

Engin Tanık
Makine Yüksek Mühendisi

Makine Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
Ankara, Türkiye

Eres Söylemez
Prof. Dr.

Makine Mühendisliği Bölümü
Orta Doğu Teknik Üniversitesi
Ankara, Türkiye

Değişken Stroklu Yedi Uzuvlu Bir Mekanizma Tasarımı

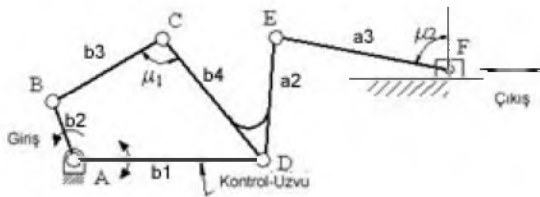
Kapalı devre mekanizmaları yüksek hız kapasitesine sahiptir, az bakım gerektirir ve üretim maliyetleri de düşüktür. Ancak yapısal olarak esneklikleri yoktur. Bu çalışmanın amacı, bir serbestlik derecesi dijital olarak kullanılan toplam iki serbestlik derecesine sahip olan bir kapalı devre mekanizmasına esneklik kazandırmaktır. Bu doğrultuda ele alınan yedi uzuvlu bir mekanizma için uygulanmış bir tasarım metodu anlatılmaktadır.

Anahtar Kelime: Değişken yapılı mekanizmalar.

GİRİŞ

Kapalı devre mekanizmalarına elastikiyet kazandırmak için, mekanizmanın serbestlik derecesi birden fazla olmalıdır. Basit kinematik çiftler kullanılarak elde edilebilecek en az uzvu sahip iki serbestlik dereceli mekanizma beş çubuk mekanizmasıdır. Beş çubuk mekanizması Ahmad ve Waldron[1] tarafından ayarlanabilir bir dört çubuk mekanizması olarak tasarlanmıştır. Değişken çıkış uzvu salınımı için Handra Luca[2] altı çubuklu bir mekanizmayı ele almıştır. Tanık ve Söylemez [3] yedi-uzuvlu iki serbestlik dereceli değişken yapılı bir mekanizmayı incelemiştir.

Bu çalışmada da yedi uzuvlu, iki serbestlik dereceli, seri olarak birbirine bağlı bir dört çubuk bir de krank biyel mekanizması ele alınmıştır (Şekil 1) Bu mekanizmada giriş, tam bir dönme yapabilen b_2 uzvundan, çıkış kızaktan olmaktadır. Kontrol uzvu dört çubuk mekanizmasının sabit uzvudur (b_1) Böylece bu uzvun değişik konumları için krank biyel mekanizmasının eksantrikliği kontrol uzvunun farklı konumları için farklı değerler almaktadır. Eksantrikliğin değişimi sayesinde de değişik kızak strokları elde edilebilir.



Şekil 1. Değişken yapılı yedi-uzuvlu mekanizma

TASARIM YÖNTEMİ

Bu mekanizmanın tasarımı iki aşamada ele alınmıştır. İlk olarak bir krank biyel mekanizması büyük olan strok için tasarlanmıştır (Kontrol uzvu ile çıkıştaki kızak eksenini paralel kabul edilerek). Sonra, kısıtları da düşünerek, "D" döner mafsalının ikinci konumu daha düşük olan strok için belirlenmiştir. Son olarak da kol-sarkaç olan dört çubuk mekanizması krank-biyelin sentezinden alınan sonuçlara göre tasarlanmıştır.

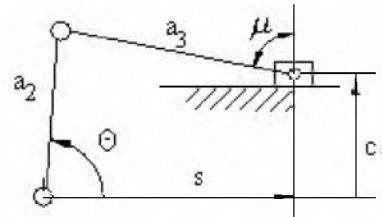
MATEMATİK FORMÜLASYON

Krank-biyel mekanizması için krank açısı ve kızak konumu ilişkisini veren denklem aşağıdadır (Freudenstein denklemi)[5], [6]

$$s^2 = K_1 \cdot s \cdot \cos \theta + K_2 \cdot \sin \theta - K_3 \quad (1)$$

ve

$$K_1 = 2 \cdot a_2, \quad K_2 = 2 \cdot a_2 \cdot c, \quad K_3 = a_2^2 - a_3^2 + c^2$$



Şekil 2. Krank-Biyel Mekanizması

Keyfi olarak, ilk kızak konumu s_{f1} karşılığı krank açısı θ_{f1} seçilip Denklem (1)'e yerleştirilirse kapalı konum denklemi elde edilir:

$$s_{f1}^2 = K_1 \cdot s_{f1} \cdot \cos \theta_{f1} + K_2 \cdot \sin \theta_{f1} - K_3 \quad (2)$$

Bir birim strok için, keyfi olarak seçilen krank salınımına ($\Delta\theta$) göre, açık ölü konum denklemi aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$s_{e1}^2 = K_1 \cdot s_{e1} \cdot \cos \theta_{e1} + K_2 \cdot \sin \theta_{e1} - K_3 \quad (3)$$

ve

$$s_{e1} = s_{f1} + 1 \quad \text{ve} \quad \theta_{e1} = \theta_{f1} - \Delta\theta$$

Denklemlerde yer alan indislerden “f” dört çubuk mekanizmasının kapalı ölü, “e” açık ölü konumunu, “1” kontrol uzvunun ilk ve “2” ikinci konumunu belirtir.

Krank-biyelin tasarımı için gerekli olan bu iki denklemde üç tane bilinmeyen mevcuttur (K_1 , K_2 ve K_3). Dolayısıyla, serbest kalan bir parametre sayesinde de bağlama açısı optimizasyonu için bir denklem daha tasarımda hesaba katılabilir.

Krank açısı ile bağlama açısının arasındaki bağıntı (Şekil 2):

$$a_2 \sin(\theta) - a_3 \cos(\mu) = c_1 \quad (4)$$

şeklinde bulunur.

Eğer iki uç kızak konumundaki bağlama açılarının 90° 'den sapmaları birbirine eşitlenirse, optimum bağlama açısı elde edilir. (Chebychev optimum bağlama açısı)

Dört çubuk mekanizması açık konumdayken bağlama açısı $\mu_{e1} = \pi/2 + \delta$ olsun, kapalı konumdayken de $\mu_{f1} = \pi/2 - \delta$ olsun. Böylece bu

bağlama açılarını denklem (4)'e yerleştirildiğinde elde edilen iki denklem taraf tarafa toplanırsa optimum bağlama açısı denklemi de elde edilir:

$$a_2 (\sin \theta_{e1} + \sin \theta_{f1}) = 2c_1$$

veya

$$\sin \theta_{e1} + \sin \theta_{f1} = 4K_2/K_1^2 \quad (5)$$

Denklem (3), (4) ve (5)'in yeniden düzenlenmesi ile aşağıdaki tasarım denklemleri elde edilir:

$$K_1 = \frac{-v \pm \sqrt{v^2 + 4uyz}}{2yz},$$

$$K_2 = zK_1^2,$$

$$K_3 = -s_{f1}^2 + K_1 s_{f1} \cos(\theta_{f1}) + K_2 \sin(\theta_{f1}) \quad (6)$$

ve,

$$u = s_{f1}^2 - s_{e1}^2,$$

$$v = s_{f1} \cos(\theta_{f1}) - s_{e1} \sin(\theta_{e1}),$$

$$y = \sin(\theta_{f1}) - \sin(\theta_{e1}),$$

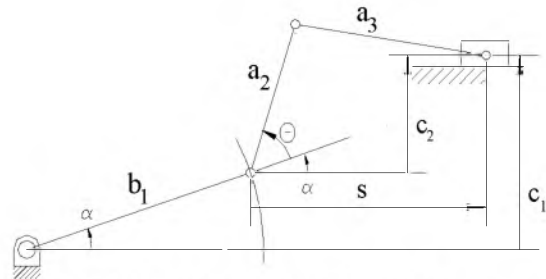
$$z = (\sin(\theta_{e1}) + \sin(\theta_{f1}))/4.$$

K_1 , K_2 ve K_3 e göre krank-biyel mekanizmasının uzuv oranları bir birim strok için belirlenir.

İstenilen ikinci kızak (a_2) stroku için krankın konumunun belirlenmesi:

Tasarımın ikinci aşamasında istenen diğer kızak stroku için krankın yeni konumu belirlenmiştir.

Kontrol uzvu olan dört çubuk mekanizmasının sabit uzvunu, α kadar döndürdüğümüzde istenilen ikinci kızak stroku (Δs_2) elde ediliyor diye kabul edelim (Şekil 3):



Şekil 3. Krank-biyel mekanizması ikinci konumu

Şekilde görüldüğü gibi krank-biyel mekanizmasının ikinci konumda eksantrikliği değişir. Bu durumda farklı kızak strokları elde edilebilir.

İkinci konumda istenilen kızak stroku (Δs_2) için Freudenstein denklemi tekrar sağlanmalıdır. Bu denklem Şekil 3'e göre tekrar aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$s^2 + c^2 + 2 \cdot a_2 \cdot (s \cdot \cos(\theta + \alpha) + c \cdot \sin(\theta + \alpha)) = a_3^2 - a_2^2 \quad (7)$$

İkinci konumda uç kızak konumlarındaki krank açıları da şöyledir:

$$\theta_{e2} = \theta_{e1} + \alpha \quad \text{and} \quad \theta_{r2} = \theta_{e2} + \Delta\theta. \quad (8)$$

Şekil 3te görüldüğü gibi, ikinci konumdaki eksantriklik c_2 kontrol çubuğu açısı α ve ilk eksantriklik c_1 'le bağıntılıdır. Aralarındaki bağıntıdan bir kısıt denklemi gelir:

$$c_2 = c_1 - b_1 \cdot \sin \alpha \quad (9)$$

(8) ve (9) numaralı denklemler (7)'ye yerleştirildiğinde iki uç kızak konumu için Freudenstein denklemleri bulunur:

$$s_{e2}^2 + (c_1 - b_1 \sin \alpha)^2 - 2a_2(s_{e2} \cos(\theta_{e1} + \alpha) + (c_1 - b_1 \sin \alpha) \sin(\theta_{e1} + \alpha)) = a_3^2 - a_2^2 \quad (10)$$

$$(s_{e2} - \Delta s_2)^2 + (c_1 - b_1 \sin \alpha)^2 - 2a_2((s_{e2} - \Delta s_2) \cos(\theta_{e1} + \Delta\theta + \alpha) + (c_1 - b_1 \sin \alpha) \sin(\theta_{e1} + \Delta\theta + \alpha)) = a_3^2 - a_2^2 \quad (11)$$

Kontrol uzvu açısı α , dört çubuk mekanizmasının sabit uzvu b_1 , kızıağın ikinci açık ölü haldeki konumu s_{e2} bilinmeyen parametlerdir. Bu üç parametreden bir tanesi tasarım parametresi olarak kullanılırsa, diğer ikisi (10) ve (11) numaralı denklemler kullanılarak bulunabilir. Bu lineer olmayan denklemlerin çözümü için numerik yöntem kullanılmıştır.

Dört çubuk mekanizmasının tasarımı:

Sentez prosedüründe son adım dört-çubuk mekanizmasının tasarımıdır. Santrik kol-sarkaç tipi dört çubuk mekanizması kullanırsak optimum bağlama açısını elde etmiş oluruz.

Brodell ve Soni'nin santrik kol-sarkaç mekanizması için geliştirdikleri metoda [4] göre uzuv boyutları aşağıdaki denklemlere göre bulunur:

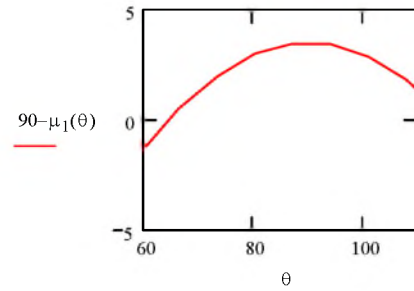
$$\begin{aligned} b_3 &= b_1 \sqrt{\frac{1 - \cos \Delta\theta}{2 \cos^2 \mu_{\min}}} \\ b_4 &= b_1 \sqrt{\frac{1 - (b_3/b_1)^2}{1 - (b_3/b_1)^2 \cos^2 \mu_{\min}}} \\ b_2 &= b_1 \sqrt{(b_3/b_1)^2 + (b_4/b_1)^2 - 1} \end{aligned} \quad (12)$$

Yukarıdaki denklemlerde yeni bir serbest parametre mevcuttur, minimum bağlama açısı (μ_{\min}). Bunu da eklersek toplam tasarım parametresi sayısı beşe yükselir. Sabit uzvun ve salınım açısının önceden belirlenen değerleri de kullanılarak (12) nolu denklemlerle dört-çubuk mekanizması tasarlanır.

ÖRNEK

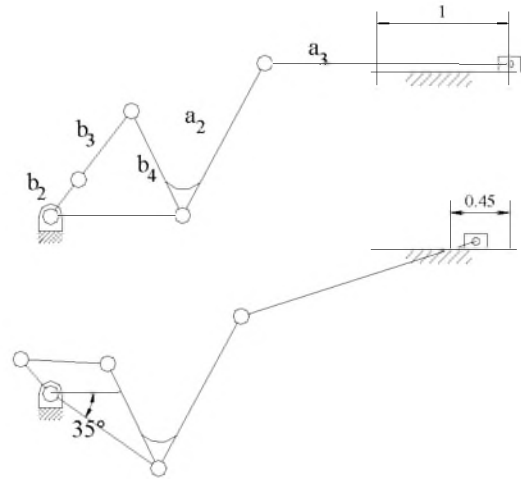
İkinci konumda stroku %45'ine düşen, değişken stroklu bir mekanizma tasarlayalım:

Serbest tasarım parametresi; krank (a_2) salınım açısı $\Delta\theta = 50^\circ$, ilk açık ölü konumdaki kızak konumu $s_{e1} = 2.5$ ve karşılık gelen krank açısı $\theta_{e1} = 60^\circ$ olsun. (6) numaralı denklemlerden krank biyelin boyutları bir birim strok için $a_2 = 1.262$, $a_3 = 1.87$ ve $c_1 = 1.15$ olarak bulunur. Bu mekanizmanın ilk konumda, çalışma aralığındaki bağlama açısının 90° den maksimum saptması Şekil 4'de görüldüğü üzere $3,45^\circ$ dir. (Şekil 4'de yatay eksen a_2 uzunluğudur)

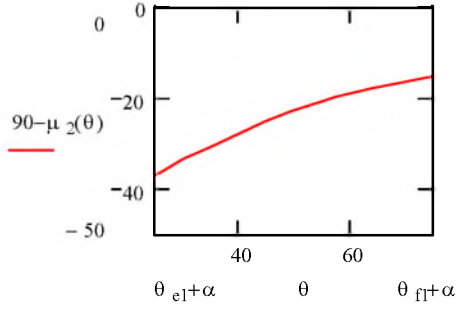


Şekil 4. Birinci Konumdaki Bağlama Açısı

(10) ve (11) numaralı denklemler kullanılarak istenilen ikinci strok (0.45 birim) için nümerik çözüm sonunda bilinmeyen parametreler $\alpha = -35,1^\circ$, $b_1 = 0.999$ şeklinde bulunur. Bu denklemlerin çözümü esnasında serbest tasarım parametresi olarak $s_{e2} = 2.6$ olarak seçilmiştir. Denklem (9)'dan $c_2 = 1,647$ olarak bulunur. Mekanizmanın ikinci konumda çalışma aralığındaki bağlama açısının 90° den maksimum saptması 37° dir. (Şekil 5)



Şekil 6. Değişken Stroklu Yedi Uzuvlu Mekanizma.

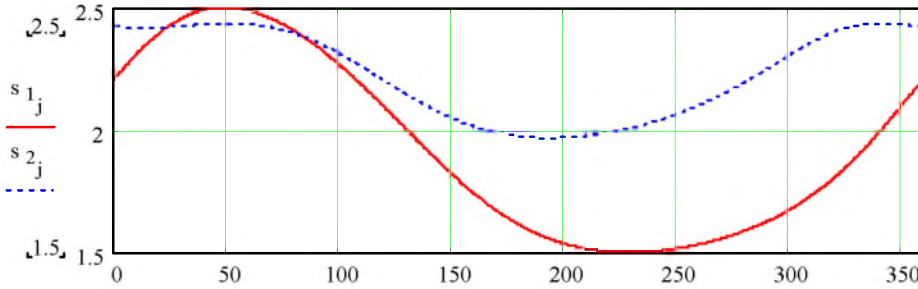


Şekil 5. İkinci Konumdaki Bağlama Açısı

Son adımda (12) numaralı denklemleri kullanarak (Minimum bağlama açısı 50° olsun) dört-çubuk mekanizmasının sentezi yapıldığında uzun boyutları $b_2 = 0.351$, $b_3 = 0.657$, $b_4 = 0.883$ olarak bulunur.

Şekil 6'da mekanizma gerçek ölçekte iki konumda da görülmektedir.

Şekil 7'de de, yapılan kinematik analiz sonucunda, krank (b_2) açısına karşılık gelen kızak konumları gösterilmiştir. Kesikli çizgi mekanizmanın ikinci konumunu sembolize eder.



Şekil 7. Kızak Konumuna Karşılık Gelen Krank (b_2) Açısı

VARIABLE STROKE SEVEN LINK MECHANISM DESIGN

Commonly used closed-loop mechanisms can work at high speed, require less maintenance and are inexpensive to manufacture. However, they are inherently inflexible. The aim of this study is to introduce some flexibility to a closed-loop mechanism by using two degree-of-freedom structure while using one of the freedoms as a digital control for flexibility.

Keyword: Variable Structure Mechanisms

KAYNAKÇA

[1] Ahmad A., K Waldron K.J., "Synthesis of Adjustable Planar 4-bar Mechanisms", Mechanism and Machine Theory, Vol. 14, p.405-411, July 1979

[2] V.Handra-Luca, "The Study of Adjustable Oscillating Mechanisms", J. Engng. Ind. Trans. ASME, p. 677-680, August 1973

[3] Tanık E., Söylemez E., "Variable Structure Mechanisms Design", The Ninth IFToMM International Symposium on Theory of Machines and Mechanisms, Bucharest, Romania, September 1-4, 2005.

[4] Shigley J., Uicker J., "Theory of Machines and Mechanisms (First Edition)" p.328

[5] Söylemez E., "Mekanizma Tekniği", Birsen yayınevi, İstanbul 2000

[6] Erdman, A. G., Sandor, G. N., "Advanced Mechanism Design-Analysis and Synthesis", Vol.2, Prentice-Hall, Engle Wood Cliffs, NJ, 1984.