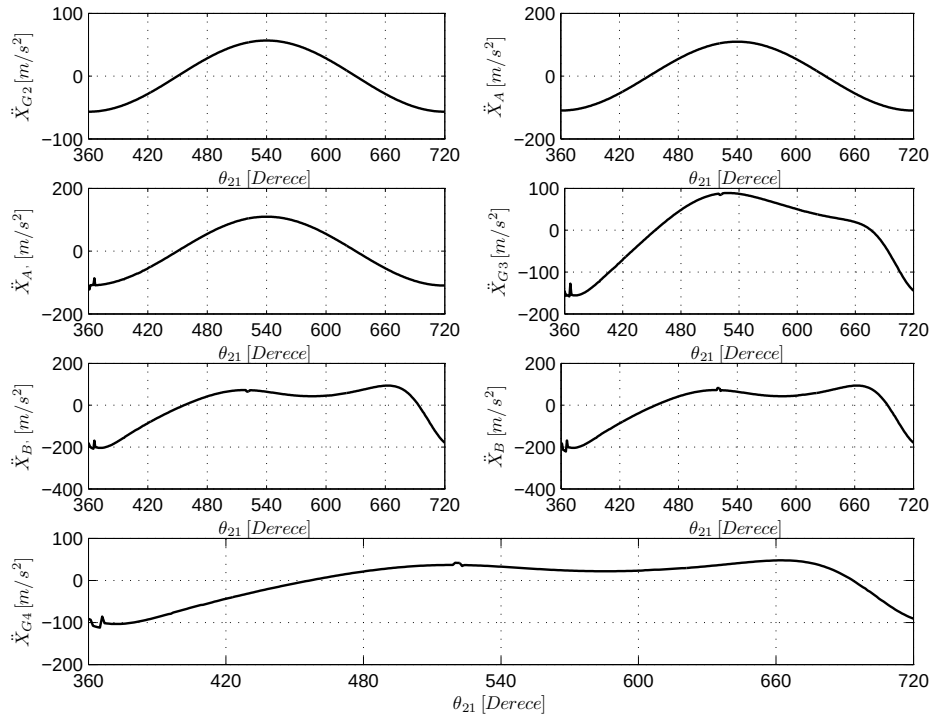
Şekil 3.27. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin y doğrultusundaki konumu (*Nümerik*)



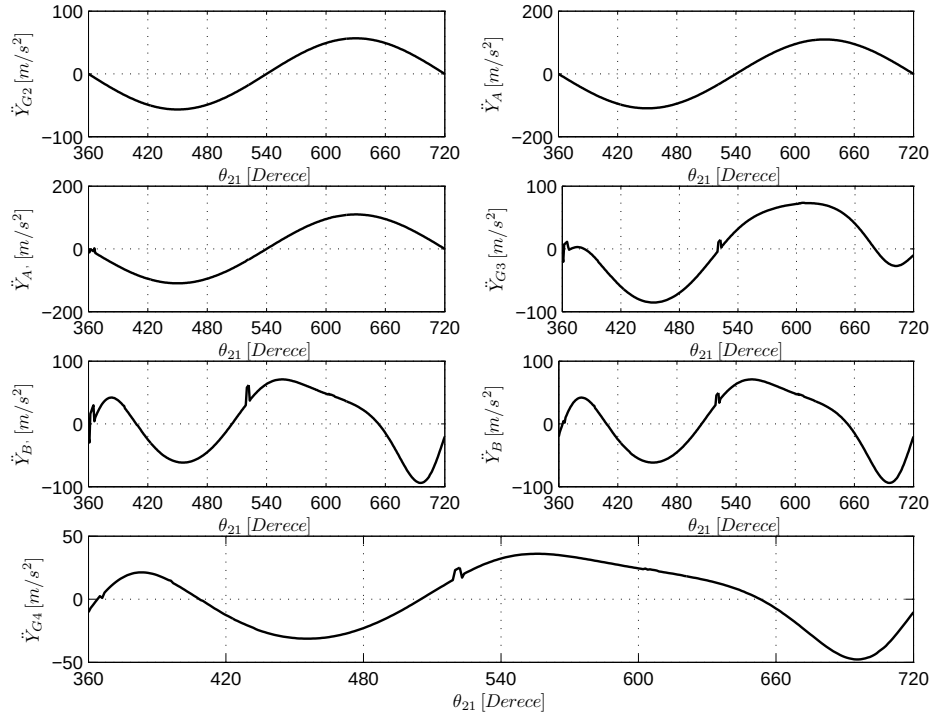
Şekil 3.28. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin x doğrultusundaki hızı (*Nümerik*)



Şekil 3.29. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin y doğrultusundaki hızı (*Nümerik*)



Şekil 3.30. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin x doğrultusundaki ivmesi (*Nümerik*)



Şekil 3.31. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi (*Nümerik*)

Kinematik değerlerde meydana gelen sapmalar, ivme grafiklerinde açıkça görülmektedir. Krank-biyel ve dört-çubuk mekanizmasından elde edilen sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde, eklem boşluğunun mekanizmanın kinematikliğinde değişime sebep olduğu bariz olarak gözlenebilir. Bu değişim; kinematik eğri karakteristiklerinin tamamen değişmesi olarak algılanmamalıdır. Mevcut eğri karakteristiği üzerinde uç noktalar şeklinde düşünülmelidir. İlgili şekillerden görüleceği üzere bu değişim, daha ziyade periyodun başlangıcında kendisini hissettirmektedir. Tahrik noktasından sonraki herbir eklem, kendisinden önceki eklemin kinematik değerlerini superpoze etmektedir (Şekil 3.31). Özellikle ivmedeki değişimin, mekanizmanın ataleti üzerine önemli etkilerinin olacağı aşıkardır. Bu; dinamik analiz kısmında detaylı olarak irdelenecektir.

4. BÖLÜM

MODEL MEKANİZMALARIN DİNAMİK KUVVET ANALİZİ

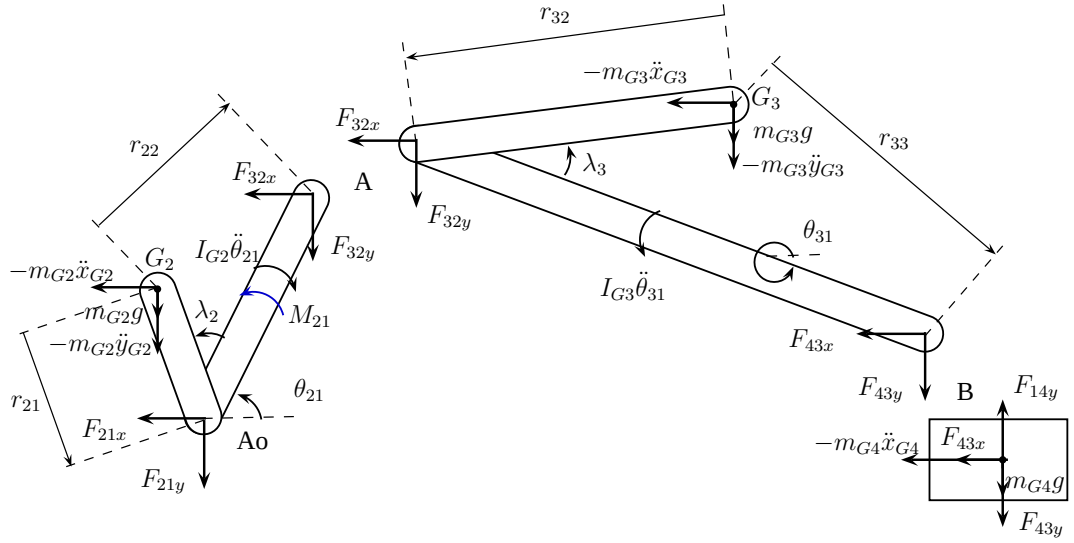
4.1. Giriş

Dinamik analiz; mekanizmadaki eklem kuvvetlerinin ve mekanizmanın giriş (tahrik) momentinin tanımlanması amacıyla gerçekleştirilmektedir. Mekanizmaya etki eden dış kuvvetlerin ve mekanizma uzuvlarının ataletinin etkisi altında, uzuvların denge şartının araştırılması neticesinde ilgili değerlere ulaşılabilir. Bu bölümde; model mekanizmaların eklem boşluksuz ve eklem boşluklu dinamik kuvvet analizleri gerçekleştirilmiştir. Eklem boşluksuz mekanizmaların dinamik kuvvet analizinde matris metodu, eklem boşluklu mekanizmalar için ise süperpozisyon metodu kullanılmıştır.

4.2. Eklem Boşluksuz Dinamik Kuvvet Analizi

4.2.1. Eklem Boşluksuz Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi

Krank-biyel mekanizmasının eklem kuvvetleri, mekanizmanın giriş uzvuna etki eden moment ve uzuvların ataleti etkisiyle, uzuvların denge şartlarından elde edilebilir. Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasında eklem kuvvetlerinin şematik görünümü Şekil 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.1. Krank-biyel mekanizmasında eklem kuvvetlerinin şematik sunumu

Şekil 4.1’de verilen mekanizmanın 2 nolu uzvu için kuvvet denge şartı aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\mathbf{F}_{32x} + \mathbf{F}_{12x} = m_2 \ddot{\mathbf{x}}_{G2} \quad (4.1)$$

$$\mathbf{F}_{32y} + \mathbf{F}_{12y} = m_2 \ddot{\mathbf{y}}_{G2} \quad (4.2)$$

(4.1) ve (4.2) nolu ifadelerdeki $\mathbf{F}_{12} = -\mathbf{F}_{21}$ olduğu için, ilgili denklemler aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$\mathbf{F}_{32x} - \mathbf{F}_{21x} = m_2 \ddot{\mathbf{x}}_{G2} \quad (4.3)$$

$$\mathbf{F}_{32y} - \mathbf{F}_{21y} = m_2 \ddot{\mathbf{y}}_{G2} \quad (4.4)$$

Benzer şekilde 3 ve 4 nolu uzuvlar için kuvvet denge şartı ise aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\mathbf{F}_{43x} - \mathbf{F}_{32x} = m_3 \ddot{\mathbf{x}}_{G3} \quad (4.5)$$

$$\mathbf{F}_{43y} - \mathbf{F}_{32y} = m_3 \ddot{\mathbf{y}}_{G3} \quad (4.6)$$

$$\mathbf{F}_{14x} - \mathbf{F}_{43x} = m_4 \ddot{\mathbf{x}}_{G4} \quad (4.7)$$

$$\mathbf{F}_{14y} - \mathbf{F}_{43y} = m_4 \ddot{\mathbf{y}}_{G4} \quad (4.8)$$

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

$$\mathbf{r}_{22} \otimes \mathbf{F}_{32} - \mathbf{r}_{21} \otimes \mathbf{F}_{21} + \mathbf{M}_{21} = I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \quad (4.9)$$

$$\mathbf{r}_{33} \otimes \mathbf{F}_{43} - \mathbf{r}_{32} \otimes \mathbf{F}_{32} = I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \quad (4.10)$$

(4.9) ve (4.10) denklemlerindeki $\mathbf{r}_{21}$, $\mathbf{r}_{22}$, $\mathbf{r}_{32}$ ve $\mathbf{r}_{33}$ ifadeleri; ilgili uzuvların kütle merkezleri ile eklemleri arasındaki yer vektörleridir. Krank-biyel mekanizması için bu ifadeler aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{21x} &= \overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21} + \lambda_2 + \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{r}_{21y} &= \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21} + \lambda_2 + \pi) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{22x} &= \overline{A G_2} \cos(\theta_{21} - \beta_2) \mathbf{i} \\ \mathbf{r}_{22y} &= \overline{A G_2} \sin(\theta_{21} - \beta_2) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.12)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{32x} &= \overline{A G_3} \cos(\theta_{31} + \lambda_3 + \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{r}_{32y} &= \overline{A G_3} \sin(\theta_{31} + \lambda_3 + \pi) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{33x} &= \overline{B G_3} \cos(\theta_{31} - \beta_3) \mathbf{i} \\ \mathbf{r}_{33y} &= \overline{B G_3} \sin(\theta_{31} - \beta_3) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.14)$$

Burada β_2 ve β_3 açıları sırasıyla $\widehat{A_oAG_2}$ ve $\widehat{ABG_3}$ arasındaki dar açığı ifade etmektedir. İlgili üçgenlerde cosinüs teoreminin kullanılması neticesinde bu açılar aşağıdaki gibi tanımlanabilir;

$$\beta_2 = a \cos \left(\frac{\overline{AG_2}^2 + L_2^2 - \overline{A_oG_2}^2}{2\overline{AG_2}L_2} \right)$$

$$\beta_3 = a \cos \left(\frac{\overline{BG_3}^2 + L_3^2 - \overline{AG_3}^2}{2\overline{BG_3}L_3} \right)$$

(4.9) ve (4.10) denklemlerinin nihai şekli aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$\mathbf{r}_{22_x} \otimes \mathbf{F}_{32_y} - \mathbf{r}_{22_y} \otimes \mathbf{F}_{32_x} - \mathbf{r}_{21_x} \otimes \mathbf{F}_{21_y} + \mathbf{r}_{21_y} \otimes \mathbf{F}_{21_x} + \mathbf{M}_{21} = I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \quad (4.15)$$

$$\mathbf{r}_{33_x} \otimes \mathbf{F}_{43_y} - \mathbf{r}_{33_y} \otimes \mathbf{F}_{43_x} - \mathbf{r}_{32_x} \otimes \mathbf{F}_{32_y} + \mathbf{r}_{32_y} \otimes \mathbf{F}_{32_x} = I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \quad (4.16)$$

(4.3)-(4.8) arasındaki denklemler ile (4.15) ve (4.16) denklemlerinin matris formunda ifadesi ise aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{vmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_{21_y} & -r_{21_x} & -r_{22_y} & r_{22_x} & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{32_y} & -r_{32_x} & -r_{33_y} & r_{33_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} F_{21_x} \\ F_{21_y} \\ F_{32_x} \\ F_{32_y} \\ F_{43_x} \\ F_{43_y} \\ F_{14_y} \\ M_{21} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} m_2 \ddot{x}_{G2} \\ m_2 \ddot{y}_{G2} + m_2 g \\ I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \\ m_3 \ddot{x}_{G3} \\ m_3 \ddot{y}_{G3} + m_3 g \\ I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \\ m_4 \ddot{x}_{G4} \\ m_4 \ddot{y}_{G4} + m_4 g \end{vmatrix} \quad (4.17)$$

(4.17) ifadesini aşağıdaki gibi simgelersek;

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

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

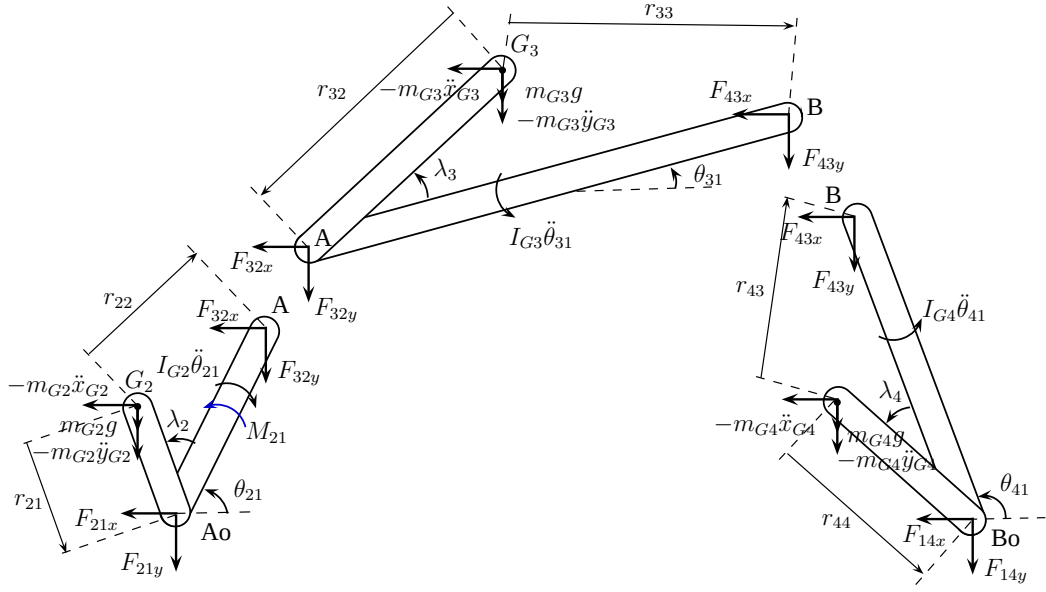
(4.17) denkleminde B matrisinde bilinmeyen kuvvet değerleri, A^{-1} ile eşitliğin her iki tarafının soldan çarpımı neticesinde elde edilir [83]. Krank-biyel mekanizmasının ana yataklarındaki kuvvetlerin bileşenlerinin toplamı (sarsma kuvveti) ve bunların tahrik uzvuna göre momenti (sarsma momenti) ise (4.18) ve (4.19) denklemlerinde verilmiştir.

$$\begin{aligned} \sum \mathbf{F}_{sh_x} &= \mathbf{F}_{21_x} \\ \sum \mathbf{F}_{sh_y} &= \mathbf{F}_{21_y} + \mathbf{F}_{41_y} \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\sum \mathbf{M}_{sh} = \mathbf{x}_B \otimes \mathbf{F}_{41_y} \quad (4.19)$$

4.2.2. Eklem Boşluksuz Dört-Çubuk Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi

Dört-çubuk mekanizmasının eklem kuvvetleri, mekanizmanın giriş uzvuna etki eden tahrik momenti ve uzuvların ataleti etkisiyle, uzuvlarının denge şartlarından elde edilebilir. Mekanizmada eklem kuvvetlerinin şematik görünümü Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2. Dört-çubuk mekanizmasında eklem kuvvetlerinin şematik sunumu

Şekil 4.2’de verilen mekanizmanın 2 nolu uzvu için kuvvet denge şartı aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\mathbf{F}_{32x} + \mathbf{F}_{12x} = m_2 \ddot{\mathbf{x}}_{G2} \quad (4.20)$$

$$\mathbf{F}_{32y} + \mathbf{F}_{12y} = m_2 \ddot{\mathbf{y}}_{G2} \quad (4.21)$$

(4.20)ve (4.21) ifadelerde $\mathbf{F}_{12} = -\mathbf{F}_{21}$ olduğuna göre, ilgili denklemler aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

$$\mathbf{F}_{32x} - \mathbf{F}_{21x} = m_2 \ddot{\mathbf{x}}_{G2} \quad (4.22)$$

$$\mathbf{F}_{32y} - \mathbf{F}_{21y} = m_2 \ddot{\mathbf{y}}_{G2} \quad (4.23)$$

Benzer şekilde 3 ve 4 nolu uzuvlar için kuvvet denge şartı ise aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\mathbf{F}_{43x} - \mathbf{F}_{32x} = m_3 \ddot{\mathbf{x}}_{G3} \quad (4.24)$$

$$\mathbf{F}_{43y} - \mathbf{F}_{32y} = m_3 \ddot{\mathbf{y}}_{G3} \quad (4.25)$$

$$\mathbf{F}_{14x} - \mathbf{F}_{43x} = m_4 \ddot{\mathbf{x}}_{G4} \quad (4.26)$$

$$\mathbf{F}_{14y} - \mathbf{F}_{43y} = m_4 \ddot{\mathbf{y}}_{G4} \quad (4.27)$$

Mekanizma uzuvları için moment denge şartları ise eklem kuvvetlerinden yararlanılarak aşağıdaki gibi oluşturulabilir.

$$\mathbf{r}_{22} \otimes \mathbf{F}_{32} - \mathbf{r}_{21} \otimes \mathbf{F}_{21} + \mathbf{M}_{21} = I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \quad (4.28)$$

$$\mathbf{r}_{33} \otimes \mathbf{F}_{43} - \mathbf{r}_{32} \otimes \mathbf{F}_{32} = I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \quad (4.29)$$

$$\mathbf{r}_{44} \otimes \mathbf{F}_{14} - \mathbf{r}_{43} \otimes \mathbf{F}_{43} = I_{G4} \ddot{\theta}_{41} \quad (4.30)$$

Moment ifadelerindeki yer vektörleri, (4.31)-(4.36) nolu denklemlerde tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{21x} &= \overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21} + \lambda_2 + \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{r}_{21y} &= \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21} + \lambda_2 + \pi) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.31)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{22x} &= \overline{A G_2} \cos(\theta_{21} - \beta_2) \mathbf{i} \\ \mathbf{r}_{22y} &= \overline{A G_2} \sin(\theta_{21} - \beta_2) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.32)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{32x} &= \overline{A G_3} \cos(\theta_{31} + \lambda_3 + \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{r}_{32y} &= \overline{A G_3} \sin(\theta_{31} + \lambda_3 + \pi) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.33)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{33x} &= \overline{B G_3} \cos(2\pi - \beta_3 + \theta_{31}) \mathbf{i} \\ \mathbf{r}_{33y} &= \overline{B G_3} \sin(2\pi - \beta_3 + \theta_{31}) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.34)$$

$$\begin{aligned}\mathbf{r}_{43_x} &= \overline{BG_4} \cos(\theta_{41} - \beta_4) \mathbf{i} \\ \mathbf{r}_{43_y} &= \overline{BG_4} \sin(\theta_{41} - \beta_4) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (4.35)$$

$$\begin{aligned}\mathbf{r}_{44_x} &= \overline{B_oG_4} \cos(\theta_{41} + \lambda_4 + \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{r}_{44_y} &= \overline{B_oG_4} \sin(\theta_{41} + \lambda_4 + \pi) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (4.36)$$

Burada β_2 , β_3 ve β_4 açıları sırasıyla $\widehat{A_oAG_2}$, $\widehat{ABG_3}$ ve $\widehat{B_oBG_4}$ arasındaki dar açıyı tanımlamaktadır. İlgili üçgenlerde cosinüs teoreminin kullanılması neticesinde bu açılar aşağıdaki gibi tanımlanabilir;

$$\beta_2 = a \cos \left(\frac{\overline{AG_2}^2 + L_2^2 - \overline{A_oG_2}^2}{2\overline{AG_2}L_2} \right)$$

$$\beta_3 = a \cos \left(\frac{\overline{BG_3}^2 + L_3^2 - \overline{AG_3}^2}{2\overline{BG_3}L_3} \right)$$

$$\beta_4 = a \cos \left(\frac{\overline{BG_4}^2 + L_4^2 - \overline{B_oG_4}^2}{2\overline{BG_4}L_4} \right)$$

(4.28)-(4.30) denklemlerinin nihai şekli aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\mathbf{r}_{22_x} \otimes \mathbf{F}_{32_y} - \mathbf{r}_{22_y} \otimes \mathbf{F}_{32_x} - \mathbf{r}_{21_x} \otimes \mathbf{F}_{21_y} + \mathbf{r}_{21_y} \otimes \mathbf{F}_{21_x} + \mathbf{M}_{21} = I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \quad (4.37)$$

$$\mathbf{r}_{33_x} \otimes \mathbf{F}_{43_y} - \mathbf{r}_{33_y} \otimes \mathbf{F}_{43_x} - \mathbf{r}_{32_x} \otimes \mathbf{F}_{32_y} + \mathbf{r}_{32_y} \otimes \mathbf{F}_{32_x} = I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \quad (4.38)$$

$$\mathbf{r}_{44_x} \otimes \mathbf{F}_{14_y} - \mathbf{r}_{44_y} \otimes \mathbf{F}_{14_x} - \mathbf{r}_{43_x} \otimes \mathbf{F}_{43_y} + \mathbf{r}_{43_y} \otimes \mathbf{F}_{43_x} = I_{G4} \ddot{\theta}_{41} \quad (4.39)$$

(4.22)-(4.27) arasındaki denklemler ile (4.37) ve (4.39) denklemleri, matris formunda aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$\begin{vmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_{21_y} & -r_{21_x} & -r_{22_y} & r_{22_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{32_y} & -r_{32_x} & -r_{33_y} & r_{33_x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & r_{43_y} & -r_{43_x} & -r_{44_y} & r_{44_x} & 0 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} F_{21_x} \\ F_{21_y} \\ F_{32_x} \\ F_{32_y} \\ F_{43_x} \\ F_{43_y} \\ F_{14_x} \\ F_{14_y} \\ M_{21} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} m_2 \ddot{x}_{G2} \\ m_2 \ddot{y}_{G2} + m_2 g \\ I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \\ m_3 \ddot{x}_{G3} \\ m_3 \ddot{y}_{G3} + m_3 g \\ I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \\ m_4 \ddot{x}_{G4} \\ m_4 \ddot{y}_{G4} + m_4 g \\ I_{G4} \ddot{\theta}_{41} \end{vmatrix} \quad (4.40)$$

(4.40) ifadesindeki matrislere simgeler atarsak,

$$D = \begin{vmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_{21_y} & -r_{21_x} & -r_{22_y} & r_{22_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{32_y} & -r_{32_x} & -r_{33_y} & r_{33_x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & r_{43_y} & -r_{43_x} & -r_{44_y} & r_{44_x} & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

$$E = \begin{vmatrix} F_{21_x} \\ F_{21_y} \\ F_{32_x} \\ F_{32_y} \\ F_{43_x} \\ F_{43_y} \\ F_{14_x} \\ F_{14_y} \\ M_{21} \end{vmatrix} \quad ve \quad H = \begin{vmatrix} m_2 \ddot{x}_{G2} \\ m_2 \ddot{y}_{G2} + m_2 g \\ I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \\ m_3 \ddot{x}_{G3} \\ m_3 \ddot{y}_{G3} + m_3 g \\ I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \\ m_4 \ddot{x}_{G4} \\ m_4 \ddot{y}_{G4} + m_4 g \\ I_{G4} \ddot{\theta}_{41} \end{vmatrix}$$

olarak tanımlayabiliriz. Burada, E matrisinde bilinmeyen kuvvet değerleri, D^{-1} ile eşitliğin her iki tarafının soldan çarpımı neticesinde elde edilir [83]. Dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki kuvvetlerin bileşenlerinin toplamı (sarsma kuvveti) ve bunların tahrik uzvuna göre momenti (sarsma momenti) ise (4.41) ve (4.42) nolu denklemlerde verilmiştir.

$$\begin{aligned} \sum \mathbf{F}_{sh_x} &= \mathbf{F}_{21_x} + \mathbf{F}_{41_x} \\ \sum \mathbf{F}_{sh_y} &= \mathbf{F}_{21_y} + \mathbf{F}_{41_y} \end{aligned} \quad (4.41)$$

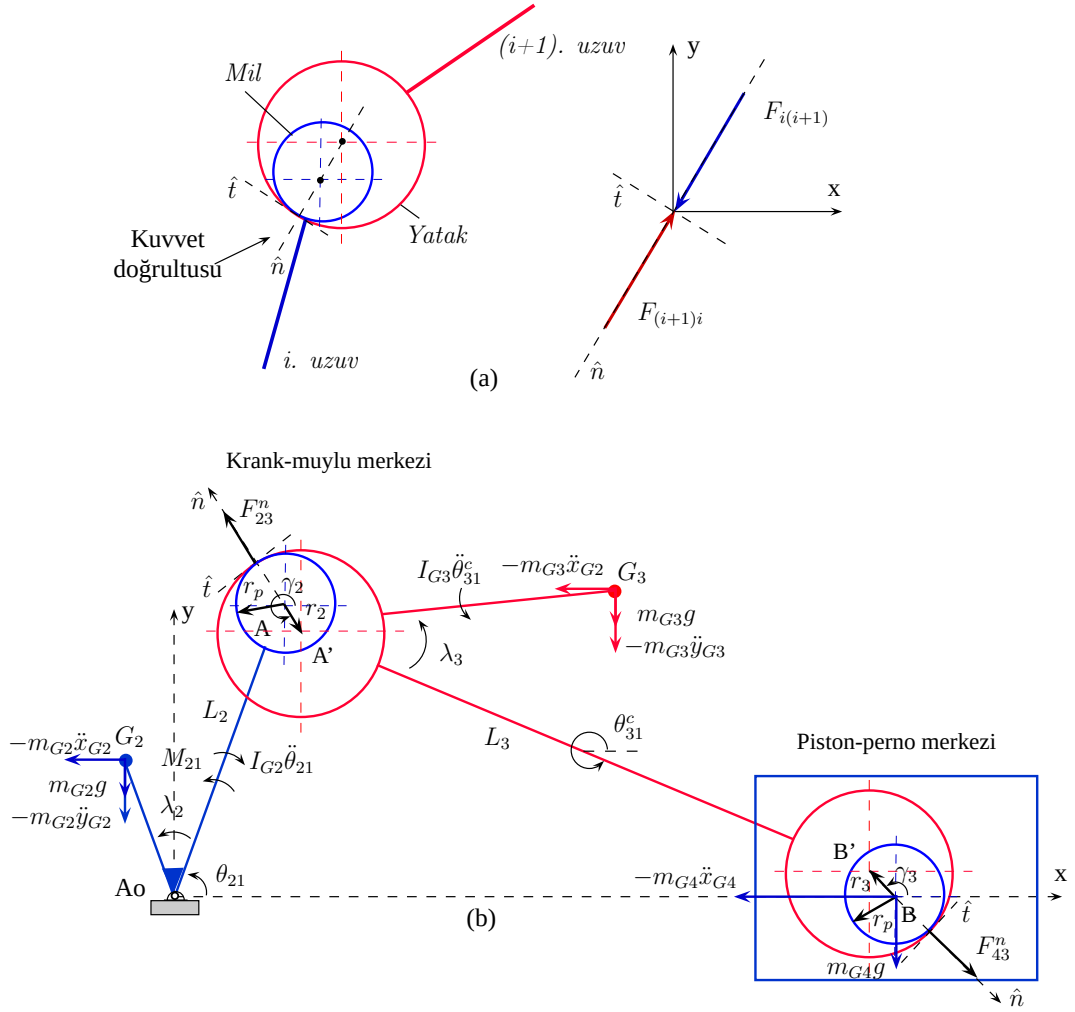
$$\sum \mathbf{M}_{sh} = L_1 \cos(\theta_1) \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{41_y} \mathbf{j} + L_1 \sin(\theta_1) \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{41_x} \mathbf{i} \quad (4.42)$$

4.3. Eklem Boşluklu Dinamik Kuvvet Analizi

Eklem boşluklu mekanizmaların dinamik analizinde süperpozisyon metodu kullanılmıştır. Bu amaçla; eklem bölgesinde mil ve yatak merkezleri çakışmadığı için bu noktalara (A ve A' gibi) ve uzuvların kütle merkezlerine dinamik olarak indirgenen eşdeğer kütlelerin ataletleri ve tahrik momentinin etkileri ayrı ayrı dikkate alınarak mekanizma uzuvlarının kuvvet ve moment denge şartları araştırılmıştır. Mekanizma uzuvlarının ilgili noktalarındaki kuvvet ve moment değerleri ise; ayrı ayrı dikkate alınan bu etkilerin vektörel toplamı olarak elde edilmiştir.

4.3.1. Eklem Boşluklu Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi

Sürtünmenin ihmal edildiği ve sürekli temas modelinin dikkate alındığı durum için boşluklu eklem bölgesindeki kuvvet, Şekil 4.3 (a)'da verilmiştir. Krank-biyel mekanizmasındaki kuvvetlerin şematik görünümü ise Şekil 4.3 (b)'de sunulmuştur.



Şekil 4.3. Eklem kuvveti doğrultusu (a), eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasında kuvvetlerin şematik gösterimi (b)

Mekanizma uzuvlarının dinamik denge şartını tanımlayan aşağıdaki denklemlerden yararlanılarak, eklem kuvvetlerinin büyüklükleri belirlenebilir.

$$\mathbf{F}_{i(i+1)_x} + \mathbf{F}_{(i+2)(i+1)_x} + \left(-m_{(i+1)}\ddot{\mathbf{x}}_{\mathbf{G}_{(i+1)}} \right) = 0 \quad (4.43)$$

$$\mathbf{F}_{i(i+1)_y} + \mathbf{F}_{(i+2)(i+1)_y} + \left(-m_{(i+1)}\ddot{\mathbf{y}}_{\mathbf{G}_{(i+1)}} - m_{(i+1)}\mathbf{g} \right) = 0 \quad (4.44)$$

$$\sum \mathbf{M}_{\mathbf{G}_{(i+1)}} - I_{\mathbf{G}_{(i+1)}}\ddot{\theta}_{(i+1)} = 0 \quad (4.45)$$

İlk model mekanizma olan boşluklu krank-biyel mekanizmasının dinamik analizine

yönelik denklemler Ekler kısmında verilmiştir. Burada, mekanizmanın dinamik optimizasyonunda esas alınan sarsma 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, (4.46)-(4.48) nolu ifadelerdeki gibi verilebilir.

$$\mathbf{F}_{21_x}^i = - \frac{\mathbf{M}_{21}^i \cos(\gamma_2 - \pi) \mathbf{i}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (4.46)$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^i = - \frac{\mathbf{M}_{21}^i \sin(\gamma_2 - \pi) \mathbf{j}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (4.47)$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^i = \frac{\mathbf{M}_{21}^i \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (4.48)$$

Krankın kütle merkezinin ataleti etkisiyle ilgili sarsma kuvvetleri, (4.49)-(4.51) nolu denklemlerde tanımlanmıştır.

$$\mathbf{F}_{21_x}^u = \frac{\begin{bmatrix} (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \overline{A_o G_2} \sin(\theta_2 + \lambda_2) - (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) \\ - [(-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g})] \overline{A_o G_2} \cos(\theta_2 + \lambda_2) \end{bmatrix} \cos(\gamma_2) \mathbf{i}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_2 + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_2 + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (4.49)$$

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

$$\mathbf{F}_{21_y}^u = \frac{\begin{bmatrix} (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \overline{A_o G_2} \sin(\theta_2 + \lambda_2) - (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) \\ - [(-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g})] \overline{A_o G_2} \cos(\theta_2 + \lambda_2) \end{bmatrix} \sin(\gamma_2) \mathbf{j}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_2 + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_2 + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (4.50)$$

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

$$\mathbf{F}_{41_y}^u = - \frac{\begin{bmatrix} (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \overline{A_o G_2} \sin(\theta_2 + \lambda_2) - (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) \\ - [(-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g})] \overline{A_o G_2} \cos(\theta_2 + \lambda_2) \end{bmatrix} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_2 + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_2 + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (4.51)$$

(4.52)-(4.54) arasındaki ifadelerde, A noktasına indirgenen kütlelerin ataleti etkisiyle oluşan sarsma kuvvetleri sunulmaktadır.

$$\mathbf{F}_{21_x}^m = \frac{[(-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) L_2 \sin \theta_{21} - [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] L_2 \cos \theta_{21}] \cos(\gamma_2)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} + (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) \mathbf{i} \quad (4.52)$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^m = \frac{[(-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) L_2 \sin \theta_{21} - [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] L_2 \cos \theta_{21}] \sin(\gamma_2)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} + (-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) \mathbf{j} + (-m_A \mathbf{g}) \mathbf{j} \quad (4.53)$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^m = -\frac{[(-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) L_2 \sin \theta_{21} - [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] L_2 \cos \theta_{21}] \sin(\gamma_3 + \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.54)$$

Biyelin kütle merkezinin ataleti etkisiyle ilgili sarsma kuvvetleri, (4.55)-(4.57) arasında tanımlanmıştır.

$$\mathbf{F}_{21_x}^{iv} = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{G3} \ddot{\mathbf{x}}_{G3}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{G3} \ddot{\mathbf{y}}_{G3}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{G3} \mathbf{g}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - (-I_{G3} \ddot{\theta}_{31}^c) \end{bmatrix} \cos(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \mathbf{i} + (-m_{G3} \ddot{\mathbf{x}}_{G3}) \mathbf{i} \quad (4.55)$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_y}^{iv} = & \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{G3}\mathbf{g}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \left(-I_{G3}\ddot{\theta}_{31}^c \right) \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \\
& + (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) \mathbf{j} + (-m_{G3}\mathbf{g}) \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{4.56}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{41_y}^{iv} = & - \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{G3}\mathbf{g}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \left(-I_{G3}\ddot{\theta}_{31}^c \right) \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{4.57}$$

A' noktasına indirgenen kütlenin ataleti etkisiyle ilgili sarsma kuvvetlerinin tanımı ise (4.58)-(4.60) nolu ifadelerde sunulmuştur.

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_x}^v = & \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{A'}\mathbf{g}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) \\ - [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) \end{bmatrix} \cos(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \\
& + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \mathbf{i}
\end{aligned} \tag{4.58}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_y}^v = & \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{A'}\mathbf{g}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) \\ - [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \\
& + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'})\mathbf{j} + (-m_{A'}\mathbf{g})\mathbf{j}
\end{aligned} \tag{4.59}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{41_y}^v = & - \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{A'}\mathbf{g}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) \\ - [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{4.60}$$

B' noktasına indirgenen kütlelerin ataleti etkisiyle oluşan sarsma kuvvetleri, (4.61)-(4.63) ifadelerinde tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_x}^{v_i} = & \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{B'}\ddot{x}_{B'}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{B'}\ddot{y}_{B'}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{B'}g) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{B'}\ddot{x}_{B'}) \overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) \\ - [(-m_{B'}\ddot{y}_{B'}) + (-m_{B'}g)] \overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) \end{bmatrix} \cos(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \\
& + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})\mathbf{i}
\end{aligned} \tag{4.61}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_y}^{v_i} = & \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{B'}\mathbf{g}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) \\ - [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})] \overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \\
& + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) \mathbf{j} + (-m_{B'}\mathbf{g}) \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{4.62}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{41_y}^{v_i} = & - \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{B'}\ddot{x}_{B'}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{B'}\ddot{y}_{B'}) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{B'}g) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{B'}\ddot{x}_{B'}) \overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) \\ - [(-m_{B'}\ddot{y}_{B'}) + (-m_{B'}g)] \overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{4.63}$$

Son olarak, B noktasındaki kütlenin ataleti etkisiyle oluşan sarsma kuvvetleri ise (4.64)-(4.66) denklemleri arasında verilmektedir.

$$\mathbf{F}_{21_x}^{v_{ii}} = \frac{(-m_B\ddot{\mathbf{x}}_B)}{\cos(\gamma_3)} \cos(\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \tag{4.64}$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^{v_{ii}} = \frac{(-m_B\ddot{\mathbf{x}}_B)}{\cos(\gamma_3)} \sin(\gamma_2 - \pi) \mathbf{j} \tag{4.65}$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{v_{ii}} = -(-m_B\ddot{\mathbf{x}}_B) \tan(\gamma_3) \mathbf{j} + (-m_B\mathbf{g}) \mathbf{j} \tag{4.66}$$

Krank ana yatağındaki toplam kuvvetler,

$$\begin{aligned}
\sum \mathbf{F}_{21_x} &= \mathbf{F}_{21_x}^i + \mathbf{F}_{21_x}^{ii} + \mathbf{F}_{21_x}^{iii} + \mathbf{F}_{21_x}^{iv} + \mathbf{F}_{21_x}^v + \mathbf{F}_{21_x}^{vi} + \mathbf{F}_{21_x}^{vii} \\
\sum \mathbf{F}_{21_y} &= \mathbf{F}_{21_y}^i + \mathbf{F}_{21_y}^{ii} + \mathbf{F}_{21_y}^{iii} + \mathbf{F}_{21_y}^{iv} + \mathbf{F}_{21_y}^v + \mathbf{F}_{21_y}^{vi} + \mathbf{F}_{21_y}^{vii}
\end{aligned} \tag{4.67}$$

ve piston ile ana gövde arasındaki yataktaki toplam kuvvet,

$$\sum \mathbf{F}_{41y} = \mathbf{F}_{41y}^i + \mathbf{F}_{41y}^{ii} + \mathbf{F}_{41y}^{iii} + \mathbf{F}_{41y}^{iv} + \mathbf{F}_{41y}^v + \mathbf{F}_{41y}^{vi} + \mathbf{F}_{41y}^{vii} \quad (4.68)$$

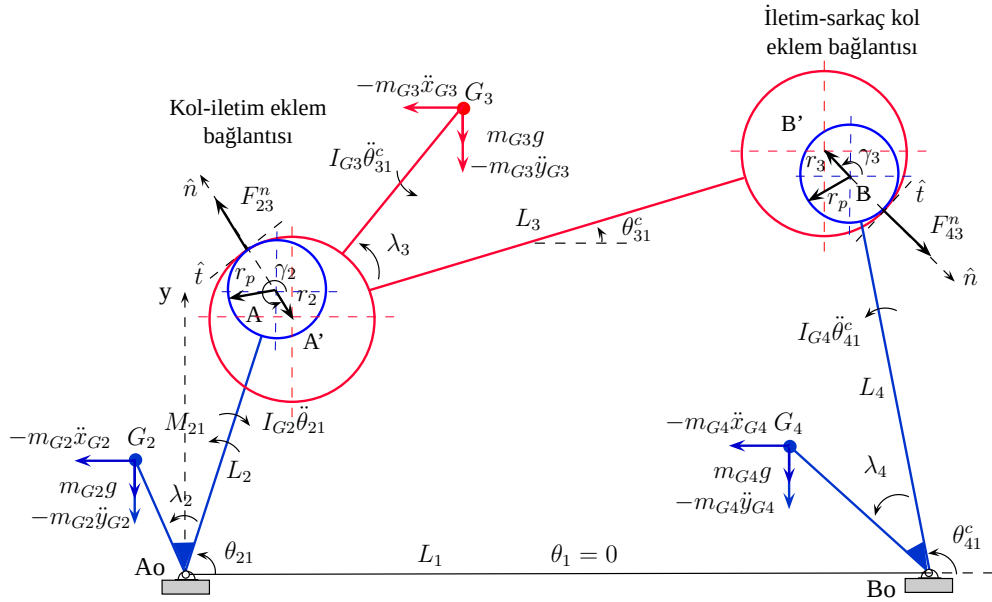
olarak tanımlanabilir. Mekanizmadaki toplam sarsma kuvveti ve sarsma momenti ise (4.69) ve (4.70) nolu denklemlerde verilmiştir.

$$\begin{aligned} \sum \mathbf{F}_{shx} &= \sum \mathbf{F}_{21x} \\ \sum \mathbf{F}_{shy} &= \sum \mathbf{F}_{21y} + \sum \mathbf{F}_{41y} \end{aligned} \quad (4.69)$$

$$\sum \mathbf{M}_{sh} = \mathbf{x}_B \otimes \sum \mathbf{F}_{41y} \quad (4.70)$$

4.3.2. Eklem Boşluklu Dört-Çubuk Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi

İkinci model mekanizma olan dört-çubuk mekanizmasındaki kuvvetlerin şematik görünümü Şekil 4.4'de verilmiştir.



Şekil 4.4. Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasında kuvvetlerin şematik gösterimi

Giriş momenti etkisiyle kol-ana gövde ve sarkaç kol-ana gövde yataklarında oluşan sarsma kuvvetleri ve çıkış momenti ise (4.71)-(4.75) denklemlerinde verilmiştir.

$$\mathbf{F}_{21x}^i = - \frac{\mathbf{M}_{21}^i}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \cos(\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \quad (4.71)$$

$$\mathbf{F}_{21y}^i = - \frac{\mathbf{M}_{21}^i}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \sin(\gamma_2 - \pi) \mathbf{j} \quad (4.72)$$

$$\mathbf{F}_{41x}^i = \frac{\mathbf{M}_{21}^i}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \cos(\gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \quad (4.73)$$

$$\mathbf{F}_{41y}^i = \frac{\mathbf{M}_{21}^i}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j} \quad (4.74)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{41}^i \mathbf{k} &= [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34x}^i \mathbf{i} \\ &+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34y}^i \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.75)$$

Kol uzvunun kütle merkezinin ataleti etkisiyle mekanizmanın ilgili noktalarındaki sarsma kuvvetleri ve çıkış momenti, (4.76)-(4.80) arasındaki ifadelerde tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21x}^{ii} &= \frac{\begin{bmatrix} \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21} + \lambda_2) (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) - (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) \\ -\overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) [(-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g})] \end{bmatrix} \cos(\gamma_2)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \\ &+ (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \mathbf{i} \end{aligned} \quad (4.76)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21y}^{ii} &= \frac{\begin{bmatrix} \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21} + \lambda_2) (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) - (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) \\ -\overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) [(-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g})] \end{bmatrix} \sin(\gamma_2)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \\ &+ (-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) \mathbf{j} + (-m_{G2} \mathbf{g}) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.77)$$

$$\mathbf{F}_{41_x}^{\prime\prime} = - \frac{\begin{bmatrix} \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21} + \lambda_2) (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) - (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) \\ -\overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) [(-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g})] \end{bmatrix} \cos(\gamma_3 + \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.78)$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{\prime\prime} = - \frac{\begin{bmatrix} \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21} + \lambda_2) (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) - (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) \\ -\overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) [(-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g})] \end{bmatrix} \sin(\gamma_3 + \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.79)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{41}^{\prime\prime} \mathbf{k} &= [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34_x}^{\prime\prime} \mathbf{i} \\ &\quad + [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34_y}^{\prime\prime} \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.80)$$

(4.81)-(4.85) arasındaki ifadeler, A noktasına indirgenen kütlelerin ataleti etkisiyle oluşan sarsma kuvvetleri ve çıkış momentini tanımlamaktadır.

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21_x}^{\prime\prime\prime} &= \frac{\begin{bmatrix} L_2 \sin \theta_{21} (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) \\ -L_2 \cos \theta_{21} [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] \end{bmatrix} \cos(\gamma_2)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \\ &\quad + (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) \mathbf{i} \end{aligned} \quad (4.81)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21_y}^{\prime\prime\prime} &= \frac{\begin{bmatrix} L_2 \sin \theta_{21} (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) \\ -L_2 \cos \theta_{21} [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] \end{bmatrix} \sin(\gamma_2)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \\ &\quad + (-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) \mathbf{j} + (-m_A \mathbf{g}) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (4.82)$$

$$\mathbf{F}_{41_x}^{\prime\prime\prime} = - \frac{\begin{bmatrix} L_2 \sin \theta_{21} (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) \\ -L_2 \cos \theta_{21} [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] \end{bmatrix} \cos(\gamma_3 + \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.83)$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{\prime\prime\prime} = - \frac{\begin{bmatrix} L_2 \sin \theta_{21} (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) \\ -L_2 \cos \theta_{21} [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] \end{bmatrix} \sin(\gamma_3 + \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.84)$$

$$\begin{aligned}\mathbf{M}_{41}^{zz}\mathbf{k} &= [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34_x}^{zz} \mathbf{i} \\ &+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34_y}^{zz} \mathbf{j}\end{aligned}\quad (4.85)$$

İletim uzvunun kütle merkezinin ataleti etkisiyle ilgili sarsma kuvvetleri ve çıkış momenti, (4.86)-(4.90) nolu ifadelerde tanımlanmıştır.

$$\mathbf{F}_{21_x}^{zv} = \frac{\begin{bmatrix} [(-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3})] [\overline{B'G_3} \sin (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin (\gamma_3 + \pi)] \\ - (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) [\overline{B'G_3} \cos (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos (\gamma_3 + \pi)] \\ - (-m_{G3}\mathbf{g}) [\overline{B'G_3} \cos (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos (\gamma_3 + \pi)] \\ + (-I_{G3}\ddot{\theta}_{31}^c) \end{bmatrix} \cos (\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} -\cos (\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \sin (\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin (\gamma_2 - \pi)] \\ + \sin (\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \cos (\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos (\gamma_2 - \pi)] \\ + \cos (\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \sin (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin (\gamma_3 + \pi)] \\ - \sin (\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \cos (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos (\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.86)$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^{zv} = \frac{\begin{bmatrix} [(-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3})] [\overline{B'G_3} \sin (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin (\gamma_3 + \pi)] \\ - (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) [\overline{B'G_3} \cos (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos (\gamma_3 + \pi)] \\ - (-m_{G3}\mathbf{g}) [\overline{B'G_3} \cos (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos (\gamma_3 + \pi)] \\ + (-I_{G3}\ddot{\theta}_{31}^c) \end{bmatrix} \sin (\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} -\cos (\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \sin (\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin (\gamma_2 - \pi)] \\ + \sin (\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \cos (\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos (\gamma_2 - \pi)] \\ + \cos (\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \sin (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin (\gamma_3 + \pi)] \\ - \sin (\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \cos (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos (\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.87)$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{41_x}^{zv} &= \frac{\begin{bmatrix} -[(-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3})] [\overline{B'G_3} \sin (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin (\gamma_3 + \pi)] \\ + (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) [\overline{B'G_3} \cos (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos (\gamma_3 + \pi)] \\ + (-m_{G3}\mathbf{g}) [\overline{B'G_3} \cos (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos (\gamma_3 + \pi)] \\ - (-I_{G3}\ddot{\theta}_{31}^c) \end{bmatrix} \cos (\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} -\cos (\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \sin (\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin (\gamma_2 - \pi)] \\ + \sin (\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \cos (\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos (\gamma_2 - \pi)] \\ + \cos (\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \sin (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin (\gamma_3 + \pi)] \\ - \sin (\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \cos (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos (\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \\ &+ (-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3}) \mathbf{i}\end{aligned}\quad (4.88)$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{41_y}^{\nu} = & \frac{\begin{bmatrix} -[(-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3})] \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ + (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \\ + (-m_{G3}\mathbf{g}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \\ - (-I_{G3}\ddot{\theta}_{31}^c) \end{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \\ + \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \\ + \cos(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ - \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix}} \mathbf{j} \\
& + (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) \mathbf{j} + (-m_{G3}\mathbf{g}) \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{4.89}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{M}_{41}^{\nu} \mathbf{k} = & [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34_x}^{\nu} \mathbf{i} \\
& + [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34_y}^{\nu} \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{4.90}$$

A' noktasının ataleti etkisiyle ilgili sarsma kuvvetleri ve çıkış momenti ifadeleri ise (4.91)-(4.95) arasında verilmiştir.

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_x}^{\nu} = & \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \\ + [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \\ + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ - (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \\ - (-m_{A'}\mathbf{g}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix} \cos(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \\ + \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \\ + \cos(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ - \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix}} \mathbf{i}
\end{aligned} \tag{4.91}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_y}^{\nu} = & \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \\ + [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \\ + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ - (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \\ - (-m_{A'}\mathbf{g}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \\ + \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \\ + \cos(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ - \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix}} \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{4.92}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{41_x}^v = & \frac{\begin{bmatrix} (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \\ - [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \\ - (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \\ + (-m_{A'}\mathbf{g}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \\ + \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \\ + \cos(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ - \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix}} \mathbf{i} \\
& + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \mathbf{i}
\end{aligned} \tag{4.93}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{41_y}^v = & \frac{\begin{bmatrix} (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \\ - [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \\ - (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \\ + (-m_{A'}\mathbf{g}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \\ + \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \\ + \cos(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ - \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix}} \mathbf{j} \\
& + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) \mathbf{j} + (-m_{A'}\mathbf{g}) \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{4.94}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{M}_{41}^v \mathbf{k} = & [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34_x}^v \mathbf{i} \\
& + [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34_y}^v \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{4.95}$$

B' noktasının ataleti etkisiyle ilgili sarsma kuvvetleri ve çıkış momenti, (4.96)-(4.100) arasında tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_x}^{v_i} = & \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \\ + [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})] \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \\ + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \eta) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ - (-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \\ - (-m_{B'}\mathbf{g}) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \\ + \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \\ + \cos(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \\ - \sin(\gamma_2 - \pi) \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \end{bmatrix}} \mathbf{i}
\end{aligned} \tag{4.96}$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^{\mathbf{v}_i} = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})\overline{B'G_3}\sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \\ + [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})]\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \\ + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})\left[\overline{B'G_3}\sin(2\pi + \theta_{31}^c - \eta) + (r_3 + r_p)\sin(\gamma_3 + \pi)\right] \\ - (-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'})\left[\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)\right] \\ - (-m_{B'}\mathbf{g})\left[\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)\right] \end{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{A'G_3}\sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p)\sin(\gamma_2 - \pi)\right] \\ + \sin(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{A'G_3}\cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p)\cos(\gamma_2 - \pi)\right] \\ + \cos(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{B'G_3}\sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\sin(\gamma_3 + \pi)\right] \\ - \sin(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)\right] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.97)$$

$$\mathbf{F}_{41_x}^{\mathbf{v}_i} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})\overline{B'G_3}\sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \\ - [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})]\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \\ - (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})\left[\overline{B'G_3}\sin(2\pi + \theta_{31}^c - \eta) + (r_3 + r_p)\sin(\gamma_3 + \pi)\right] \\ + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'})\left[\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)\right] \\ + (-m_{B'}\mathbf{g})\left[\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)\right] \end{bmatrix} \cos(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{A'G_3}\sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p)\sin(\gamma_2 - \pi)\right] \\ + \sin(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{A'G_3}\cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p)\cos(\gamma_2 - \pi)\right] \\ + \cos(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{B'G_3}\sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\sin(\gamma_3 + \pi)\right] \\ - \sin(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)\right] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \\ + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \mathbf{i} \quad (4.98)$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{\mathbf{v}_i} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})\overline{B'G_3}\sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \\ - [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})]\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \\ - (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'})\left[\overline{B'G_3}\sin(2\pi + \theta_{31}^c - \eta) + (r_3 + r_p)\sin(\gamma_3 + \pi)\right] \\ + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'})\left[\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)\right] \\ + (-m_{B'}\mathbf{g})\left[\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)\right] \end{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{A'G_3}\sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p)\sin(\gamma_2 - \pi)\right] \\ + \sin(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{A'G_3}\cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p)\cos(\gamma_2 - \pi)\right] \\ + \cos(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{B'G_3}\sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\sin(\gamma_3 + \pi)\right] \\ - \sin(\gamma_2 - \pi)\left[\overline{B'G_3}\cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p)\cos(\gamma_3 + \pi)\right] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \\ + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) \mathbf{j} + (-m_{B'}\mathbf{g}) \mathbf{j} \quad (4.99)$$

$$\mathbf{M}_{41}^{\mathbf{v}_i} \mathbf{k} = [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34_x}^{\mathbf{v}_i} \mathbf{i} \\ + [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34_y}^{\mathbf{v}_i} \mathbf{j} \quad (4.100)$$

İzleyici uzvunun kütle merkezinin ataleti etkisiyle ilgili sarsma kuvvetleri ve çıkış momenti ifadeleri, (4.101)-(4.105) arasında sunulmuştur.

$$\mathbf{F}_{21_x}^{vu} = \frac{\begin{bmatrix} -\overline{B_o G_4} \sin(\theta_{41}^c + \lambda_4) (-m_{G4} \ddot{\mathbf{x}}_{G4}) + (-I_{G4} \ddot{\theta}_{41}^c) \\ + \overline{B_o G_4} \cos(\theta_{41}^c + \lambda_4) [(-m_{G4} \ddot{\mathbf{y}}_{G4}) + (-m_{G4} \mathbf{g})] \end{bmatrix} \cos(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_3) [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \\ - \cos(\gamma_3) [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.101)$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^{vu} = \frac{\begin{bmatrix} -\overline{B_o G_4} \sin(\theta_{41}^c + \lambda_4) (-m_{G4} \ddot{\mathbf{x}}_{G4}) + (-I_{G4} \ddot{\theta}_{41}^c) \\ + \overline{B_o G_4} \cos(\theta_{41}^c + \lambda_4) [(-m_{G4} \ddot{\mathbf{y}}_{G4}) + (-m_{G4} \mathbf{g})] \end{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_3) [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \\ - \cos(\gamma_3) [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.102)$$

$$\mathbf{F}_{41_x}^{vu} = \frac{\begin{bmatrix} \overline{B_o G_4} \sin(\theta_{41}^c + \lambda_4) (-m_{G4} \ddot{\mathbf{x}}_{G4}) - (-I_{G4} \ddot{\theta}_{41}^c) \\ - \overline{B_o G_4} \cos(\theta_{41}^c + \lambda_4) [(-m_{G4} \ddot{\mathbf{y}}_{G4}) + (-m_{G4} \mathbf{g})] \end{bmatrix} \cos(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_3) [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \\ - \cos(\gamma_3) [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.103)$$

$$+ (-m_{G4} \ddot{\mathbf{x}}_{G4}) \mathbf{i}$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{vu} = \frac{\begin{bmatrix} \overline{B_o G_4} \sin(\theta_{41}^c + \lambda_4) (-m_{G4} \ddot{\mathbf{x}}_{G4}) - (-I_{G4} \ddot{\theta}_{41}^c) \\ - \overline{B_o G_4} \cos(\theta_{41}^c + \lambda_4) [(-m_{G4} \ddot{\mathbf{y}}_{G4}) + (-m_{G4} \mathbf{g})] \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_3) [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \\ - \cos(\gamma_3) [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.104)$$

$$+ (-m_{G4} \ddot{\mathbf{y}}_{G4}) \mathbf{j} + (-m_{G4} \mathbf{g}) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{M}_{41}^{vu} \mathbf{k} = [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34_x}^{vu} \mathbf{i} \quad (4.105)$$

$$+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34_y}^{vu} \mathbf{j}$$

Son olarak, B noktasının ataleti etkisiyle ilgili sarsma kuvvetleri ve çıkış momenti ifadeleri ise (4.106)-(4.110) denklemlerinde verilmiştir.

$$\mathbf{F}_{21_x}^{vu} = \frac{\begin{bmatrix} -L_4 \sin \theta_{41}^c (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) \\ + L_4 \cos \theta_{41}^c [(-m_B \ddot{\mathbf{y}}_B) + (-m_B \mathbf{g})] \end{bmatrix} \cos(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_3) [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \\ - \cos(\gamma_3) [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.106)$$

$$\mathbf{F}_{21_y}^{vu} = \frac{\begin{bmatrix} -L_4 \sin \theta_{41}^c (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) \\ + L_4 \cos \theta_{41}^c [(-m_B \ddot{\mathbf{y}}_B) + (-m_B \mathbf{g})] \end{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_3) [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \\ - \cos(\gamma_3) [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.107)$$

$$\mathbf{F}_{41_x}^{viii} = \frac{\begin{bmatrix} L_4 \sin \theta_{41}^c (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) \\ -L_4 \cos \theta_{41}^c [(-m_B \ddot{y}_B) + (-m_B \mathbf{g})] \end{bmatrix} \cos(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_3) [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \\ -\cos(\gamma_3) [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{i} \quad (4.108)$$

$$+ (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) \mathbf{i}$$

$$\mathbf{F}_{41_y}^{viii} = \frac{\begin{bmatrix} L_4 \sin \theta_{41}^c (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) \\ -L_4 \cos \theta_{41}^c [(-m_B \ddot{y}_B) + (-m_B \mathbf{g})] \end{bmatrix} \sin(\gamma_3)}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_3) [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \\ -\cos(\gamma_3) [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \mathbf{j} \quad (4.109)$$

$$+ (-m_B \ddot{y}_B) \mathbf{j} + (-m_B \mathbf{g}) \mathbf{j}$$

$$\mathbf{M}_{41}^{viii} \mathbf{k} = [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34_x}^{viii} \mathbf{i} \quad (4.110)$$

$$+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34_y}^{viii} \mathbf{j}$$

Kol ana yatağındaki toplam kuvvetler;

$$\begin{aligned} \sum \mathbf{F}_{21_x} &= \mathbf{F}_{21_x}^I + \mathbf{F}_{21_x}^{II} + \mathbf{F}_{21_x}^{III} + \mathbf{F}_{21_x}^{IV} + \mathbf{F}_{21_x}^V + \mathbf{F}_{21_x}^{VI} + \mathbf{F}_{21_x}^{VII} + \mathbf{F}_{21_x}^{VIII} \\ \sum \mathbf{F}_{21_y} &= \mathbf{F}_{21_y}^I + \mathbf{F}_{21_y}^{II} + \mathbf{F}_{21_y}^{III} + \mathbf{F}_{21_y}^{IV} + \mathbf{F}_{21_y}^V + \mathbf{F}_{21_y}^{VI} + \mathbf{F}_{21_y}^{VII} + \mathbf{F}_{21_y}^{VIII} \end{aligned} \quad (4.111)$$

ve sarkaç kol ile ana gövde yatağındaki toplam kuvvet,

$$\begin{aligned} \sum \mathbf{F}_{41_x} &= \mathbf{F}_{41_x}^I + \mathbf{F}_{41_x}^{II} + \mathbf{F}_{41_x}^{III} + \mathbf{F}_{41_x}^{IV} + \mathbf{F}_{41_x}^V + \mathbf{F}_{41_x}^{VI} + \mathbf{F}_{41_x}^{VII} + \mathbf{F}_{41_x}^{VIII} \\ \sum \mathbf{F}_{41_y} &= \mathbf{F}_{41_y}^I + \mathbf{F}_{41_y}^{II} + \mathbf{F}_{41_y}^{III} + \mathbf{F}_{41_y}^{IV} + \mathbf{F}_{41_y}^V + \mathbf{F}_{41_y}^{VI} + \mathbf{F}_{41_y}^{VII} + \mathbf{F}_{41_y}^{VIII} \end{aligned} \quad (4.112)$$

olarak tanımlanabilir. Mekanizmadaki toplam sarsma kuvveti ve momenti ise (4.113) ve (4.114) nolu denklemlerde verilmiştir.

$$\begin{aligned} \sum \mathbf{F}_{sh_x} &= \sum \mathbf{F}_{21_x} + \sum \mathbf{F}_{41_x} \\ \sum \mathbf{F}_{sh_y} &= \sum \mathbf{F}_{21_y} + \sum \mathbf{F}_{41_y} \end{aligned} \quad (4.113)$$

$$\sum \mathbf{M}_{sh} \mathbf{k} = L_1 \cos(\theta_1) \mathbf{i} \otimes \sum \mathbf{F}_{41_y} \mathbf{j} + L_1 \sin(\theta_1) \mathbf{j} \otimes \sum \mathbf{F}_{41_x} \mathbf{i} \quad (4.114)$$

Mekanizmadaki toplam çıkış momenti ise (4.115) nolu denklemdeki gibi verilebilir;

$$\sum \mathbf{M}_{41} = \mathbf{M}_{41}^i + \mathbf{M}_{41}^{ii} + \mathbf{M}_{41}^{iii} + \mathbf{M}_{41}^{iv} + \mathbf{M}_{41}^v + \mathbf{M}_{41}^{vi} + \mathbf{M}_{41}^{vii} + \mathbf{M}_{41}^{viii} \quad (4.115)$$

4.4. Mekanizmaların Dinamik Kuvvet Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri

Mekanizmalarda giriş uzvunun 200 d/d ile sabit hızda dönmesi ve sürtünmenin ihmal edilmesi sonucu model mekanizmaların klasik dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizi gerçekleştirilen model mekanizmalar için dinamik parametreler Tablo 4.1 ve 4.2' de verilmiştir.

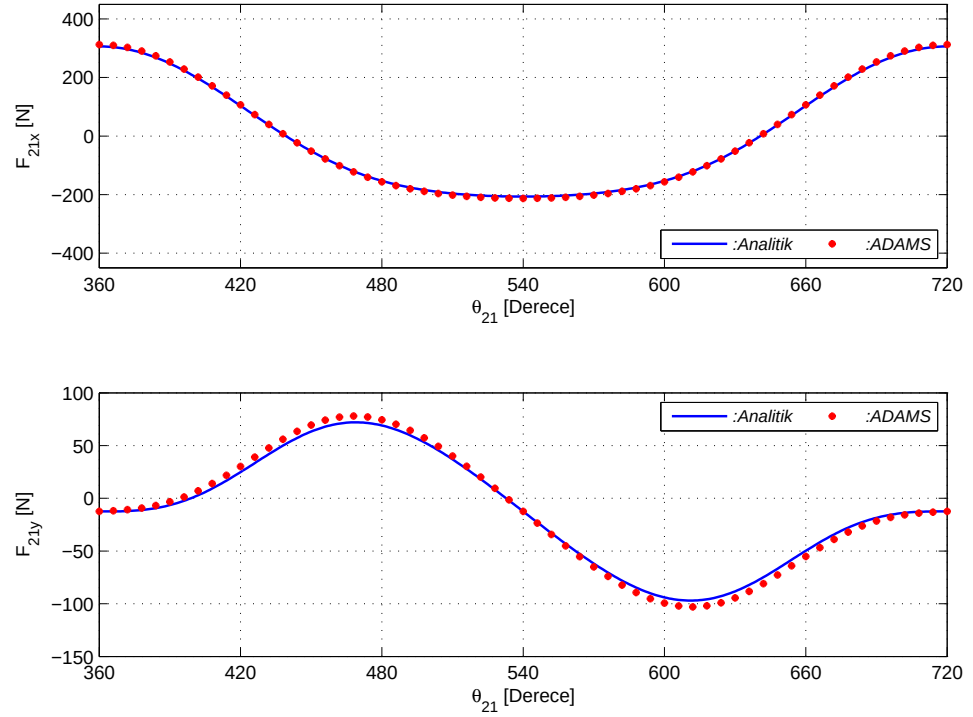
Tablo 4.1. Krank-biyel mekanizmasının dinamik parametreleri

Parametre	Tanım	Değer
m_2 (kg)	Krank uzvunun kütlesi	0.4506
m_3 (kg)	Biyel uzvunun kütlesi	1.6403
m_4 (kg)	Piston uzvunun kütlesi	2.0205
I_{G2} (kgm ²)	Krank uzvunun kütleli atalet momenti	0.0018
I_{G3} (kgm ²)	Biyel uzvunun kütleli atalet momenti	0.0945

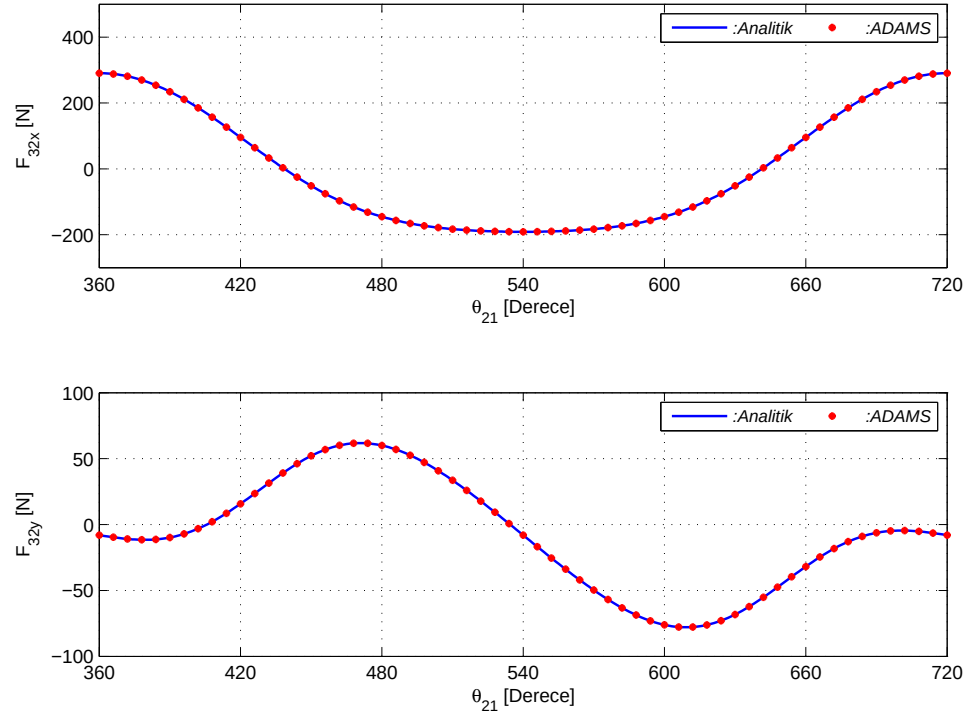
Tablo 4.2. Dört-çubuk mekanizmasının dinamik parametreleri

Parametre	Tanım	Değer
m_2 (kg)	Kol uzvunun kütlesi	0.5726
m_3 (kg)	İletim uzvunun kütlesi	1.8647
m_4 (kg)	Sarkaç kol uzvunun kütlesi	0.8212
I_{G2} (kgm ²)	Kol uzvunun kütleli atalet momenti	0.0056
I_{G3} (kgm ²)	İletim uzvunun kütleli atalet momenti	0.1765
I_{G4} (kgm ²)	Sarkaç kol uzvunun kütleli atalet momenti	0.0227

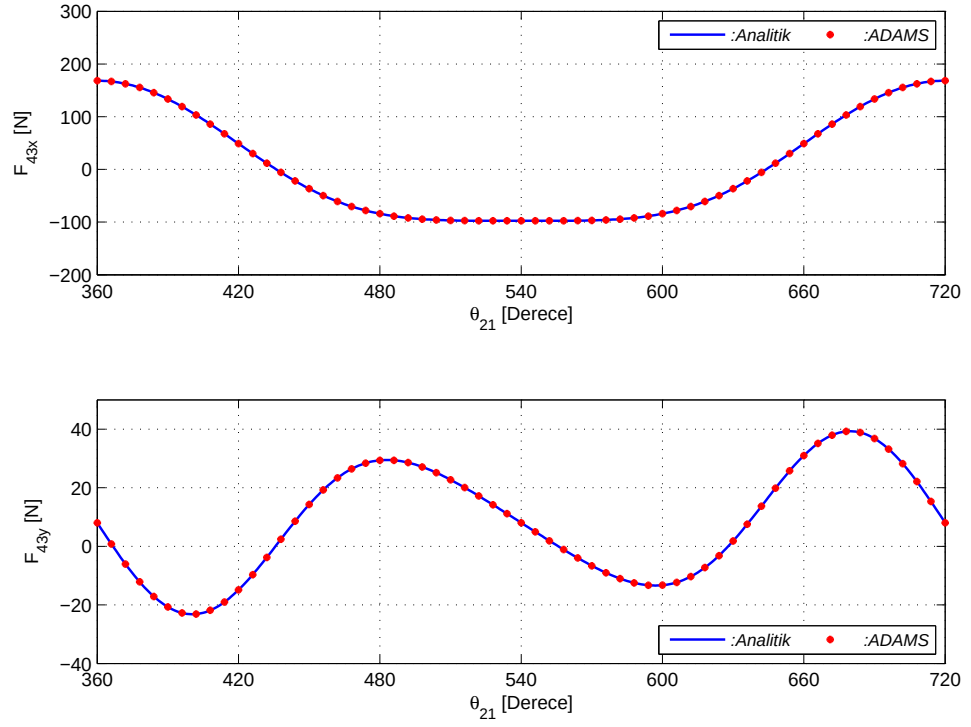
Model mekanizmaların analizinden elde edilen eklem kuvvetleri Şekil 4.5-4.12 arasında verilmiştir.



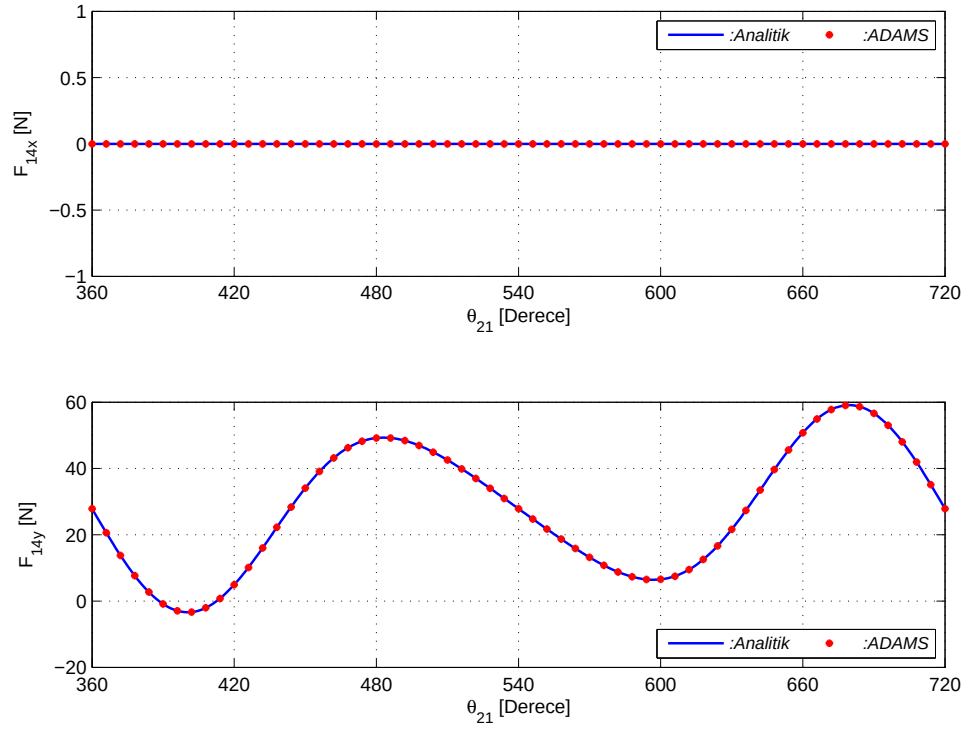
Şekil 4.5. Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının krank ana yatağındaki kuvvet bileşenleri



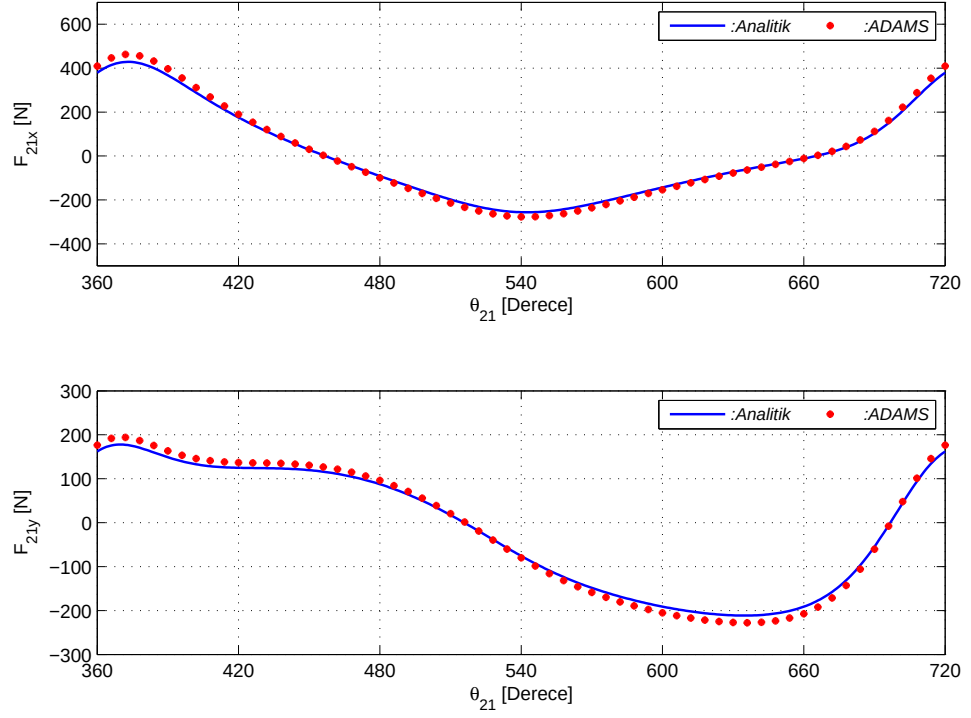
Şekil 4.6. Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının krank muylu merkezindeki kuvvet bileşenleri



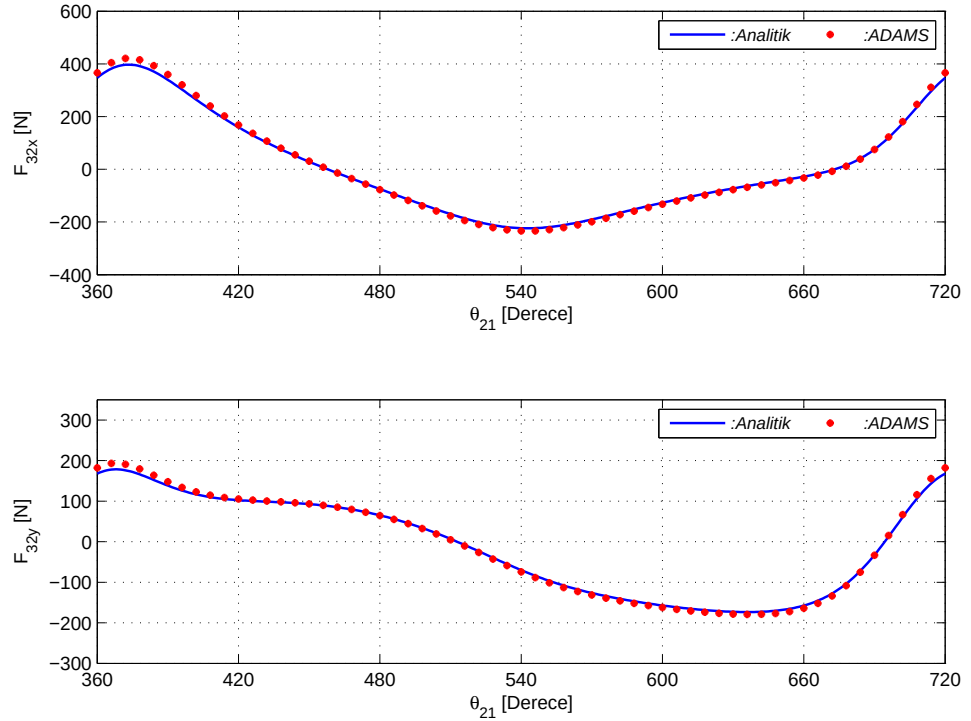
Şekil 4.7. Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının piston perno merkezindeki kuvvet bileşenleri



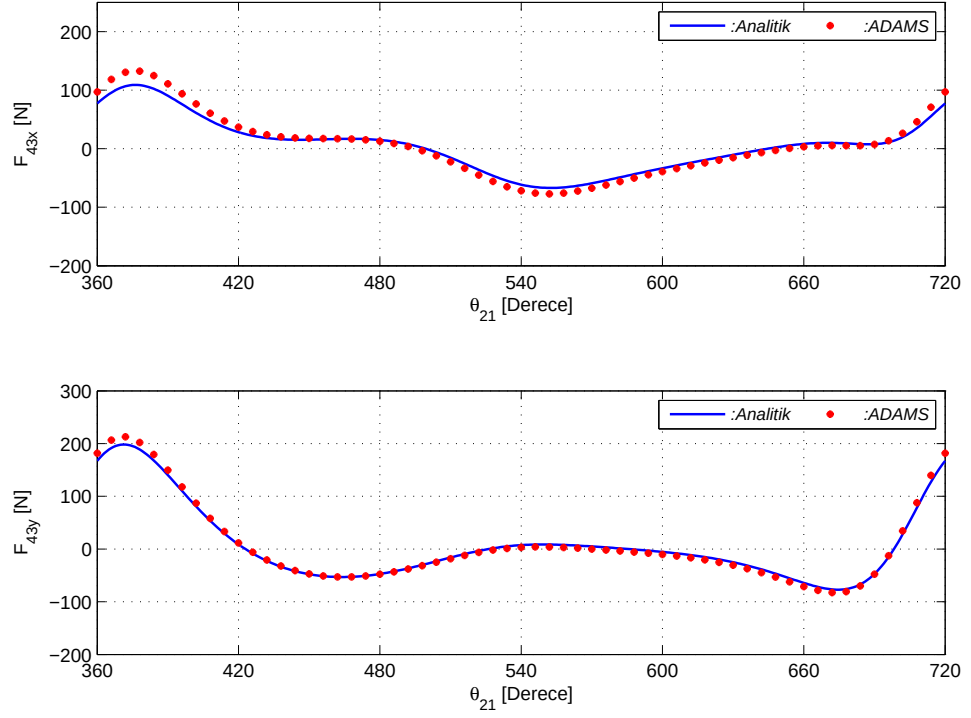
Şekil 4.8. Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının piston ile ana gövde arasındaki kuvvet bileşenleri



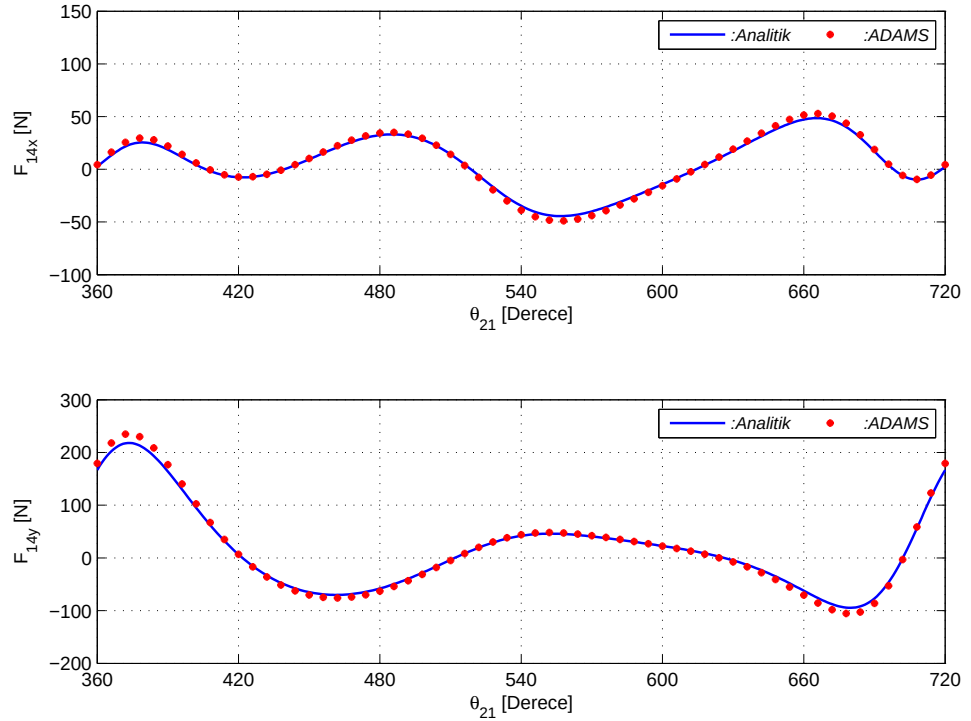
Şekil 4.9. Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının kol uzvu ana yatağındaki kuvvet bileşenleri



Şekil 4.10. Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının kol ve iletim uzuvları arasındaki kuvvet bileşenleri

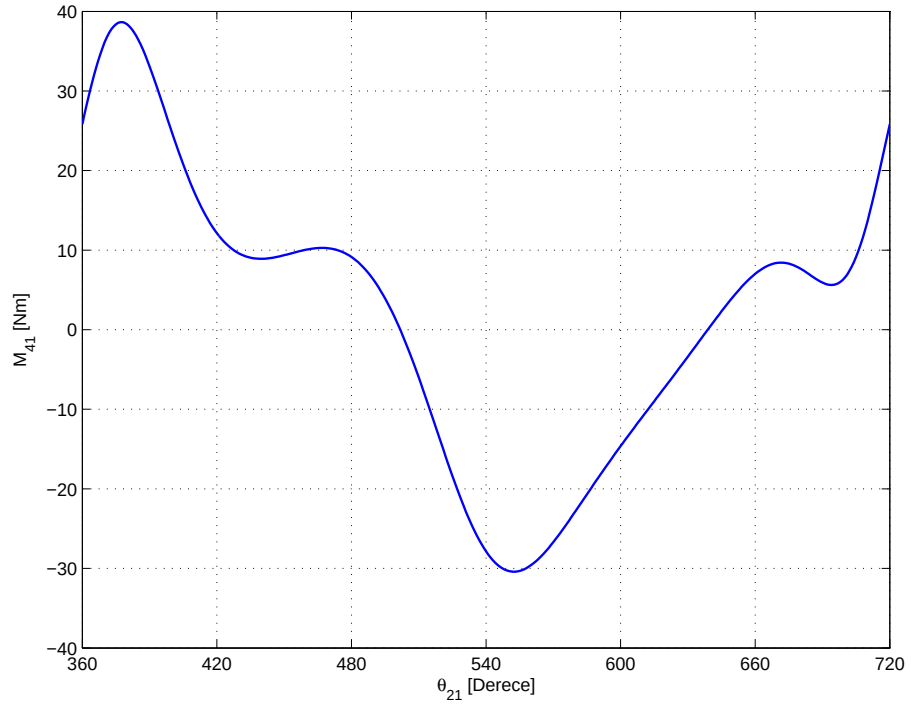


Şekil 4.11. Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının iletim ve sarkaç kol uzunlukları arasındaki kuvvet bileşenleri



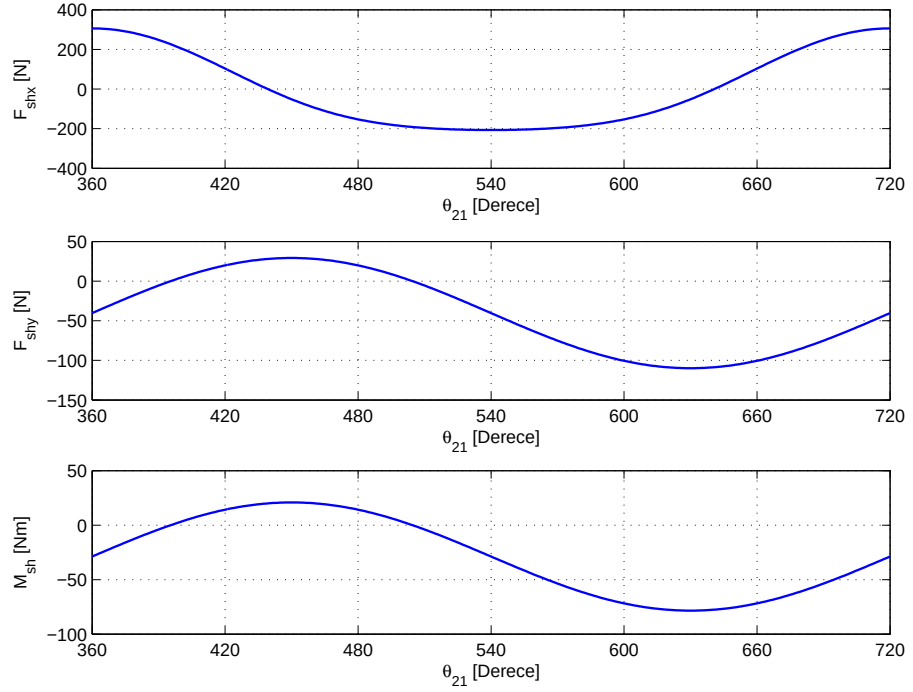
Şekil 4.12. Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının sarkaç kol ana yatağındaki kuvvet bileşenleri

İlgili şekillerden görüleceği üzere eklem boşluksuz model mekanizmaların analitik ve nümerik dinamik analiz sonuçları, karakteristik olarak tamamen birbirlerine benzemektedir. Değer olarak ise, krank-biyel mekanizması için genelde her iki analiz sonucu aynı çıkmaktadır. Dört-çubuk mekanizmasında ise her iki analiz için bazı eklem noktalarındaki kuvvet bileşenlerinde çok küçük farklar mevcuttur. Dört-çubuk mekanizması için çıkış momenti değişimi ise Şekil 4.13’de verilmiştir.

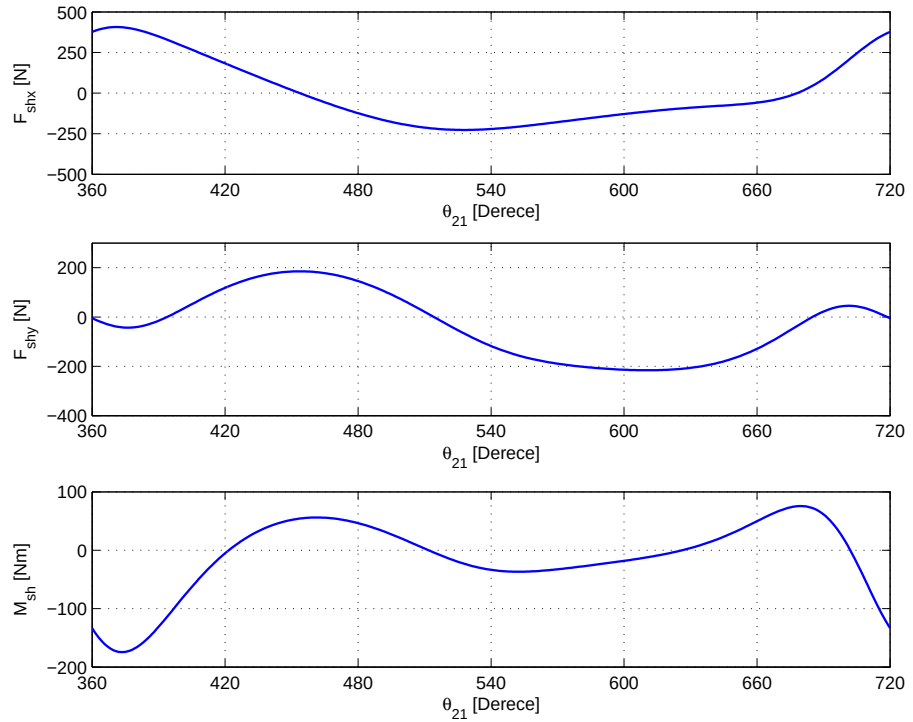


Şekil 4.13. Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının sarkaç kol uzvu ana yatağına göre tanımlanan çıkış momenti

Model mekanizmalardaki sarsma kuvvetleri ve mekanizmalarda tahrik uzvu ana yatağına göre elde edilen sarsma momentleri ise Şekil 4.14 ve 4.15’de verilmektedir.



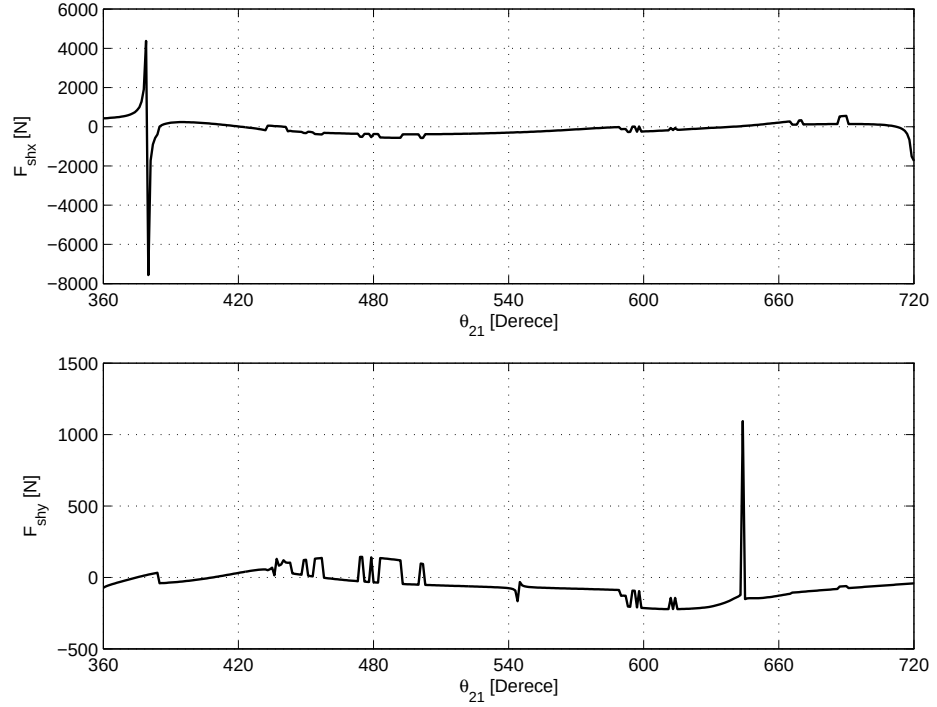
Şekil 4.14. Eklem boşluksuz krank-biyel mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti ve momenti



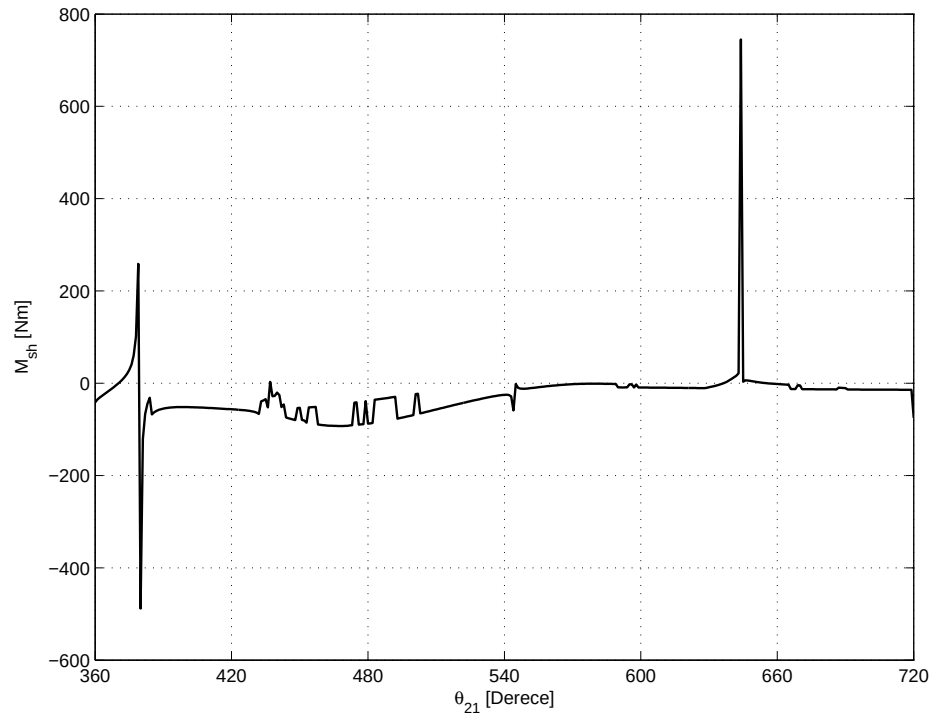
Şekil 4.15. Eklem boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti ve momenti

Nümerik olarak elde edilen eklem boşluk vektörünün açısal konum değişim karakteristiğinin kullanılması neticesinde, eklem boşluklu krank-biyel

mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvvetleri ve sarsma momenti değerleri Şekil 4.16 ve 4.17’de verilmektedir.



Şekil 4.16. Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti bileşenleri (*Nümerik*)

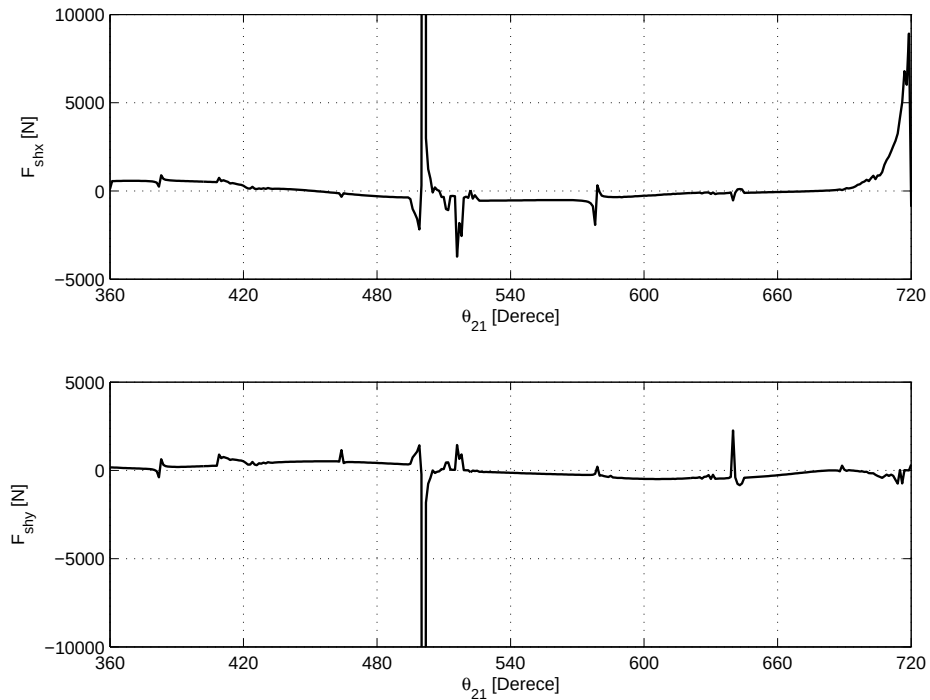


Şekil 4.17. Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasındaki sarsma momenti (*Nümerik*)

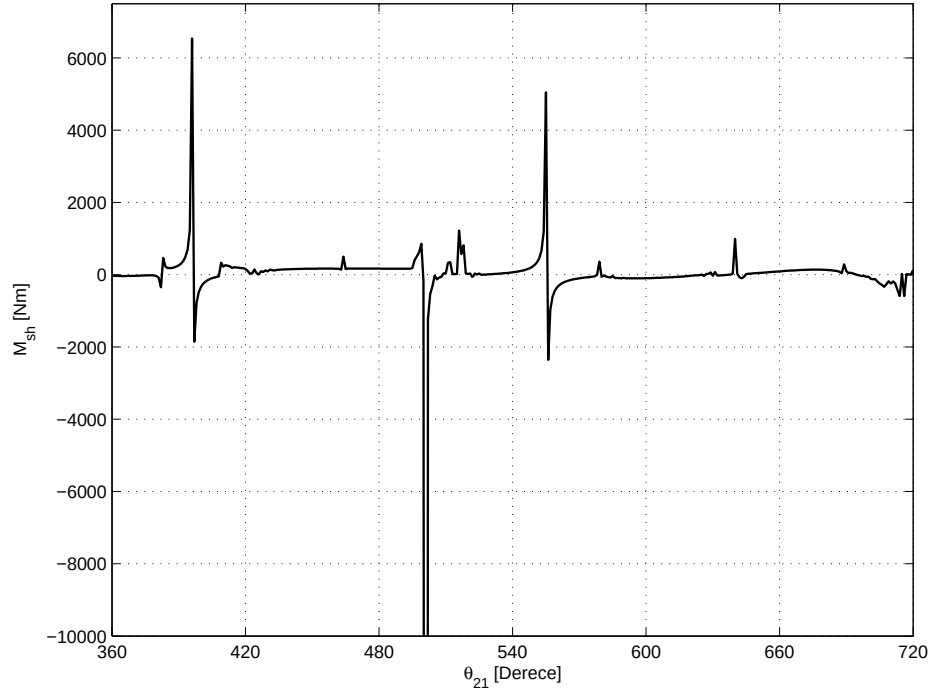
4.16 ve 4.17 nolu şekillerde görüldüğü üzere, eklem boşluğundan kaynaklanan, mekanizma uzuvlarının ivme analizinde de belirgin olarak hissedilen değişimler, mekanizmanın dinamik kuvvet analizinde de sınır değerler oluşturmaktadır. Bu sonuç; mekanizmanın çalışması esnasında titreşim ve gürültüye sebep olmaktadır.

Nümerik olarak elde edilen eklem boşluk vektörünün açısal konum değişim karakteristiğinin kullanılması neticesinde, eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvvetleri ve sarsma momenti değerleri Şekil 4.18 ve 4.19’da verilmektedir. Şekillerden görüleceği üzere, bu model mekanizmanın kuvvet ve moment değerlerinde de uç değerler mevcuttur. Sonsuz küçük zaman aralıklarında meydana gelen bu uç değerler, 10^5 N seviyelerine ulaşmaktadır. Bu anlık uç değerler, mekanizmanın boşluksuz tipine nazaran boşluklu tipinde titreşimli ve gürültülü çalışmaya sebep olmaktadır.

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



Şekil 4.18. Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti bileşenleri (*Nümerik*)



Şekil 4.19. Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasındaki sarsma momenti (*Nümerik*)

5. BÖLÜM

DENEYSEL ÇALIŞMA

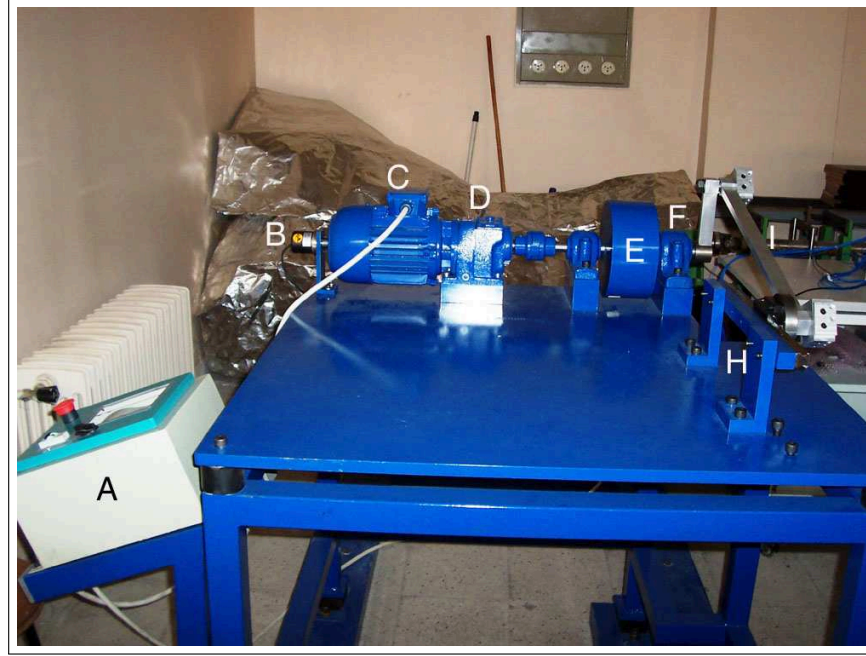
5.1. Giriş

Eklem boşluklu ve boşluksuz model mekanizmaların gerçek çalışma şartlarındaki davranışlarının değerlendirilmesi oldukça önemlidir. Tez kapsamında alüminyum malzemeden imal edilen eklem boşluklu ve boşluksuz model mekanizmaların 100, 150 ve 200 $^{\circ}/d$ çalışma hızları için sergiledikleri davranışlar, sistem üzerinde elde edilen veriler neticesinde değerlendirilmiştir. Farklı eklem boşluğu değeri için mekanizmanın dinamik karakteristiği, titreşim ve gürültü değerleri esas alınarak analiz edilmiştir. Alüminyum malzemeden imal edilen mekanizmalara ilaveten çelik esaslı mekanizmalar da aynı şartlar altında çalıştırılmış ve ilgili sonuçlar elde edilmiştir. Esas itibarıyla bu bölümde; Erciyes Üniversitesi Araştırma Projeleri Birimi desteği ile kurulan deneysel sistem ve buradan elde edilen ölçüm sonuçları ile bunların değerlendirmesi sunulacaktır.

5.2. Deneysel Sistem ve Elemanları

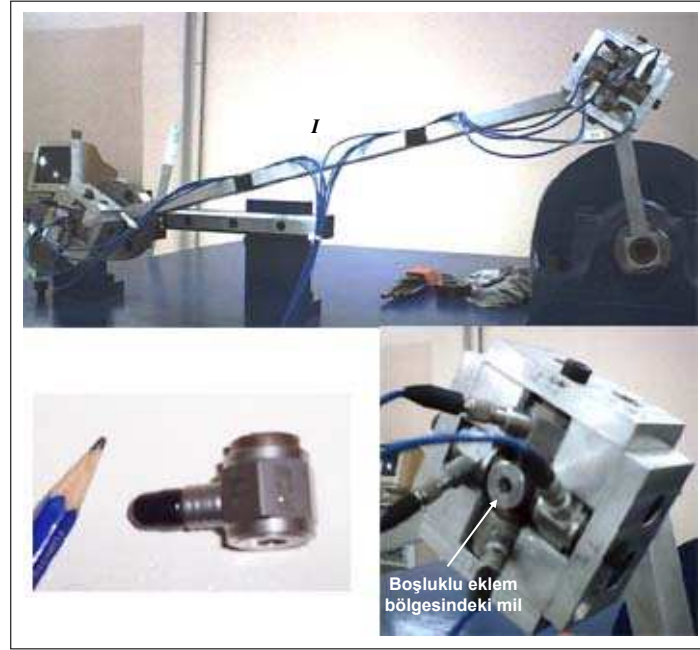
Deneysel sistem, iki farklı mekanizmanın incelenmesine olanak verecek tarzda tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel sistemin görünüşü Şekil 5.1’de verilmektedir. Mevcut sistem üzerinde 0-50 Hz çalışma aralığındaki frekans değiştiricisi A ile gösterilmiştir. Mekanizmada giriş uzvu açısıl konumunun tanımlanması amacıyla kullanılan 1900 pulse değerine sahip enkoder ise B ile gösterilmektedir. C ve D ise sırasıyla 1,5 kW AC elektrik motorunu ve redüktör sistemini simgelemektedir. E; özellikle eklem boşluklu mekanizmada sergilenen davranıştan dolayı ortaya çıkan dönme düzgünsüzlüğünü minimuma indirmek için kullanılan volanı tanımlamaktadır. F ve H; model mekanizmaların bağlandığı ana

yatakları göstermektedir. I ise Şekil 5.2’de gösterildiği üzere model mekanizmalardan biri olan krank-biyel mekanizmasını simgelemektedir.

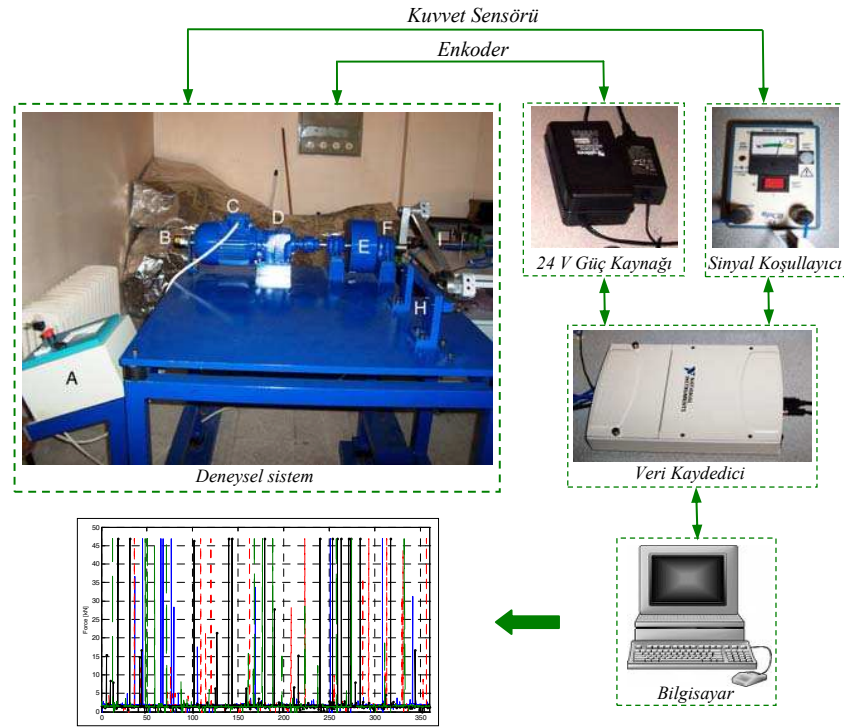


Şekil 5.1. Deneysel test sistemi

Eklem bölgesindeki kuvvetlerin ve dolayısıyla eklem boşluk vektörü açısal değişiminin tanımlanması için Şekil 5.2’de görülen kuvvet sensörü ve sensör kovani olarak isimlendirdiğimiz elemanlardan yararlanılmıştır. Sensör kovani; krank-biyel mekanizmasında biyel uzvunun iki ucuna, dört-çubuk mekanizmasında ise iletim uzvunun iki ucuna civata ile sabitlenmiştir. Her bir kovana, birbirlerine dik konumunda 4 adet kuvvet sensörü yerleştirilebilmektedir. Bu sensörler, boşluklu eklem bölgesindeki yatak ile aynı karakteri sergilemekte ve milin, yatağa teması esnasındaki kuvvetleri vermektedir. Elde edilen kuvvetler, enkoderden gelen veriler aracılığıyla mekanizmanın giriş uzvunun açısal konumuyla ilişkilendirilmektedir. Mekanizmanın hareketinin her bir anı için bu kuvvetlerden veya başka bir ifadeyle normal kuvvet doğrultularından, ilgili eklemdaki boşluğun açısal değişimine ulaşılmaktadır. Eklem bölgesindeki ölçüm ile ilgili blok diyagramı Şekil 5.3’de verilmektedir.



Şekil 5.2. Eklem bölgesi kuvvet ölçüm düzeneği; Boşluklu model mekanizma, Sensör kovarı ve kuvvet sensörü



Şekil 5.3. Deneyisel sistemde kuvvet ölçümünün blok diyagramı

Deneyisel sistemdeki eklem kuvvetlerinin ölçüm süreci, mekanizma giriş uzvunun belirli bir açısal konumda ayarlanmasını takiben başlatılır. Elde edilen değerler, giriş uzvunun konumuna göre değerlendirileceği için bu uzvun başlangıç konumu

önemlidir. PC üzerinde oluşturulan programa (*LabVIEW Ver. 8.2* [84]), deneysel sistemden alınan verilerin kaydedilmesi için ilgili peryot sayısı ve zaman girilir. Burada birincil etken peryottur. İlgili peryot tamamlandığında veri kaydedici üzerinden aktarılan değerlerin kaydı gerçekleştirilir. Girilen zaman faktörü ise, eğer veri kaydı için gerekli peryot sayısı kriteri devreye girmezse ilgili zaman sonunda verilerin kaydedilmesini sağlar. Deneysel ölçümde kullanılan veri kaydedici; 16 bit çözünürlükte ve örnekleme hızı maksimum 1250000 örnek/saniye'dir (*National Instruments USB-6251*). Bilgisayar ile gerekli iletişim USB bağlantıyla sağlanmaktadır. Kuvvet sensörlerinin lineer ölçüm aralığı 0-22,4 kN'dur (*PCB Piezotronics, 208C05 Multi-purpose force sensor*). 0-5 volt çıkışına sahiptir ve üst frekans değeri 36 kHz'dir.

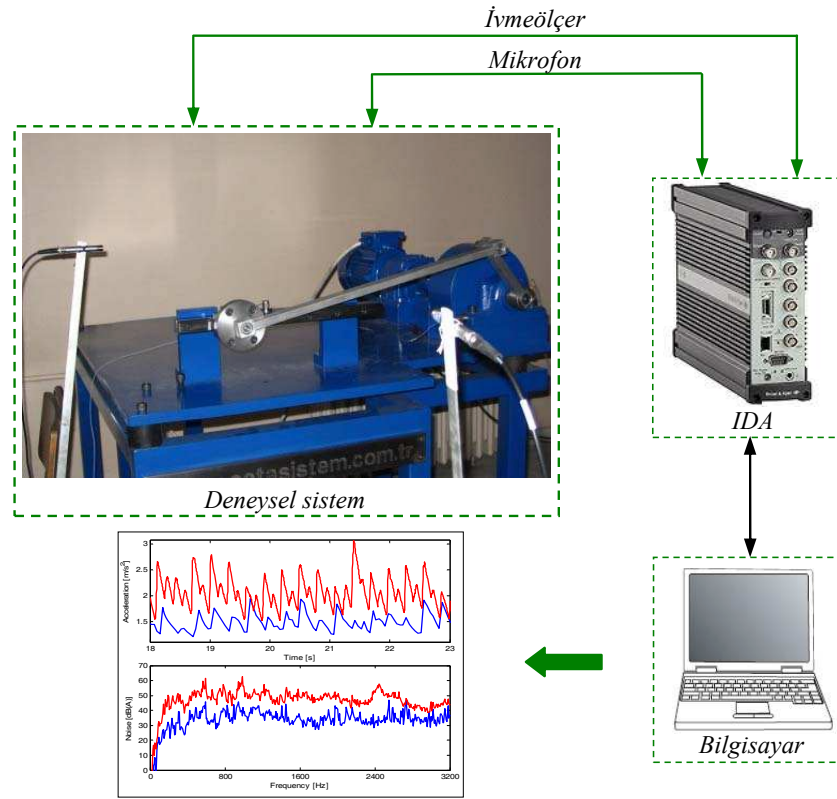
5.3. Titreşim ve Gürültü Ölçümü

Deneysel sistemde, eklem boşluğundan kaynaklanan titreşim ve gürültü değerlerinin belirlenmesi için sistemde iki noktaya mikrofonlar yerleştirilmiş, ve model mekanizmaların (hem eklem boşluklu hem de eklem boşluksuz tipleri için) gürültü seviyeleri 100, 150 ve 200 d/d lık çalışma hızlarında araştırılmıştır. Şekil 5.4'de gösterilen krank-biyel mekanizması için birinci ivmeölçer (D), krank ana yatağında düşey eksen (y eksen) doğrultusundaki titreşimleri, ikinci ivmeölçer (E) ise aynı yatak bölgesinde yatay eksen (x eksen) doğrultusundaki titreşimleri algılamaktadır. Üçüncü ivmeölçer (F), piston-sabit uzuv yatağında düşey eksen (y eksen) doğrultusundaki titreşimleri algılamaktadır. Bilgisayar ve veri toplama sistemi sırasıyla A ve B ile, mikrofonlar ise C ve Ç ile gösterilmiştir. Aynı ölçüm konfigürasyonu dört-çubuk mekanizması için de oluşturulmuştur.

Şekil 5.4'de verilen deneysel sistemden titreşim ve gürültü ölçümü için kullanılan düzeneğin blok diyagramı ise Şekil 5.5'de verilmektedir.



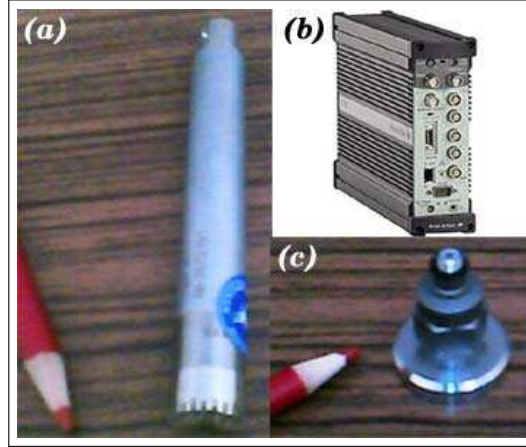
Şekil 5.4. Deneysel sistem üzerinde mikrofon ve ivmeölçer yerleşiminin görünümü



Şekil 5.5. Deneysel sistemdeki gürültü ve titreşim ölçümünün blok diyagramı

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. Mikrofon ise; 2671 tipi genel amaçlı ve ön yükselticili tiptedir. Ölçüm esnasında titreşim ve gürültü değerleri, anlık olarak bilgisayar ekranından takip edilebilmektedir. Deneysel sistemin titreşim ve gürültü ölçümünde kullanılan elemanların görünümü Şekil 5.6'da verilmektedir.



Şekil 5.6. Titreşim ve gürültü ölçüm ekipmanları, mikrofon (a), 5 kanallı veri toplama ünitesi (b), ivmeölçer ve manyetik tutucu (c)

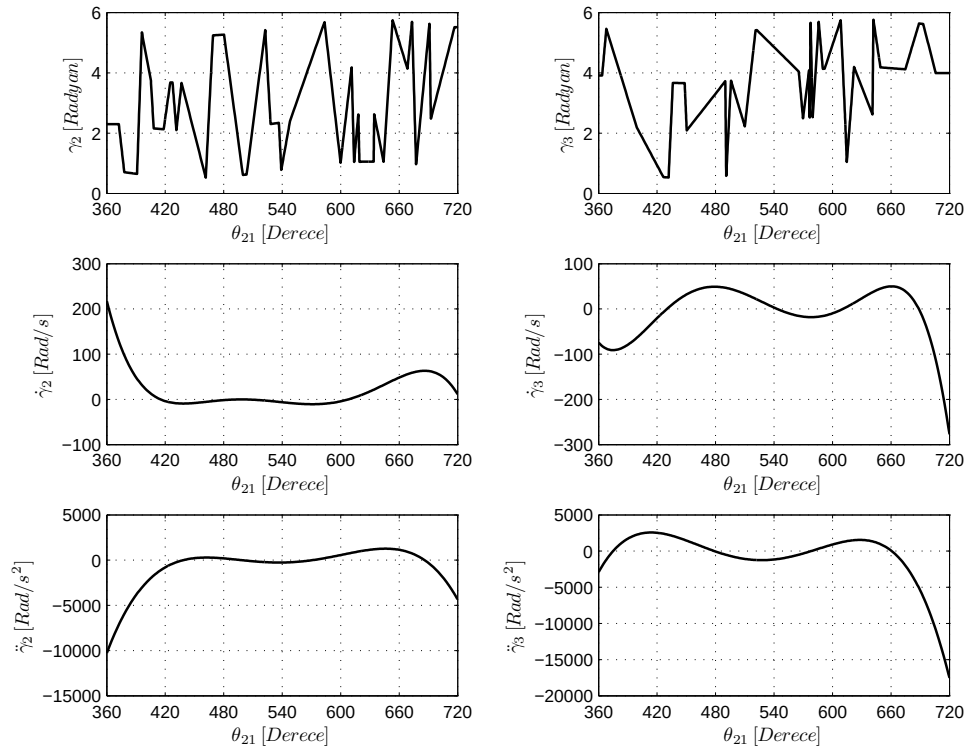
5.4. Deneysel Sonuçlar ve Değerlendirmeler

Deneysel çalışma esnasında model mekanizmaların 100, 150 ve 200 d/a 'lık çalışma hızlarında analizi gerçekleştirilmiştir. Her iki eklemindeki boşluk değerinin 1 mm olması durumu, 2 mm olması durumu, ilk ekleminde 1 mm ve ikinci ekleminde 2 mm boşluğun olması durumlarına göre deneysel sistemden titreşim ve gürültü sonuçları elde edilmiştir. Yapılan tüm ölçümler, boşluklu mekanizmanın eklem bölgesinde herhangi bir yağlama olmaksızın gerçekleştirilmiştir. Alüminyum malzemeden imal edilen mekanizmalardan elde edilen ölçümlere ilaveten, mukayese amacıyla aynı mekanizmaların çelik malzemeli olanlarının da titreşim ve gürültü değerleri belirlenmiştir. 1 mm eklem boşluklu alüminyum mekanizmalar için 200 d/a çalışma hızında deneysel olarak tanımlanan eklem boşluk vektörü açısız karakteristiğinin kullanılmasıyla elde edilen kinematik ve dinamik analiz sonuçları, alüminyum ve çelik mekanizmalar için farklı noktalarından ölçülerek elde edilen titreşim ve gürültü sonuçları bu başlık altında sunulacaktır. Titreşim ölçümü ilk 30 saniyelik çalışma için elde edilmiş olsa da burada irdelenecek aralık, sistemin kararlı çalışmaya başladığı

kısımdır. Bu aralık ise ilk 15 saniyeden sonraki süredir. Diğer çalışma hızları için elde edilen titreşim ve gürültü değerleri ise ekler kısmında verilmiştir.

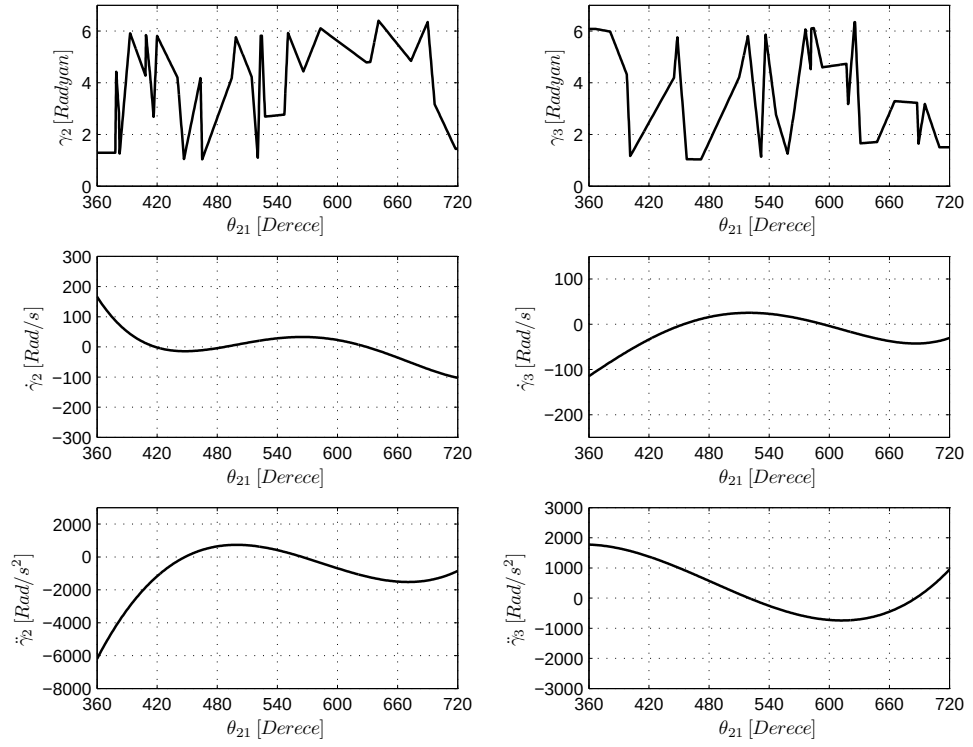
5.4.1. Kinematik Analiz Sonuçları

Eklem boşluk vektörü açısal konum değişim karakteristiğinin deneysel sistemden elde edilmesi için eklem bölgelerine yerleştirilen kuvvet sensörlerinden yararlanılmıştır. Açısal hız ve ivme değişimleri ise, deneysel verilerin eğri uydurma yöntemlerine tabi tutulması sonucu elde edilmiştir. Bu işlem; MATLAB üzerinde Curve Fitting Toolbox'ın kullanılmasıyla gerçekleştirilmiştir. Deneysel sistemde, 1 mm eklem boşluklu alüminyum mekanizmaların 200 d/d çalışma hızında elde edilen eklem boşluk vektörü açısal karakteristiği Şekil 5.7 ve 5.8'de verilmiştir.



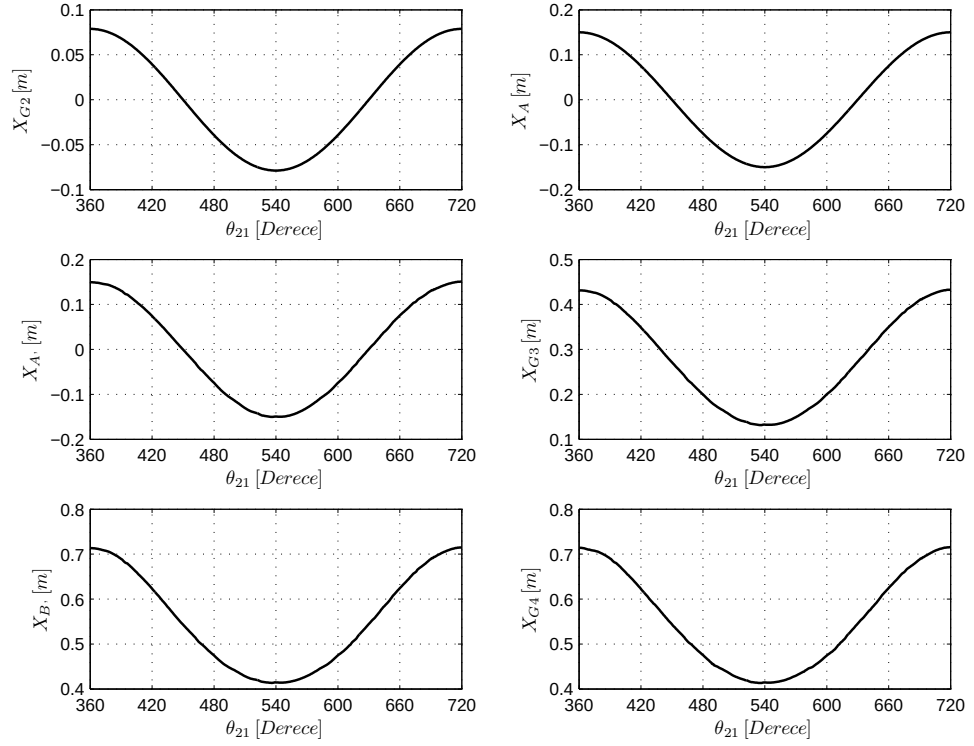
Şekil 5.7. Krank-biyel mekanizmasında eklem boşluk vektörü açısal konumunun değişimi (*Deneysel*)

Deneysel çalışmada tanımlanan eklem boşluk vektörü açısal konumu ile Bölüm 3'de verilen nümerik çözümünden elde edilen değerler arasındaki farkın temel sebebi; deneysel çalışmada eklem bölgesinde kullanılan kuvvet sensörlerinin sayısının yetersizliğinden kaynaklanmaktadır.

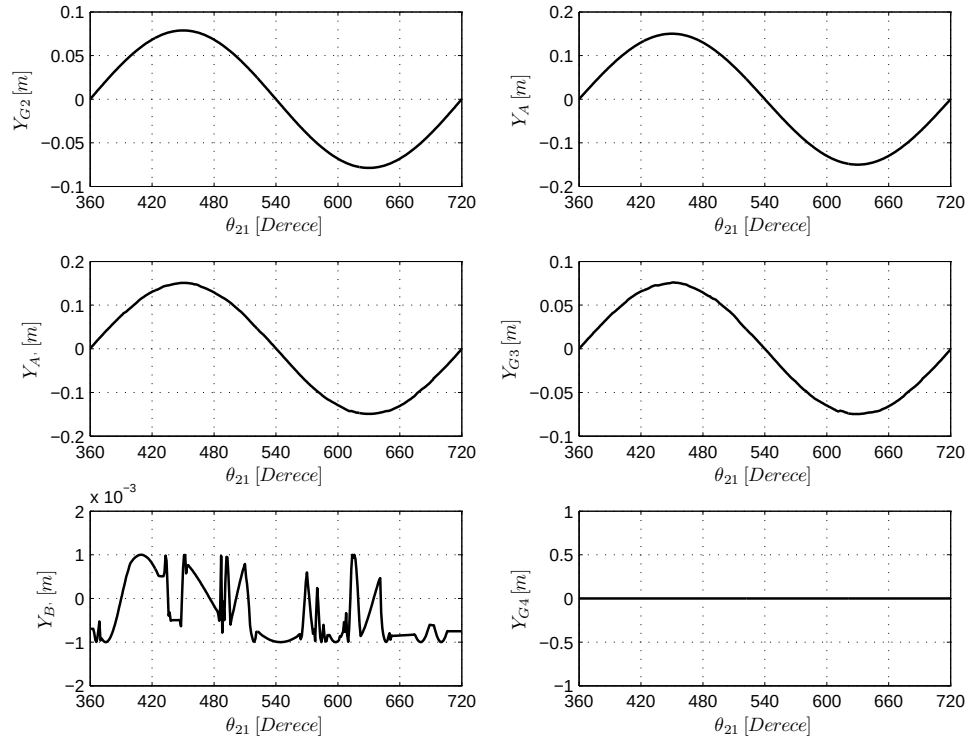


Şekil 5.8. Dört-çubuk mekanizmasında eklem boşluk vektörü açısıl konumunun değişimi (*Deneysel*)

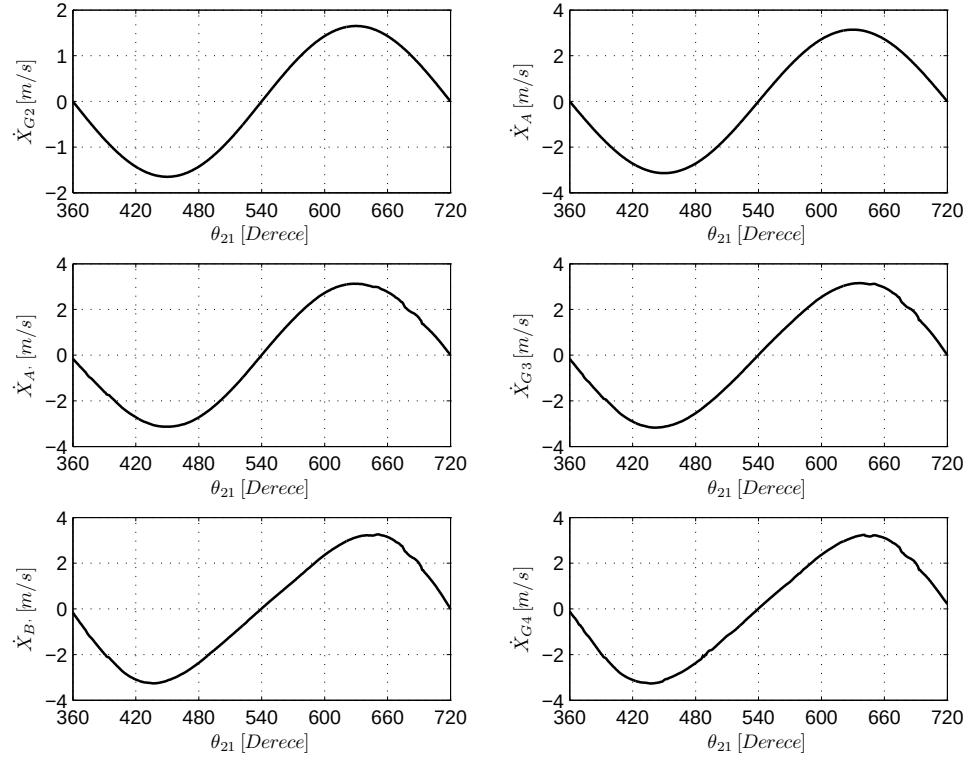
1 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizması için deneysel sistemden elde edilen eklem karakteristiklerinin kullanılması neticesinde, 200 d/d çalışma hızındaki eklem boşluklu kinematik analiz sonuçları Şekil 5.9-5.14 arasında verilmiştir.



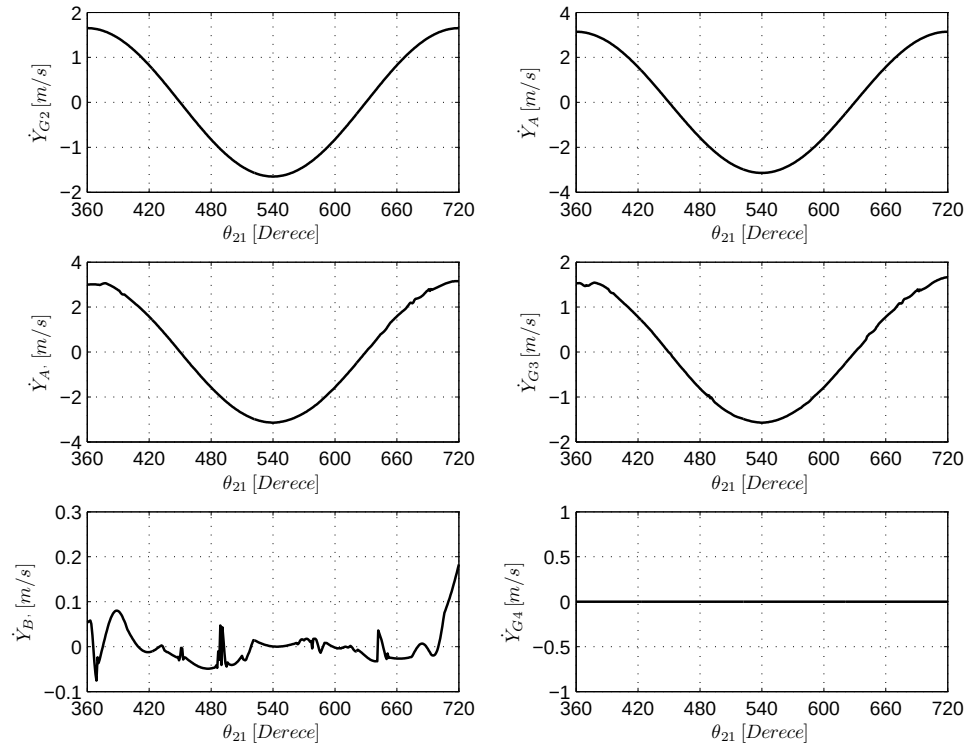
Şekil 5.9. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu (*Deneysel*)



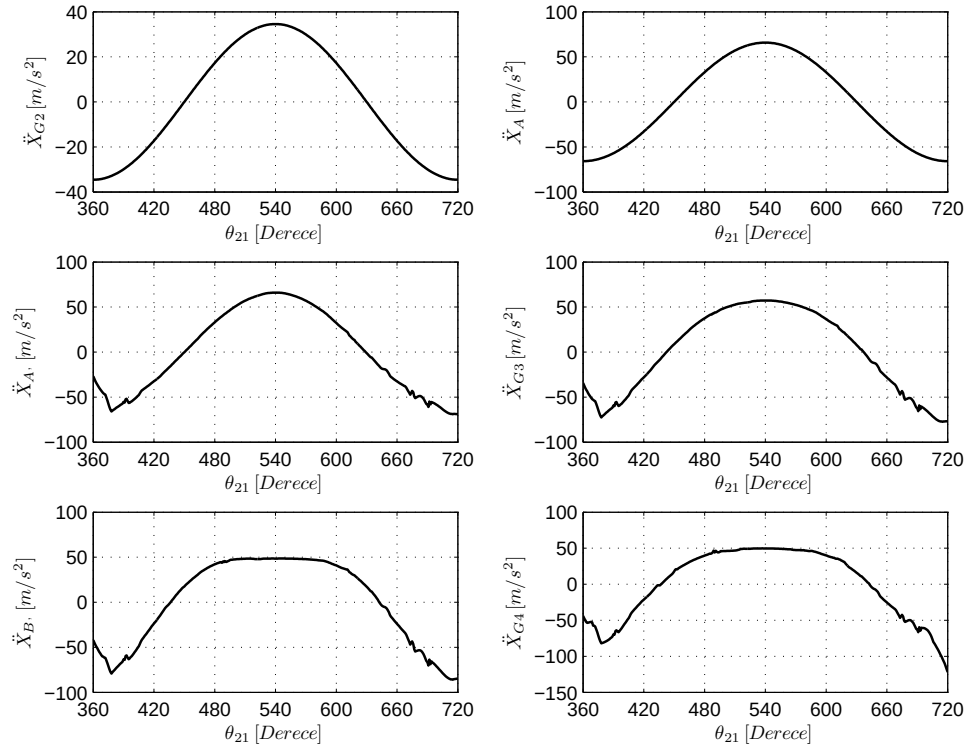
Şekil 5.10. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki konumu (*Deneysel*)



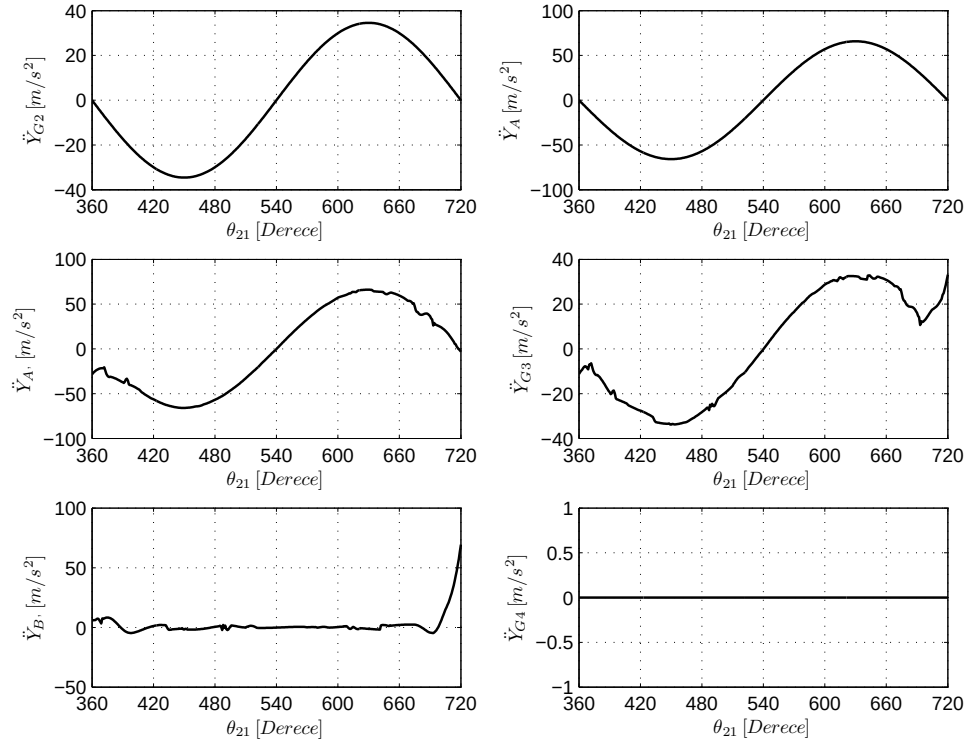
Şekil 5.11. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemler merkezlerinin x doğrultusundaki hızı (*Deneysel*)



Şekil 5.12. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemler merkezlerinin y doğrultusundaki hızı (*Deneysel*)



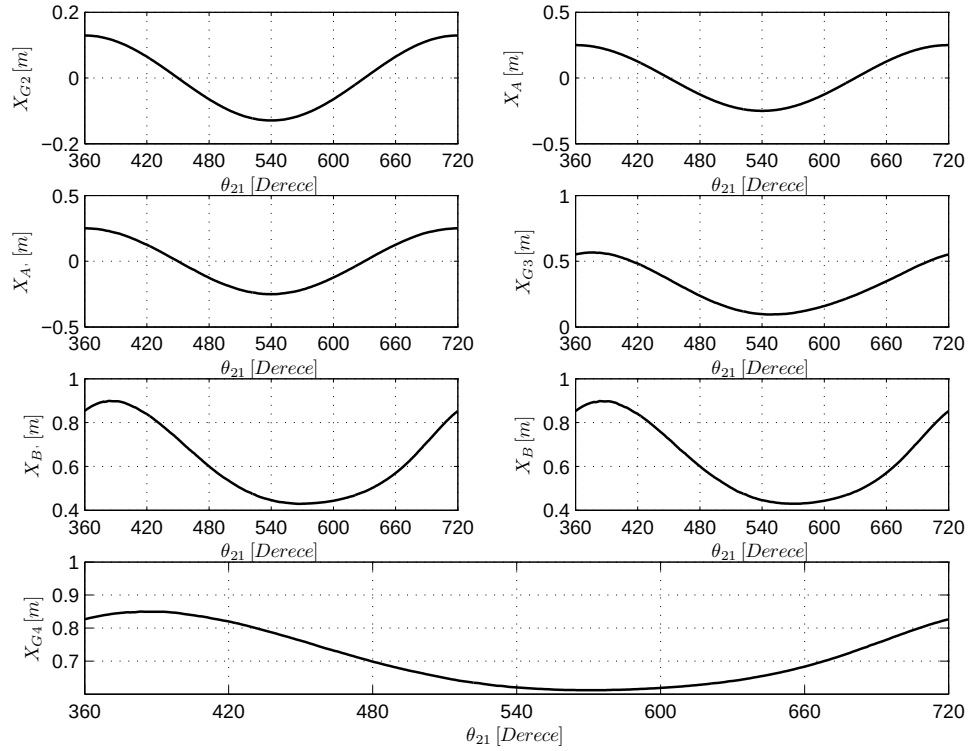
Şekil 5.13. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin x doğrultusundaki ivmesi (*Deneyisel*)



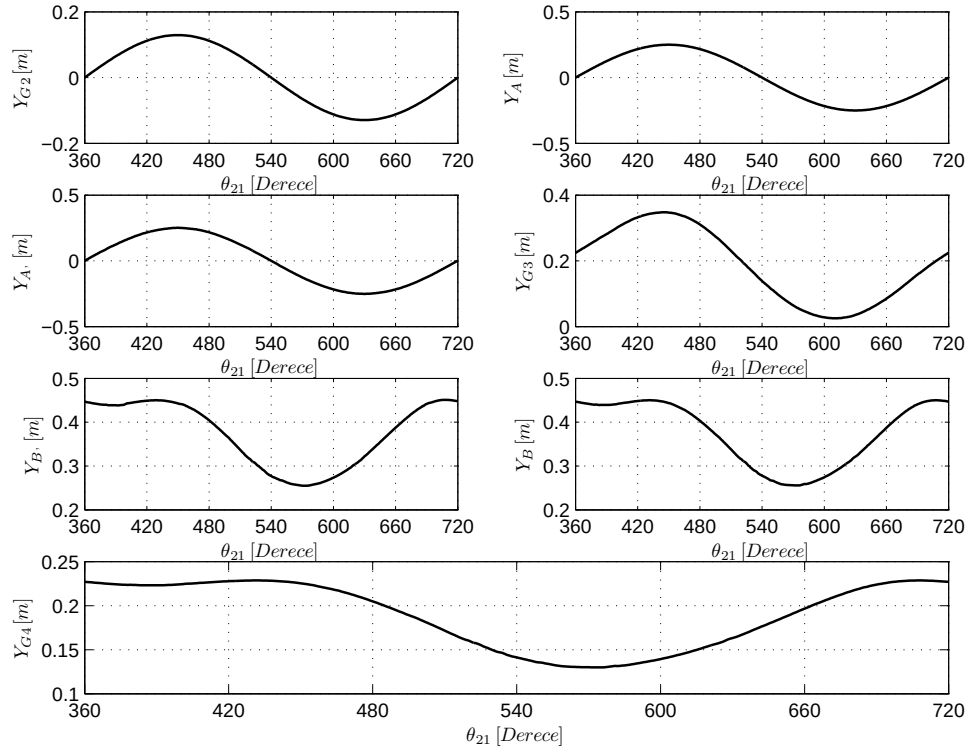
Şekil 5.14. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin y doğrultusundaki ivmesi (*Deneyisel*)

Kinematik analiz sonuçları elde edilirken, mekanizmaların kararlı çalışma bölgesi, yani; yol alma zamanından sonraki kısım referans alınmıştır [65]. Daha önce Bölüm 3’de belirtildiği gibi bu durum, ilgili grafiklerde mekanizmaların ikinci periyodu olarak karakterize edilmiştir. Özellikle ivme değerlerinde sapmalar; eklem boşluğundan kaynaklanan ilave serbestliğin mekanizmanın kinematığı üzerine etkilerinin açık bir göstergesidir.

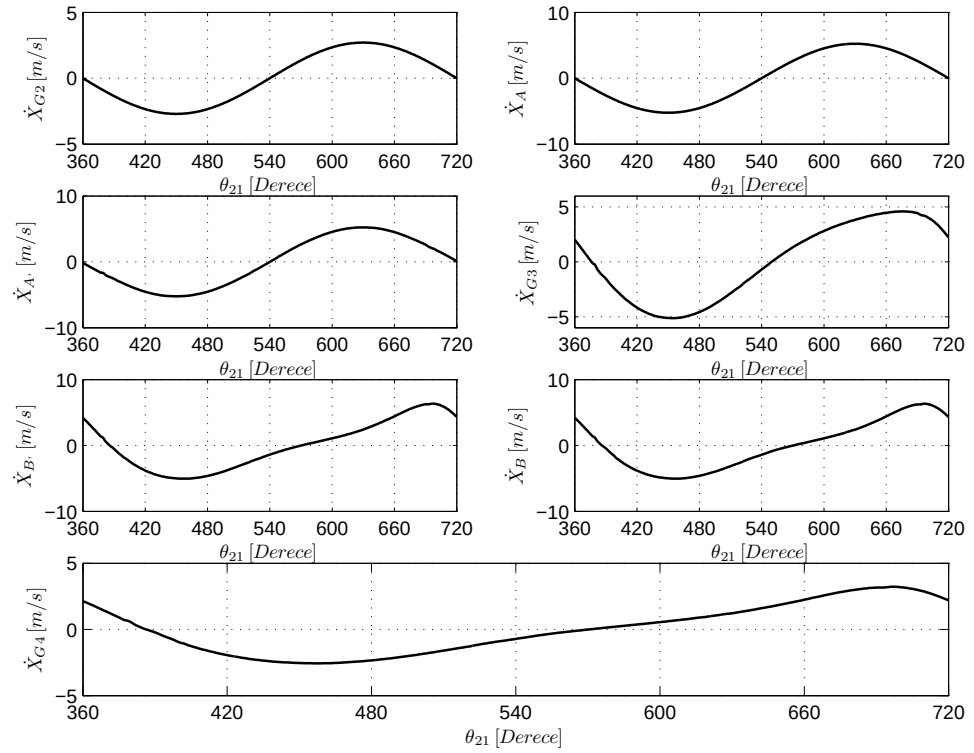
1 mm eklem boşluklu alüminyum dört-çubuk mekanizması için deneysel olarak tanımlanan eklem boşluk vektörü karakteristiklerinin kullanılması neticesinde, 200 d/a çalışma hızındaki boşluklu kinematik analiz sonuçları Şekil 5.15-5.20 arasında verilmiştir.



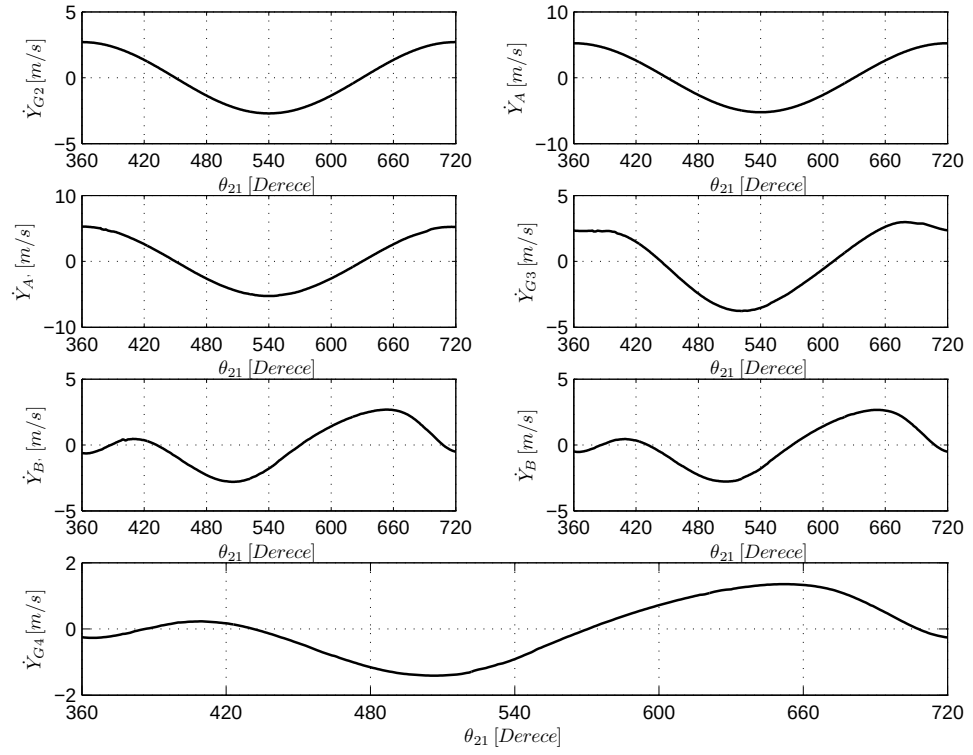
Şekil 5.15. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki konumu (*Deneysel*)



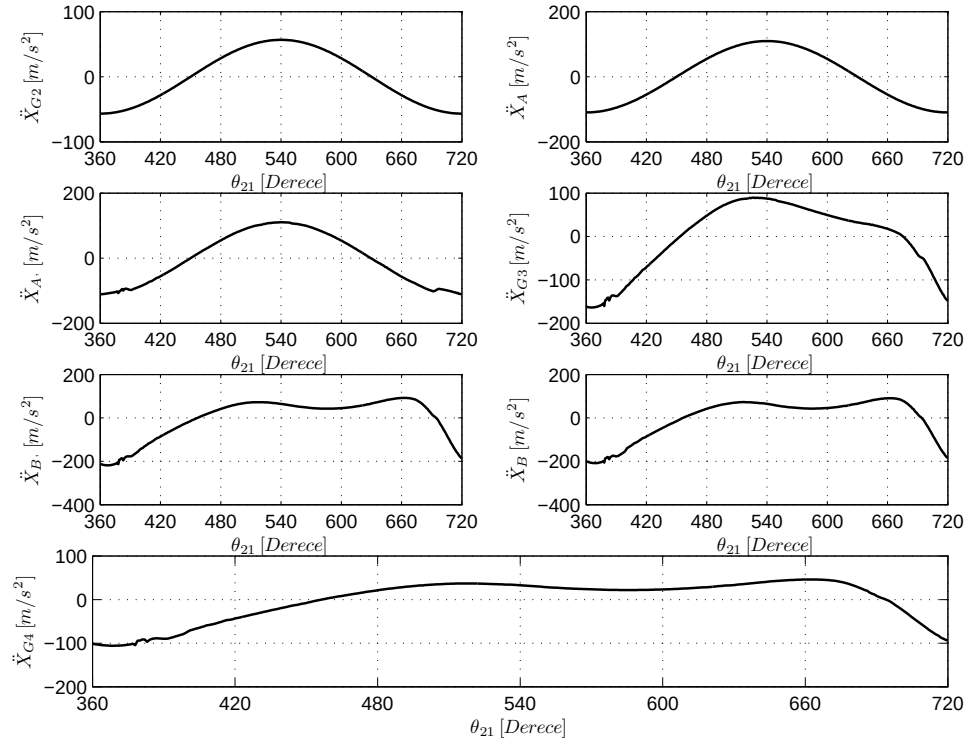
Şekil 5.16. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin y doğrultusundaki konumu (*Deneysel*)



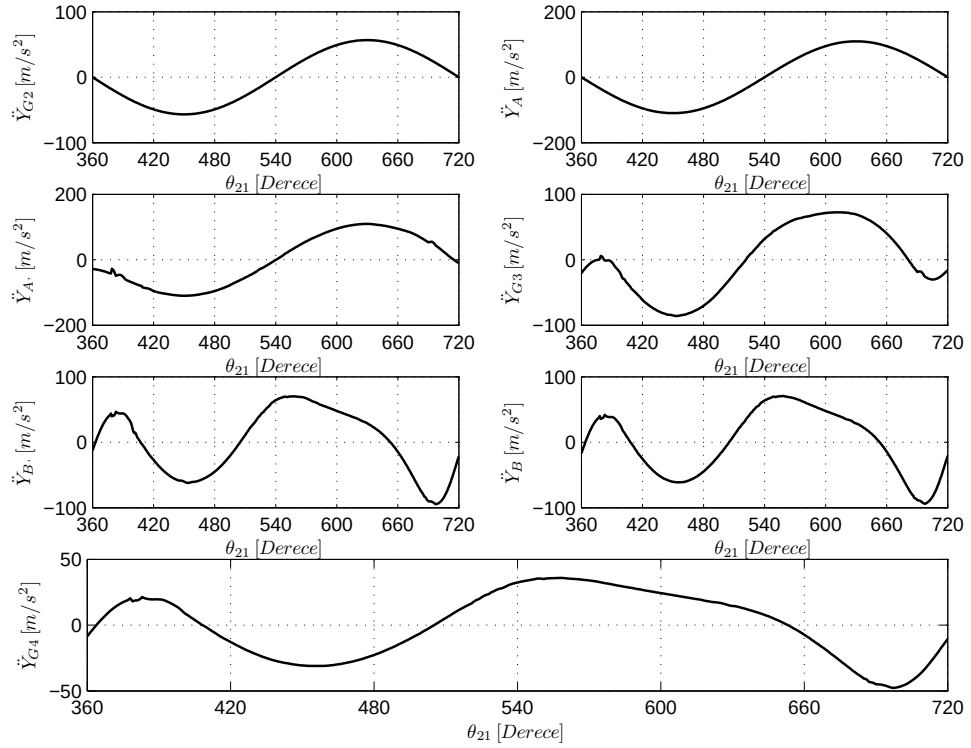
Şekil 5.17. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin x doğrultusundaki hızı (*Deneysel*)



Şekil 5.18. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin y doğrultusundaki hızı (*Deneyisel*)



Şekil 5.19. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklemlerinin x doğrultusundaki ivmesi (*Deneyisel*)



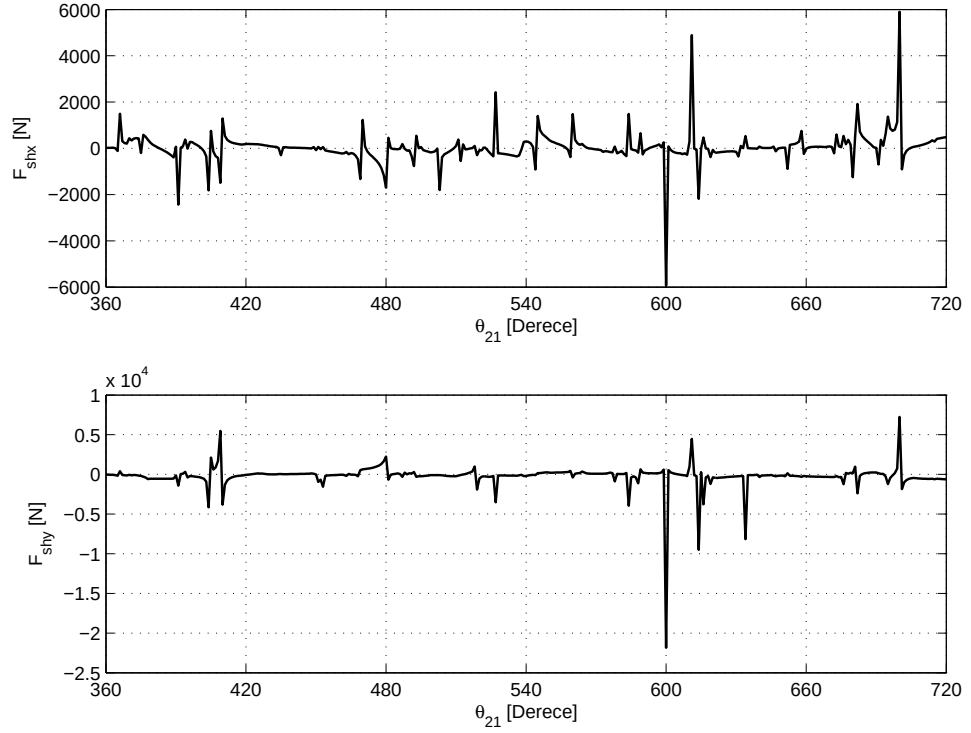
Şekil 5.20. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi (*Deneyssel*)

Deneyssel olarak elde edilen eklem boşluk vektörü açısıl konum değişiminin kullanıldığı kinematik sonuçlardaki sapmalar, Bölüm 3’de verilen nümerik olarak elde edilen eklem boşluğu vektörünün açısıl değişiminin kullanıldığı kinematik sonuçlara göre daha fazladır. Bunun temel sebebi; deneyssel ve nümerik olarak elde edilen eklem boşluk vektörü açısıl karakteristikleri arasındaki farktır. Krank-biyel ve dört-çubuk mekanizmasından elde edilen sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde eklem boşluğunun, mekanizmanın kinematiğinde değişime sebep olduğu bariz olarak gözlenebilir. İlgili şekillerden görüleceği üzere bu değişim, Bölüm 3’deki teorik analizden elde edilen sonuçlardaki gibi daha ziyade periyodun başlangıcında kendisini hissettirmektedir. Ayrıca; krank-biyel mekanizmasının kinematik değerlerindeki değişimin (özellikle ivme bileşenlerinde), dört-çubuk mekanizmasına göre daha büyük olduğu görülmektedir.

5.4.2. Dinamik Kuvvet Analizi Sonuçları

Deneyssel olarak elde edilen eklem boşluk vektörü karakteristiklerinin kullanılması

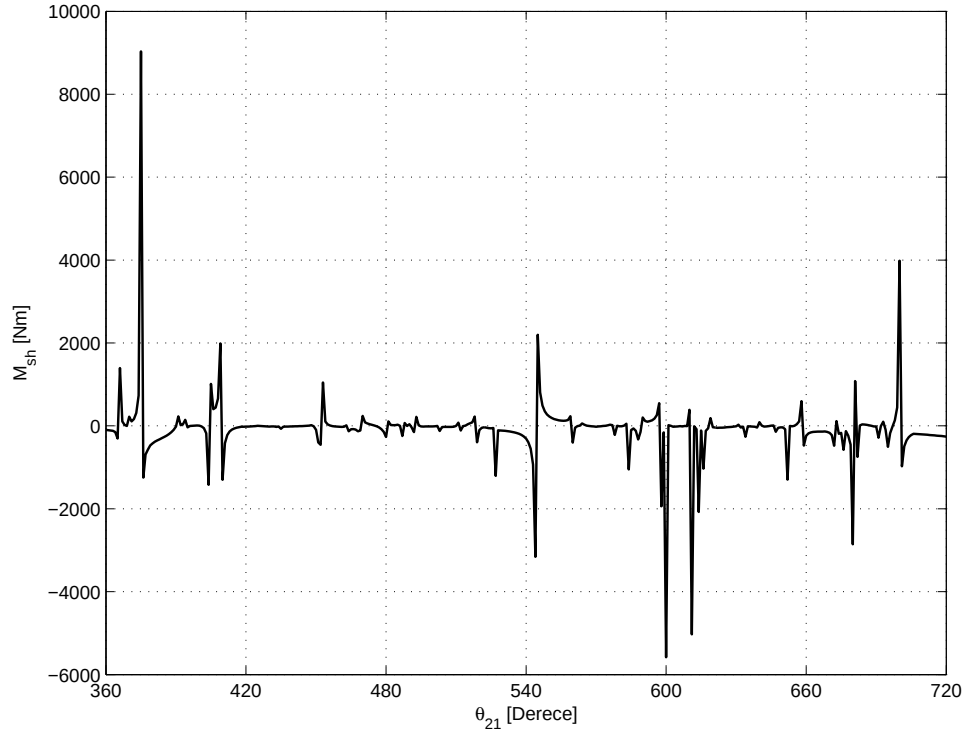
neticesinde, 1 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/a çalışma hızında ana yataklarındaki sarsma kuvvetleri ve giriş uzvu ana yatağına göre tanımlanan sarsma momenti değerleri Şekil 5.21 ve 5.22’de verilmektedir.



Şekil 5.21. Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti bileşenleri (*Deneyisel*)

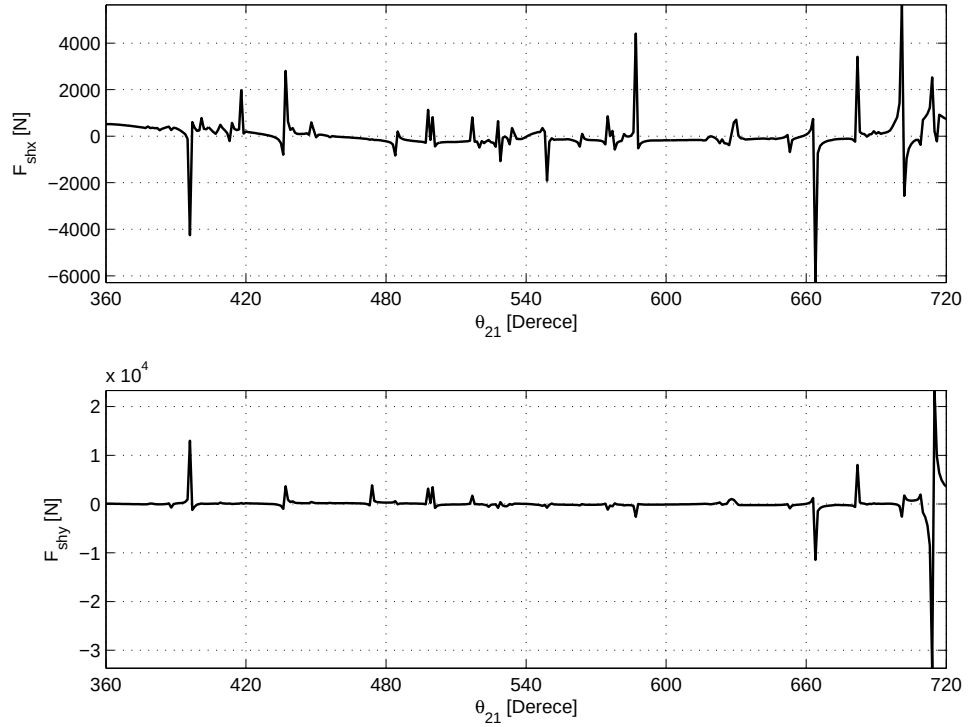
5.21 ve 5.22 nolu şekillerde görüldüğü üzere, eklem boşluğundan dolayı mekanizmanın dinamik kuvvet analizinde uç değerler mevcuttur. Bu uç değerler, sistemin dinamik karakteristiğinde ciddi bozulmalar oluşturmaktadır. Bunların başında, titreşim ve gürültülü çalışma sayılabilir.

Deneyisel sistemden elde edilen eklem boşluk vektörü karakteristiğinin kullanılması neticesinde, 1 mm eklem boşluklu alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/a çalışma hızında ana yataklarındaki sarsma kuvvetleri ve sarsma momenti değerleri Şekil 5.23 ve 5.24’de verilmektedir. Şekillerden görüleceği üzere, çok küçük zaman aralıklarında meydana gelen bu kuvvet uç değerleri, 10^4 N seviyelerine ulaşmaktadır. Bunun sonucu olarak hasıl olan titreşim ve gürültü ise, mekanizmanın dinamik iyilik derecesinin azalmasına sebep olmaktadır. Deneyisel sistemden elde edilen eklem boşluk vektörü açısal karakteristiklerinin kullanıldığı dinamik kuvvet analiz sonuçları, Bölüm 4’de nümerik olarak elde edilen eklem karakteristiklerinin

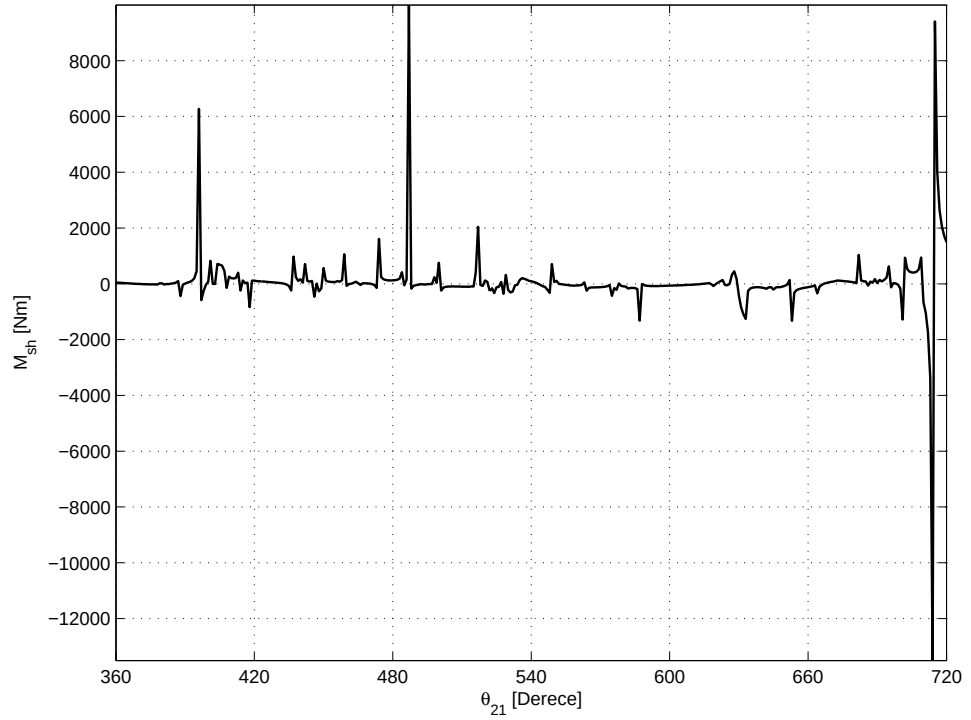


Şekil 5.22. Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasındaki sarsma momenti (*Deneysel*)

kullanıldığı analize göre daha fazla sınır değerlere sahiptir.



Şekil 5.23. Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti bileşenleri (*Deneysel*)

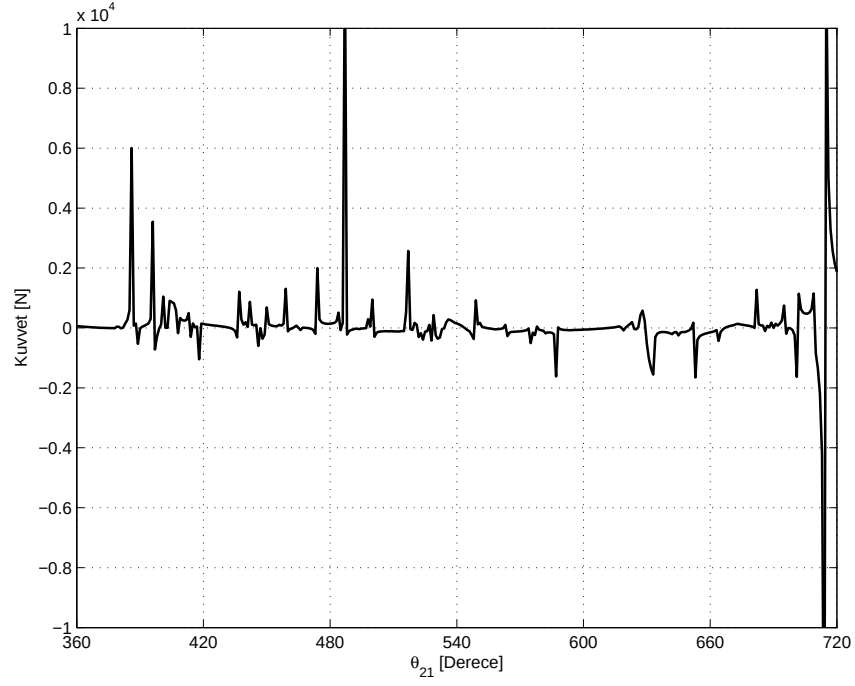


Şekil 5.24. Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasındaki sarsma momenti (*Deneyisel*)

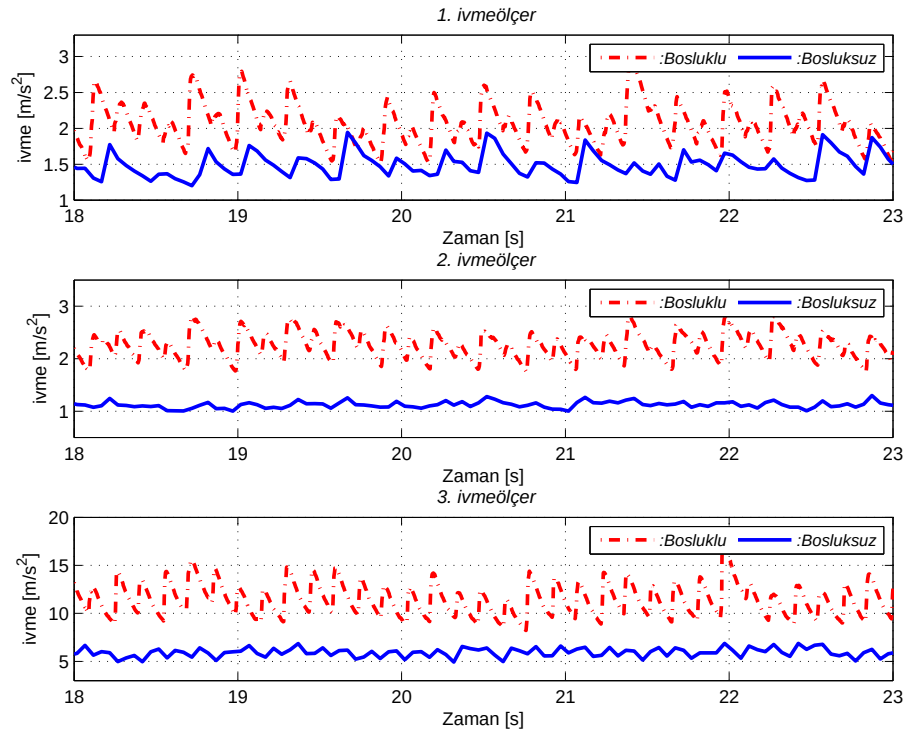
Boşluklu eklem bölgesinde mil ile yatak arasında kabul edilen sürekli temas modelinin büyük oranda geçerliliği, izleyen kısımlarda verilecek titreşim grafiklerinin periyodik bir karakter sergilemesinden anlaşılmaktadır. DeneySEL sistemden elde edilen veriler kullanılarak yapılan dinamik analiz sonuçlarının daha fazla kuvvet uç değerine sahip olması, sürekli temas modeline ilaveten belli noktalarda darbe modelinin de mevcut olduğunu işaret etmektedir. Dört-çubuk mekanizması için iletim-sarkaç kol boşluklu eklemine, Şekil 5.25’de görüldüğü üzere sarkaç kol uzvunun açık ölü konumundaki kuvvet uç değerleri (Giriş uzvunun açısai konumun 386-387 derecelik kısmı), darbe modelinin oluştuğunun göstergesidir.

5.4.3. Titreşim ve Gürültü Sonuçları

Krank mıyılı ve piston perno merkezlerinde 1 mm eklem boşluklu, krank mıyılı merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu ve krank mıyılı ve piston perno merkezlerinde 2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızı için yataklardan elde edilen titreşim değerleri sırasıyla Şekil 5.26, 5.27 ve 5.28’de verilmiştir.

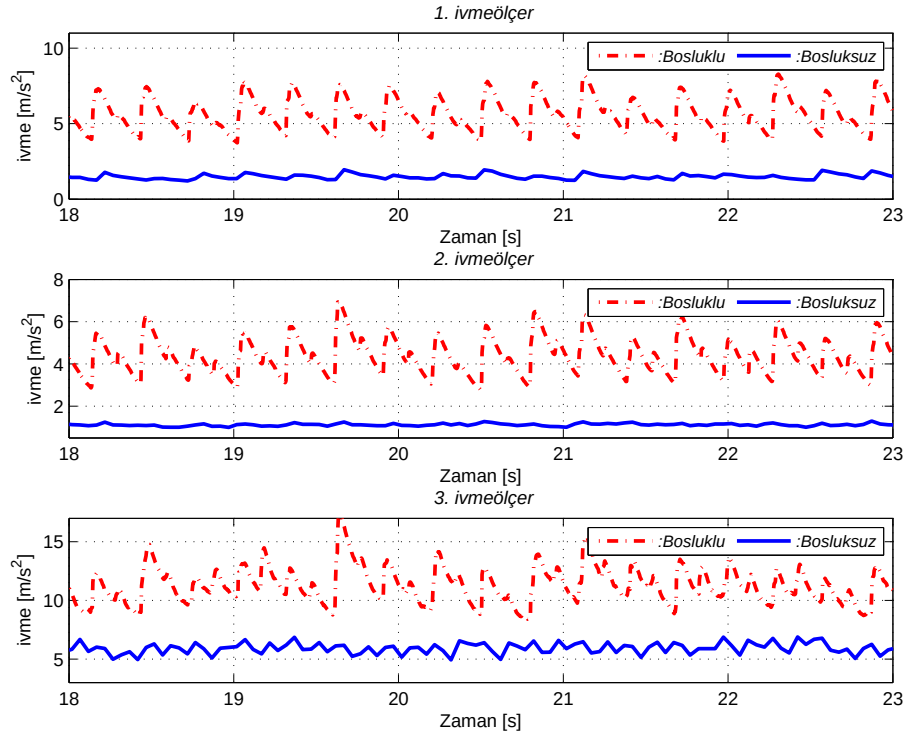


Şekil 5.25. Dört-çubuk mekanizmasının iletim-sarkaç kol boşluklu ekleminin y eksenindeki kuvvet bileşeni (*Deneyisel*)

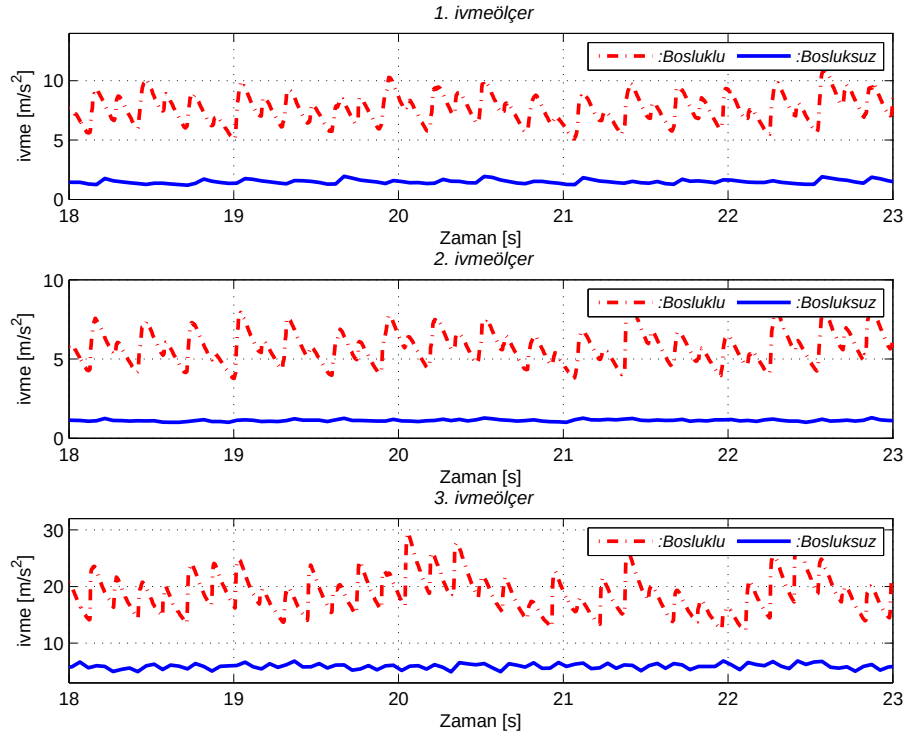


Şekil 5.26. 1 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri

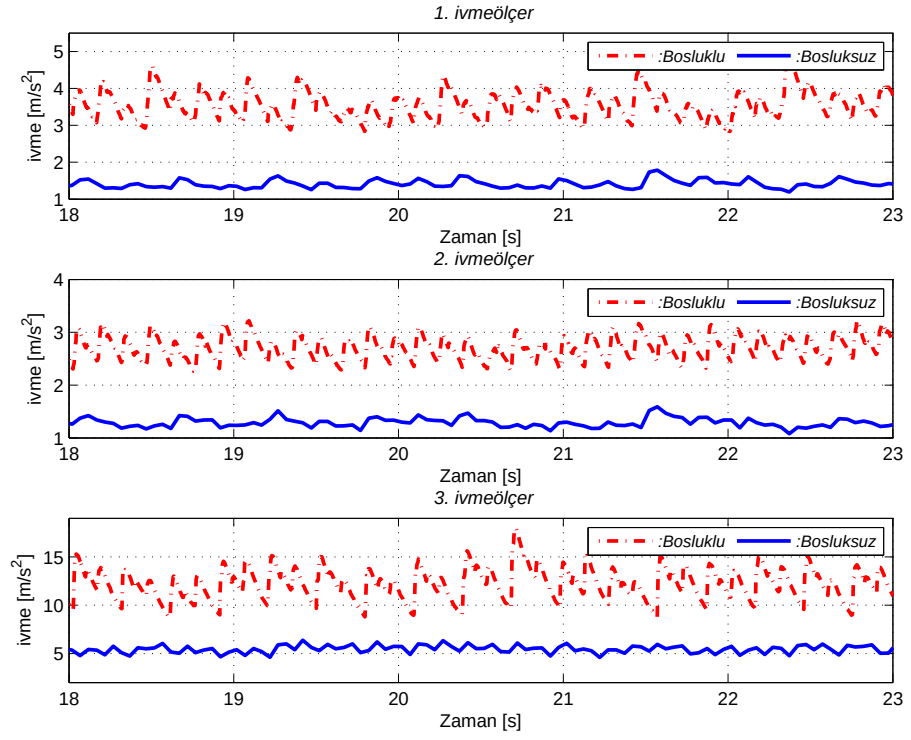
Çelik krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızı için yataklardan elde edilen titreşim değerleri ise Şekil 5.29 ve 5.30'da verilmiştir.



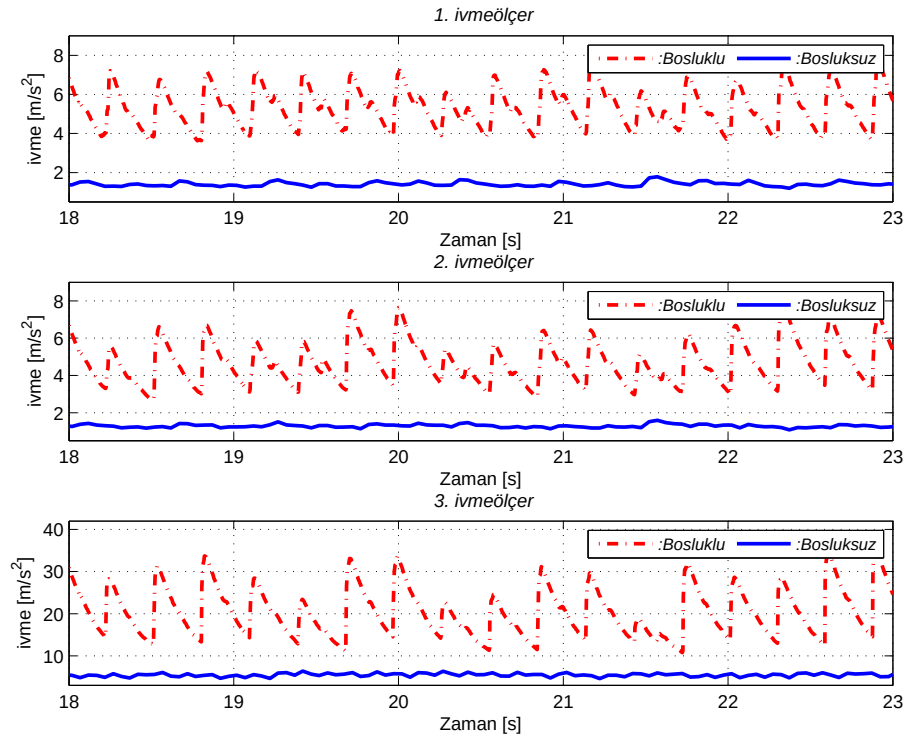
Şekil 5.27. Krank mıylı merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri



Şekil 5.28. 2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri



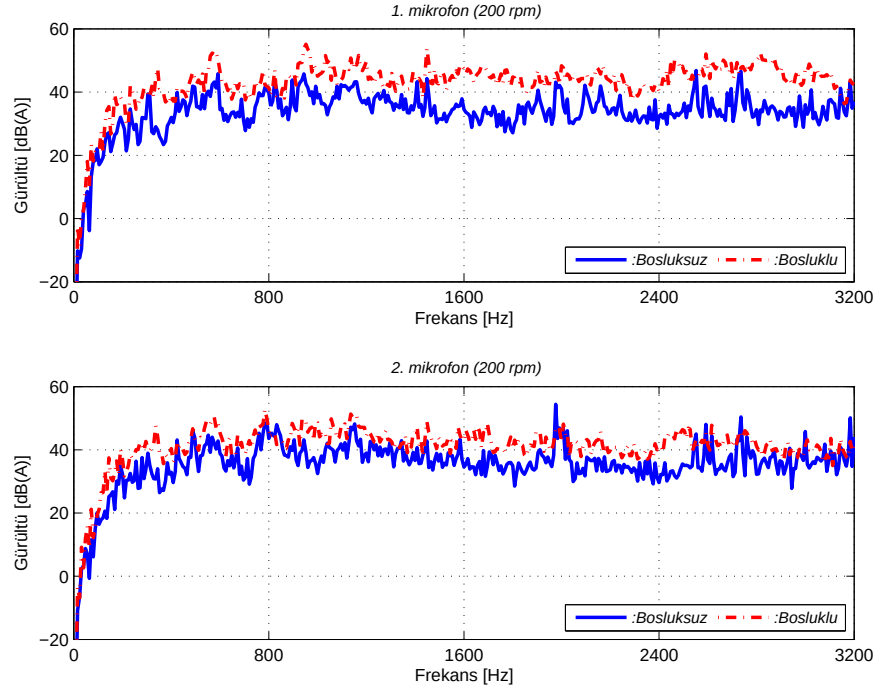
Şekil 5.29. 1 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri



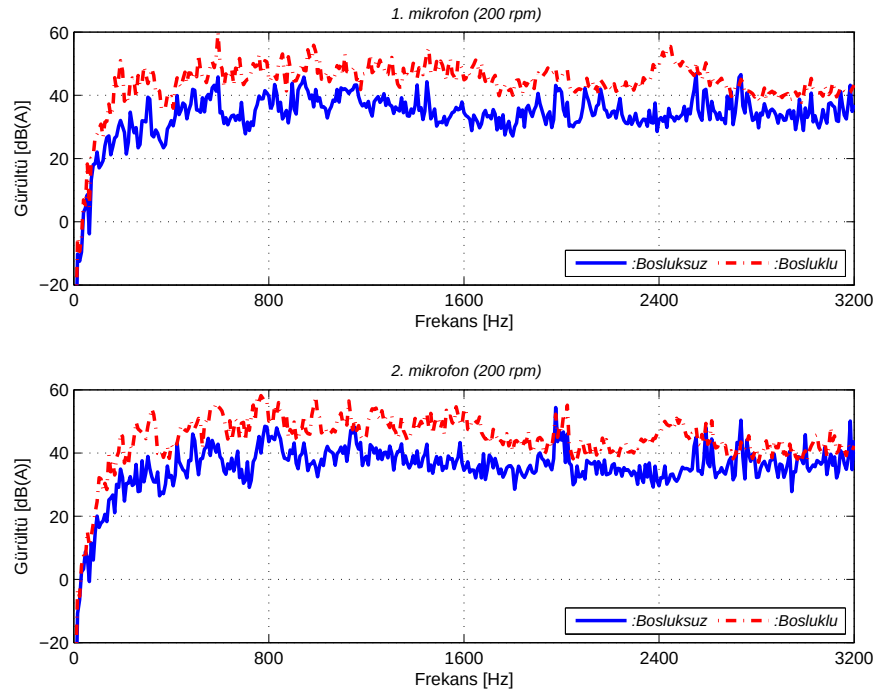
Şekil 5.30. Krank mıyılı merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri

Krank-biyel mekanizmasında birinci ivmeölçer; krank ana yatağında y doğrultusundaki titreşimi, ikinci ivmeölçer ise aynı yataktaki x doğrultusundaki titreşimi algılamaktadır. Üçüncü ivmeölçer ise piston ile ana gövde arasındaki yatağın y eksenini doğrultusundaki titreşimi tanımlamada kullanılmıştır. Beklenildiği gibi, boşluklu mekanizmanın titreşim değerleri boşluksuz mekanizmaya göre oldukça yüksektir. Boşluklu mekanizmadaki titreşim değerleri, yaklaşık periyodik bir davranış sergilemektedir. Bu; mekanizmanın çalışması esnasında boşluklu eklem bölgesinde yapılan sürekli temas kabulünün geçerliliğini işaret etmektedir. İlgili şekillerden görüleceği üzere artan eklem boşluğu değeri, mekanizmanın yatak titreşimlerinde belirgin bir artışa sebep olmaktadır. Ayrıca, çelik malzemeden imal edilen mekanizmadaki titreşim değerleri, alüminyum malzemeden imal edilen mekanizmaya göre daha yüksektir. Bunun sebebi; çeliğin alüminyuma göre daha ağır olması ve bunun ataletinden dolayı eklem bölgesindeki kuvvet değerinin daha büyük olması gösterilebilir.

Eklem boşluğunun farklı değerleri için krank-biyel mekanizmasından elde edilen gürültü değerleri ise Şekil 5.31-5.35 arasında verilmiştir. İlgili şekillerden görüleceği üzere, eklem boşluğundan kaynaklanan darbeli çalışma, sistemdeki gürültü seviyesini önemli ölçüde artırmaktadır.

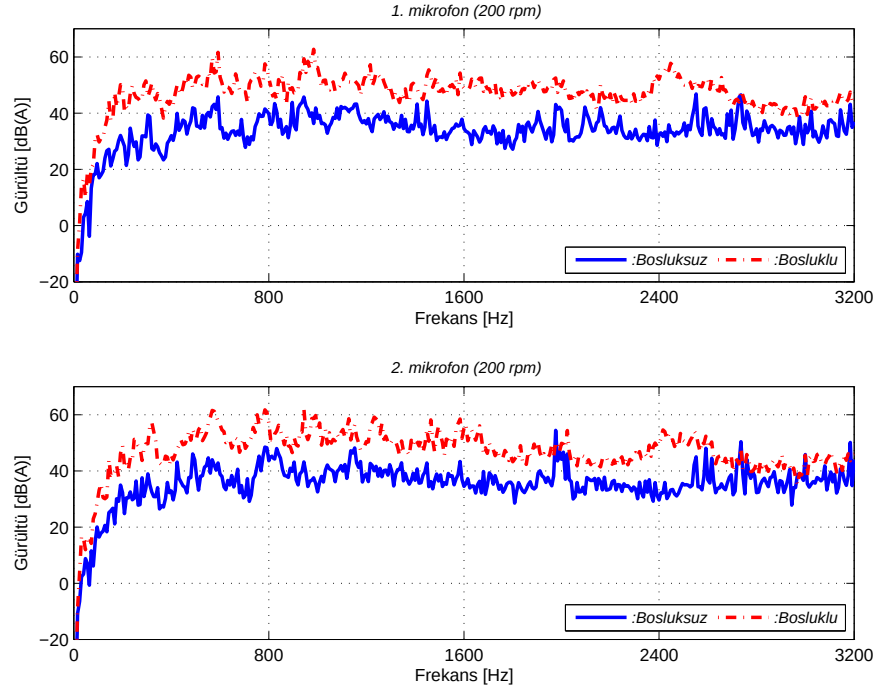


Şekil 5.31. 1 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında gürültü değerleri

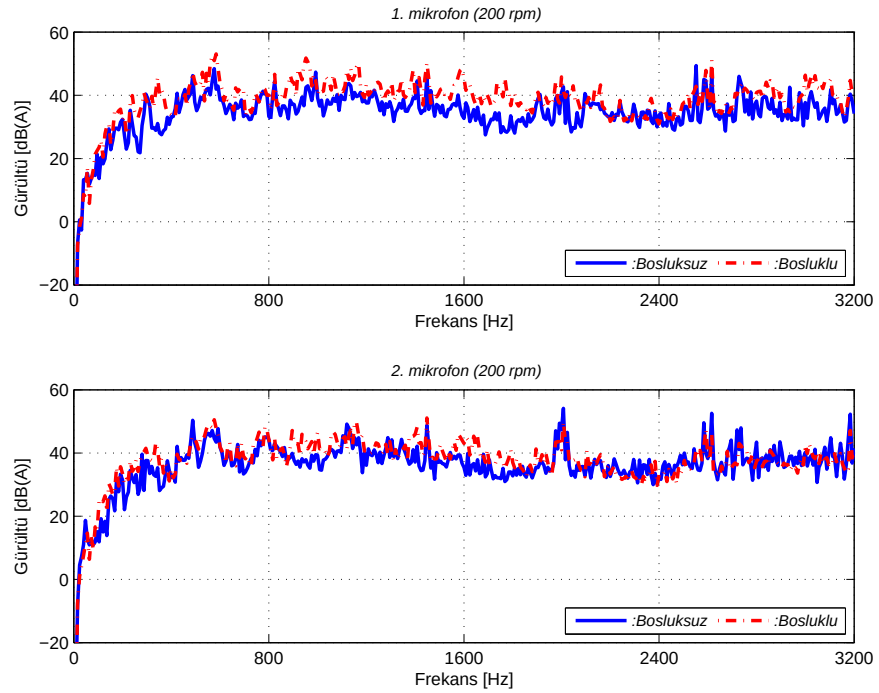


Şekil 5.32. Krank mıyılı merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında gürültü değerleri

200 d/d çalışma hızında dört-çubuk mekanizmasının kol-iletim ve iletim-sarkaç kol eklemlerdeki boşluğun 1 mm olması halinde, kol-iletim ekleminde 1 mm ve

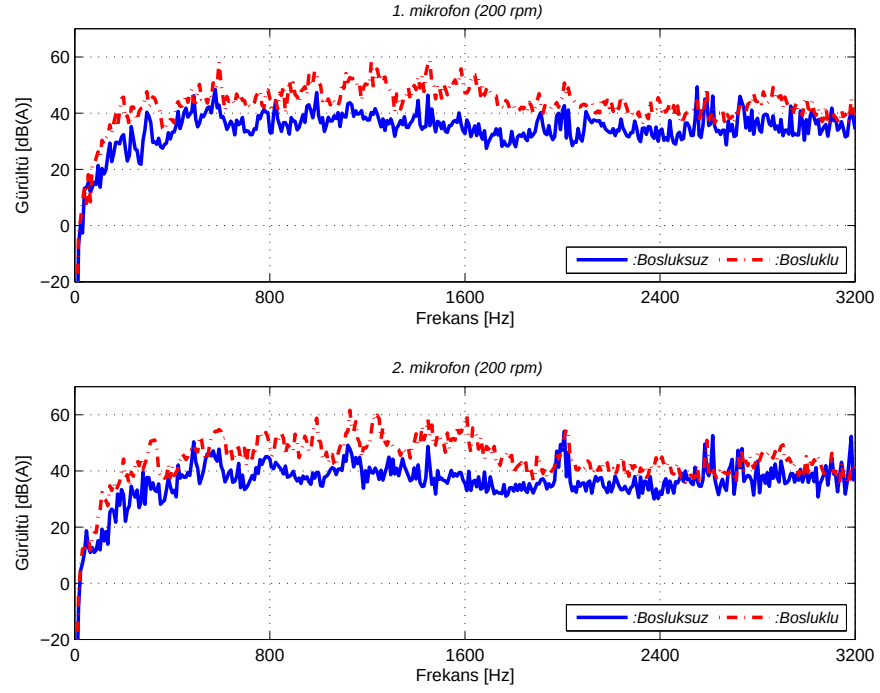


Şekil 5.33. 2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında gürültü değerleri

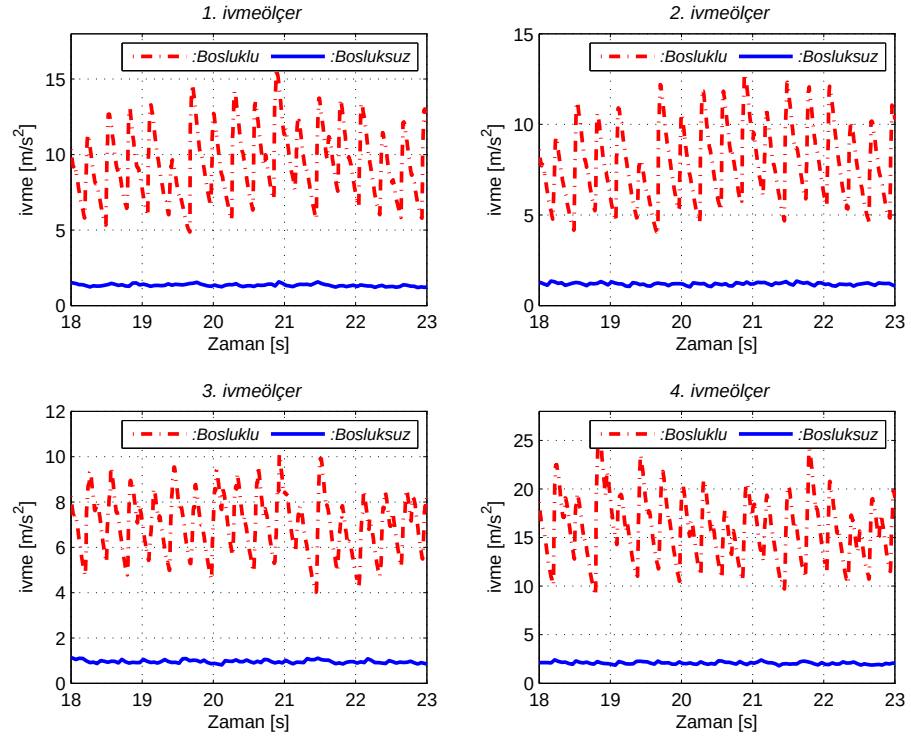


Şekil 5.34. 1 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının 200 d/d çalışma hızındaki gürültü değerleri

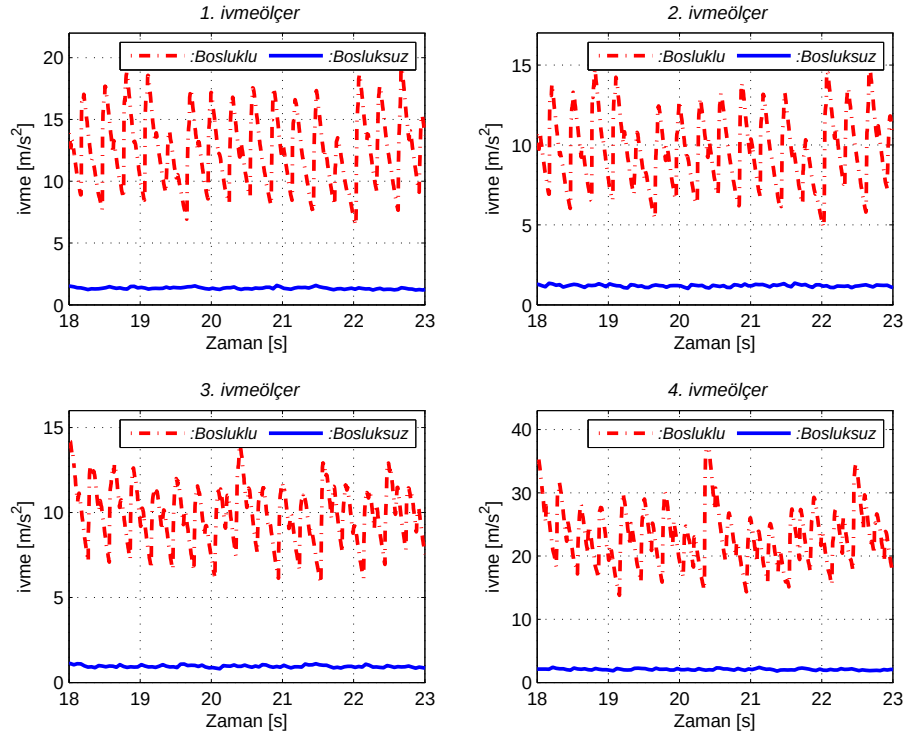
iletim-sarkaç kol eklemindeki boşluğun ise 2 mm olması halinde ana yataklardan elde edilen titreşimler sırasıyla Şekil 5.36 ve 5.37’de sunulmuştur.



Şekil 5.35. Krank mıyılı merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının 200 d/a çalışma hızındaki gürültü değerleri



Şekil 5.36. 1 mm eklem boşluklu alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/a çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri

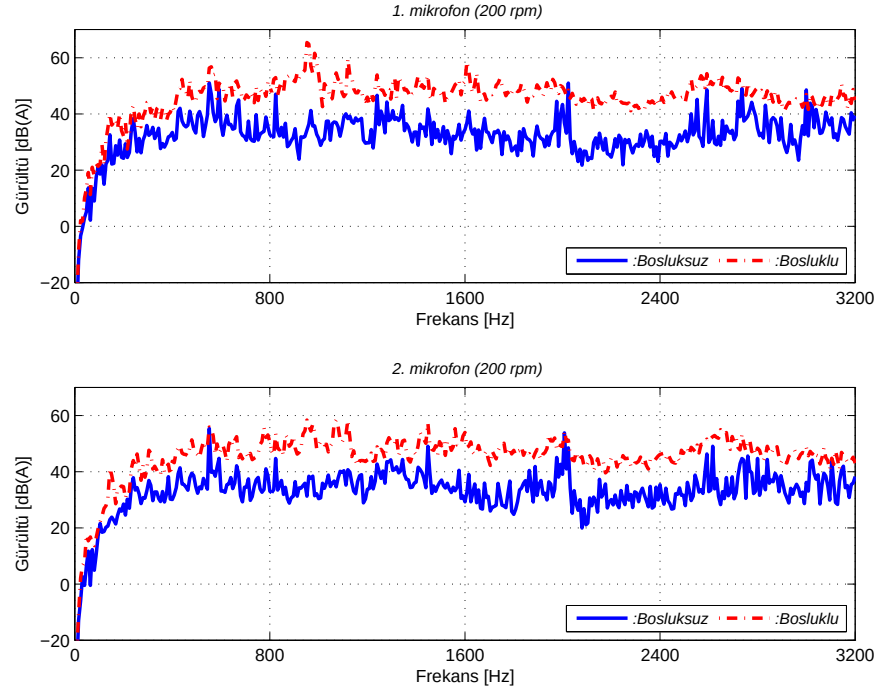


Şekil 5.37. Kol-iletim ekleminde 1 mm ve iletim-sarkaç kol ekleminde 2 mm boşluğun olması halinde alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri

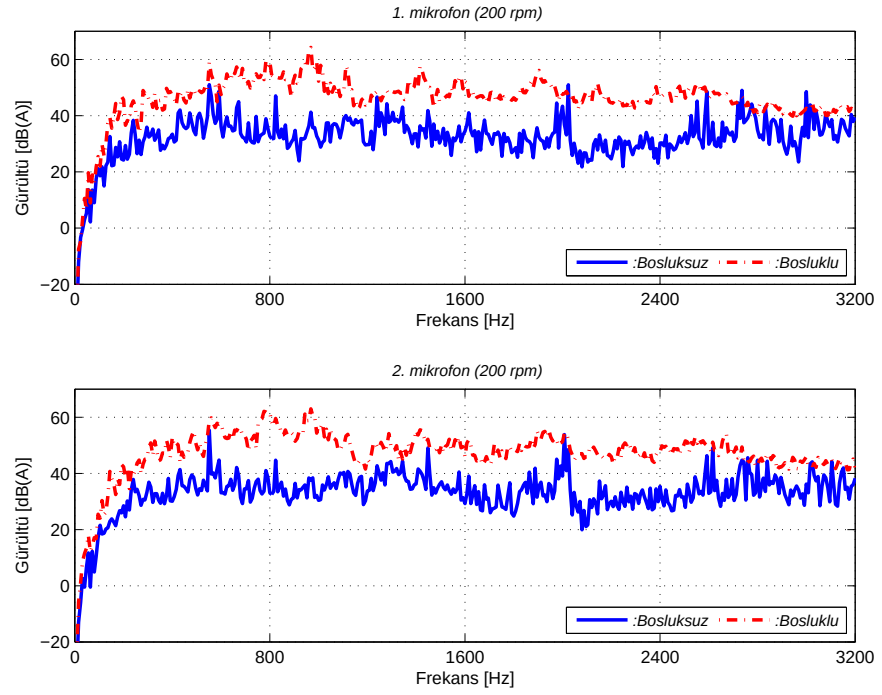
Dört-çubuk mekanizmasında birinci ve ikinci ivmeölçer, kol ile ana gövde arasındaki yatağın sırasıyla y ve x doğrultusundaki titreşimlerini tanımlamaktadır. Üçüncü ivmeölçer; sarkaç kol ile ana gövde arasındaki yatağın y doğrultusundaki titreşimini vermektedir. Dördüncü ivmeölçer ise aynı yatağın x doğrultusundaki titreşimini vermektedir. Önceki model mekanizmadan elde edilen sonuçlara paralel olarak; boşluklu mekanizmanın titreşim değerleri boşluksuz mekanizmaya göre oldukça yüksektir. Literatürde benzer çalışmalardan elde edilen sonuçlarda olduğu gibi [76], artan eklem boşluğu değeri; mekanizmanın titreşim karakteristiğinde artışa sebep olmaktadır. Dört-çubuk mekanizması için bu değişim; yataklardaki titreşim değerinin artışı olarak kendisini göstermektedir. Boşluklu mekanizmanın titreşim karakteri yaklaşık periyodik bir davranış sergilemektedir. Bu; diğer model mekanizmada olduğu gibi, mekanizmanın çalışması esnasında boşluklu eklem bölgesindeki mil ve yatak arasında yapılan sürekli temas kabulünün geçerliliğini göstermektedir.

Eklem boşluğunun farklı değerleri için dört-çubuk mekanizmasından elde edilen

gürültü değerleri ise Şekil 5.38 ve 5.39’da verilmiştir. Burada, eklem boşluğundan kaynaklanan darbeli çalışmanın, sistemdeki gürültü seviyesini önemli ölçüde artırdığı görülebilir. Ayrıca; çalışma hızındaki artmanın doğal bir sonucu olarak gürültü seviyesinde de belirgin bir artış söz konusudur.



Şekil 5.38. 1 mm eklem boşluklu alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/a çalışma hızında gürültü değerleri



Şekil 5.39. Kol-iletim eklemine 1 mm ve iletim-sarkaç kol eklemine 2 mm boşluğun olması halinde alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında gürültü değerleri

6. BÖLÜM

MODEL MEKANİZMALARIN GÜRBÜZ TASARIMI

6.1. Giriş

Daha önceki bölümlerde, mekanizmaların gerçek çalışma koşullarında mevcut olan eklem boşluğu gibi faktörlerin, model mekanizmaların kinematiği ve dinamiği üzerine etkileri irdelenmiş, diğer bir ifadeyle mevcut durum analizi gerçekleştirilmişti. Bu bölümde; mevcut şartlar altında mekanizmaların kinematik ve dinamik iyilik derecelerinin artırılması için robust (gürbüz) tasarım yaklaşımı sunulacaktır.

6.2. Optimizasyon Problemi ve Hedef Fonksiyonu

Mekanizmaların eklem bölgesinde mil ve yatak arasındaki boşluklar, mekanizmanın imalatı yapılırken minimum seviyeye indirilmelidir. İmalatın yetersiz kaldığı yerlerde, mevcut durum bir optimizasyon problemi olarak ele alınmalı ve boşlukların olumsuz etkilerinin azaltılması için optimizasyon yöntemlerinden yararlanılmalıdır. Tasarımcı; mekanizmanın amacı için belirlenmiş olan girdi-çıkı ilişkilerinin, optimizasyondan sonrada korunmasına yönelik azami özeni göstermelidir. Bu çalışmada; model mekanizmaların optimum tasarımı için kullanılan hedef fonksiyonları; mekanizmaların kinematik ve dinamik optimizasyonu esas alınarak oluşturulmuştur. Bu yaklaşımla tasarımcının, mekanizmanın mevcut çalışma koşullarında daha kararlı davranış sergilemesi için tasarım parametrelerinin uygun değerlerini belirlemesi hedeflenmiştir. İlgili hedef fonksiyonlarının çözümü için kullanılan Genetik Algoritma (GA) tekniği ile ilgili temel bilgiler, Ekler kısmında sunulmuştur.

Boşluklu mekanizmaların kinematik iyilik derecesinin artırılması için kullanılan

hedef fonksiyonu, iletim açısındaki hatanın ve maksimum iletim açısından minimum sapmanın esas alınması tarzında oluşturulmuştur. Bu fonksiyon, aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\begin{aligned}
\text{Minimum} \quad & F(X) = \sum_{n=1}^s (\mu_n^d - \mu_n^c)^2 \\
\text{S.t} \quad & g_k(X) \leq 0, \quad C_t(X) \leq 0 \\
& x_r^{\min} \leq x_r \leq x_r^{\max} \\
& x_r \in X
\end{aligned} \tag{6.1}$$

burada μ_n^d ve μ_n^c , boşluksuz ve boşluklu mekanizmaların iletim açılarını ifade etmektedir. s , mekanizmanın hareketi süresinde optimizasyona dahil edilen nokta sayısını ifade etmektedir. g_k , ve C_t mekanizmalar için kullanılan lineer ve nonlineer kısıtlayıcıları tanımlar. x , bağımsız tasarım değişkenlerini ve X ise tasarım değişkeni vektörünü ifade etmektedir. Mekanizmalar için bağımsız tasarım değişkenleri, mekanizma uzuvlarının boylarından ibarettir. Yeni uzuv boyları belirlenirken, mekanizmanın kullanım amacının da dikkate alınması gerekir. Maksimum iletim açısından minimum sapmanın esas alınması veya diğer bir ifadeyle iletim açısının alt ve üst limitleri arasındaki farkın azaltılması ve dört-çubuk mekanizması için kol-sarkaç kol koşulu gibi tanımlamalar kısıtlayıcı olarak değerlendirilebilir [88]. $x_r^{\min}$ ve $x_r^{\max}$ ise ilgili tasarım değişkenlerinin alt ve üst limitlerini ifade etmektedir.

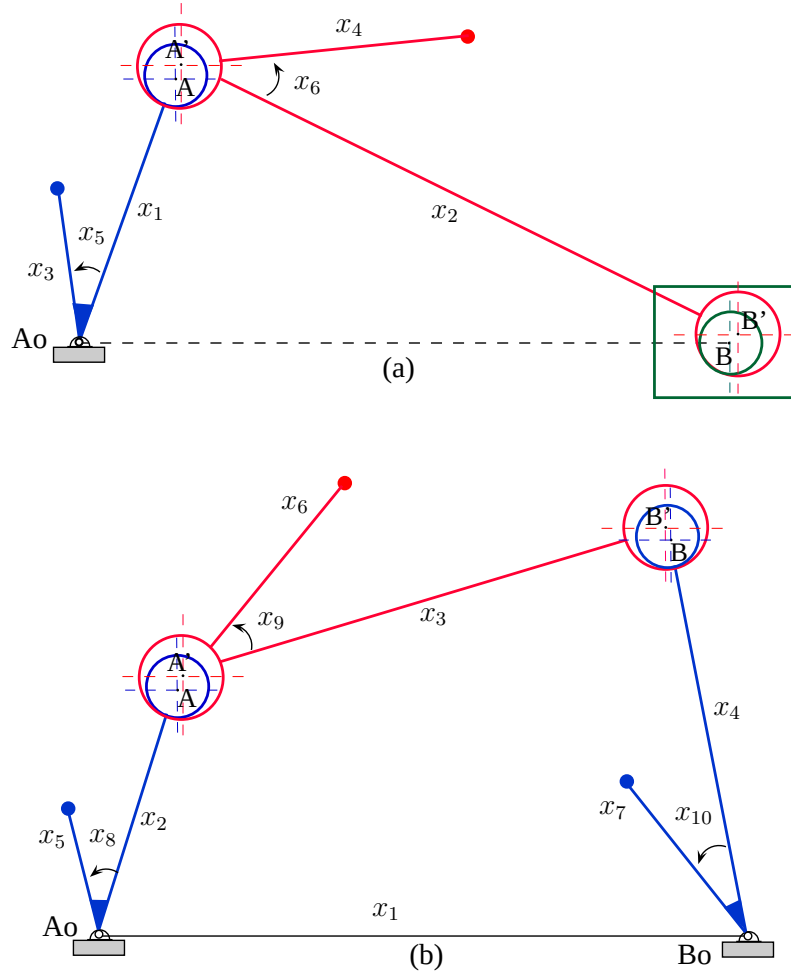
Boşluklu mekanizmaların dinamik iyilik derecesinin artırılmasına yönelik kullanılan hedef fonksiyonu; mekanizmanın ana yataklarındaki titreşimin azaltılması esasına göre oluşturulmuş ve bu amaçla ana yataklardaki sarsma kuvvetleri ve bunların momenti dikkate alınmıştır [89].

$$\begin{aligned}
\text{Minimum } F(X) &= W_1 \sum_{n=1}^s (F_{sh_{x_n}}^d - F_{sh_{x_n}}^c)^2 + W_2 \sum_{n=1}^s (F_{sh_{y_n}}^d - F_{sh_{y_n}}^c)^2 \\
&\quad + W_3 \sum_{n=1}^s (M_{sh_n}^d - M_{sh_n}^c)^2 \\
S.t \quad &g_k(X) \leq 0 \\
&x_r^{\min} \leq x_r \leq x_r^{\max} \\
&x_r \in X
\end{aligned} \tag{6.2}$$

burada W_1 , W_2 ve W_3 , ağırlık çarpanlarıdır. Bu çarpanların değerleri, hedef fonksiyonundaki parametrelerin bağıl önemine göre belirlenir. Ağırlık çarpanlarının hangi aralıkta seçileceğine yönelik olarak kesin bir yaklaşım olmamakla birlikte, bu faktörlerin değerlerinin belirlenmesi tamamen tasarımcının inisiyatifine bırakılmıştır [91, 94]. F_{sh}^d ve F_{sh}^c ; boşluksuz ve boşluklu mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvvetlerini ifade etmektedir. M_{sh}^d ve M_{sh}^c ise boşluksuz ve boşluklu mekanizmalardaki sarsma momentini ifade etmektedir. Daha önce de belirtildiği gibi x , bağımsız tasarım değişkenlerini karakterize etmektedir. Dinamik optimizasyon için tasarım değişkenleri; kinematik optimizasyondaki uzuv boylarına ilaveten kütle, kütleli atalet momenti ve kütle merkezinin yerini de kapsamaktadır. Tasarım değişkenlerinin mekanizmalar üzerindeki şematik gösterimi Şekil 6.1’de verilmektedir.

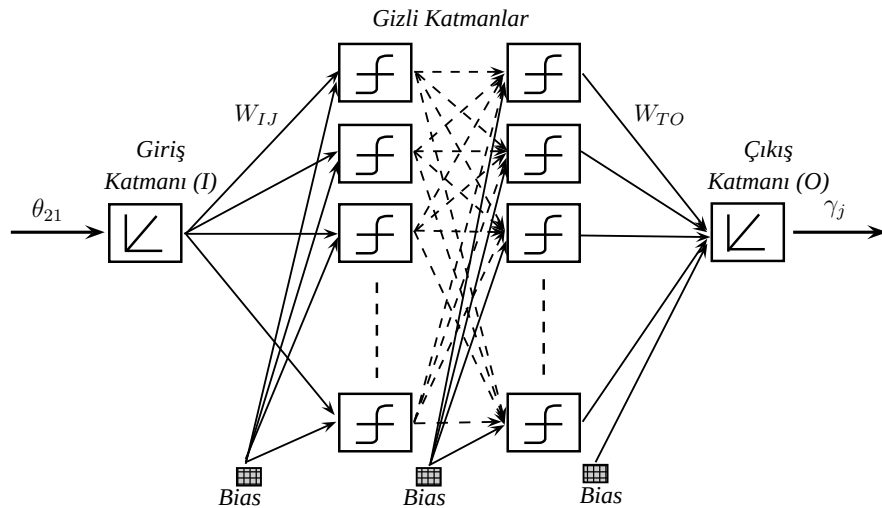
6.3. Modelleme ve Optimizasyon

Deneyisel sistemden elde edilen eklem karakteristiklerinin modellenmesinde, ileri beslemeli yapay sinir ağından (YSA) yararlanılmıştır (Şekil 6.2). 1 giriş, 7 gizli ve 1 çıkış katmanından oluşan YSA yapısında, gizli katmanların her biri 20 nonlinear nörona sahiptir ve bu nöronlarda tanjant sigmoid aktivasyon fonksiyonu kullanılmıştır. Çıkış katmanında ise lineer hücre tercih edilmiştir. Öğrenme algoritması olarak, Levenberg-Marquardt (LM) geri yayılım algoritması tercih edilmiştir. Gerek YSA’nın eğitimde gerekse testinde kullanılan veriler; 0 ile 1 aralığında normalize edilmiştir [90]. Kullanılan YSA yapısının, eklem karakteristiklerinin modellenmesindeki başarısının belirlenmesi için, YSA’nın eğitim aşamasında kullanılmayan veriler kullanılarak gerekli testler yapılmıştır. Eklem

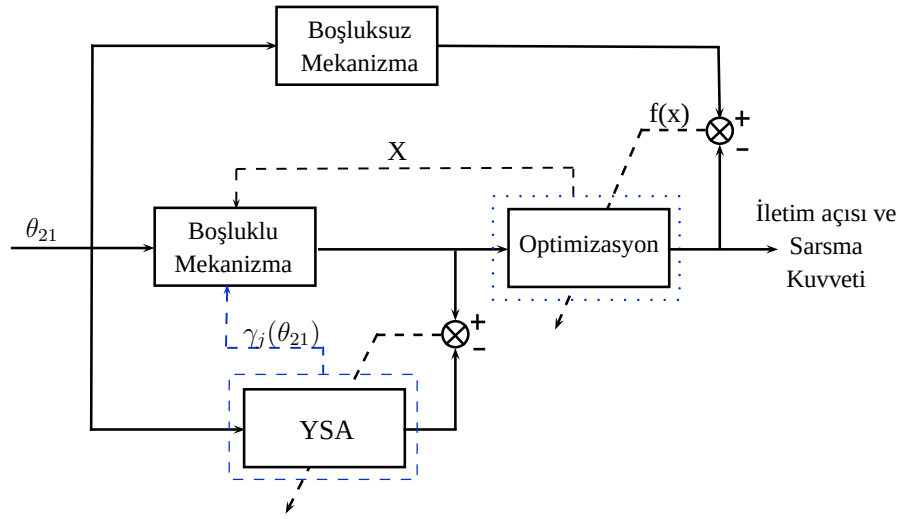


Şekil 6.1. Tasarım değişkenlerinin şematik gösterimi; Krank-biyel mekanizması (a), dört-çubuk mekanizması (b)

karakteristiklerinin modellenmesi ve tasarım değişkenlerinin ayarlanması için kullanılan YSA-GA yaklaşımının çalışma prensibi Şekil 6.3’de verilmektedir.



Şekil 6.2. Eklem değişkenlerinin modellenmesinde kullanılan ileri beslemeli YSA tipi



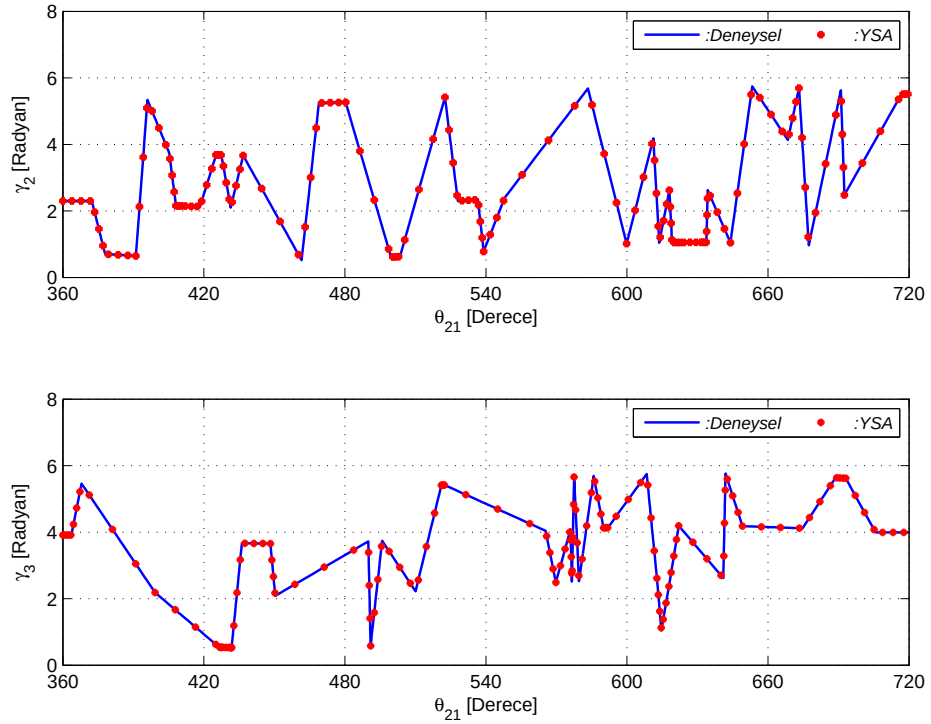
Şekil 6.3. YSA-GA yaklaşımının şematik gösterimi

Kullanılan YSA-GA yaklaşımı 2 aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada YSA ile eklem boşluğu vektörünün karakteristik değerleri modellenmektedir. İkinci aşamada ise GA ile eklem boşluklu mekanizmanın kinematik ve dinamik çıktılarındaki bozulmaların azaltılması, veya diğer bir ifadeyle bu çıktıların, boşluksuz mekanizmanın çıktılarına yaklaştırılması için uygun tasarım değişkenlerinin optimum ayarlanması yapılmaktadır. Gerek modelleme gerekse optimizasyon için kullanılan bilgisayar; INTEL Q6600 2.40 GHz Quad Core 8MB C 1066MHz işlemci ve 4GB 667 MHz DDR-II Ram'e sahiptir. Çözüm süresi, probleme göre değişim arz etmektedir. Modelleme ve optimizasyon için gerekli yazılımlar, MATLAB programı üzerinde gerçekleştirilmiştir.

6.4. Mekanizmaların Tasarım Sonuçları ve Değerlendirmeler

6.4.1. Kinematik Esaslı Tasarım

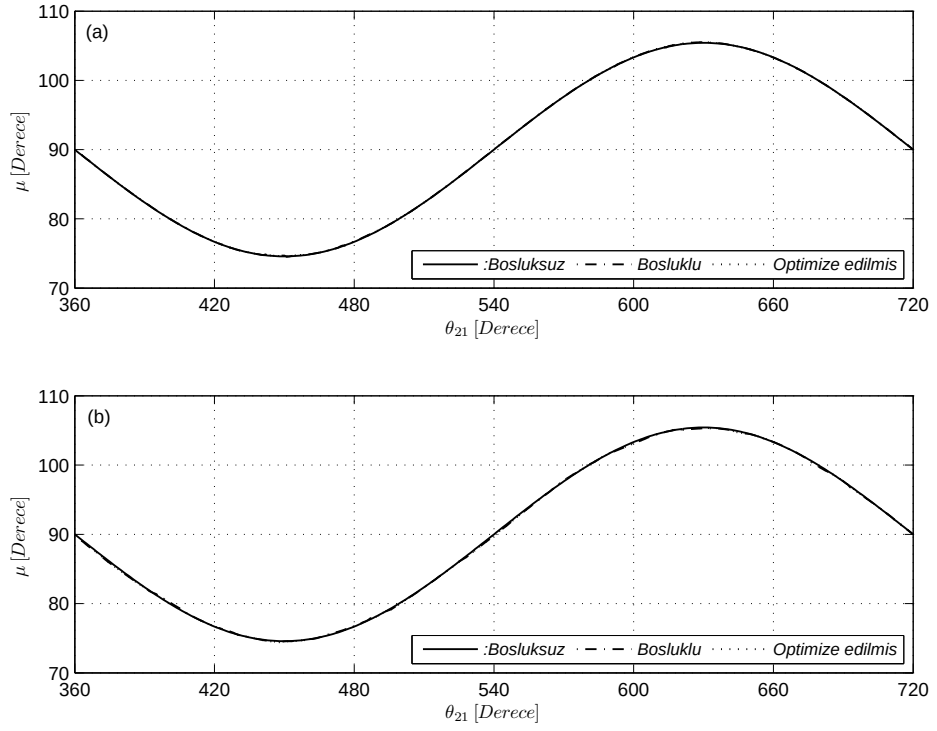
Krank-biyel mekanizmasında krankın 200 d/d sabit hızla çalışması esnasında krank muylu ve piston perno merkezlerindeki eklem boşluk vektörünün açısal konum değişimi deneysel olarak elde edilmiş ve buradan elde edilen verilerden yararlanılarak YSA ile bu vektörün açısal konum değişimleri modellenmiştir. Deneysel sistemden elde edilen her iki eklem boşluğunun açısal değişimi, ve bunların YSA modelleri Şekil 6.4'de verilmektedir.



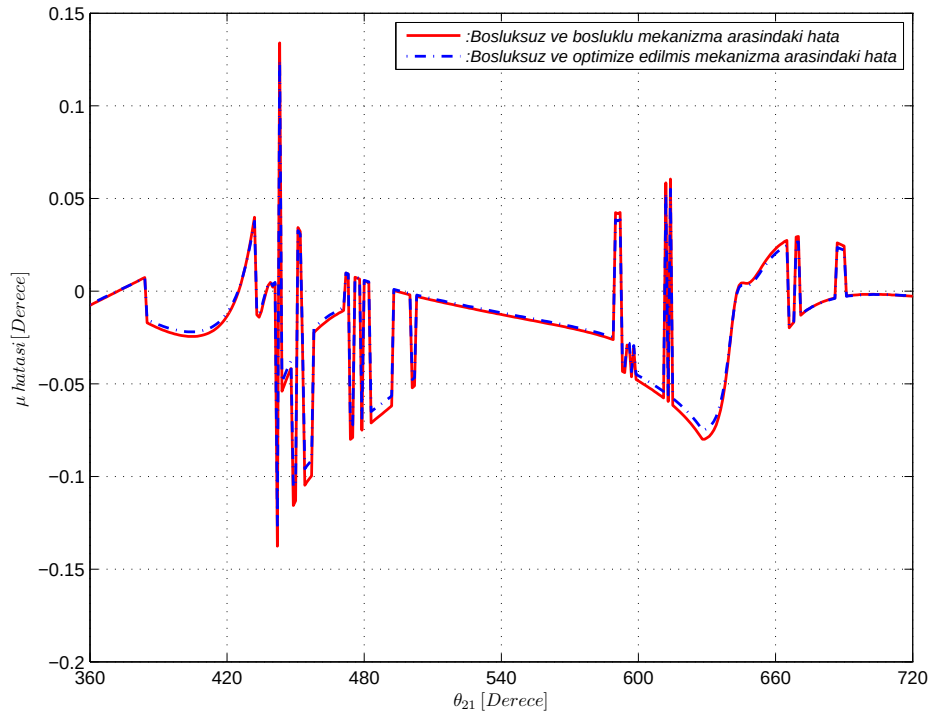
Şekil 6.4. Krank-biyel mekanizmasında eklem boşluk vektörlerinin açılal konum değışimleri

Kullanılan YSA modeli, eklem boşluklarının açılal karakteristiklerinin modellenmesinde oldukça iyi bir sonuç sergilemiştir. Bu, Şekil 6.4’de YSA’nın deneysel verilere yakınsamasındaki kabiliyetinden anlaşılmaktadır. İlgili eklem boşluğu açılarının modellenmesini takiben, boşluklu mekanizmanın iletim açısının boşluksuz mekanizmaninkine yaklaştırılması için kinematik optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Eklem boşluklarının açılal değışimlerinin nümerik ve deneysel değeri ayrı ayrı dikkate alınmış ve iletim açısında 90 dereceden sapmasının minimum olması gibi ilave değeri kısıtlayıcı olarak tanımlanmıştır. Boşluklu, boşluksuz ve optimize edilen krank-biyel mekanizması için iletim açısı Şekil 6.5’de verilmiştir.

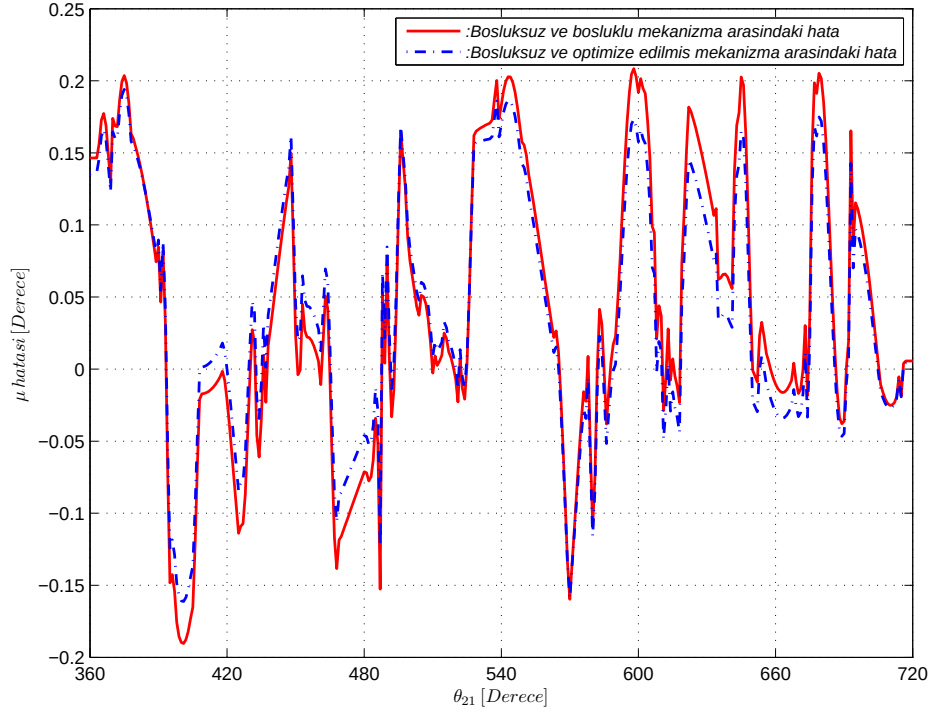
Bilindiğı gibi mekanizmalar için iletim açısı, mekanizmanın iyilik derecesinin bir göstergesidir. İletim açısının 90 dereceden aşırı derecede sapması, mekanizmanın iletim kalitesinin doğru orantılı olarak azalmasına sebep olur [95,96,98]. Kinematik optimizasyon neticesinde elde edilen iletim açısındaki hata değeri Şekil 6.6 ve 6.7’de verilmiştir.



Şekil 6.5. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasının iletim açısı; Nümerik eklem karakteristiklerine göre (a), Deneysel eklem karakteristiklerine göre (b)



Şekil 6.6. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında iletim açısı hatası (Nümerik)

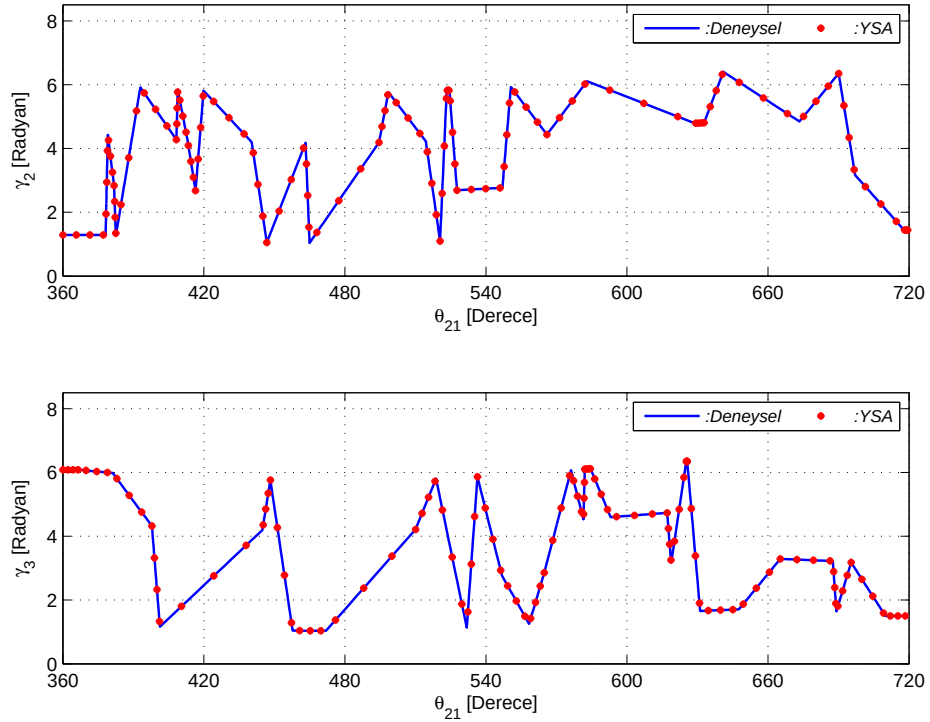


Şekil 6.7. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında iletim açısı hatası (*Deneyssel*)

Şekil 6.6 ve 6.7, sırasıyla nümerik ve deneysel olarak elde edilen eklem karakteristiklerinin dikkate alınması sonucu gerçekleştirilen optimizasyonlarda, iletim açısındaki hata değerlerini vermektedir. Nümerik olarak elde edilen eklem karakteristiklerinin kullanılması sonucu gerçekleştirilen optimizasyonda, tasarım değişkenlerinin değerleri krank kolu için 162,24 mm ve biyel kolu için ise 610 mm olarak elde edilmiştir. Bu değerlerin kullanılması sonucu boşluksuz mekanizmanın iletim açısı referans alınır, eklem boşluğundan kaynaklanan sapma miktarında % 7,55 azalma oluşmaktadır. Ayrıca, optimizasyon sonucu boşluklu mekanizmanın iletim açısının limit değerleri arasındaki fark ise 30,85 dereceden 30,82 dereceye düşmektedir. Deneysel sistemden elde edilen eklem karakteristiklerinin kullanılması sonucu gerçekleştirilen optimizasyonda ise krank kolu için 162,47 mm ve biyel kolu için ise 610 mm'lik değerlerin, optimum tasarım değeri olduğu tespit edilmiştir. Eklem boşluğundan kaynaklanan sapma miktarında % 9,31 azalma olmuş ve optimizasyon sonucu boşluklu mekanizmanın iletim açısının limit değerleri arasındaki fark ise 30,85 dereceden 30,79 dereceye düşmüştür.

Dört-çubuk mekanizmasının 200 d/d sabit hızla tahrik edilmesi neticesinde kol-iletim

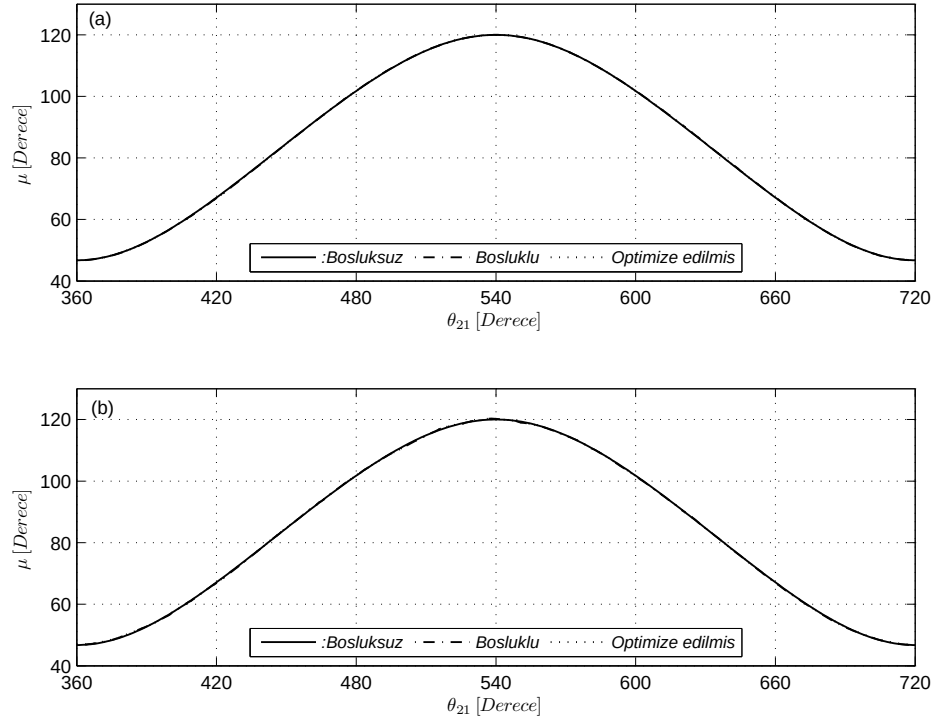
ve iletim-sarkaç kol uzuv bağlantılarındaki eklemlerde mevcut boşlukların açısal değişimlerinin deneysel ve YSA değerleri Şekil 6.8’de verilmektedir. Görüldüğü üzere YSA modeli, eklem boşluklarının açısal karakteristiklerinin modellenmesinde oldukça iyi bir sonuç sergilemiştir. Bu, Şekil 6.8’de YSA’nın deneysel verilere yakınsamasındaki kabiliyetinden anlaşılmaktadır.



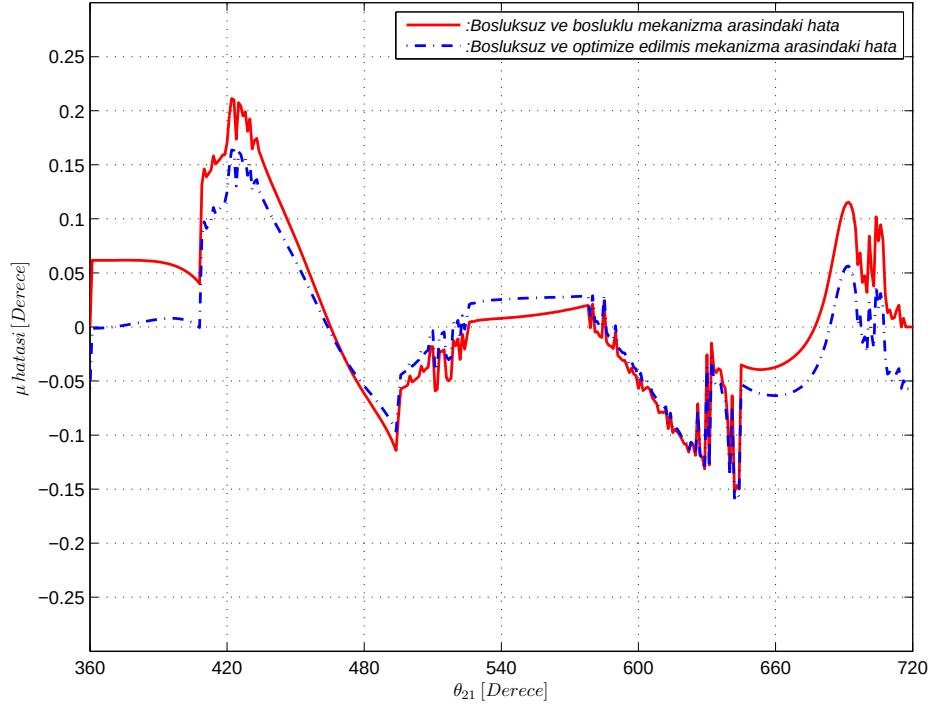
Şekil 6.8. Dört-çubuk mekanizmasında eklem boşluk vektörlerinin açısal konum değişimleri

Nümerik ve deneysel olarak elde edilen eklem karakteristiklerinin kullanılması sonucu dört-çubuk mekanizması için boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen iletim açısı Şekil 6.9’da verilmiştir. Bu iletim açıları arasındaki hata değerleri ise Şekil 6.10 ve 6.11’de verilmiştir. Nümerik olarak elde edilen eklem karakteristikleri kullanılarak gerçekleştirilen optimizasyonda, mekanizmadaki kinematik tasarım değişkenleri olan L_1 , L_2 , L_3 ve L_4 değerleri sırasıyla 880, 274.69, 824.77 ve 495 mm olursa, eklem boşluğundan kaynaklanan iletim açısındaki sapmalar % 19.33 oranında azalmaktadır. Mekanizmanın iletim açısının limit değerleri arasındaki fark ise 73.25 dereceden 73.16 dereceye düşmektedir. Deneysel eklem karakteristiklerinin kullanılmasıyla gerçekleştirilen optimizasyonda ise L_1 , L_2 , L_3 ve L_4 değerleri sırasıyla 880, 274.50, 824.49 ve 495 mm olduğu takdirde, eklem boşluğundan kaynaklanan

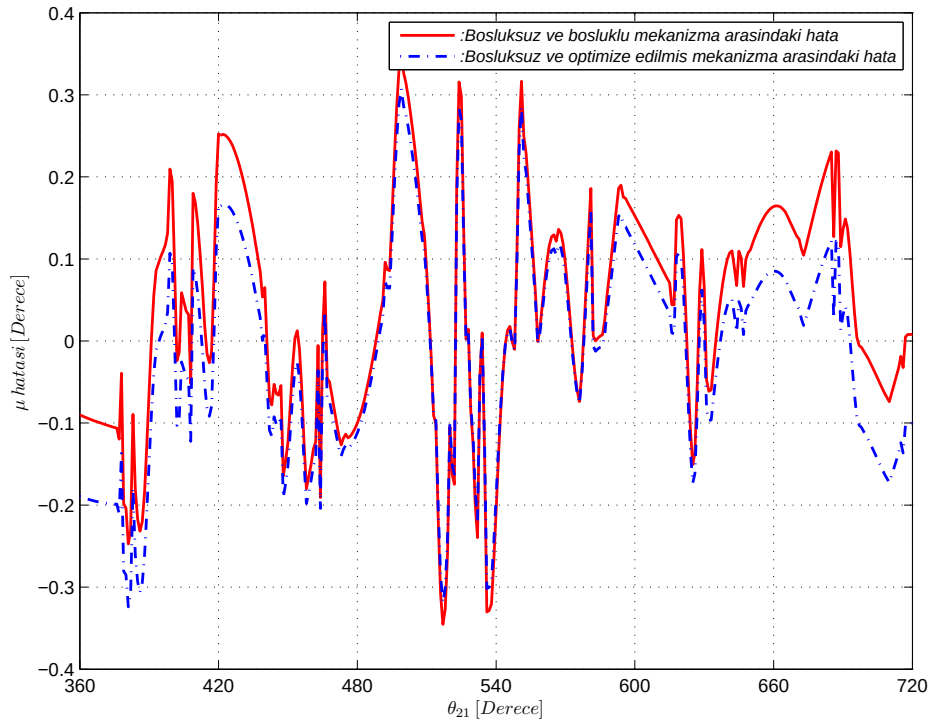
iletim açısındaki sapmalar % 8.01 oranında azalmaktadır. Mekanizmanın iletim açısının limit değerleri arasındaki fark ise değişmemiştir. Yani; boşluklu sistemde daha büyük olan fark, boşluksuz sistemdeki farka yaklaştırılmıştır. Ama, bu değerin altına düşürülememiştir.



Şekil 6.9. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasının iletim açısı; Nümerik eklem karakteristiklerine göre (a), Deneysel eklem karakteristiklerine göre (b)



Şekil 6.10. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasında iletim açısı hatası (*Nümerik*)



Şekil 6.11. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasında iletim açısı hatası (*Deneyssel*)

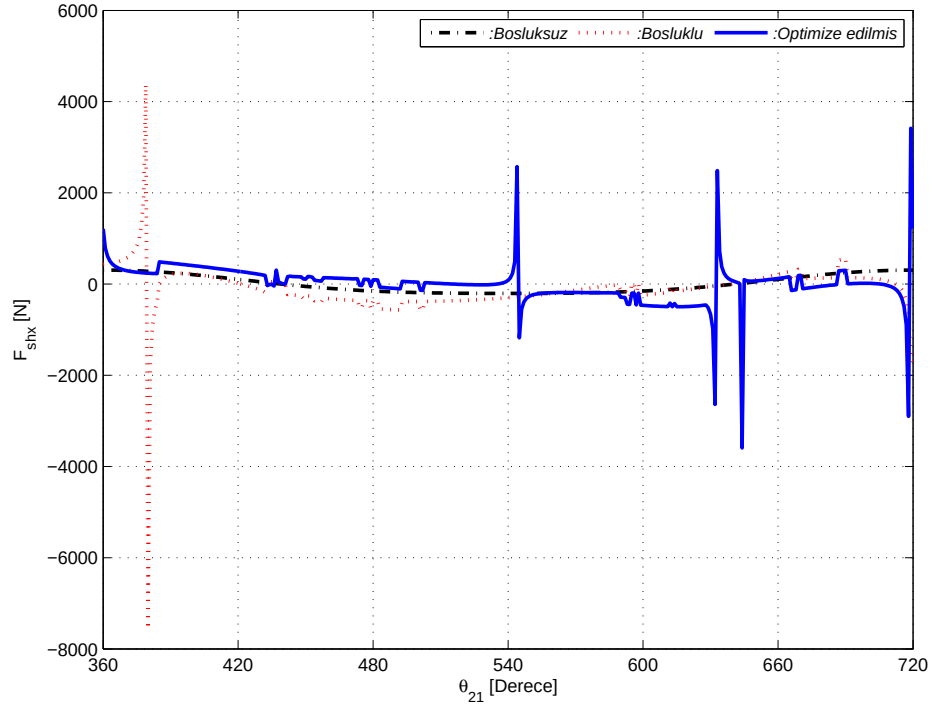
Her iki model mekanizmanın iletim açısındaki eklem boşluğundan kaynaklanan sapmalar, sanal eklem boşluğu uzununun 1 mm olması sebebiyle küçük seviyededir (Şekil 6.5 ve 6.9). Kinematik optimizasyon sonucu elde edilen iyileşme oranları da bunu göstermektedir. Mekanizmalardaki boşluklu eklem sayısının daha fazla olması veya sanal uzun değerinin daha büyük olması durumunda, kinematik optimizasyondan elde edilecek iyileşme oranlarının daha yüksek olacağı tahmin edilmektedir.

6.4.2. Dinamik Esaslı Tasarım

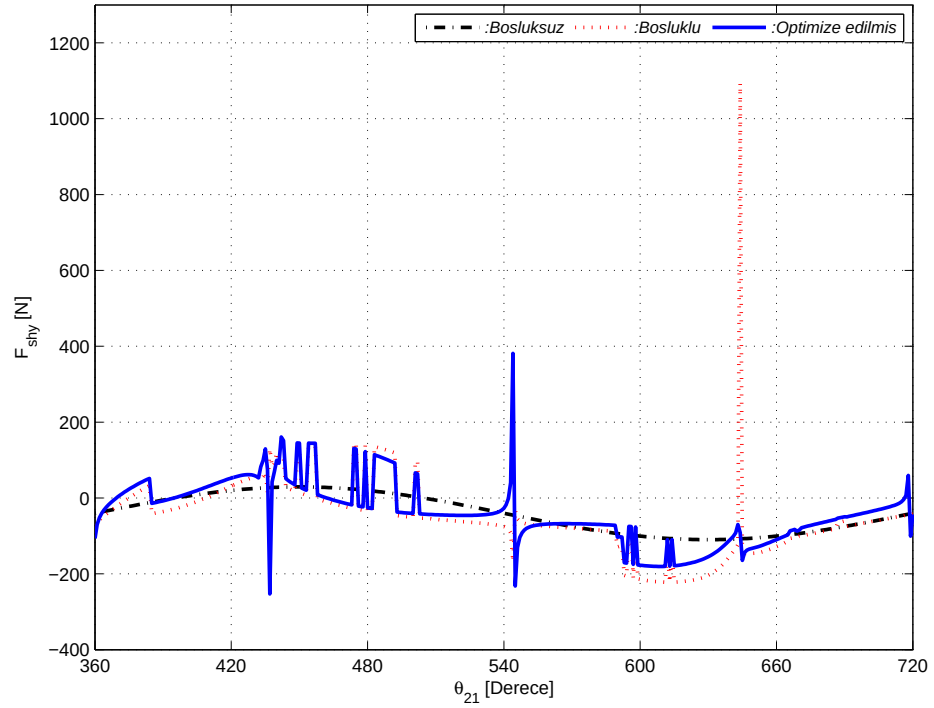
Sarsma kuvvetleri ve bunların momentlerinin azalması, mekanizmaların yataklarındaki titreşim değerlerinin azalması olarak dikkate alınabilir. Nümerik yöntemle elde edilen eklem karakteristiklerinin kullanıldığı krank-biyel mekanizması için boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen sarsma kuvvetleri ve bunların momentine ait grafikler Şekil 6.12-6.14 arasında verilmiştir. Nümerik eklem karakteristiklerinin kullanılması sonucu, mekanizmadaki tasarım parametrelerin optimum değerleri ise Tablo 6.1’de verilmiştir.

Tablo 6.1. Krank-biyel mekanizması için tasarım parametrelerinin optimum değeri (Nümerik)

Parametre	Orjinal	Optimum	Parametre	Orjinal	Optimum
L_2 (mm)	150	135	L_3 (mm)	564	522.4
$A_o G_2$ (mm)	75	52.7	$A' G_3$ (mm)	282	273.32
m_2 (kg)	0.4506	0.5376	m_3 (kg)	1.6403	1.616
I_{G2} (kgm ²)	0.0018	0.0047	I_{G3} (kgm ²)	0.0945	0.199
λ_2 (Radyan)	0	-0.654	λ_3 (Radyan)	0	-0.39

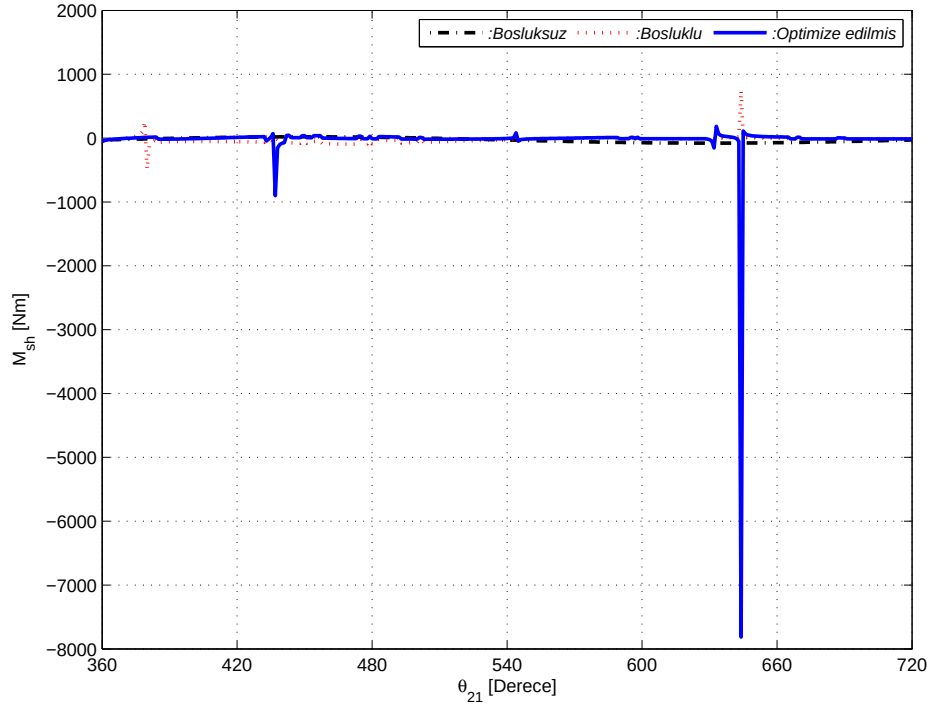


Şekil 6.12. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasının x eksenini doğrultusundaki sarsma kuvveti (*Nümerik*)



Şekil 6.13. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasının y eksenini doğrultusundaki sarsma kuvveti (*Nümerik*)

6.12-6.14 şekillerinde görüldüğü üzere, krank-biyel mekanizmasında tasarım parametrelerinin optimum değerlerinin belirlenmesi neticesinde ilgili değerlerde



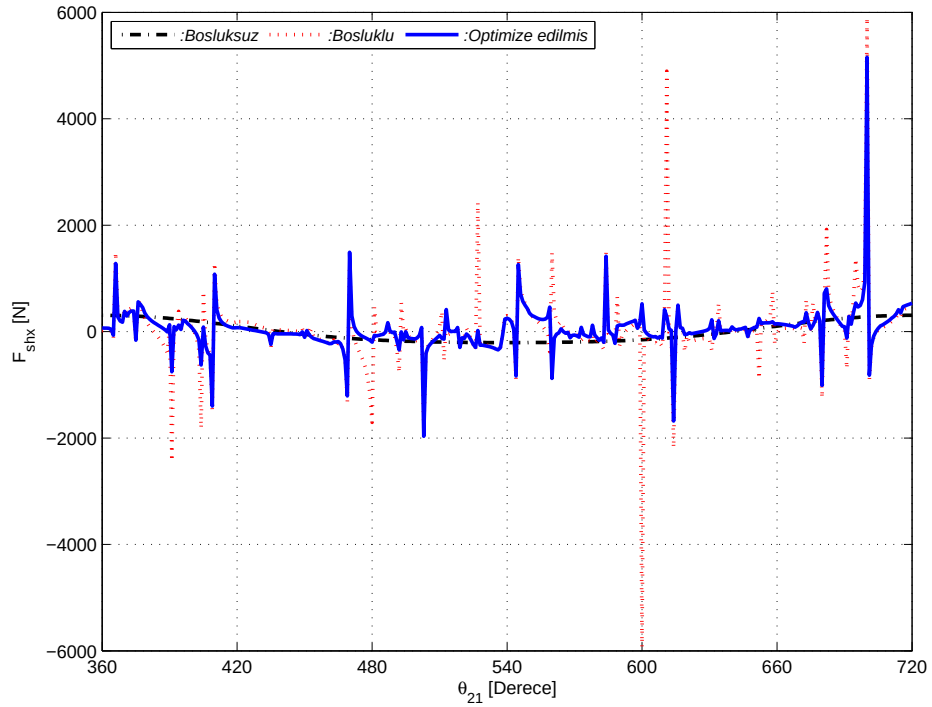
Şekil 6.14. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında sarsma momenti (*Nümerik*)

belirli oranda iyileşme sözkonusudur. Nümerik eklem karakteristiklerinin kullanılması ve (6.2) nolu denklemde verilen hedef fonksiyonundaki W_1 , W_2 ve W_3 ağırlık katsayılarının sırasıyla 0.4, 0.4 ve 0.2 olarak alınması neticesinde; x doğrultusundaki sarsma kuvvetindeki toplam iyileşme oranı % -9.72, y doğrultusundaki sarsma kuvvetindeki toplam iyileşme oranı % 14.05 ve sarsma momentindeki toplam iyileşme oranı % -7.05 seviyelerinde gerçekleşmektedir. İlgili şekillerde x doğrultusundaki sarsma kuvvetinin maksimum genliğindeki azalma oranı % 41.29, y doğrultusundaki sarsma kuvvetinin maksimum genliğindeki azalma oranı % 51.79 ve sarsma momentinin maksimum genliğindeki artış oranı ise % 548.52 olarak gerçekleşmiştir. Toplam değerlerde y doğrultusundaki sarsma kuvveti için bir iyileşme sözkonusu iken, x doğrultusundaki kuvvet ve toplam sarsma momenti için mevcut durumun dahada kötüleşmesi sözkonusudur.

Krank-biyel mekanizması için deneysel sistemden elde edilen eklem karakteristiklerinin kullanılmasıyla elde edilen dinamik sonuçlar ise Şekil 6.15-6.17 arasında verilmiştir. Tablo 6.2’de ise deneysel eklem karakteristiklerinin kullanılması sonucu elde edilen tasarım parametrelerinin optimum değerleri sunulmaktadır.

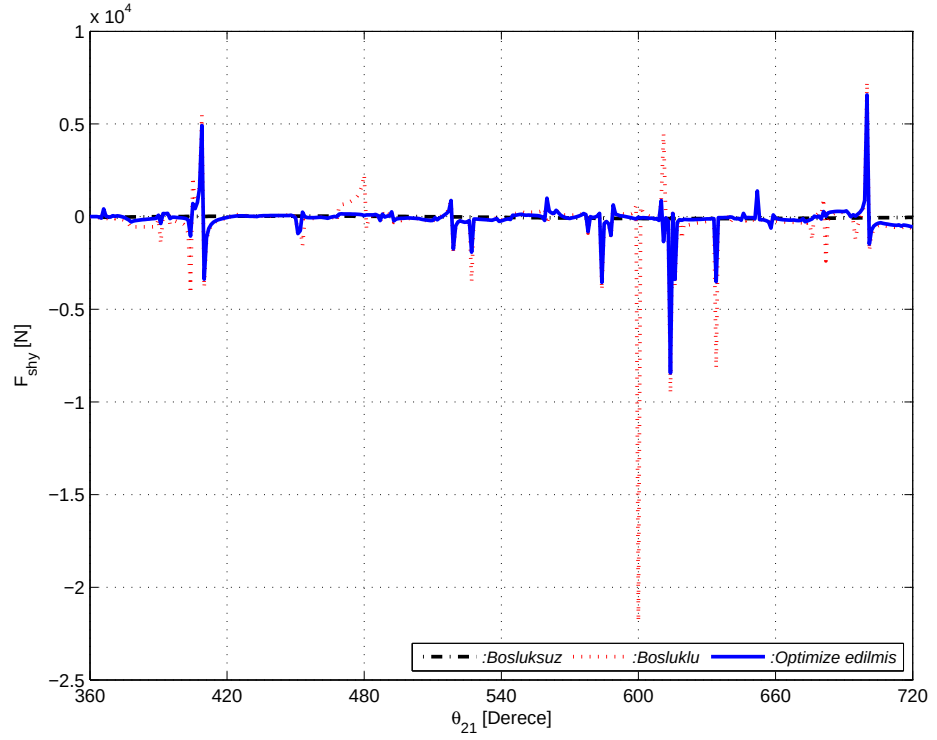
Tablo 6.2. Krank-biyel mekanizması için tasarım parametrelerinin optimum değeri (*Deneyisel*)

Parametre	Orjinal	Optimum	Parametre	Orjinal	Optimum
L_2 (mm)	150	135	L_3 (mm)	564	510.2
A_oG_2 (mm)	75	49.6	$A'G_3$ (mm)	282	109.6
m_2 (kg)	0.4506	0.5918	m_3 (kg)	1.6403	1.5763
I_{G2} (kgm ²)	0.0018	0.0087	I_{G3} (kgm ²)	0.0945	0.2514
λ_2 (Radyan)	0	-1.606	λ_3 (Radyan)	0	3.1415

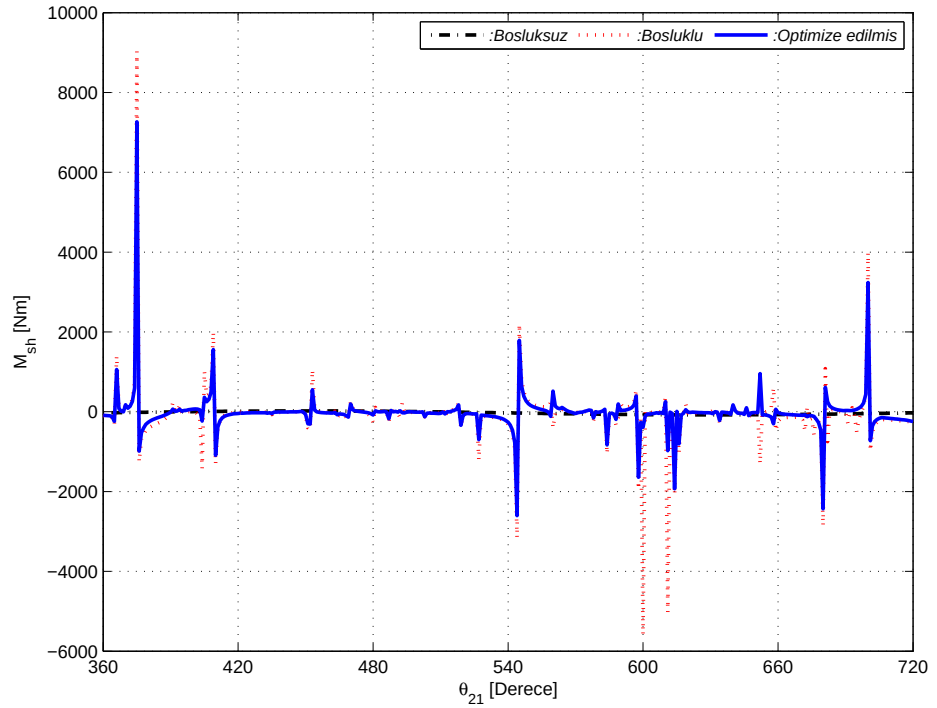


Şekil 6.15. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasının x eksenini doğrultusundaki sarsma kuvveti (*Deneyisel*)

6.15-6.17 arasındaki şekiller, deneysel eklem karakteristiklerinin kullanıldığı optimum tasarım parametrelili krank-biyel mekanizması için dinamik sonuçları vermektedir. İlgili şekillerden görüldüğü üzere dinamik çıkış değerlerinde belirli oranda iyileşmeler söz konusudur. (6.2) nolu denklemde verilen hedef fonksiyonundaki W_1 , W_2 ve W_3 ağırlık katsayılarının sırasıyla 0.4, 0.4 ve 0.2 olarak alınması neticesinde; sarsma kuvvetinin x bileşenindeki toplam iyileşme oranı % 38.42, y bileşenindeki toplam iyileşme oranı % 46.85 ve sarsma momentindeki toplam iyileşme oranı ise % 34.79 seviyelerinde gerçekleşmektedir. İlgili şekillerde x doğrultusundaki sarsma kuvvetinin maksimum genliğindeki azalma oranı % 39.79, y doğrultusundaki sarsma kuvvetinin maksimum genliğindeki azalma oranı % 48.43



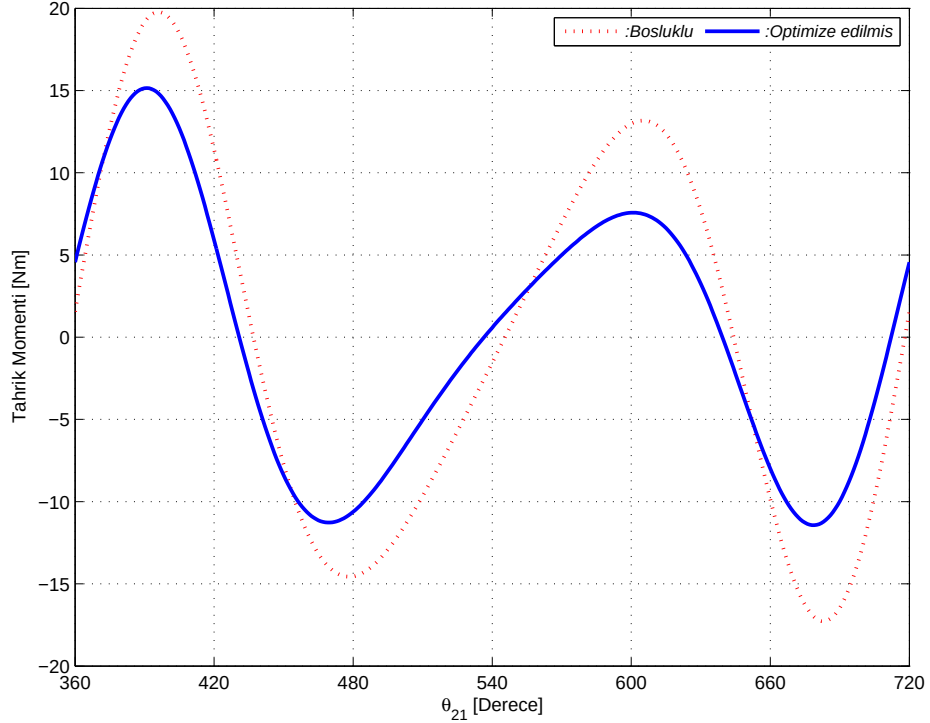
Şekil 6.16. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasının y eksenini doğrultusundaki sarsma kuvveti (*Deneyssel*)



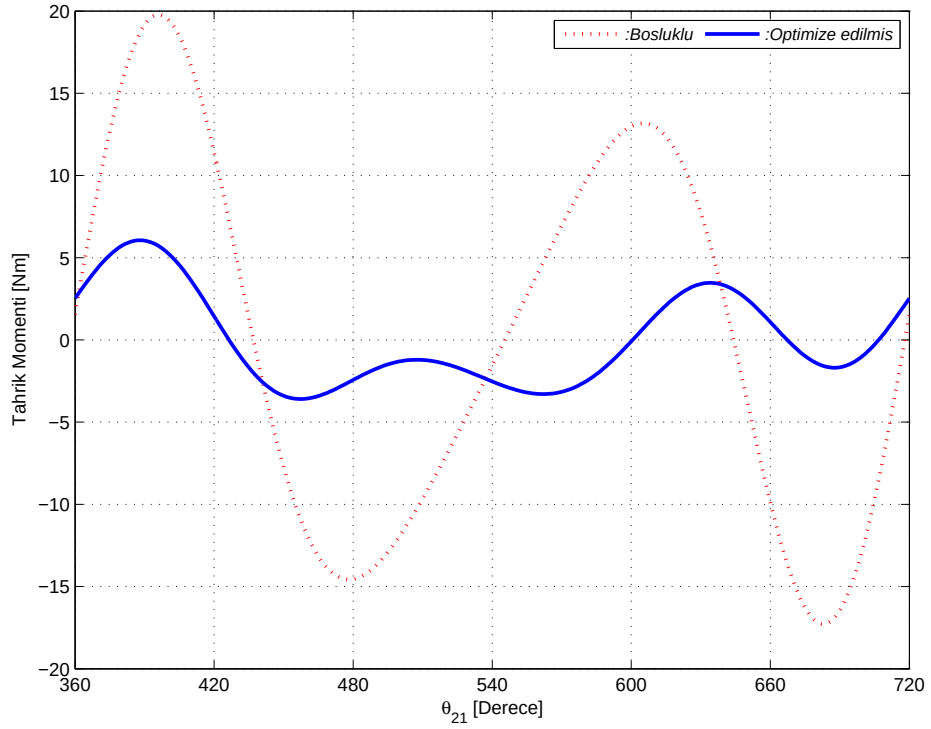
Şekil 6.17. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında sarsma momenti (*Deneyssel*)

ve sarsma momentinin maksimum genliğindeki azalma oranı ise % 32.48 olarak gerçekleşmiştir. Toplam değerler ve maksimum genlikler birlikte değerlendirilirse, esas alınan dinamik çıkış değerleri için belirli oranda iyileşmeler sözkonusudur. Bu iyileşmeler; eklem boşluğundan kaynaklanan ilave olumsuzlukların nisbeten azaltılması olarak algılanmalıdır.

Gerek nümerik gerekse deneysel olarak elde edilen eklem karakteristiklerinin kullanılmasıyla tasarlanan yeni krank-biyel mekanizmalarındaki tahrik momenti değişimi ise Şekil 6.18 ve 6.19’da verilmiştir. Optimizasyon sonucu krank-biyel mekanizması için tahrik momentindeki toplam iyileşme, nümerik ve deneysel eklem karakterlerinin kullanılmasına göre sırasıyla % 31.65 ve % 84.56 olarak gerçekleşmektedir. Maksimum genliklerdeki iyileşme ise sırasıyla % 28.23 ve % 73.94 olmaktadır. Bu değerler; optimize edilen mekanizmanın orjinal boşluklu mekanizmaya göre aynı sabit devirde tahrik edilebilmesi için daha az enerjiye ihtiyacının olduğunu göstermektedir.



Şekil 6.18. Boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında tahrik momenti değişimi (Nümerik)

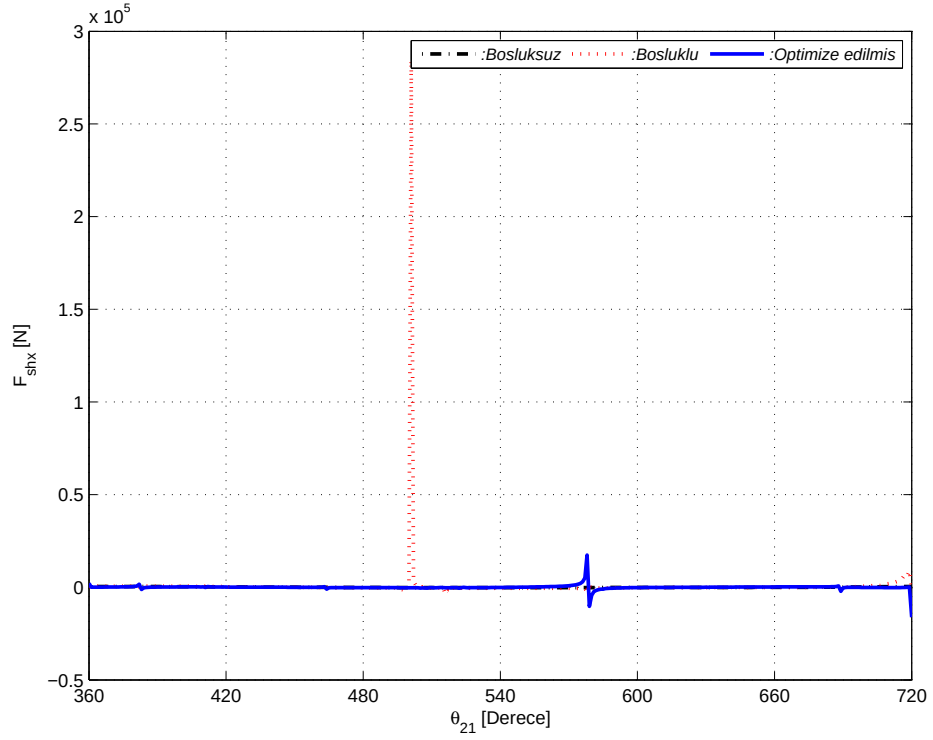


Şekil 6.19. Boşluklu ve optimize edilen krank-biyel mekanizmasında tahrik momenti değişimi (*Deneyisel*)

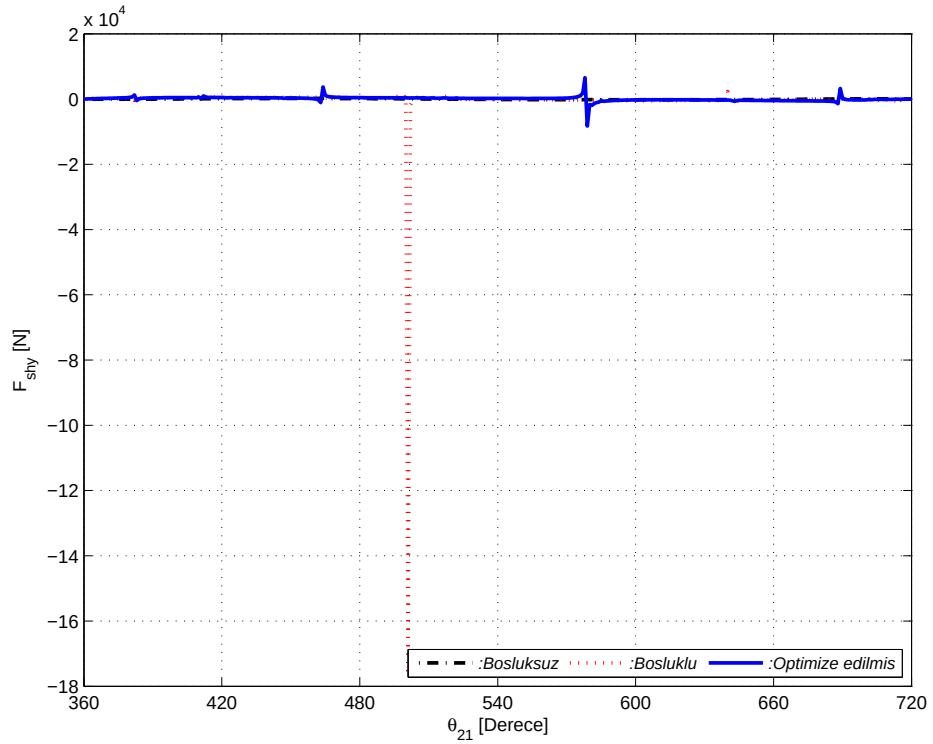
Nümerik yöntemle elde edilen eklem karakteristiklerinin kullanıldığı dört-çubuk mekanizması için boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen sarsma kuvvetleri, sarsma momenti ve çıkış momentine ait grafikler Şekil 6.20-6.23 arasında verilmiştir. Nümerik eklem karakteristiklerinin kullanılması sonucu, mekanizmadaki tasarım parametrelerin optimum değerleri ise Tablo 6.3’de verilmiştir.

Tablo 6.3. Dört-çubuk mekanizması için tasarım parametrelerinin optimum değeri (*Nümerik*)

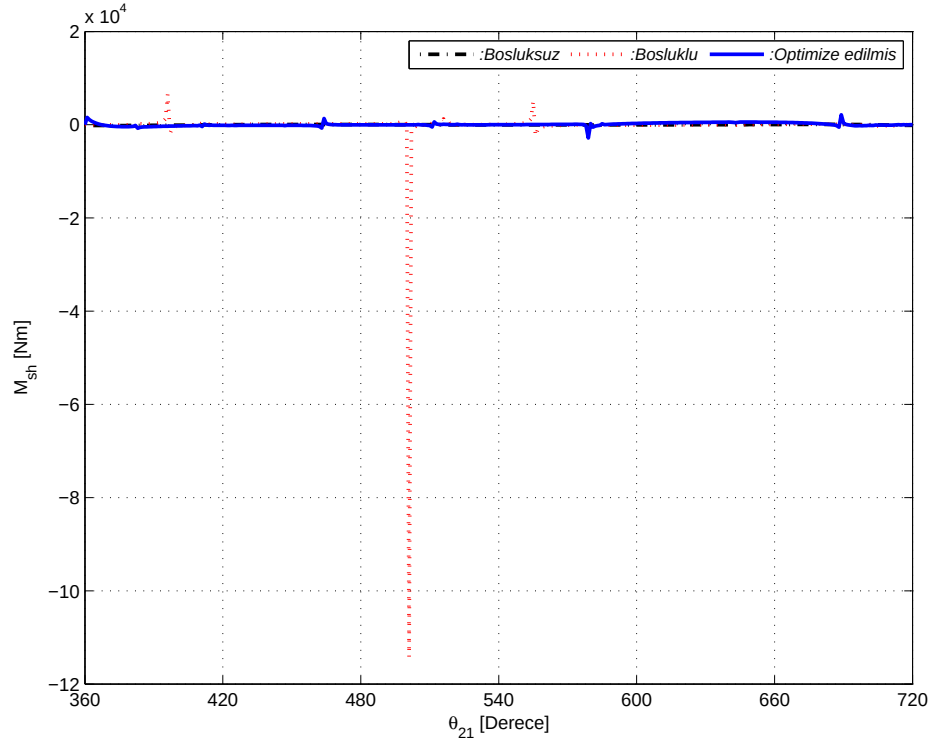
Parametre	Orjinal	Optimum	Parametre	Orjinal	Optimum
L_1 (mm)	800	840	m_3 (kg)	1.8647	1.8144
L_2 (mm)	250	235	I_{G3} (kgm ²)	0.1765	0.4662
A_oG_2 (mm)	125	167.8	λ_3 (Radyan)	0	-0.648
m_2 (kg)	0.5726	0.750	L_4 (mm)	450	471.3
I_{G2} (kgm ²)	0.0056	0.0062	B_oG_4 (mm)	225	125.8
λ_2 (Radyan)	0	-0.278	m_4 (kg)	0.8212	0.8450
L_3 (mm)	750	710	I_{G4} (kgm ²)	0.0227	0.0632
$A'G_3$ (mm)	375	168.5	λ_4 (Radyan)	0	-0.775



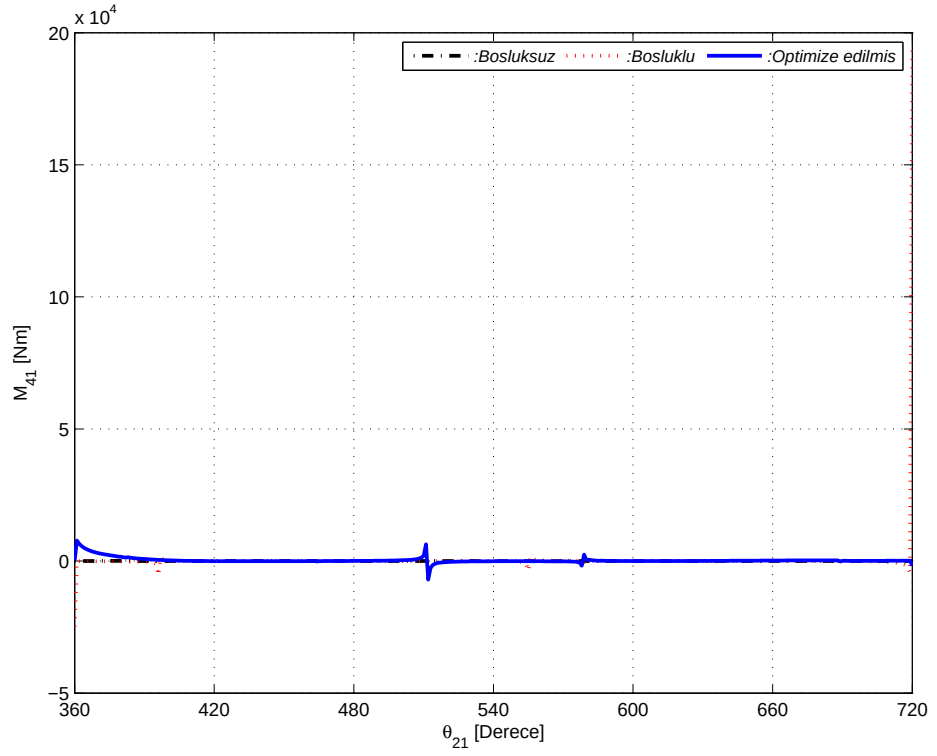
Şekil 6.20. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasının x eksenini doğrultusundaki sarsma kuvveti (*Nümerik*)



Şekil 6.21. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasının y eksenini doğrultusundaki sarsma kuvveti (*Nümerik*)



Şekil 6.22. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasındaki sarsma momenti (*Nümerik*)



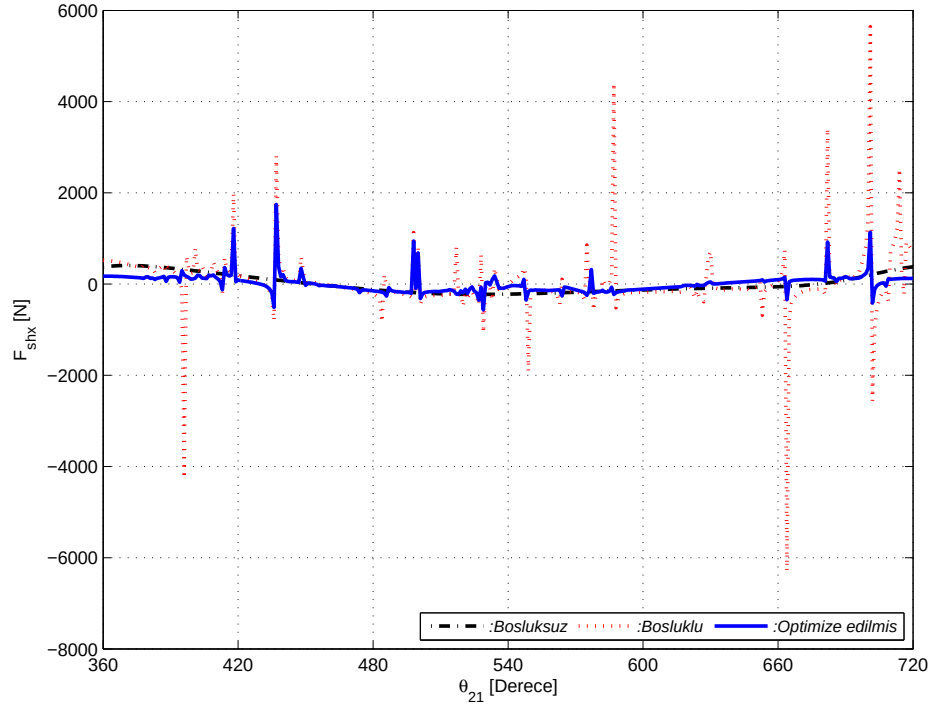
Şekil 6.23. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasındaki çıkış momenti (*Nümerik*)

6.20-6.23 şekillerinde görüldüğü üzere, dört-çubuk mekanizmasında tasarım parametrelerinin optimum değerlerinin belirlenmesi neticesinde ilgili değerlerde belirli oranda iyileşme söz konusudur. Nümerik eklem karakteristiklerinin kullanılması ve (6.2) nolu denklemde verilen hedef fonksiyonundaki W_1 , W_2 ve W_3 ağırlık katsayılarının sırasıyla 0.4, 0.4 ve 0.2 olarak alınması neticesinde; x doğrultusundaki sarsma kuvvetindeki toplam iyileşme oranı % 71.60, y doğrultusundaki sarsma kuvvetindeki toplam iyileşme oranı % 56.35, sarsma momentindeki toplam iyileşme oranı % 59.19 ve çıkış momentindeki toplam iyileşme oranı % 72.94 seviyelerinde gerçekleşmektedir. İlgili şekillerde x doğrultusundaki sarsma kuvvetinin maksimum genliğindeki azalma oranı % 88.35, y doğrultusundaki sarsma kuvvetinin maksimum genliğindeki azalma oranı % 91.72, sarsma momentinin maksimum genliğindeki azalma oranı % 95.90 ve çıkış momentinin maksimum genliğindeki azalma oranı % 93.28 olarak gerçekleşmiştir. Gerek toplam değerlerde gerekse maksimum genlikte önemli iyileşmelerin olduğu görülmektedir.

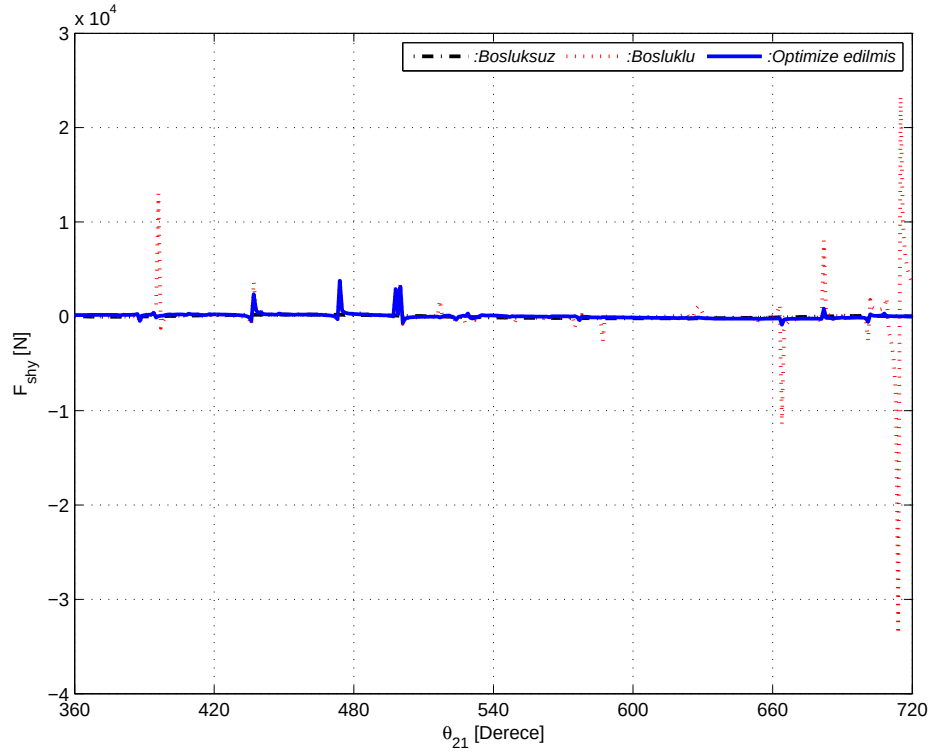
Dört-çubuk mekanizması için deneysel eklem karakteristiklerinin kullanılmasıyla elde edilen dinamik sonuçlar ise Şekil 6.24-6.27 arasında verilmiştir. Tablo 6.4'de ise deneysel eklem karakteristiklerinin kullanılması sonucu elde edilen optimum tasarım parametre değerleri sunulmaktadır.

Tablo 6.4. Dört-çubuk mekanizması için tasarım parametrelerinin optimum değeri (*Deneysel*)

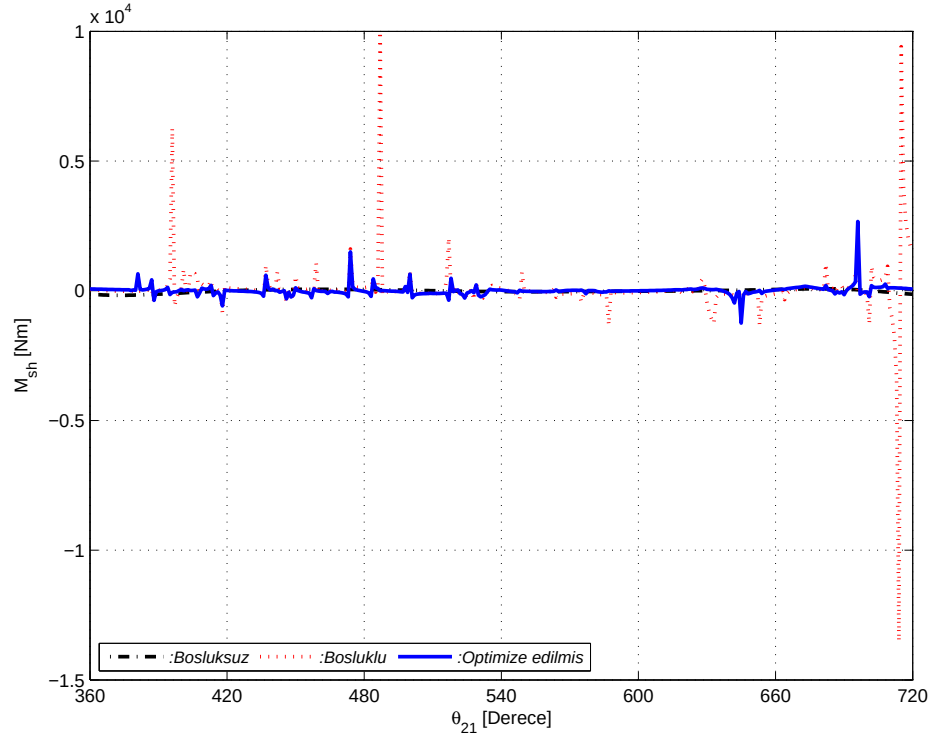
Parametre	Orjinal	Optimum	Parametre	Orjinal	Optimum
L_1 (mm)	800	840	m_3 (kg)	1.8647	1.8068
L_2 (mm)	250	235	I_{G3} (kgm ²)	0.1765	0.3512
A_oG_2 (mm)	125	161.5	λ_3 (Radyan)	0	-0.4532
m_2 (kg)	0.5726	0.609	L_4 (mm)	450	425.2
I_{G2} (kgm ²)	0.0056	0.009	B_oG_4 (mm)	225	134.9
λ_2 (Radyan)	0	-0.5789	m_4 (kg)	0.8212	0.821
L_3 (mm)	750	728.4	I_{G4} (kgm ²)	0.0227	0.0473
$A'G_3$ (mm)	375	256.4	λ_4 (Radyan)	0	-0.7861



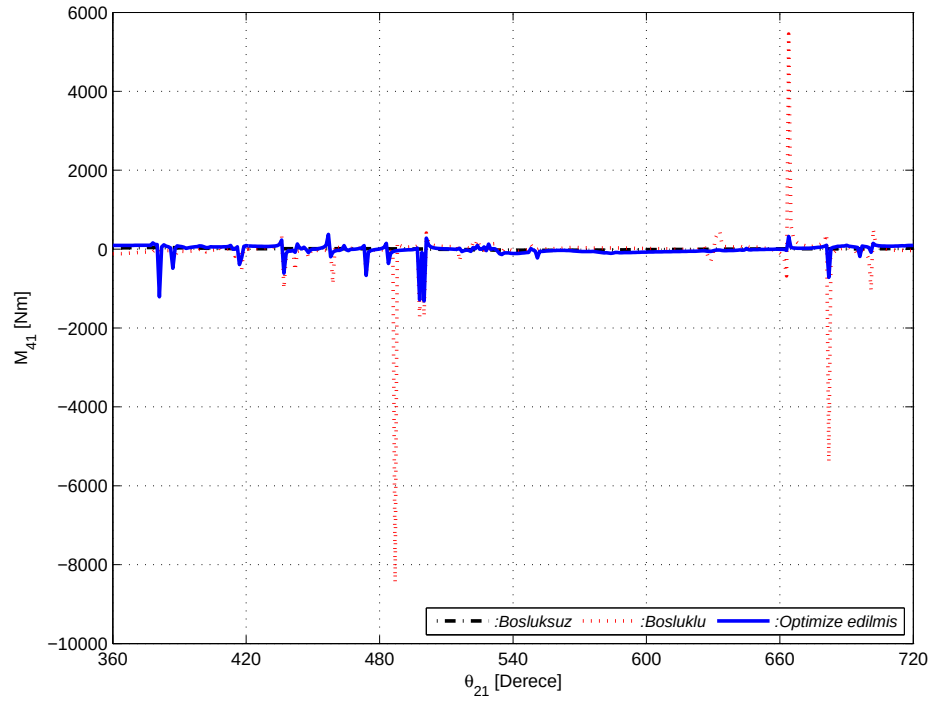
Şekil 6.24. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasının x eksenini doğrultusundaki sarsma kuvveti (*Deneyisel*)



Şekil 6.25. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasının y eksenini doğrultusundaki sarsma kuvveti (*Deneyisel*)



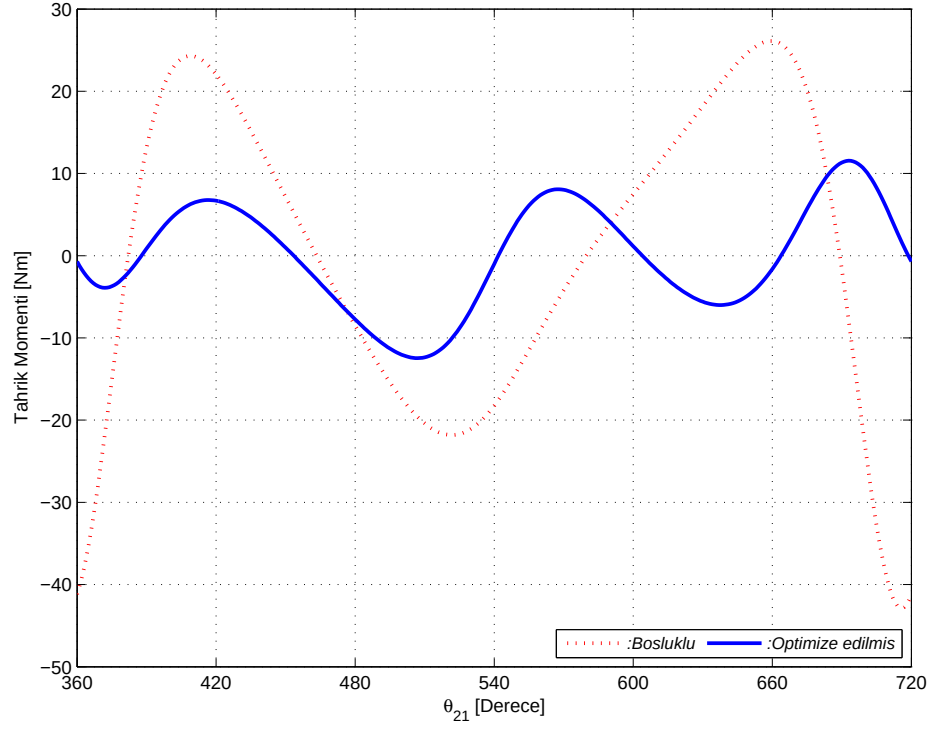
Şekil 6.26. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasındaki sarsma momenti (*Deneyisel*)



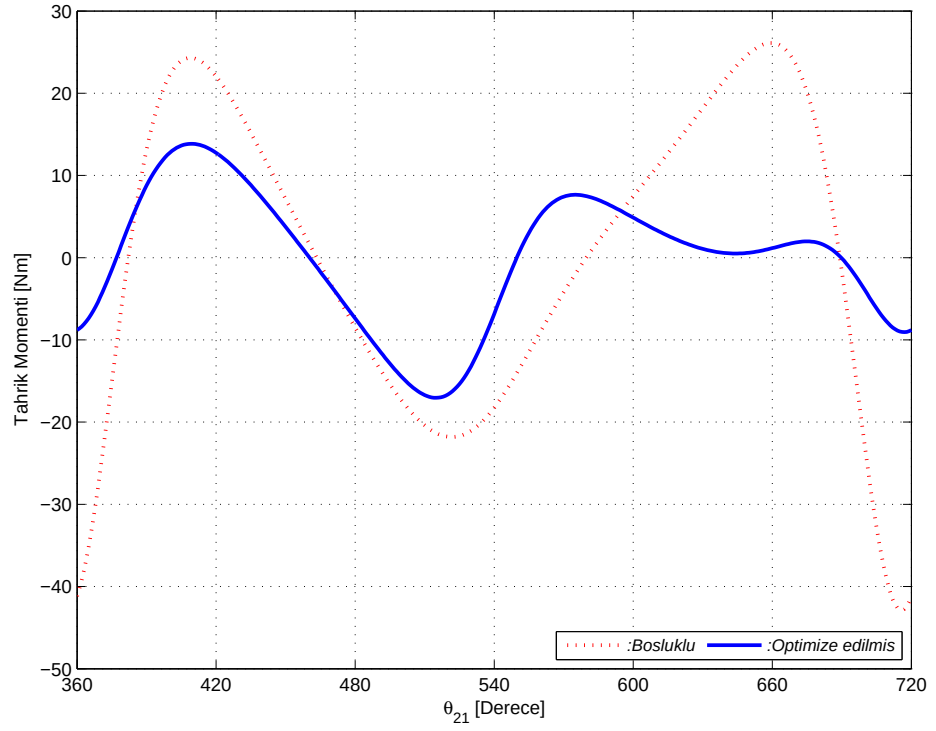
Şekil 6.27. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasındaki çıkış momenti (*Deneyisel*)

6.24-6.27 arasındaki şekiller, deneysel eklem karakteristiklerinin kullanıldığı optimum tasarım parametrelili dört-çubuk mekanizması için dinamik sonuçları vermektedir. İlgili şekillerden görüldüğü üzere dinamik çıkış değerlerinde belirli oranda iyileşmeler söz konusudur. (6.2) nolu denklemde verilen hedef fonksiyonundaki W_1 , W_2 ve W_3 ağırlık katsayılarının sırasıyla 0.4, 0.4 ve 0.2 olarak alınması neticesinde; sarsma kuvvetinin x bileşenindeki toplam iyileşme oranı % 51.28, y bileşenindeki toplam iyileşme oranı % 76.85, sarsma momentindeki toplam iyileşme oranı % 74.13 ve çıkış momentindeki toplam iyileşme oranı % 37.90 seviyelerinde gerçekleşmektedir. İlgili şekillerde x doğrultusundaki sarsma kuvvetinin maksimum genliğindeki azalma oranı % 80.64, y doğrultusundaki sarsma kuvvetinin maksimum genliğindeki azalma oranı % 91.78 ve sarsma momentinin maksimum genliğindeki azalma oranı ise % 83.34 olarak gerçekleşmiştir. Çıkış momentinin maksimum genliğindeki azalma oranı ise % 87.84 olmuştur. Toplam değerler ve maksimum genlikler birlikte değerlendirilirse, esas alınan dinamik çıkış değerleri için eklem boşluğundan kaynaklanan ilave olumsuzlukların azaltıldığı görülmektedir.

Gerek nümerik gerekse deneysel olarak elde edilen eklem karakteristiklerinin kullanılmasıyla tasarlanan yeni dört-çubuk mekanizmalarındaki tahrik momenti değişimi ise Şekil 6.28 ve 6.29'da verilmiştir. Optimizasyon sonucu dört-çubuk mekanizması için tahrik momentindeki toplam iyileşme, nümerik ve deneysel eklem karakterlerinin kullanılmasına göre sırasıyla % 93.05 ve % 68.50 olarak gerçekleşmektedir. Maksimum genliklerdeki iyileşme ise sırasıyla % 65.18 ve % 55.19 olmaktadır. Bu değerler; optimize edilen mekanizmanın orjinal boşluklu mekanizmaya göre aynı devirde sabit olarak tahrik edilebilmesi için daha az enerjiye ihtiyacının olduğunu göstermektedir.



Şekil 6.28. Boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasında tahrik momenti değişimi (*Nümerik*)



Şekil 6.29. Boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasında tahrik momenti değişimi (*Deneysel*)

7. BÖLÜM

SONUÇLAR ve ÖNERİLER

7.1. Giriş

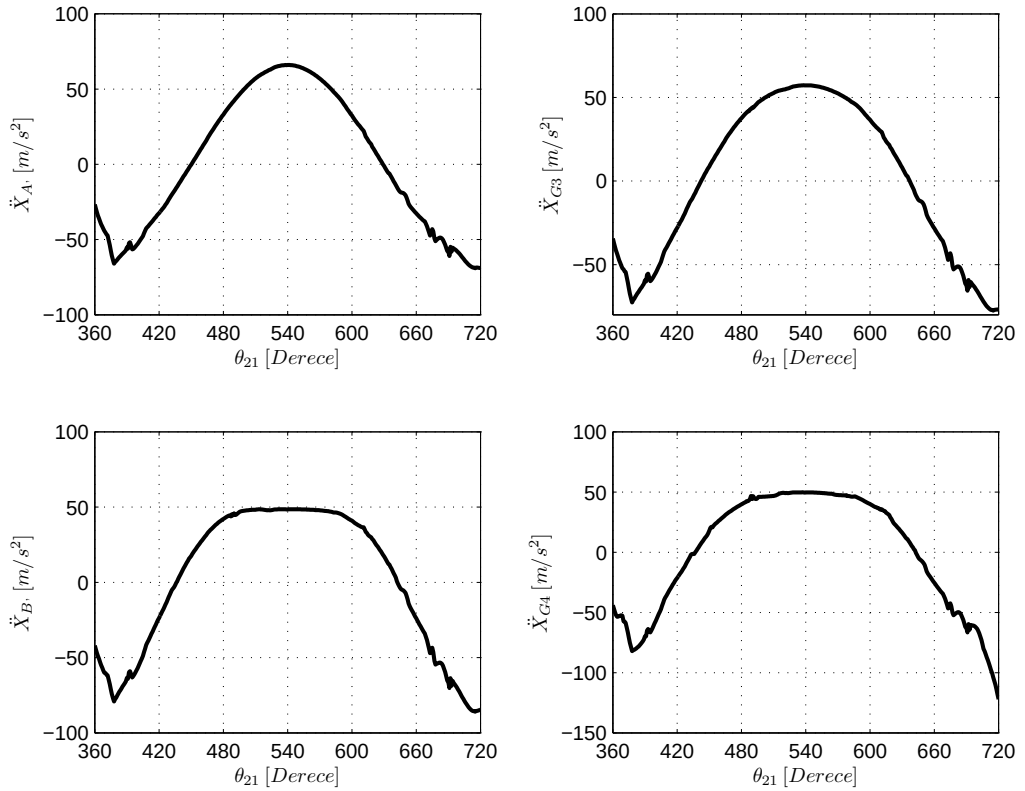
Bu tez çalışması kapsamında, mekanizmaların eklem bölgesinde mevcut boşlukların, mekanizmanın kinematiği ve dinamiği üzerine etkileri teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Model mekanizma olarak; krank-biyel ve dört-çubuk mekanizması tercih edilmiştir. Deneysel sistemde kullanılan model mekanizmaların bağlı hareketli iki eklemde, literatürdeki eklem boşluklarının limitleri arasında kalacak şekilde yapay boşluklar oluşturulmuştur. Mekanizmaların farklı çalışma hızında sergiledikleri titreşim ve gürültü karakteristikleri, mekanizma üzerinde farklı noktalardan elde edilmiştir. Eklem boşluğunun mekanizmanın kinematik iyilik derecesinin göstergesi olan iletim açısı üzerine etkileri belirlenmiş, ayrıca mekanizmaların dinamik karakterini tanımlayan sarsma kuvvetleri ve bunların momentinin, eklem boşluğundan nasıl etkilendiği araştırılmıştır. Böylece; model mekanizmalarda eklem boşluğundan kaynaklanan olumsuzlukların bir nevi durum tespiti gerçekleştirilmiştir.

Bu olumsuzlukların ortadan kaldırılması veya etkilerinin azaltılması için, ilgili model mekanizmalarda uygun tasarım parametreleri tanımlanmıştır. Mekanizmaların kinematik ve dinamik iyilik derecelerinin göstergesi olan değerlere dayalı hedef fonksiyonları belirlenmiş, ve bu fonksiyonlar için gerekli lineer veya nonlineer kısıtlayıcılar tanımlanmıştır. Dolayısıyla mevcut durum, bir optimizasyon problemine dönüştürülmüştür. Genetik Algoritma tekniğinden yararlanılarak bu optimizasyon probleminin çözümü gerçekleştirilmiştir. Elde edilen optimum tasarım parametrelerinin ilgili denklemlerde tekrar analiz edilmesi sonucu, mekanizmaların

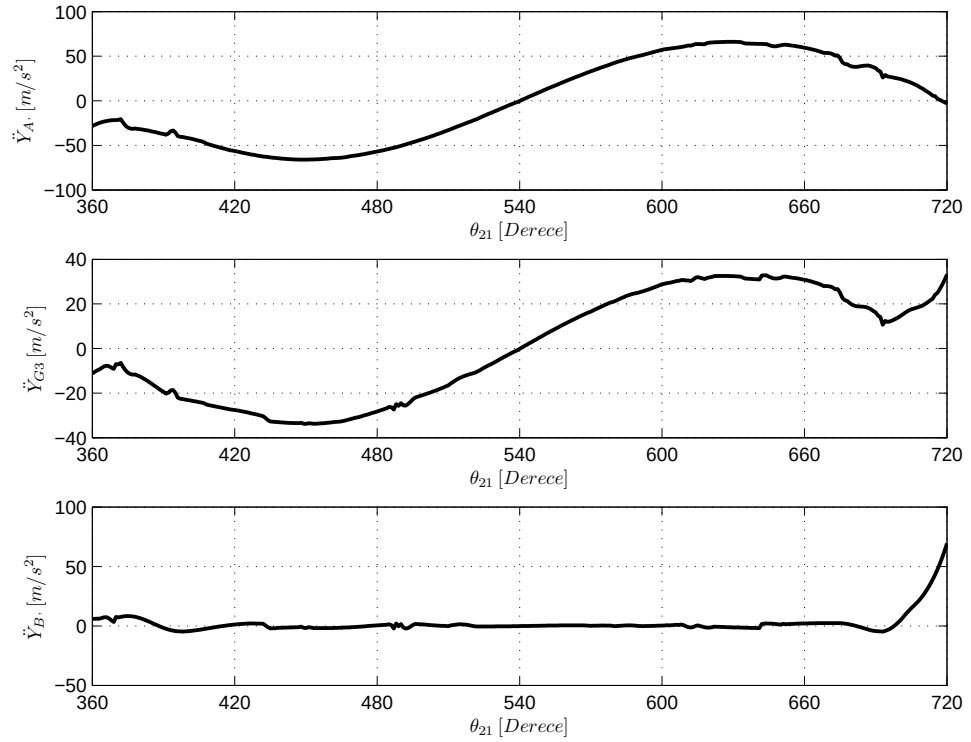
kinematik ve dinamik cevap karakteristiğindeki değişimler ortaya konulmuştur.

7.2. Kinematik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeler

Model mekanizmaların boşluksuz tipinin analitik ve bilgisayar simülasyonundan elde edilen kinematik analiz sonuçları, Bölüm 3’de verildiği üzere tamamen birbiri ile örtüşmektedir. Eklem boşluk vektörü açısal konum değişim karakteristiklerinin tanımlanması sonrası gerçekleştirilen kinematik analiz sonuçlarındaki sapmalar, özellikle ivme grafiklerinde net bir şekilde görülmektedir (Şekil 7.1 ve 7.2).



Şekil 7.1. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi

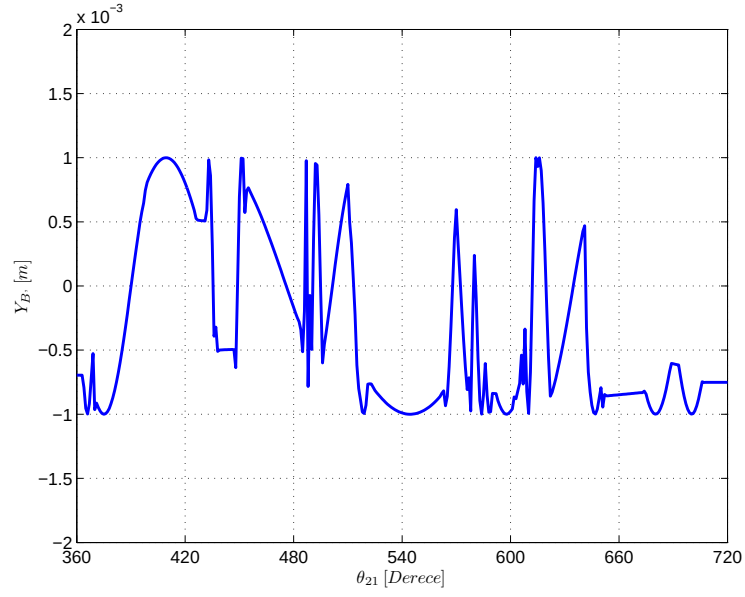


Şekil 7.2. Krank-biyel mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi

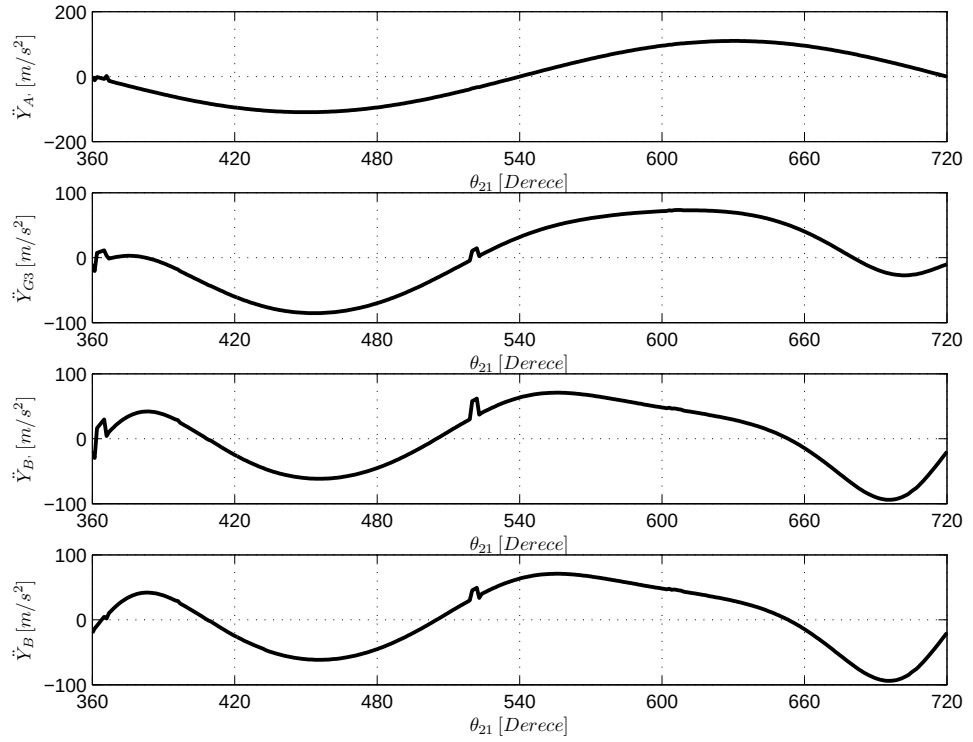
Eklem boşluğunun, mekanizmanın kinematiği üzerine önemli bir etkisi, özellikle krank-biyel mekanizmasında B' noktasının (Biyelin küçük başı) y eksenindeki yer değiştirmesinde kendisini göstermektedir (Şekil 7.3). B' noktasındaki toplam yerdeğiştirme ∓ 1 mm değerindedir. Tahrik noktasından itibaren her bir boşluklu eklem, kendisinden önceki boşluklu eklem kinematik özelliklerini de içermektedir. Dolayısıyla; tahrik noktasına uzak olan bölgelerde, eklem boşluklarının etkisi süperpoze edilmektedir (Şekil 7.4). Bunun dayanağı; dört-çubuk mekanizmasının giriş açısının 520° değerinde B' noktasındaki ivme değişiminin, kendisinden önceki noktalara göre daha büyük olmasıdır.

7.3. Dinamik Kuvvet Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeler

Eklem boşluksuz mekanizmaların analitik ve nümerik dinamik kuvvet analiz sonuçları, Bölüm 4'de görüldüğü gibi birbiri ile örtüşmektedir. Eklem boşluklu mekanizmaların dinamik kuvvet analiz sonuçlarında ise çok küçük zaman aralıklarında meydana gelen darbe etkilerine rastlanmaktadır. Bu; eklem boşluğunun kinematik özelliklerinin, mekanizmaların dinamik davranışı üzerine



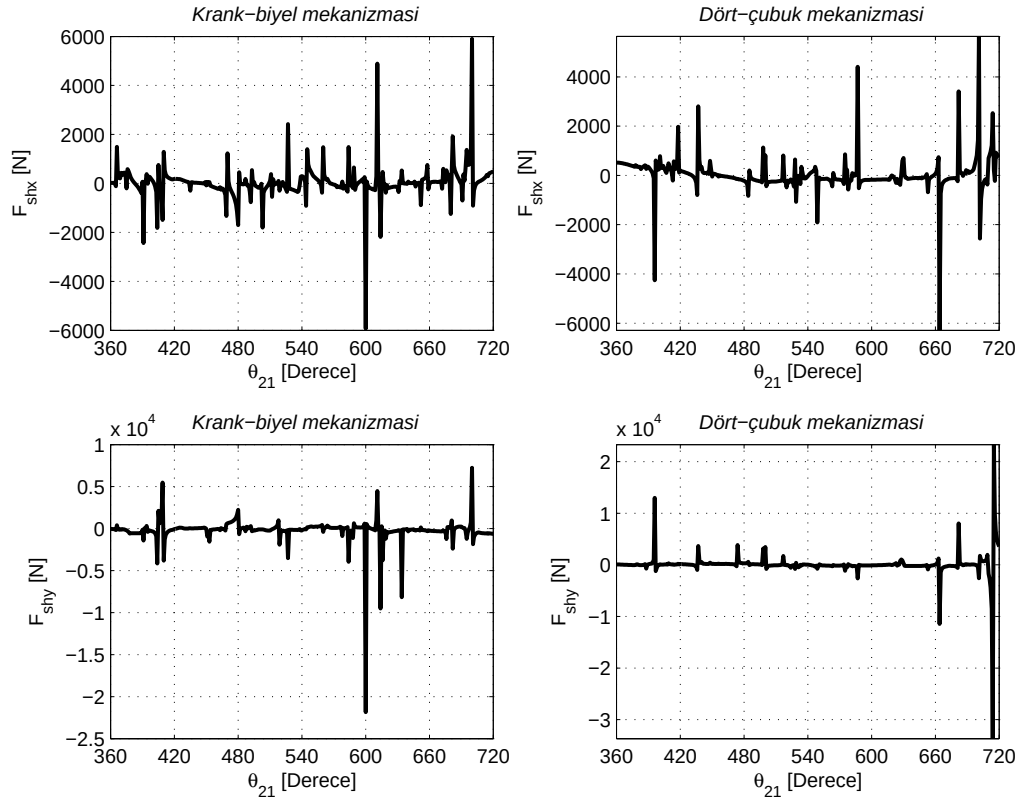
Şekil 7.3. Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasında B' noktasının y doğrultusundaki konumu



Şekil 7.4. Dört-çubuk mekanizmasının iletim uzununun kütle merkezinin ve boşluklu eklem merkezlerinin y doğrultusundaki ivmesi

etkileri olarak algılanabilir. Kütlesiz sanal eklem boşluğu vektörü açısal değişiminin anlık olması ve özellikle bu sanal uzvun ivmesindeki değişim, mekanizmanın ataleti üzerinde önemli etkiye sahiptir. Bu etki; dinamik kuvvet analizi sonuçlarında anlık

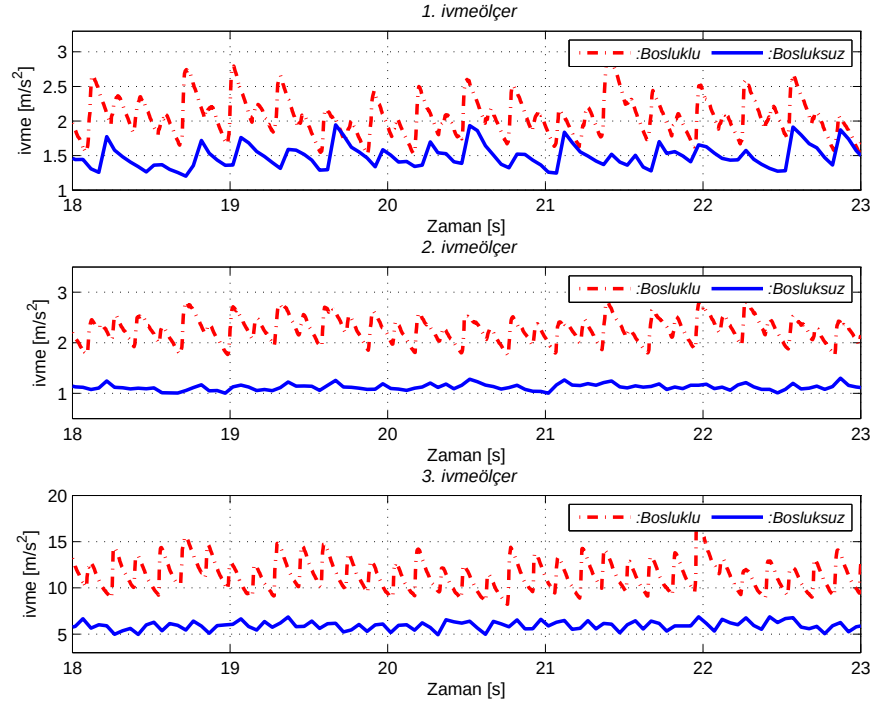
uç değerler tarzında kendisini göstermektedir (Şekil 7.5).



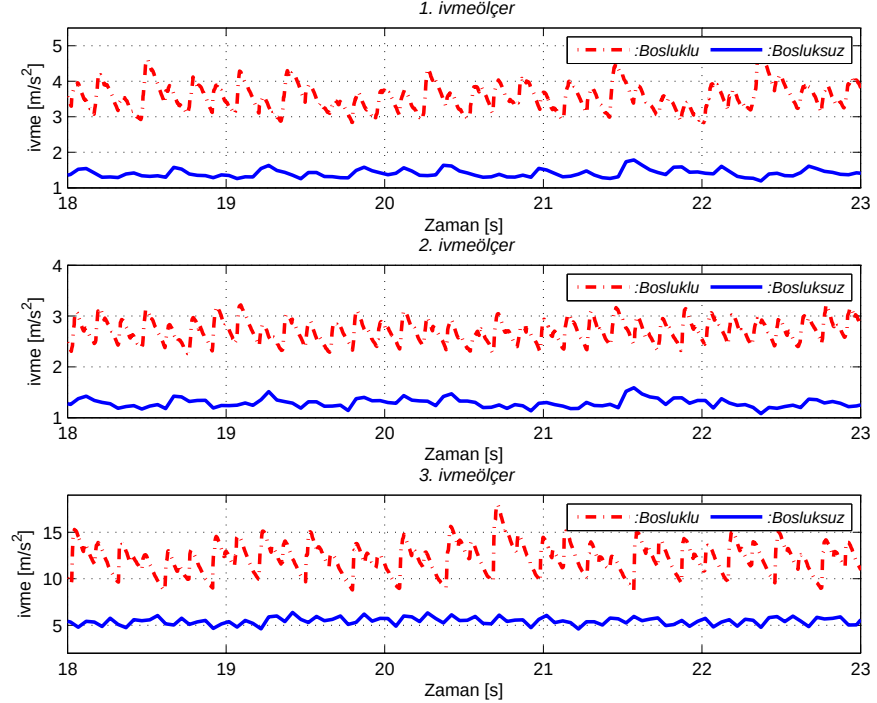
Şekil 7.5. Eklemler boşluklu mekanizmalardaki sarsma kuvvetleri

7.4. Deneysel Sonuçlar ve Değerlendirmeler

Deneysel sistemde model mekanizmaların ana yataklarından elde edilen titreşimlerin genliği, boşluksuz mekanizmalardan elde edilen titreşimlerin genliğine göre oldukça yüksektir. Bu, beklenen bir durumdur (Şekil 7.6 - 7.8).

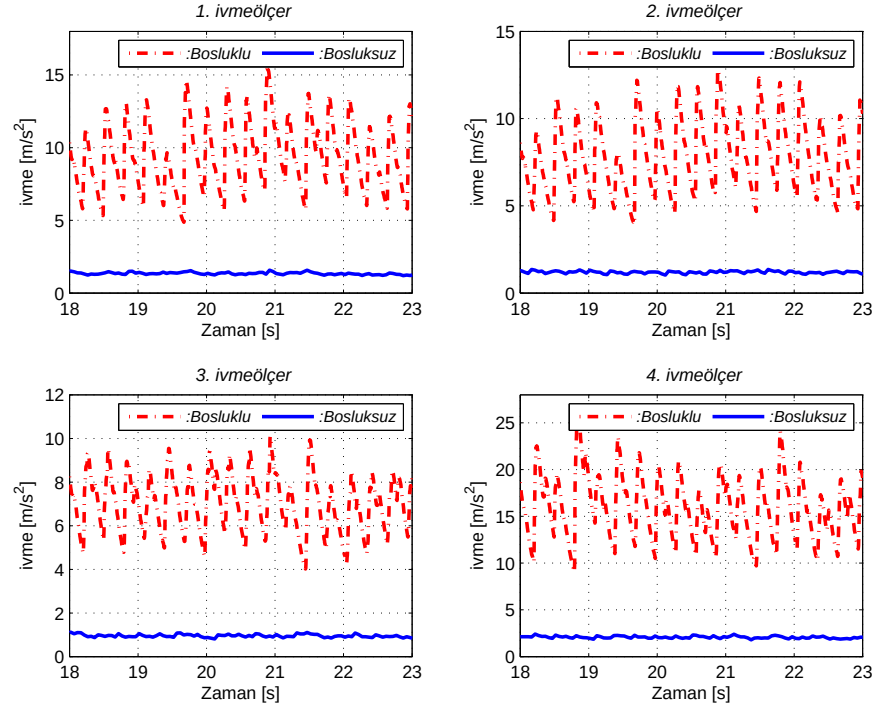


Şekil 7.6. 1 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının 200 d/a çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri



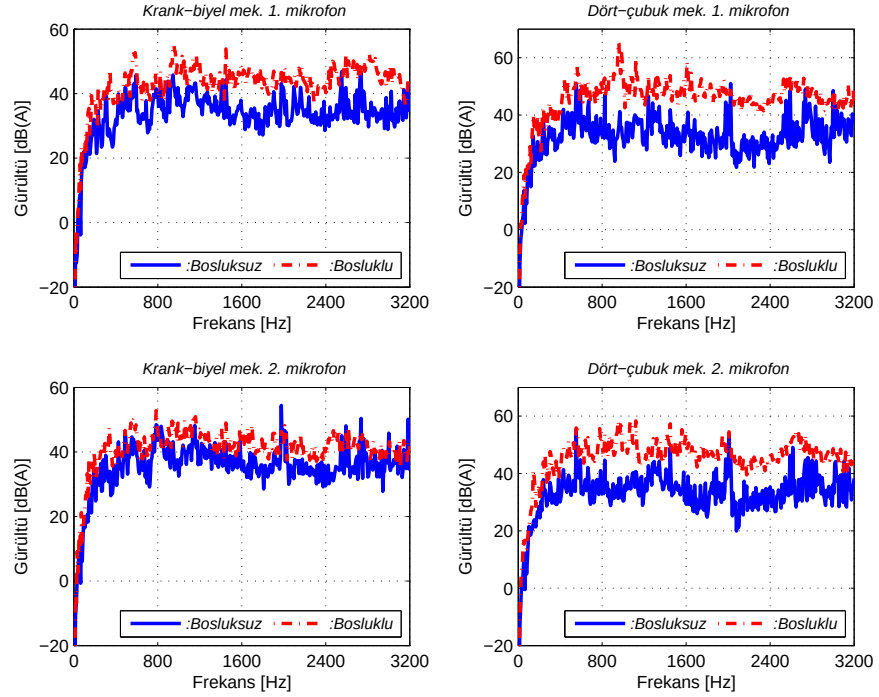
Şekil 7.7. 1 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının 200 d/a çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri

Boşluklu mekanizmadan elde edilen titreşimler, genel olarak periyodik bir davranış sergilemektedir. Bu tespit; eklem bölgesindeki mil ve yatak arasında, mekanizmanın



Şekil 7.8. 1 mm eklem boşluklu alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/d çalışma hızında yataklarındaki titreşim değerleri

kararlı çalışma bölgesinde kabul edilen sürekli temas modunun büyük ölçüde geçerliliğini göstermektedir. Boşluklu ve boşluksuz mekanizmalardan elde edilen gürültü seviyelerinden görüleceği üzere, boşluklu mekanizmanın gürültü değerleri oldukça yüksektir (Şekil 7.9).

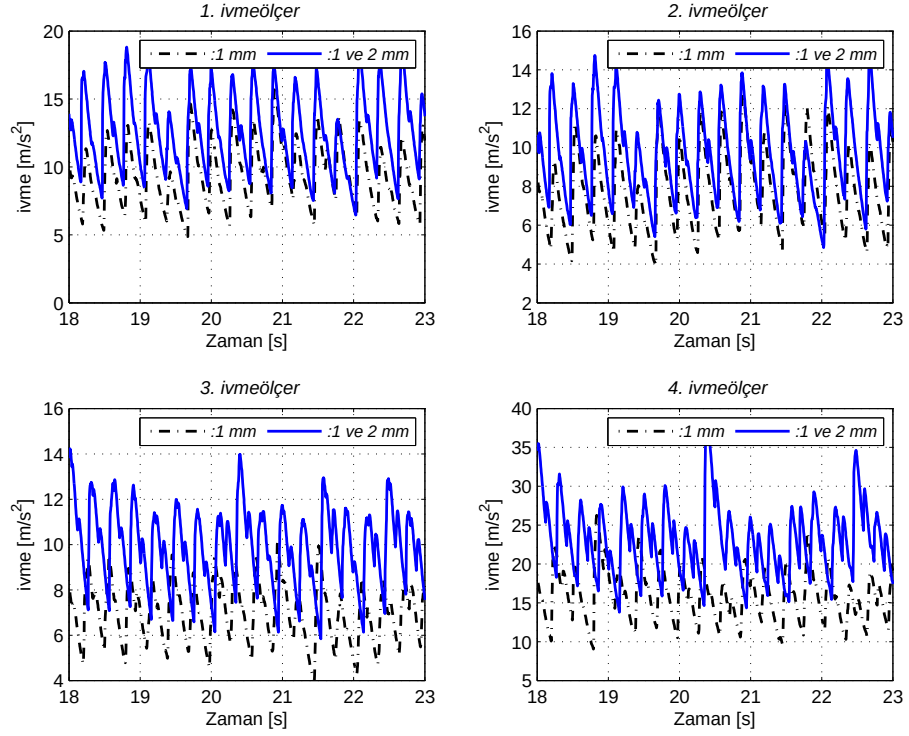


Şekil 7.9. 1 mm eklem boşluklu alüminyum mekanizmaların 200 d/a çalışma hızında gürültü değerleri

Gerek titreşim gerekse gürültü değerlerinde bu denli farkların olmasının ana sebebi, boşluklu mekanizmalarda eklem bölgesinde hasıl olan ve dinamik kuvvet analiz grafiklerinde de kendisini gösteren anlık uç değerlerdir. Ayrıca, çalışma hızının veya eklem boşluğu değerinin artmasının doğal bir sonucu olarak, titreşim ve gürültü seviyelerinde artış gözlemlenmiştir (Şekil 7.10). Alüminyum ve çelik malzemeden imal edilen krank-biyel mekanizmasının titreşim ve gürültü sonuçları karşılaştırıldığında, çelik krank-biyel mekanizmasından elde edilen değerlerin daha yüksek olduğu görülebilir. Bunun başlıca sebebi; çeliğin alüminyuma göre daha ağır olması ve bunun ataletinden dolayı eklem bölgesindeki kuvvet değerinin daha büyük olması gösterilebilir.

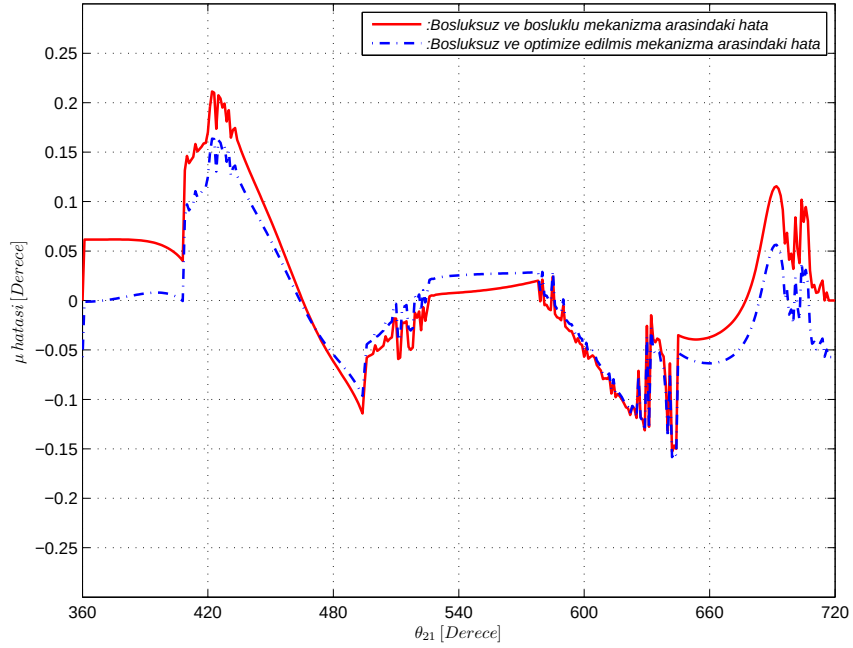
7.5. Gürbüz Tasarım Sonuçları ve Değerlendirmeler

Model mekanizmaların kinematik iyilik derecesinin göstergesi olan iletim açısına göre oluşturulan hedef fonksiyonundan elde edilen optimum tasarım parametreleri, her bir model mekanizma için boşluktan kaynaklanan ilave olumsuzlukların belli oranda azaltılmasını sağlamıştır (Şekil 7.11). Tasarım parametresi olarak,



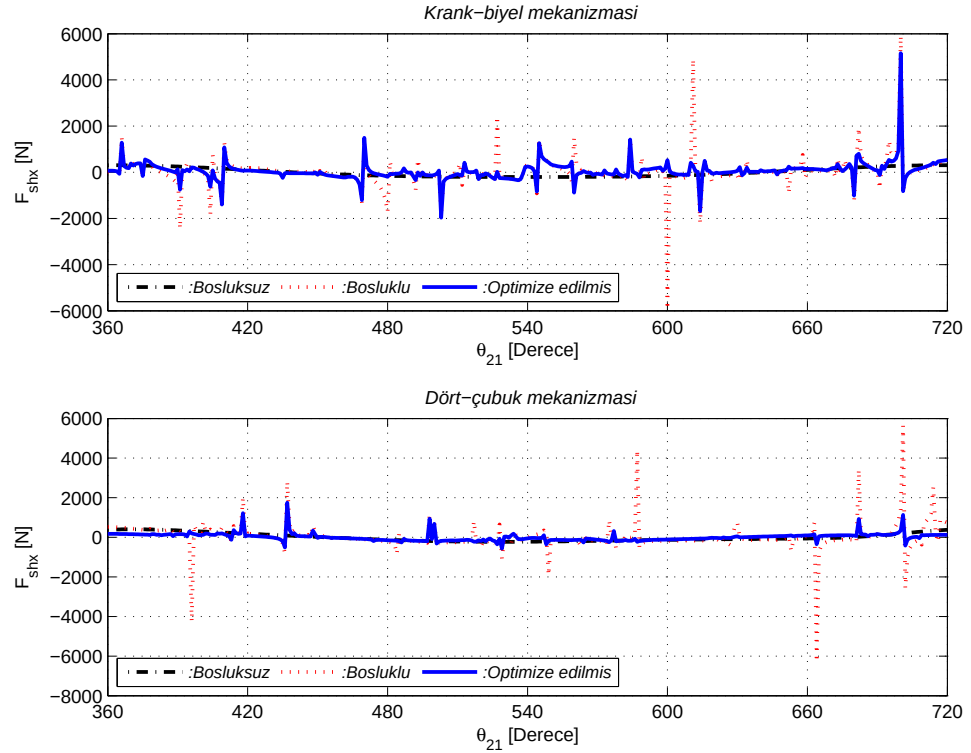
Şekil 7.10. Farklı eklem boşluğu değerine sahip alüminyum dört-çubuk mekanizmasının 200 d/d çalışma hızı için yataklarındaki titreşim değerleri

iletim açılarının tanımlanmasında kullanılan kinematik uzuv parametreleri tercih edilmiştir. Kısıtlayıcı olarak ise; maksimum iletim açısındaki minimum sapma esas alınmıştır. Bilindiği üzere optimizasyondaki kısıtlayıcılar, fonksiyonel bir mekanizmanın elde edilmesi için gereklidir. Fakat unutulmaması gereken diğer bir husus ise bu kısıtlayıcıların, çözüm uzayının belirli bir bölgeye indirgenmesine sebep olmasıdır. Mevcut kısıtlayıcılar ve mevcut şartlar altında her bir mekanizma için elde edilen iyileşme oranları, yüzde olarak azımsanamayacak seviyededir.



Şekil 7.11. Boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen dört-çubuk mekanizmasında iletim açısı hatası

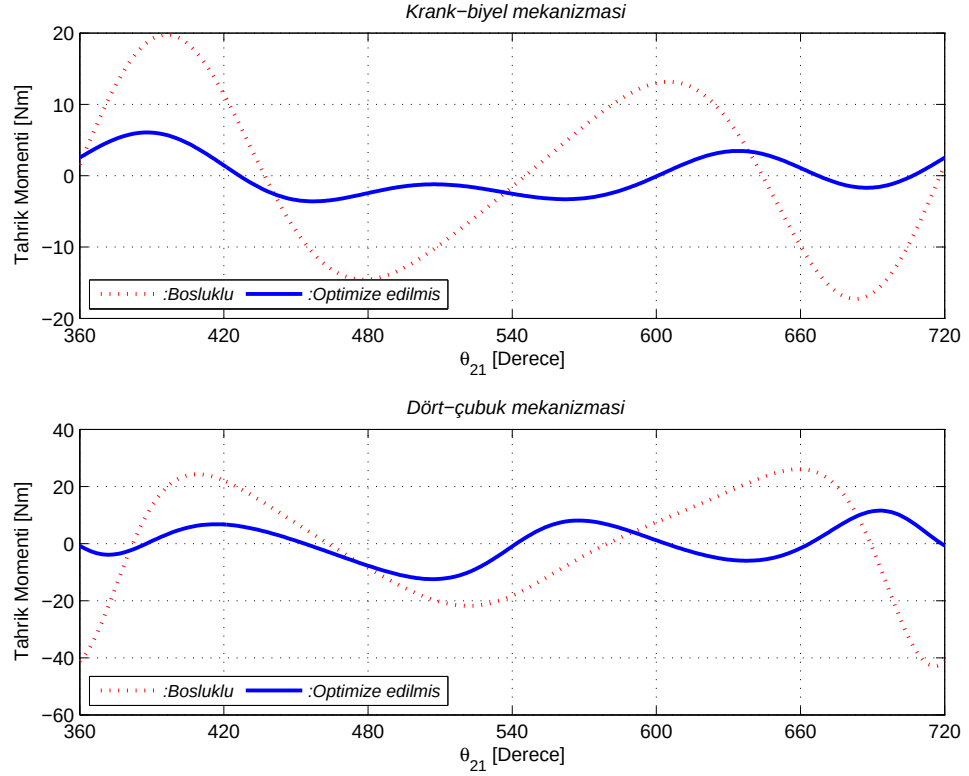
Mekanizmaların dinamik optimizasyonu için oluşturulan hedef fonksiyonu, Bölüm 6’da verildiği üzere mekanizmanın dinamik karakterini tanımlayan sarsma kuvvetleri ve bunların momenti esasına dayalıdır. Bu hedef fonksiyonundaki tasarım parametreleri, uzuv boylarına ilaveten kütle ve kütle merkezlerinin konumu gibi değerleri de içermektedir. Tasarım parametrelerinin optimum ayarlanmasını takiben elde edilen sonuçlar; mekanizmada eklem boşluğundan kaynaklanan ilave kuvvet ve moment dalgalanmalarında ve uç değerlerinde önemli oranda azalmalar olduğunu göstermektedir (Şekil 7.12). Toplam değerlerde ve maksimum genlik değerlerindeki azalmalar, özellikle mekanizmanın titreşim karakteristiğinde önemli iyileşmelerin olacağının bir göstergesidir. Bu iyileşmelerin elde edilebilmesi; mekanizmada ilgili hedef fonksiyonunun optimum tanımına, ilgili tasarım parametrelerinin belirlenmesine ve çoklu değerlere sahip olan hedef fonksiyonlarında ağırlık değerlerinin uygun belirlenmesine bağlıdır. Mevcut şartlar altında model mekanizmalar için en uygun ağırlık değerleri, Bölüm 6’da verildiği tarzdır. Optimizasyondaki bu ayarlamalar neticesinde elde edilen iyileşmeler, boşluklu mekanizmada, boşluğun olumsuz etkisini belli oranda azaltmaktadır.



Şekil 7.12. Model mekanizmaların x eksenı doğrultusunda boşluksuz, boşluklu ve optimize edilen sarsma kuvveti

Ayrıca; model mekanizmalarda tasarım parametrelerinin optimum değerlerinin tanımlanmasını takiben, mekanizmaları sabit açısal hızda tahrik etmek için kullanılan giriş momentinde de değişim meydana gelmiştir. Bu değişim; mekanizmaların tahrik edilmesi için gerekli olan güçte azalmalar meydana getirmiş ve böylece güç tüketiminde de dolaylı olarak optimizasyon sağlanmıştır (Şekil 7.13).

Bunlara ilaveten; deneysel çalışmadan elde edilen eklem boşluk vektörü açısal konum değişiminin modellenmesi ve tasarım parametrelerinin optimum değerlerinin tanımlanması için sunulan YSA-GA yaklaşımı; mekanik sistemlerin modellenemeyen veya modellenmesinde güçlük arzeden parametrelerinin gerek modellenmesinde, gerekse bu parametrelerden kaynaklanan olumsuzlukların (kinematik veya dinamik) azaltılmasında önemli bir rol üstlenmektedir. Farklı çalışma hızlarında gerçekleştirilen deneysel çalışmada, farklı eklem boşluğu değerleri için elde edilen titreşim ve gürültü karakteristiklerinde ortak düşünce; artan eklem boşluğu değerlerinin mekanizmanın dinamik çıktılarındaki olumsuzlukları artırmasıdır. Bu sonuç; daha önce bu konuda yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar ile



Şekil 7.13. Boşluklu ve optimize edilen mekanizmaların tahrik momenti değişimi

örtüşmektedir [76]. Kinematik ve dinamik sonuçlara bakılacak olursa, eklem boşluklu mekanizmaların özellikle dinamik kuvvet ve moment grafiklerinde çok fazla uç değerlerin olduğu görülebilir [66].

7.6. Öneriler

Eklem boşluğunun açısal karakterinin tanımlanması için her bir eklem bölgesinde kullanılan kuvvet sensörü sayısı artırılarak, eklem boşluğu vektörünün açısal değişiminin daha hassas olarak tanımlanması mümkün olabilir. Deneysel ve nümerik eklem boşluğu uzvunun açısal değişimi arasındaki farklılık, açının tanımlanması için deneysel sistemden elde edilen verilerin yetersiz olmasından kaynaklanmaktadır. Bu olumsuzluğun ortadan kaldırılması ise, mevcut deneysel sistemdeki sensör kovanlarında bazı değişikliklerin yapılmasına bağlıdır.

Yapılan tez çalışmasında, eklem bölgesinde mil ile yatağın sürekli temas kabulü yapılmıştır. Mekanizmanın kararlı çalışma bölgesi için bu kabul, literatürdeki benzer çalışmalarda da mevcuttur. Bunun yerine; eklem bölgesindeki sanal boşluk uzvunun

değerinin sabit kabul edilmeyip (mil ve yatak yarıçapları arasındaki mesafeye eşdeğer kabul edilmemesi) lineer değişiminin belirlenmesi, ve bu değişimin giriş uzvunun açısal konumuna göre fonksiyonel olarak tanımlanmasıyla kinematik ve dinamik analizlerin tekrarlanması sağlanabilir. Bunun için mevcut sistemde; eklem bölgesine yüksek hızlı CCD kameralar yerleştirilmek suretiyle milin yatağa göre bağlı yer değiştirmesinin tanımlanması yeterli olacaktır.

Mekanizma uzuvlarının esnek olarak modellenmesi sonucu eklem bölgesinde oluşan kuvvetlerin, elastik uzuv davranışı üzerine etkileri irdelenebilir. Teorik olarak gerçekleştirilebilecek bu çalışmaya ilaveten deneysel sistemde, uzuvların farklı noktalarına yetleştirilecek gerinme (şekil değiştirme) ölçerlerle deneysel sonuçlar alınabilir. Bu; mekanizmaların farklı kalınlıklarda ve boyutlarda imal edilmesiyle çalışılabilir.

Son olarak; literatürde yapılan çalışmalarda olduğu gibi bu çalışmada da eklem bölgesi rijit kabul edilmiştir. Fakat; yüksek genlikli kuvvetlerin etkisi altında bu bölgenin tamamen rijit bir karakter sergilemesi beklenemez. Dolayısıyla bu bölgenin elastik olarak modelinin oluşturulması ve elastik deformasyonların dikkate alınması sonucu eklem kuvvetlerinin hesaplanması gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

1. Söylemez, E., Mekanizma Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2000.
2. Koç, E., Makina Elemanları, Nobel Kitabevi, Adana, 2003.
3. Garrett, R.E., Hall, A.S., Effect of Tolerance and Clearance in Linkage Design, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 91(1), 198-202, 1969.
4. Kolhatkar, S.A., Yajnik, K.S., The Effects of Play in the Joints of a Function-Generating Mechanism, Journal of Mechanisms., 5(4), 521-532, 1970.
5. Bahgat, B.M., Osman, M.O.M., Sankar, T.S., An Approach for Dynamic Analysis of Mechanical Systems with Multiple Clearances Using Lagrangian Mechanics, ASME, 81-DET-3, 1981.
6. Dubowsky, S., Freudenstein, F., Dynamic Analysis of Mechanical Systems with Clearances, Part I: Formation of Dynamic Model, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 93(1), 305-309, 1971.
7. Dubowsky, S., Freudenstein, F., Dynamic Analysis of Mechanical Systems with Clearances, Part II: Dynamic Response, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 93(1), 310-316, 1971.
8. Corderman, D.G., Mabie, H.H., Development of Design Charts for Use in Predicting the Effect of Tolerances and Clearances in Four-Bar Linkages, ASME, 72-Mech-7, 1972.
9. Takanashi, A., Effect of Tolerance and Clearance on the Geneva Mechanism, Bulletin of the JSME., 16(1), 1758-1766, 1973.
10. Dhande, S.G., Chakraborty, J, Analysis and Synthesis of Mechanical Error in Linkages-A Stochastic Approach, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 95(3), 672-676, 1973.
11. Dhande, S.G., Chakraborty, J, Mechanical Error Analysis of Spatial Linkages, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 100(4), 732-738, 1978.

12. Rao, S.S., Ambekar, A.G., Mechanical Error Analysis of Spherical Function Generating Mechanisms-A Probabilistic Approach, ASME, 74-DET-15, 1974.
13. 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.
14. Dubowsky, S., On Predicting the Dynamic Effects of Clearances in One Dimensional Closed Loop Systems, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 96(1), 324-329, 1974.
15. Dubowsky, S., Gardner, T.N., Dynamic Interactions of Link Elasticity and Clearance Connections in Planar Mechanical Systems, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 97(2), 652-661, 1975.
16. Townsend, M.A., Mansour, W.M., A Pendulating Model for Mechanisms with Clearances in the Revolute, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 97(1), 354-358, 1975.
17. Kinzel, G.L., Hall, A.S., Tolerances and Clearances in Instrumented Spatial Chains, Proceedings of the 4th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Newcastle upon Tyne, England, 1975.
18. Miedema, B., Mansour, W.M., Mechanical Joints with Clearances: a Three-Mode Model, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 98(4), 1319-1323, 1976.
19. Soong, K., Thompson, B.S., A Theoretical and Experimental Investigation of the Dynamic Response of a Slider-Crank Mechanism with Radial Clearance in the Gudgeon-Pin Joint, Trans. ASME, Journal of Mechanisms., 112(2), 183-189, 1990.
20. Lakshminarayana, K., Ramaiyan, G., Analysis of the Effect of Errors and Clearances in Mechanisms as a Problem in Statics, ASME, 76-DET-67, 1976.
21. Wu, C.L.S., Earles, S.W.E., A Determination of Contact Loss at a Bearing of a Linkage Mechanism, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 99(2), 375-380, 1977.

22. Earles, S.W.E., Wu, C.L.S., Designing to Minimize Impacts in Bearings, Engineering, London, Oct., pp. 866-867, 1977.
23. Rogers, R.J., Andrews, G.C., Dynamic Simulation of Planar Mechanical Systems with Lubricated Bearing Clearances Using Vector Network Methods, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 99(1), 131-137, 1977.
24. Dubowsky, S., Moening, M.F., An Experimental and Analytical Study of Impact Forces In Elastic Mechanical Systems with Clearances, Mechanism and Machine Theory, 13(4), 451-465, 1978.
25. 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), Bulletin of the JSME., 21, 518-523, 1978.
26. 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), Bulletin of the JSME., 21, 1284-1291, 1978.
27. 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), Bulletin of the JSME., 21, 1292-1298, 1978.
28. 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-Level Mechanism), Bulletin of the JSME., 21, 1299-1305, 1978.
29. Shimojima, H., Ogawa, K., Matsumoto, K., Dynamic Characteristics of Planar Mechanisms with Clearances, Bulletin of the JSME., 21(152), 303-308, 1978.
30. Osman, M.O.M., Bahgat, B.M., Sankar, T.S., On the Dynamic Analysis of Planar Mechanisms with Multiple Clearances, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 197, 89-95, 1983.
31. Wilson, R., Fawcett, J.N., The Dynamics of Piston Slap, ASME, 72-Mech-63, 1972.

32. Rao, A.C., An Accurate Analysis of Slider-Crank Mechanism, Journal of Institution of Engineers (India), Mechanical Engineering Division, 58ME, 177-180, 1978.
33. Rao, A.C., Improved Method for the Design of Link Mechanisms, Indian Journal of Technology, 16, 145-147, 1978.
34. Grant, S.J., Fawcett, J.N., Effects of Clearances at the Coupler-Rocker Bearing of a 4-Bar Linkage, Mechanism and Machine Theory, 14(2), 99-110, 1979.
35. Osman, M.O.M., Bahgat, B.M., Sankar, T.S., On the Prediction of Journal-Bearing Separation in High Speed Mechanisms with Clearances, ASME Winter Annual Meeting, Chicago, 1980.
36. Grant, S.J., Fawcett, J.N., Control of Clearance Effects in Mechanisms, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 100, 728-731, 1978.
37. Haines, R.S., Survey: 2-Dimensional Motion and Impact at Revolute Joints, Mechanism and Machine Theory, 15, 361-370, 1980.
38. Haines, R.S., An experimental investigation into the dynamic behaviour of revolute joints with varying degrees of clearance, Mechanism and Machine Theory, 20(3), 221-231, 1985.
39. Agarwal, M.M., Optimal Synthesis of Tolerance and Clearance in Function Generating Mechanisms - A Parametric Programming Problem, ASME, 81-DET-5, 1981.
40. Rao, S.S., Gavane, S.S., Analysis and Synthesis of Mechanical Error in Geneva Mechanisms-A Stochastic Approach Part I: External Geneva Mechanism, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 104(1), 63-71, 1982.
41. Rao, S.S., Gavane, S.S., Analysis and Synthesis of Mechanical Error in Geneva Mechanisms - A Stochastic Approach Part II: Internal Geneva Mechanism, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 104(1), 72-77, 1982.
42. Winfrey, R.C., Anderson, R.V., Gnlika, C.W., Analysis of Elastic Machinery with Clearances, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 95(3), 695-703, 1973.

43. Sharfi, O.M.A., Smith, M.R., A Simple Method for the Allocation of Appropriate Tolerances and Clearances in Linkage Mechanisms, *Mechanism and Machine Theory*, 18(2), 123-129, 1983.
44. Bengisu, M.T., Hidayetoglu, T., Akay, A., A Theoretical and Experimental Investigation of Contact Loss in the Clearance of a Four-Bar Mechanism, *Transactions of the ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 108(2), 237-244, 1986.
45. Mallik, A.K., Dhande, S.G., Analysis and Synthesis of Mechanical Error in Path-Generating Linkages Using a Stochastic Approach, *Mechanism and Machine Theory*, 22(2), 115-123, 1987.
46. Osman, M.O.M., Bahgat, B.M., Osman, M., Dynamic Analysis of a Cam Mechanism with Bearing Clearances, *Mechanism and Machine Theory*, 22(4), 303-314, 1987.
47. Chen, H.H., Marshek, K.M., Effect of clearance and material property on contact pressure in two-dimensional conforming cylinders, *Mechanism and Machine Theory*, 23(1), 55-62, 1988.
48. Rhyu, J.H., Kwak, B.M., Optimal Stochastic Design of Four-Bar Mechanisms for Tolerance and Clearance, *Transactions of the ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 110(3), 255-262, 1988.
49. Yin, Z.W., Wu, J.K., An Optimal Synthesis of Linkages Considering Structural Error and Clearances, *Mechanism Synthesis and Analysis*, 21st. Biennial Mechanisms Conference, Chicago, Illinois, September 16-19, 1990.
50. Zhe, L., Li, L., Shixian, B., A new method of predicting the occurrence of contact loss between pairing elements in planar linkages with clearances, *Mechanism and Machine Theory*, 27(3), 295-301, 1992.
51. Seneviratne, L.D., Earles, S.W.E., Chaotic behaviour exhibited during contact loss in a clearance joint of a four-bar mechanism, *Mechanism and Machine Theory*, 27(3), 307-321, 1992.

52. Lee, S.J., Gilmore, B.J., Ogot, M.M., Dimensional Tolerance Allocation of Stochastic Dynamic Mechanical Systems Through Performance and Sensitivity Analysis, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 115(3), 392-402, 1993.
53. Deck, J.F., Dubowsky, S., On the Limitations of Predictions of the Dynamic Response of Machines with Clearance Connections, Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 116(3), 833-841, 1994.
54. Rhee, J., Akay, A., Dynamic Response of a Revolute Joint with Clearance, Mechanism and Machine Theory, 31(1), 121-134, 1996.
55. Ravn, P., A continuous analysis method for planar multibody systems with joint clearance, Multibody System Dynamics, 2, 1-24, 1998.
56. Choi, J.H., Lee, S.J., Choi, D.H., Tolerance Optimization for Mechanisms with Lubricated Joints, Multibody System Dynamics, 2, 145-168, 1998.
57. Zakhariyev, E., Dynamics of Rigid Multibody Systems with Clearances in the Joints, Mechanics Based Design of Structures and Machines, 27(1), 63-87, 1999.
58. Ting, K.W., Zhu J, Watkins D., The effects of joint clearance on position and orientation deviation of linkages and manipulators, Mechanism and Machine Theory, 35, 391-401, 2000.
59. Zhu, J., Ting, K.L., Uncertainty analysis of planar and spatial robots with joint clearances, Mechanism and Machine Theory, 35, 1239-1256, 2000.
60. Cho, S.H., Ahn, S.T., Kim, Y.H., A Simple model to estimate the impact force induced by piston slap, Journal of Sound and Vibration, 255(2), 229-242, 2002.
61. 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.
62. Jia, X., Jin, D., Ji, L., Zhang, J., Investigation on the dynamic performance of the tripod-ball sliding joint with clearance in a crank-slider mechanism. part

1. Theoretical and experimental results, *Journal of Sound and Vibration*, 252(5), 919-933, 2002.
63. Chunmei, J., Yang, Q., Ling, F., Ling, Z., The non-linear dynamic behavior of an elastic linkage mechanism with clearances, *Journal of Sound and Vibration*, 249(2), 213-226, 2002.
64. Bauchau, O.A., Rodriguez, J., Modelling of joints with clearance in flexible multibody systems, *International Journal of Solids and Structures*, 39, 41-63. 2002.
65. 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.
66. 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.
67. Flores, P., Ambrosio, J., Revolute joints with clearance in multibody systems, *Computers and Structures*, 82, 1359-1369, 2004.
68. Tsai, M.J., Lai, T.H., Kinematic sensitivity analysis of linkage with joint clearance based on transmission quality, *Mechanism and Machine Theory*, 39, 1189-1206, 2004.
69. Flores, P., Ambrosio, J., Claro, J.P., Dynamic analysis for planar multibody mechanical systems with lubricated joints, *Multibody System Dynamics*, 12, 47-74, 2004.
70. Flores, P., Ambrosio, J., Claro, J.C.P., Lankarani, H.M. and Koshy, C.S., A Study on Dynamics of Mechanical Systems Including Joints with Clearance and Lubrication, *Mechanism and Machine Theory*, 41, 247-261, 2006.
71. Orden, J.C.G., Analysis of joint clearances in multibody systems, *Multibody System Dynamics*, 13, 401-420, 2005.
72. 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.

73. Rao, S.S., Wu, W., Optimum tolerance allocation in mechanical assemblies using an interval method, *Engineering Optimization*, 37(3), 237-257, 2005.
74. Parenti-Castelli, V., Venanzi, S., Clearance influence analysis on mechanisms, *Mechanism and Machine Theory*, 40, 1316-1329, 2005.
75. Venanzi, S., Parenti-Castelli, V., A new technique for clearance influence analysis in spatial mechanisms, *Journal of Mechanical Design*, Transactions of the ASME, 127(3), 446-455, 2005.
76. Shiau, T.N., Tsai, Y.J., Tsai, M.S., Nonlinear dynamic analysis of a parallel mechanism with consideration of joint effects, *Mechanism and Machine Theory*, 43(4), 491-505, 2008.
77. 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.
78. 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)
79. Tsai, M.J., Lai, T.S., Accuracy analysis of a multi-loop linkage with joint clearances, *Mechanism and Machine Theory*, (In Press)
80. Flores, P., Modeling and simulation of wear in revolute clearance joints in multibody systems, *Mechanism and Machine Theory*, (In Press)
81. Cabrera, J.A., Simon, A., Prado, M., Optimal synthesis of mechanisms with genetic algorithms. *Mechanism and Machine Theory*, 37, 1165-1177, 2002.
82. MSC.ADAMS (ver. 2005 r2), Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems. MSC Software Corporation
83. Hamilton, H.H., Reinholtz, C.F., *Mechanism and Dynamics of Machinery*, pp.413-416, John Willey&Sons, USA, 1987.
84. LabVIEW (ver. 8.2), National Instruments Corporation, USA.

85. Goldberg, D.E., Genetic algorithms in search, optimization and machine learning. Addison-Wesley publishing, 1989
86. Konuralp, S., GA tekniğinin düzlemsel mekanizmaların kinematik sentezinde kullanılması, Yüksek lisans tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fenbilimleri Enstitüsü, 1995.
87. MATLAB (ver 7.0), The MathWorks Inc., 3 Apple Hill Drive, Natick, MA 01760-2098.
88. Kunjur, A., Krishnamurty, S., Genetic Algorithms in Mechanism Synthesis. Journal of Applied Mechanisms and Robotics, 4(2), 18-24, 1997.
89. Li, Z., Sensitivity and Robustness of Mechanism Balancing, Mechanism and Machine Theory, 33(7), 1045-1054, 1998.
90. The MathWorks, Inc. 3 Apple Hill Drive, Natick, MA 01760-2098, USA, <http://www.mathworks.com>
91. Chiou, S.T., Bai, G.J. Chang, W.K., Optimum balancing designs of the drag-link drive of mechanical presses for precision cutting. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 38(3), 131-141, 1998.
92. Biswas, A., Optimal allocation of tolerances and clearances in complex assemblies to minimize the cost of manufacturing, Ph.D. Thesis, Graduate School of the Ohio State University, USA, 1997.
93. Uzmay, İ., Sarıkaya, H., Makina Dinamiği, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 1990.
94. Erkaya, S., Uzmay, İ., A neural-genetic (NN-GA) approach for optimising mechanisms having joints with clearance. Multibody System Dynamics, 20, 69-83, 2008.
95. Balli, S.S., Chand, S., Transmission angle in mechanisms (Triangle in mech). Mechanism and Machine Theory, 37, 175-195., 2002.
96. Su, Ş., Erkaya, S., Uzmay, İ., Transmission quality and kinematics of a new slider-crank mechanism, Strojnický Casopis-Journal of Mechanical Engineering, 58(2), 106-113, 2007.

97. Erkaya, S., Uzmay, İ., Determining link parameters using genetic algorithm in mechanisms with joint clearance. *Mechanism and Machine Theory*, 44, 222-234, 2009.
98. Erkaya, S., Uzmay, İ., Optimization of transmission angle for slider-crank mechanism with joint clearances. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 37, 493-508, 2009.
99. Erkaya, S., Uzmay, İ., Investigation on effect of joint clearance on dynamics of four-bar mechanism. *Nonlinear Dynamics*, (In Press)
100. Erkaya, S., Uzmay, İ., Investigation of joint clearance effects on mechanism synthesis using genetic algorithm, 12th International Conference on Machine Design and Production Conference (UMTIK'06), Kuşadası, Turkey, 795-812, 05- 08 September, 2006.
101. Erkaya, S., Uzmay, İ., Ekleme boşluğu dikkate alınarak dört çubuk mekanizmasının uygun tasarım parametrelerinin belirlenmesi, 13. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu Bildiriler Kitabı, Sivas, Türkiye, 1, 169-177, 7-9 Haziran, 2007.
102. Erkaya, S., Uzmay, İ., Ekleme boşluğunun krank-biyel mekanizmasının kinematiğine etkisi, 13. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu Bildiriler Kitabı, Sivas, Türkiye, 1, 179-186, 7-9 Haziran, 2007.
103. Erkaya, S., Uzmay, İ., YSA-GA tekniği kullanılarak eklem boşluğunun mekanizmanın kinematiğine etkisinin araştırılması, IV. Makina Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi Bildiriler Kitabı, Konya, Türkiye, 199-209, 24-25 Kasım, 2007.

EK-1

TAHRİK MOMENTİNİN ANALİTİK OLARAK TANIMLANMASI

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

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

Kinetik ve Potansiyel enerji denklemleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

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

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

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

$$KE = \frac{1}{2} m_i \left(\overbrace{\left(\frac{dx_{G_i}}{d\theta_{21}} \frac{d\theta_{21}}{dt} \right)^2}^{x_{G_i}^2} + \overbrace{\left(\frac{dy_{G_i}}{d\theta_{21}} \frac{d\theta_{21}}{dt} \right)^2}^{y_{G_i}^2} \right) + \frac{1}{2} I_{G_i} \overbrace{\left(\frac{d\theta_{i1}}{d\theta_{21}} \frac{d\theta_{21}}{dt} \right)^2}^{\theta_{i1}^2} \quad (\text{EK-1.4})$$

Kinetik enerji denklemi aşağıdaki şekle dönüşmektedir.

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

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

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

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.

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

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

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

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

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

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

(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

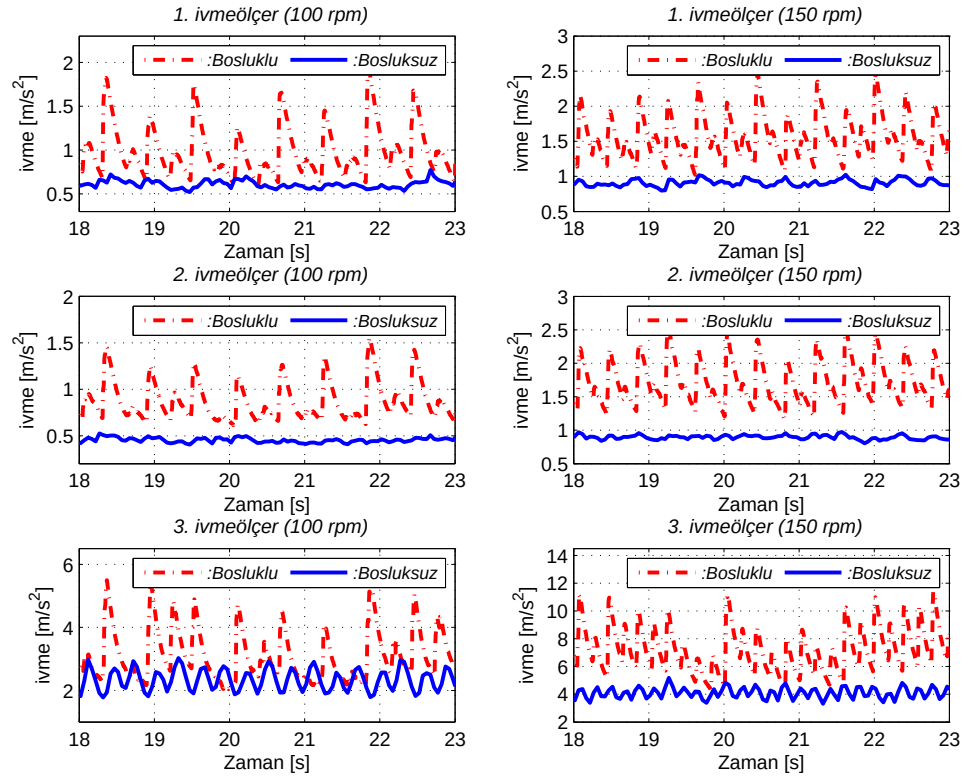
FARKLI ÇALIŞMA HIZLARINDA MODEL MEKANİZMALARIN SERGİLEDİKLERİ TİTREŞİM ve GÜRÜLTÜ KARAKTERİSTİKLERİ

Deneysel sistemde kullanılan boşluklu ve boşluksuz model mekanizmaların görünümü Şekil EK-2.1’de verilmektedir.

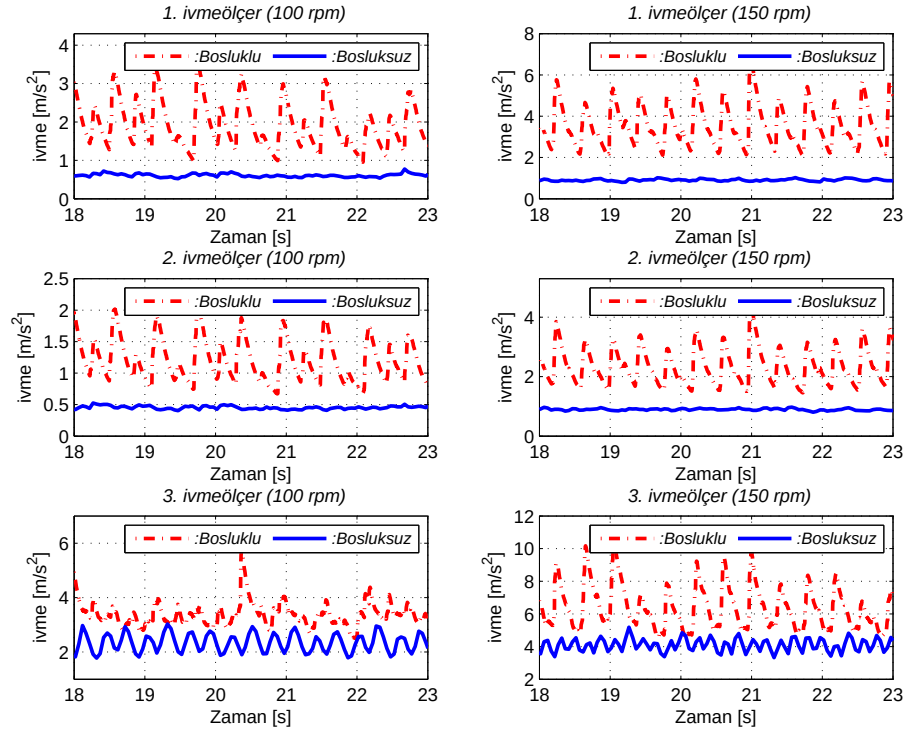


Şekil EK-2.1. Deneysel sistemde kullanılan model mekanizmaların görünümü

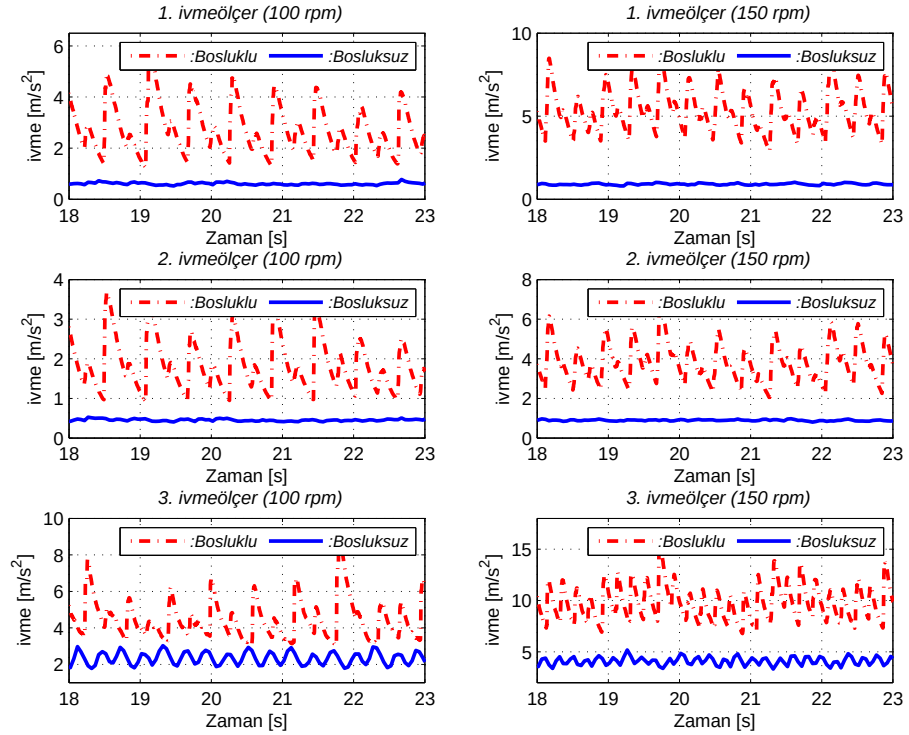
Alüminyum ve çelik malzemelerden imal edilen eklem boşluklu ve boşluksuz krank-biyel mekanizmalarının farklı çalışma hızlarında ve farklı eklem boşluğu değerlerinde yataklarından elde edilen titreşim değerleri ile ölçülen gürültü değerlerine ait grafikler Şekil EK-2.2-EK-2.11 arasında verilmiştir.



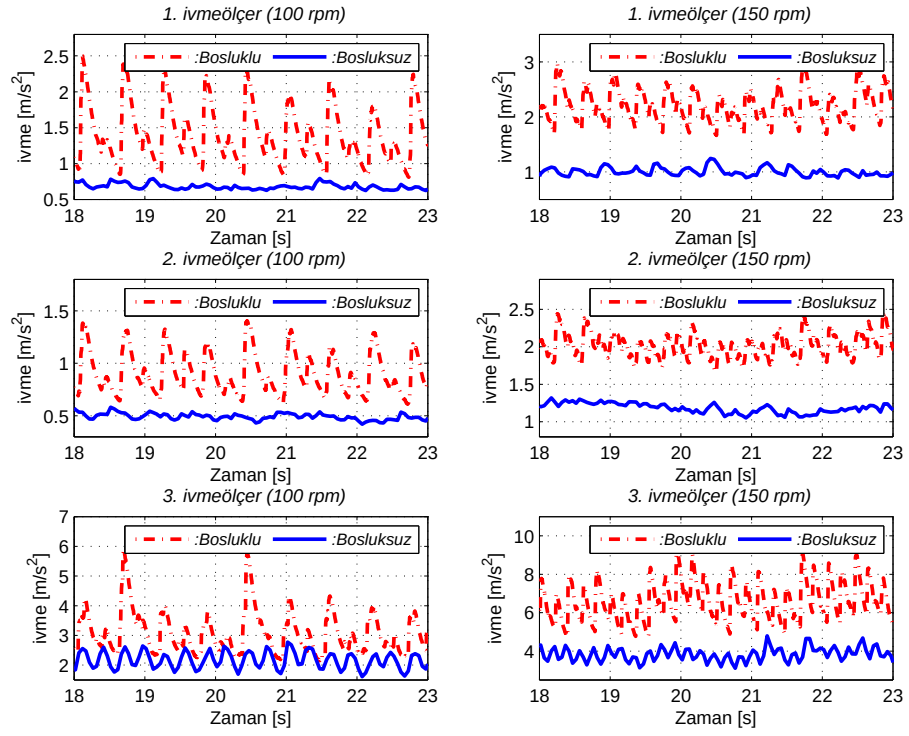
Şekil EK-2.2. 1 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki titreşim değerleri



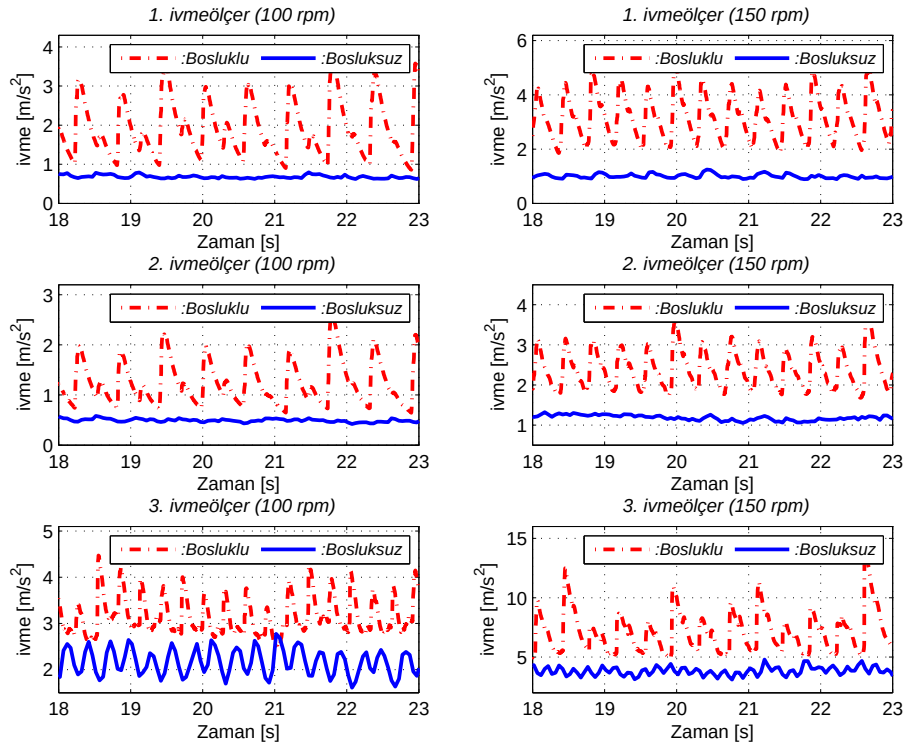
Şekil EK-2.3. Krank mıyılı merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki titreşim değerleri



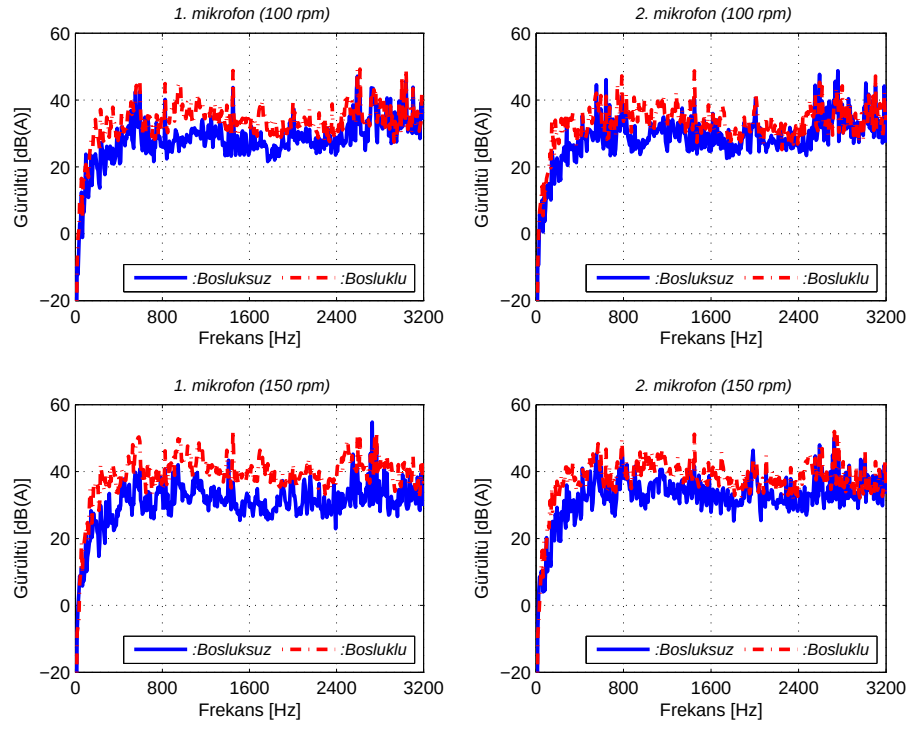
Şekil EK-2.4. 2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki titreşim değerleri



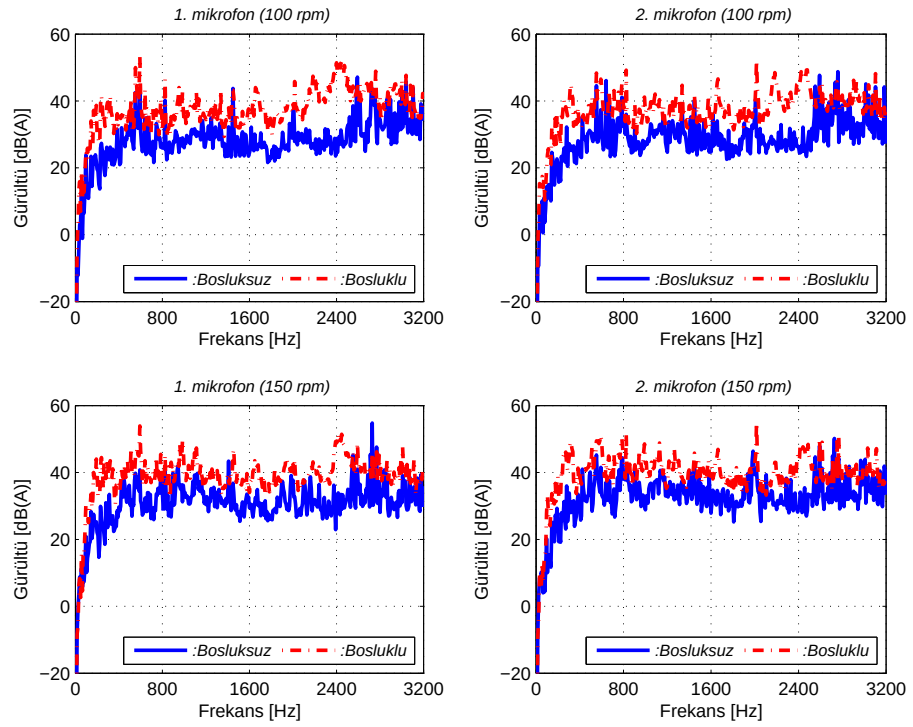
Şekil EK-2.5. 1 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki titreşim değerleri



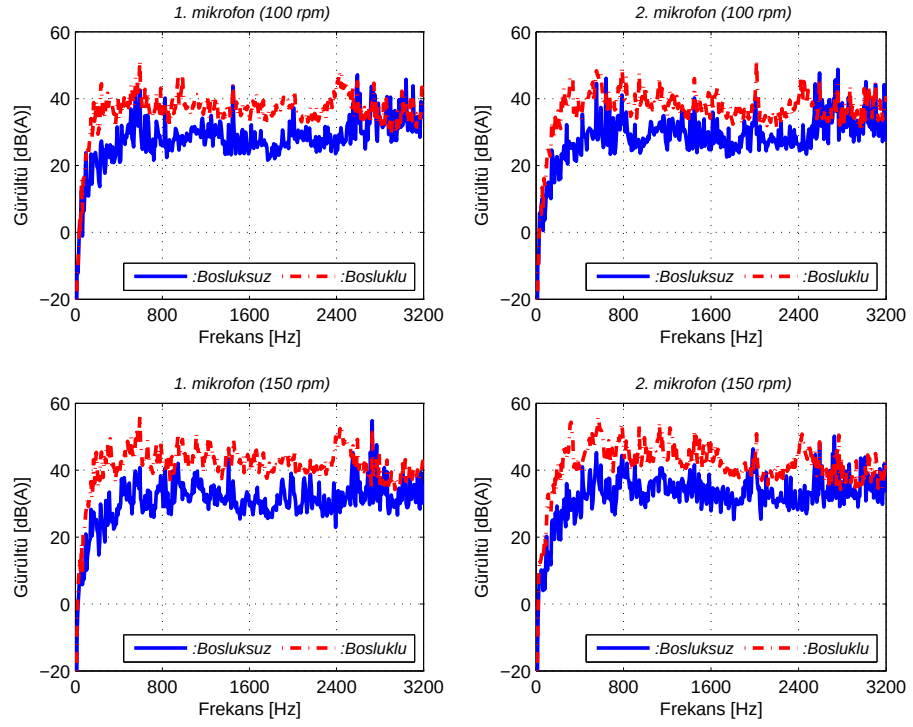
Şekil EK-2.6. Krank mıyılı merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki titreşim değerleri



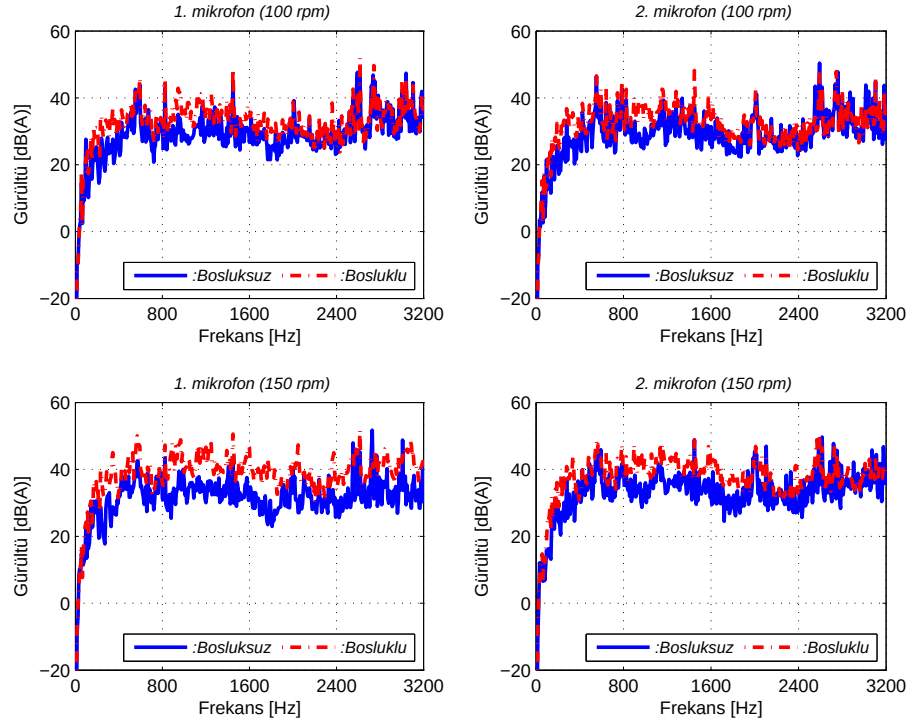
Şekil EK-2.7. 1 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki gürültü değerleri



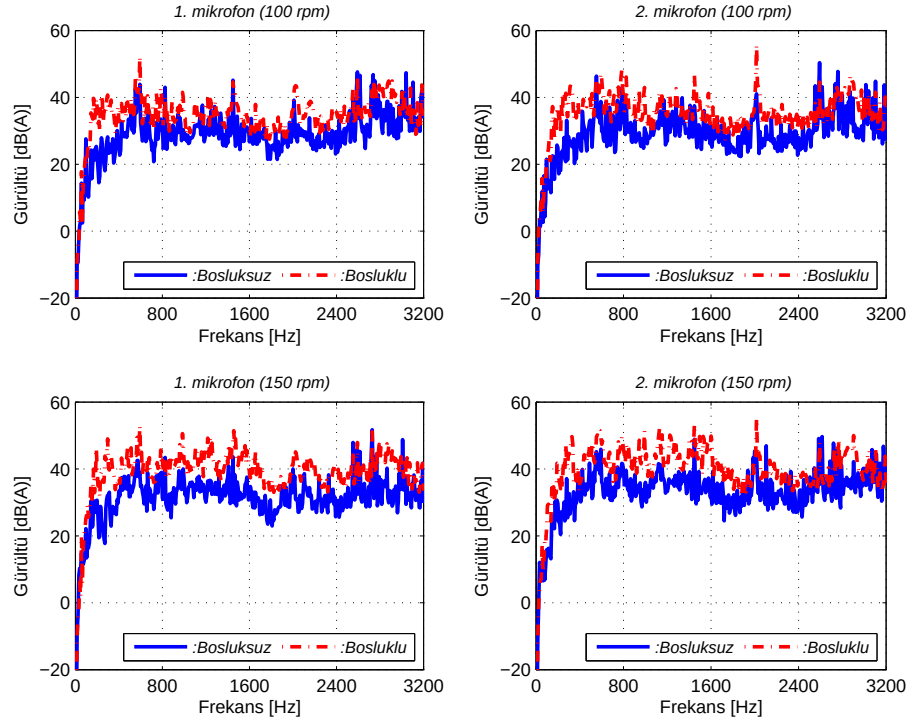
Şekil EK-2.8. Krank mıyılı merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki gürültü değerleri



Şekil EK-2.9. 2 mm eklem boşluklu alüminyum krank-biyel mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki gürültü değerleri

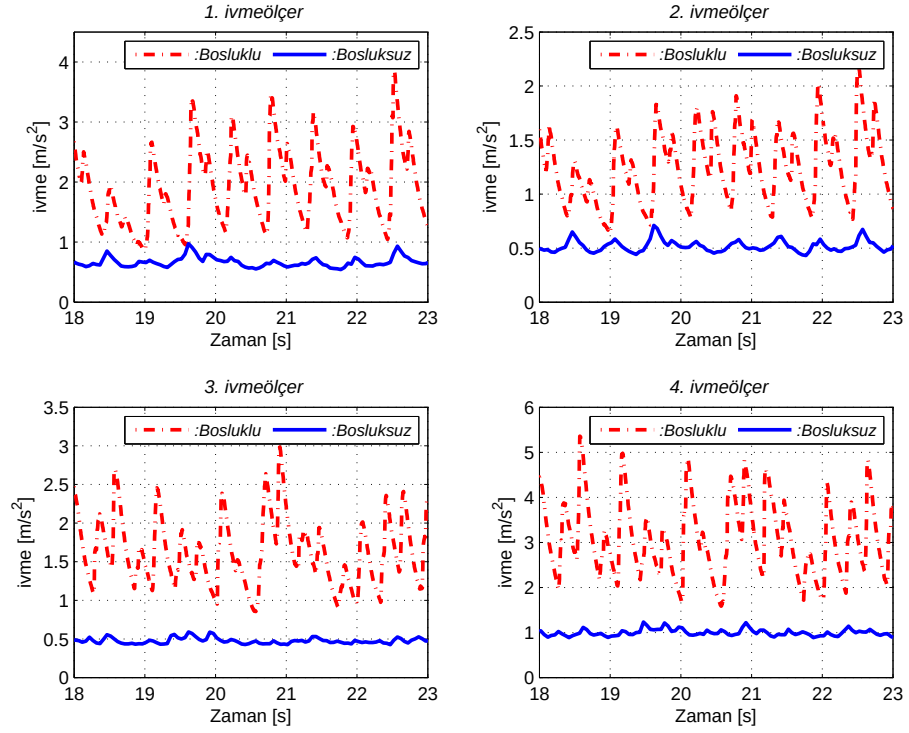


Şekil EK-2.10. 1 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki gürültü değerleri

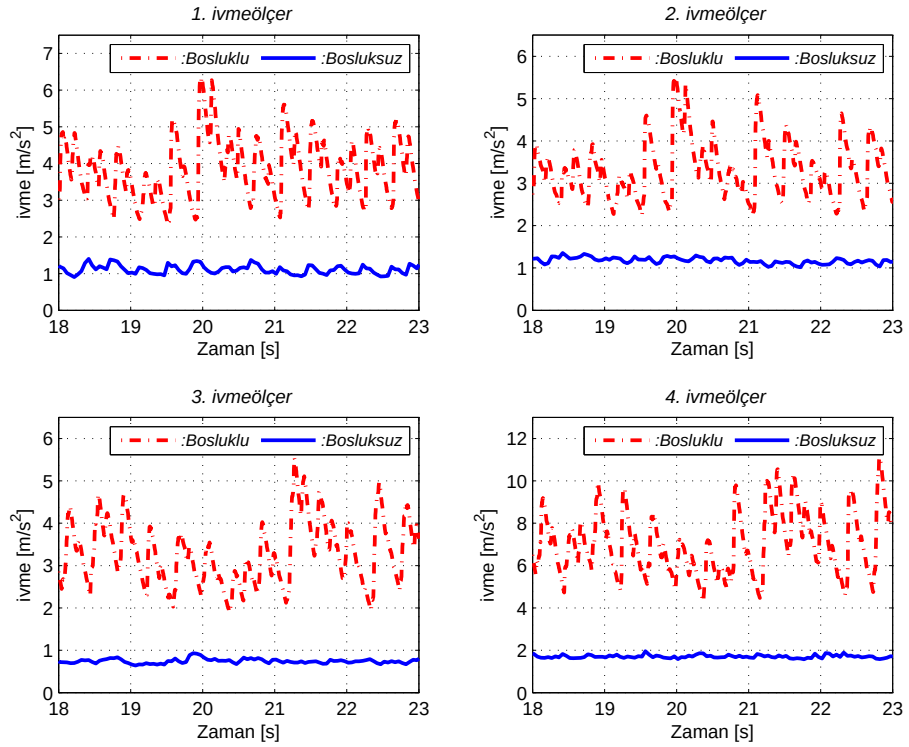


Şekil EK-2.11. Krank mıylı merkezinde 1 mm ve piston perno merkezinde 2 mm eklem boşluklu çelik krank-biyel mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki gürültü değerleri

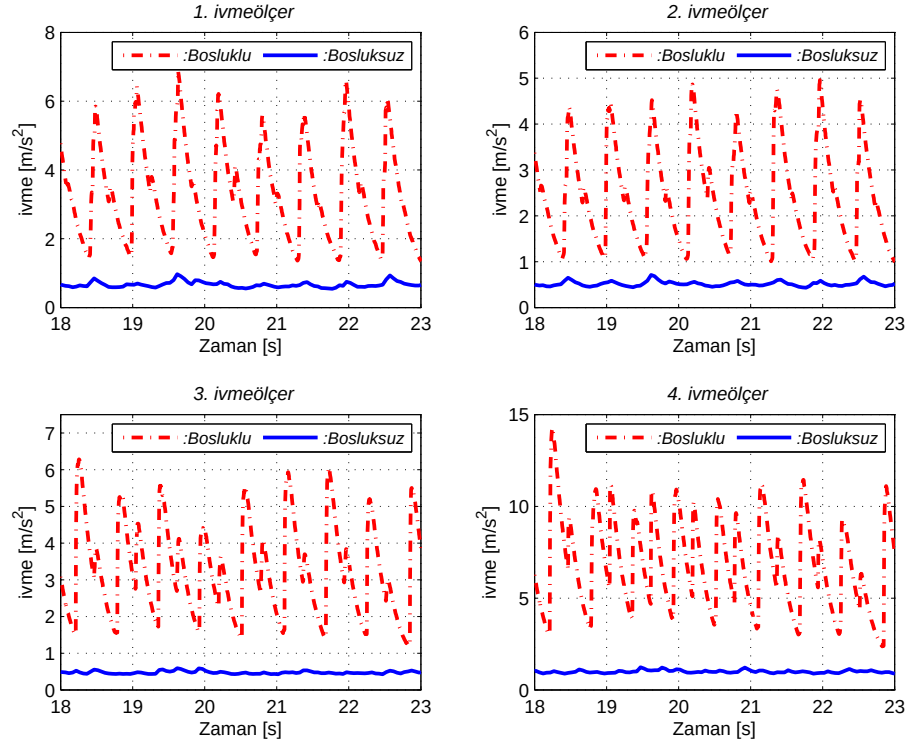
Benzer tarzda alüminyum malzemeden imal edilen eklem boşluklu ve boşluksuz dört-çubuk mekanizmasının farklı çalışma hızlarında ve farklı eklem boşluğu değerlerinde yataklarından elde edilen titreşim değerleri ile ölçülen gürültü değerlerine ait grafikler ise Şekil EK-2.12 ve EK-2.17 arasında verilmiştir.



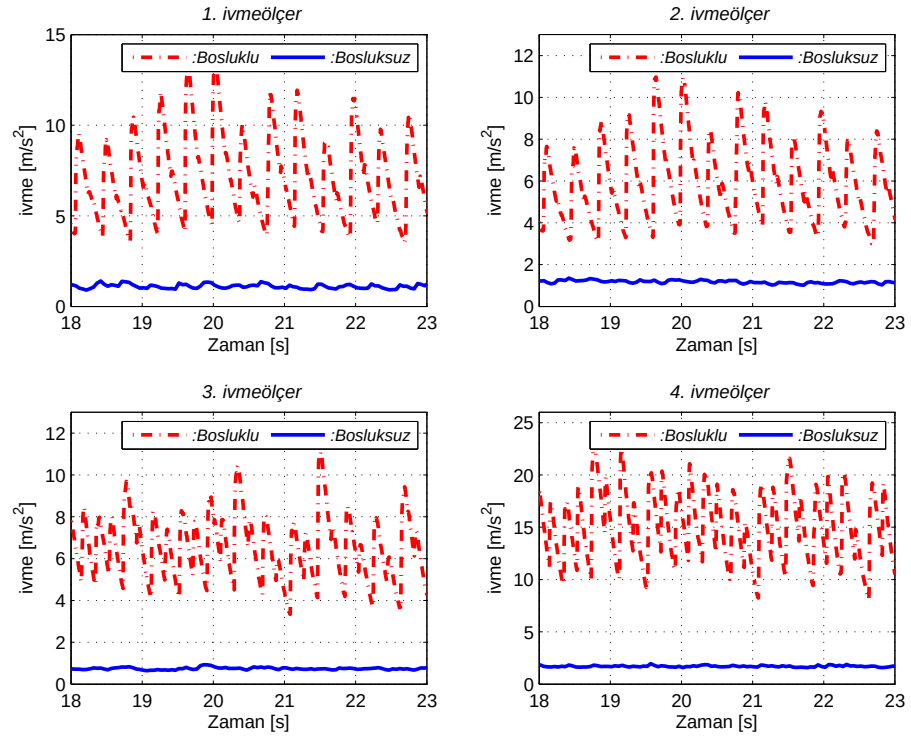
Şekil EK-2.12. 1 mm eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının 100 d/d çalışma hızındaki titreşim değerleri



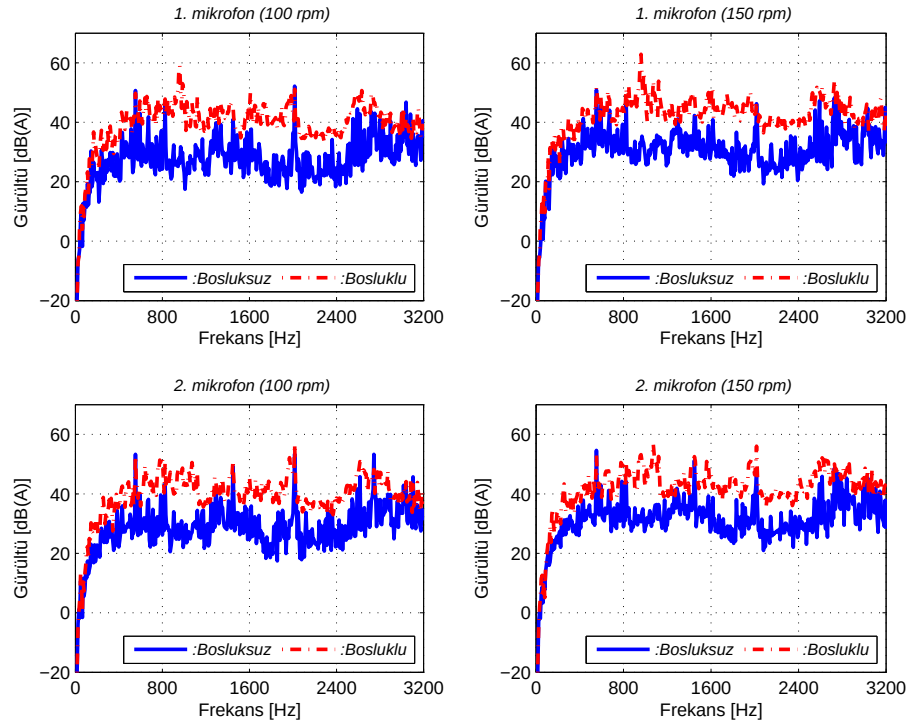
Şekil EK-2.13. 1 mm eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının 150 d/d çalışma hızındaki titreşim değerleri



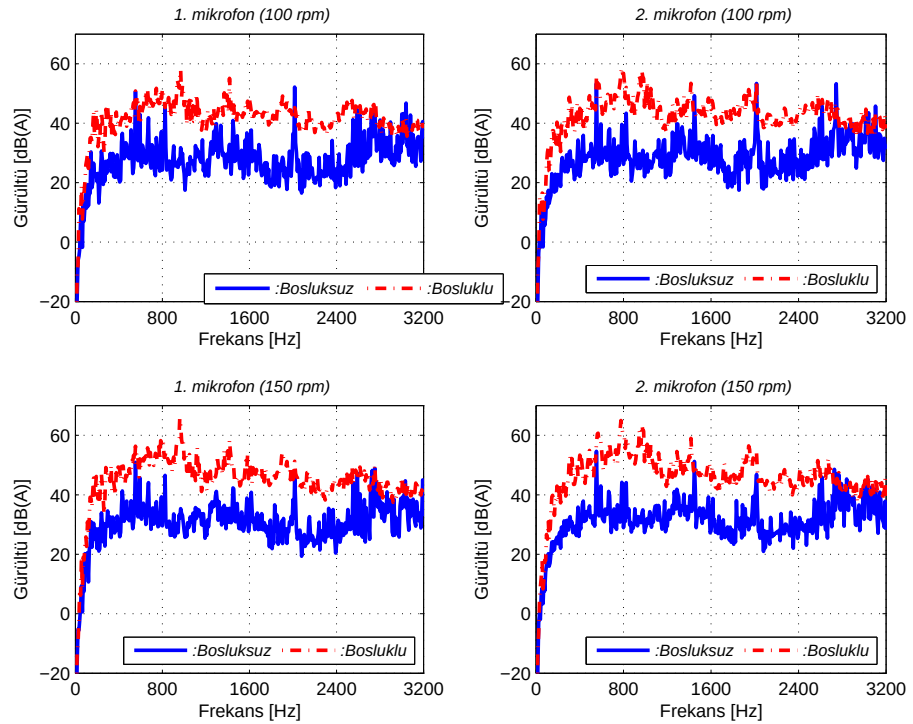
Şekil EK-2.14. Kol-iletim eklemine 1 mm ve iletim-sarkaç kol eklemine 2 mm boşluk olması hali için dört-çubuk mekanizmasının 100 d/a çalışma hızındaki titreşim değerleri



Şekil EK-2.15. Kol-iletim eklemine 1 mm ve iletim-sarkaç kol eklemine 2 mm boşluk olması hali için dört-çubuk mekanizmasının 150 d/a çalışma hızındaki titreşim değerleri



Şekil EK-2.16. 1 mm eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki gürültü değerleri



Şekil EK-2.17. Kol-iletim eklemine 1 mm ve iletim-sarkaç kol eklemine 2 mm boşluk olması hali için dört-çubuk mekanizmasının farklı çalışma hızlarındaki gürültü değerleri

EK-3

OPTİMİZASYON TEKNİKLERİ - GENETİK ALGORİTMA

Model mekanizmaların optimum tasarımı için Genetik Algoritma gibi global veya türev esaslı lokal optimizasyon tekniklerinden yararlanılabilir. Burada amaç, lokal veya global optimizasyon tekniklerinin birbirlerine göre üstünlüklerinin araştırılması değil, bu tekniklerin kullanımı neticesinde elde edilen tasarım sonucunun optimum değerde olup olmadığıdır.

Bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak, nümerik çözüm metotları üzerindeki ilgi de artmıştır. Nümerik çözüm metotlarından biri olan GA konusundaki ilk ciddi çalışmalar, doğal genetik sürecin nasıl işlediğinin merak edilmesi, bilgisayar ortamında modellenmesinin mümkün olup olmadığı ve diğer nümerik metotlarla karşılaştırılması üzerine olmuştur. Bir sonraki aşamada, GA tekniğinin hangi alanlarda kullanılabileceği üzerinde durulmuş ve öncelikle optimizasyon tipindeki problemlere uygulanmaya çalışılmıştır. Bu amaç doğrultusunda, bir tasarım problemi modellenerek parametreleri genetik yapıya benzetilmiş ve GA modeli uygulanmaya çalışılmıştır. GA'nın yapısı, genel manada bu çalışmalarla belirlenmiştir. Daha sonra, GA tekniğinin bir takım yardımcı parametrelere ihtiyaç duyduğu bilimsel olarak ortaya konarak, yeni operatör arayışları olmuştur. Bu çalışmalar neticesinde, çaprazlama ve yeniden yapılanma gibi yeni kavramlar GA bünyesine adapte edilmiştir. GA tekniğinin gelişiminde çok büyük rol oynayan Holland tarafından sentez problemleri üzerinde denenmiştir.

Yaklaşık son 30 yıldır üzerinde çalışılan GA tekniği, 80'li yıllarda Goldberg tarafından araştırılan, "Gaz boruları sisteminin kontrolünün yapılması ve optimizasyon metoduyla gaz boru hatlarının hesaplanması" çalışmalarıyla

başarısının zirvesine çıkmıştır [85]. Bu çalışmalarda çok başarılı sonuçlar üretilmesi, GA tekniği üzerindeki ilgiyi artırmıştır.

Genetik Algoritmanın Temel Prensipleri:

GA'lar doğaya özgü bireylerin ve Genetik Biliminin yapısını araştırır ve modellemeye çalışır. Kullanılan temel işlemler ise, biyolojik sistemlerdeki gibi rasgelelik ile işler fakat, bu rasgelelik zararlı etkilere neden olmak yerine GA yaklaşımına, sağlıklı ve en iyi genel çözüm için yetenek verir.

Genetik Algoritma Tekniği, geçmişteki olayları kullanarak, öngörülen bir hedefi gerçekleştirmek üzere, gelecekteki olayları yönlendirir. GA'lar başlıca 4 yönden geleneksel optimizasyon tekniklerinden farklıdır [86].

- GA parametrelerle değil, parametrelerin kodlarıyla çalışır.
- GA tek bir örnek ile değil, örnekler topluluğunu kullanır.
- GA türemiş yada yardımcı bilgileri değil, verilen bilgileri kullanır.
- GA belirlenmiş geçiş kurallarını değil, ihtimalleri kullanır.

Genetik algoritma tekniği bir optimizasyon tekniğidir ve gerçekleştirilebilmesi için, her bir yeni nesildeki sağlıklı bireylerin bir sonraki nesile aktarılması gerekmektedir. Genetik algoritma tekniği nesil içerisinde daha sağlıklı bireyler ve dolayısıyla sonraki nesillere aktarılacak yeni bireyler üretebilmek için aşağıdaki operatörleri kullanır.

- Üreme (Reproduction)
- Çaprazlama (Crossover)
- Mutasyon (Mutation)

Üreme; genetik algoritma tekniğinin ana yapısını oluşturan bir operatördür. Üreme, optimize edilecek amaç fonksiyonunun değişkenlerini temsil edecek bireylerin, önceden belirlenen kodlama sistemine göre, rasgele seçilerek birey topluluğunun

kodlarının oluşturulması ve seçilen nesil boyutu kadar birey topluluğunun aynı rasgelelik ile çoğaltılmasını gerçekler.

Çaprazlama operatörü ile mevcut nesil içerisindeki birey toplulukları, ikişerli eşleştirilerek kendi aralarında gen aktarımı yapılır. Eşleştirme ve çaprazlama yeri rasgele seçilebileceği gibi önceden de belirlenebilir. Yeni nesil, çaprazlama operatörü ile gen aktarımı yapılarak üreyen yeni bireylere önceki nesilde tespit edilen sağlıklı bireylerin de eklenmesiyle oluşturulur [85,86]. Yeni nesilden, önceki nesile oranla, öngörülen hedef doğrultusunda daha iyi sonuç vermesi beklenir.

GA yaklaşımında Mutasyon; Üreme ve Çaprazlama operatörleriyle, daha önceden tespit edilen referans değerlerine ulaşamaması veya izin verilen maksimum evrim sayısına ulaşılması durumlarında başvurulana, birey elemanlarının gen yapılarında değişiklik yapılarak, kilitlenme durumlarının atlatılmasını sağlayan bir operatördür. Mutasyonun uygulanacağı birey, ya tamamen rasgele olarak ya da seçilerek tespit edilir.

GA'nın yanı sıra, gradyan esaslı optimizasyon tekniklerinden de yararlanılmıştır. Gerek GA gerekse gradyan esaslı optimizasyon işlemleri, MATLAB programı üzerinde gerçekleştirilmiştir [87].

EK-4

EKLEM BOŞLUKLU MODEL MEKANİZMALARIN DİNAMİK ANALİZİ

A - Eklem boşluklu krank-biyel mekanizmasının dinamik analizi

Eklem boşluklu 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. Boşluklu krank-biyel mekanizması için eklem bölgesindeki temas kuvvetlerinin şematik sunumu Şekil EK-4.1’de görülmektedir.

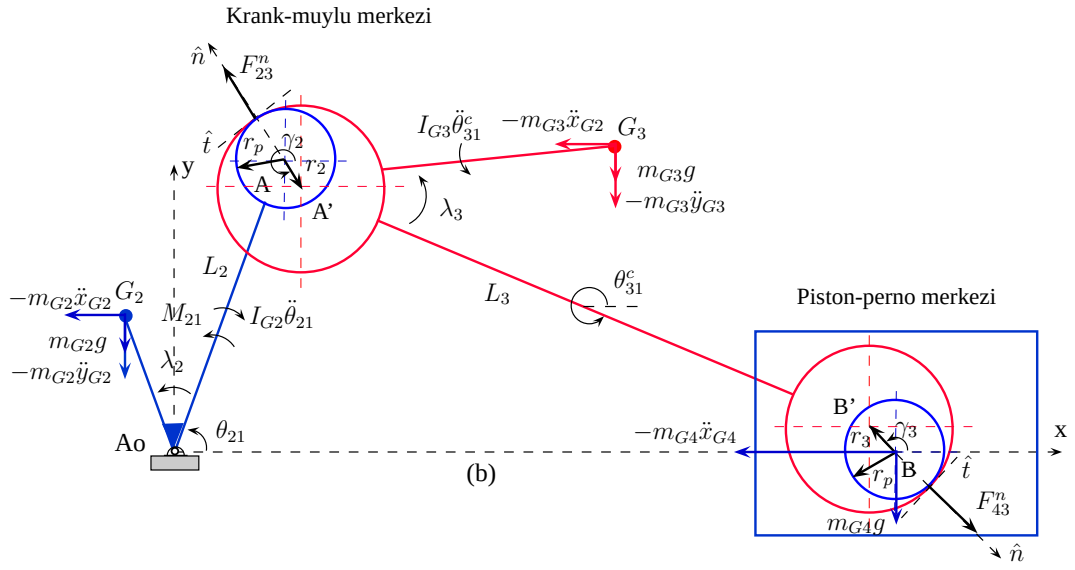
I) Giriş momenti (M_{21}) etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Ao noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{21}^i \mathbf{k} &= [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin (\gamma_2 - \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23x}^i \mathbf{i} \\ &+ [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos (\gamma_2 - \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23y}^i \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.1})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23x}^i &= \mathbf{F}_{23}^{n-i} \cos (\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{23y}^i &= \mathbf{F}_{23}^{n-i} \sin (\gamma_2 - \pi) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.2})$$



Şekil EK-4.1. Ekleme boşluklu krank-biyel mekanizmasında kuvvetlerin şematik gösterimi

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{21}^i &= -\mathbf{F}_{23}^{n-i} \cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ &\quad + \mathbf{F}_{23}^{n-i} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \end{aligned} \quad (\text{EK-4.3})$$

Krank mıyılı merkezindeki kuvvet;

$$\mathbf{F}_{23}^{n-i} = \frac{\mathbf{M}_{21}^i}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (\text{EK-4.4})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{32_x}^i &= -\mathbf{F}_{23_x}^i \\ \mathbf{F}_{32_y}^i &= -\mathbf{F}_{23_y}^i \end{aligned} \quad (\text{EK-4.5})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12_x}^i &= -\mathbf{F}_{32_x}^i \\ \mathbf{F}_{12_y}^i &= -\mathbf{F}_{32_y}^i \end{aligned} \quad (\text{EK-4.6})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21_x}^i &= -\mathbf{F}_{12_x}^i \\ \mathbf{F}_{21_y}^i &= -\mathbf{F}_{12_y}^i \end{aligned} \quad (\text{EK-4.7})$$

Biyelin denge şartından;

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

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{43x}^i &= \mathbf{F}_{43}^{n-i} \cos(\gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{43y}^i &= \mathbf{F}_{43}^{n-i} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.8})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{34x}^i &= -\mathbf{F}_{43x}^i \\ \mathbf{F}_{34y}^i &= -\mathbf{F}_{43y}^i\end{aligned}\quad (\text{EK-4.9})$$

$$\mathbf{F}_{14y}^i = -\mathbf{F}_{34y}^i \quad (\text{EK-4.10})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{41x}^i &= -\mathbf{F}_{14x}^i \\ \mathbf{F}_{41y}^i &= -\mathbf{F}_{14y}^i\end{aligned}\quad (\text{EK-4.11})$$

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

Krankın dinamik denge şartı;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{12x}^n + \mathbf{F}_{32x}^n + (-m_{G2}\ddot{\mathbf{x}}_{G2}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{12y}^n + \mathbf{F}_{32y}^n + (-m_{G2}\ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2}\mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{Ao} + (-I_{G2}\ddot{\theta}_{21}) &= 0\end{aligned}\quad (\text{EK-4.12})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{32x}^n &= \mathbf{F}_{32}^{n-n} \cos(\gamma_2) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{32y}^n &= \mathbf{F}_{32}^{n-n} \sin(\gamma_2) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.13})$$

Krank ana yatağındaki kuvvet;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{12x}^n &= -\mathbf{F}_{32x}^n - (-m_{G2}\ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \\ \mathbf{F}_{12y}^n &= -\mathbf{F}_{32y}^n - (-m_{G2}\ddot{\mathbf{y}}_{G2}) - (-m_{G2}\mathbf{g})\end{aligned}\quad (\text{EK-4.14})$$

Ao noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}
& [L_2 \sin \theta_2 + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{32x}^{\prime\prime} \mathbf{i} + [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{32y}^{\prime\prime} \mathbf{j} \\
& + \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21} + \lambda_2) \mathbf{j} \otimes (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \mathbf{i} \\
& + \overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) \mathbf{i} \otimes [(-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g})] \mathbf{j} + (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) \mathbf{k} = 0
\end{aligned} \tag{EK-4.15}$$

Krank muylu merkezindeki kuvvet;

$$\mathbf{F}_{32}^{\mathbf{n}-\prime\prime} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21} + \lambda_2) \\ - [(-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g})] \overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) - (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ - \cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \tag{EK-4.16}$$

Uzuvların denge şartından;

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21x}^{\prime\prime} &= -\mathbf{F}_{12x}^{\prime\prime} \\
\mathbf{F}_{21y}^{\prime\prime} &= -\mathbf{F}_{12y}^{\prime\prime}
\end{aligned} \tag{EK-4.17}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{23x}^{\prime\prime} &= -\mathbf{F}_{32x}^{\prime\prime} \\
\mathbf{F}_{23y}^{\prime\prime} &= -\mathbf{F}_{32y}^{\prime\prime}
\end{aligned} \tag{EK-4.18}$$

Biyelin denge şartından;

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

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{43x}^{\prime\prime} &= \mathbf{F}_{43}^{\mathbf{n}-\prime\prime} \cos(\gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \\
\mathbf{F}_{43y}^{\prime\prime} &= \mathbf{F}_{43}^{\mathbf{n}-\prime\prime} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{EK-4.19}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{34x}^{\prime\prime} &= -\mathbf{F}_{43x}^{\prime\prime} \\
\mathbf{F}_{34y}^{\prime\prime} &= -\mathbf{F}_{43y}^{\prime\prime}
\end{aligned} \tag{EK-4.20}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{14y}^{\prime\prime} &= -\mathbf{F}_{34y}^{\prime\prime} \\
\mathbf{F}_{41y}^{\prime\prime} &= -\mathbf{F}_{14y}^{\prime\prime}
\end{aligned} \tag{EK-4.21}$$

III) A noktasının ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Krankın dinamik denge şartı;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12_x}^{iii} + \mathbf{F}_{32_x}^{iii} + (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) &= 0 \\ \mathbf{F}_{12_y}^{iii} + \mathbf{F}_{32_y}^{iii} + (-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{A_o} &= 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-4.22})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{32_x}^{iii} &= \mathbf{F}_{32}^{n-iii} \cos(\gamma_2) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{32_y}^{iii} &= \mathbf{F}_{32}^{n-iii} \sin(\gamma_2) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.23})$$

Krank ana yatağındaki kuvvetin bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12_x}^{iii} &= -\mathbf{F}_{32_x}^{iii} - (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) \\ \mathbf{F}_{12_y}^{iii} &= -\mathbf{F}_{32_y}^{iii} - (-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) - (-m_A \mathbf{g}) \end{aligned} \quad (\text{EK-4.24})$$

Ao noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned} & -\mathbf{F}_{32}^{n-iii} \cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{k} \\ & + \mathbf{F}_{32}^{n-iii} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{k} \\ & - (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) L_2 \sin \theta_{21} \mathbf{k} + [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] L_2 \cos \theta_{21} \mathbf{k} = 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-4.25})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{32}^{n-iii} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) L_2 \sin \theta_{21} \\ -[(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] L_2 \cos \theta_{21} \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (\text{EK-4.26})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21_x}^{iii} &= -\mathbf{F}_{12_x}^{iii} \\ \mathbf{F}_{21_y}^{iii} &= -\mathbf{F}_{12_y}^{iii} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.27})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23_x}^{iii} &= -\mathbf{F}_{32_x}^{iii} \\ \mathbf{F}_{23_y}^{iii} &= -\mathbf{F}_{32_y}^{iii} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.28})$$

Biyelin denge şartından;

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

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{43x}^{iii} &= \mathbf{F}_{43}^{n-iii} \cos(\gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{43y}^{iii} &= \mathbf{F}_{43}^{n-iii} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.29})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{34x}^{iii} &= -\mathbf{F}_{43x}^{iii} \\ \mathbf{F}_{34y}^{iii} &= -\mathbf{F}_{43y}^{iii} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.30})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{14y}^{iii} &= -\mathbf{F}_{34y}^{iii} \\ \mathbf{F}_{41y}^{iii} &= -\mathbf{F}_{14y}^{iii} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.31})$$

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

Biyelin dinamik denge şartından;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23x}^{iv} + \mathbf{F}_{43x}^{iv} + (-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{23y}^{iv} + \mathbf{F}_{43y}^{iv} + (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) + (-m_{G3}\mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{G3} + (-I_{G3}\ddot{\theta}_{31}^c) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-4.32})$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{43x}^{iv} &= \mathbf{F}_{43}^{n-iv} \cos(\gamma_3) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{43y}^{iv} &= \mathbf{F}_{43}^{n-iv} \sin(\gamma_3) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.33})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23x}^{iv} &= -\mathbf{F}_{43x}^{iv} - (-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3}) \\ \mathbf{F}_{23y}^{iv} &= -\mathbf{F}_{43y}^{iv} - (-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) - (-m_{G3}\mathbf{g}) \end{aligned} \quad (\text{EK-4.34})$$

G_3 noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}
& \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23_x}^{\imath\mathbf{v}} \mathbf{i} \\
& + \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23_y}^{\imath\mathbf{v}} \mathbf{j} \\
& + \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{43_x}^{\imath\mathbf{v}} \mathbf{i} \\
& + \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{43_y}^{\imath\mathbf{v}} \mathbf{j} + \left(-I_{G3} \ddot{\theta}_{31}^c \right) \mathbf{k} = 0
\end{aligned} \tag{EK-4.35}$$

Burada;

$$\overline{B'G_3}^2 = \overline{A'G_3}^2 + L_3^2 - 2\overline{A'G_3}L_3 \cos(\lambda_3)$$

$$\beta_3 = \cos^{-1} \left[\frac{\overline{B'G_3}^2 + L_3^2 - \overline{A'G_3}^2}{2\overline{B'G_3}L_3} \right]$$

Piston perno merkezindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{43}^{\mathbf{n}-\imath\mathbf{v}} = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] - \left(-I_{G3} \ddot{\theta}_{31}^c \right) \\ + [(-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) + (-m_{G3}\mathbf{g})] \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \tag{EK-4.36}$$

Uzuvların denge şartından;

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{32_x}^{\imath\mathbf{v}} &= -\mathbf{F}_{23_x}^{\imath\mathbf{v}} \\
\mathbf{F}_{32_y}^{\imath\mathbf{v}} &= -\mathbf{F}_{23_y}^{\imath\mathbf{v}}
\end{aligned} \tag{EK-4.37}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{12_x}^{\imath\mathbf{v}} &= -\mathbf{F}_{32_x}^{\imath\mathbf{v}} \\
\mathbf{F}_{12_y}^{\imath\mathbf{v}} &= -\mathbf{F}_{32_y}^{\imath\mathbf{v}}
\end{aligned} \tag{EK-4.38}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_x}^{\imath\mathbf{v}} &= -\mathbf{F}_{12_x}^{\imath\mathbf{v}} \\
\mathbf{F}_{21_y}^{\imath\mathbf{v}} &= -\mathbf{F}_{12_y}^{\imath\mathbf{v}}
\end{aligned} \tag{EK-4.39}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{34_x}^{\imath\mathbf{v}} &= -\mathbf{F}_{43_x}^{\imath\mathbf{v}} \\
\mathbf{F}_{34_y}^{\imath\mathbf{v}} &= -\mathbf{F}_{43_y}^{\imath\mathbf{v}}
\end{aligned} \tag{EK-4.40}$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{14y}^{iv} &= \mathbf{F}_{14}^{iv} = -\mathbf{F}_{34}^{iv} \\ \mathbf{F}_{41y}^{iv} &= \mathbf{F}_{41}^{iv} = -\mathbf{F}_{14y}^{iv}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.41})$$

V) A' noktasının ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi

Biyelin dinamik denge şartından;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23x}^v + \mathbf{F}_{43x}^v + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{23y}^v + \mathbf{F}_{43y}^v + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{G3} &= 0\end{aligned}\quad (\text{EK-4.42})$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{43x}^v &= \mathbf{F}_{43}^{n-v} \cos(\gamma_3) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{43y}^v &= \mathbf{F}_{43}^{n-v} \sin(\gamma_3) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.43})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23x}^v &= -\mathbf{F}_{43x}^v - (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \\ \mathbf{F}_{23y}^v &= -\mathbf{F}_{43y}^v - (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) - (-m_{A'}\mathbf{g})\end{aligned}\quad (\text{EK-4.44})$$

G_3 noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}& \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23x}^v \mathbf{i} \\ & + \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23y}^v \mathbf{j} \\ & + \overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) \mathbf{j} \otimes (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \mathbf{i} \\ & + \overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) \mathbf{i} \otimes [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \mathbf{j} \\ & + \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{43x}^v \mathbf{i} \\ & + \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{43y}^v \mathbf{j} = 0\end{aligned}\quad (\text{EK-4.45})$$

Piston perno merkezindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{43}^{n-v} = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) \\ - [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}}\quad (\text{EK-4.46})$$

Uzuvların denge şartından;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{32_x}^v &= -\mathbf{F}_{23_x}^v \\ \mathbf{F}_{32_y}^v &= -\mathbf{F}_{23_y}^v \end{aligned} \quad (\text{EK-4.47})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12_x}^v &= -\mathbf{F}_{32_x}^v \\ \mathbf{F}_{12_y}^v &= -\mathbf{F}_{32_y}^v \end{aligned} \quad (\text{EK-4.48})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21_x}^v &= -\mathbf{F}_{12_x}^v \\ \mathbf{F}_{21_y}^v &= -\mathbf{F}_{12_y}^v \end{aligned} \quad (\text{EK-4.49})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{34_x}^v &= -\mathbf{F}_{43_x}^v \\ \mathbf{F}_{34_y}^v &= -\mathbf{F}_{43_y}^v \end{aligned} \quad (\text{EK-4.50})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{14_y}^v &= \mathbf{F}_{14}^v = -\mathbf{F}_{34}^v \\ \mathbf{F}_{41_y}^v &= \mathbf{F}_{41}^v = -\mathbf{F}_{14_y}^v \end{aligned} \quad (\text{EK-4.51})$$

VI) B' noktasının ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi

Biyelin dinamik denge şartından;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23_x}^{v_l} + \mathbf{F}_{43_x}^{v_l} + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{23_y}^{v_l} + \mathbf{F}_{43_y}^{v_l} + (-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{G3} &= 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-4.52})$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{43_x}^{v_l} &= \mathbf{F}_{43}^{n-v_l} \cos(\gamma_3) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{43_y}^{v_l} &= \mathbf{F}_{43}^{n-v_l} \sin(\gamma_3) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.53})$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23_x}^{v_l} &= -\mathbf{F}_{43_x}^{v_l} - (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \\ \mathbf{F}_{23_y}^{v_l} &= -\mathbf{F}_{43_y}^{v_l} - (-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) - (-m_{B'}\mathbf{g}) \end{aligned} \quad (\text{EK-4.54})$$

G_3 noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}
& \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23_x}^{v_i} \mathbf{i} \\
& + \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23_y}^{v_i} \mathbf{j} \\
& + \overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) \mathbf{j} \otimes (-m_{B'} \ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \mathbf{i} \\
& + \overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) \mathbf{i} \otimes [(-m_{B'} \ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'} \mathbf{g})] \mathbf{j} \\
& + \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{43_x}^{v_i} \mathbf{i} \\
& + \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{43_y}^{v_i} \mathbf{j} = 0
\end{aligned} \tag{EK-4.55}$$

Piston perno merkezindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{43}^{n-v_i} = \frac{\begin{bmatrix} -(-m_{B'} \ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + [(-m_{B'} \ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'} \mathbf{g})] \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ + (-m_{B'} \ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) - [(-m_{B'} \ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'} \mathbf{g})] \overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \cos(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \sin(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \sin(\gamma_3) \left[\overline{A'G_3} \cos(\theta_{31}^c + \lambda_3 + \pi) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \\ - \cos(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \sin(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \\ + \sin(\gamma_3) \left[\overline{B'G_3} \cos(\theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \end{bmatrix}} \tag{EK-4.56}$$

Uzuvların denge şartından;

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{32_x}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{23_x}^{v_i} \\
\mathbf{F}_{32_y}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{23_y}^{v_i}
\end{aligned} \tag{EK-4.57}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{12_x}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{21_x}^{v_i} \\
\mathbf{F}_{12_y}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{21_y}^{v_i}
\end{aligned} \tag{EK-4.58}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_x}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{12_x}^{v_i} \\
\mathbf{F}_{21_y}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{12_y}^{v_i}
\end{aligned} \tag{EK-4.59}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{34_x}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{43_x}^{v_i} \\
\mathbf{F}_{34_y}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{43_y}^{v_i}
\end{aligned} \tag{EK-4.60}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{14_y}^{v_i} &= \mathbf{F}_{14}^{v_i} = -\mathbf{F}_{34}^{v_i} \\
\mathbf{F}_{41_y}^{v_i} &= \mathbf{F}_{41}^{v_i} = -\mathbf{F}_{14_y}^{v_i}
\end{aligned} \tag{EK-4.61}$$

VII) B noktasının ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi

Piston uzvunun dinamik denge şartından;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{34x}^{vii} + (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) &= 0 \\ \mathbf{F}_{14y}^{vii} + \mathbf{F}_{34y}^{vii} + (-m_B \mathbf{g}) &= 0\end{aligned}\quad (\text{EK-4.62})$$

Piston perno merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{34x}^{vii} &= \mathbf{F}_{34}^{n-vii} \cos(\gamma_3) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{34y}^{vii} &= \mathbf{F}_{34}^{n-vii} \sin(\gamma_3) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.63})$$

$$\mathbf{F}_{34}^{n-vii} = \frac{-(-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B)}{\cos(\gamma_3)} \quad (\text{EK-4.64})$$

$$\mathbf{F}_{14y}^{vii} = -[\mathbf{F}_{34}^{n-vii} \sin(\gamma_3)] - (-m_B \mathbf{g}) \quad (\text{EK-4.65})$$

Uzuvların denge şartından;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{43x}^{vii} &= -\mathbf{F}_{34x}^{vii} \\ \mathbf{F}_{43y}^{vii} &= -\mathbf{F}_{34y}^{vii}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.66})$$

$$\mathbf{F}_{41y}^{vii} = -\mathbf{F}_{14y}^{vii} \quad (\text{EK-4.67})$$

Biyelin denge şartından;

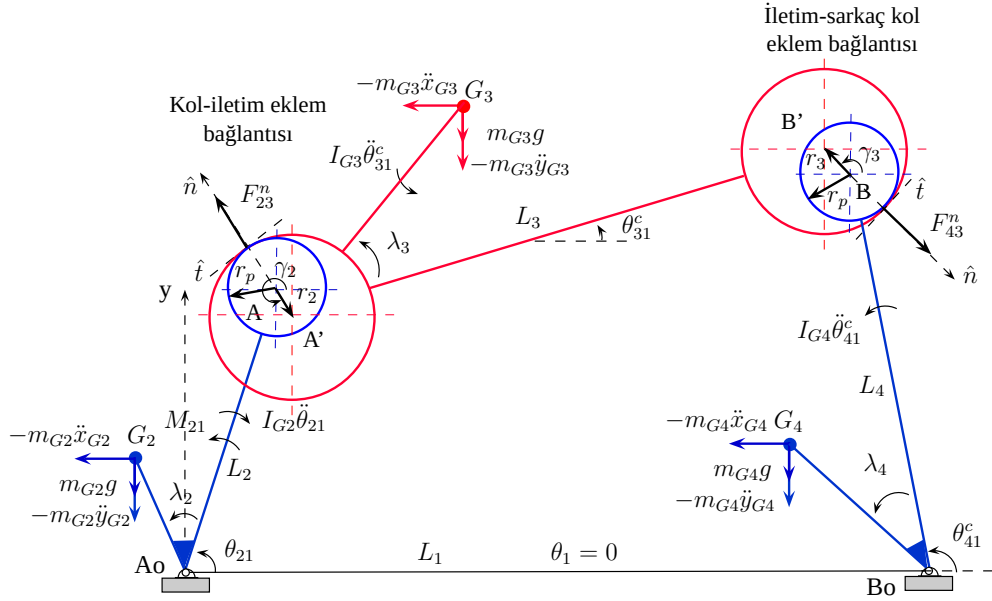
$$\mathbf{F}_{23}^{n-vii} + \mathbf{F}_{43}^{n-vii} = 0 \quad \Rightarrow \quad \mathbf{F}_{23}^{n-vii} = -\mathbf{F}_{43}^{n-vii}$$

Krank muylu merkezindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23x}^{vii} &= \mathbf{F}_{23}^{n-vii} \cos(\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{23y}^{vii} &= \mathbf{F}_{23}^{n-vii} \sin(\gamma_2 - \pi) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.68})$$

Uzuvların denge şartından;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{32x}^{vii} &= -\mathbf{F}_{23x}^{vii} \\ \mathbf{F}_{32y}^{vii} &= -\mathbf{F}_{23y}^{vii}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.69})$$



Şekil EK-4.2. Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının eklemlerindeki temas kuvvetleri

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12x}^{vi} &= -\mathbf{F}_{32x}^{vi} \\ \mathbf{F}_{12y}^{vi} &= -\mathbf{F}_{32y}^{vi} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.70})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21x}^{vi} &= -\mathbf{F}_{12x}^{vi} \\ \mathbf{F}_{21y}^{vi} &= -\mathbf{F}_{12y}^{vi} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.71})$$

B - Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının dinamik analizi

Eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının dinamik analizi; kol uzununun kütle merkezi, A noktası, A' noktası, iletim uzununun kütle merkezi, B' noktası, B noktası ve sarkaç kol uzun kütle merkezlerinin ataletleri ile tahrik momentinin etkileri altında uzuvların dinamik denge şartlarının incelenmesi neticesinde gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, ilgili noktadaki kuvvetlerin ve momentlerin elde edilmesi için bileşke kuvvet ve momentten yararlanılmıştır. Boşluklu dört-çubuk mekanizması için eklem bölgesindeki temas kuvvetlerinin şematik sunumu Şekil EK-4.2'de görülmektedir.

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

Ao noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}\mathbf{M}_{21}^i \mathbf{k} &= [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin (\gamma_2 - \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23_x}^i \mathbf{i} \\ &+ [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos (\gamma_2 - \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23_y}^i \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.72})$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23_x}^i &= \mathbf{F}_{23}^{n-i} \cos (\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{23_y}^i &= \mathbf{F}_{23}^{n-i} \sin (\gamma_2 - \pi) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.73})$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{23}^{n-i} = \frac{\mathbf{M}_{21}^i}{\begin{bmatrix} \sin (\gamma_2 - \pi) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos (\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos (\gamma_2 - \pi) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin (\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}}\quad (\text{EK-4.74})$$

Aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{32_x}^i &= -\mathbf{F}_{23_x}^i \\ \mathbf{F}_{32_y}^i &= -\mathbf{F}_{23_y}^i\end{aligned}\quad (\text{EK-4.75})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{12_x}^i &= -\mathbf{F}_{32_x}^i \\ \mathbf{F}_{12_y}^i &= -\mathbf{F}_{32_y}^i\end{aligned}\quad (\text{EK-4.76})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{21_x}^i &= -\mathbf{F}_{12_x}^i \\ \mathbf{F}_{21_y}^i &= -\mathbf{F}_{12_y}^i\end{aligned}\quad (\text{EK-4.77})$$

İletim uzvunun denge şartı;

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

İletim-sarkaç kol eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{43_x}^i &= \mathbf{F}_{43}^{n-i} \cos (\gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{43_y}^i &= \mathbf{F}_{43}^{n-i} \sin (\gamma_3 + \pi) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.78})$$

Uzuvların denge şartı ve aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{34x}^i &= -\mathbf{F}_{43x}^i \\ \mathbf{F}_{34y}^i &= -\mathbf{F}_{43y}^i\end{aligned}\quad (\text{EK-4.79})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{14x}^i &= -\mathbf{F}_{34x}^i \\ \mathbf{F}_{14y}^i &= -\mathbf{F}_{34y}^i\end{aligned}\quad (\text{EK-4.80})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{41x}^i &= -\mathbf{F}_{14x}^i \\ \mathbf{F}_{41y}^i &= -\mathbf{F}_{14y}^i\end{aligned}\quad (\text{EK-4.81})$$

Çıkış Momenti;

$$\begin{aligned}\mathbf{M}_{41}^i \mathbf{k} &= [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34x}^i \mathbf{i} \\ &+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34y}^i \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.82})$$

II) Kol uzvunun kütle merkezinin ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Kol uzvunun dinamik denge şartı;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{12x}^n + \mathbf{F}_{32x}^n + (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{12y}^n + \mathbf{F}_{32y}^n + (-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{Ao} + (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) &= 0\end{aligned}\quad (\text{EK-4.83})$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{32x}^n &= \mathbf{F}_{32}^{n-n} \cos (\gamma_2) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{32y}^n &= \mathbf{F}_{32}^{n-n} \sin (\gamma_2) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.84})$$

Kol uzvunun ana yatağındaki kuvvetin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{12x}^n &= -\mathbf{F}_{32x}^n - (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \\ \mathbf{F}_{12y}^n &= -\mathbf{F}_{32y}^n - (-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) - (-m_{G2} \mathbf{g})\end{aligned}\quad (\text{EK-4.85})$$

Ao noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}
& [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{32_x}^n \mathbf{i} \\
& + [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{32_y}^n \mathbf{j} \\
& + \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21} + \lambda_2) \mathbf{j} \otimes (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \mathbf{i} \\
& + \overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) \mathbf{i} \otimes [(-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g})] \mathbf{j} + (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) \mathbf{k} = 0
\end{aligned}
\tag{EK-4.86}$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{32}^{n-22} = \frac{\begin{bmatrix} \overline{A_o G_2} \sin(\theta_{21} + \lambda_2) (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \\ -\overline{A_o G_2} \cos(\theta_{21} + \lambda_2) [(-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) + (-m_{G2} \mathbf{g})] - (-I_{G2} \ddot{\theta}_{21}) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}}
\tag{EK-4.87}$$

Kol uzvunun ana yatağındaki kuvvetin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{12_x}^n &= -\mathbf{F}_{32_x}^n - (-m_{G2} \ddot{\mathbf{x}}_{G2}) \\
\mathbf{F}_{12_y}^n &= -\mathbf{F}_{32_y}^n - (-m_{G2} \ddot{\mathbf{y}}_{G2}) - (-m_{G2} \mathbf{g})
\end{aligned}
\tag{EK-4.88}$$

Aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{21_x}^{22} &= -\mathbf{F}_{12_x}^{22} \\
\mathbf{F}_{21_y}^{22} &= -\mathbf{F}_{12_y}^{22}
\end{aligned}
\tag{EK-4.89}$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{23_x}^{22} &= -\mathbf{F}_{32_x}^{22} \\
\mathbf{F}_{23_y}^{22} &= -\mathbf{F}_{32_y}^{22}
\end{aligned}
\tag{EK-4.90}$$

İletim uzvunun denge şartı;

$$\mathbf{F}_{23}^{n-22} + \mathbf{F}_{43}^{n-22} = 0 \quad \Rightarrow \quad \mathbf{F}_{43}^{n-22} = -\mathbf{F}_{23}^{n-22}$$

İletim-sarkaç kol eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}
\mathbf{F}_{43_x}^{22} &= \mathbf{F}_{43}^{n-22} \cos(\gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \\
\mathbf{F}_{43_y}^{22} &= \mathbf{F}_{43}^{n-22} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j}
\end{aligned}
\tag{EK-4.91}$$

Uzuvların denge şartı ve aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{34x}^{ii} &= -\mathbf{F}_{43x}^{ii} \\ \mathbf{F}_{34y}^{ii} &= -\mathbf{F}_{43y}^{ii}\end{aligned}\tag{EK-4.92}$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{14x}^{ii} &= -\mathbf{F}_{34x}^{ii} \\ \mathbf{F}_{14y}^{ii} &= -\mathbf{F}_{34y}^{ii}\end{aligned}\tag{EK-4.93}$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{41x}^{ii} &= -\mathbf{F}_{14x}^{ii} \\ \mathbf{F}_{41y}^{ii} &= -\mathbf{F}_{14y}^{ii}\end{aligned}\tag{EK-4.94}$$

Çıkış Momenti;

$$\begin{aligned}\mathbf{M}_{41}^{ii}\mathbf{k} &= [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34x}^{ii} \mathbf{i} \\ &+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34y}^{ii} \mathbf{j}\end{aligned}\tag{EK-4.95}$$

III) A noktasının ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

Kol uzvunun denge şartı;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{12x}^{iii} + \mathbf{F}_{32x}^{iii} + (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) &= 0 \\ \mathbf{F}_{12y}^{iii} + \mathbf{F}_{32y}^{iii} + (-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{Ao} &= 0\end{aligned}\tag{EK-4.96}$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{32x}^{iii} &= \mathbf{F}_{32}^{n-iii} \cos (\gamma_2) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{32y}^{iii} &= \mathbf{F}_{32}^{n-iii} \sin (\gamma_2) \mathbf{j}\end{aligned}\tag{EK-4.97}$$

Kol uzvunun ana yatağındaki kuvvetin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{12x}^{iii} &= -\mathbf{F}_{32x}^{iii} - (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) \\ \mathbf{F}_{12y}^{iii} &= -\mathbf{F}_{32y}^{iii} - (-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) - (-m_A \mathbf{g})\end{aligned}\tag{EK-4.98}$$

Ao noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}&[L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin (\gamma_2 - \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{32x}^{iii} \mathbf{i} + [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos (\gamma_2 - \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{32y}^{iii} \mathbf{j} \\ &+ L_2 \sin \theta_{21} \mathbf{j} \otimes (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) \mathbf{i} + L_2 \cos \theta_{21} \mathbf{i} \otimes [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})] \mathbf{j} = 0\end{aligned}\tag{EK-4.99}$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{32}^{n-III} = \frac{L_2 \sin \theta_{21} (-m_A \ddot{\mathbf{x}}_A) - L_2 \cos \theta_{21} [(-m_A \ddot{\mathbf{y}}_A) + (-m_A \mathbf{g})]}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_2) [L_2 \cos \theta_{21} + r_p \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ -\cos(\gamma_2) [L_2 \sin \theta_{21} + r_p \sin(\gamma_2 - \pi)] \end{bmatrix}} \quad (\text{EK-4.100})$$

Aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21x}^{III} &= -\mathbf{F}_{12x}^{III} \\ \mathbf{F}_{21y}^{III} &= -\mathbf{F}_{12y}^{III} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.101})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23x}^{III} &= -\mathbf{F}_{32x}^{III} \\ \mathbf{F}_{23y}^{III} &= -\mathbf{F}_{32y}^{III} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.102})$$

İletim uzvunun denge şartı;

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

İletim-sarkaç kol eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{43x}^{III} &= \mathbf{F}_{43}^{n-III} \cos(\gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{43y}^{III} &= \mathbf{F}_{43}^{n-III} \sin(\gamma_3 + \pi) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.103})$$

Uzuvların denge şartı ve aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{34x}^{III} &= -\mathbf{F}_{43x}^{III} \\ \mathbf{F}_{34y}^{III} &= -\mathbf{F}_{43y}^{III} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.104})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{14x}^{III} &= -\mathbf{F}_{34x}^{III} \\ \mathbf{F}_{14y}^{III} &= -\mathbf{F}_{34y}^{III} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.105})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{41x}^{III} &= -\mathbf{F}_{14x}^{III} \\ \mathbf{F}_{41y}^{III} &= -\mathbf{F}_{14y}^{III} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.106})$$

Çıkış Momenti;

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{41}^m \mathbf{k} &= [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34x}^m \mathbf{i} \\ &+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34y}^m \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.107})$$

IV) İletim uzvunun kütle merkezinin ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

iletim uzvunun denge şartı;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23x}^{iv} + \mathbf{F}_{43x}^{iv} + (-m_{G3} \ddot{\mathbf{x}}_{G3}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{23y}^{iv} + \mathbf{F}_{43y}^{iv} + (-m_{G3} \ddot{\mathbf{y}}_{G3}) + (-m_{G3} \mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{G3} + (-I_{G3} \ddot{\theta}_{31}^c) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-4.108})$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23x}^{iv} &= \mathbf{F}_{23}^{iv} \cos (\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{23y}^{iv} &= \mathbf{F}_{23}^{iv} \sin (\gamma_2 - \pi) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.109})$$

İletim sarkaç kol eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{43x}^{iv} &= -\mathbf{F}_{23x}^{iv} - (-m_{G3} \ddot{\mathbf{x}}_{G3}) \\ \mathbf{F}_{43y}^{iv} &= -\mathbf{F}_{23y}^{iv} - (-m_{G3} \ddot{\mathbf{y}}_{G3}) - (-m_{G3} \mathbf{g}) \end{aligned} \quad (\text{EK-4.110})$$

B'G3 mesafesinin tanımlanması

$$\overline{B'G_3}^2 = \overline{A'G_3}^2 + L_3^2 - 2\overline{A'G_3}L_3 \cos(\lambda_3)$$

$$\beta_3 = \cos^{-1} \left[\frac{\overline{B'G_3}^2 + L_3^2 - \overline{A'G_3}^2}{2\overline{A'G_3}L_3} \right]$$

G_3 noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned} &[\overline{A'G_3} \sin (\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin (\gamma_2 - \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23x}^{iv} \mathbf{i} \\ &+ [\overline{A'G_3} \cos (\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos (\gamma_2 - \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23y}^{iv} \mathbf{j} \\ &+ [\overline{B'G_3} \sin (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{43x}^{iv} \mathbf{i} \\ &+ [\overline{B'G_3} \cos (2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{43y}^{iv} \mathbf{j} + (-I_{G3} \ddot{\theta}_{31}^c) \mathbf{k} = 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-4.111})$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{23}^{n-\imath v} = \frac{\begin{bmatrix} -[(-m_{G3}\ddot{\mathbf{x}}_{G3})] [\overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ + [(-m_{G3}\ddot{\mathbf{y}}_{G3}) + (-m_{G3}\mathbf{g})] [\overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \\ - (-I_{G3}\ddot{\theta}_{31}^c) \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ + \sin(\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ + \cos(\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ - \sin(\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \quad (\text{EK-4.112})$$

Uzuvların denge şartı ve aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{32_x}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{23_x}^{\imath v} \\ \mathbf{F}_{32_y}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{23_y}^{\imath v} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.113})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12_x}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{32_x}^{\imath v} \\ \mathbf{F}_{12_y}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{32_y}^{\imath v} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.114})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21_x}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{12_x}^{\imath v} \\ \mathbf{F}_{21_y}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{12_y}^{\imath v} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.115})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{34_x}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{43_x}^{\imath v} \\ \mathbf{F}_{34_y}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{43_y}^{\imath v} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.116})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{14_x}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{34_x}^{\imath v} \\ \mathbf{F}_{14_y}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{34_y}^{\imath v} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.117})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{41_x}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{14_x}^{\imath v} \\ \mathbf{F}_{41_y}^{\imath v} &= -\mathbf{F}_{14_y}^{\imath v} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.118})$$

Çıkış Momenti;

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{41}^{\imath v} \mathbf{k} &= [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34_x}^{\imath v} \mathbf{i} \\ &+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34_y}^{\imath v} \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.119})$$

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

İletim uzvunun denge şartından;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23_x}^v + \mathbf{F}_{43_x}^v + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{23_y}^v + \mathbf{F}_{43_y}^v + (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{G3} &= 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-4.120})$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23_x}^v &= \mathbf{F}_{23}^v \cos(\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{23_y}^v &= \mathbf{F}_{23}^v \sin(\gamma_2 - \pi) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.121})$$

İletim-sarkaç kol eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{43_x}^v &= -\mathbf{F}_{23_x}^v - (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \\ \mathbf{F}_{43_y}^v &= -\mathbf{F}_{23_y}^v - (-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) - (-m_{A'}\mathbf{g}) \end{aligned} \quad (\text{EK-4.122})$$

G_3 noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned} & \left[\overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23_x}^v \mathbf{i} \\ & + \left[\overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23_y}^v \mathbf{j} \\ & + \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \mathbf{j} \otimes (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \mathbf{i} \\ & + \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \mathbf{i} \otimes [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \mathbf{j} \\ & + \left[\overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{43_x}^v \mathbf{i} \\ & + \left[\overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{43_y}^v \mathbf{j} = 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-4.123})$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{23}^{n-v} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) \overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \\ - [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] \overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) \\ - (-m_{A'}\ddot{\mathbf{x}}_{A'}) [\overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ + [(-m_{A'}\ddot{\mathbf{y}}_{A'}) + (-m_{A'}\mathbf{g})] [\overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ + \sin(\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ + \cos(\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ - \sin(\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \quad (\text{EK-4.124})$$

Uzuvların denge şartı ve aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{32_x}^v &= -\mathbf{F}_{23_x}^v \\ \mathbf{F}_{32_y}^v &= -\mathbf{F}_{23_y}^v\end{aligned}\quad (\text{EK-4.125})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{12_x}^v &= -\mathbf{F}_{32_x}^v \\ \mathbf{F}_{12_y}^v &= -\mathbf{F}_{32_y}^v\end{aligned}\quad (\text{EK-4.126})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{21_x}^v &= -\mathbf{F}_{12_x}^v \\ \mathbf{F}_{21_y}^v &= -\mathbf{F}_{12_y}^v\end{aligned}\quad (\text{EK-4.127})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{34_x}^v &= -\mathbf{F}_{43_x}^v \\ \mathbf{F}_{34_y}^v &= -\mathbf{F}_{43_y}^v\end{aligned}\quad (\text{EK-4.128})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{14_x}^v &= -\mathbf{F}_{34_x}^v \\ \mathbf{F}_{14_y}^v &= -\mathbf{F}_{34_y}^v\end{aligned}\quad (\text{EK-4.129})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{41_x}^v &= -\mathbf{F}_{14_x}^v \\ \mathbf{F}_{41_y}^v &= -\mathbf{F}_{14_y}^v\end{aligned}\quad (\text{EK-4.130})$$

Çıkış Momenti;

$$\begin{aligned}\mathbf{M}_{41}^v \mathbf{k} &= [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34_x}^v \mathbf{i} \\ &+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34_y}^v \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.131})$$

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

İletim uzvunun denge şartından;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23_x}^{v_i} + \mathbf{F}_{43_x}^{v_i} + (-m_{B'} \ddot{\mathbf{x}}_{B'}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{23_y}^{v_i} + \mathbf{F}_{43_y}^{v_i} + (-m_{B'} \ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'} \mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{G3} &= 0\end{aligned}\quad (\text{EK-4.132})$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23_x}^{v_i} &= \mathbf{F}_{23}^{v_i} \cos (\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{23_y}^{v_i} &= \mathbf{F}_{23}^{v_i} \sin (\gamma_2 - \pi) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.133})$$

İletim-sarkaç kol eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{43x}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{23x}^{v_i} - (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \\ \mathbf{F}_{43y}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{23y}^{v_i} - (-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) - (-m_{B'}\mathbf{g})\end{aligned}\quad (\text{EK-4.134})$$

G_3 noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}& \left[\overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{23x}^{v_i} \mathbf{i} \\& + \left[\overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{23y}^{v_i} \mathbf{j} \\& + \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \mathbf{j} \otimes (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \mathbf{i} \\& + \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \mathbf{i} \otimes [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})] \mathbf{j} \\& + \left[\overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{43x}^{v_i} \mathbf{i} \\& + \left[\overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi) \right] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{43y}^{v_i} \mathbf{j} = 0\end{aligned}\quad (\text{EK-4.135})$$

Kol-iletim eklemindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{23}^{v_i} = \frac{\begin{bmatrix} (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) \overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \\ - [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})] \overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) \\ - (-m_{B'}\ddot{\mathbf{x}}_{B'}) [\overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \eta) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ + [(-m_{B'}\ddot{\mathbf{y}}_{B'}) + (-m_{B'}\mathbf{g})] [\overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} -\cos(\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \sin(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \sin(\gamma_2 - \pi)] \\ + \sin(\gamma_2 - \pi) [\overline{A'G_3} \cos(\pi + \theta_{31}^c + \lambda_3) + (r_2 + r_p) \cos(\gamma_2 - \pi)] \\ + \cos(\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \sin(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \sin(\gamma_3 + \pi)] \\ - \sin(\gamma_2 - \pi) [\overline{B'G_3} \cos(2\pi + \theta_{31}^c - \beta_3) + (r_3 + r_p) \cos(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}}\quad (\text{EK-4.136})$$

Uzuvların denge şartı ve aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{32x}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{23x}^{v_i} \\ \mathbf{F}_{32y}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{23y}^{v_i}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.137})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{12x}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{32x}^{v_i} \\ \mathbf{F}_{12y}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{32y}^{v_i}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.138})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{21x}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{12x}^{v_i} \\ \mathbf{F}_{21y}^{v_i} &= -\mathbf{F}_{12y}^{v_i}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.139})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{34_x}^{v_l} &= -\mathbf{F}_{43_x}^{v_l} \\ \mathbf{F}_{34_y}^{v_l} &= -\mathbf{F}_{43_y}^{v_l}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.140})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{14_x}^{v_l} &= -\mathbf{F}_{34_x}^{v_l} \\ \mathbf{F}_{14_y}^{v_l} &= -\mathbf{F}_{34_y}^{v_l}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.141})$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{41_x}^{v_l} &= -\mathbf{F}_{14_x}^{v_l} \\ \mathbf{F}_{41_y}^{v_l} &= -\mathbf{F}_{14_y}^{v_l}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.142})$$

Çıkış Momenti;

$$\begin{aligned}\mathbf{M}_{41}^{v_l} \mathbf{k} &= [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34_x}^{v_l} \mathbf{i} \\ &+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34_y}^{v_l} \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.143})$$

VII) İzleyici uzvunun kütle merkezinin ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

İzleyici uzvun denge şartından;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{14_x}^{v_{ll}} + \mathbf{F}_{34_x}^{v_{ll}} + (-m_{G4} \ddot{\mathbf{x}}_{G4}) &= 0 \\ \mathbf{F}_{14_y}^{v_{ll}} + \mathbf{F}_{34_y}^{v_{ll}} + (-m_{G4} \ddot{\mathbf{y}}_{G4}) + (-m_{G4} \mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{Bo} + (-I_{G4} \ddot{\theta}_{41}^c) &= 0\end{aligned}\quad (\text{EK-4.144})$$

İletim-sarkaç kol eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{34_x}^{v_{ll}} &= \mathbf{F}_{34}^{n-v_{ll}} \cos (\gamma_3) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{34_y}^{v_{ll}} &= \mathbf{F}_{34}^{n-v_{ll}} \sin (\gamma_3) \mathbf{j}\end{aligned}\quad (\text{EK-4.145})$$

Bo noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned}&[L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34_x}^{v_{ll}} \mathbf{i} + [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34_y}^{v_{ll}} \mathbf{j} \\ &+ \overline{B_o G_4} \sin (\theta_{41}^c + \lambda_4) \mathbf{j} \otimes (-m_{G4} \ddot{\mathbf{x}}_{G4}) \mathbf{i} \\ &+ \overline{B_o G_4} \cos (\theta_{41}^c + \lambda_4) \mathbf{i} \otimes [(-m_{G4} \ddot{\mathbf{y}}_{G4}) + (-m_{G4} \mathbf{g})] \mathbf{j} + (-I_{G4} \ddot{\theta}_{41}^c) \mathbf{k} = 0\end{aligned}\quad (\text{EK-4.146})$$

İletim-sarkaç kol eklemindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{34}^{\mathbf{n}-\mathbf{v}ii} = \frac{\begin{bmatrix} \overline{B_o G_4} \sin(\theta_{41}^c + \lambda_4) (-m_{G4} \ddot{\mathbf{x}}_{G4}) - \left(-I_{G4} \ddot{\theta}_{41}^c \right) \\ -\overline{B_o G_4} \cos(\theta_{41}^c + \lambda_4) [(-m_{G4} \ddot{\mathbf{y}}_{G4}) + (-m_{G4} \mathbf{g})] \end{bmatrix}}{\begin{bmatrix} \sin(\gamma_3) [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \\ -\cos(\gamma_3) [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \quad (\text{EK-4.147})$$

İzleyici uzvunun ana yatağındaki kuvvetin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{14x}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{34x}^{\mathbf{v}ii} - (-m_{G4} \ddot{\mathbf{x}}_{G4}) \\ \mathbf{F}_{14y}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{34y}^{\mathbf{v}ii} - (-m_{G4} \ddot{\mathbf{y}}_{G4}) - (-m_{G4} \mathbf{g}) \end{aligned} \quad (\text{EK-4.148})$$

Aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{43x}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{34x}^{\mathbf{v}ii} \\ \mathbf{F}_{43y}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{34y}^{\mathbf{v}ii} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.149})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{41x}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{14x}^{\mathbf{v}ii} \\ \mathbf{F}_{41y}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{14y}^{\mathbf{v}ii} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.150})$$

İletim uzvunun denge şartından;

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

Kol-iletim eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{23x}^{\mathbf{v}ii} &= \mathbf{F}_{23}^{\mathbf{n}-\mathbf{v}ii} \cos(\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{23y}^{\mathbf{v}ii} &= \mathbf{F}_{23}^{\mathbf{n}-\mathbf{v}ii} \sin(\gamma_2 - \pi) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.151})$$

Uzuvların denge şartı ve aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{32x}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{23x}^{\mathbf{v}ii} \\ \mathbf{F}_{32y}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{23y}^{\mathbf{v}ii} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.152})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{12x}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{32x}^{\mathbf{v}ii} \\ \mathbf{F}_{12y}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{32y}^{\mathbf{v}ii} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.153})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{21x}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{12x}^{\mathbf{v}ii} \\ \mathbf{F}_{21y}^{\mathbf{v}ii} &= -\mathbf{F}_{12y}^{\mathbf{v}ii} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.154})$$

Çıkış Momenti;

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{41}^{vm} \mathbf{k} &= [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34x}^{vm} \mathbf{i} \\ &+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34y}^{vm} \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.155})$$

VIII) B noktasının ataleti etkisiyle mekanizma uzuvlarının dinamik analizi:

İzleyici uzvun denge şartından;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{14x}^{vm} + \mathbf{F}_{34x}^{vm} + (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) &= 0 \\ \mathbf{F}_{14y}^{vm} + \mathbf{F}_{34y}^{vm} + (-m_B \ddot{\mathbf{y}}_B) + (-m_B \mathbf{g}) &= 0 \\ \sum \mathbf{M}_{Bo} &= 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-4.156})$$

İletim-sarkaç kol eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{34x}^{vm} &= \mathbf{F}_{34}^{n-vm} \cos (\gamma_3) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{34y}^{vm} &= \mathbf{F}_{34}^{n-vm} \sin (\gamma_3) \mathbf{j} \end{aligned} \quad (\text{EK-4.157})$$

Bo noktasına göre moment denge şartı;

$$\begin{aligned} [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34x}^{vm} \mathbf{i} + [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos (\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34y}^{vm} \mathbf{j} \\ + L_4 \sin \theta_{41}^c \mathbf{j} \otimes (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) \mathbf{i} + L_4 \cos \theta_{41}^c \mathbf{i} \otimes [(-m_B \ddot{\mathbf{y}}_B) + (-m_B \mathbf{g})] \mathbf{j} = 0 \end{aligned} \quad (\text{EK-4.158})$$

İletim-sarkaç kol eklemindeki temas kuvveti;

$$\mathbf{F}_{34}^{n-vm} = \frac{L_4 \sin \theta_{41}^c (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) - L_4 \cos \theta_{41}^c [(-m_B \ddot{\mathbf{y}}_B) + (-m_B \mathbf{g})]}{\begin{bmatrix} \sin (\gamma_3) [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos (\gamma_3 + \pi)] \\ -\cos (\gamma_3) [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin (\gamma_3 + \pi)] \end{bmatrix}} \quad (\text{EK-4.159})$$

İzleyici uzvunun ana yatağındaki kuvvetin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{14x}^{vm} &= -\mathbf{F}_{34x}^{vm} - (-m_B \ddot{\mathbf{x}}_B) \\ \mathbf{F}_{14y}^{vm} &= -\mathbf{F}_{34y}^{vm} - (-m_B \ddot{\mathbf{y}}_B) - (-m_B \mathbf{g}) \end{aligned} \quad (\text{EK-4.160})$$

Aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{43\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} &= -\mathbf{F}_{34\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} \\ \mathbf{F}_{43\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii} &= -\mathbf{F}_{34\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii}\end{aligned}\tag{EK-4.161}$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{41\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} &= -\mathbf{F}_{14\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} \\ \mathbf{F}_{41\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii} &= -\mathbf{F}_{14\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii}\end{aligned}\tag{EK-4.162}$$

İletim uzvunun denge şartı;

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

Kol-iletim eklemindeki temas kuvvetinin x ve y bileşenleri;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{23\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} &= \mathbf{F}_{23}^{\mathbf{n}-\mathbf{v}iii} \cos(\gamma_2 - \pi) \mathbf{i} \\ \mathbf{F}_{23\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii} &= \mathbf{F}_{23}^{\mathbf{n}-\mathbf{v}iii} \sin(\gamma_2 - \pi) \mathbf{j}\end{aligned}\tag{EK-4.163}$$

Uzuvların denge şartı ve aynı noktaya etki eden kuvvetler için;

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{32\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} &= -\mathbf{F}_{23\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} \\ \mathbf{F}_{32\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii} &= -\mathbf{F}_{23\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii}\end{aligned}\tag{EK-4.164}$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{12\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} &= -\mathbf{F}_{32\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} \\ \mathbf{F}_{12\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii} &= -\mathbf{F}_{32\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii}\end{aligned}\tag{EK-4.165}$$

$$\begin{aligned}\mathbf{F}_{21\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} &= -\mathbf{F}_{12\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} \\ \mathbf{F}_{21\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii} &= -\mathbf{F}_{12\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii}\end{aligned}\tag{EK-4.166}$$

Çıkış Momenti;

$$\begin{aligned}\mathbf{M}_{41}^{\mathbf{v}iii} \mathbf{k} &= [L_4 \sin \theta_{41}^c + r_p \sin(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{j} \otimes \mathbf{F}_{34\mathbf{x}}^{\mathbf{v}iii} \mathbf{i} \\ &+ [L_4 \cos \theta_{41}^c + r_p \cos(\gamma_3 + \pi)] \mathbf{i} \otimes \mathbf{F}_{34\mathbf{y}}^{\mathbf{v}iii} \mathbf{j}\end{aligned}\tag{EK-4.167}$$

ÖZGEÇMİŞ

Selçuk ERKAYA, 08-11-1976 tarihinde Kayseri'nin Tomarza ilçesine bağlı Güzelce Köyü'nde doğdu. İlk öğrenimini bu köyde tamamladı. Orta ve lise öğrenimini Kayseri'de tamamladıktan sonra 1996 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde okumaya hak kazandı. 1996-1997 öğretim yılında aynı üniversitede bir sene İngilizce hazırlık okudu. 2001 yılında Makine Mühendisi, 2004 yılında da aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans eğitimini tamamlayarak Makine Yüksek Mühendisi ünvanlarını aldı. Evli ve iki çocuk babası olan Selçuk ERKAYA, halen Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Makine Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.

Adres : Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü
38039 - KAYSERİ
Telefon : 0 352 437 49 01 - 32056
Belgegeçer : 0 352 437 57 84
e-posta : serkaya@erciyes.edu.tr
selcukerkaya@hotmail.com