

KRANK-BİYEL MEKANİZMASINDA AÇIK KUVVET KONTROLÜ*

Mehmet İteriş Sarıgeçili**

Yrd. Doç. Dr.,
Çukurova Üniversitesi,
Mühendislik - Mimarlık Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü, Adana
msarigeçili@cu.edu.tr

İbrahim Deniz Akçalı

Prof. Dr.,
Çukurova Üniversitesi, MACTIMARUM
Araştırma ve Uygulama Merkezi, Adana
idakcali@cu.edu.tr

ÖZ

Krank-biyel mekanizmalarının uygulamalarından birisi de pistonu sabit itme kuvvetinin uygulandığı besleme sistemleridir. Bu tür sistemlerde temel sorun, krank-biyel mafsal noktasında etkiyen bir ağırlık kuvvetine karşılık, krank konumlarına bağlı olarak itme kuvvetlerinin çok hızlı değişmesidir. Bu çalışmada, belli bir çalışma aralığında itme kuvvetinin istenen sabit değerde tutulması için iki yöntem gösterilmiştir. İlk yöntemde, krank açısından bağımsız sabit itme kuvvetinin elde edilmesi için manuel kontrol süreci ve bundan kaynaklanan hata oranları gösterilmiştir. İkinci yöntemde, açık bir kuvvet kontrol süreci içindeki denetleyici tasarımı ve ilgili hata analizi sonuçları açıklanmıştır. Ayrıca hatayı minimize eden bir yaklaşım sergilenmiştir. Sayısal örneklerle de yöntemlerin etkinlikleri kanıtlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Krank-biyel mekanizması, kuvvet kontrolü, açık kontrol, hata durumu

OPEN FORCE CONTROL IN SLIDER-CRANK MECHANISMS

ABSTRACT

One of the applications of slider-crank mechanisms is feeding systems whereby a constant pushing force is required. The basic problem is that pushing force changes with crank positions in response to a weight applied at the crank-connecting link joint. In this study, two methods are developed to hold the pushing force around a desired value within a working interval. In the first method, manual control process by which an almost constant pushing force is obtained independent of crank position and errors resulting therefrom are shown. In the second method, a controller design required for an open force control process and results of related error analysis are explained. An approach to minimize error is also presented. The effectiveness of the methods is demonstrated on numerical examples.

Keywords: Slider-crank mechanisms, force control, open control, error state

** İletişim Yazarı

Geliş tarihi : 10.02.2016
Kabul tarihi : 30.03.2016

* 14-16 Mayıs 2015 tarihlerinde Makina Mühendisleri Odası tarafından Adana'da Çukurova Üniversitesi'nde düzenlenen Endüstriyel Otomasyon Kongre ve Sergisi'nde sunulan bu bildiri, yazarlarınca Dergimiz için makale olarak yeniden düzenlenmiştir.

Sarıgeçili, M. İ., Akçalı, İ. D. 2016. "Krank-Biyel Mekanizmasında Açık Kuvvet Kontrolü," Mühendis ve Makina, cilt 57, sayı 675, s. 20-29.

1. GİRİŞ

Piyasa şartları, üretim yapan firmaları daha ucuz, daha hızlı ve daha kaliteli üretim yapmaya zorlamaktadır. Daha hızlı üretebilmek ve kalite standardını belirli bir tolerans bandı arasında sınırlandırabilmenin ilk şartı, hammadde temin eden besleme sistemlerinin hammaddeyi istenen şartlarda (belirli bir hızda, belirli bir kuvvet altında vs.) üretim sistemine beslemesinden geçer. Bu şartların sağlanması kontrol tekniklerinin uygulanmasını kaçınılmaz kılar.

Bu çalışmada, besleme sistemi olarak kullanılan bir krank-biyel mekanizmasının [1] piston ucundaki kuvvet kontrolü incelenmiştir. Krank-biyel mekanizmalarının günümüzde çok yaygın kullanım alanları mevcuttur [2, 3]. En bilinenleri, öteleme hareketini dönme hareketine çeviren içten yanmalı motorlar ile dönme hareketini öteleme hareketine çeviren su pompaları ve kompresörlerdir. Literatürde, krank-biyel mekanizmalarının çeşitli açılardan kontrolü üzerine çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalarda, krank-biyel mekanizmalarının konum kontrolü, hız kontrolü ve kuvvet kontrolü incelenmiştir. Örneğin bir krank-biyel mekanizmasının konum kontrolünde PID (Proportional Integral Derivative) yönteminin uygulanması [4]'te; bulanık sinir ağlarının (fuzzy neural network) uygulanması [5, 6]'da; bulanık PID yönteminin uygulanması [7]'de; genetik algoritma tekniğinin uygulanması [8]'de; uyarlanmış hesaplamalı tork (adaptive computed torque) metodunun uygulanması [9]'da gösterilmiştir. PID yöntemi ile konum kontrolünde parametrelerin tanımlanmasındaki zorlukları aşmak için uzman mühendislerin deneyimlerinden elde edilen verilerin kullanılması ise [10]'da gösterilmiştir. Bununla beraber, Lin ve arkadaşları [11] ise konum kontrolünde kayan kipli kontrol ile bulanık sinir ağları yöntemlerini kıyaslamışlardır.

Bir krank-biyel mekanizmasındaki hız kontrolüne ait çalışmalarda Yan ve Chen [12], pistonun belirli bir yörüngeyi takip edebilmesi için krank hızını kontrol eden bir algoritma geliştirmişlerdir. Geliştirilen bu yöntem, sabit hızda derin çekme işlemi yapan delgi preslerinde uygulanmıştır. Krank-biyel mekanizmalarında konum ile hız kontrolü için krank-biyel tasarımındaki parametrelerin belirlenmesi Akçalı ve Arıoğlu [13] tarafından gösterilmiştir.

Elastik şekil değiştirme ile bazı dinamik etkileri birlikte ele alan araştırmacılar da mevcuttur. Örneğin Liu [14], kam tahrikli esnek krank-biyel mekanizmasının analiz ve sentezinde, istenen çıkış hareketini, belirlenen bir tasarım hızı ve sönüm oranında üreten bir çalışma sunmuştur. Esnek bir krank-biyel mekanizmasının pozisyon kontrolü ve titreşiminin yok edilmesi Fung ve Shue [15] tarafından gösterilmiştir. Krank açılma hız kontrolünde iki farklı metot, iki ayrı çalışmanın [16, 17] ana konusunu oluşturmuştur. Krank-biyel mekanizmasındaki pistonun doğrusal hareket kontrolü ise [18]'de yeni bir yaklaşım ile incelenmiştir.

tonun doğrusal hareket kontrolü ise [18]'de yeni bir yaklaşım ile incelenmiştir.

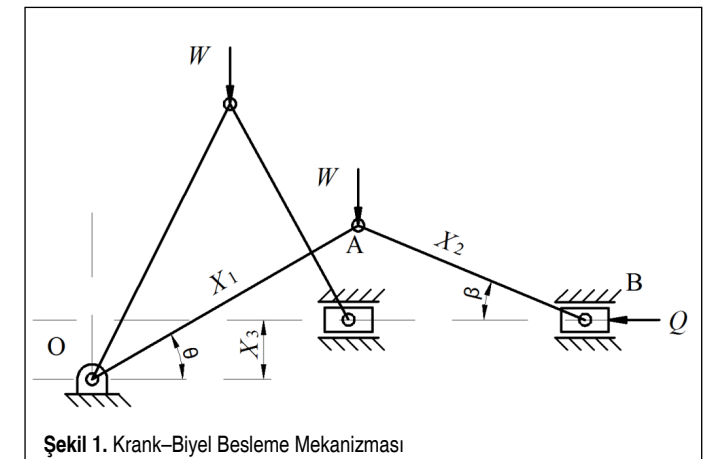
Krank-biyel mekanizmalarındaki kuvvet kontrol çalışmaları daha çok dinamik etkileri göz önüne alır. Örneğin Fung ve Chang [19], belirlenen direnç kuvvetleri ile sınırlandırılan bölgelerde bir krank-biyel mekanizmasının yörünge takibinin yapılabilmesi ve buna bağlı olarak tork girdi değerlerinin kontrolü için kayan kipli kontrol yöntemi kullanmışlardır. Mevcut çalışmalarda, krank-biyel mekanizmalarının piston ucunda sabit bir etki kuvveti elde etmek için geliştirilmiş etkili ve ekonomik çözüm sunan bir çalışmaya rastlanılmamıştır.

Burada, statik koşullarda besleme sistemi olarak çalışacak krank-biyel mekanizmasında piston kuvvetini krank kolunun bir çalışma aralığı içinde sabitleyen iki yöntem gösterilmiştir. Statik koşullar için uygulaması çok kolay olan manuel kontrol ve açık kontrol sistemi içerisinde denetleyicinin sentez yoluyla tasarımı anlatılmaktadır. Sayısal örnekler üzerinde yöntemleri etkili kılacak araçların, sonuçlanan hataların azaltılmasında nasıl değerlendirilecekleri somut bir şekilde ortaya konmuştur.

2. KURAM

Bu çalışmanın konusunu oluşturan ve besleme sistemi olarak kullanılan bir krank-biyel mekanizması Şekil 1'de şematik olarak gösterilmiştir. Bu sistemde X_1 , krank kolunun uzunluğunu; X_2 , biyel kolunun uzunluğunu; X_3 , krank merkezi ile piston doğrultusu arasındaki eksenel kaçıklığı; θ , krank kolunun yatay ile yaptığı açıyı; β , biyel kolunun yatay ile yaptığı açıyı göstermektedir.

Şekil 1'deki sistemde, pistonun ötesine yerleştirilen hammadde üretim sistemine beslenmektedir. Ancak, üretim sırasında hammaddeye üretim hattından Q kadar bir tepki kuvveti gelmektedir. Dolayısıyla besleme sisteminin, gelen bu tepki kuvvetini (Q) yenecek kadar bir etki ile hammaddeyi itmesi gerekmektedir. Hammaddenin daha büyük bir kuvvet ile itilmesi hammaddenin zarar görmesine, daha az bir kuvvet ile



Şekil 1. Krank-Biyel Besleme Mekanizması

$$\frac{w_2}{V_B} = \frac{1}{X_1 * \cos \theta} * \frac{1}{(\tan \theta + \tan \beta)} \quad (8)$$

Yaydan pistona gelen etki kuvveti Denklem (8)'in Denklem (7)'de yerine yazılmasıyla elde edilir:

$$Q_k = -T_k * \frac{1}{X_1 * \cos \theta} * \frac{1}{(\tan \theta + \tan \beta)} \quad (9)$$

Pistona etki eden net kuvvet, yükten gelen etki kuvveti ile yaydan gelen etki kuvvetinin toplanmasıyla, Denklem (10) ve (11)'deki gibi elde edilir.

$$Q_{net} = Q + Q_k \quad (10)$$

$$Q_{net} = \frac{1}{\tan \theta + \tan \beta} * \left(W - \frac{k * (\theta_0^* - \theta)}{X_1 * \cos \theta} \right) \quad (11)$$

Denklem (11)'deki yay sabitinin, yayın denge konumu açısının ve pistona etki eden net itme kuvvetinin bulunabilmesi için üç denkleme ihtiyaç vardır. Bu nedenle, çalışma aralığı içinde Q_{net} değerinin hatasız (Q_{net}^*) olmasının istendiği krank açısı konumları ($\theta_0, \theta_1, \theta_2$) belirlenir. Belirlenen krank konum açılarında ($\theta_i, i = 1, 2, 3$) W giriş kuvvetlerine karşılık olan piston itme kuvvetleri ($Q_{net,i}^*, i = 1, 2, 3$) yazılır.

$$Q_{net,i}^* = \frac{1}{\tan \theta_i + \tan \beta_i} * \left(W - \frac{k * (\theta_0^* - \theta_i)}{X_1 * \cos \theta_i} \right), \quad i = 1, 2, 3 \quad (12)$$

İtme kuvvetinin, üç noktada istenen değerden (Q_{net}^*) sıfır hata ile sapmasının koşulları şunlardır:

$$Q_{net,0}^* = Q_{net,1}^* = Q_{net}^* \quad (13)$$

$$Q_{net,0}^* = Q_{net,2}^* = Q_{net}^* \quad (14)$$

Denklem (13) ve (14) basitçe şu hale indirgenir:

$$W_{0i} = k * C_{0i} * \theta_0^* + k * b_{0i}, \quad i = 1, 2 \quad (15)$$

Burada;

$$W_{0i} = W * (1 - a_{0i}), \quad i = 1, 2 \quad (16)$$

$$a_{0i} = \frac{\tan \theta_0 + \tan \beta_0}{\tan \theta_i + \tan \beta_i}, \quad i = 1, 2 \quad (17)$$

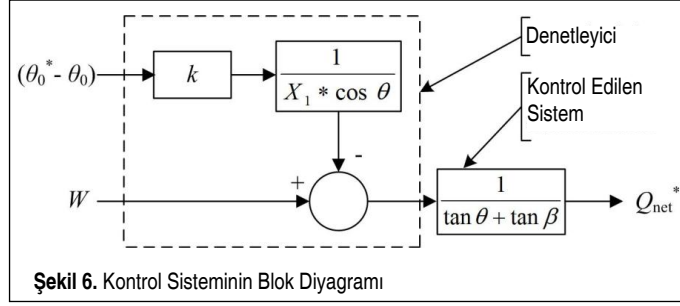
$$b_{0i} = \left(\frac{a_{0i} * \theta_i}{X_1 * \cos \theta_i} - \frac{\theta_0}{X_1 * \cos \theta_0} \right), \quad i = 1, 2 \quad (18)$$

$$C_{0i} = \left(\frac{1}{X_1 * \cos \theta_0} - \frac{a_{0i}}{X_1 * \cos \theta_i} \right), \quad i = 1, 2 \quad (19)$$

Denklem (15), θ_0^* ve k için çözümlenirse, şu sonuçlar bulunur:

$$k = \frac{W_{01} * C_{02} - W_{02} * C_{01}}{b_{01} * C_{02} - b_{02} * C_{01}} \quad (20)$$

$$\theta_0^* = \frac{W_{02} * b_{01} - W_{01} * b_{02}}{W_{01} * C_{02} - W_{02} * C_{01}} \quad (21)$$



Şekil 6. Kontrol Sisteminin Blok Diyagramı

Denklem (20) ve (21)'in formülleriyle hesaplanan k ve θ_0^* , Denklem (13) ya da (14)'ten birisinde yerine konularak, W giriş kuvvetine karşılık gelen Q_{net}^* itme kuvveti bulunmuş olur.

Yukarıda açıklanan hesap süreciyle belirlenen denetleyici tasarımı altında Şekil 6'da çizilen blok diyagramıyla tanımlanacak açık kontrollü kontrol sistemi tamamlanmış olur.

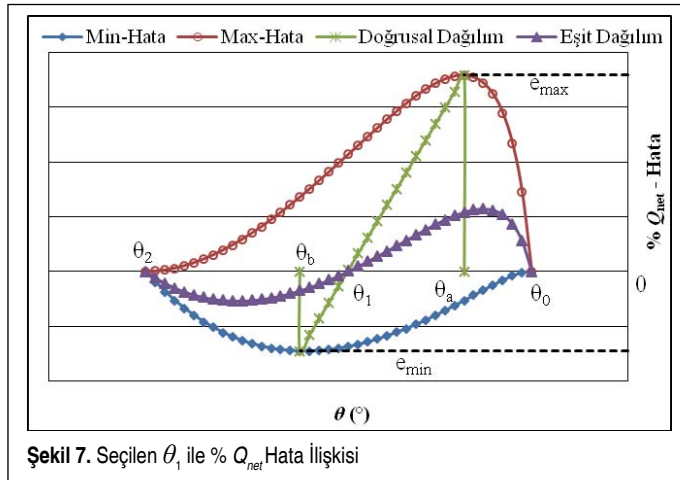
3. EŞİT HATA DAĞILIM YÖNTEMİ

Geliştirilen kontrol yönteminin pratikte optimum sonuçlar verebilmesi krank kolunun çalışma aralığında, piston ucundaki net etki kuvvetinin sıfır hata ile belirlendiği 3 farklı açımın uygun seçilmesi ile olanaklıdır. Bu amaçla, bir hata optimizasyon kriteri olarak % hata tanımı şu şekilde yapılmıştır:

$$\%Hata = \frac{Q_{net} - Q_{net}^*}{Q_{net}^*} * 100 \quad (22)$$

Burada Q_{net} bozucu etmen olan krank kolu konum açısına (θ) bağlı olan piston itme değerini, Q_{net}^* ise denetleyici tasarımıyla ortaya çıkan sabit piston itme kuvvetini göstermektedir.

Çalışma aralığı boyunca, başlangıçtan bitişe piston ucundaki net etki kuvvetinin sabit bir değerde tutulması hedeflendiğinde, $\theta_2 =$ krank başlangıç açısı ve $\theta_0 =$ krank bitiş açısı olarak kabul edilebilir. Seçilen ara açı değeri θ_1 ise Q_{net} değerinin çalışma aralığı boyunca değişimini etkileyecektir. Şekil 7'de



Şekil 7. Seçilen θ_1 ile $\% Q_{net}$ Hata İlişkisi

gösterildiği gibi, θ_1 değeri θ_2 değerine çok yakın seçilirse Q_{net} 'teki değişim, maksimum hata grafiği olarak adlandırılan hata eğrisinde, eksenin üst bölgesinde mutlak değerce en büyük hatayı verecektir. Eğer θ_1 değeri θ_0 değerine çok yakın seçilirse Q_{net} 'teki değişim, minimum hata grafiği olarak adlandırılan hata eğrisinde, eksenin alt bölgesinde mutlak değerce en büyük hatayı verecektir. Bu nedenle, krank kolunun çalışma aralığı boyunca Q_{net} değerinin \pm eşit hatalı bir bant aralığında çalışmasını sağlayabilmek için, kullanıcıya θ_1 değerini seçebilecek bir yöntem gerekmektedir. Bu amaçla, bu bölümde eşit hata dağılım yöntemi olarak adlandırılan hesap sürecinde şu adımlar atılacaktır:

- $\theta_2 =$ krank başlangıç açısı ve $\theta_0 =$ krank bitiş açısı seçilir. Sonra, $\theta_1 = (\theta_2 - 0,1)$ seçilir.
- Geliştirilen kontrol sisteminden sonuçlanan maksimum hata eğrisi çizilir.
- Maksimum hata değeri ve bu değere denk gelen θ_a krank açısı bulunur.
- Bu kez, $\theta_1 = (\theta_0 + 0,1)$ seçilir.
- Geliştirilen kontrol sisteminden sonuçlanan minimum hata eğrisi çizilir.
- Minimum hata değeri ve bu değere denk gelen θ_b krank açısı bulunur.
- Maksimum ve minimum hata değerlerini veren 2 noktanın koordinatları kullanılarak doğrusal hata eğrisi oluşturulur. Bu eğrinin tanımı ile hatanın "0" olduğu θ_1 açısı Denklem (23)'teki gibi bulunur.

$$\theta_1 = \theta_a + \frac{|e_{max}|}{|e_{max}| + |e_{min}|} * (\theta_b - \theta_a) \quad (23)$$

- Bulunan bu yeni θ_1 açısı ile kontrol yöntemi uygulanarak Q_{net} değerleri $\theta_2 - \theta_0$ aralığı boyunca hesaplanır.

Geliştirilen eşit hata dağılım yöntemi ile Q_{net} değerleri, Şekil 7'de gösterildiği gibi, $\theta_2 - \theta_0$ aralığında, \pm eşit hata dağılımlı değerler alır.

4. İSTENEN Q_{net} PİSTON ETKİ KUVVETİ İÇİN W AĞIRLIĞININ BELİRLENMESİ

Yukarıda açıklanan kontrol süreci kararsızlık sorunları olmayan ve amaca uygun en ekonomik çözümleri üretebilecek açık kontrol sistemine dayanır. Bu tür sistemlerde istenen bir çıktıya karşılık gelen bir girdi değeri bulunur. Kontrol süreçlerinde girdi, tanım olarak istenen çıktı olduğundan, bu süreç etkili bir girdi - çıktı kalibrasyonunu sonuçlandırır. Buradan hareketle, yukarıda açıklanan kontrol yönteminin aslında uygun bir kalibrasyon sabitini bulmaya eşdeğer olduğu görülmüştür.

O halde, krank-biyel mekanizmasında pistonda istenen bir Q_{net} kuvvetini elde etmek için krank-biyel bağlantı noktasına uygulanacak W_{girdi} ağırlığını bulmada şu adımlar atılacaktır:

- Krank-biyel mekanizma boyutları (X_1, X_2, X_3) ile krank çalışma aralığı ($\Delta\theta$) ve istenen Q_{net} piston kuvveti girilir.
- Krank çalışma aralığı içinde $\theta_0, \theta_1, \theta_2$ ve herhangi bir W ağırlığı seçilir.
- Her $\theta_i, i=0,1,2$ 'ye karşılık $\beta_i, i=0,1,2$, Denklem (5) ile hesaplanır.
3. adımdaki sonuçlar ve Denklem (16)–(19) yardımıyla, $a_{0i}, b_{0i}, C_{0i}, W_{0i}, i=1,2$ için hesaplanır.
- Hesaplanan büyüklüklerden Denklem (20)–(21) formülleriyle önce k ve θ_0^* bulunur; ardından Denklem (12) yoluyla Q_{net}^* saptanır.
- $\frac{k}{W}$ ve $\frac{Q_{net}^*}{W}$ kalibrasyon sabitleri hesaplanır.
- İstlenen Q_{net} kuvvetine karşılık uygulanması gereken $W_{istenen}$ girdi ağırlığı ve uygun yay sabiti ($k_{istenen}$),

$$W_{istenen} = \frac{1}{\left(\frac{Q_{net}^*}{W}\right)} Q_{net, istenen} \quad (24)$$

$$k_{istenen} = \frac{k}{W} W_{istenen} \quad (25)$$

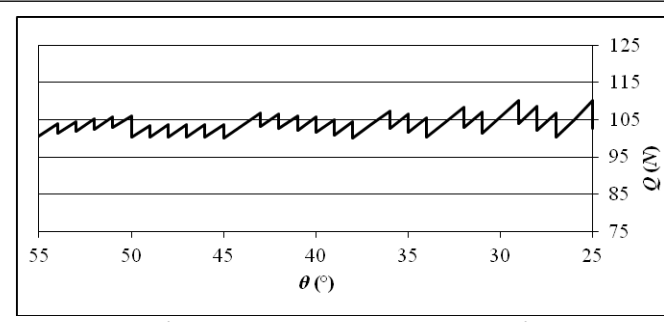
bağıntılarıyla hesaplanır.

5. SAYISAL ÖRNEKLER

Elle kontrol yönteminin uygulaması kapsamında krank açısı 55° 'den 25° 'ye kadar çalışan, aşağıdaki boyutlara sahip bir krank-biyel besleme mekanizması göz önüne alınacaktır:

- $X_1 = 0,40$ m
- $X_2 = 0,60$ m
- $X_3 = 0,09$ m

Piston ucunda 100 N değerinde sabit bir Q etki kuvveti elde edebilmek için, örnek krank-biyel mekanizmasının A noktasında (Şekil 1) krank açısı 55° 'de iken Denklem (4)–(5) kullanılarak en az 20 kg kütle gerektiği kolaylıkla hesaplanır. Bu toplam yük, $0,5$ 'er kg'lık kütlelerden oluşturulsun. Q etki kuvvetinin en az 100 N olabilmesi için, krank açısı 55° 'den 25° 'ye doğru kapanırken, her bir krank açısında A noktasına uygulanması gereken yük miktarı Tablo 1'de listelenmiştir. Bu tabloda aynı zamanda, her krank açısı için çıkarılması gereken yük miktarı, piston ucunda elde edilen net kuvvet ve 100 N tepki kuvvetinden % olarak sapma miktarı da verilmiştir.



Şekil 8. Q=100 N için Elle Kontrol Sırasında Elde Edilen Q-θ İlişkisi

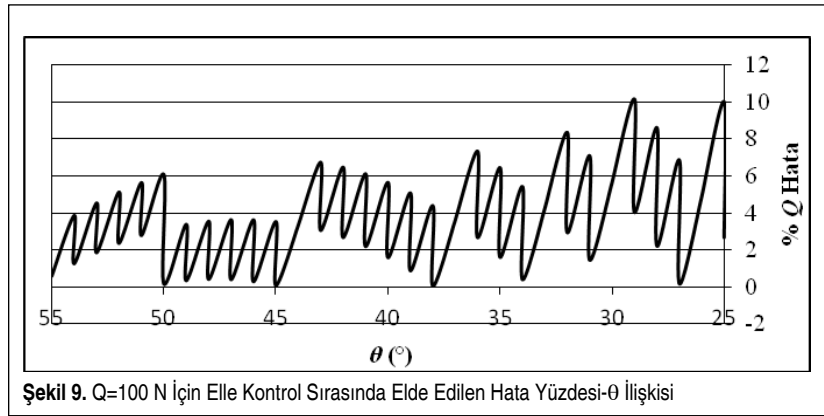
Tablo 1. Elle Kontrol Yönteminde Q=100 N için θ-W Değerleri

θ (°)	W (kg)	ΔW (kg)	Q (N)	%Q Hata
55	20		100,6	0,6
54	19,5	0,5	101,3	1,3
53	19	0,5	101,9	1,9
52	18,5	0,5	102,4	2,4
51	18	0,5	102,8	2,8
50	17	1	100,2	0,2
49	16,5	0,5	100,4	0,4
48	16	0,5	100,4	0,4
47	15,5	0,5	100,4	0,4
46	15	0,5	100,3	0,3
45	14,5	0,5	100,1	0,1
44	14,5	-	103,4	3,4
43	14	0,5	103,1	3,1
42	13,5	0,5	102,7	2,7
41	13	0,5	102,2	2,2
40	12,5	0,5	101,6	1,6
39	12	0,5	100,9	0,9
38	11,5	0,5	100,1	0,1
37	11,5	-	103,6	3,6
36	11	0,5	102,7	2,7
35	10,5	0,5	101,6	1,6
34	10	0,5	100,4	0,4
33	10	-	104,3	4,3
32	9,5	0,5	103,0	3,0
31	9	0,5	101,5	1,5
30	9	-	105,7	5,7
29	8,5	0,5	104,0	4,0
28	8	0,5	102,2	2,2
27	7,5	0,5	100,2	0,2
26	7,5	-	104,9	4,9
25	7	0,5	102,7	2,7

tir. Bu tablodaki değerler kullanılarak, sistemden el ile yük azaltıldığında oluşacak Q etki kuvvetinin grafiği Şekil 8'de gösterilmiştir. Şekilden, Q tepki kuvvetini elle dahi belirli bir tolerans bandında sabitlemenin mümkün olduğu görülmektedir. Şekil 8'de elde edilen Q etki kuvvetinin hata yüzdesi (22) nolu bağıntı kullanılarak çizildiğinde, Şekil 9'daki hata durumu elde edilir. Şekil 9'dan da en büyük hatanın %10'dan küçük olduğu görülmektedir. Bu oran, $\pm\%5$ hata oranı olarak da düşünülebilir.

İkinci örnekte, denetleyici olarak yayı içeren kontrol sistemi ile aşağıda boyutları verilen krank-biyel mekanizmasının kuvvet kontrolü incelenecektir.

- $X_1 = 0,40$ m
- $X_2 = 0,60$ m
- $X_3 = 0,09$ m



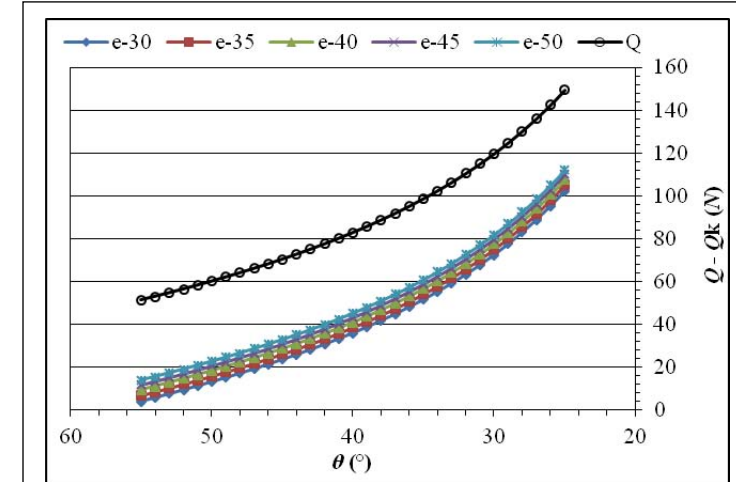
Şekil 9. Q=100 N için Elle Kontrol Sırasında Elde Edilen Hata Yüzdesi-θ İlişkisi

Tablo 2. Kontrol Uygulamasında Kullanılan Parametreler

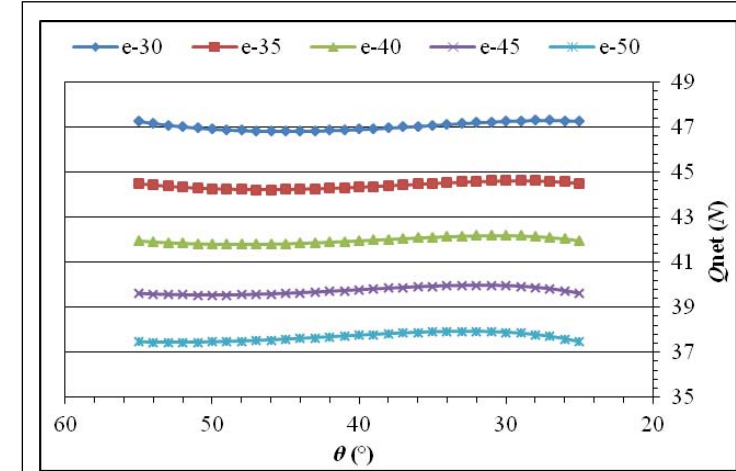
Grafik Adı	Yay Katsayısı	Yaydan Gelen Etki Kuvveti	Net Etki Kuvveti	θ_0	θ_1	θ_2
e-30	k-30	Q_k-30	Q_{net}^*-30	25	30	55
e-35	k-35	Q_k-35	Q_{net}^*-35	25	35	55
e-40	k-40	Q_k-40	Q_{net}^*-40	25	40	55
e-45	k-45	Q_k-45	Q_{net}^*-45	25	45	55
e-50	k-50	Q_k-50	Q_{net}^*-50	25	50	55

Tablo 3. Kontrol Uygulamasında Hesaplanan Parametreler

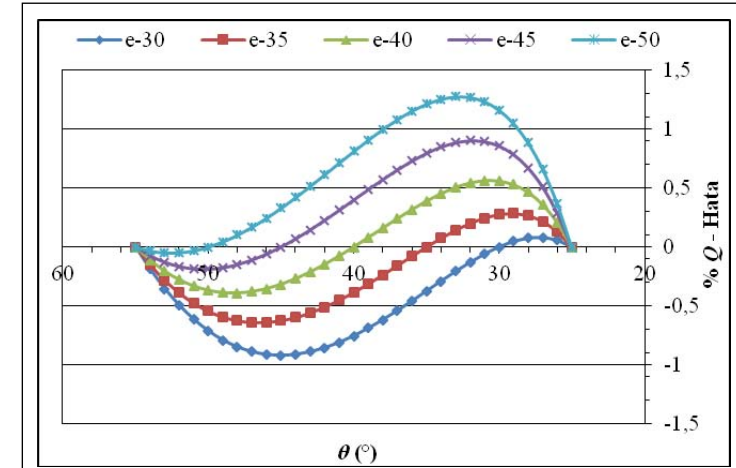
Grafik Adı	Q_{net}^* (N)	k (Nm/rad)	θ_0^* (°)
e-30	47,26164	43,92226	57,34385
e-35	44,50492	42,84298	59,05241
e-40	41,96061	41,84686	60,70756
e-45	39,61276	40,92765	62,30637
e-50	37,44922	40,0806	63,84459



Şekil 10. Piston Ucuna Yükten ve Seçilen 5 Farklı Yaydan Gelen Etki Kuvvetlerinin θ Açısı ile Değişimi



Şekil 11. Seçilen 5 Farklı Yay İçin Piston Ucuna Gelen Net Etki Kuvvetlerinin θ Açısı ile Değişimi

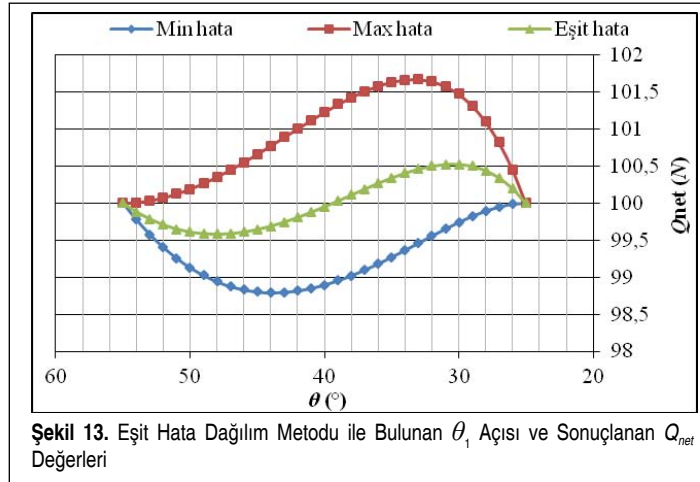


Şekil 12. Seçilen 5 Farklı Yay İçin Piston Ucunda Elde Edilen Net Etki Kuvvetlerinin Hata Oranının θ Açısı ile Değişimi

Bu uygulamada uygulanacak yük; $W = 100$ N; krank kolunun çalışma aralığı, $\theta_0 = 25^\circ$ ve $\theta_2 = 55^\circ$ olarak dikkate alınsın. θ_1 açısı için $30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ$ ve 50° olmak üzere beş farklı orta nokta belirlensin. Bu değerler Tablo 2'de gösterilmiştir. W, θ_0 ve θ_2 değerleri sabit olduğu ve örnekte tek değişen değer θ_1 açısı olduğu için diğer parametreler θ_1 açısının aldığı değerlerle adlandırılmıştır. Tabloda kullanılması gereken yay katsayısı (k), yaydan dolayı oluşan pistondaki etki kuvveti (Q_k) ve piston ucundaki elde edilmesi gereken 3 noktada sıfır hatalı net itme kuvvetleri (Q_{net}^*) gruplandırılmıştır.

Bu tablodaki gruplandırmalar kullanılarak önce, her bir satır için yay katsayısı (k), denge konumu açısı (θ_0^*) ve sıfır hatalı net etki kuvvetleri (Q_{net}^*) hesaplanmış ve Tablo 3'te verilmiştir. Bu hesaplanan değerlerle Şekil 10'da, Denklem (9) kullanılarak yaydan dolayı oluşan piston etki kuvvetleri ("-" işareti göz önüne alınmadan) çizilmiştir. Buna ek olarak, Denklem (4) yardımıyla sadece yükten dolayı oluşan ($W=100$ N) piston etki kuvveti de gösterilmiştir. Şekildeki grafikler incelendiğinde, çalışma aralığı boyunca Q ve Q_k değerleri arasındaki fark yaklaşık olarak sabit kalmaktadır. Bunu daha iyi göstermek için, Şekil 11'de beş farklı durum için çalışma aralığı boyunca piston ucunda elde edilen net kuvvetlerin grafikleri çizilmiştir. Şekil 12'de (22) nolu bağıntı kullanılarak istenen net etki kuvvetine karşı oluşan net etki kuvvetlerinin hata oranları gösterilmiştir. Bu grafiklerden de görüldüğü üzere, θ_1 açısı başlangıç noktasına ($\theta_2 = 55^\circ$) yakın seçildiği takdirde, en büyük hata değerleri $+1,5\%$ 'tan küçük olmaktadır. θ_1 açısı bitiş noktasına ($\theta_0 = 25^\circ$) yakın seçilirse, mutlak değerce en büyük hata değerleri -1% 'den küçük olmaktadır. Fakat θ_1 açısının ortalamaya yakın seçilmesi ile en büyük hata değerleri $\pm 0,5\%$ civarında değerler almakta ve çalışma aralığı boyunca daha dengeli bir şekilde dağılmaktadır. Bu da elde edilen net etki kuvvetinin $\pm 0,5\%$ bandında sabitlendiğini göstermektedir.

Yukarıda incelenen örneklerde piston ucunda elde edilen kuvvet, kullanıcı tarafından belirlenmemiştir. Piston ucunda elde edilmek istenen kuvvetin 100 N olduğu kabul edilsin. Bunun için krank-biyel mafsal noktasına uygulanması gereken kuvvet, Denklem (24) yardımıyla bulunabilir. Bu denklemde, rastgele seçilen W ağırlığı 100 N ve Q_{net}^* istenen 100 N'dir. Denklemde ihtiyaç duyulan bir diğer değer ise Q_{net}^* 'dir. Tablo 3'teki değerler hesaplanırken $W = 100$ N olarak belirlendiğinden dolayı tablodan herhangi bir Q_{net}^* değeri seçilebilir. Bu örnekte "e-40" serisi için hesaplanan Q_{net}^* değeri ($41,96061$ N) seçilsin. Bu değerler Denklem (24)'te yerine yazıldığında, $W_{istenen} = 238,3187$ N olarak bulunur. Aynı şekilde, Denklem (25) yardımıyla, $k_{istenen} = 99,29365$ N.m/



rad olarak bulunur. Bundan sonraki aşamada ise istenen 100 N piston etki kuvvetindeki hatanın eşit olarak dağıtılabilmesi için, krank başlangıç (θ_2) ve bitiş (θ_0) açılarına ilaveten seçilmesi gereken ara açı θ_1 değeri Eşit Hata Dağılım metodu kullanılarak bulunur. Bunun için ilk olarak, $\theta_1 = 54,9^\circ$ seçilir. Maksimum hata eğrisinde maksimum hata koordinatları (33° ; 101,6691N) olarak bulunur (Şekil 13). Daha sonra, $\theta_1 = 25,1^\circ$ seçilir. Minimum hata eğrisinde minimum hata koordinatları (44° ; 98,79211N) olarak bulunur (Şekil 13). Bu değerler Denklem (23)'te yerine yazılarak θ_1 değeri $39,3817^\circ$ olarak hesaplanır. Bu yeni θ_1 değeri ile kontrol yöntemi uygulanarak Q_{net} değerleri krank çalışma aralığı içinde hesaplanır. Bu üç grafik de Şekil 13'te gösterilmiştir. Eşit hata dağılım yöntemi ile hatanın $\pm 0,5$ bandında sabitlendiği şekilden de açıkça görülmektedir.

6. SONUÇ

Bu çalışmada, statik koşullarda bir besleme sistemi olarak çalışacak krank-biyel mekanizmasında piston itme kuvvetinin istenen değerlerde tutulabilmesi için uygulaması kolay ekonomik iki farklı çözüm gösterilmiştir. Kararsızlık sorunları olmayan açık kontrol sistemleri tercih edilmiştir. İlkinde elle (manuel) kontrol yöntemiyle, ikincisinde denetleyiciyi içeren bir kontrol sistemiyle istenen değerlerden en az hatayla sapan çözümler işlenmiştir. Klasik denetleyicinin oluşturulmasında, alışılmış analiz yoluyla tasarım yerine sentez yoluyla tasarım yolu izlenmiştir. Gösterilen yöntemlerdeki uygun stratejilerle hataların önemli ölçüde düşürülmesine yarayacak araçların potansiyel etkileri ortaya konmuştur.

SEMBOLLER

- β : biyel kolunun yatay ile yaptığı açı
 $\Delta\theta_2$: krank anlık açısal yer değiştirmesi
 Δs_A : krankın A noktasındaki anlık yer değiştirmesi

- Δs_B : pistonun anlık yer değiştirmesi
 ΔW : görünen iş
 θ : krank kolunun yatay ile yaptığı açı
 θ_0^* : yay denge konumu açısı
 θ_a : Q_{net} için maksimum hata değerini veren krank açısı
 θ_b : Q_{net} için minimum hata değerini veren krank açısı
 e_{max} : maksimum hata
 e_{min} : minimum hata
 k : yay katsayısı
 Q : piston itme kuvveti
 Q_k : yaydan dolayı oluşan piston itme kuvveti
 Q_{net} : pistonu etki eden net itme kuvveti
 Q_{net}^* : pistonu etki eden sıfır hatalı net itme kuvveti
 T_k : yaydan dolayı krank kolu üzerine etki eden tork
 V_A : krankın θ konumu için A noktasının anlık hızı
 V_B : pistonun anlık hızı
 w_2 : krank açısal hızı
 W : krank-biyel mafsal noktasına asılan ağırlık
 X_1 : krank kolunun uzunluğu
 X_2 : biyel kolunun uzunluğu
 X_3 : krank merkezi ile piston doğrultusu arasındaki eklenel kaçıklık

KAYNAKÇA

1. Erdil, A. H. 1998. "Buz Rendeleme Makinesi," Yüksek Lisans Tezi, Ç. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana.
2. Vinogradov, O. 2000. Fundamentals of Kinematics and Dynamics of Machines and Mechanisms, CRC Press, Boca Raton, Florida.
3. Myszka, D. 2012. Machines and Mechanisms, Applied Kinematic Analysis, 4th Edition, Prentice Hall, New Jersey.
4. Ahmad, F., Hitam, A. L., Hudha, K., Jamaluddin, H. 2011. "Position Tracking of Slider Crank Mechanism Using PID Controller Optimized by Ziegler Nichol's Method," Journal of Mechanical Engineering and Technology, vol. 3, no. 2, p. 27-41.
5. Lin, F. J., Wai, R. J. 2001. "Sliding-Mode-Controlled Slider-Crank Mechanism with Fuzzy Neural Network," IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 48, no. 1. doi: 10.1109/41.904553, p. 60-70.

6. Lin, F. J., Fung, R. F., Lin, H. H., Hong, C. M. 1999. "A Supervisory Fuzzy Neural Network Controller for Slider-Crank Mechanism," Proceedings of the 1999 IEEE, International Conference on Control Applications, 22-27 Ağustos, 1999, vol. 2, p. 1710-1715. doi: 10.1109/CCA.1999.801229.
7. Lee, C. D., Chuang, C. W., Kao, C. C. 2004. "Apply fuzzy PID Rule to PDA Based Control of Position Control of Slider Crank Mechanism," IEEE Conference on Cybernetics and Intelligent Systems, 1-3 December 2004, Singapore, vol. 1. doi: 10.1109/ICCIS.2004.1460467, p. 508-513.
8. Faraji, H., Farzadpour, F. 2013. "Intelligent Position Control of Slider-Crank Mechanism in the Ship's Propeller," 3rd Joint Conference of AI & Robotics and 5th RoboCup Iran Open International Symposium (RIOS), 8th April 2013. doi: 10.1109/RIOS.2013.6595307, p. 1-7.
9. Lin, F. J., Lin, Y. S., Chiu, S. L. 1998. "Slider-Crank Mechanism Control Using Adaptive Computed Torque Technique," IEE Proceedings - Control Theory and Applications, vol. 145, no. 3, May 1998. doi: 10.1049/ip-cta:19982051, p. 364-376.
10. Chuang, C. W., Lee, C., Huang, C. L. 2006. "Applying Experienced Self-Tuning PID Control to Position Control of Slider Crank Mechanisms," International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, SPEEDAM 2006, Taonnina, İtalya, 23-26 May 2006. doi: 10.1109/SPEEDAM.2006.1649851, p. 652-657.
11. Lin, F. J., Fung, R. F., Wai, R. J. 1998. "Comparison of Sliding-Mode and Fuzzy Neural Network Control for Motor-Toggle Servomechanism," IEEE/ASME Transactions on

12. Yan, H. S., Chen, W. R. 2000. "On the Output Motion Characteristics of Variable Input Speed Servo-Controlled Slider-Crank Mechanisms," Mechanism and Machine Theory, vol. 35, no. 4. doi: 10.1016/S0094-114X(99)00023-3, p. 541-561.
13. Akçalı, İ. D., Arıoğlu, M. A. 2011. "Geometric Design of Slider-Crank Mechanisms for Desirable Slider Positions and Velocities," Forschung im Ingenieurwesen, vol. 75. doi: 10.1007/s10010-011-0134-7, p. 61-71.
14. Liu, H. T. J. 1997. "Synthesis and Steady-State Analysis of High-Speed Elastic Cam-Actuated Linkages with Fluctuated Speeds by a Finite Element Method." Journal of Mechanical Design, vol. 119, p. 395-402.
15. Fung, R. F., Shue, L. C. 2002. "Regulation of Flexible Slider-Crank Mechanism by Lyapunov's Direct Method," Mechatronics, vol. 12. doi:10.1016/S0957-4158(01)00011-3, p. 503-509.
16. Komaito, Y., Furuta, K. 2008. "Energy Control of Slider-Crank Mechanism," SICE Annual Conference, 20-22 August, 2008, Tokyo, Japonya, p. 2399-2403.
17. Kao, C. C., Chuang, C. W., Fung, R. F. 2006. "The Self-Tuning PID Control in a Slider-Crank Mechanism System by Applying Particle Swarm Optimization Approach," Mechatronics, vol. 16. doi:10.1016/j.mechatronics.2006.03.007, p. 513-522.
18. Fung, R. F., Chang, C. F. 2009. "Force/Motion Sliding Mode Control of Three Typical Mechanisms," Asian Journal of Control, vol. 11. doi: 10.1002/asjc.96, p. 196-210.

<http://omys.mmo.org.tr/muhendismakina/>

TMMOB MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI

Mühendis ve Makina Dergisi

Online Makale Yönetimi

ANA SAYFA (GİRİŞ SAYFASI)

YAZAR

HAKEM

EDİTÖR

HOŞGELDİNİZ

YAZAR GİRİŞİ

e-Posta :

Şifre :

Giriş

[Yeni Kullanıcı](#) | [Şifremi Unuttum](#)

MÜHENDİS VE MAKİNA DERGİSİ'ne makale gönderebilmek için sisteme kayıt olmanız gerekmektedir. Kayıt olabilmek için sol kısımda yer alan [Yeni Kullanıcı] bağlantısına tıklayınız.

Daha önce kayıt olduysanız, e-posta adresiniz ve şifrenizi girmeniz yeterlidir.

Şifrenizi hatırlamıyorsanız, şifrenizin e-posta adresinize gönderilebilmesi için [Şifremi Unuttum] bağlantısına tıklayınız.

Sistemle ilgili sorularınızı yayin@mmo.org.tr e-posta adresine gönderebilirsiniz.

makalelerinizi online sistem üzerinden ulaştırabilirsiniz