

# DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMASININ YÖRÜNGESİ VE İLETİM KALİTESİ ÜZERİNE EKLEM BOŞLUĞUNUN ETKİLERİ\*

Selçuk ERKAYA

Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Kayseri/TÜRKİYE  
serkaya@erciyes.edu.tr

İbrahim UZMAY\*\*

Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Kayseri/TÜRKİYE  
iuzmay@erciyes.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada; eklem bölgesinde ortaya çıkan boşlukların, mekanizmanın yörüngesi ve iletim kalitesi üzerine etkileri araştırılmıştır. Model mekanizma olarak kol-sarkaç kol tipindeki dört-çubuk mekanizması dikkate alınmış, mekanizmanın kol-iletim ve iletim-sarkaç kol uzuv bağlantılarındaki 1 mm'lik eklem boşluğu, kütesiz sanal uzuv olarak modellenmiştir. Bu sanal uzuvun karakteristiklerinin tanımlanması için Yapay Sinir Ağı (YSA) metodundan yararlanılmıştır. YSA'nın eğitim ve test işlemleri için mekanizmanın gerçek zamanlı simülasyonundan elde edilen veriler kullanılmıştır. Mekanizmadaki mevcut eklem boşluklarından kaynaklanan ve özellikle mekanizmanın yörüngesi ile iletim açısı üzerinde belirginleşen sapmaların azaltılması için hedef fonksiyonu tanımlanmış ve Genetik Algoritma (GA) tekniğinden yararlanılarak mekanizma uzuvlarının Grashof ölçütleri eşliğinde boyut optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, önerilen YSA-GA modelinin hem boşluklu eklem karakteristiklerinin modellenmesinde hem de bu boşluklardan kaynaklanan olumsuz etkilerin azaltılmasında oldukça faydalı olduğu gözlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Eklem boşluğu, kinematik verimlilik, yapay sinir ağı, genetik algoritma, boyut optimizasyonu

## Effects Of Joint Clearance on Path Generation and Transmission Quality of a Four-Bar Mechanism

### ABSTRACT

In this study, the effects of joint clearance on path generation and transmission quality of mechanism have been investigated. Assuming that the joint clearance as a virtual massless link, a four-bar mechanism having joint clearance between crank-coupler and coupler-follower connections has been used. By using a neural network (NN), the characteristics of joints clearances with respect to the position of the input link have been defined. Training and testing data sets for network weights have been obtained from mechanism simulation. By using an appropriate objective function and Grashof's rule as constraint, a genetic algorithm (GA) has been implemented to adjust the link parameters. The results show that the proposed method is very efficient for the purpose of modelling the joint variables and also adjusting the link dimensions to optimize planar mechanisms with clearances.

**Keywords :** Joint clearance, kinematic efficiency, artificial neural network, genetic algorithm, optimization

\*\* İletişim yazarı

\* Bu çalışma; IV. Makina Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi 'nde (MATİT2007) sözlü bildiri olarak sunulmuştur.

## GİRİŞ

Mekanizmaların sentezi, oldukça fazla sayıdaki tasarım parametresini ve bunların geniş bir değer aralığını içermektedir. Günümüze kadar pek çok analitik ve grafik teknikler, mekanizmaların sentezinde kullanılmış ve hâlen kullanılmaktadır [1]. Fakat eklem boşluğu, uzuv esnekliği gibi faktörler, bu yöntemlerin kullanılabilirliğini sınırlı seviyede bırakmıştır. Bu eksikliğin giderilmesi amacıyla optimizasyon tekniklerinden yararlanılmış ve bu alana yönelik farklı optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır.

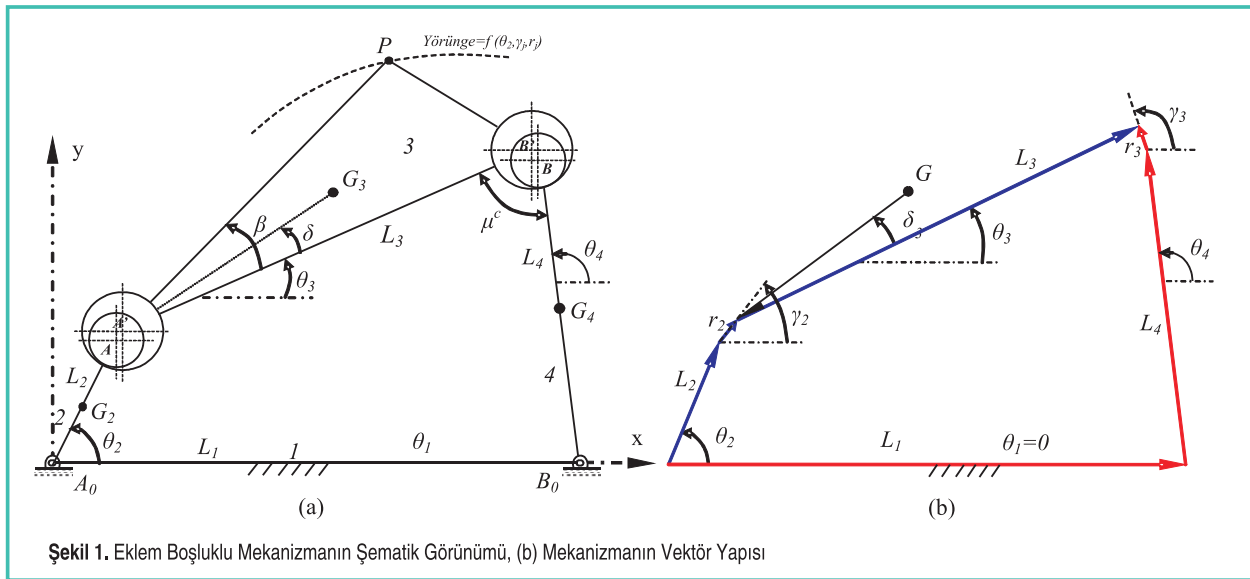
Laribi ve arkadaşları [2] dört-çubuk mekanizmasında yörünge problemlerinin çözümüne yönelik genetik algoritma ve bulanık mantık metodunu önermiş ve bu metodu etkili olarak kullanmıştır. Zhou ve arkadaşları [3], mekanizma uzuvlarının yapısal hatalarından kaynaklanan arzu edilmeyen sapmaların azaltılması için genetik algoritma tekniğinin kullanıldığı

mekanizmasının boyut sentezi için gradyan ve karınca kolonisi optimizasyon esasına dayalı karınca-gradyan algoritmasını sunmuştur.

Bu çalışmada eklem boşluklu dört-çubuk mekanizmasının kinematik verimliliğinin artırılmasına yönelik optimum çözüm yöntemi irdelenmiş, ve eklem boşluğunun analize dahil edilmesiyle oluşan bozucu etkilerin azaltılması için yapay sinir ağı-genetik algoritma metodlarının birleştirildiği bir şema sunulmuştur.

## EKLEM BOŞLUKLU DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMASININ SENTEZİ

Bu çalışmada, eklem boşluğunun yörünge ve iletim kalitesi üzerine etkilerinin incelenmesi amacıyla iki eklem bağlantısında boşluk bulunan döner eklemli dört-çubuk mekanizması, model mekanizma olarak dikkate alınmıştır. Mekanizmanın şematik görünümü Şekil 1'de verilmektedir.



Şekil 1. Eklem Boşluklu Mekanizmanın Şematik Görünümü, (b) Mekanizmanın Vektör Yapısı

optimum sentez metodunu sunmuştur. Genetik algoritma tekniğinin kullanıldığı diğer bir optimum sentez çalışması ise Kunjur ve Krishnamurty [4] tarafından literatüre kazandırılmıştır. Dört-çubuk mekanizmasının yörünge sentezinin gerçekleştirildiği bu çalışmada, hedef fonksiyonu olarak istenilen ve gerçekleşen yörüngeler arasında hatadan yararlanılmıştır. Prebil ve arkadaşları [5], hidrolik tahrik destekli dört-çubuk mekanizmasının optimum sentezini çalışmıştır, istenilen ve gerçekleşen yörüngeler arasındaki hatanın azaltılması için mekanizma uzuv boyutlarını yeniden belirlemiştir. Cabrera ve arkadaşları [6], ilgili hedef fonksiyonu ve genetik algoritma tekniğini içeren, düzlemsel mekanizmaların optimum sentezinde kullanılabilecek bir çözüm yöntemi sunmuştur. Smali ve Diab [7], dört-çubuk

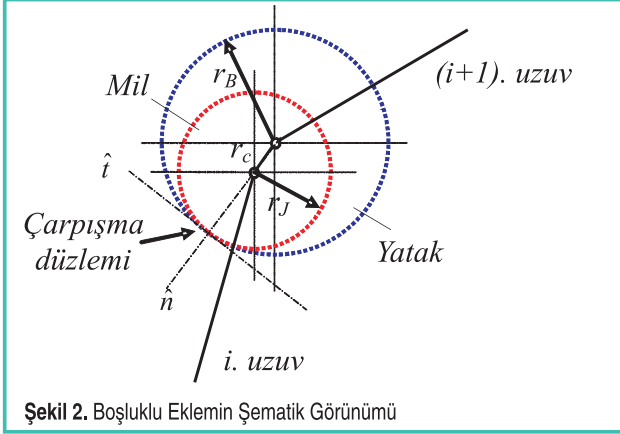
Mekanizma uzuvlarının geometrik özellikleri ise Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Dört-Çubuk Mekanizmasının Parametrik Değerleri

Parametre	Tanım	Değer (mm)
L <sub>1</sub> (mm)	Sabit uzuv boyu	400
L <sub>2</sub> (mm)	Kol uzvu boyu	100
L <sub>3</sub> (mm)	İletim uzvu boyu	360
L <sub>4</sub> (mm)	Sarkaç kol uzvu boyu	240
AP (mm)	-	305,07
β (Derece)	-	20,3319
Boşluk-1 (mm)	-	1
Boşluk-2 (mm)	-	1

### Eklem Boşluğu

Mekanizma uzuvlarının bağlantı noktalarındaki eklem boşlukları, Şekil 2'de görüldüğü gibi kütleli, sanal uzuvlar olarak düşünülebilir.



Şekil 2. Boşluklu Eklem Şematik Görünümü

Bu sanal uzvun boyu, eklem bölgesindeki mil ve yatak yarıçapları arasındaki farka eşdeğerdir. Eğer sistemde sürtünme ihmal edilir ise bu uzvun doğrultusu, mil ve yatak arasındaki temasın normali doğrultusundadır. Eklem bölgesinde mil ve yatak arasındaki hareketin karakteristiğine bağlı olarak eklem boşluğunun vektörel bir büyüklük olarak dikkate alınması daha uygundur. Mil ve yatak arasındaki sürekli temasa, serbest harekete veya bağlı nüfuziyete dayalı olarak eklem boşluğu değeri, hareket süresince vektörel değişim göstermektedir. Mekanizmada her bir eklem boşluğu, ilave serbestlikler oluşturmaktadır. Bu serbestlikler mekanizmanın hareketinde kararsızlıklara sebep olur. Dolayısıyla, eklem boşluklu mekanizmanın kinematik ve dinamik analizinin sağlıklı olarak yapılabilmesi için ilave kısıtlayıcılara ihtiyaç duyulmaktadır.

### Mekanizmanın Kinematiği

Şekil 1 (b) deki vektör konfigürasyonundan yararlanılarak mekanizma için kapalı devre denklemi aşağıdaki gibi tanımlanabilir,

$$L_2 \begin{vmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{vmatrix} + r_2 \begin{vmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{vmatrix} + L_3 \begin{vmatrix} \cos \theta_3^c \\ \sin \theta_3^c \end{vmatrix} - L_1 \begin{vmatrix} \cos \theta_1 \\ \sin \theta_1 \end{vmatrix} - L_4 \begin{vmatrix} \cos \theta_4^c \\ \sin \theta_4^c \end{vmatrix} - r_3 \begin{vmatrix} \cos \gamma_3 \\ \sin \gamma_3 \end{vmatrix} = 0 \quad (1)$$

Burada  $L_i$  ilgili mekanizma uzuvlarını,  $r_j$  eklem boşluğunu,  $\gamma_j$  eklem boşluk vektörünün açısal doğrultusunu ve  $c$  indisi ise eklem boşluklu değerleri karakterize etmektedir. (1) nolu eşitlikten yararlanılarak iletim ve sarkaç kol uzuvlarının açısal pozisyonları aşağıdaki gibi tanımlanabilir,

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

$$\theta_4^c = \cos^{-1} \left[ \frac{1}{L_4} (L_2 \cos \theta_2 + r_2 \cos \gamma_2 + L_3 \cos \theta_3^c - L_1 \cos \theta_1 - r_3 \cos \gamma_3) \right] \quad (3)$$

(2) nolu denklemdeki A, B ve C'nin açılımları aşağıdaki gibi verilebilir,

$$A = -2r_2 L_3 \cos \gamma_2 - 2L_2 L_3 \cos \theta_2 + 2L_3 r_3 \cos \gamma_3 + 2L_3 L_1 \cos \theta_1 + 2r_3 L_1 \cos(\gamma_3 - \theta_1) + 2L_2 r_2 \cos(\theta_2 - \gamma_2) - 2L_2 L_1 \cos(\theta_2 - \theta_1) - L_4^2 + L_2^2 + r_2^2 + L_3^2 + r_3^2 + L_1^2 - 2L_2 r_3 \cos(\theta_2 - \gamma_3) - 2r_2 r_3 \cos(\gamma_2 - \gamma_3) - 2r_2 L_1 \cos(\gamma_2 - \theta_1)$$

$$B = 4r_2 L_3 \sin \gamma_2 + 4L_2 L_3 \sin \theta_2 - 4L_3 r_3 \sin \gamma_3 - 4L_3 L_1 \sin \theta_1 \quad (4)$$

$$C = 2r_2 L_3 \cos \gamma_2 + 2L_2 L_3 \cos \theta_2 - 2L_3 r_3 \cos \gamma_3 - 2L_3 L_1 \cos \theta_1 + 2r_3 L_1 \cos(\gamma_3 - \theta_1) + 2L_2 r_2 \cos(\theta_2 - \gamma_2) - 2L_2 L_1 \cos(\theta_2 - \theta_1) - L_4^2 + L_2^2 + r_2^2 + L_3^2 + r_3^2 + L_1^2 - 2L_2 r_3 \cos(\theta_2 - \gamma_3) - 2r_2 r_3 \cos(\gamma_2 - \gamma_3) - 2r_2 L_1 \cos(\gamma_2 - \theta_1)$$

Mekanizmanın hareketi süresince P noktasının takip edeceği yörünge aşağıdaki gibi tanımlanabilir,

$$\begin{vmatrix} P_x^c \\ P_y^c \end{vmatrix} = L_2 \begin{vmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{vmatrix} + r_2 \begin{vmatrix} \cos \gamma_2 \\ \sin \gamma_2 \end{vmatrix} + \overline{AP} \begin{vmatrix} \cos(\theta_3^c + \beta) \\ \sin(\theta_3^c + \beta) \end{vmatrix} \quad (5)$$

Eklem boşluklu mekanizma için iletim açısı,  $\theta_3^c$  ve  $\theta_4^c$  açıları arasındaki fark olarak alınmıştır. Eklem boşluğunun ihmal edildiği mekanizmanın P noktasının,  $A_0$  noktasına göre takip edeceği yörünge ve mekanizmanın iletim açısı ise aşağıdaki gibi verilebilir.

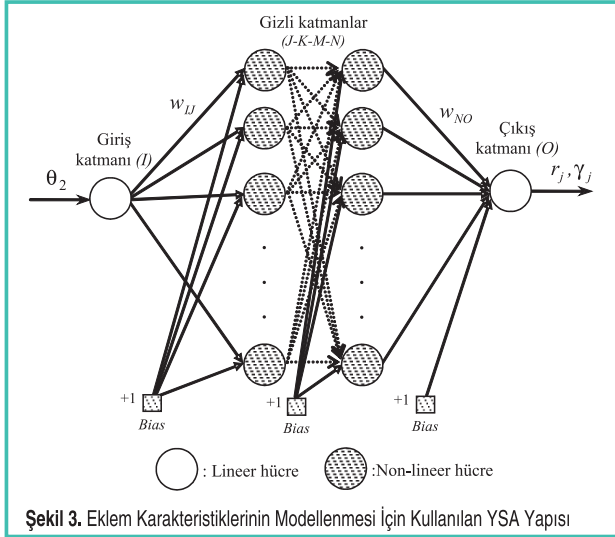
$$\begin{vmatrix} P_x \\ P_y \end{vmatrix} = L_2 \begin{vmatrix} \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 \end{vmatrix} + \overline{A^*P} \begin{vmatrix} \cos(\theta_3 + \beta) \\ \sin(\theta_3 + \beta) \end{vmatrix} \quad (6)$$

$$\mu = \cos^{-1} \left[ \frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2 - L_4^2 - 2L_1 L_2 \cos \theta_2}{-2L_3 L_4} \right] \quad (7)$$

(7) nolu eşitlikteki  $\theta_3$  açısı, (2) nolu denklemde eklem boşluğu değerinin sıfır alınması sonucu türetilir.

## MODELEME VE OPTİMİZASYON İÇİN YAPAY SINIR AĞI-GENETİK ALGORİTMA (YSA-GA) YAKLAŞIMI

Mekanizmada, hem boşluklu eklem karakteristiklerinin modellenmesinde hem de tanımlanan hedef fonksiyonu ile mekanizma uzuv boyutlarının ayarlanmasında, yapay sinir ağı



Şekil 3. Eklem Karakteristiklerinin Modellenmesi İçin Kullanılan YSA Yapısı

ve genetik algoritma tekniği esasına dayanan bir yaklaşım kullanılmıştır. YSA modeli olarak, Şekil 3'de görüldüğü gibi bir giriş, bir çıkış ve 4 gizli katmanlı ileri beslemeli yapı tercih edilmiştir. Çıkış katmanında lineer, gizli katmanlarda ise non-linear sinir hücresi mevcuttur. Non-linear sinir hücresinde tanjant-sigmoid aktivasyon fonksiyonu tercih edilmiştir.

YSA'daki ağ ağırlıklarının düzenlenmesi için geri yayılma algoritması kullanılmış, eklem karakteristiklerinin modellenmesinde YSA yapısının performansını belirlemek için ise hatanın karelerinin toplamı tercih edilmiştir. Aynı ağ yapısı kullanılarak eklem karakteristiklerinin her biri birbirinden bağımsız, giriş uzvunun konum değişkeninin fonksiyonu olarak modellenmiştir. YSA ile oluşturulan modellerin testinde ise, ağı eğitimi süresinde kullanılmayan veriler kullanılmıştır.

Optimal sentez metotları genelde hedef fonksiyonu olarak yapısal hataları dikkate alır [3,4]. Bu fonksiyon ise genellikle, mekanizmanın hareketi süresince pek çok noktada istenilen ve gerçekleşen değerlerin farklarının karelerinin toplamına

eşdeğerdir. Yörünge ve iletim açısı hatalarının kullanıldığı hedef fonksiyonu aşağıdaki gibi verilebilir,

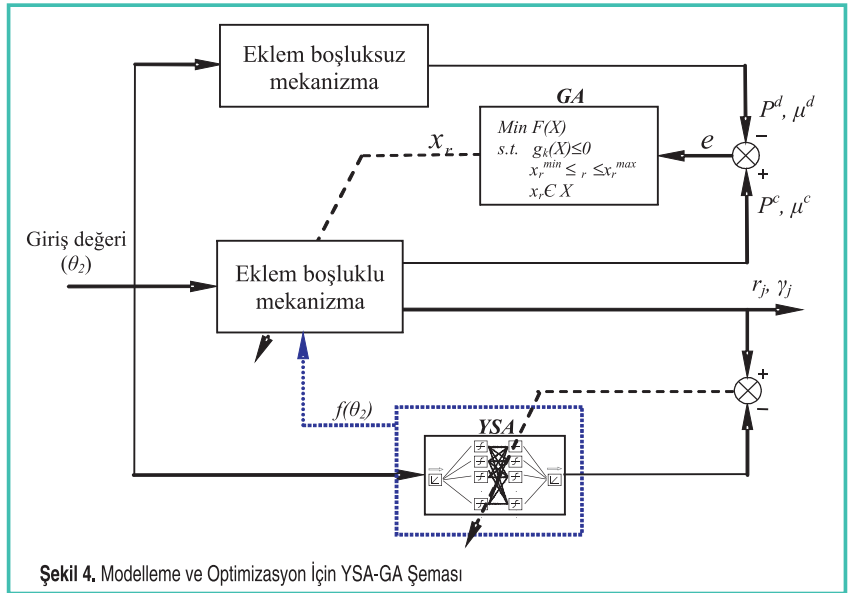
$$\text{Minimum } F(\chi) = W_1 \sum_{n=1}^s [(P_{x_n}^d - P_{x_n}^c)^2 + (P_{y_n}^d - P_{y_n}^c)^2] + W_2 \sum_{n=1}^s (\mu_n^d - \mu_n^c)^2 \quad (13)$$

Kısıtlayıcı  $g_k(\chi) \leq 0$

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

$$x_r \in \chi$$

burada  $W_1$  ve  $W_2$  ağırlık değerlerini,  $s$ ; mekanizmanın hareketi süresinde hedef fonksiyona dahil edilen noktaların sayısını,  $d$ ; boşluksuz değerleri,  $c$ ; boşluklu değerleri ve  $g_k$  ise kol-sarkaç kol durumu için kısıtlayıcıları ifade etmektedir. Kısıtlayıcılar; mekanizmanın çözüm kompleksliğini artırmasına rağmen, fonksiyonel bir mekanizmanın elde edilebilmesi için gereklidir [8]. Benzer şekilde  $x$ ; birbirinden bağımsız tasarım değişkenlerini,  $x_r^{\min}$  ve  $x_r^{\max}$  ise bu tasarım değişkenlerinin limit değerlerini karakterize etmektedir. Mekanizmadaki tasarım değişkenleri; uzuv boyları ve  $\beta$  açısıdır. Eklem karakteristiklerinin modellenmesi ve tasarım değişkenlerinin ayarlanması için önerilen YSA-GA yaklaşımının çalışma prensibi Şekil 4'de verilmektedir,



Şekil 4. Modelleme ve Optimizasyon İçin YSA-GA Şeması

## SONUÇ

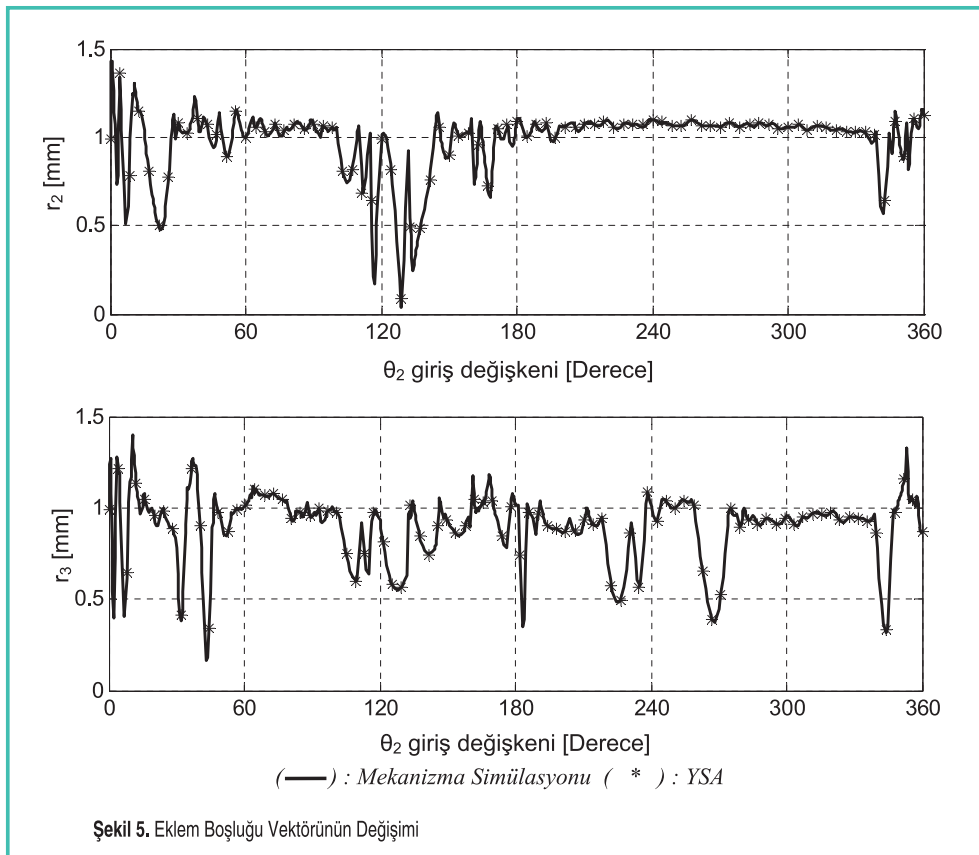
Bu çalışmada iki eklem bağlantısında boşluk olan dört-çubuk mekanizması incelenmiştir. Mekanizmadaki bütün uzuvlar ve eklemler rijit kabul edilmiştir. Eklem boşluğu, kütsüz sanal bir uzuv olarak değerlendirilmiştir. Eklem boşluğunun vektörel olarak modellenmesinde ve bu boşluktan kaynaklanan, özellikle mekanizmanın istenilen yörüngesinde ve iletim açısında sapma olarak belirginleşen olumsuzlukların

azaltılmasına yönelik YSA-GA yaklaşımı geliştirilmiştir. Ağ ağırlıklarının eğitiminde 10000 iterasyon ve tasarım parametrelerinin optimum ayarlanmasında ise 194 evrim gerçekleştirilmiştir. Mekanizmanın gerçek zamanlı simülasyonundan ve YSA modelinden elde edilen eklem boşluğu vektörünün değişimi Şekil 5'de verilmektedir.

Kol ve iletim uzvu arasındaki eklem boşluğunun ( $r_2$ ) vektörel değişim aralığı 0,0407 mm ve 1,4311 mm arasındadır. Benzer şekilde iletim ve sarkaç kol uzuvları arasındaki eklem boşluğunun ( $r_3$ ) vektörel değişim aralığı ise 0,166 mm ve 1,399 mm arasındadır. Eşdeğer eklem boşluğu yani eklem

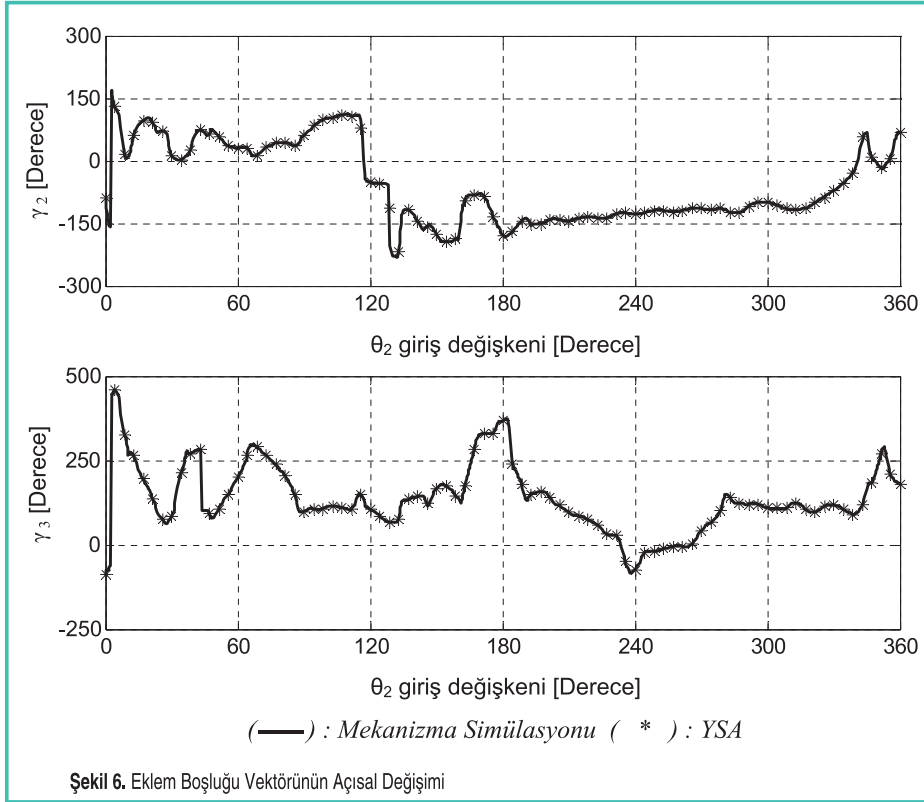
bölgesinde mil ve yatak yarıçapları arasındaki fark 1 mm olmasına rağmen, her iki eklem boşluğunda 1 mm'den mutlak sapmalar mevcuttur. Eğer eklem boşluğunun vektörel büyüklüğü 1 mm'ye eşit veya büyükse bu durumda sürekli temas ve bağıl nüfuziyetten bahsetmek gerekir. Ters durumda yani eklem boşluğunun vektörel büyüklüğü 1 mm'den küçük olursa bu durumda serbest hareket dikkate alınmalıdır. Gerçek zamanlı mekanizma simülasyonundan ve YSA modelinden elde edilen eklem boşluğu vektörünün açısal değişim karakteristiği Şekil 6'da verilmiştir,

Şekil 6'da görüldüğü gibi YSA modelinden elde edilen sonuçlar,



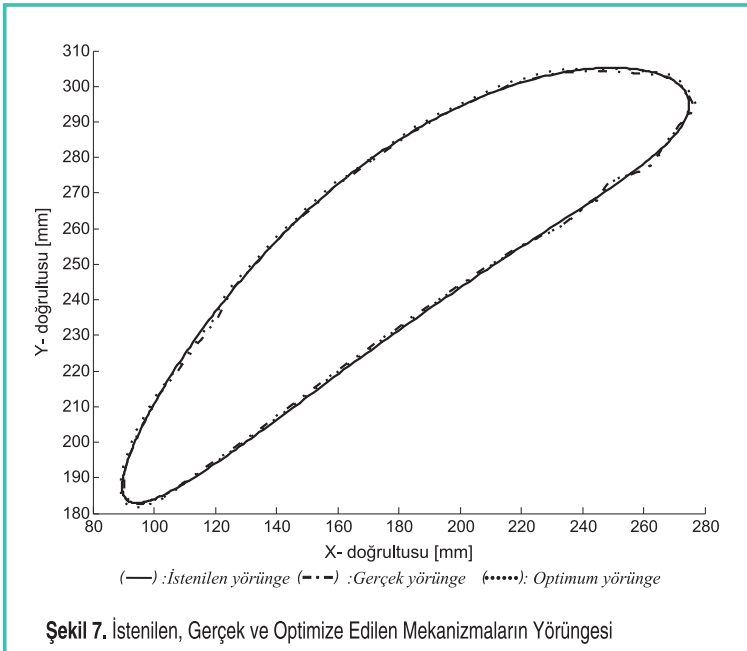
Tablo 2. Farklı Ağırlık Çarpanları İçin Tasarım Parametrelerinin Optimum Değerleri

	Ağırlık Faktörleri		Tasarım Parametreleri					
	$W_1$	$W_2$	$L_1$ (mm)	$L_2$ (mm)	$L_3$ (mm)	$L_4$ (mm)	B (derece)	AP (mm)
Orijinal	-	-	400	100	360	240	20,33	305,07
1. Optimizasyon	0,5	0,5	398,33	98,96	358,54	238,65	20,31	305,24
2. Optimizasyon	1	0	400,14	98,70	360,65	244,99	19,39	305,18
3. Optimizasyon	0	1	398,99	100,69	355,96	244,97	19,30	304,96



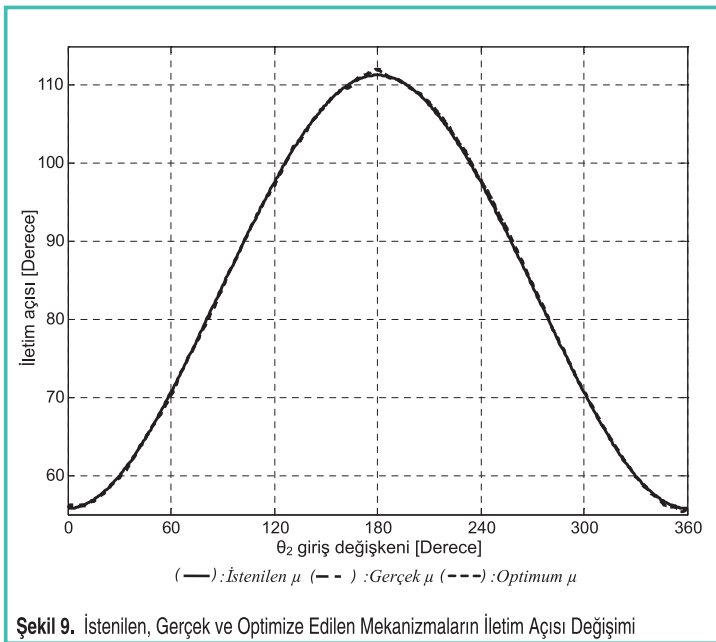
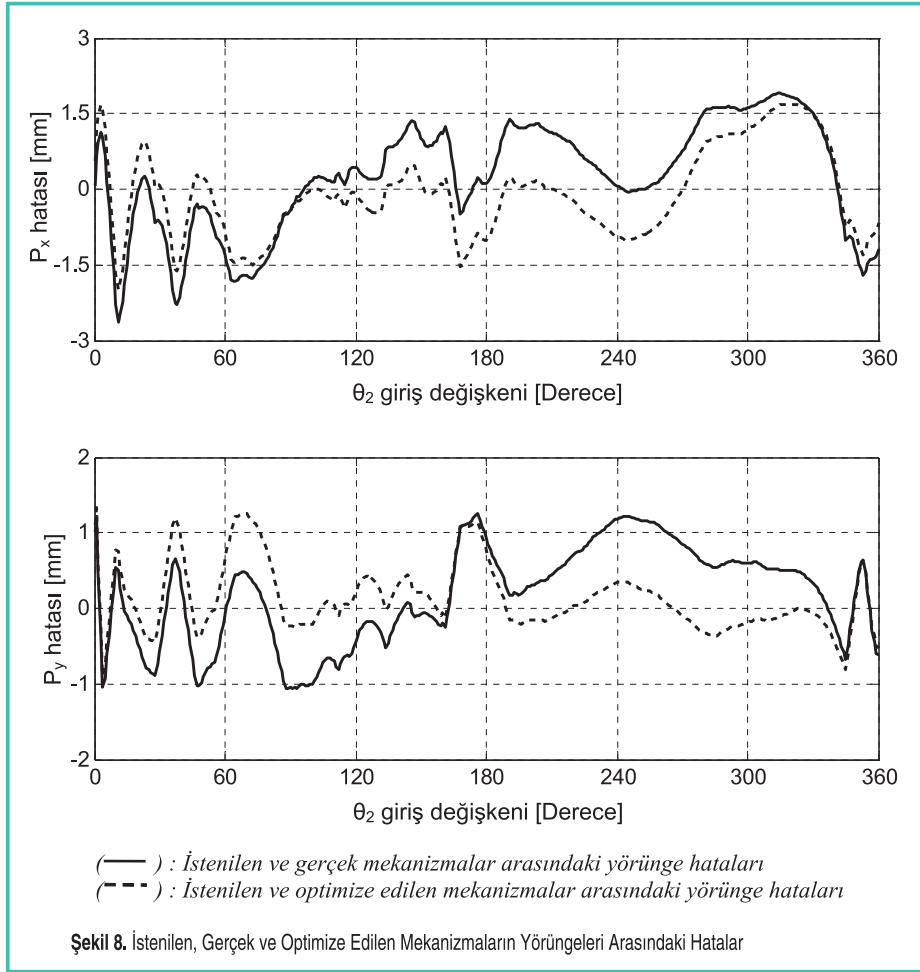
mekanizmanın gerçek zamanlı simülasyonundan elde edilen sonuçları kararlı bir şekilde izlemektedir. Bu, YSA ile oluşturulan modellerin kullanılabilirliğinin bir göstergesi olarak algılanabilir. Eklem karakteristiklerinin YSA ile modellenmesini takiben tasarım parametrelerinin optimum

değerlerinin elde edilmesi için genetik algoritma tekniğinde hata esaslı hedef fonksiyonu kullanılmıştır. Hedef fonksiyonunda yörünge ve iletim açısı hatalarının ağırlık değerleri değiştirilerek üç farklı optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Ağırlık faktörlerinin eşik değerleri için elde edilen tasarım parametre değerleri Tablo 2'de verilmiştir.



Tablo 2'de verilen birinci optimizasyonda, yani hedef fonksiyonunda yörünge ve iletim açısı hatalarının ağırlık etkilerinin eşit alındığı durumda, istenilen yörünge ve iletim açısı değerlerinden sapmalar efektif olarak en düşük seviyededir. Optimizasyon sonucu bu sapmalar, x ve y doğrultusundaki yörünge değerleri için sırasıyla % 24,04 ve % 43,13 oranında, iletim açısı için ise bu sapma % 9,73 oranında azalmaktadır. Mekanizmada yörünge ve iletim açısı etkilerinin, mekanizmanın performansı üzerine eşdeğer seviyede olduğu kabul edilir ise birinci optimizasyon için istenilen, gerçek ve optimize edilen mekanizmaların yörünge grafiği Şekil 7'deki gibi verilebilir,

Şekil 7'de görüldüğü gibi eklem boşluğundan kaynaklanan en yüksek sapma değerleri, özellikle mekanizmanın hareketine başladığı ilk anda ve mekanizmanın ölü konumlarında meydana gelmektedir. Birinci optimizasyon için istenilen ve



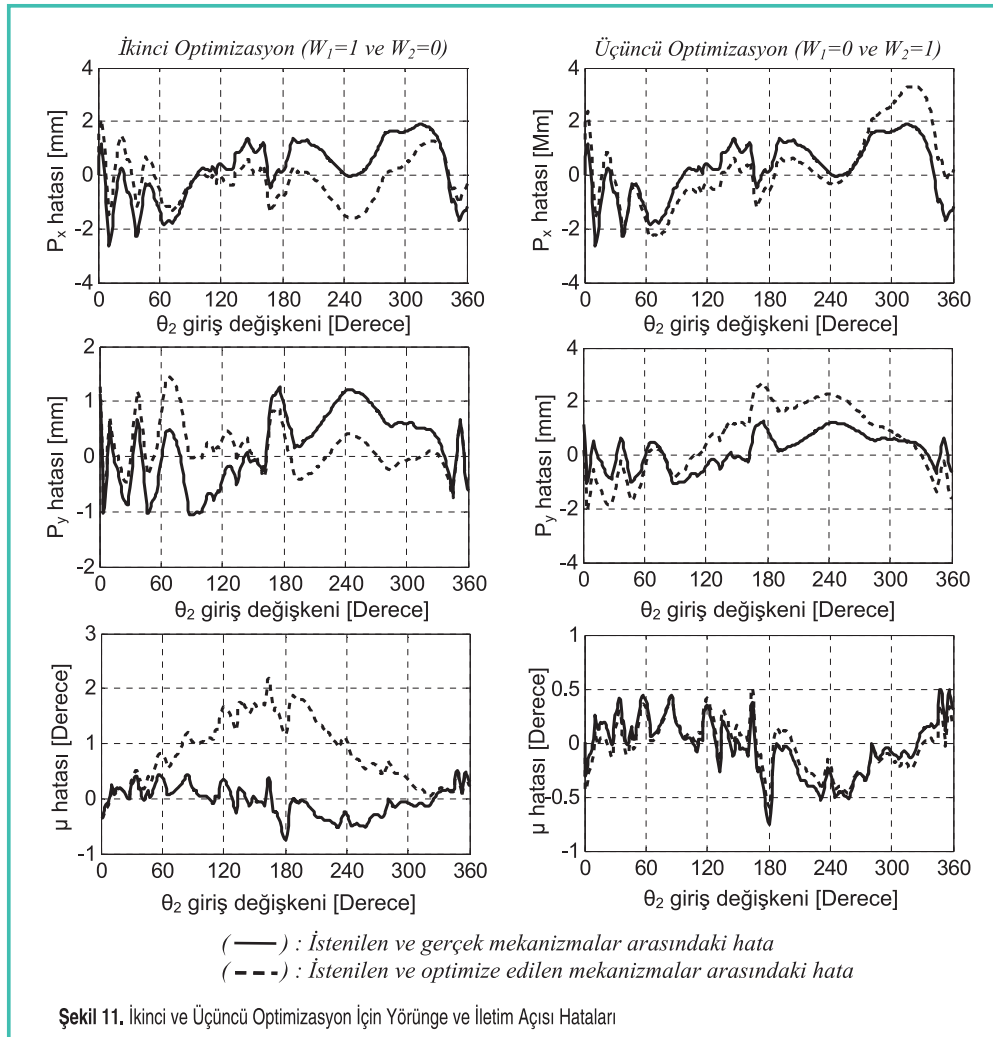
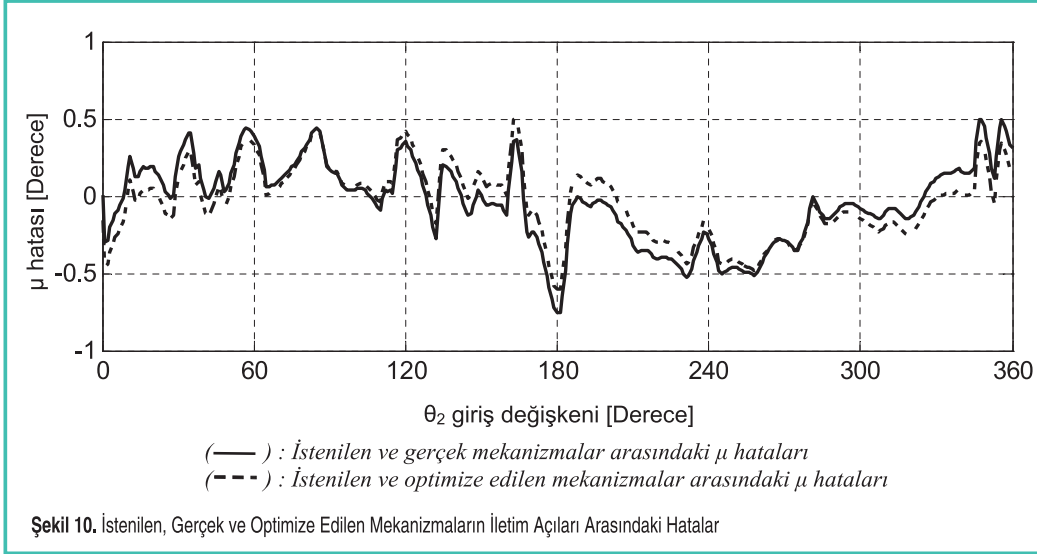
gerçek mekanizmaların yörüngeleri ile istenilen ve optimize edilen mekanizmaların yörüngeleri arasındaki sapma değerleri Şekil 8'de verilmiştir,

İlgili şekillerde görüldüğü üzere istenilen ve gerçek mekanizmaların yörüngeleri arasındaki hata, x ve y doğrultuları için sırasıyla +1,9022~-2,6283 mm ve +1,2557~-1,0552 mm değerleri arasında değişmektedir. Hedef fonksiyonundaki ağırlık faktörlerinin eşit alındığı durumda x ve y doğrultuları için bu hata değerlerinde % 24,04 ve % 43,13 oranında azalma olmuştur. Birinci optimizasyon için istenilen, gerçek ve optimize edilen mekanizmaların iletim açısı değişimi ise Şekil 9'daki gibi verilebilir.

Şekil 9'da görüldüğü gibi mekanizmaların iletim açısındaki en yüksek sapmalar limit değerlerde meydana gelmektedir. Yine, birinci optimizasyon için istenilen ve gerçek mekanizmaların iletim açıları ile istenilen ve optimize edilen mekanizmaların iletim açıları arasındaki sapma değerleri Şekil 10'da verilmiştir.

İstenilen ve gerçek mekanizmaların iletim açıları arasındaki hata, Şekil 10'da görüldüğü üzere +0,5 derece ile -0,75 derece

arasında değişmektedir. Hedef fonksiyonundaki ağırlıkların eşit alındığı birinci optimizasyondan sonra bu hata % 9,8 oranında





azalmaktadır. İkinci ve üçüncü optimizasyonlar için istenilen, gerçek ve optimize edilen mekanizmaların yörüngeleri ve iletim açıları arasındaki sapmalar Şekil 11'de verilmektedir.

İkinci optimizasyonda, ağırlık faktörlerinin değerlerine bağlı olarak hedef fonksiyonunda sadece yörünge hataları dikkate alınmış ve doğal bir netice olarak ise optimizasyon sonucunda x ve y doğrultusundaki istenilen yörüngeden sapma değerleri sırasıyla % 28,49 ve % 43,73 oranında azalmıştır. İletim açısı için ise bu sapma değeri oldukça artmıştır (% 305,27). Benzer şekilde, ağırlık faktörlerinin etkisiyle üçüncü optimizasyondaki hedef fonksiyonunda sadece iletim açısı hataları dikkate alınmıştır. Bunun neticesinde elde edilen tasarım değişkeni değerlerine bağlı olarak ise x ve y doğrultusundaki istenilen yörüngeden sapma değerlerinde artış tespit edilmiştir (% 217,95 ve % 104,59). İletim açısı için ise bu sapma % 11,08 oranında azalmıştır.

## DEĞERLENDİRME

Kol-iletim ve iletim-sarkaç kol eklemlerinde boşluk olan dört-çubuk mekanizmasının referans alındığı bu çalışmada gerek boşluklu eklem karakteristیکlerinin modellenmesi için gerekse mekanizmanın yörüngesi ve iletim açısı üzerine eklem boşluğundan kaynaklanan sapmaların azaltılması için YSA ve GA yaklaşımlarından yararlanılmıştır. Elde edilen sonuçlar; (i) Eklem bölgesinde mil ve yatak arasında sürekli temasın, mekanizmanın hareketi süresince sağlanamadığı, eklem boşluğunun vektörel değişim grafiğinden görülmüştür. Tahrik noktasına yakın olan eklemde sürekli temasın (hareketin yaklaşık % 75,58'lik kısmında ) daha uzun süre, uzak olan eklemde ise bu oranın daha düşük seviyede (hareketin yaklaşık % 22,28'lik kısmında) olduğu gözlemlenmiştir. Bu değerler; tahrik bölgesine uzak olan eklemlerin, kendisinden önceki uzuvların ve eklemlerin kinematik karakteristیکlerinden etkilendiğinin göstergesidir. (ii) Hedef fonksiyonunun karakteristik yapısının ve bu fonksiyonda kullanılan ağırlık faktörlerinin, mekanizmada tasarım parametrelerinin optimum ayarlanmasına yönelik önemli etkisinin olduğu üç farklı optimizasyonda görülmüştür. Tasarımcı, mekanizmadan beklenen kinematik

performansı göz önüne almalı ve ağırlık faktörlerinin değerlerini ona göre belirlemelidir. (iii) Optimizasyon sonrası mekanizmanın gerek yörünge gerekse iletim açısından sapmaların azalması, sunulan YSA-GA yaklaşımının benzer problemlerin hem modellenmesinde hem de oluşan sapmaların azaltılmasında verimli olarak kullanılabileceğini göstermektedir.

## KAYNAKÇA

1. **Sandor, G.N. ve Erdman, A.G.** Advanced Mechanism Design Analysis and Synthesis, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1984.
2. **Laribi, M.A., Mlika, A., Romdhane, L., Zeghloul, S.** "A Combined Genetic Algorithm-Fuzzy Logic Method (GA-FL) in Mechanisms Synthesis", Mechanism and Machine Theory, 39, 717-735, 2004.
3. **Zhou, H., Cheung, E.H.M.** "Optimal Synthesis of Crank-Rocker Linkages For Path Generation Using The Orientation Structural Error of The Fixed Link", Mechanism and Machine Theory, 36, 973-982, 2001.
4. **Kunjur, A., Krishnamurty, S.** "Genetic Algorithms in Mechanism Synthesis", Journal of Applied Mechanisms and Robotics, , 4, 18-24, 1997.
5. **Prebil, I., Krasna, S., Ciglaric, I.** "Synthesis of Four-Bar Mechanism In A Hydraulic Support Using A Global Optimization Algorithm", Structural and Multidisciplinary Optimization, 24, 246-251, 2002.
6. **Cabrera, J.A., Simon, A., Prado, M.** "Optimal Synthesis of Mechanisms With Genetic algorithms" Mechanism and Machine Theory, 37, 1165-1177, 2002.
7. **Smaili, A., Diab, N.** "Optimum Synthesis of Hybrid-Task Mechanism Using Ant Gradient Search Method", Mechanism and Machine Theory, 42, 115-130, 2007.
8. **Martinez-Alfaro, H., Valdez, H., Ortega, J.** "Linkage Synthesis of A Four-Bar Mechanism For N-Precision Points Using Simulated Annealing", DETC98/ MECH-5942, in: Proc. of the 1998 ASME Design Engineering Technical Conferences, Atlanta, Georgia, USA, 1998.