

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GENETİK ALGORİTMA TEKNİĞİ İLE DÜZLEMSEL
MEKANİZMALARIN OPTİMUM DENGELENMESİ**

**Hazırlayan
Selçuk TÜRK**

**Danışman
Doç. Dr. İkbâl ESKİ**

Yüksek Lisans Tezi

**Ekim 2016
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GENETİK ALGORİTMA TEKNİĞİ İLE DÜZLEMSEL
MEKANİZMALARIN OPTİMUM DENGELENMESİ**

(Yüksek Lisans Tezi)

**Hazırlayan
Selçuk TÜRK**

**Danışman
Doç. Dr. İkbāl ESKİ**

**Ekim 2016
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Adı-Soyadı *Selcuk Türk*

İmza :



Not: “Genetik algoritma tekniği ile düzlemsel mekanizmaların optimum dengelenmesi” başlıklı teze, 20.09.2016 tarihinde **KHK/672** numaralı olağanüstü hal gereği Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı Başkanlığı tarafından danışman değişikliği yapılmış olup, **KHK/672** numaralı olağanüstü hal gereği tamamlanmıştır. Bu tez çalışmasına bilimsel olarak her hangi bir katkı olmadığını belirtirim.


Doç.Dr.İkbâl Eski

YÖNERGEYE UYGUNLUK

Genetik Algoritma Tekniği İle Düzlemsel Mekanizmaların Optimum Dengelenmesi adlı Yüksek Lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi'ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Hazırlayan

Selçuk TÜRK



Danışman

Doç. Dr. İkbal ESKİ



Mekatronik Mühendisliği A.B.D Başkanı

Prof. Dr. Şahin YILDIRIM

KABUL VE ONAY

Doç. Dr. İkbāl ESKİ danışmanlığında **Selçuk TÜRK** tarafından hazırlanan “**Genetik Algoritma Tekniği İle Düzlemsel Mekanizmaların Optimum Dengelenmesi**” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

27/10/2016

JURİ:

Danışman : Doç. Dr. İkbāl ESKİ
Üye : Prof. Dr. Şahin YILDIRIM
Üye : Yrd. Doç. Dr. Ümit ÖNEN

.....
.....
.....

ONAY:

Bu tezin kabûlü Enstitü Yönetim Kurulunun 08/11/2016 tarih ve 2016/48-23 sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Mehmet Akkurt
08/11/2016
Prof. Dr. Mehmet AKKURT
Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ / TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca farklı bakış açıları ve bilimsel katkılarıyla beni aydınlatan, yakın ilgi ve yardımlarını esirgemeyen ve tezin her aşamasının şekillenmesinde katkı sahibi olan sayın hocalarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca; çalışmalarım süresince sabır göstererek beni daima destekleyen aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

Selçuk TÜRK

Kayseri, Eylül 2016



GENETİK ALGORİTMA TEKNİĞİ İLE DÜZLEMSEL MEKANİZMALARIN OPTİMUM DENGELENMESİ

Selçuk TÜRK

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi, Ekim 2016
Danışman: Doç. Dr. İkbāl ESKİ

ÖZET

Bu çalışmada, düzlemsel mekanizmaların dinamik dengelenmesine yönelik analizler gerçekleştirilmiştir. Model mekanizma olarak makinelerde en çok kullanılan dört çubuk mekanizması tercih edilmiştir. Kinematik ve dinamik analizler neticesinde model mekanizmanın ana yataklarında hasıl olan sarsma kuvveti ve sarsma momentleri analitik olarak tanımlanmıştır. Mekanizmanın dinamik dengesine etki eden unsurlar bir optimizasyon problemi olarak tanımlanmış ve genetik algoritma sistemi kullanılarak problem çözümü gerçekleştirilmiştir. Sarsma kuvveti ve sarsma momenti ile bunların alt bileşenlerinden oluşan farklı hedef fonksiyonları tanımlanmış ve elde edilen sonuçlar irdelenmiştir.

Sonuçta; hedef fonksiyonu yapısı ve ağırlık çarpanı değerlerinin dengeleme performansına önemli etkilerinin olduğu elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kinematik ve dinamik analiz, Dengeleme, Genetik algoritma, Düzlemsel mekanizmalar, Dört ubuk mekanizması

OPTIMUM BALANCING OF PLANAR MECHANISM USING GENETIC ALGORITHM TECHNIC

Selçuk TÜRK

**Erciyes University, Institute of Natural and Applied Sciences
Master Science Thesis, October 2016
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. İkbâl ESKİ**

ABSTRACT

Dynamic balancing of planar mechanism is presented in this study. Model mechanism preferred four bar mechanism which is the most common in machinery. As a result of kinematic and dynamic analysis shaking force and shaking moments on the model mechanism analytically defined. Factors affecting the dynamic balance of the mechanism are defined as a optimization problem and problem is solved by using genetic algorithm. Different objective functions of shaking forces and shaking moments and subcomponents of these forces are defined and results are analyzed.

As a result; Significant effects on the balancing performance has obtained of objective function and weight factor's value.

Keywords: Kinematic and dynamic analysis, Balancing, Genetic algorithm, Planar mechanism, Four bar mechanism

İÇİNDEKİLER

GENETİK ALGORİTMA TEKNİĞİ İLE DÜZLEMSEL MEKANİZMALARIN OPTİMUM DENGELENMESİ

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK	i
YÖNERGEYE UYGUNLUK.....	ii
KABUL VE ONAY	iii
ÖNSÖZ / TEŞEKKÜR	iv
ÖZET.....	v
ABSTRACT.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
TABLolar LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
SEMBOLLER LİSTESİ	xiii

1. BÖLÜM

GİRİŞ

1.1. Giriş	1
1.2. Konunun Önemi	2
1.3. Tezin Amacı	3

2. BÖLÜM

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Giriş	4
2.2. Literatür İncelendiğinde;	4

3. BÖLÜM

MODEL MEKANİZMALARIN KİNEMATİK ANALİZİ

3.1. Giriş	9
3.2. Dört-Çubuk Mekanizmasının Kinematik Analizi.....	9

3.3. Mekanizmaların Kinematik Analiz Sonuçları	13
---	-----------

4. BÖLÜM

MODEL MEKANİZMALARIN DİNAMİK KUVVET ANALİZİ

4.1. Giriş	24
4.2. Dört-Çubuk Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi.....	24
4.3. Dinamik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri	29

5. BÖLÜM

MEKANİZMANIN OPTİMUM DENGELENMESİ

5.1.Giriş	36
5.2.Genetik Algoritmanın Temel Prensipleri:	36
5.3.Genetik Algoritmanın İşleyiş Süreci.....	38
5.4.Optimizasyon Problemi ve Hedef Fonksiyonu	39
5.5.Optimizasyon Sonuçları.....	40

6. BÖLÜM

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

6.1. Giriş	67
6.2. Optimizasyon Neticesinde Elde Edilen Sonuçlar	68
6.3. Öneriler	69
KAYNAKLAR	70
ÖZGEÇMİŞ.....	73

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 4.1. Dört-çubuk mekanizmasının dinamik parametreleri.....	24
Tablo 6.1. Durum I için dört-çubuk mekanizmasının orijinal ve optimize edilen değerleri.....	48
Tablo 6.2. Durum I için dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki kuvvet bileşenleri, sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değerlerinde orijinal mekanizmaya göre azalma oranları.	49
Tablo 6.3. Durum II için dört-çubuk mekanizmasının orijinal ve optimize edilen değerleri.....	55
Tablo 6.4. Durum II için dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki kuvvet bileşenleri, sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değerlerinde orijinal mekanizmaya göre azalma oranları.	56
Tablo 6.5. Dört-çubuk mekanizmasının orijinal ve optimize edilen değerleri.....	60
Tablo 6.6. Durum III için dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki kuvvet bileşenleri, sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değerlerinde orijinal mekanizmaya göre azalma oranları	61
Tablo 6.7. Durum IV için dört-çubuk mekanizmasının orijinal ve optimize edilen değerleri.....	65
Tablo 6.8. Dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki kuvvet bileşenleri, sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değerlerinde orijinal mekanizmaya göre azalma oranları.....	66

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1.	Dört-çubuk mekanizmasının şematik görünümü (a), Mekanizmanın vektör çevrimi (b)	10
Şekil 3.2.	Kinematik analiz için sembolik türevleme.....	13
Şekil 3.3.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin x doğrultusundaki konumu.....	14
Şekil 3.4.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin y doğrultusundaki konumu.....	15
Şekil 3.5.	Dört-çubuk mekanizmasının iletim uzvunun açısal konumunun değişimi .	16
Şekil 3.6.	Dört-çubuk mekanizmasının sarkaç kol uzvunun açısal konumunun değişimi	17
Şekil 3.7.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin x doğrultusundaki hızı.	18
Şekil 3.8.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin y doğrultusundaki hızı.	19
Şekil 3.9.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi.	20
Şekil 3.10.	Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin y eksenini doğrultusundaki ivmesi.	21
Şekil 3.11.	Dört-çubuk mekanizmasında hareketli uzuvların kütle merkezlerinin x eksenini doğrultusundaki jerk değişimi.....	22
Şekil 3.12.	Dört-çubuk mekanizmasında hareketli uzuvların kütle merkezlerinin y eksenini doğrultusundaki jerk değişimi.....	23
Şekil 4.1.	Dört-çubuk mekanizmasında mafsal kuvvetlerinin şematik sunumu	25
Şekil 4.2.	Dört-çubuk mekanizmasının kol uzvu ana yatağındaki kuvvet bileşenleri.	29
Şekil 4.3.	Dört-çubuk mekanizmasının kol ve iletim uzuvları bağlantı noktasında ki kuvvet bileşenleri	30
Şekil 4.4.	Dört-çubuk mekanizmasının iletim ve sarkaç kol uzuvları bağlantı mafsalındaki kuvvet bileşenleri.....	31

Şekil 4.5.	Dört-çubuk mekanizmasının sarkaç kol ana yatağındaki kuvvet bileşenleri	32
Şekil 4.6.	Dört-çubuk mekanizmasında tahrik momenti ve çıkış momenti	33
Şekil 4.7.	Dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti ve momenti.....	34
Şekil 5.1.	Genetik Algoritmanın işleyiş Sürecinin Akış Diyagramı	39
Şekil 6.1.	Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri(Durum I-A: $W_1=0,40$ $W_2=0,24$ $W_3=0,16$ $W_4=0,1$ $W_5=0,1$)	41
Şekil 6.2.	Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri (Durum I-B: $W_1=0,2$ $W_2=0,2$ $W_3=0,2$ $W_4=0,2$ $W_5=0,2$)	42
Şekil 6.3.	Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri (Durum I-C: $W_1=0,225$ $W_2=0,225$ $W_3=0,225$ $W_4=0,225$ $W_5=0,1$).....	43
Şekil 6.4.	Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişimi (Durum I-A: $W_1=0,40$ $W_2=0,24$ $W_3=0,16$ $W_4=0,1$ $W_5=0,1$)	45
Şekil 6.5.	Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişimi (Durum I-B: $W_1=0,2$ $W_2=0,2$ $W_3=0,2$ $W_4=0,2$ $W_5=0,2$).....	46
Şekil 6.6.	Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişimi (Durum I-C: $W_1=0,225$ $W_2=0,225$ $W_3=0,225$ $W_4=0,225$ $W_5=0,1$)	47
Şekil 6.7.	Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri (Durum II-A: $W_1=1/3$, $W_2=1/3$, $W_3=1/3$).....	50
Şekil 6.8.	Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri (Durum II-B: $W_1=0,4$, $W_2=0,4$, $W_3=0,2$).....	51
Şekil 6.9.	Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişimi (Durum II-A: $W_1=1/3$, $W_2=1/3$, $W_3=1/3$).....	53
Şekil 6.10.	Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişimi (Durum II-B: $W_1=0,4$, $W_2=0,4$, $W_3=0,2$)	54

Şekil 6.11. Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri (Durum III: $W_1=0,5$, $W_2=0,5$)	57
Şekil 6.12. Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsama momenti ve tahrik momenti değişimi (Durum III: $W_1=0,5$, $W_2=0,5$)	59
Şekil 6.13. Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri(Durum IV: $W_1=0,5$, $W_2=0,5$)	62
Şekil 6.14. Durum IV için mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsama momenti ve tahrik momenti değişimi. (Durum IV: $W_1=0,5$, $W_2=0,5$).....	64



SEMBOLLER LİSTESİ

L_i	: i. uzvun boyu
θ_{i1}	: i. uzvun açısal konumu
G_i	: i. uzvun ağırlık merkezi
γ_i	: i. uzvun yapısal açısı
μ	: İletim açısı
ω_{i1}	: i. uzvun açısal hızı
$\dot{x}$	: İlgili parametrenin hızı
$\ddot{x}$	: 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

Mekanik sistemler; yerçekimi kuvvetinin ve çalışma sırasında oluşan dış kuvvetlerin yanı sıra sistemi oluşturan kütlelerin ivmelenmesi ile oluşan atalet kuvvet ve momentlerinin de etkisi altındadır. Bu kuvvetler/momentler dengelenmediğinde mekanizmanın bağlı olduğu zemine aktarılırlar. Bu istenmeyen etki, literatürde “sarsma kuvveti” ve “sarsma momenti” olarak tanımlanmıştır. Çünkü bu etki mekanizmaların titreşimli ve gürültülü çalışmasına, mekanizmanın parçalarının aşınmasına ve hatta kırılmasına neden olabilir. Mekanik sistemlerde dengeleme, statik dengeleme ve dinamik dengeleme olarak iki temel kavram üzerinden incelenmektedir. Dinamik dengeleme mekanizmanın hareketi esnasında herhangi bir sarsma kuvveti veya sarsma momenti oluşturmayacak şekilde tasarlanmasıdır. Statik dengeleme ise mekanizmanın her statik konumundaki denge halinin bozulmayacağı şekilde tasarlanmasıdır. Statik durumdaki bir mekanizmanın elemanlarının ağırlık kuvvetleri, mekanizmanın herhangi bir konumu için, sistemin tahrik edici unsurlarında (aktüatörlerine) herhangi bir moment (veya kuvvet) meydana getirmiyor ise o mekanizmaya statik dengededir denir. Dinamik dengede olan bir mekanizma aynı zamanda statik olarak da dengededir. Ancak statik olarak dengede olan bir mekanizma her zaman dinamik dengede olmayabilir. Statik dengelenmiş olan mekanizmalar, dışarıdan frenleme gibi bir karşı kuvvet/moment etkisi olmaksızın da bu dengelenmiş durumlarını sürdürebilirler. Bu nedenle herhangi bir konumda bırakıldıklarında bu konumlarını korurlar. Bazı büyük kütleli ağır hizmet robotlarında, mekanizmanın çalışmadığı zamanlarda da genel olarak tahrik sistemlerine herhangi bir karşı moment etkisi istenmez. Statik dengedeki sistemler bunu sağlayabilirler. Statik olarak dengelenmiş sistemler hareket halinde iken de

dengelenmemiş sistemlere nazaran daha düşük torklar ile harekete geçirilebilir. Düşük hız değişimlerinde düşük atalet kuvvetleri oluşacağından bu sistemlerde sadece statik dengeleme yapılarak, sarsma kuvveti/momenti problemleri büyük ölçüde azaltılabilir. Engelli kişiler için tasarlanan kol ve bacak dış iskeleti gibi medikal cihazlarda genellikle dinamik dengelemeye gereksinme duyulmaz, yalnızca statik dengeleme yeterli olur. Bu cihazlar kol veya bacak ağırlıklarını dengeleyerek, hastaların rehabilitasyonuna yardımcı olurlar. Mekanizmalar belli bir hareketi ya da kuvveti iletmek için tasarlandıklarından, sentez aşamasında mekanizmanın kinematik ve dinamik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Bilgisayar yardımıyla tasarımın yaygınlaştığı günümüzde, kinematik ve dinamik analiz için analitik yöntemler kullanmak çok daha uygun olmaktadır, Bu şekilde, gereken değerler mekanizmanın her konumunda çabuk ve hassas olarak elde edilebilmektedir.

1.2. Konunun Önemi

Dönen mekanik sistemlerde dengesizlik, yüksek hızlı makinaların gelişmesiyle birlikte her geçen gün artan bir öneme sahip olmaktadır. Makinaların dönen elemanlarındaki dengesizlik en önemli titreşim kaynağıdır. Dengesizlik sonucu ortaya çıkan titreşimler yataklarda aşınmaya ve makina elemanlarında yorulma ile kırılmaya neden olduğu gibi titreşimlerin makinanın diğer elemanlarını etkilemesi durumunda makine performansının düşmesine ve güç kaybına, üretim hassasiyetinde kayıplara neden olabilmektedir. Ayrıca yüksek seviyedeki gürültülerde dengesizlik sonucu ortaya çıkmaktadır. Bu ve bunun gibi olumsuz etkilerden kaçınmak için makinalardaki dengesizliklerin giderilmesi yani dengelenmesi gerekmektedir. DIN/ISO 1925 'e göre Dengesizlik, bir rotordaki merkezkaç kuvvetlerinin yataklar üzerinde titreşim kuvvetleri veya hareketi oluşturduğunda ortaya çıkan durum olarak tarif edilmektedir. Diğer bir tanımla, bir rotorun kütle dağılımındaki düzensizlik nedeniyle kütle merkezinin rotorun dönme ekseninden uzaklaşması olarak tarif edilebilir. Dengeleme ise, Dönen bir mekanik sistemlerdeki istenmeyen atalet kuvvetleri ve momentlerinin düzeltilmesi veya ortadan kaldırılması işlemidir.

1.3.Tezin Amacı

Mekanizmaların elemanlarına etki eden dinamik kuvvetler (atalet kuvvetleri) mekanizmanın ana gövdesi olarak kabul edilen sabit elemana etki eden bileşke sarsma kuvveti ve sarsma momentini oluşturur. Mekanizmanın ana gövdesi üzerinde oluşan sarsma kuvveti ve sarsma momenti, mekanizmanın bağlı olduğu zeminde titreşim, elemanlarda yorulma, mesnetlerde aşırı yatak reaksiyonları, mekanizmanın devrilmesi vb. olumsuz sonuçlara yol açabilir. Makinelerde sarsma kuvveti ve sarsma momentinin ortaya çıkardığı olumsuz sonuçlardan korunmak için mekanizmanın bağlı olduğu zemine etki eden sarsma kuvveti ve sarsma momentinin dengelenmesi makine mühendisliğinin önemli problemlerinden biridir. Bazı mekanizmalarda sadece sarsma kuvvetinin, bazılarında sadece sarsma momentinin, bazılarında ise hem sarsma kuvveti hem de sarsma momentinin dengelenmesi gerekliliği ortaya çıkar. Bu çalışma kapsamında düzlemsel bir mekanizmanın dinamik dengelenmesi irdelenmiştir. Dengeleme problemi bir optimizasyon problemi olarak modellenmiş ve çözümü, genetik algoritma yöntemi ile gerçekleştirilmiştir.

2. BÖLÜM

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Giriş

Makinalarda dönme hareketi yapan miller, üzerlerindeki muhtelif elemanlarla birlikte hareket eder ve bu elemanlar mil dönme eksenine göre statik olarak dengede olsalar bile, dönme hareketi esnasında oluşan merkezkaç kuvvet ismini verdiğimiz atalet kuvvetlerinin momentleri sebebiyle dinamik dengesizlik ortaya çıkar. Bu durum, yataklardaki tepki kuvvetlerinin artmasına, titreşime ve gürültüye sebep olur. Devir sayısı arttıkça bu etkiler artar, bilhassa yüksek devirlerde küçük dengesizlikler bile arzu edilmeyen sonuçlar doğurur. Bu yüzden aşınma, yorulma, titreşim ve gürültü gibi olumsuzluklar hasıl olur, makine fonksiyonunu yitirebilir. Bütün bu sebeplerden dolayı makinelerin dengelenmesi özellikle yüksek açısal hızlarda son derece önemlidir. Tüm bu istenmeyen etkilerin oluşmasının engellenebilmesi için literatürde düzlemsel mekanizmaların optimum dengelenmesi konusunda birçok çalışma gerçekleştirildiği görülmektedir. Bu çalışmada dört-çubuk mekanizmasının dengelenme problemi bir optimizasyon problemi olarak formüle edilecek ve sarsma kuvveti ve sarsma momentleri hedef fonksiyon olarak oluşturularak ve mekanizmanın optimum dinamik dengelenmesi araştırılacaktır. Uygun kısıtlar altında optimizasyon probleminin çözümü için genetik algoritma kullanılacaktır.

2.2.Literatür İncelendiğinde;

Yu ve Jiang [1] esnek mekanizmaların dinamik dengelenmesiyle ilgili analitik ve deneysel bir çalışma sunmuştur. Çalışmalarında ilk olarak gereğinden fazla eyleyicili esnek mekanizmanın dinamik modelini geliştirmişlerdir. Daha sonra ek bir eleyici kullanarak esnek dört-çubuk mekanizmasının optimum sarsma kuvveti ve sarsma

momentlerini tanımlamışlardır. Esnek mekanizmaların dinamik dengelenmesinde gereğinden fazla eyleyicilerin avantajını hem sayısal simülasyonlar hem de deneysel sonuçlarla göstermişlerdir.

Chaudhary ve Saha [2] çalışmalarında uzay mekanizmalarında atalet kuvvetleri nedeniyle oluşan sarsma kuvvetleri ve sarsma momentlerin dengelenmesinde yeni genetik optimizasyon tekniğini sunmaktadırlar. Başlangıç hızı ve ölçüleri verilen bir mekanizmada atalet kuvveti sadece hareketli bağlantıların kütle dağılımına bağlıdır. Yedi noktasal kütleli sistemlerin eşit atalet momentleri, atalet özellikleri ve optimizasyon değişkenlikleri tanımlanmıştır. Önerilen metodolojinin etkinliği uzaysal RSSR mekanizması kullanılarak gösterilmiştir.

Briot ve Arakelian [3] çalışmalarında sabit bir giriş hızına sahip düzlemsel dört-çubuk bağlantılarının sarsma kuvveti ve sarsma momentlerinin dengelenmesi bulunmaktadır. Çalışmalarında karşı dönüş kullanmadan yeni bir çözüm yöntemi tartışılmıştır. Sarsma kuvveti ve sarsma momenti dengelenmesi bağlantı çubuğu kullanılarak elde edilmiştir. Nümerik simülasyonlar MSC ADAMS yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

K.Chaudhary ve H.Chaudhary [4] çalışmalarında düzlemsel mekanizmaların dinamik dengelenmesinde optimum bağlantı formlarını bulabilmek için iki aşamalı optimizasyon çözümü sunmuştur. Birinci aşamada her bir bağlantıda eşit atalet momenti sistemi (equimomental system) kullanılarak bağlantılardaki kütle dağılımı azaltılmış ve bu sayede sarsma kuvveti ve sarsma momentleri minimize edilmiştir. İkinci aşamada dengelenmiş mekanizmanın optimum atalet parametreleri için kapalı parametreler kullanılarak optimum bağlantı şekilleri sentezlenmiştir.

K. Chaudhary ve H.Chaudhary [5] çalışmalarında düzlemsel mekanizmaların dinamik dengelenmesi hakkında optimizasyon tekniğini sunmuşlardır. Noktasal kuvvetlerin eşdeğer dinamik sistemleri ile mekanizmanın sabit (rigid) bağlantı noktalarındaki atalet özellikleri temsil edilmiş ve noktasal kütle parametreleri açısından sarsma kuvveti ve sarsma momentleri değerlendirilmiştir. Bu; optimizasyon probleminin amaç fonksiyonu olarak dikkate alınmıştır.

Erkaya [6] mafsal boşluklu düzlemsel mekanizmaların sarsma kuvveti ve sarsma momenti değişkenliklerinin optimum dengelenmesi incelenmiştir. Dört-çubuk mekanizmasının dengelenmesi optimizasyon problemi olarak formüle edilmiştir. Diğer taraftan sarsma kuvveti ve sarsma momentleri üst bileşenleri hedef fonksiyon olarak oluşturulmuştur, kinematik ve dinamik parametrelerden oluşan tasarım değişkenleri belirlenmiştir. Uygun kısıtlar altında optimizasyon probleminin çözümü için genetik algoritma kullanılmıştır. Önerilen optimizasyon sürecinin etkinliğini değerlendirmek için tasarım değişkenlerinin optimize değerleri ticari simülasyon yazılımları kullanılarak test edilmiştir. Bu çalışma sarsma kuvveti ve sarsma momentlerindeki değişkenliklerin azaltılabilmesi için pratik bir metot sağlamıştır.

Chaudhary ve Saha [7] yataklardaki kuvvet değerleri için dinamik eşitliklerin maksimum tekrarlanmasına dayalı bir metot önermişlerdir. Dört-çubuk bağlantılarında dengeleme problemleri bir optimizasyon problemi olarak dikkate alınmıştır. Yeni bir bağlantı elde edebilmek için bağlantılardaki kütle dağılımı kısıtlamalarda dikkate alınmıştır.

Chaudhary ve Saha [8] eşit atalet momentlerine sahip sistemler kullanarak düzlemsel mekanizmalarda sarsma kuvveti ve sarsma momenti dengelenmesini araştırmışlardır. Mekanizmanın dinamik hareket denklemleri sarsma kuvveti ve sarsma momentlerini tanımlayabilmek için formüle edilmiştir. Mekanizmanın dinamik performansını artırabilmek için formulasyon da kütle dağılımının optimum olduğu dikkate alınmıştır.

Moore ve çalışma arkadaşları [9] düzlemsel dört-çubuk bağlantılarının dengelenmesinde yeni bir yöntem sunmuşlardır. Mekanizmanın kinematik modeli için karmaşık değişkenler kullanılarak kuvvet ve moment denge kısıtları kompleks değişkenler ve bağlantı açısı hızları üzerinden cebirsel denklem olarak tanımlanmıştır.

Esat ve Bahai [10] Tepper and Lowen'in düzlemsel mekanizmalarda tamamlanmış kuvvet dengelemelerinin basit denge ağırlıkları kullanılarak mümkün olduğunu göstermişlerdir. Tepper and Lowen 'ın çalışmasına ek olarak Esat ve Bahai, eğer bir bağlantının tam kuvvet dengesi tepper ve lowen kriteri kullanılarak sağlanabilirse yatakların tesir ataleti kullanılarak tam kuvvet ve moment dengesi elde edilebileceğini göstermiştir.

Chaudhary ve Saha [11] düzlemsel mekanizmaların dinamik performanslarını artırabilmek için optimum dengeleme problemleri ile ilgili genel bir matematik formülü sumaktadırlar. Sarsma kuvveti ve sarsma momentlerini tanımlamak amacıyla mekanizma için dinamik hareket denklemleri eşit atalet yaklaşımıyla ilgili olarak sistematik bir şekilde formüle edilmiştir.

Arakelian ve Smithb [12] bağlantılarda oluşan sarsma kuvveti ve sarsma momenti dengelemeye yönelik yeni bir çözüm sunmaktadırlar. Metot, mekanizmayı dengelenmiş bir krank kaplin türü mekanizmayla bağlamayı içermektedir. Alt bağlantıların üçü şu şekilde düşünülmüştür; Çift mafsallı, üç dönel çift ile asimetrik bağlantılı ve krank biyel mekanizmalı.

Arakelian ve Dahan [13] düzlemsel mekanizmalarda sarsma kuvveti ve sarsma momenti dengelenmesine yeni bir yöntem getirmişlerdir. Dengeleme koşulları sarsma momentinin karekök ortalama değeri minimize edilerek formüle edilmiştir. Karşı ağırlık bağlanan bağlantı uzvunun dönme ekseninin yer değiştirmesiyle önerilen metod gerçekleştirilmiştir.

Kochev [14] mevcut teorilere yorumlarda bulunmuştur. Teorilerdeki boşlukları doldurma, gerektiğinde önerileri yaygınlaştırma, kademe kademe ilk kavramlara bağlı kalarak nihai teoriyi oluşturma gibi öneriler sunulmuştur.

Chiou ve arkadaşları [15] mekanik preslerin kayar bağlantı sürücülerindeki sarsma kuvveti ve sarsma momentlerini azaltabilmek için karşı disk ağırlıkları ekleyerek optimum tasarımı önermişlerdir.

Alici ve Shirinzadeh [16] düzlemsel paralel manipülatörlerin optimum dinamik dengelenmesini sunmuşlardır. Bağlantı uzuvlarındaki sarsma momentlerinin konum hız ve ivmeleri hassas analize dayalı hedef fonksiyon kullanılarak dinamik denge optimizasyon problemi olarak formüle edilmiştir. Elde edilen sonuçlar önerilen optimizasyon yaklaşımına sarsma kuvvetini tamamen yok etme ve paralel mekanizmanın sabit uzvuna iletilen sarsma momentlerini minimize etmek için kullanılabileceğini göstermiştir.

Arakelian ve Dahan [17] düzlemsel mekanizmalarda sarsma kuvvetini sarsma momentini dengelemeye yönelik bir çözüm sunmuşlardır. Dengeleme koşulları sarsma momentinin ortalama karekök değerinin minimize edilmesiyle formüle edilmiştir. Mekanizmanın giriş uzvunun açısal hızı sabit ve değişken olmak üzere iki farklı durumda değerlendirilmiştir.

Li [18] genel düzlemsel mekanizmaların sarsma kuvveti ve sarsma momentlerinin hassas formüllerini sunmuştur. Hassas analizler ve gürbüz dengelemeler dört-çubuk mekanizmasının sayısal örnekleriyle resmedilmiştir. Gürbüz dengeleme yönteminin üretimdeki işlem hatalarında hassas olmadığı ifade edilmiştir.

Arakelian, ve Smith[19] denge ağırlık hareketlerinin oluşumuna dayanan farklı bir metot ile düzlemsel mekanizmaların sarsma kuvveti ve sarsma momentlerinin dengeleme problemlerine çözüm önermişlerdir.

Arakelian, [20] kendinden dengeli krank biyel sistemlerinde sarsma momentlerinin kaldırılması problemlerine çözüm sunmuştur. Pantograf bağlantıların özellikleri sarsma moment koşulları formüle edilerek ve yoğun noktasal kütlelerin kütle dağılımları ile oluşan dinamik yer değiştirme metodu ile kopyalanarak formüle edilmiştir. Önerilen çözüm sayısal verilerle desteklenmiştir.

Ilia ve Sinatra [21] beş çubuk mekanizmalarının dinamik dengelenmesi teknikleriyle ve tasarım denklemlerinin türetilmesi ile ilgili çalışmalarda bulunmuştur. Mekanizmaların dinamik dengelenmesi eşit kısıtlar altında bir optimizasyon problemi olarak tasarlanmış ve çözülmüştür. Yeni yaklaşımın uygulaması sayısal bir örnek üzerinden gösterilmiştir.

Özetlenen teknik çalışmalardan görüldüğü gibi farklı mekanizma modellerinin dengelenmesi için farklı metotlar önerilmiştir.

3. BÖLÜM

MODEL MEKANİZMALARIN KİNEMATİK ANALİZİ

3.1.Giriş

Kinematik, fizik biliminin ilgi alanı olan mekaniğin bir alt dalıdır. Hareketin uzay-zaman (konum) özellikleri ile ilgilenir. Harekete neden olan kütle ve kuvvet gibi özellikler kinematiğin ilgi alanı değildir. Kinematik konum, hız ve ivmelenmeyi düzgün-doğrusal ve açısal olarak inceler. Kinematik analiz hareketin oluşma nedenleri ile ilgilenmeksizin, hareketlerin konum ve zaman parametrelerinin incelenmesidir. 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; dört-çubuk mekanizmalarının kinematik analizi gerçekleştirilecektir.

3.2. Dört-Çubuk Mekanizmasının Kinematik Analizi

Kol-sarkaç kol tipindeki dört-çubuk mekanizmasının şematik görünümü Şekil 3.1’de, mekanizmaya ait kinematik parametreler ise Tablo 3.1’de verilmiştir. Şekil 3.1(b) de verilen vektörel sunumdan yararlanarak mekanizma için kapalı çevrim ifadesi (3.1) nolu denklemdeki gibi yazılabilir.

Tablo 3.1. Dört-çubuk mekanizmasının kinematik parametreleri

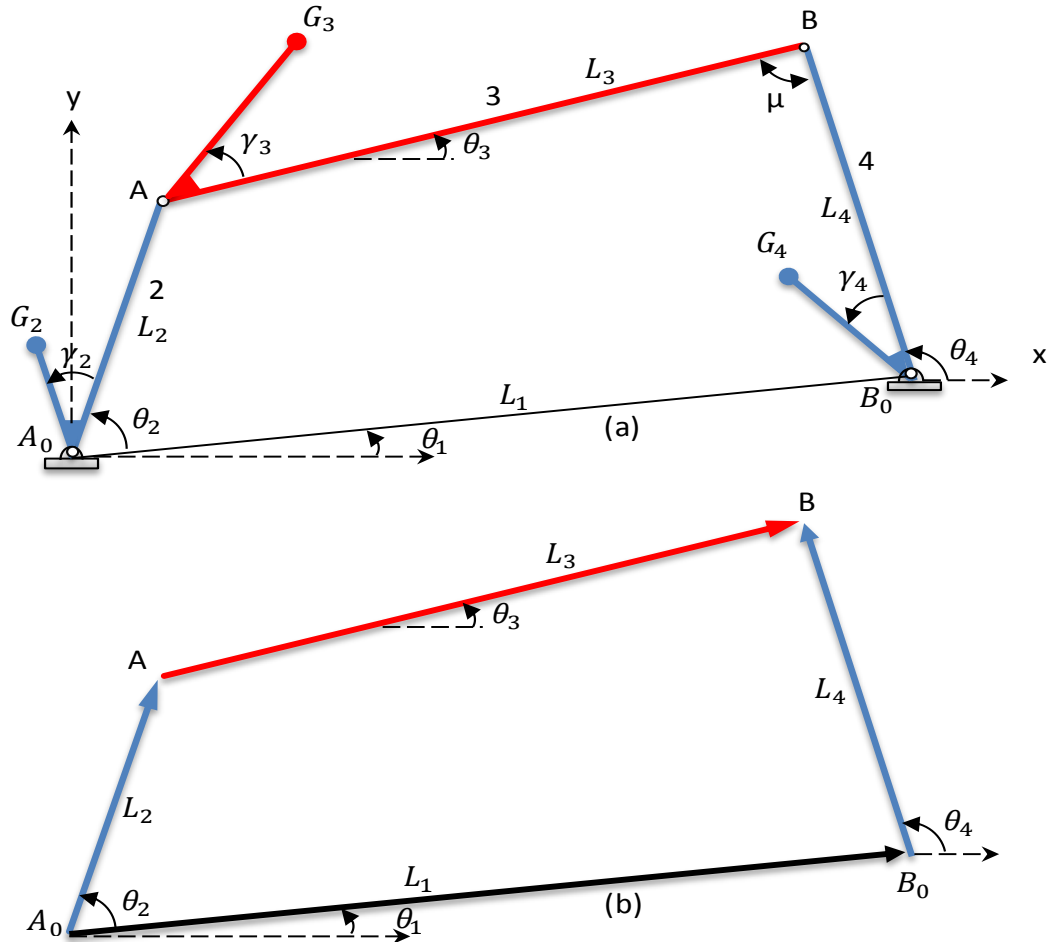
Parametre	Tanım	Değer
L_1 (mm)	Sabit uzvun boyu	600
L_2 (mm)	Kol uzvun boyu	100
L_3 (mm)	İletim uzvun boyu	400
L_4 (mm)	Sarkaç kol uzvun boyu	320

$$L_1 e^{i\theta_1} - L_2 e^{i\theta_2} - L_3 e^{i\theta_3} + L_4 e^{i\theta_4} = 0 \quad (3.1)$$

(3.1) nolu denklemde L_1, L_2, L_3 ve L_4 , sırasıyla sabit, kol, iletim ve sarkaç kol uzunluklarının boylarını ifade etmektedir. θ_3 ve θ_4 ise iletim ve sarkaç kol uzunluklarının, sabit uzva göre açısal konumlarını tanımlamaktadır. (3.1) nolu denklemin reel ve sanal kısımlara ayrılması ile ilgili trigonometrik eşitliklerin (yarım tanjant yöntemi) kullanılmasıyla θ_3 ve θ_4 ifadeleri, θ_2 açısının fonksiyonu olarak tanımlanabilir.

$$\theta_3 = 2 \tan^{-1} \left[\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \right] \quad (3.2)$$

$$\theta_4 = \cos^{-1} \left[\frac{L_2 \cos \theta_2 + L_3 \cos \theta_3 + L_1 \cos \theta_1}{L_4} \right] \quad (3.3)$$



Şekil 3.1. Dört-çubuk mekanizmasının şematik görünümü (a), Mekanizmanın vektör çevrimi (b)

(3.2) nolu denklemdeki A, B ve C terimlerinin açılımları ise (3.4) ve (3.5) arasında verilmiştir.

$$A = 2L_3 L_1 \cos \theta_1 - 2L_2 L_3 \cos \theta_2 - 2L_2 L_1 \cos(\theta_2 - \theta_1) - L_4^2 + L_2^2 + L_3^2 + L_1^2 \quad (3.4)$$

$$B = 4L_2 L_3 \sin \theta_2 - 4L_3 L_1 \sin \theta_1 \quad (3.5)$$

$$C = -2L_3 L_1 \cos \theta_1 + 2L_2 L_3 \cos \theta_2 - 2L_2 L_1 \cos(\theta_2 - \theta_1) - L_4^2 + L_2^2 + L_3^2 + L_1^2 \quad (3.6)$$

Mekanizmanın iletim açısı Şekil 3.1 (a)'dan aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\mu = \cos^{-1} \left[\frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2 - L_4^2 - 2L_1 L_2 \cos \theta_2}{L_3 L_4} \right] \quad (3.7)$$

Mekanizma uzuvlarına ait konum ifadeleri aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\begin{bmatrix} x_{G_2} \\ y_{G_2} \end{bmatrix} = \overline{A_0 G_2} \begin{bmatrix} \cos(\theta_2 + \gamma_2) \\ \sin(\theta_2 + \gamma_2) \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

$$\begin{bmatrix} x_A \\ y_A \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G_3} \\ y_{G_3} \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} + \overline{A G_3} \begin{bmatrix} \cos(\theta_3 + \gamma_3) \\ \sin(\theta_3 + \gamma_3) \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$\begin{bmatrix} x_B \\ y_B \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

$$\begin{bmatrix} x_{G_4} \\ y_{G_4} \end{bmatrix} = L_1 \begin{bmatrix} \cos \theta_1 \\ \sin \theta_1 \end{bmatrix} + \overline{B_0 G_4} \begin{bmatrix} \cos(\theta_4 + \gamma_4) \\ \sin(\theta_4 + \gamma_4) \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

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

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G_2} \\ \dot{y}_{G_2} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left\{ \overline{A_0 G_2} \begin{bmatrix} \cos(\theta_2 + \gamma_2) \\ \sin(\theta_2 + \gamma_2) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.13)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_A \\ \dot{y}_A \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} \right\} \quad (3.14)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G_3} \\ \dot{y}_{G_3} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} + \overline{AG_3} \begin{bmatrix} \cos(\theta_3 + \gamma_3) \\ \sin(\theta_3 + \gamma_3) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.15)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_B \\ \dot{y}_B \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 \end{bmatrix} \right\} \quad (3.16)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{G_4} \\ \dot{y}_{G_4} \end{bmatrix} = \omega_{21} \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left\{ L_1 \begin{bmatrix} \cos \theta_1 \\ \sin \theta_1 \end{bmatrix} + \overline{B_0G_4} \begin{bmatrix} \cos(\theta_4 + \gamma_4) \\ \sin(\theta_4 + \gamma_4) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.17)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G_2} \\ \ddot{y}_{G_2} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_2^2} \left\{ \overline{A_0G_2} \begin{bmatrix} \cos(\theta_2 + \gamma_2) \\ \sin(\theta_2 + \gamma_2) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.18)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_A \\ \ddot{y}_A \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_2^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} \right\} \quad (3.19)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G_3} \\ \ddot{y}_{G_3} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_2^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} + \overline{AG_3} \begin{bmatrix} \cos(\theta_3 + \gamma_3) \\ \sin(\theta_3 + \gamma_3) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.20)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_B \\ \ddot{y}_B \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_2^2} \left\{ L_2 \begin{bmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{bmatrix} + L_3 \begin{bmatrix} \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 \end{bmatrix} \right\} \quad (3.21)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{G_4} \\ \ddot{y}_{G_4} \end{bmatrix} = \omega_{21}^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta_2^2} \left\{ L_1 \begin{bmatrix} \cos \theta_1 \\ \sin \theta_1 \end{bmatrix} + \overline{B_0G_4} \begin{bmatrix} \cos(\theta_4 + \gamma_4) \\ \sin(\theta_4 + \gamma_4) \end{bmatrix} \right\} \quad (3.22)$$

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

Kinematik analiz için hız ve ivme değerleri MATLAB-Symbolik Toolbox üzerinden elde edilmiştir. Bu amaçla kullanılan kodun basit görünümü Şekil 3.2’de sunulmuştur.

```

syms L1 L2 L3 L4 AoG2 AG3 BoG4 Gamma2 Gamma3 Gamma4 T1 T2 T3 T4 A B
C w2 alfa2

A=2*L3*L1*cos(T1)-2*L2*L3*cos(T2)-L4^2+L2^2+L3^2+L1^2-
2*L2*L1*cos(T2-T1);
B=-4*L3*L1*sin(T1)+4*L2*L3*sin(T2);
C=-2*L3*L1*cos(T1)+2*L2*L3*cos(T2)-L4^2+L2^2+L3^2+L1^2-
2*L2*L1*cos(T2-T1);
T3=2*atan((-B+sqrt((B)^2-4*A*C))/(2*A));
T4=acos((L2*cos(T2)+L3*cos(T3)-L1*cos(T1))/(L4));

T3d=w2*(diff(T3,T2))
T4d=w2*(diff(T4,T2))
T3dd=w2^2*(diff(diff(T3,T2),T2))
T4dd=w2^2*(diff(diff(T4,T2),T2))

XG2=AoG2*cos(T2+Gamma2)
YG2=AoG2*sin(T2+Gamma2)
XG3=L2*cos(T2)+AG3*cos(T3+Gamma3)
YG3=L2*sin(T2)+AG3*sin(T3+Gamma3)
XG4=L1*cos(T1)+BoG4*cos(T4+Gamma4)
YG4=L1*sin(T1)+BoG4*sin(T4+Gamma4)

XG2d=w2*diff(XG2,T2)
YG2d=w2*diff(YG2,T2)
XG3d=w2*diff(XG3,T2)
YG3d=w2*diff(YG3,T2)
XG4d=w2*diff(XG4,T2)
YG4d=w2*diff(YG4,T2)

XG2dd=w2^2*diff(diff(XG2,T2),T2)
YG2dd=w2^2*diff(diff(YG2,T2),T2)
XG3dd=w2^2*diff(diff(XG3,T2),T2)
YG3dd=w2^2*diff(diff(YG3,T2),T2)
XG4dd=w2^2*diff(diff(XG4,T2),T2)
YG4dd=w2^2*diff(diff(YG4,T2),T2)

XG2ddd=w2^3*diff(XG2,T2,3)
YG2ddd=w2^3*diff(YG2,T2,3)
XG3ddd=w2^3*diff(XG3,T2,3)
YG3ddd=w2^3*diff(YG3,T2,3)
XG4ddd=w2^3*diff(XG4,T2,3)
YG4ddd=w2^3*diff(YG4,T2,3)

```

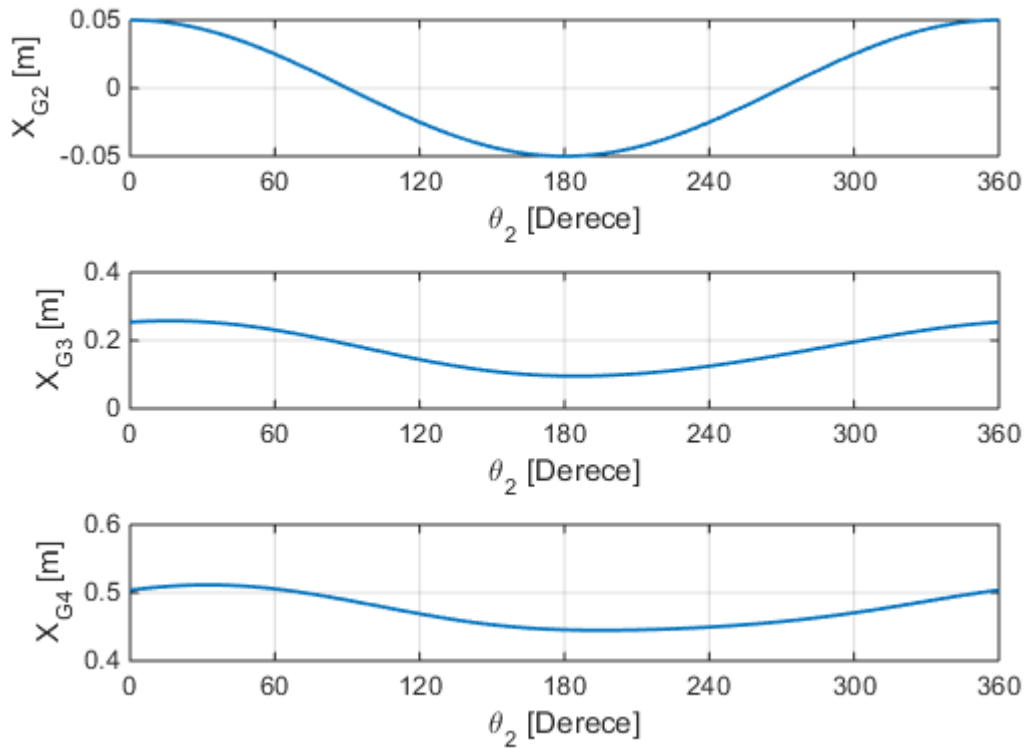
Şekil 3.2. Kinematik analiz için sembolik türevleme

3.3. Mekanizmaların Kinematik Analiz Sonuçları

Model mekanizmaların analizi için gerekli tahrik hızı, literatür de benzer konulardaki

çalışma hızlarına paralel seçilmiştir. Mekanizmalarda giriş uzvunun 1500 d/d sabit hızda dönmesi sonucu dört-çubuk mekanizmasının kinematik analizlerinden elde edilen sonuçlar Şekil 3.3-3.13 arasında verilmiştir. Mekanizmanın kinematik analizi ile

mekanizmayı oluşturan uzuvların konum, hız ve ivme değerlerindeki değişimler gözlemlenmiştir. Model mekanizmada kol uzvu sadece dönme hareketine sahiptir. İletim uzvu, dönme ve öteleme hareketine sahiptir. Sarkaç kol uzvu ise sınırlı dönme (salınım hareketine) sahiptir. Salınım hareketinde, iki limit noktada hareketin yön değiştirmesi mevcuttur. Bu ise hız ve özellikle ivme değerlerinde bariz değişimlere sebep olmaktadır. Şekil 3.3 'de mekanizma uzuvlarının kütle merkezlerinin x eksenine doğrultusundaki konumları verilmiştir.

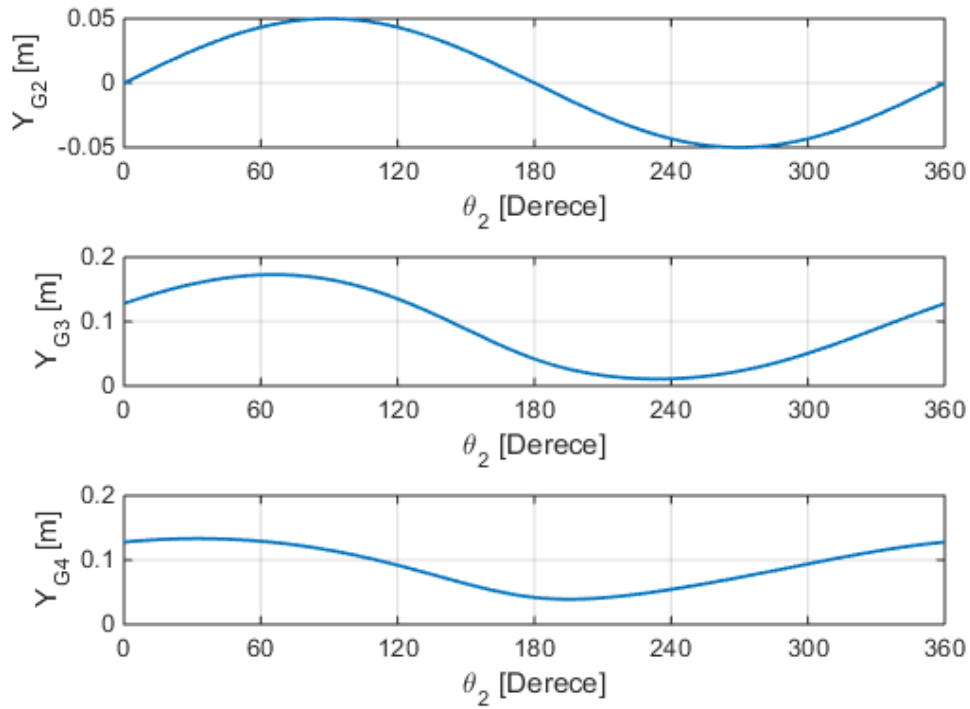


Şekil 3.3. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin x doğrultusundaki konumu.

Şekil 3.3'den görüleceği gibi dönme hareketi yapan kol uzvunun G_2 ağırlık merkezi hareket başlangıcında yani $\theta_2 = 0$ derece iken x eksenine göre 0,05m konumda harekete başlayıp $\theta_2 = 180$ derece olduğunda konum dalgalanmasının seyrinin ani olarak değiştiği görülmektedir. Kol uzvu eksenine etrafında dönme hareketi gerçekleştirdiği için bu ani dalgalanma her 180 derecelik hareketlerde gözlemlenecektir. $\theta_2 = 360$ dereceye ulaştığında başlangıç konumuna dönmektedir. Dönme ve öteleme hareketi yapan iletim uzvunun G_3 ağırlık merkezi tahrik başlangıcında yani $\theta_2 = 0$ derece iken x eksenine göre yaklaşık 0,29 m konumda harekete başlayıp $\theta_2 = 180$ derece olduğun da 0,18 m ye

kadar orijine yaklaşmaktadır. Kol uzvu bir tam tur yaptığında iletim uzvu ağırlık merkezi orijine geçmediği için x eksenine göre konumu negatif olmamaktadır. Sarkaç kol uzvunun konum değişim grafiğinin düzgün bir değişim gösterdiği görülmektedir. Sınırlı dönme hareketi yapan sarkaç kol uzvun G_4 ağırlık merkezi tahrik başlangıcında yani $\theta_2 = 0$ derece iken x eksenine göre 0,5 m konumda harekete başlayıp $\theta_2 = 180$ derece olduğunda 0,05 m orijine yaklaşmaktadır. $\theta_2 = 360$ dereceye ulaştığında yeniden 0,5 m uzaklığa erişmektedir. Sarkaç kol uzvunda konum değişim grafiğinin düzgün bir değişim gösterdiği görülmektedir.

Şekil 3.4’de mekanizma uzuvlarının kütle merkezlerinin y eksenine doğrultusundaki konumları verilmiştir.

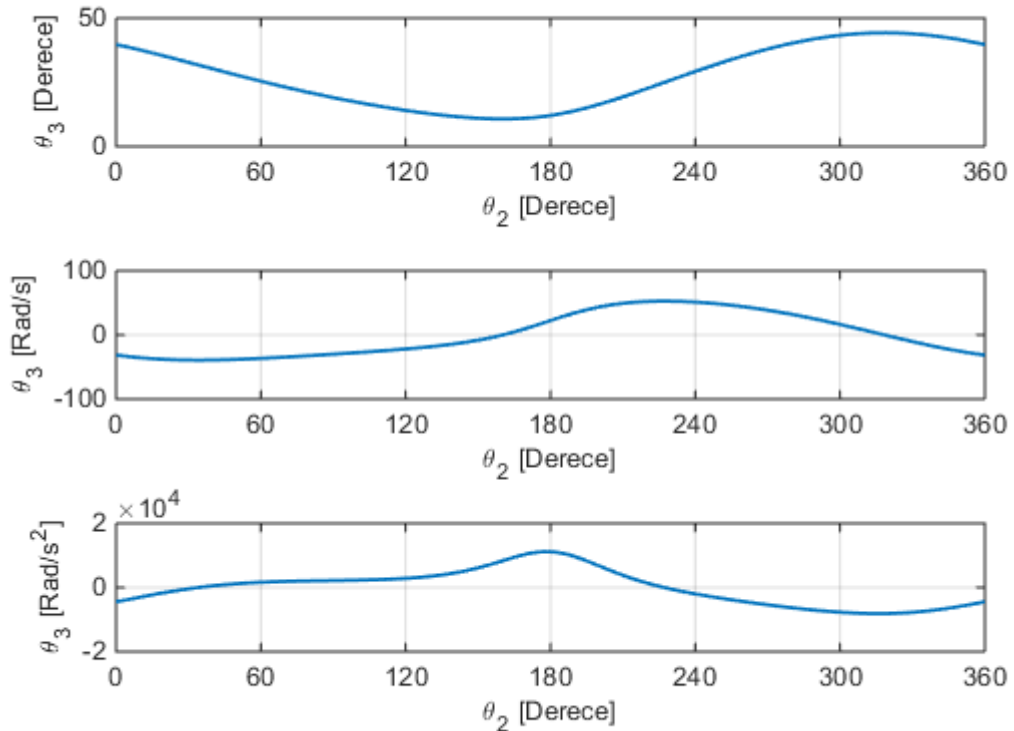


Şekil 3.4. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin y doğrultusundaki konumu.

Şekil 3.4’den görüleceği üzere dönme hareketi yapan kol uzvunun G_2 ağırlık merkezi tahrik başlangıcında yani $\theta_2 = 0$ derece iken y eksenine göre 0 m konumda harekete başlayıp $\theta_2 = 90$ derece olduğunda pozitif yönlü maksimum uzaklığa erişmektedir. $\theta_2 = 180$ derece olduğunda yatay konumda olduğu için y eksenine uzaklığı yeniden 0 m olmaktadır. $\theta_2 = 270$ derecede negatif maksimum uzaklığa erişmekte ve $\theta_2 = 360$

derecede başlangıç konumuna gelmektedir. Kol uzvunun konum grafiğinin her 90 derecede ve 270 derecede dalgalanmaların seyrinin ani olarak değiştiği görülmektedir. Dönme ve öteleme hareketi yapan iletim uzvunun G_3 ağırlık merkezi tahrik başlangıcın da yani $\theta_2 = 0$ derece iken Y eksenine göre 0,11 m konumda harekete başlayıp $\theta_2 = 60$ derecede iken pozitif maksimum uzaklığa erişmekte ve $\theta_2 = 240$ derecede iken pozitif minimum uzaklığa erişmektedir. İletim uzvu x ekseninin üzerinde hareket ettiği için ağırlık merkezinin Y eksenine göre konumu hiçbir zaman 0 derece olmamaktadır. İletim uzvunun konum grafiğinin her 60 derecede ve 240 derecede dalgalanmaların seyrinin ani olarak değiştiği görülmektedir Sınırlı dönme hareketi yapan sarkaç kol uzvu tam tur dönme hareketi yapmadığı için x ekseninin üzerinde kalmaktadır ve ağırlık merkezinin konumu y eksenine göre negatif olmamaktadır $\theta_2 = 180$ derece iken y eksenine göre uzaklığı azalmakta olup $\theta_2 = 360$ dereceye ulaştığında başlangıç uzaklığa erişmektedir. İzleyici uzvunun konum grafiğinde kol ve iletim uzuvlarına göre düzgün değişim görülmektedir.

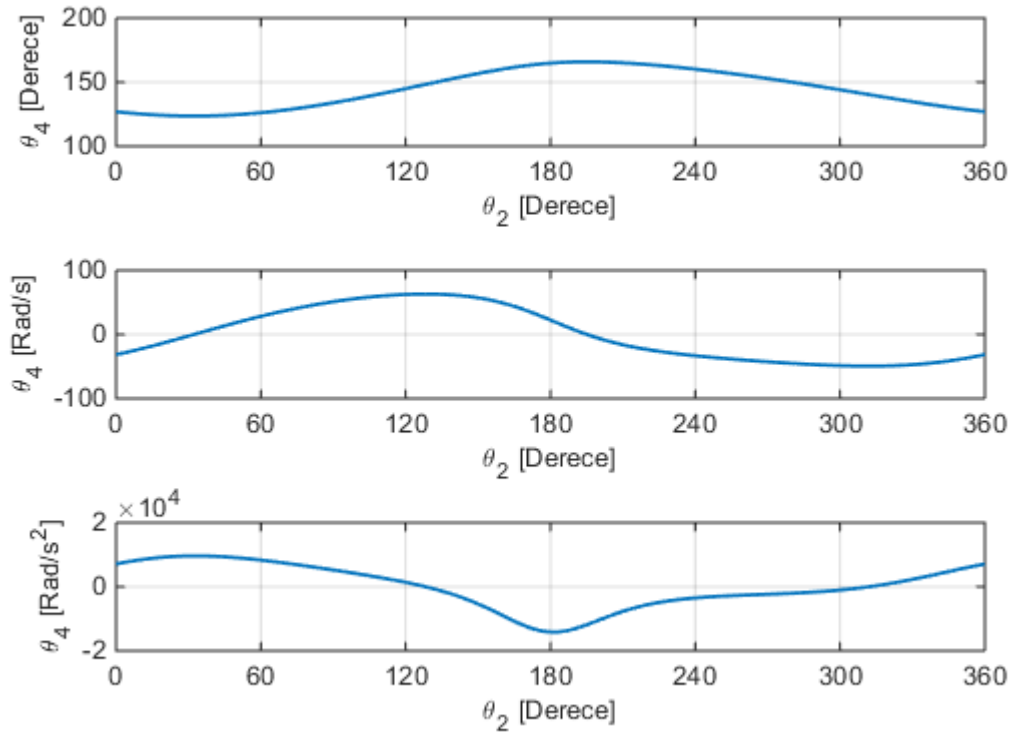
Şekil 3.5’de iletim uzvunun açısal kinematik özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.5. Dört-çubuk mekanizmasının iletim uzvunun açısal konumunun değişimi

Şekil 3.5 den görüleceği üzere dönme ve öteleme hareketi yapan iletim uzvunun x eksenini ile yapmış olduğu açı değeri θ_3 'ün tahrik uzvunun x eksenini ile yapmış olduğu açı değeri θ_2 'ye göre değişim grafiği incelendiğinde dönüş açısının bazı değer aralığında seyrini ani olarak değiştirdiği görülmektedir.

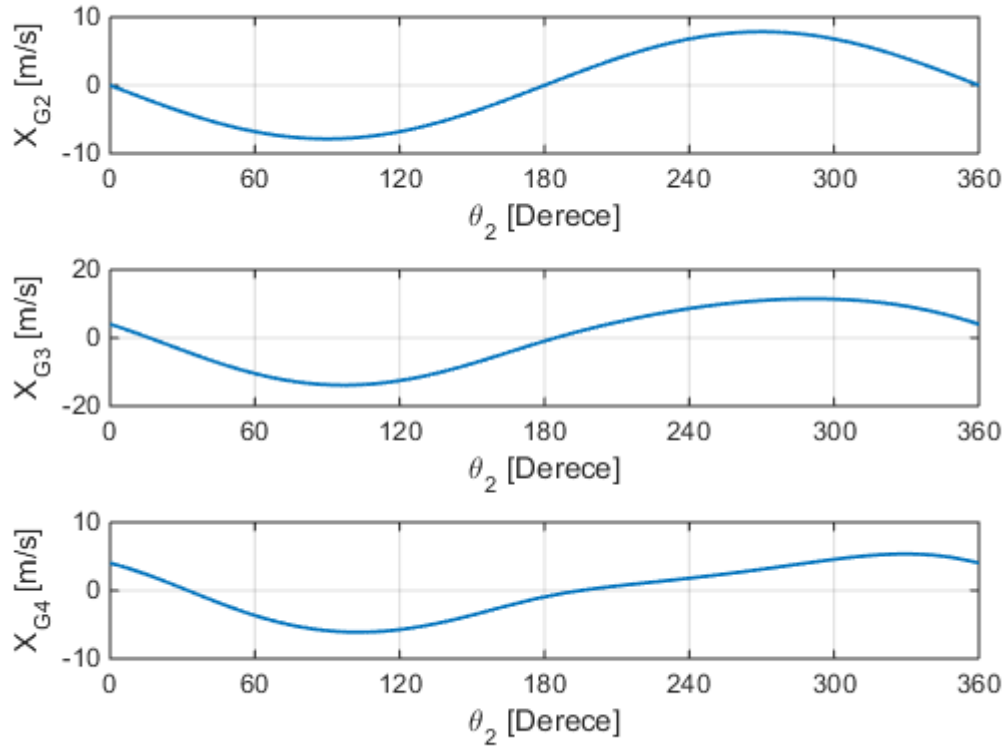
Şekil 3.6'da Sarkaç kol uzvunun açısal kinematik özellikleri sunulmuştur.



Şekil 3.6. Dört-çubuk mekanizmasının sarkaç kol uzvunun açısal konumunun değişimi

Şekil 3.6'dan görüldüğü gibi sınırlı dönme (Salınım) hareketi yapan sarkaç kol uzvun x eksenini ile yapmış olduğu açı değeri θ_4 'ün tahrik uzvunun açısal değişimine göre grafiği incelendiğinde iki limit noktada hareketin yön değiştirdiği görülmektedir.

Mekanizma uzuvlarının x eksenini doğrultusundaki hız değişimi Şekil 3.6'da verilmiştir.

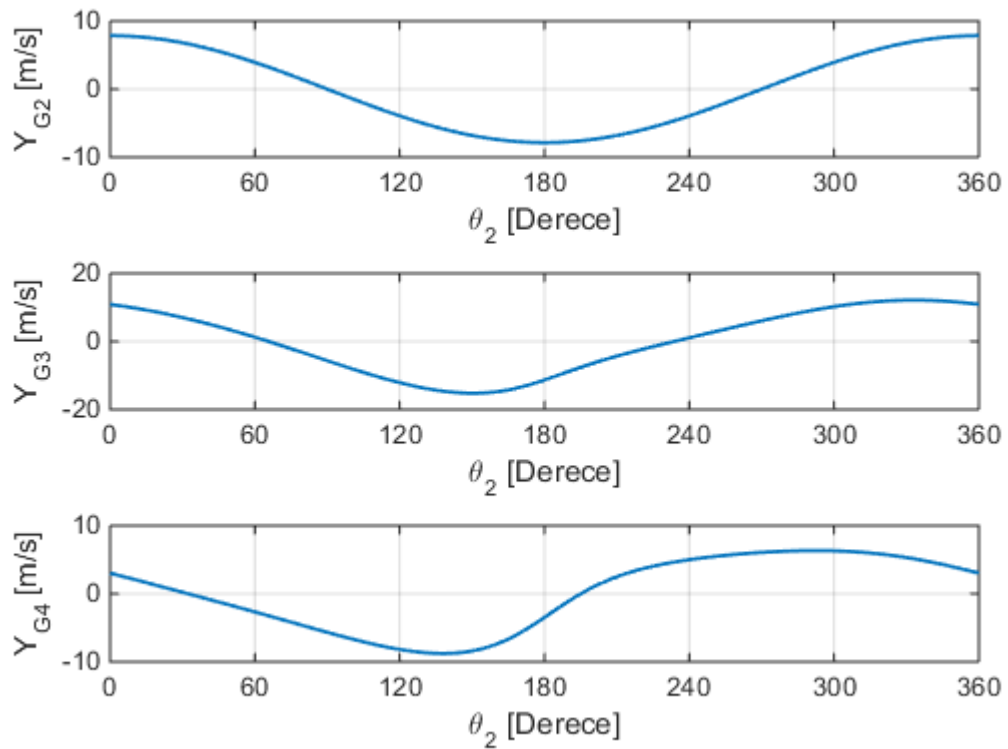


Şekil 3.7. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin x doğrultusundaki hızı.

Şekil 3.7 den görüleceği üzere dönme hareketi yapan kol uzvunun G_2 ağırlık merkezinin hızı tahrik başlangıcında yani $\theta_2 = 0$ derece iken 0 m/s olarak harekete başlamakta ve $\theta_2 = 180$ dereceye kadar hızı negatif yönde artmakta, açı bu dereceye ulaştığında uzuv yön değiştirdiği için hız bu noktada başlangıç değerine (0m/s) geri dönmekte. Bu açıdan sonra pozitif yönde artmaktadır. $\theta_2 = 360$ dereceye ulaştığında başlangıç değerine dönmektedir. Kol uzvunun hız grafiğinde dalgalanmaların seyrinin ani olarak değiştiği görülmektedir. Değişim aralığına bakıldığında taktirde bir periyod boyunca yaklaşık ± 10 m/s aralığındadır. Dönme ve öteleme hareketi yapan iletim uzvunun G_3 ağırlık merkezinin hızı $\theta_2 = 0$ ve 180 derece arasında negatif yönde artmaktadır. Açı bu dereceye ulaştığında uzuv yön değiştirdiği için hız bu noktada başlangıç değerine (0m/s) geri dönmekte ve 180 derece ile 360 derece arasında pozitif yönde artış göstermektedir. İletim uzvunun hız grafiğinde de dalgalanmaların seyrinin ani olarak değiştiği görülmektedir. Değişim aralığına bakıldığında taktirde bir periyod boyunca ± 18 m/s aralığındadır. Sınırlı dönme hareketi yapan sarkaç kol uzvu G_4 ağırlık merkezinin hızı $\theta_2 = 0$ ve 180 derece arasında negatif yönde artmaktadır. Açı bu dereceye

ulaştığında uzuv yön değiştirdiği için hız bu noktada başlangıç değerine (0m/s) geri dönmekte ve 180 derece ile 360 derece arasında pozitif yönde artış göstermektedir. Sarkaç kol uzvunun hız grafiğinde dalgalanmaların kol ve iletim uzvuna göre daha düzgün bir değişim görülmektedir. Değişim aralığına bakıldığında bir periyod boyunca $\pm 8\text{m/s}$ aralığındadır.

Şekil 3.8’da uzuvların kütle merkezlerinin hız değişimi sunulmuştur.

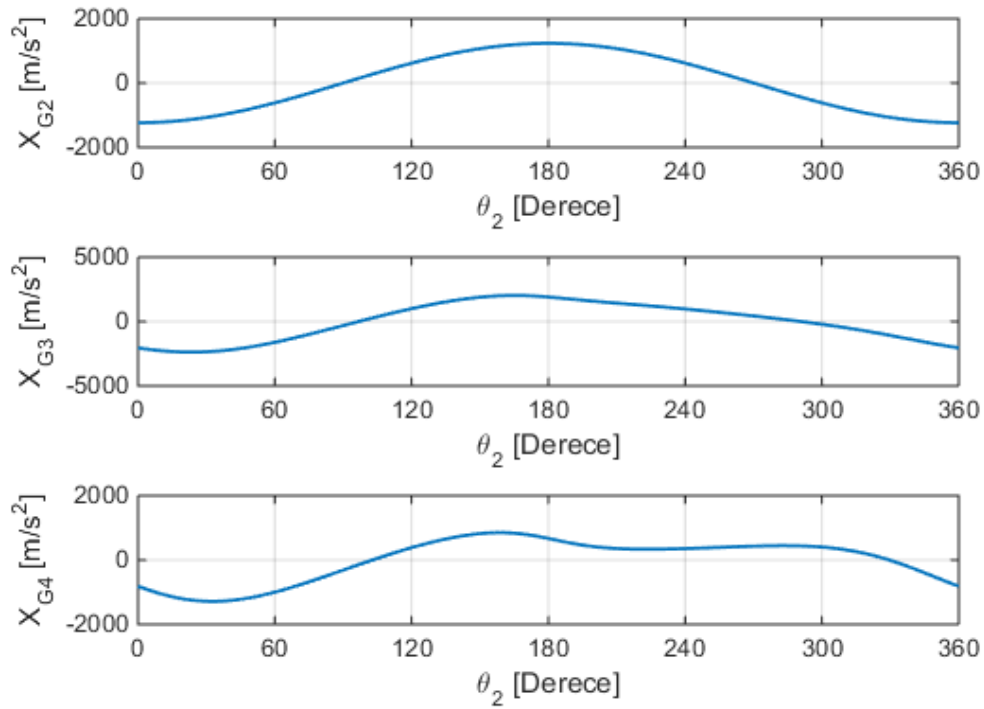


Şekil 3.8. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin y doğrultusundaki hızı.

Şekil 3.8’den görüleceği üzere dönme hareketi yapan kol uzvunun G_2 ağırlık merkezinin hız grafiğinde $\theta_2 = 180$ derece iken ani dalgalanma olduğu görülmektedir. Değişim aralığına bakıldığında bir periyod boyunca $\pm 8\text{m/s}$ aralığındadır. Dönme ve öteleme hareketi yapan iletim uzvunun G_3 ağırlık merkezinin hız değişim grafiklerinde de $\theta_2 = 160$ derece iken ani dalgalanma olduğu görülmektedir. Değişim aralığına bakıldığında bir periyod boyunca $\pm 18\text{m/s}$ aralığındadır. Öteleme hareketi yapan sarkaç kol uzvun G_4 ağırlık merkezinin hız değişim grafiklerinde $\theta_2 = 150$ derece iken ani

dalgalanma olduğu görülmektedir. Değişim aralığına bakıldığında bir periyod boyunca -9m/s ile 8m/s aralığındadır.

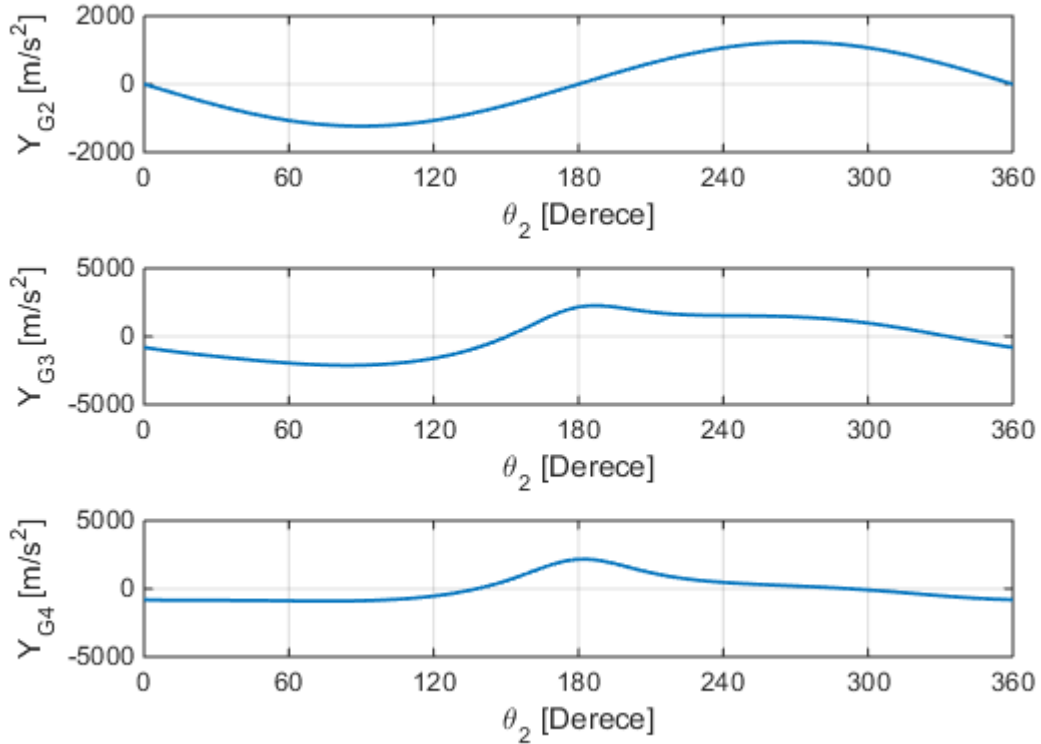
Şekil 3.9'da mekanizma uzuvlarının kütle merkezlerinin x eksenine doğrultusundaki ivme bileşenleri sunulmuştur.



Şekil 3.9. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin x doğrultusundaki ivmesi.

Şekil 3.9'dan görüleceği üzere dönme hareketi yapan kol uzvunun G_2 ağırlık merkezinin ivme değişim grafiği incelendiğinde $\theta_2 = 180$ derece de grafiğinde seyrinde ani değişim görülmektedir. Açısı 90 derece ve 270 derece olduğu anlarda yön değiştirmeler olduğu için ivme 0 değerine ulaşmaktadır. Değişim aralığına bakıldığında bir periyod boyunca $\pm 1800\text{m/s}^2$ aralığındadır. Dönme ve öteleme hareketi yapan iletim uzvunun G_3 ağırlık merkezinin ivme değişim grafiği incelendiğinde grafiğin seyrinin 180 derece ve 360 derece aralığında düzgün değişim gösterdiği görülmektedir. Değişim aralığına bakıldığında bir periyod boyunca $\pm 2500\text{m/s}^2$ aralığındadır. Sınırlı dönme hareketi yapan sarkaç kol uzvun G_4 ağırlık merkezinin ivme grafiğinin seyrinde ani dalgalanmaların olduğu görülmektedir. Değişim aralığına bakıldığında bir periyod boyunca $\pm 1000\text{m/s}^2$ aralığındadır.

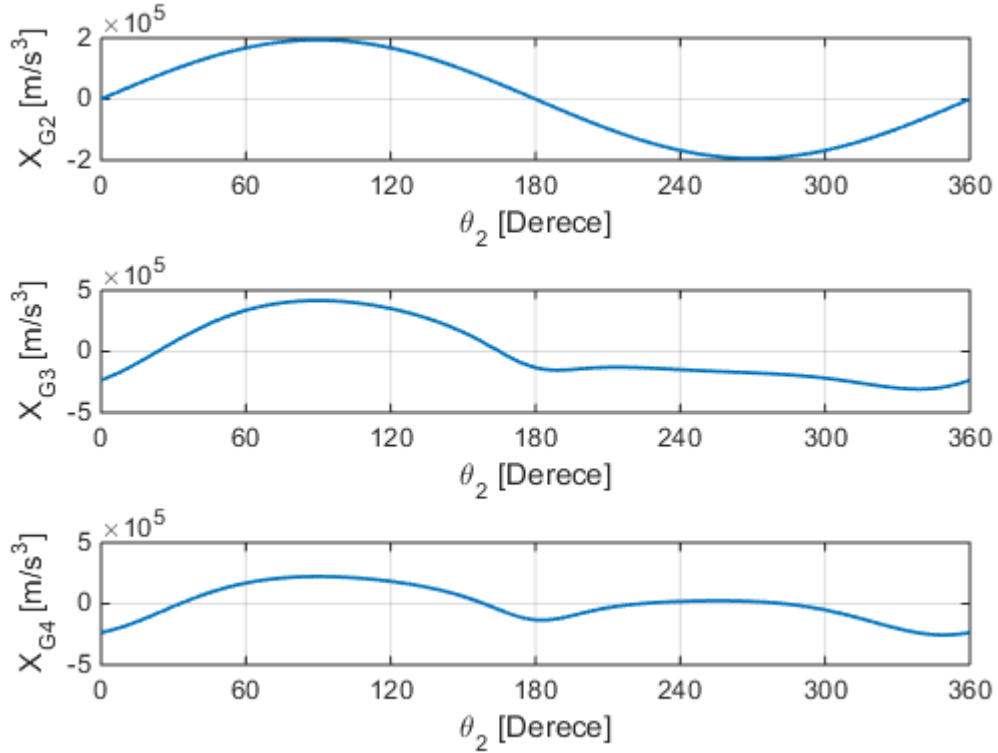
Mekanizmanın y eksenini doğrultusundaki ivme bileşenleri Şekil 3.10’de sunulmuştur.



Şekil 3.10. Dört-çubuk mekanizmasının uzuvlarının kütle merkezlerinin y eksenini doğrultusundaki ivmesi.

Şekil 3.10’den görüleceği üzere dönme hareketi yapan kol uzvunun G_2 ağırlık merkezinin ivme değişim grafiği incelendiğinde grafiğin seyrinde ani dalgalanmalar görülmektedir. Bu dalgalanmalar açı 0 derecede, 180 derecede ve 360 derece olduğu anlarda yön değiştirmeler olduğu için ivme 0 değerine ulaştığından kaynaklanmaktadır. Değişim aralığına bakıldığında taktirde bir periyod boyunca $\pm 1800 \text{ m/s}^2$ aralığındadır. Dönme ve öteleme hareketi yapan iletim uzvunun G_3 ağırlık merkezinin ivme değişim grafiği incelendiğinde grafiğin düzgün bir değişim gösterirken grafikte açı değeri 180 derece iken ani olarak dalgalanma oluştuğu görülmektedir. Değişim aralığına bakıldığında taktirde bir periyod boyunca $\pm 2500 \text{ m/s}^2$ aralığındadır. Sınırlı dönme hareketi yapan sarkaç kol uzvun G_4 ağırlık merkezinin ivme grafiği incelendiğinde grafiğin düzgün bir değişim gösterirken grafikte açı değeri 180 derece iken ani olarak dalgalanma oluştuğu görülmektedir. Değişim aralığına bakıldığında taktirde bir periyod boyunca -4900 m/s^2 ile 2500 m/s^2 aralığındadır.

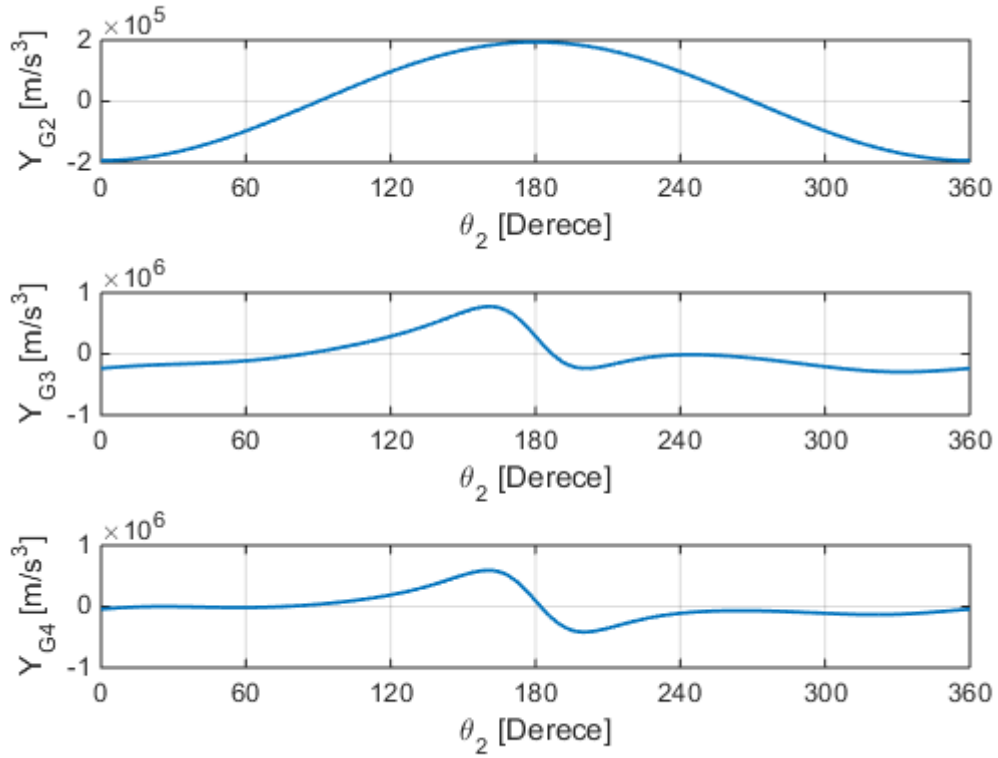
Mekanizma uzuvlarının x eksenini doğrultusundaki ivmelerin zamana göre değişim grafiği Şekil 3.11’de sunulmuştur.



Şekil 3.11. Dört-çubuk mekanizmasında hareketli uzuvların kütle merkezlerinin x eksenini doğrultusundaki jerk değişimi

Şekil 3.11’den görüleceği üzere dönme hareketi yapan kol uzvunun G_2 ağırlık merkezinin jerk değeri $\theta_2 = 90$ derecede iken pozitif en yüksek değer, $\theta_2 = 180$ değerinde iken başlangıç değerinde, $\theta_2 = 270$ derecede iken negatif en yüksek değerde ve $\theta_2 = 360$ dereceye ulaştığında yeniden başlangıç konumuna gelmektedir. Dönme ve öteleme hareketi yapan iletim uzvunun G_3 ağırlık merkezinin jerk değişim grafiği de kol uzvununki ile benzer eğri göstermektedir fakat sınırlı dönme hareketi yapan sarkaç kol uzvu G_4 ağırlık merkezinin jerk değeri bu uzuv iki noktada yön değiştirdiği için jerk değer değişim grafiğinde de iki tepeli bir grafik oluşmaktadır.

Mekanizma uzuvlarının y eksenini doğrultusundaki ivmelerinin zamana göre değişim grafiği Şekil 3.12’de sunulmuştur.



Şekil 3.12. Dört-çubuk mekanizmasında hareketli uzuvların kütle merkezlerinin y eksenini doğrultusundaki jerk değişimi

Şekil 3.12'den görüleceği üzere dönme hareketi yapan kol uzvunun G_2 ağırlık merkezinin jerk değeri $\theta_2 = 0$ derecede ve 360 derecede iken 0 değerini göstermekte, $\theta_2 = 180$ değerinde ise en yüksek değeri göstermektedir. Dönme ve öteleme hareketi yapan iletim uzvunun G_3 ağırlık merkezinin jerk değişim grafiği ve sınırlı dönme hareketi yapan sarkaç kol uzvun G_4 ağırlık merkezinin jerk değeri grafiği incelendiğinde 160 derecede iken yön değiştirme gerçekleştiği görülmektedir. İvmedeki bu değişimlerin, mekanizmanın atalet kuvvetlerinde önemli etkiye sahip olacağı açıktır.

4. BÖLÜM

MODEL MEKANİZMALARIN DİNAMİK KUVVET ANALİZİ

4.1. Giriş

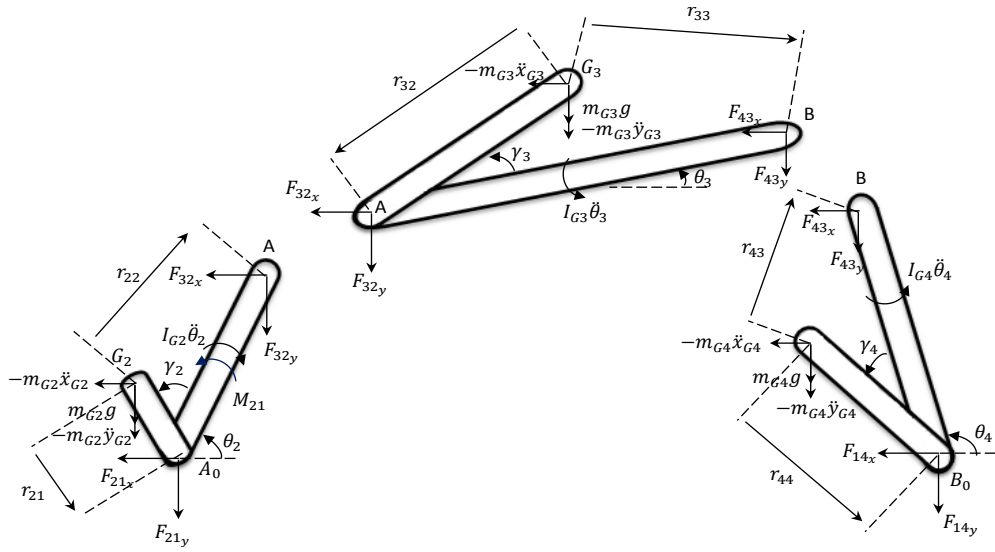
Dinamik analiz; mekanizmadaki mafsallık kuvvetlerinin ve mekanizmanın giriş (tahrik) momentinin tanımlanması amacıyla gerçekleştirilmektedir. Mekanizmaya etki eden dış kuvvetlerin ve mekanizma uzuvlarının ataletinin etkisi altında, uzuvların denge şartının araştırılması neticesinde ilgili değerlere ulaşılabilir. Bu bölümde; model mekanizmanın dinamik kuvvet analizleri gerçekleştirilmiştir.

4.2. Dört-Çubuk Mekanizmasının Dinamik Kuvvet Analizi

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

Tablo 4.1.Dört-çubuk mekanizmasının dinamik parametreleri

<i>Dört çubuk mekanizmasının dinamik parametreleri</i>		
<i>Parametre</i>	<i>Tanım</i>	<i>Değer</i>
m ₂ (kg)	Kol uzvunun kütlesi	0.12653
IG ₂ (kgm ²)	Kol uzvunun kütle atalet momenti	1.452827 10 ⁻⁴
m ₃ (kg)	İletim uzvunun kütlesi	0.4553
IG ₃ (kgm ²)	İletim uzvunun kütle atalet momenti	6.566656 10 ⁻²
m ₄ (kg)	İzleyici uzvun kütlesi	0.3676
IG ₄ (kgm ²)	İzleyici uzvun kütle atalet momenti	3.461657 10 ⁻³



Şekil 4.1. Dört-çubuk mekanizmasında mafsallı kuvvetlerinin şematik sunumu

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

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

$$F_{32y} + F_{12y} - m_2 g = m_2 \ddot{y}_{G2} \quad (4.2)$$

(4.1) ve (4.2) ifadelerde $F_{12} = -F_{21}$ olduğuna göre, ilgili denklemler aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\mathbf{r}_{22} \otimes \mathbf{F}_{32} - \mathbf{r}_{21} \otimes \mathbf{F}_{21} + \mathbf{M}_{21} = I_{G2} \ddot{\theta}_2 \quad (4.9)$$

$$\mathbf{r}_{33} \otimes \mathbf{F}_{43} - \mathbf{r}_{32} \otimes \mathbf{F}_{32} = I_{G3} \ddot{\theta}_3 \quad (4.10)$$

$$\mathbf{r}_{44} \otimes \mathbf{F}_{14} - \mathbf{r}_{43} \otimes \mathbf{F}_{43} = I_{G4} \ddot{\theta}_4 \quad (4.11)$$

Moment ifadelerindeki yer vektörleri, (4.12)-(4.23) nolu denklemlerde tanımlanmıştır.

$$\mathbf{r}_{21_x} = \overline{A_0G_2} \cos(\theta_2 + \gamma_2 + \pi) \mathbf{i} \quad (4.12)$$

$$\mathbf{r}_{21_y} = \overline{A_0G_2} \sin(\theta_2 + \gamma_2 + \pi) \mathbf{j} \quad (4.13)$$

$$\mathbf{r}_{22_x} = \overline{AG_2} \cos(\theta_2 - \phi_2) \mathbf{i} \quad (4.14)$$

$$\mathbf{r}_{22_y} = \overline{AG_2} \sin(\theta_2 - \phi_2) \mathbf{j} \quad (4.15)$$

$$\mathbf{r}_{32_x} = \overline{AG_3} \cos(\theta_3 + \gamma_3 + \pi) \mathbf{i} \quad (4.16)$$

$$\mathbf{r}_{32_y} = \overline{AG_3} \sin(\theta_3 + \gamma_3 + \pi) \mathbf{j} \quad (4.17)$$

$$\mathbf{r}_{33_x} = \overline{BG_3} \cos(2\pi - \phi_3 + \theta_3) \mathbf{i} \quad (4.18)$$

$$\mathbf{r}_{33_y} = \overline{BG_3} \sin(2\pi - \phi_3 + \theta_3) \mathbf{j} \quad (4.19)$$

$$\mathbf{r}_{43_x} = \overline{BG_4} \cos(\theta_4 - \phi_4) \mathbf{i} \quad (4.20)$$

$$\mathbf{r}_{43_y} = \overline{BG_4} \sin(\theta_4 - \phi_4) \mathbf{j} \quad (4.21)$$

$$\mathbf{r}_{44_x} = \overline{B_0G_4} \cos(\theta_4 + \gamma_4 + \pi) \mathbf{i} \quad (4.22)$$

$$\mathbf{r}_{44_y} = \overline{B_0G_4} \sin(\theta_4 + \gamma_4 + \pi) \mathbf{j} \quad (4.23)$$

Burada ϕ_2, ϕ_3 ve ϕ_4 açıları sırasıyla $\widehat{A_0AG_2}$, $\widehat{ABG_3}$ ve $\widehat{B_0BG_4}$ arasındaki dar açıyı tanımlamaktadır. İlgili üçgenlerde cosinüs teoreminin kullanılması neticesinde bu açılar aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\phi_2 = a \cos\left(\frac{\overline{AG_2^2} + L_2^2 - \overline{A_0G_2^2}}{2\overline{AG_2}L_2}\right) \quad (4.24)$$

$$\phi_3 = a \cos\left(\frac{\overline{BG_3^2} + L_3^2 - \overline{AG_3^2}}{2\overline{BG_3}L_3}\right) \quad (4.25)$$

$$\phi_4 = a \cos\left(\frac{\overline{BG_4^2} + L_4^2 - \overline{B_0G_4^2}}{2\overline{BG_4}L_4}\right) \quad (4.26)$$

(4.9)-(4.11) denklemlerinin nihai şekli aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\mathbf{r}_{22x} \otimes \mathbf{F}_{32y} - \mathbf{r}_{22y} \otimes \mathbf{F}_{32x} - \mathbf{r}_{21x} \otimes \mathbf{F}_{21y} + \mathbf{r}_{21y} \otimes \mathbf{F}_{21x} + \mathbf{M}_{21} = \mathbf{I}_{G2} \ddot{\boldsymbol{\theta}}_2 \quad (4.27)$$

$$\mathbf{r}_{33x} \otimes \mathbf{F}_{43y} - \mathbf{r}_{33y} \otimes \mathbf{F}_{43x} - \mathbf{r}_{32x} \otimes \mathbf{F}_{32y} + \mathbf{r}_{32y} \otimes \mathbf{F}_{32x} = \mathbf{I}_{G3} \ddot{\boldsymbol{\theta}}_3 \quad (4.28)$$

$$\mathbf{r}_{44x} \otimes \mathbf{F}_{14y} - \mathbf{r}_{44y} \otimes \mathbf{F}_{14x} - \mathbf{r}_{43x} \otimes \mathbf{F}_{43y} + \mathbf{r}_{43y} \otimes \mathbf{F}_{43x} = \mathbf{I}_{G4} \ddot{\boldsymbol{\theta}}_4 \quad (4.29)$$

(4.03)-(4.08) arasındaki denklemler ile (4.27) ve (4.29) denklemleri, matris formunda aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_{21y} & -r_{21x} & -r_{22y} & r_{22x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{32y} & -r_{32x} & -r_{33y} & r_{33x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & r_{43y} & -r_{43x} & -r_{44y} & -r_{44x} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{21x} \\ F_{21y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14x} \\ F_{14y} \\ M_{21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 \ddot{x}_{G2} \\ m_2 \ddot{y}_{G2} + m_2 g \\ I_{G2} \ddot{\theta}_{21} \\ m_3 \ddot{x}_{G3} \\ m_3 \ddot{y}_{G3} + m_3 g \\ I_{G3} \ddot{\theta}_{31} \\ m_4 \ddot{x}_{G4} \\ m_4 \ddot{y}_{G4} + m_4 g \\ I_{G4} \ddot{\theta}_{41} \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

(4.30) ifadesindeki matrislere simgeler atarsak,

$$D = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_{21y} & -r_{21x} & -r_{22y} & r_{22x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{32y} & -r_{32x} & -r_{33y} & r_{33x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & r_{43y} & -r_{43x} & -r_{44y} & -r_{44x} & 0 \end{bmatrix}$$

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

Olarak tanımlayabiliriz. Burada, E matrisinde bilinmeyen kuvvet değerleri, D^{-1} ile eşitliğin her iki tarafının soldan çarpımı neticesinde elde edilir. 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.

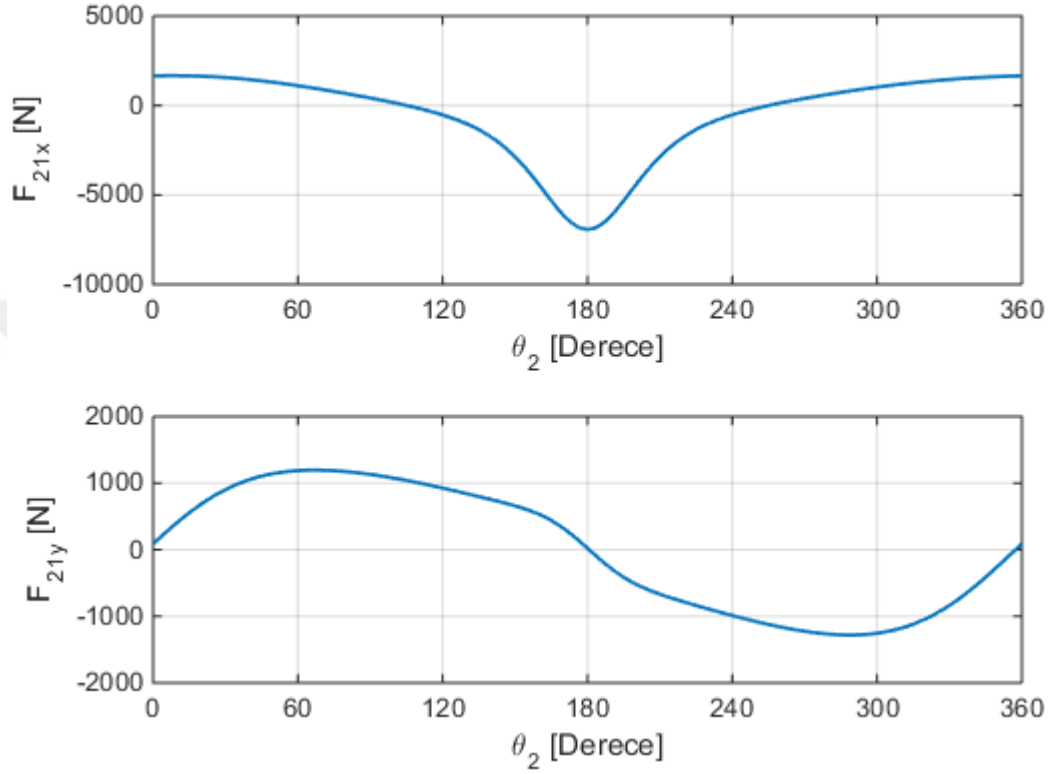
$$\sum F_{shx} = F_{21x} + F_{41x}$$

$$\sum F_{shy} = F_{21y} + F_{41y} \quad (4.41)$$

$$\sum M_{sh} = L_1 \cos(\theta_1) \mathbf{i} \otimes F_{41y} \mathbf{j} + L_1 \sin(\theta_1) \mathbf{j} \otimes F_{41x} \mathbf{i} \quad (4.42)$$

4.3. Dinamik Analiz Sonuçları ve Değerlendirmeleri

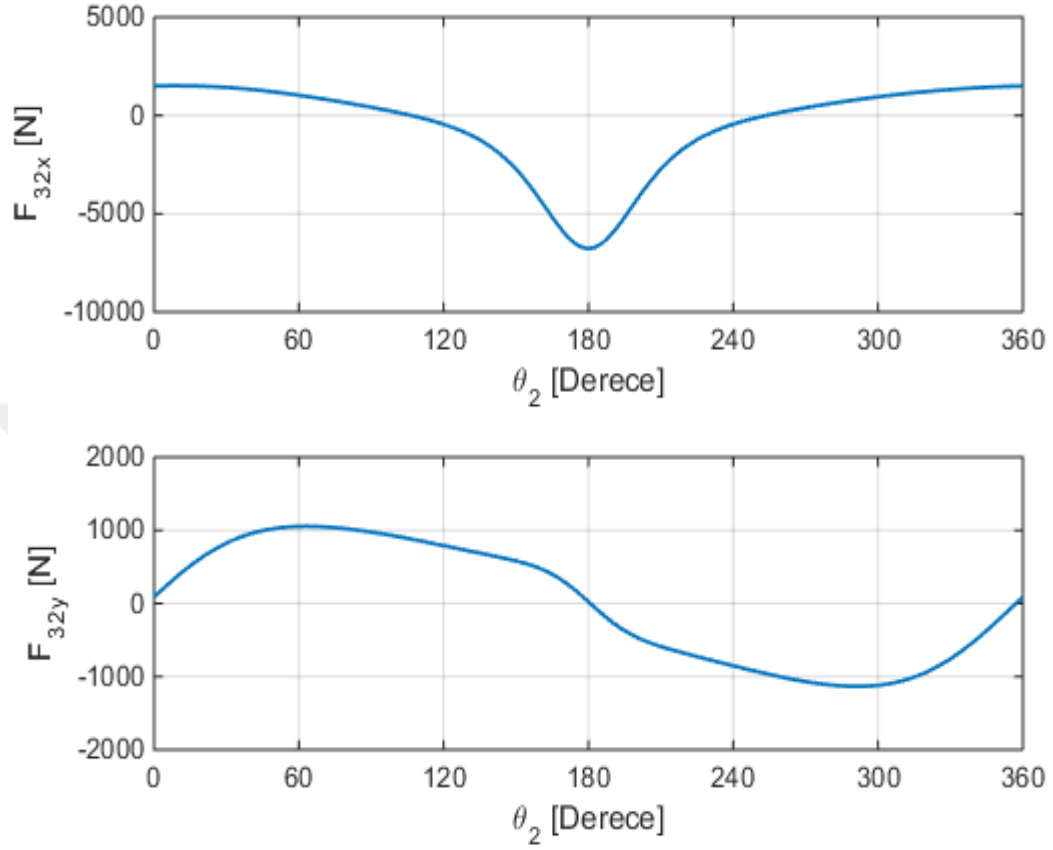
Mekanizmanın giriş uzvu olan kol uzvunun sabit uzuv ile yaptığı mafsals bağlantı noktasındaki kuvvet bileşenleri Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2. Dört-çubuk mekanizmasının kol uzvu ana yatağındaki kuvvet bileşenleri

Şekil 4.2’den görüleceği üzere Kol uzvu ana yatağındaki x yönlü kuvvet değeri tahrik başlangıcından $\theta_2=180$ dereceye kadar negatif yönde artmakta 180 derecede maksimum seviyeye ulaşmaktadır. 180 dereceden sonra kuvvet yön değiştirmekte ve pozitif yönde artarak 360 derecede pozitif maksimum seviyeye çıkmaktadır. Sebebi; Mekanizma hareketli uzuvlarında x eksenı doğrultusundaki ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetleri sayılabilir. Bu kuvvetin değişim aralığına bakıldığında bir periyod boyunca yaklaşık +500 N ve -6.000 N aralığındadır. Y eksenı doğrultusundaki kuvvet değeri ise bir dalgalanma mevcuttur. Ani değişim x bileşenine göre mevcut değildir. Kuvvetteki bu değişimlerin ana nedeni, kinematik analizde elde edilen ivmeler ve ivmelerin değişimi olan jerk grafiğiyle de örtüşmektedir.

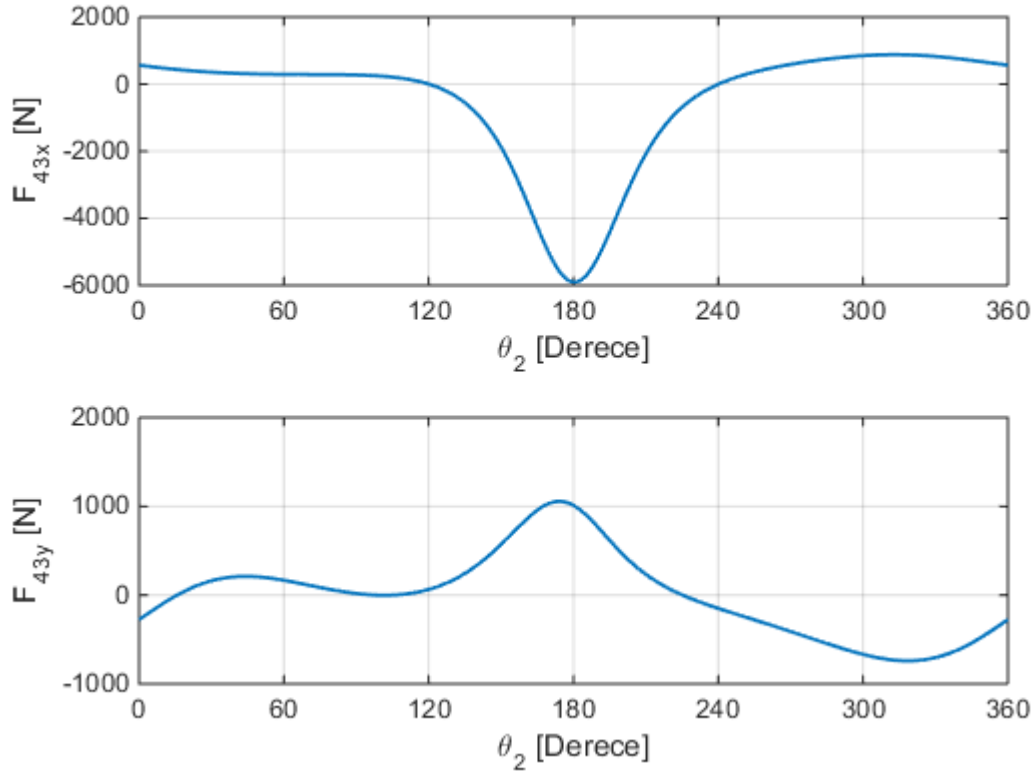
Kol iletim uzuvları arasındaki mafsallı kuvveti bileşenleri Şekil 4.3’de sunulmuştur.



Şekil 4.3. Dört-çubuk mekanizmasının kol ve iletim uzuvları bağlantı noktasında ki kuvvet bileşenleri

Şekil 4.3’den görüleceği üzere kuvvetin x bileşeninde giriş açısının 185 derecesinde periyodun ortasında anlık yön değişimi söz konusudur. Kuvvetin y bileşeni ise düzgün bir değişim göstermektedir.

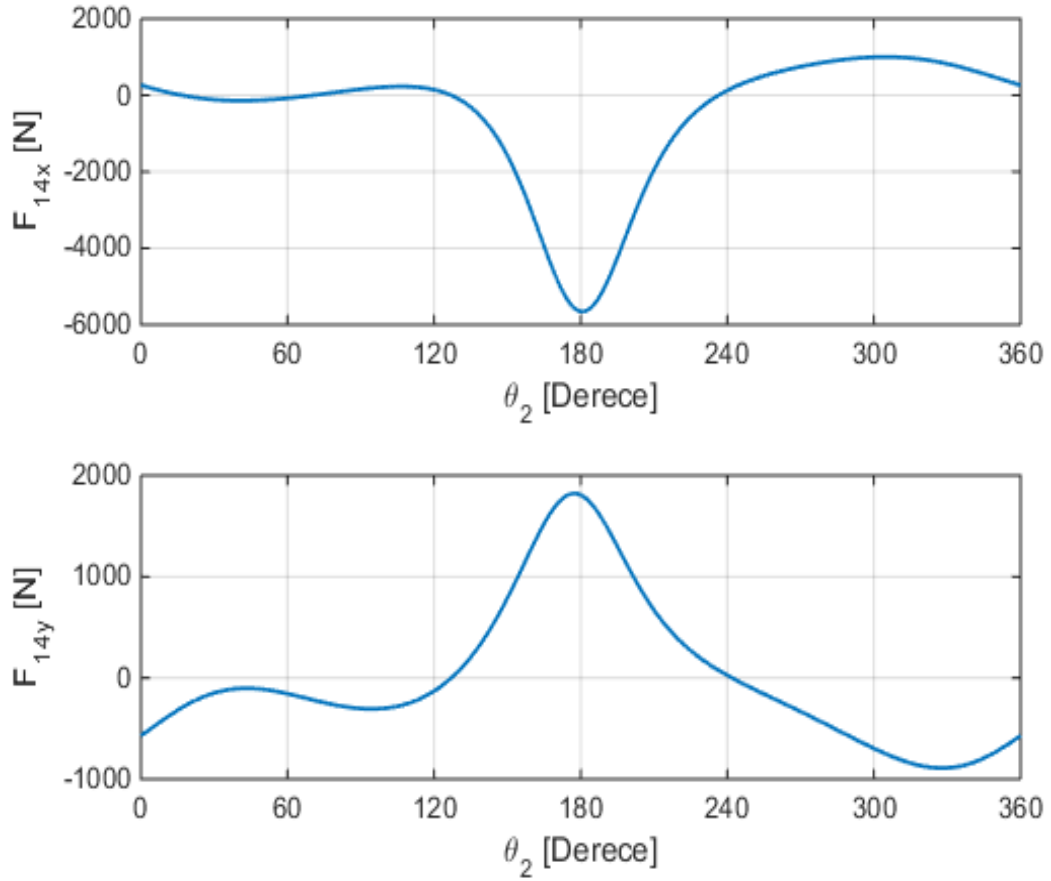
Şekil 4.4’de iletim-sarkaç kol uzuvları arasındaki mafsallı kuvveti bileşenleri sunulmuştur.



Şekil 4.4. Dört-çubuk mekanizmasının iletim ve sarkaç kol uzuvları bağlantı mafsallındaki kuvvet bileşenleri

Şekil 4.4’den görüleceği üzere özellikle kuvvetin y bileşenindeki kuvvet seyri örnek mafsallardaki kuvvet bileşenlerinden farklıdır. x eksenli kuvvet bileşeni benzer değişim özelliğine sahiptir. y kuvvet bileşenindeki değişimin temel sebebi iletim ve sarkaç kol uzuvlarının hareket karakteristiğinden kaynaklanmaktadır.

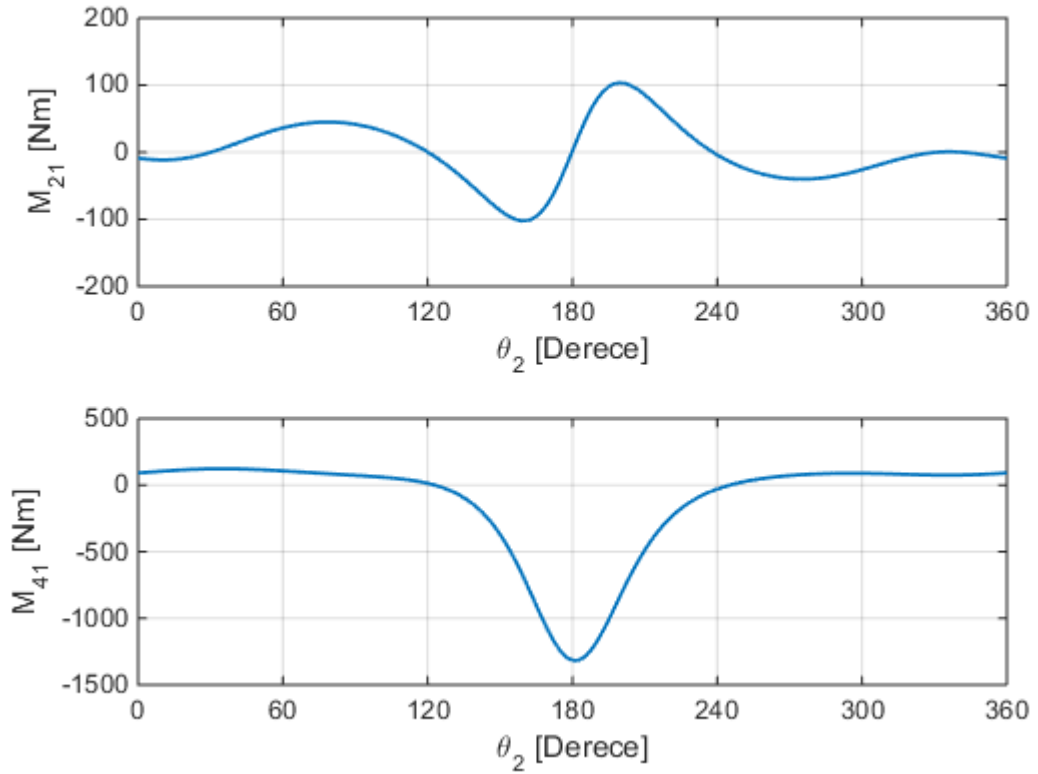
Sarkaç kol uzuv ana yatağındaki kuvvet bileşenlerinin değışimi Şekil 4.5’de sunulmuştur.



Şekil 4.5. Dört-ubuk mekanizmasının sarkaç kol ana yatağındaki kuvvet bileşenleri

Şekil 4.5’den görüleceğı üzere sarkaç kol uzvunun salınım karakteristiğı ve buradaki yön değıştirmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinin etkisi, kuvvet bileşenlerinde yön değıştirmelere ve dalgalanmalara sebep olmaktadır.

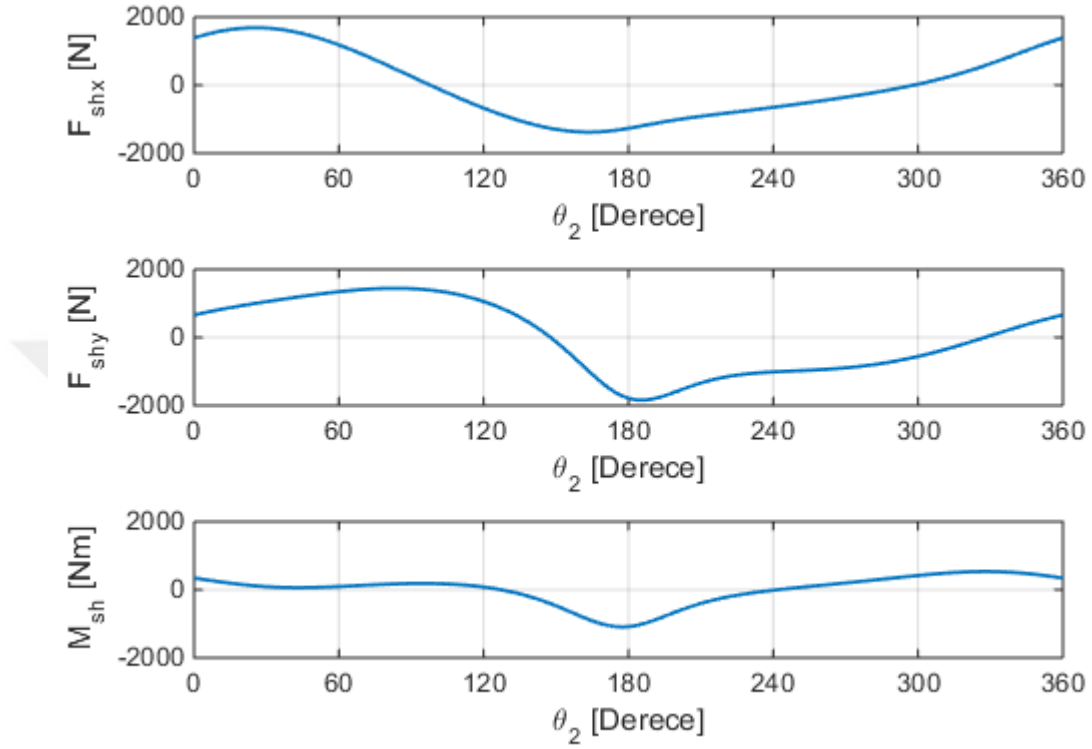
Mekanizmanın tahrik edildiğinde kullanılan ve sarkaç kol uzvundan elde edilen çıkış moment değişimleri Şekil 4.6’de sunulmuştur.



Şekil 4.6. Dört-çubuk mekanizmasında tahrik momenti ve çıkış momenti

Şekil 4.6’den görüleceği üzere M_{21} momenti mekanizmayı giriş devrinde (dönme hızında) çalıştırmak amacıyla gerekli olan tahrik momentidir. Bu mekanizma ± 100 Nm civarında dalgalı bir davranış sergilediği gözlemlenmektedir. M_{41} momenti ise; 4 nolu uzuvdan elde edilebilecek çıkış momentidir. Bunun davranış $+100$ Nm ile -1350 Nm seviyesindedir. Momentin 180 derecede azami arttığı ve yön değiştirdiği gözlemlenebilir.

Mekanizmanın çalışması süresince ortaya çıkan sarsma kuvveti ve sarsma momenti değişimi Şekil 4.7’de sunulmuştur.



Şekil 4.7. Dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvveti ve momenti

Şekil 4.7’den görüleceği üzere mekanizma ana yatağındaki x yönlü sarsma kuvveti değişim aralığına bakıldığında bir periyod boyunca +1.900 N ve -1.800 N aralığındadır. Kuvvet değerinin giriş uzvu açısai konumu 90 derece ve 300 derece olduğu anlarda 0 a tekabül ettiği görülmektedir. Buna mukabil x doğrultusundaki kuvvetin giriş uzvunun açısai konumu 30 derece ve 150 derece civarında olduğu anlarda küçük pikler verdiği gözükmemektedir. Sebebi; mekanizmanın hareketli uzuvlarında x eksenine doğrultusundaki ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetleri sayılabilir. Mekanizma ana yatağındaki y yönlü sarsma kuvveti incelendiğinde kuvvet grafiğinin x eksenine göre benzer davranış sergilediği görülebilir. Bir periyod boyunca bu kuvvet +1.800 N ile -2.000 N arasında değişmektedir. Kuvvetin maksimum değeri x yönü için giriş uzvunun 30 derece açısai konumuna y yönü için 180 derece açısai konumuna tekabül etmektedir.

Ana yataklarda oluşan sarsma momenti incelendiğinde yaklaşık 0 Nm ortalama ile dalgalandığı görülmektedir. Momentin 180 derecede azami arttığı ve yön değiştirdiği gözlemlenebilir. Moment ana yataklardaki sarsma kuvvetlerinden oluştuğu için ve ana yatlardaki sarsma kuvvetleri mekanizmadaki tüm kuvvetlerin yansıması olduğu için diğer kuvvet analizinde tespit edilen dalgalanma, pik ve değişim noktaları burada da gözlemlenmektedir. Yaklaşık tüm kuvvetler ve dolayısıyla momentlerde mekanizma uzvunun hareketi için yön değiştirmektedir. Bu hareketlerin sonucu oluşan sarsma kuvvet ve momentleri de aynı açıda yön değiştirmektedir.



5. BÖLÜM

MEKANİZMANIN OPTİMUM DENGELENMESİ

5.1.Giriş

Bir sistemin optimizasyonu yapılırken, global veya türev esaslı lokal optimizasyon teknikleri kullanılabilir. Genetik algoritma, doğada yaşayan canlıların geçirdiği evrimsel sürece benzer bir şekilde, yeni bireyler oluşturarak arama ve optimizasyon yöntemidir. Genetik algoritmanın temellerini ilk olarak Michigan Üniversitesi'nden John Holland, yaptığı çalışmaları “Adaptation in Natural and Artificial Systems” isimli kitabında toplamıştır. Genetik algoritma, problem için tek bir çözüm yerine aynı anda birbirinden bağımsız birçok çözüm oluşturarak bu çözümler içerisinde optimum olanı bulmaya çalışır. Oluşturulan bu alternatif çözüm kümelerine nüfus, elde edilen her bir çözüme ise birey adı verilir. Elde edilen bireylerin, problemin çözümü için uygun olup olmadıklarını belirleyen uygunluk fonksiyonu, her bir bireyin uygunluk seviyesini belirler. Uygunluğu yüksek bireylerin, diğer bireylerle çoğalarak yeni bireyler oluşturması sağlanır. Diğer bir deyişle, nüfus içerisindeki, her yeni jenerasyon, bir önceki jenerasyon içerisindeki uygunluğu yüksek bireylerin çoğalmasıyla oluşur. [22,23]

5.2.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 isler 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, öngörölen bir hedefi gerçekleştirmek üzere, gelecekteki olayları yönlendirir. GA'lar başlıca 4 yönden geleneksel optimizasyon tekniklerinden farklıdır.

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

G.A 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 rasgeleli 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. Yeni nesilden, önceki nesile oranla, öngörölen hedef doğrultusunda daha iyi sonuç vermesi beklenir.

Mutasyon: Mutasyon ya da değişim, bir canlının genomu içindeki DNA ya da RNA diziliminde meydana gelen kalıcı değişimlerdir. Mutasyona sahip bir organizma ise mutant olarak adlandırılır [23].

5.3.Genetik Algoritmanın İşleyiş Süreci

Genetik Algoritma ile problemlerin çözümünde aşağıda belirtilen adımlarla su şekilde bir süreç söz konusudur .

Adım 1:Genetik Algoritma sürecinin işletiminden önce problemin doğasına uygun olarak kodlama yapılır.

Adım 2:Genellikle rasgele olarak başlangıç popülasyonu yaratılır.

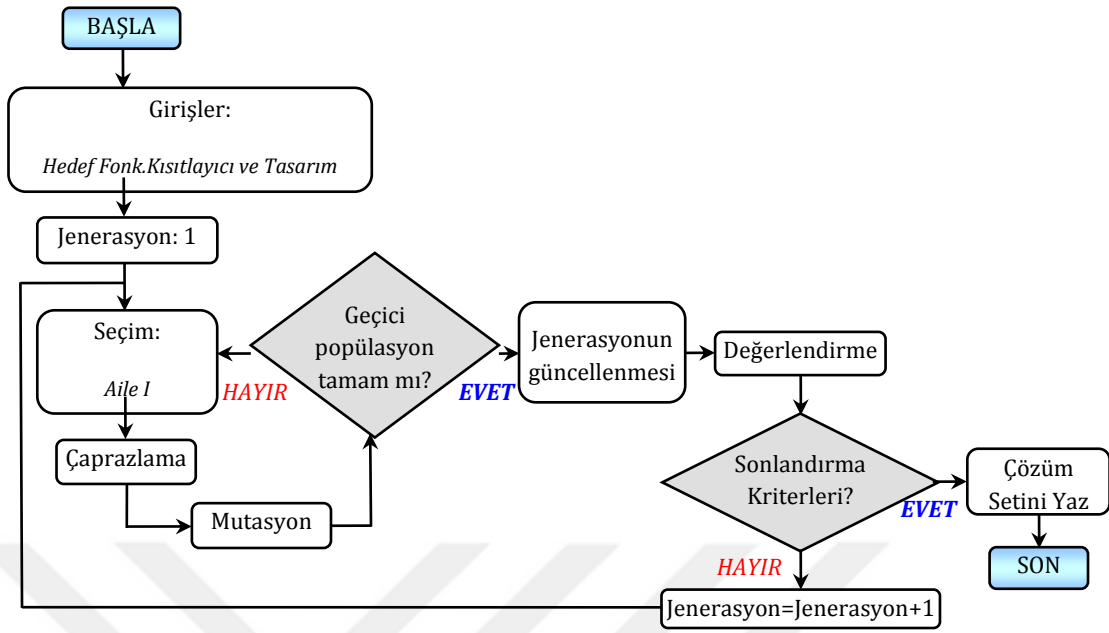
Adım 3:Başlangıç popülasyonunda yer alan her bir dizinin uyum değeri hesaplanır.

Adım 4:Popülasyonu değiştirmek ve yeni jenerasyonlar yaratmak içinse seçme, çaprazlama (crossover) ve mutasyon (mutation) operatörleri kullanılır.

Adım 5:Yeni popülasyona uyum değeri atanarak en iyi çözüm değeri bulunana kadar genetik algoritma operasyonları devam ettirilir. Problemlerin genetik algoritma ile çözümü için yukarıda verilen adımlar, akış seması biçiminde şu şekilde ifade edilebilir [24].

GA yaklaşımında Mutasyon; Üreme ve Çaprazlama operatörleriyle, daha önceden tespit edilen referans değerlerine ulaşamaması veya izin verilen maksimum evrim sayısına ulaşılması durumlarında başvuruluan, 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. Tez çalışması kısmında optimizasyon işlemleri, MATLAB programı üzerinde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.1. Genetik Algoritmanın işleyiş Sürecinin Akış Diyagramı [25]

5.4. Optimizasyon Problemi ve Hedef Fonksiyonu

Mekanizmada sarsma kuvvetlerinin ve bunların momentlerinin azaltılmasına yönelik olarak optimizasyonda kullanılan hedef fonksiyonları aşağıda verilmiştir. Bu fonksiyonlarda üç farklı durum irdelenmiştir.

Durum 1 için hedef fonksiyonu:

$$\text{Minimize } F_y(X) = \sum_{n=1}^S [W_1(F_{21x_n}) + W_2(F_{21y_n}) + W_3(F_{41x_n}) + W_4(F_{41y_n}) + W_5(M_{sh_n})]$$

Durum 2 için hedef fonksiyonu:

$$\text{Minimize } F_y(X) = \sum_{n=1}^S [W_1 F_{sh_x} + W_2 F_{sh_y} + W_3 M_{sh}]$$

Durum 3 için hedef fonksiyonu:

$$\text{Minimize } F_y(X) = \sum_{n=1}^S [W_1 F_{sh_x} + W_2 F_{sh_y}]$$

Durum 4 için hedef fonksiyonu:

$$\text{Minimize } F_y(X) = \sum_{n=1}^S [W_1 F_{sh} + W_2 M_{sh}]$$

Subject to

$$g_k(X) \leq 0$$

$$X_r^{min} \leq X_r \leq X_r^{max}$$

$$X_r \in X$$

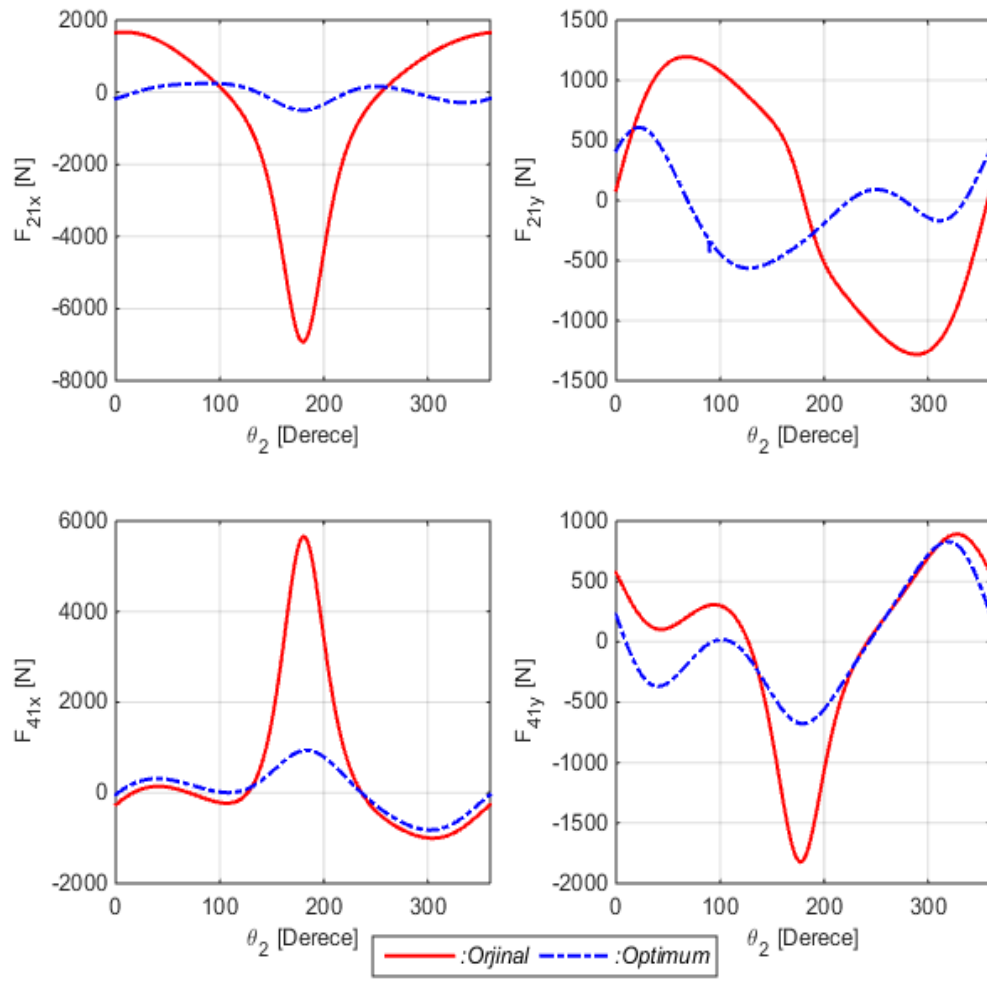
Burada kuvvetler ağırlık çarpanlarıdır. F_{21x} giriş uzvunun ana yatağının x doğrultusundaki kuvveti F_{21y} y doğrultusundaki kuvveti F_{41x} çıkış uzvunun ana yatağındaki x doğrultusundaki kuvveti F_{41y} ise aynı yataktaki y doğrultusundaki kuvveti vermektedir.

Bu kuvvetler sarsma kuvvetinin alt bileşenleridir. M_{sh} ise sarsma kuvvetlerinden kaynaklı sarsma momentini ifade etmektedir.

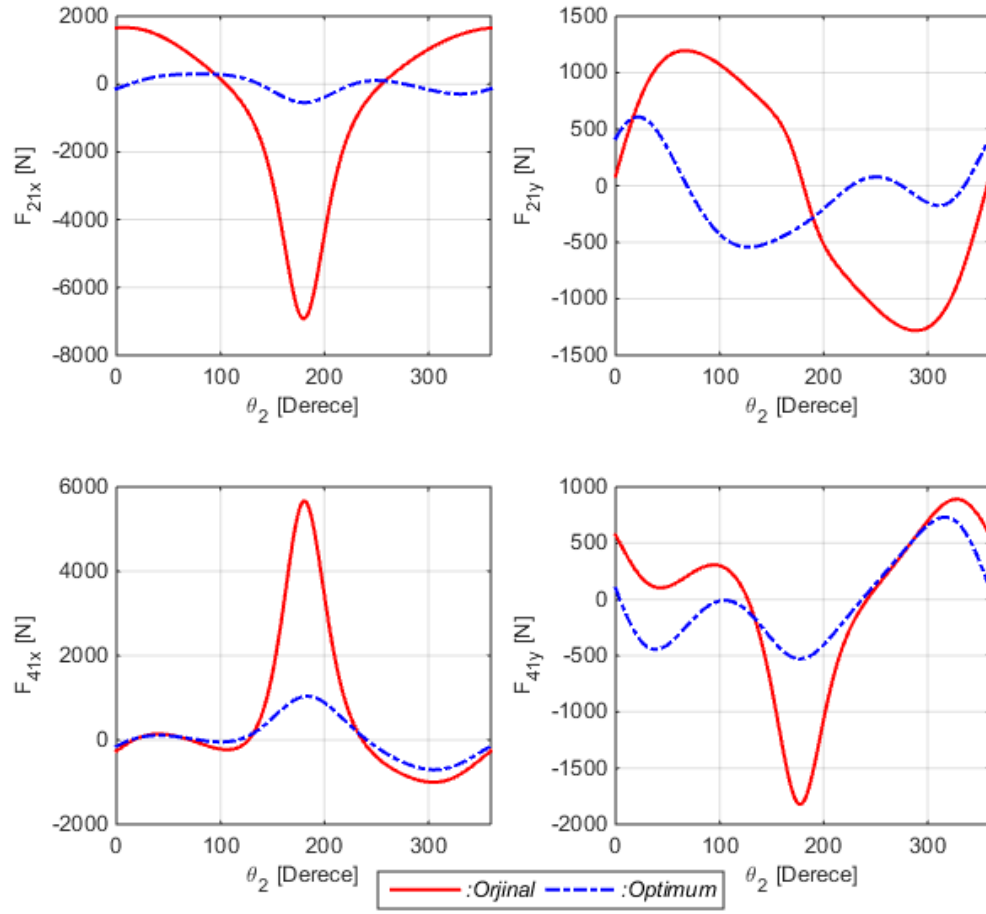
$g_{k(x)}$ kısıtlayıcıları tanımlamaktadır. Optimizasyon sonucu fonksiyonel bir mekanizmanın elde edilmesi için kullanılması zorunludur. x; tasarım değişkenlerini tanımlamaktadır. Tasarım değişkenleri, mekanizmanın malzeme ve geometrik özelliklerinden oluşmaktadır.

5.5.Optimizasyon Sonuçları

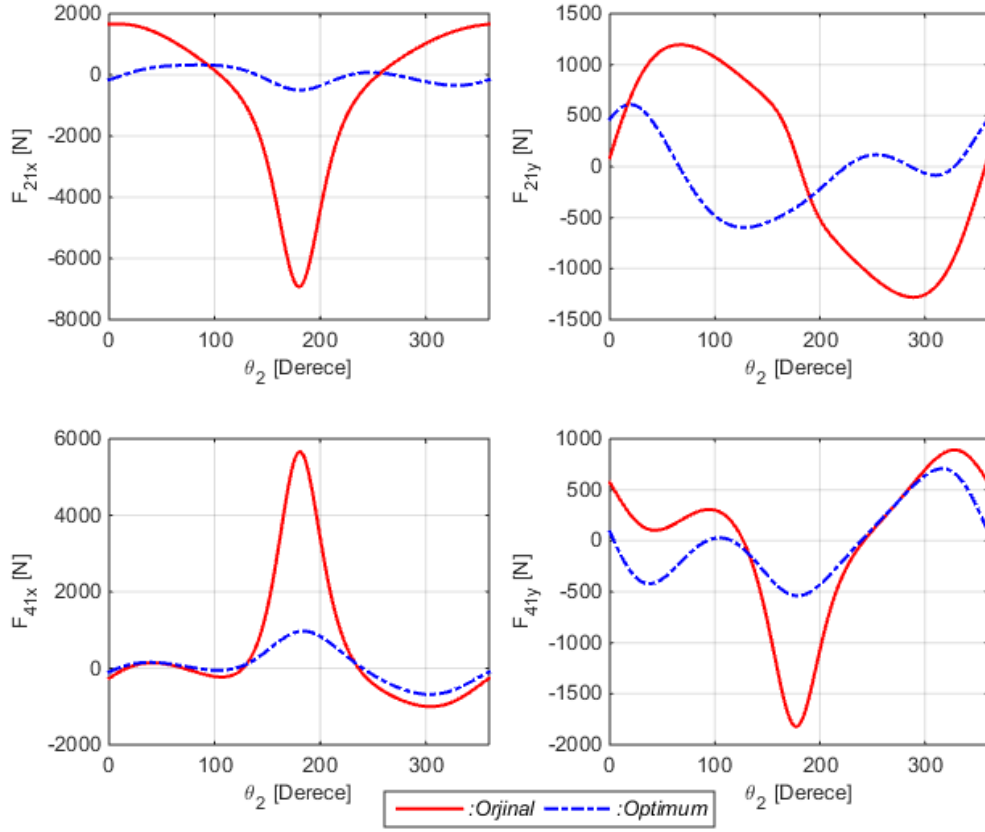
Bütün durumlar için genetik algoritma parametreleri; 500 jenerasyon, 3 elit birey, 0.75 çaprazlama değeri ve popülasyon boyutu 150 olarak ayarlanmıştır. Durum 1 için, farklı ağırlık çarpan değerlerinin kullanılması neticesinde mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinde bir periyod boyunca meydana gelen değişim şekil 6.1. ve 6.3 arasında sunulmuştur.



Şekil 6.1. Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri(**Durum I-A:** $W1=0,40$ $W2=0,24$ $W3=0,16$ $W4=0,1$ $W5=0,1$)



Şekil 6.2. Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri (**Durum I-B:** $W1=0,2$ $W2=0,2$ $W3=0,2$ $W4=0,2$ $W5=0,2$)



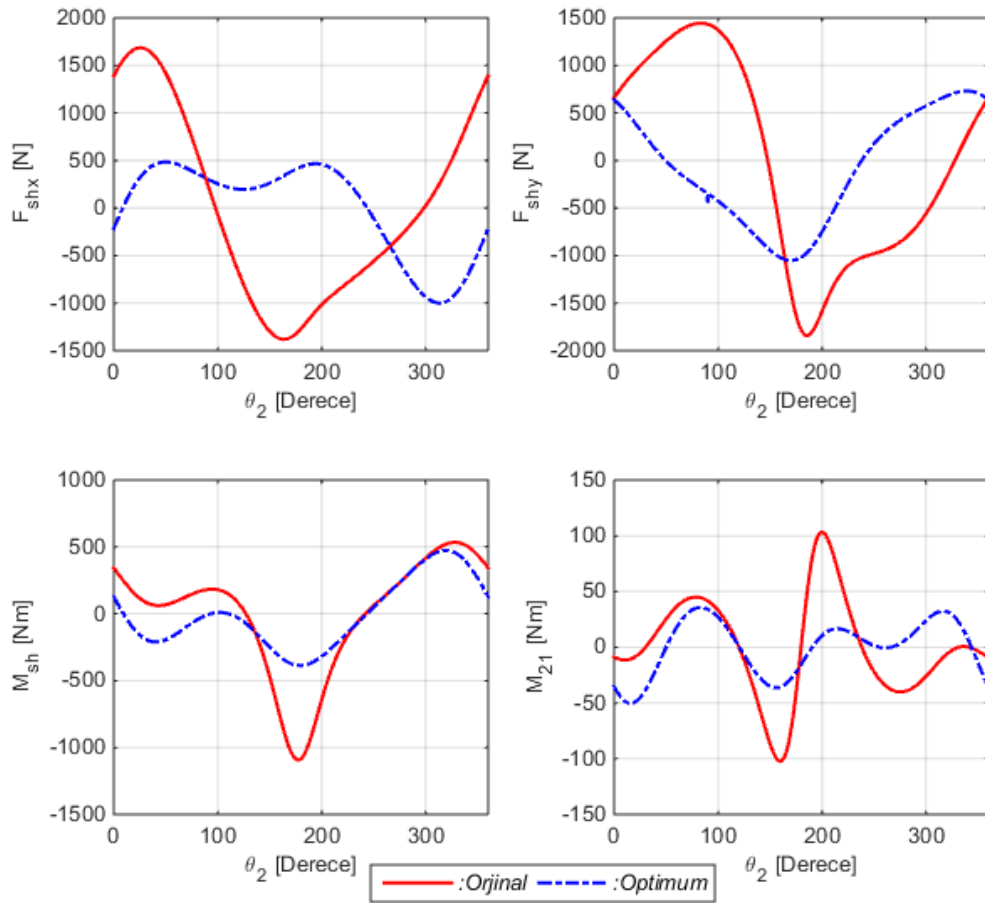
Şekil 6.3. Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri (**Durum I-C:** $W1 = 0.225$ $W2 = 0.225$ $W3 = 0.225$ $W4 = 0.225$ $W5 = 0.1$)

Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşen dağılımları incelendiğinde kol x yönlü kuvvetin değişim aralıkları 3 durum içinde optimizasyon öncesi yaklaşık 1.900 N ve -7.000 N aralığında ve $\theta_2 = 180$ derecede iken negatif yönde pik yaptığı görülmektedir. Bunun sebebi mekanizma hareketli uzuvlarında x eksenine doğrultusundaki ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetleri sayılabilir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde ciddi oranlarda azalma sağlanmış ve kuvvet değişim aralığı 3 durum içinde yaklaşık -100 N ve 50 N aralığına indirgenmiştir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerinde sönümlendiği görülmektedir. Mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin x yönlü azalma oranları incelendiğinde Durum 1-A için %89,04, Durum 1-B için %87,95 ve Durum 1-C için %87,43 oranın da gerçekleştiği görülmektedir. Y yönlü kuvvetlerin değişim aralığı optimizasyon öncesi üç durum içinde incelendiğinde de 1.250 N ve -1.250 N aralığında ve $\theta_2 = 90$ derecede ve 300 derecede iken pikler yaptığı ve x eksenine göre davranışının daha dalgalı olduğu görülmektedir. Bunun sebebi mekanizma hareketli uzuvlarında y

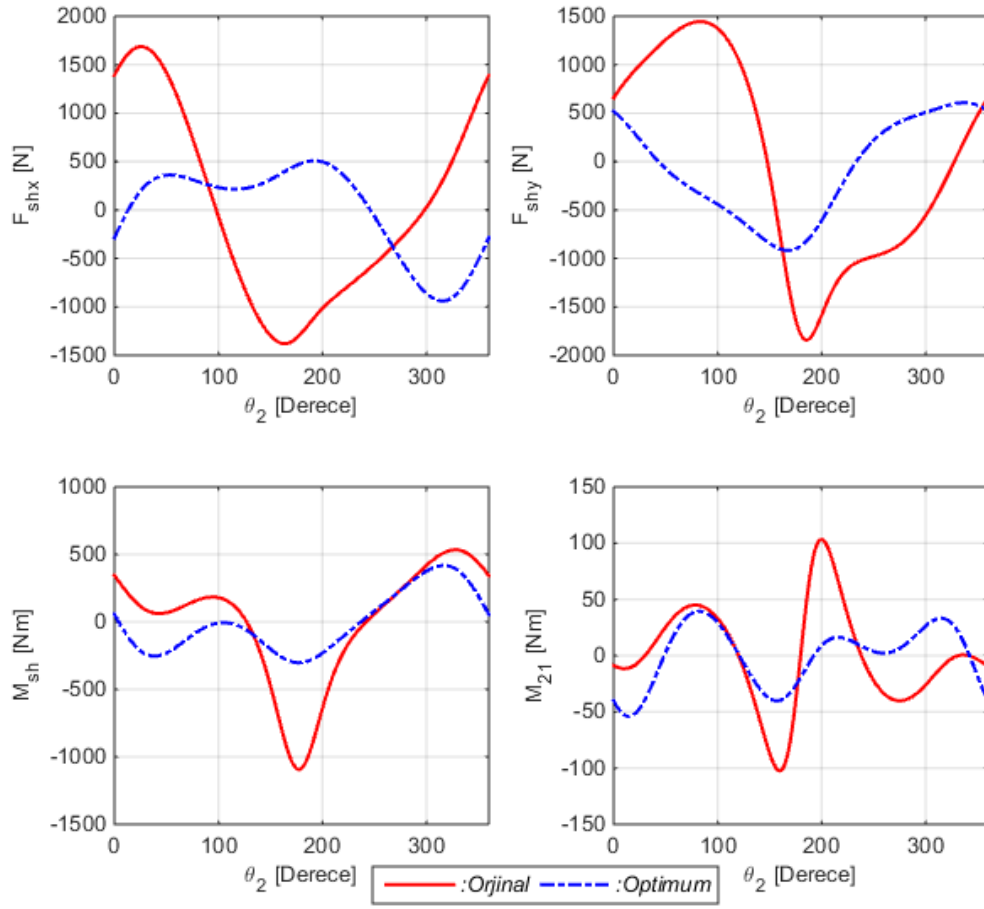
ekseni doğrultusundaki ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetleri sayılabilir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde ciddi oranlarda azalma sağlanmış ve kuvvet değişim aralığı üç durum içinde 600 N ve -550 N aralığına indirgenmiştir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerinde ciddi oranda sönümlendiği görülmektedir. Mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin y yönlü azalma oranları incelendiğinde Durum 1-A için %67,40 Durum 1-B için %67,76 ve Durum 1-C için %66,03 oranın da gerçekleştiği görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yatağındaki x yönlü kuvvetlerin 3 durum içinde $\theta_2 = 0-100$ derece aralığında 0 eksen etrafında düzgün seyrettiği görülürken 180 derece de bu değerden ciddi saptığı gözlemlenmektedir. Sebebi; mekanizma hareketli uzuvlarında x eksen doğrultusundaki ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetleri sayılabilir. Bu kuvvetin değişim aralığına bakıldığı taktirde üç durum içinde bir periyod boyunca yaklaşık 1.000 N ve +5.700 N aralığında olduğu ve $\theta_2 = 360$ dereceye ulaştığında kuvvet değerinin tekrar başlangıç seviyesine yaklaştığı görülmektedir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde üç durum içinde ciddi oranda azalma sağlanmış ve kuvvet değişim aralığı yaklaşık -700 N ve +700 N aralığına indirgenmiştir. Optimizasyon sonra kuvvetlerde var olan piklerinde sönümlendiği görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin x yönlü azalma oranları incelendiğinde Durum 1-A için %61,29 Durum 1-B için %64,70 ve Durum 1-C için %66,12 oranın da gerçekleştiği görülmektedir. Sarkaç kol ana yatağındaki y yönlü kuvvet değeri İzleyici uzvun sınırlı dönme (salınım hareketi) yapmasından dolayı çeşitli açılarda yön değiştirmektedir. Aç 180 dereceye ulaştığın da negatif maksimum seviyeye ulaşmakta önce 240 derecede 0 değerine inmekte ve pozitif yönde artarak devam etmektedir. Kuvvet incelendiğinde kuvvetin grafiğinin x eksenine göre davranışı daha dalgalıdır. Bir periyod boyunca bu kuvvet üç durum içinde yaklaşık -1.750 N ile +800 N arasında değişmektedir. Kuvvetin maksimum değeri her iki eksen için giriş uzvunun 180 derece açıs al konumuna tekabül etmektedir. Buna mukabil y doğrultusundaki kuvveti giriş uzvun açıs al konumu 45 derece ve 320 derece civarında olduğu anlarda küçük pikler verdiği gözükmektedir. Ayrıca 140 derece ve 240 derecelerde kuvvet değerinin 0 olduğu görülmektedir. Kuvvetteki bu piklerin ana nedeni, kinematik analizde elde edilen ivmeler ve ivmelerin değişimi olan jerk grafiğiyle de örtüşmektedir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde üç

durum içinde ciddi oranda azalma sağlanmış ve kuvvet değişim aralığı -500 N ve +700 N aralığına indirgenmiştir. Optimizasyon sonra kuvvetlerde var olan piklerinde sönümlendiği görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin y yönlü azalma oranları incelendiğinde Durum 1-A için %33,43 Durum 1-B için %40,37 ve Durum 1-C için %42,45 oranın da gerçekleştiği görülmektedir.

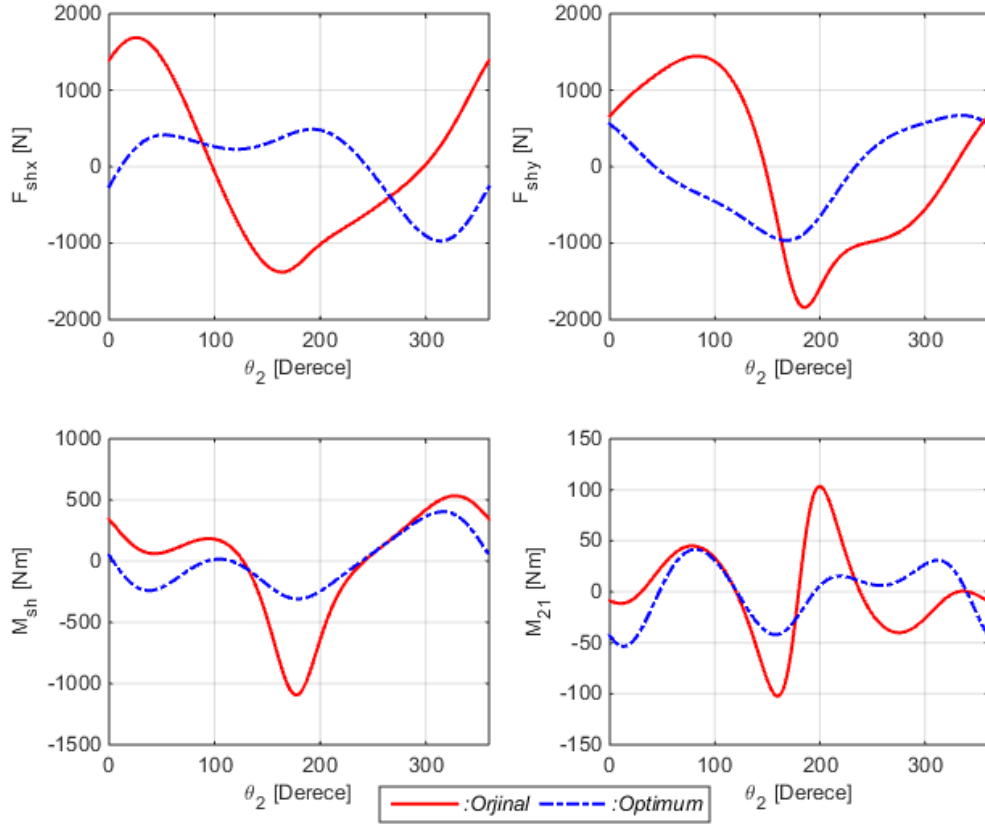
Durum 1 için mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvvetleri, sarma momenti ve mekanizmanın mevcut şartlarda çalışabilmesi için uygulanması gereken tahrik momenti değişimi şekil 6.4. ve 6.6 arasında sunulmuştur.



Şekil 6.4. Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişimi (**Durum I-A:** $W1=0,40$ $W2=0,24$ $W3=0,16$ $W4=0,1$ $W5=0,1$)



Şekil 6.5. Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsama momenti ve tahrik momenti değişimi (**Durum I-B:** $W1=0,2$ $W2=0,2$ $W3=0,2$ $W4=0,2$ $W5=0,2$)



Şekil 6.6. Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsama momenti ve tahrik momenti değişimi (**Durum I-C:** $W1 = 0.225$ $W2 = 0.225$ $W3 = 0.225$ $W4 = 0.225$ $W5 = 0.1$)

Şekil 6.1.~ 6.6. arasında görüldüğü üzere orijinal ve optimize edilmiş mekanizmanın kuvvet ve moment değerleri arasında, hedef fonksiyonda dikkate alınan ana kuvvet ifadesine ve ağırlık çarpanı değerlerine göre önemli farklar mevcuttur. Bazılarında ciddi boyutlarda bir azalma meydana gelirken bazılarında ise beklenen azalma miktarına ulaşamamıştır. X yönlü sarsma kuvveti değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi -1.500 N ile 1.750 N aralığında iken bu değer optimizasyon sonrası -1.000 N ile 500 N aralığına indirgenmiştir. Y yönlü sarsma kuvveti değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi -1.800 N ile 1.500 N aralığında iken bu değer optimizasyon sonrası -1.000 N ile 750 N aralığına indirgenmiştir. Mekanizmada meydana gelen sarsma momentleri değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi -1.000 Nm ile 500 Nm aralığında iken optimizasyon sonrası bu değer -250 Nm ile 500 Nm aralığına gerilediği görülmektedir. Tahrik momentinde de ciddi oranda iyileşme sağlanmış olup moment değişim aralığı optimizasyon öncesi -100 Nm ile 100 Nm aralığında iken

optimizasyon sonrası bu değerin -50 Nm ile 35 Nm aralığına gerilediği görülmektedir. Sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti azalma oranları incelendiğinde x yönlü sarsma kuvveti için en iyi iyileşme durum I-B için ve %53,65 oranında gerçekleştiği görülmekte iken y yönlü sarsma kuvveti için bu değer %52,21 oranında gerçekleşmektedir. Sarsma momenti iyileşme oranına baktığımızda bu oran en iyi durum I-C için ve %45,21 oranında gerçekleşirken tahrik momenti içinde en iyi iyileşme oranı durum I-A için gerçekleşmiş olup %39,64 olarak görülmektedir.

1. durum için farklı ağılık çarpanı değerlerine göre mekanizmadaki tasarım değişkenlerinin optimum değerleri tablo 6.1.'de sunulmuştur.

Tablo 6.1. Durum I için dört-çubuk mekanizmasının orijinal ve optimize edilen değerleri.

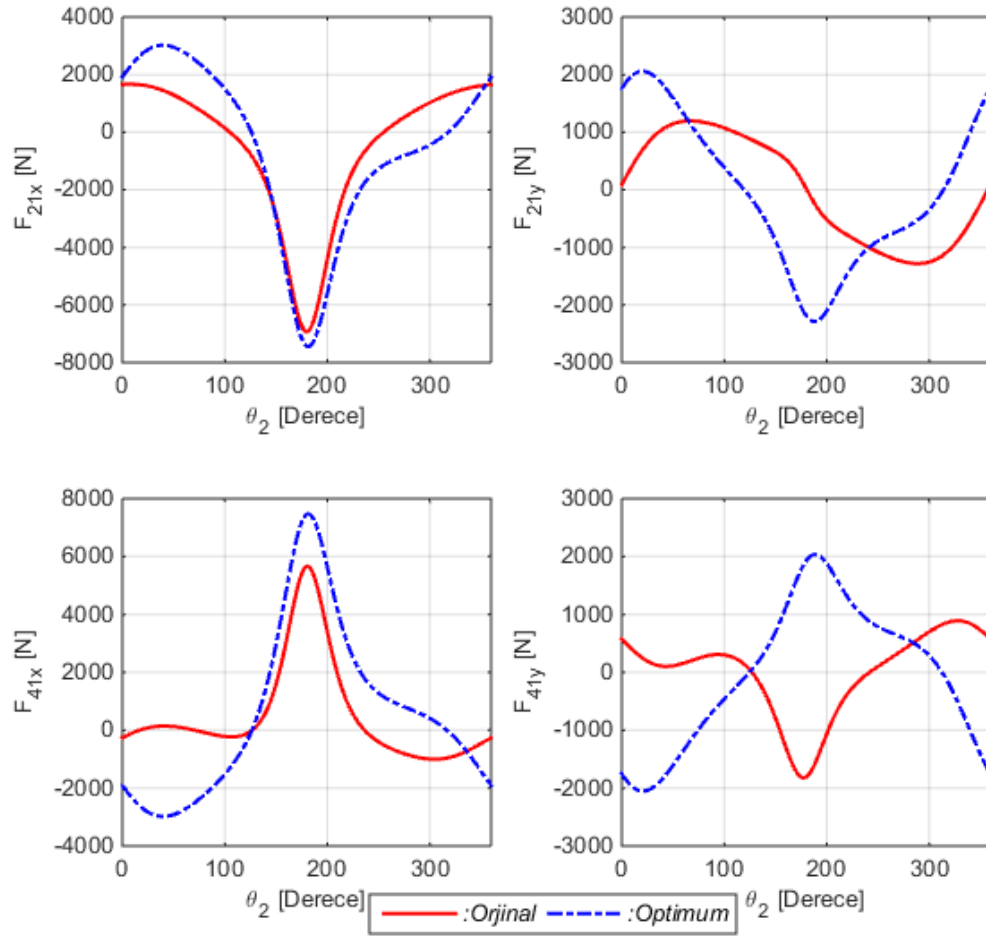
Parametre	Tanım	Orjinal Değer	Optimize edilmiş değer Durum I		
			A	B	C
			W1=0,40 W2=0,24 W3=0,16 W4=0,1 W5=0,1	W1=0,2 W2=0,2 W3=0,2 W4=0,2 W5=0,2	W1 =0.225 W2 =0.225; W3 =0.225 W4 =0.225; W5=0.1;
L ₁ (mm)	Sabit uzuv boyu	600	0.5709	0.5715	0.5712
L ₂ (mm)	Kol uzvu boyu	100	0.0951	0.0989	0.0960
r ₂₁ (mm)	Kol uzvu yer vektörü	50	0.0485	0.0493	0.0489
m ₂ (kg)	Kol uzvu kütlesi	0.360	4.6225	4.7248	4.5379
I _{G2} (kgm ²)	Kol uzvu kütle atalet momenti	4.13 10 ⁻⁴	0.0087	0.0095	0.0082
γ ₂ (Gama)	Kol uzvu yapısal açısı	0	3.1221	3.1274	3.1258
L ₃ (mm)	İletim uzvu boyu	400	0.4192	0.4192	0.4196
r ₃₂ (mm)	İletim uzvu yer vektörü	200	0.0150	0.0239	0.0128
m ₃ (kg)	İletim uzvu kütlesi	1.296	1.9985	2.0186	1.8501
I _{G3} (kgm ²)	İletim uzvu kütle atalet momenti	1.87 10 ⁻²	0.0692	0.0658	0.0657
γ ₃ (Gama)	İletim uzvu yapısal açısı	0	2.8899	2.9001	2.88
L ₄ (mm)	Sarkaç kol uzvu boyu	320	0.3278	0.3287	0.3265
r ₄₄ (mm)	Sarkaç kol uzvu yer vektörü	160	0.0267	0.0297	0.027
m ₄ (kg)	Sarkaç kol uzvu kütlesi	1.046	1.6913	1.8398	1.8016
I _{G4} (kgm ²)	Sarkaç kol uzvu kütle atalet momenti	9.85 10 ⁻³	0.0243	0.0239	0.0247
γ ₄ (Gama)	Sarkaç kol uzvu yapısal açısı	0	3.0742	3.0524	3.1156

Durum 1 için mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenleri, sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değerlerinde orijinal mekanizmaya göre azalma oranları ise aşağıdaki tabloda belirtilmiştir.

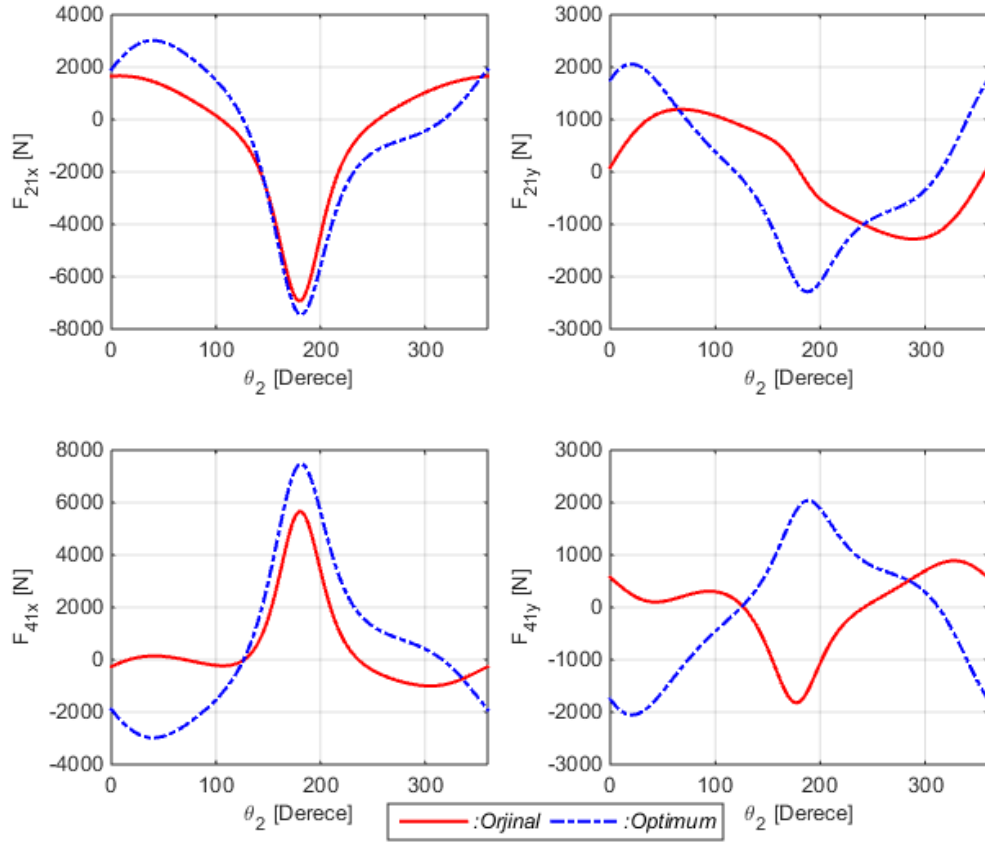
Tablo 6.2. Durum I için dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki kuvvet bileşenleri, sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değerlerinde orijinal mekanizmaya göre azalma oranları.

TANIM	İyileşme oranları (%)		
	<i>Durum I-A</i>	<i>Durum I-B</i>	<i>Durum I-C</i>
	W1=0,40 W2=0,24 W3=0,16 W4=0,1 W5=0,1	W1=0,2 W2=0,2 W3=0,2 W4=0,2 W5=0,2	W1 =0.225 W2 =0.225; W3 =0.225 W4 =0.225; W5=0.1;
F_{21x}	89.0416174044194	87.9593095388561	87.4833404580146
F_{21y}	67.4073854172511	67.7611494785318	66.0353593894921
F_{41x}	61.2985724269731	64.7022292711473	66.1237384868577
F_{41y}	33.4376507279076	40.370218464906	42.4571333863696
F_{shx}	51.3369270929809	53.659327326643	52.0338975273245
F_{shy}	46.0729566618642	52.2108288526775	48.9380367896254
M_{shx}	36.6592684326769	43.2007768047173	45.2115186016088
M_{21}	39.6847657310892	34.0034499988547	31.459300014197

Orjinal ve optimize edilen mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet değişimi Durum II için Şekil 6.7 ve 6.8’de sunulmuştur.



Şekil 6.7. Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri (**Durum II-A:** $W_1=1/3$, $W_2=1/3$, $W_3=1/3$)



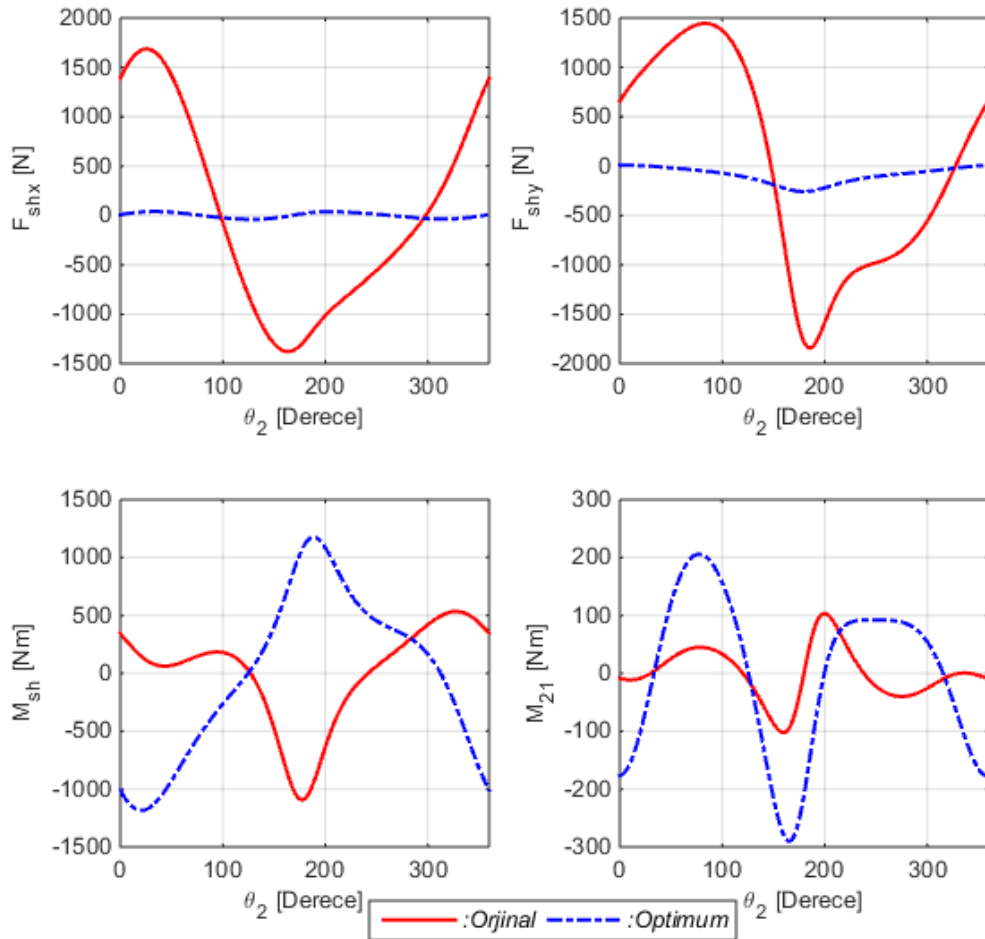
Şekil 6.8. Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri (**Durum II-B:** $W_1=0,4$, $W_2=0,4$, $W_3=0,2$)

Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşen dağılımları incelendiğinde kol uzvu ana yatağındaki kuvvet bileşeninin x yönlü kuvvetin değişim aralıkları iki durum içinde optimizasyon öncesi yaklaşık -6.500 N ve 1.900 N aralığında ve $\theta_2 = 180$ derecede iken negatif yönde pik yaptığı görülmektedir. Bunun sebebi mekanizma hareketli uzuvlarında x eksenine doğrultusundaki ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetleri sayılabilir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde istenilen iyileşmenin sağlanamadığı görülmektedir. Kuvvet dağılım değişim aralığı iki durum içinde yaklaşık -7.000 N ve 3000 N aralığına çıktığı görülmektedir. Optimizasyon sonra kuvvetlerde meydana gelen piklerinde devam ettiği görülmektedir. Mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin x yönlü değişim oranları incelendiğinde Durum II-A için -%31,64, Durum II-B için -%31,65 oranının da gerçekleştiği görülmektedir. Y yönlü kuvvetlerin değişim aralığı optimizasyon öncesi iki durum içinde incelendiğinde de -1.200 N ve 1.100 N aralığında ve $\theta_2 = 90$ derecede ve 300 derecede iken pikler yaptığı ve x eksenine göre davranışının daha dalgalı olduğu

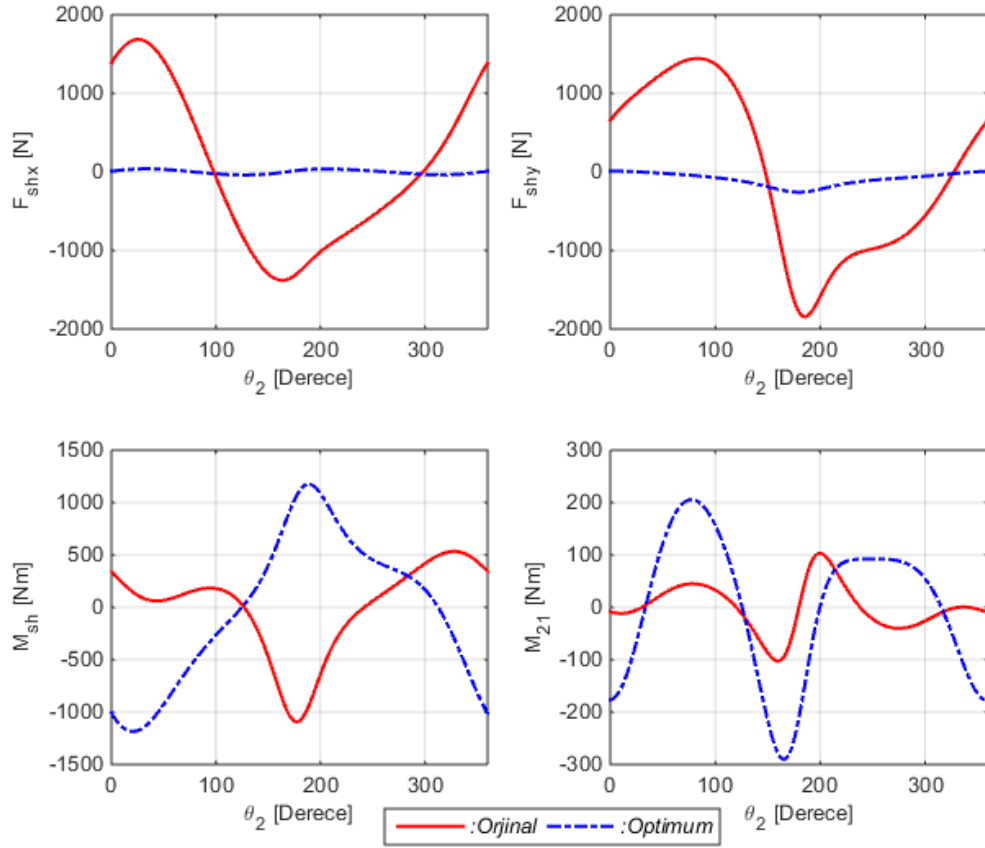
görülmektedir. Bunun sebebi mekanizma hareketli uzuvlarında x eksenini doğrultusundaki ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetleri sayılabilir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde ciddi oranlarında istenilen iyileşmenin sağlanamadığı ve kuvvet değişim aralığı iki durum içinde -2.200 N ve 2.000 N aralığına çıktığı görülmektedir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerin teke düştüğü ve 180 derecede ciddi bir pik oluştuğu görülmektedir. Mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin y yönlü değişim oranları incelendiğinde Durum II-A için -%30,95 Durum II-B için -%30,97 oranının da gerçekleştiği görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yatağındaki x yönlü kuvvetlerin iki durum içinde $\theta_2 = 0-100$ derece aralığında 0 eksenini etrafında düzgün seyrettiği görülürken 180 derece de bu değerden ciddi saptığı gözlemlenmektedir. Sebebi; mekanizma hareketli uzuvlarında x eksenini doğrultusundaki ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetleri sayılabilir. Bu kuvvetin değişim aralığına bakıldığı taktirde iki durum içinde bir periyod boyunca yaklaşık -750 N ve +5.200 N aralığında olduğu ve $\theta_2 = 360$ dereceye ulaştığında kuvvet değerinin tekrar başlangıç seviyesine yaklaştığı görülmektedir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde iki durum içinde beklenen iyileşmenin sağlamadığı görülmektedir ve kuvvet değişim aralığı yaklaşık -3.000 N ve 5.200 N aralığına yükseldiği görülmektedir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerinde artarak devam ettiği görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin x yönlü değişim oranları incelendiğinde Durum II-A için -%122,31 Durum II-B için -%122,33 oranının da gerçekleştiği görülmektedir. Sarkaç kol ana yatağındaki y yönlü kuvvet değeri uzvun sınırlı dönme (salınım hareketi) yapmasından dolayı çeşitli açılarda yön değiştirmektedir. Açı 180 dereceye ulaştığında da negatif maksimum seviyeye ulaşmakta önce 240 derecede 0 değerine inmekte ve pozitif yönde artarak devam etmektedir. Kuvvet incelendiğinde kuvvetin grafiğinin x eksenine göre davranışı daha dalgalıdır. Bir periyod boyunca bu kuvvet iki durum içinde yaklaşık -1.800 N ile 900 N arasında değişmektedir. Kuvvetin maksimum değeri her iki eksen için giriş uzvunun 180 derece açısal konumuna tekabül etmektedir. Buna mukabil y doğrultusundaki kuvveti giriş uzvun açısal konumu 45 derece ve 320 derece civarında olduğu anlarda küçük pikler verdiği gözükmemektedir. Ayrıca 140 derece ve 240 derecelerde kuvvet değerinin 0 olduğu görülmektedir. Kuvvetteki bu piklerin ana nedeni, kinematik analizde elde

edilen ivmeler ve ivmelerin değişimi olan jerk grafiğiyle de örtüşmektedir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde iki durum içinde beklenen iyileşmenin sağlanamadığı görülmektedir ve kuvvet değişim aralığı -2.000 N ve 2.000 N aralığına yükseldiği görülmektedir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerinde beklenen oranda azalmadığı görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin y yönlü değişim oranları incelendiğinde Durum II-A için -%90,730 Durum II-B için -%90,735 oranının da gerçekleştiği görülmektedir.

Durum II için sarsma kuvveti ve sarsma momenti ile tahrik momenti değişimi Şekil 6.9 ve 6.10'de sunulmuştur.



Şekil 6.9. Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişimi (**Durum II-A:** $W_1=1/3$, $W_2=1/3$, $W_3=1/3$)



Şekil 6.10. Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişimi (**Durum II-B:** $W_1=0,4$, $W_2=0,4$, $W_3=0,2$)

Şekil 6.9. ve 6.10.da görüldüğü üzere orijinal ve optimize edilmiş mekanizmanın kuvvet ve moment değerleri arasında, hedef fonksiyonda dikkate alınan ana kuvvet ifadesine ve ağırlık çarpanı değerlerine göre önemli farklar mevcuttur. Bazılarında ciddi boyutlarda bir azalma meydana gelirken bazılarında ise beklenen azalma miktarına ulaşamamıştır. X yönlü sarsma kuvveti değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi iki durum içinde ortalama -1.300 N ile 1.600 N aralığında iken bu değer optimizasyon sonrası 0 N ile 10 N aralığına indirgenmiştir ve iyi bir iyileşme sağlanmıştır. Y yönlü sarsma kuvveti değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi iki durum içinde ortalama -1.800 N ile 1.500 N aralığında iken bu değer optimizasyon sonrası -250 N ile 0 N aralığına indirgenmiştir ve kayda değer bir iyileşme sağlanmıştır. Mekanizmada meydana gelen sarsma momenti değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi iki durum içinde ortalama -1.000 Nm ile 500 Nm aralığında iken optimizasyon sonrası bu değer -1.200 Nm ile 1.200 Nm aralığına gerilediği ve beklenen iyileşmenin sağlanamadığı görülmektedir. Tahrik momentinde de beklenen iyileşme sağlanamamış

olup moment değişim aralığı optimizasyon öncesi -100 Nm ile 100 Nm aralığında iken optimizasyon sonrası bu değer -300 Nm ile 200 Nm aralığına yükseldiği görülmektedir. Sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişme oranları incelendiğinde x yönlü sarsma kuvveti için en iyi iyileşme durum iki için ve %97,182 oranında gerçekleştiği görülmekte iken y yönlü sarsma kuvveti için bu değer %90,377 oranında gerçekleşmektedir. Sarsma momenti değişme oranına baktığımızda bu oran iki durum içinde ortalama -%83,46 oranında gerçekleşirken tahrik momenti değişme oranına baktığımızda bu oran iki durum içinde ortalama -%243,95 olarak görülmektedir.

II. durum için farklı ağırlık çarpanı değerlerini göre mekanizmadaki tasarım değişkenlerinin optimum değeri Tablo 6.3’de sunulmuştur.

Tablo 6.3. Durum II için dört-çubuk mekanizmasının orijinal ve optimize edilen değerleri

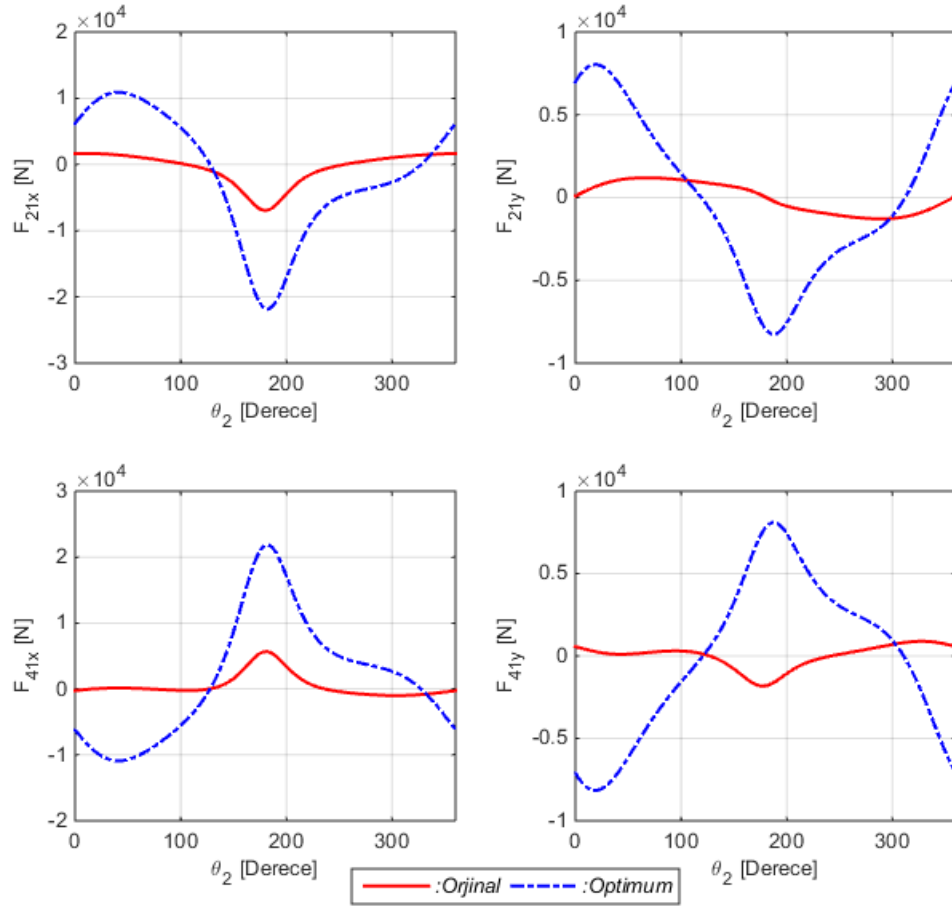
Parametre	Tanım	Orijinal Değer	Optimize edilmiş değer	
			Durum II-A	Durum II-B
			$W_1=1/3, W_2=1/3, W_3=1/3$	$W_1=0,4, W_2=0,4, W_3=0,2$
L_1 (mm)	Sabit uzvu boyu	600	0.5771	0.5771
L_2 (mm)	Kol uzvu boyu	100	0.0989	0.0989
r_{21} (mm)	Kol uzvu yer vektörü	50	0.0456	0.0456
m_2 (kg)	Kol uzvu kütlesi	0.360	4.0267	4.0267
I_{G2} (kgm ²)	Kol uzvu kütle atalet momenti	$4.13 \cdot 10^{-4}$	0.0072	0.0072
γ_2 (Gama)	Kol uzvu yapısal açısı	0	3.1367	3.1367
L_3 (mm)	İletim uzvu boyu	400	0.3877	0.3877
r_{32} (mm)	İletim uzvu yer vektörü	200	0.0223	0.0223
m_3 (kg)	İletim uzvu kütlesi	1.296	2.4071	2.4071
I_{G3} (kgm ²)	İletim uzvu kütle atalet momenti	$1.87 \cdot 10^{-2}$	0.0550	0.0550
γ_3 (Gama)	İletim uzvu yapısal açısı	0	3.1338	3.1338
L_4 (mm)	Sarkaç kol uzvu boyu	320	0.3176	0.3176
r_{44} (mm)	Sarkaç kol uzvu yer vektörü	160	0.0201	0.0201
m_4 (kg)	Sarkaç kol uzvu kütlesi	1.046	2.8842	2.8842
I_{G4} (kgm ²)	Sarkaç kol uzvu kütle atalet momenti	$9.85 \cdot 10^{-3}$	0.0624	0.0624
γ_4 (Gama)	Sarkaç kol uzvu yapısal açısı	0	3.1308	3.1308

Durum 2 için mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenleri, sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değerlerinde orijinal mekanizmaya göre azalma oranları ise aşağıdaki tabloda belirtilmiştir.

Tablo 6.4. Durum II için dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki kuvvet bileşenleri, sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değerlerinde orijinal mekanizmaya göre azalma oranları.

TANIM	İyileşme oranları (%)	
	Durum II-A	Durum II-B
	$W_1=1/3, W_2=1/3, W_3=1/3$	$W_1=0,4, W_2=0,4, W_3=0,2$
F_{21x}	-31.6437653339666	-31.6555901471023
F_{21y}	-30.9546400938583	-30.9752526297386
F_{41x}	-122.315537216254	-122.337711214269
F_{41y}	-90.7305597946628	-90.7354401792213
F_{shx}	97.1815611358787	97.1826827684891
F_{shy}	90.3779647305904	90.3712350934423
M_{shx}	-83.4628900790796	-83.4684199083926
M_{21}	-243.957275197777	-243.9705229892

Durum III için mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet değişimleri Şekil 6.11’da sunulmuştur.



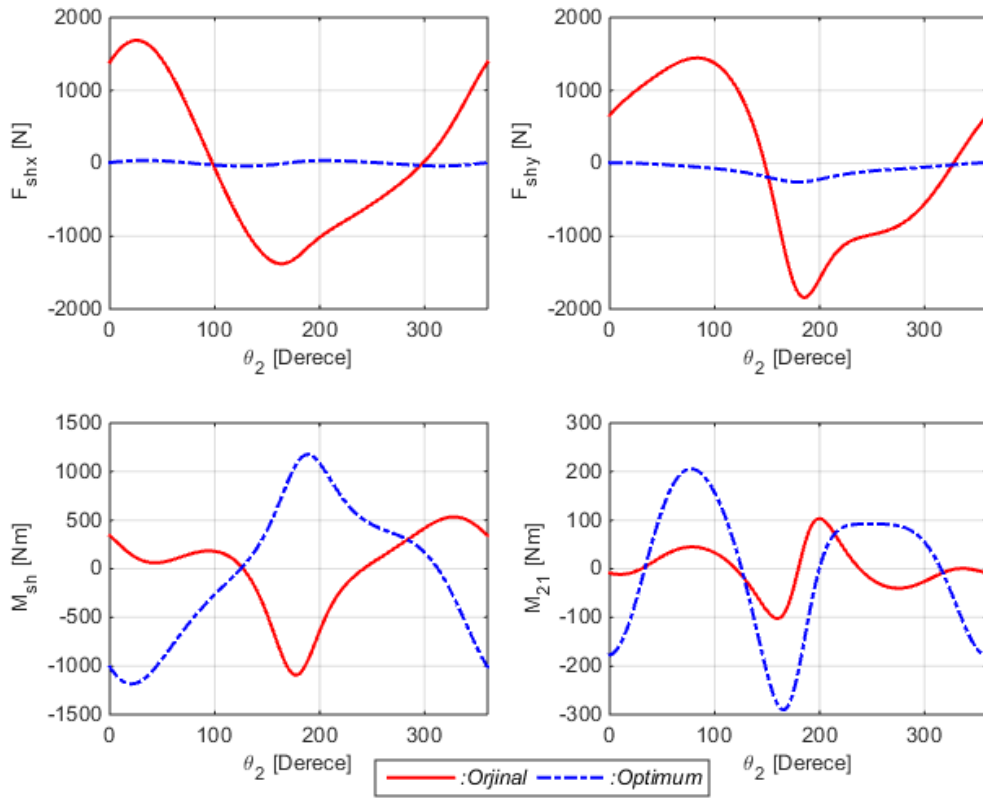
Şekil 6.11. Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri (**Durum III:** $W_1=0,5$, $W_2=0,5$)

Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşen dağılımları incelendiğinde kol uzvunun ana yatağında x yönlü kuvvetin değişim aralığı optimizasyon öncesi yaklaşık -7.000 N ve 1.900 N aralığında ve $\theta_2 = 180$ derecede iken negatif yönde pik yaptığı görülmektedir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde istenilen iyileşmenin sağlanamadığı görülmektedir. Kuvvet dağılım değişim aralığı yaklaşık -20.000 N ve 10.000 N aralığına çıktığı görülmektedir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerinde devam ettiği görülmektedir. Mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin x yönlü değişim oranı incelendiğinde -%366,57 oranın da gerçekleştiği görülmektedir. Y yönlü kuvvetlerin değişim aralığı optimizasyon öncesi incelendiğinde de -1.300 N ve 1.250 N aralığında ve $\theta_2 = 90$ derecede ve 300 derecede iken pikler yaptığı ve x eksenine göre davranışının daha dalgalı olduğu görülmektedir. Bunun sebebi mekanizma hareketli uzuvlarında x eksenine doğrultusundaki ivmelerden kaynaklı atalet

kuvvetleri sayılabilir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde istenilen iyileşmenin sağlanamadığı görülmektedir ve kuvvet değişim aralığı -7.500 N ve 7.500 N aralığına çıktığı görülmektedir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerin artarak devam ettiği ve 180 derecede ciddi bir pik olduğu görülmektedir. Mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin y yönlü değişim oranları incelendiğinde -%391,04 oranın da gerçekleştiği görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yatağındaki x yönlü kuvvetin $\theta_2 = 0-100$ derece aralığında 0 eksen etrafında düzgün seyrettiği görülürken 180 derece de pik yaptığı gözlemlenmektedir. Sebebi; Mekanizma hareketli uzuvlarında x eksen doğrultusundaki ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetleri sayılabilir. Bu kuvvetin değişim aralığına bakıldığı takdirde bir periyod boyunca yaklaşık -100 N ve +5.000 N aralığında olduğu ve $\theta_2 = 360$ dereceye ulaştığında kuvvet değerinin tekrar başlangıç seviyesine yaklaştığı görülmektedir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerin de beklenen iyileşmenin ağırlamadığı görülmektedir ve kuvvet değişim aralığı yaklaşık -10.000 N ve 20.000 N aralığına yükseldiği görülmektedir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerinde artarak devam ettiği görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin x yönlü değişim oranları incelendiğinde -%637,56 oranın da gerçekleştiği görülmektedir. Sarkaç kol ana yatağındaki y yönlü kuvvet değeri uzun sınırlı dönme (salınım hareketi) yapmasından dolayı çeşitli açılarda yön değiştirmektedir. Açılı 180 dereceye ulaştığında da negatif maksimum seviyeye ulaşmakta önce 240 derecede 0 değerine inmekte ve pozitif yönde artarak devam etmektedir. Kuvvet incelendiğinde kuvvetin grafiğinin x eksenine göre benzer davranış sergilediği görülmektedir. Bir periyod boyunca bu kuvvet yaklaşık -1.900 N ile 900 N arasında değişmektedir. Kuvvetin maksimum değeri giriş uzvunun 180 derece açısal konumuna tekabül etmektedir. Buna mukabil y doğrultusundaki kuvveti giriş uzvun açısal konumu 45 derece ve 320 derece civarında olduğu anlarda küçük pikler verdiği gözükmemektedir. Ayrıca 140 derece ve 240 derecelerde kuvvet değerinin 0 olduğu görülmektedir. Kuvvetteki bu piklerin ana nedeni, kinematik analizde elde edilen ivmeler ve ivmelerin değişimi olan jerk grafiğiyle de örtüşmektedir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde iki durum içinde beklenen iyileşmenin sağlanamadığı görülmektedir ve kuvvet değişim aralığı -7.500 N ve 7.500 N aralığına yükseldiği

görülmektedir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerinde beklenen oranda azalmadığı görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin y yönlü değişim oranları incelendiğinde -%656,40 oranının da gerçekleştiği görülmektedir.

Sarsma kuvveti, sarsma momenti ve giriş momentinin Durum III için değişimi Şekil 6.12’de sunulmuştur.



Şekil 6.12. Mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişimi (**Durum III:** $W_1=0,5$, $W_2=0,5$)

Şekil 6.12’de görüldüğü üzere orijinal ve optimize edilmiş mekanizmanın kuvvet ve moment değerleri arasında, önemli farklar mevcuttur. Bazılarında ciddi boyutlarda bir azalma meydana gelirken bazılarında ise beklenen azalma miktarına ulaşamamıştır. X yönlü sarsma kuvveti değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi ortalama -1.500 N ile 1.750 N aralığında iken bu değer optimizasyon sonrası 0 N ile 10 N aralığına indirgenmiştir ve müthiş bir iyileşme sağlanmıştır. Y yönlü sarsma kuvveti değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi durum içinde ortalama -1.800 N ile 1.500 N aralığında iken bu değer optimizasyon sonrası -200 N ile 0 N aralığına

indirgenmiştir ve kayda değer bir iyileşme sağlanmıştır. Mekanizmada meydana gelen sarsma momenti değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi durum içinde ortalama -1.000 Nm ile 500 Nm aralığında iken optimizasyon sonrası bu değer -1.200 Nm ile 1.200 Nm aralığına gerilediği ve beklenen iyileşmenin sağlanamadığı görülmektedir. Tahrik momentinde de beklenen iyileşme sağlanamamış olup moment değişim aralığı optimizasyon öncesi -100 Nm ile 100 Nm aralığında iken optimizasyon sonrası bu değer -300 Nm ile 200 Nm aralığına yükseldiği görülmektedir. Sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişme oranları incelendiğinde x yönlü sarsma kuvveti için durum %99,59 oranında gerçekleştiği görülmekte iken y yönlü sarsma kuvveti için bu değer %85,73 oranında gerçekleşmektedir. Sarsma momenti değişme oranına baktığımızda bu oran ortalama -%622,79 oranında gerçekleşirken tahrik momenti değişme oranına baktığımızda bu oran ortalama -%1238,20 olarak görülmektedir.

III durum için mekanizmadaki tasarım değişkenlerinin optimum değerleri Tablo 6.5’de sunulmuştur.

Tablo 6.5. Dört-çubuk mekanizmasının orijinal ve optimize edilen değerleri

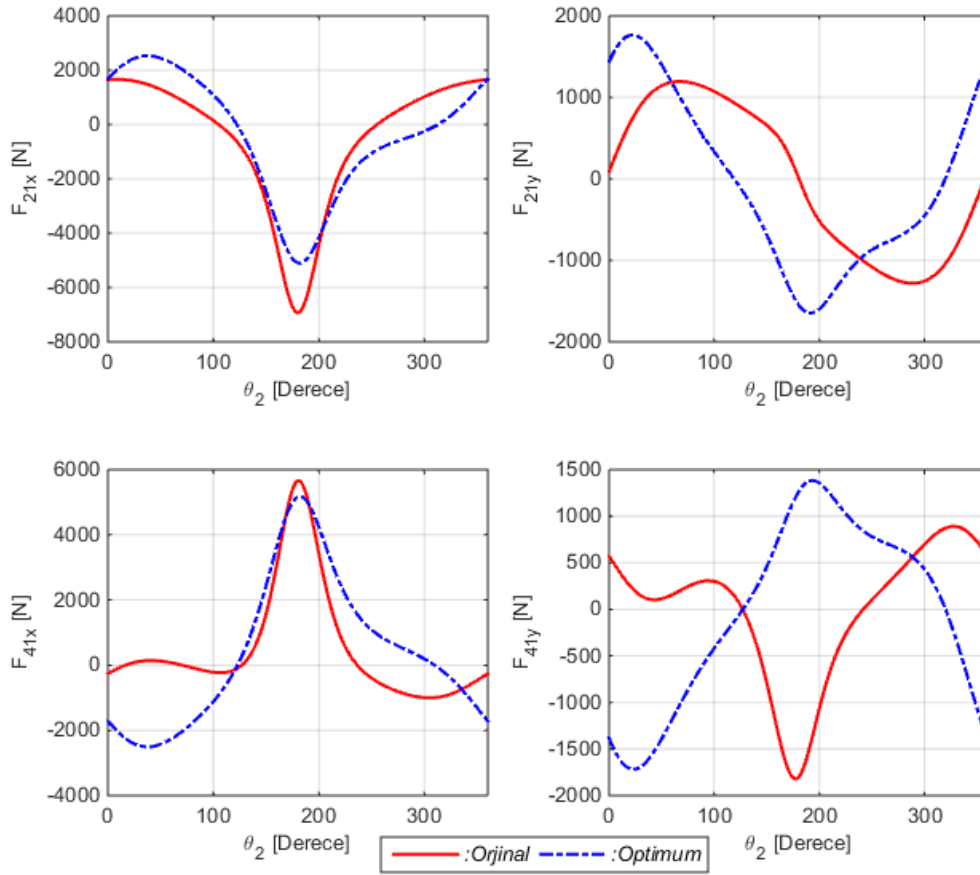
Parametre	Tanım	Orjinal Değer	Optimize edilmiş değer
			Durum III
			$W_1=0,5, W_2=0,5$
L_1 (mm)	Sabit uzuv boyu	600	0.5733
L_2 (mm)	Kol uzvu boyu	100	0.1042
r_{21} (mm)	Kol uzvu yer vektörü	50	0.0490
m_2 (kg)	Kol uzvu kütlesi	0.360	4.7991
I_{G2} (kgm ²)	Kol uzvu kütle atalet momenti	$4.13 \cdot 10^{-4}$	0.0075
γ_2 (Gama)	Kol uzvu yapısal açısı	0	3.1390
L_3 (mm)	İletim uzvu boyu	400	0.3826
r_{32} (mm)	İletim uzvu yer vektörü	200	0.0105
m_3 (kg)	İletim uzvu kütlesi	1.296	2.9236
I_{G3} (kgm ²)	İletim uzvu kütle atalet momenti	$1.87 \cdot 10^{-2}$	0.0452
γ_3 (Gama)	İletim uzvu yapısal açısı	0	2.4191
L_4 (mm)	Sarkaç kol uzvu boyu	320	0.3279
r_{44} (mm)	Sarkaç kol uzvu yer vektörü	160	0.0458
m_4 (kg)	Sarkaç kol uzvu kütlesi	1.046	6.2390
I_{G4} (kgm ²)	Sarkaç kol uzvu kütle atalet momenti	$9.85 \cdot 10^{-3}$	0.2548
γ_4 (Gama)	Sarkaç kol uzvu yapısal açısı	0	3.1411

Durum III için kuvvet ve momentlerde iyileşme oranları Tablo 6.6’da verilmiştir.

Tablo 6.6. Durum III için dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki kuvvet bileşenleri, sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değerlerinde orijinal mekanizmaya göre azalma oranları

TANIM	İyileşme oranları (%)
	Durum III
	$W_1=0,5 \quad W_2=0,5$
F_{21x}	-336.573214863854
F_{21y}	-391.049333820257
F_{41x}	-637.563598122441
F_{41y}	-656.401030015019
F_{shx}	99.5995085348713
F_{shy}	85.7339244298953
M_{shx}	-622.793167402808
M_{21}	-1238.20886033972

Durum IV için ana yataklardaki kuvvet bileşeni değişimi orijinal ve optimize edilen mekanizma için Şekil 6.13’da sunulmuştur.

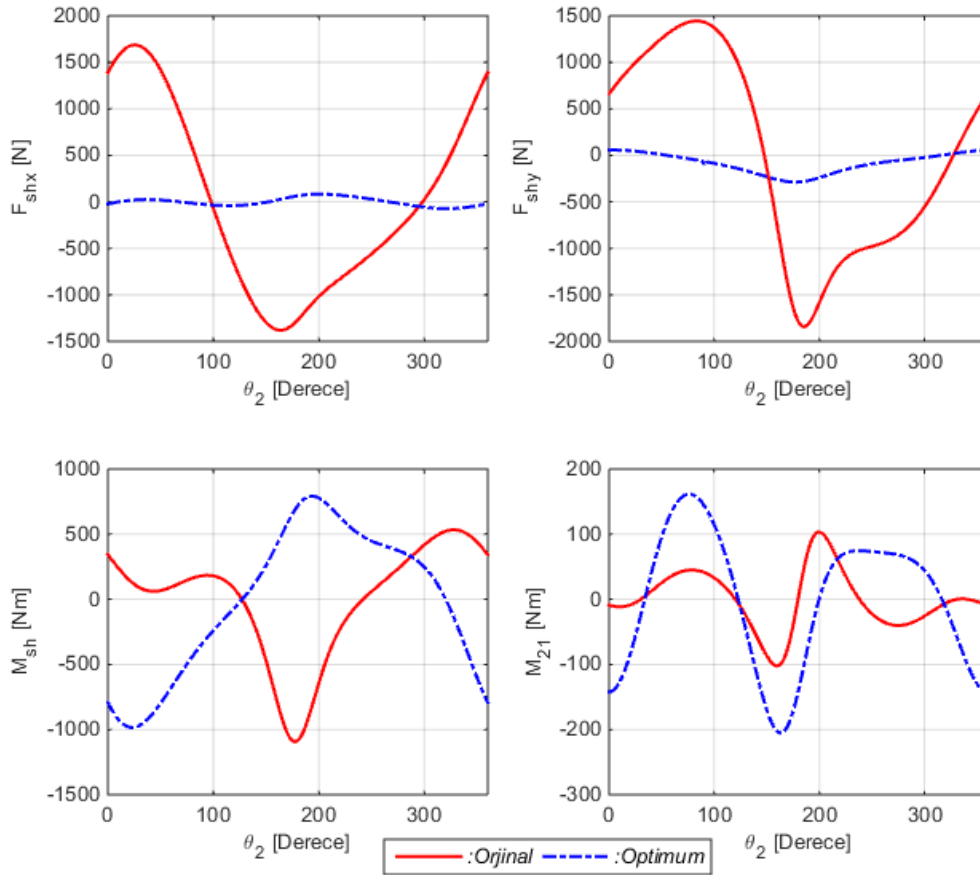


Şekil 6.13. Mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşenleri(**Durum IV:** $W_1=0,5$, $W_2=0,5$)

Şekil 6.13'dan mekanizmanın ana yataklardaki kuvvet bileşen dağılımları incelendiğinde kol uzvun ana yatağında x yönlü kuvvetin değişim aralığı optimizasyon öncesi yaklaşık -7.000 N ve 1.900 N aralığında ve $\theta_2 = 180$ derecede iken negatif yönde pik yaptığı görülmektedir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde istenilen oranlarda iyileşmenin sağlanamadığı görülmektedir. Kuvvet dağılım değişim aralığı yaklaşık -4.900 N ve 2.200 N aralığına çıktığı görülmektedir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerin devam ettiği görülmektedir. Mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin x yönlü değişim oranı incelendiğinde -%2,87 oranının da gerçekleştiği görülmektedir. Y yönlü kuvvetlerin değişim aralığı optimizasyon öncesi incelendiğinde -1.300 N ve 1.250 N aralığında ve $\theta_2 = 90$ derecede ve 300 derecede iken pikler yaptığı ve x eksenine göre davranışının daha dalgali olduğu görülmektedir. Genetik algoritma

tekniki ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde istenilen iyileşmenin sağlanamadığı görülmektedir ve kuvvet değişim aralığı -1.500 N ve 1.700 N aralığına çıktığı görülmektedir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerin artarak devam ettiği ve 180 derecede ciddi bir pik oluştuğu görülmektedir. Mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin y yönlü değişim oranları incelendiğinde -%9,86 oranın da gerçekleştiği görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yatağındaki x yönlü kuvvetin $\theta_2 = 0-100$ derece aralığında 0 eksenini etrafında düzgün seyrettiği görülürken 180 derece de pik yaptığı gözlemlenmektedir. Sebebi; Mekanizma hareketli uzuvlarında x eksenini doğrultusundaki ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetleri sayılabilir. Bu kuvvetin değişim aralığına bakıldığı taktirde bir periyod boyunca yaklaşık -1000 N ve 5.700 N aralığında olduğu ve $\theta_2 = 360$ dereceye ulaştığında kuvvet değerinin tekrar başlangıç seviyesine yaklaştığı görülmektedir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde beklenen iyileşmenin ağlamadığı görülmektedir ve kuvvet değişim aralığı yaklaşık -2.200 N ve 5.000 N aralığına yükseldiği görülmektedir Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan piklerin devam ettiği görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin x yönlü değişim oranları incelendiğinde -%75,60 oranın da gerçekleştiği görülmektedir. Sarkaç kol ana yatağındaki y yönlü kuvvet değeri uzvun sınırlı dönme (salınım hareketi) yapmasından dolayı çeşitli açılarda yn değiştirmektedir. Aı 180 dereceye ulaştığın da negatif maksimum seviyeye ulaşmakta önce 240 derecede 0 değerine inmekte ve pozitif yönde artarak devam etmektedir. Kuvvet incelendiğinde kuvvetin grafiğinin x eksenine göre benzer ve zıt yönlü davranış sergilediği görülmektedir. Bir periyod boyunca bu kuvvet yaklaşık -1.900 N ile 900 N arasında değişmektedir. Kuvvetin maksimum değeri giriş uzvunun 180 derece açısal konumuna tekabül etmektedir. Buna mukabil y doğrultusundaki kuvveti giriş uzvun açısal konumu 45 derece ve 320 derece civarında olduğu anlarda küçük pikler verdiği gzlmektedir. Ayrıca 140 derece ve 240 derecelerde kuvvet değerinin 0 olduğu görülmektedir. Kuvvetteki bu piklerin ana nedeni, kinematik analizde elde edilen ivmeler ve ivmelerin değişimi olan jerk grafiğiyle de örtüşmektedir. Genetik algoritma tekniği ile gerçekleştirilen optimizasyon sonrası ivmelerden kaynaklı atalet kuvvetlerinde iki durum içinde beklenen iyileşmenin sağlanamadığı görülmektedir ve kuvvet değişim aralığı -1.600 N ve 1.400 N aralığına yükseldiği görülmektedir. Optimizasyondan sonra kuvvetlerde var olan

piklerin beklenen oranda azalmadığı görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin y yönlü değişim oranları incelendiğinde -%55,62 oranın da gerçekleştiği görülmektedir.



Şekil 6.14. Durum IV için mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişimi. (**Durum IV:** $W_1=0,5$, $W_2=0,5$)

Şekil 6.12.den 6.14.e görüldüğü üzere orijinal ve optimize edilmiş mekanizmanın kuvvet ve moment değerleri arasında, hedef fonksiyonda dikkate alınan ana kuvvet ifadesine ve ağırlık çarpanı değerlerine göre önemli farklar mevcuttur. Bazılarında ciddi boyutlarda bir azalma meydana gelirken bazılarında ise beklenen azalma miktarına ulaşamamıştır. X yönlü sarsma kuvveti değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi ortalama -1.500 N ile 1.750 N aralığında iken bu değer optimizasyon sonrası 0 N ile 100 N aralığına indirgenmiştir ve müthiş bir iyileşme sağlanmıştır. Y yönlü sarsma kuvveti değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi durum içinde ortalama -1.800 N ile 1.500 N aralığında iken bu değer optimizasyon sonrası -250 N ile 0 N aralığına indirgenmiştir ve kayda değer bir iyileşme sağlanmıştır. Mekanizmada

meydana gelen sarsma momenti değişim aralığı incelendiğinde optimizasyon öncesi durum içinde ortalama -1.000 Nm ile 500 Nm aralığında iken optimizasyon sonrası bu değerin -1.000 Nm ile 750 Nm aralığına gerilediği ve beklenen iyileşmenin sağlanamadığı görölmektedir. Tahrik momentinde de beklenen iyileşme sağlanamamış olup moment değişim aralığı optimizasyon öncesi -100 Nm ile 100 Nm aralığında iken optimizasyon sonrası bu değerin -200 Nm ile 100 Nm aralığına yükseldiği görölmektedir. Sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değişme oranları incelendiğinde x yönlü sarsma kuvveti için durum %95,62 oranında gerçekleştiği görölmekte iken y yönlü sarsma kuvveti için bu değer %89,23 oranında gerçekleşmektedir. Sarsma momenti değişme oranına baktığımızda bu oran ortalama -%48,62 oranında gerçekleşirken tahrik momenti değişme oranına baktığımızda bu oran ortalama -%164,47 olarak görölmektedir.

IV. Durum için orijinal ve optimize edilen mekanizma değerleri Tablo 6.7’de sunulmuştur.

Tablo 6.7. Durum IV için dört-çubuk mekanizmasının orijinal ve optimize edilen değerleri

Parametre	Tanım	Orijinal Değer	Optimize edilmiş değer
			Durum IV
			$W_1=0,5, W_2=0,5$
L_1 (mm)	Sabit uzuv boyu	600	0.5729
L_2 (mm)	Kol uzvu boyu	100	0.0977
r_{21} (mm)	Kol uzvu yer vektörü	50	0.0464
m_2 (kg)	Kol uzvu kütlesi	0.360	3.9332
I_{G2} (kgm ²)	Kol uzvu kütle atalet momenti	$4.13 \cdot 10^{-4}$	0.0056
γ_2 (Gama)	Kol uzvu yapısal açı	0	3.132
L_3 (mm)	İletim uzvu boyu	400	0.3938
r_{32} (mm)	İletim uzvu yer vektörü	200	0.0174
m_3 (kg)	İletim uzvu kütlesi	1.296	2.042
I_{G3} (kgm ²)	İletim uzvu kütle atalet momenti	$1.87 \cdot 10^{-2}$	0.0594
γ_3 (Gama)	İletim uzvu yapısal açı	0	3.1154
L_4 (mm)	Sarkaç kol uzvu boyu	320	0.3170
r_{44} (mm)	Sarkaç kol uzvu yer vektörü	160	0.0344
m_4 (kg)	Sarkaç kol uzvu kütlesi	1.046	2.5767
I_{G4} (kgm ²)	Sarkaç kol uzvu kütle atalet momenti	$9.85 \cdot 10^{-3}$	0.0579
γ_4 (Gama)	Sarkaç kol uzvu yapısal açı	0	3.120

Tablo 6.8. Dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki kuvvet bileşenleri, sarsma kuvveti, sarsma momenti ve tahrik momenti değerlerinde orijinal mekanizmaya göre azalma oranları

TANIM	İyileşme oranları (%)
	Durum IV
	$W_1=0,5 \quad W_2=0,5$
F_{21x}	-2.8726079949037
F_{21y}	-9.86811324451639
F_{41x}	-75.6021756130372
F_{41y}	-55.6295501997541
F_{shx}	95.6225279583209
F_{shy}	89.2343245164582
M_{shx}	-48.6250872261515
M_{21}	-164.47292058541

Durum IV için kuvvet ve momentlerde iyileşme oranları Tablo 6.8’de verilmiştir.

6. BÖLÜM

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

6.1. Giriş

Mekanizmalarda var olan dengelenmemiş kuvvet ve momentler çalışma esnasında; Titreşim, gürültü, aşırı deformasyona sebep olabilirler.

- Titreşim,
- Gürültü,
- Aşırı deformasyon,
- Aşırı gerilmeler,
- Aşırı yatak reaksiyonları,
- Aşınma,
- Yorulma,
- Güç ve verim kaybı

sebep olabilirler.

Bu tip dengesizlikler neticesinde makinelerde balans bozukluğu, mil eğriliği gibi arızalara sebep olurlar. Bu arızalar;

- Balans bozukluğu
- Mil eğriliği
- Cıvata gevşekliği
- Kaplin ayarsızlığı

- Kaymalı yatak aşınması
- Rulman arızası
- Dişli arızaları
- Elektriksel arızalar

İstenmeyen etkiler makine parçalarında aşınma ile yedek parça maliyetine sebep olmakla birlikte makineden yeteri kadar verim alınmamasına ve üretim kaybı ve işçilik kaybı yaşanmasına sebep olmaktadır. Bakım onarım masraflarının artması ile bakım işçilik giderlerinin artmasına da sebep olmaktadır.

Dolayısıyla, mekanik sistemlerin dengelenmesi her yönüyle gerekli ve faydalı olan bir durumdur.

6.2. Optimizasyon Neticesinde Elde Edilen Sonuçlar

Mekanizmalarda ki kuvvet ve moment değerlerinde iyileşme sağlayabilmek için yapılan bu çalışma neticesinde farklı yapıda dört hedef fonksiyonu ve ağırlık çarpanı değişimi dahilinde yedi ayrı durum denenmiş ve bu durumlardan görüldüğü üzere orijinal ve optimize edilmiş mekanizmanın kuvvet ve moment değerleri arasında, hedef fonksiyonda dikkate alınan ana kuvvet ifadesine ve ağırlık çarpanı değerlerine göre önemli farkların olduğu bazılarında ciddi boyutlarda bir azalma meydana gelirken bazılarında ise beklenen azalma miktarına ulaşamadığı görülmektedir. Genetik algoritma tekniği ile yapılan iyileştirme neticesine bakacak olursak mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinden x yönlü kuvvette Durum 1-A ile %89,04 oranında azalma sağlanarak çok ciddi bir başarı elde edildiği görülmektedir. Y yönlü kuvvetin iyileşme oranına baktığımızda en iyi değer Durum 1-B hedef fonksiyonu ile elde edildiğini ve kuvvette % 67,76 oranında azalma sağlandığı görülmektedir. Mekanizmanın sarkaç kol ana yatağındaki kuvvet bileşenlerinden x yönlü kuvvetteki değişim incelendiğinde Durum 1-C de verilen hedef fonksiyonunun ve ağırlık çarpanlarının sonucu %66,12 oranında değer ile en iyi iyileşme gerçekleştiği görülmektedir. Y yönlü kuvvetin iyileşme oranına baktığımızda en iyi değer Durum yine Durum 1 –C de verilen senaryo ile elde edildiği ve kuvvette % 42,45 oranında azalma sağlandığı görülmektedir. Mekanizmada meydana gelen sarsma kuvveti

değerlerinden x yönlü kuvvette çok ciddi oranda iyileşme sağlanmış olup bu değer Durum- 3 için %99,59 oranında gerçekleşmiştir. Y yönlü kuvvet değerinde en iyi iyileşme Durum 2-A da ki senaryo ile ve %90,37 oranında gerçekleşmiştir. Sarsma momenti değerleri incelendiğinde Durum 1-C için % 45,21 oranında kayda değer bir iyileşme görülmekte olup Mekanizmanın ilk hareketini sağlayan tahrik momenti değerinde de Durum 1-A için %39,68 oranında iyileşme sağlandığı görülmektedir.

6.3. Öneriler

Tüm bu değerler incelendiğinde genetik algoritma ile mekanizmalara etki eden ve istenmeyen kuvvet ve momentlerde ciddi oranda azalmalar sağlanabileceği bu teknik ile makinelerimizin ömrünü uzatabileceğimiz ve istemeyen arızalar, parça maliyeti, işçilik maliyeti, üretim kayıpları, verimsizlik kayıplarında ciddi oranlarda azalmalar sağlanabileceği gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, optimizasyon için sunulan hedef fonksiyonu, ağırlık çarpan değerleri senaryolarının optimizasyon sonucunu önemli oranda değiştirdiğini göstermiştir. Mekanizmanın tasarımı, bu senaryolardan uygun olanı, istenilen alt kuvvet veya momenti azaltacak şekilde seçebilir.

KAYNAKLAR

1. Yu, Y. Q., & Jiang, B. (2007). Analytical and experimental study on the dynamic balancing of flexible mechanisms. **Mechanism and machine theory**, 42(5), 626-635.
2. Chaudhary, H., & Saha, S. K. (2008). An optimization technique for the balancing of spatial mechanisms. **Mechanism and Machine Theory**, 43(4), 506-522.
3. Briot, S., & Arakelian, V. (2012). Complete shaking force and shaking moment balancing of in-line four-bar linkages by adding a class-two RRR or RRP Assur group. **Mechanism and Machine Theory**, 57, 13-26.
4. Chaudhary, K., & Chaudhary, H. (2015). Optimal dynamic balancing and shape synthesis of links in planar mechanisms. **Mechanism and Machine Theory**, 93, 127-146.
5. Chaudhary, K., & Chaudhary, H. (2014). Optimum balancing of slider-crank mechanism using equimomental system of point-masses. **Procedia Technology**, 14, 35-42.
6. Erkaya, S. (2013). Investigation of balancing problem for a planar mechanism using genetic algorithm. **Journal of Mechanical Science and Technology**, 27(7), 2153-2160.
7. Chaudhary, H., & Saha, S. K. (2007). Balancing of four-bar linkages using maximum recursive dynamic algorithm. **Mechanism and Machine Theory**, 42(2), 216-232.
8. Chaudhary, H., & Saha, S. K. (2008). Balancing of shaking forces and shaking moments for planar mechanisms using the equimomental systems. **Mechanism and Machine Theory**, 43(3), 310-334.
9. Moore, B., Schicho, J., & Gosselin, C. M. (2009). Determination of the complete set of shaking force and shaking moment balanced planar four-bar linkages. **Mechanism and Machine theory**, 44(7), 1338-1347.

10. Esat, I., & Bahai, H. (1999). A theory of complete force and moment balancing of planer linkage mechanisms. **Mechanism and Machine Theory**, 34(6), 903-922.
11. Chaudhary, H., & Saha, S. K. (2008). Balancing of shaking forces and shaking moments for planar mechanisms using the equimomental systems. **Mechanism and Machine Theory**, 43(3), 310-334.
12. Arakelian, V. H., & Smith, M. R. (1999). Complete shaking force and shaking moment balancing of linkages. **Mechanism and Machine Theory**, 34(8), 1141-1153.
13. Arakelian, V., Dahan, M., (2000). Dynamic Balancing of Mechanisms, *Mechanics Research Communications*, 27(1), 1-6.
14. Kochev, I. S. (2000). General theory of complete shaking moment balancing of planar linkages: a critical review. **Mechanism and Machine Theory**, 35(11), 1501-1514.
15. Chiou, S. T., Bai, G. J., & Chang, W. K. (1998). 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.
16. Alici, G., & Shirinzadeh, B. (2006). Optimum dynamic balancing of planar parallel manipulators based on sensitivity analysis. **Mechanism and Machine Theory**, 41(12), 1520-1532.
17. Arakelian, V., & Dahan, M. (2001). Partial shaking moment balancing of fully force balanced linkages. **Mechanism and Machine Theory**, 36(11), 1241-1252.
18. Li, Z. (1998). Sensitivity and robustness of mechanism balancing. **Mechanism and Machine Theory**, 33(7), 1045-1054.
19. Arakelian, V. H., & Smith, M. R. (2005). Shaking force and shaking moment balancing of mechanisms: a historical review with new examples. **Journal of Mechanical Design**, 127(2), 334-339.

20. Arakelian, V. H. (2006). Shaking moment cancellation of self-balanced slider–crank mechanical systems by means of optimum mass redistribution. **Mechanics Research Communications**, **33**(6), 846-850.
21. Ilia, D., & Sinatra, R. (2009). A novel formulation of the dynamic balancing of five-bar linkages with applications to link optimization. **Multibody System Dynamics**, **21**(2), 193-211.
22. Erkaya S., (2009). Mafsal boşluklu mekanizmalar için gürbüz tasarım yaklaşımları. Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi.
23. Akyol P. Doğrusal olmayan ekonometrik modellerin genetik algoritma yaklaşımı ile parametre tahmini
24. Doğan S. Esnek bağlantılı düzlemsel mekanizmaların analizi ve şekil optimizasyonu, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2015
25. Erkaya, S. (2013). Investigation of balancing problem for a planar mechanism using genetic algorithm. **Journal of Mechanical Science and Technology**, **27**(7), 2153-2160.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı, Soyadı: Selçuk TÜRK

Uyruğu: Türkiye (TC)

Doğum Tarihi ve Yeri: 3 Mart 1984, Kayseri

Medeni Durumu: Evli

Tel: 0 536 797 80 00

email: selcukturkbey@gmail.com

Yazışma Adresi: Mustafa Kemal Paşa Bulv. Yavuz. Apt. 19/35 Kocasinan/KAYSERİ

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Erciyes Üniversitesi Müh. Fakültesi Makine Müh.	2008
Lise	Kocasinan Lisesi/Kayseri	2001

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2010-2015	İstikbal	Üretim-Planlama Mühendisliği
2015-Halen	Yataş	Ar-Ge Şefliği

YABANCI DİL

İngilizce