

## Hidrolik Konum Kontrol Sistemlerinin Gerçeğe Yakın Benzetimi

Mustafa Resa BECAN, Ahmet KUZUCU, Kenan KUTLU  
İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomatik Kontrol Birimi, Gümüşsuyu, İstanbul-TURKEY

Geliş Tarihi: 25.12.1996

**Özet:** Hidrolik konum kontrol sistemleri genellikle esneklik modülü değeri sabit kabul edilerek modellendirilir ve benzetimi yapılır. Esneklik modülünün, sistem davranışı ve modelin gerçekliği üzerinde önemli etkisi vardır. Bu çalışmada ilk olarak temel hidrolik konum kontrol sisteminin durum-uzay modeli elde edilmiştir. Bu model üzerinden esneklik modülünün, silindirin her iki tarafındaki hacim değişimlerine bağlı varyasyonları dikkate alınarak kontrol katsayıları belirlenmiş ve esneklik modülü sabit olan modellerle karşılaştırma yapılmıştır. Sistem davranışı, benzetim programı sonuçlarına bağlı olarak daha gerçekçi bir model için gözlenmiş ve yorumlanmıştır.

**Anahtar Sözcükler:** Değişken Esneklik Modülü, Hidrolik Konum Kontrolü

### The Realistic Model and Simulation of Hydraulic Position Control Systems

**Abstract:** Hydraulic position control systems are generally modeled and simulated using constant estimated values of the Bulk modulus. In fact, this component affects considerably the behavior of the system and the validity of the model. First a state-space modeling of a basic volume changes in the cylinder are taken into consideration. Control algorithm coefficients are determined and compared in both cases. System behavior is observed through simulation results and discussed for a realistic modelling and simulation of such system.

**Key Words:** Variable Bulk Modulus, Hydraulic Position Control

### Giriş

Benzetim modeli yöntemi kullanılarak hidrolik sistemlerin incelenmesi, bilgisayar teknolojisinin gelişimi ile paralellik göstermektedir. Daha önce bu konuda yapılan çalışmalar, bilgisayarla hidrolik konum kontrolü uygulamasının endüstriye getirdiği zaman ve hassasiyet kazanımı açısından büyük önem taşımaktadır.

(Ramachandran-Dransfield, 1993), çok yönlü hidrolik sürücülerde silindirler arasındaki etkileşimi incelemişler, (Burton-Edge-Burrows, 1994) paralel bağlı hidrolik sistemlerin modelleme gerekliliği üzerine bir çalışma yapmışlar, (Tsao-Tomizuka, 1994) yaptıkları çalışmada "Robust Adaptive" ve "Repetitive" dijital izleme kontrol algoritmalarını geliştirmişler ve bu çalışmanın, doğrusal hareket üreten bir elektrohidrolik servosistem üzerinde uygulamasını gerçekleştirmişlerdir.

Bu çalışmada, dört yollu üç ana konumlu servovalf ile denetlenen bir silindirden meydana gelen hidrolik sistemin modeli oluşturulmuş ve konum kontrolünün gerçekleştirilmesi bilgisayarda benzetim yoluyla incelenmiştir. Bu incelemede daha önce yapılan çalışmalardan farklı olarak asimetrik silindir kullanılmış ve esneklik modülünün hacim ve diğer etkenlere bağlı değişimi de hesaba katılmıştır.

Hidrolik sistemin matematik modeli, akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alınarak elde edilmiştir. Eşdeğer esneklik modülü ilk aşamada sabit kabul edilmiş ve PD kontrol algoritmasıyla konum kontrolü sağlanmıştır. Daha sonra eşdeğer esneklik modülü, hacim ve diğer bazı etkenlere bağlı bir değişken olarak tanımlanmış ve bu yeni model ile benzetim yapılarak incelenmiştir.

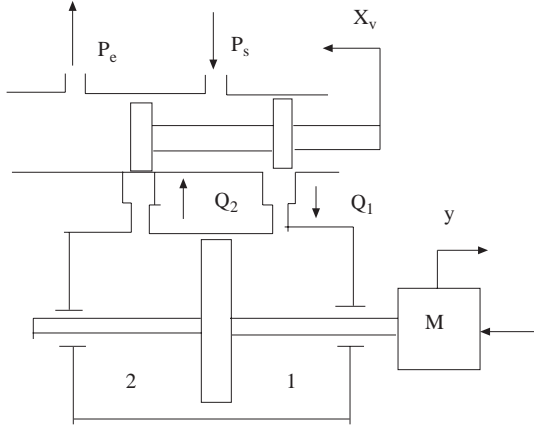
### Sistemin Matematik Modeli

Bir M kütlesini süren hidrolik servomekanizmanın (Şekil 1) dinamik davranış denklemi:

$$M \cdot \ddot{y} + B \cdot \dot{y} + F = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 \quad (1)$$
$$\ddot{y} = - \frac{B}{M} \cdot \dot{y} + \frac{A_1}{M} \cdot P_1 - \frac{A_2}{M} \cdot P_2 - \frac{F}{M}$$

şeklinde yazılabilir.

Akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alındığında hacimsel esneklik modülü (bulk modulus)  $\frac{1}{\beta} dP = - \frac{dV}{V}$  ifadesi ile tanımlanmaktadır. Bu ifadeden hareketle hacimsel değişimler için:



Şekil 1. Hidrolik Servomekanizma

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{V}{\beta} \cdot \frac{dP}{dt}$$

yazılarak silindirin 1. tarafındaki akış için süreklilik denklemlerinden:

$$\frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dp_1}{dt} = Q_1 - A_1 \cdot \dot{y} \text{ veya } P_1 = \frac{\beta}{V_1} \cdot (Q_1 - A_1 \cdot \dot{y})$$

elde edilir.

Silindirin I. tarafındaki ilk hacim olarak:  $V_{10}$ ,

Silindirin I. tarafındaki ilk konum:  $Y_{10}$

ve  $Y = Y_{10} + y$  (toplam yerdeğişimi) olarak bu ifadeye katılınca

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{A_1 Y} (Q_1 - A_1 \dot{Y}) \quad (3)$$

elde edilir.

Benzer şekilde silindirin 2. tarafı için:

$$V_2 = V_{20} - A_2 y = A_2 \left( \frac{V_{20}}{A_2} - Y \right)$$

Silindirin II. tarafındaki ilk hacim:  $V_{20}$ ,

Silindirin II. tarafındaki konum:  $Y_{20}$

ve silindirin toplam stroku  $L$  ile gösterilirse

$$L - Y = Y_{20} - y \quad V_2 = A_2 (Y_{20} - y) \text{ ve}$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{A_2 (L - Y)} (A_2 Y - Q_2) \quad (4)$$

elde edilir.

Durum Değişkenleri:

$$X_1 = Y, X_2 = \dot{Y}, X_3 = P_1, X_4 = P_2$$

olarak alınır

(1), (3), (4) bağıntılarından durum denklemleri:

$$\dot{X}_1 = X_2$$

$$\dot{X}_2 = (X_3 \cdot A_1 - X_4 \cdot A_2 - B_v \cdot X_2 - F) / M$$

$$\dot{X}_3 = \frac{\beta}{A_1 \cdot X_1} (Q_1 - A_1 \cdot X_2) \quad (5)$$

$$\dot{X}_4 = \frac{\beta}{A_2 \cdot (L - X_1)} (A_2 \cdot X_2 - Q_2)$$

olarak bulunur.

#### Modelin Ölçeklendirilmesi

Sayısal değerler yerleştirildiğinde, diferansiyel denklemlerdeki durum değişkenlerinin katsayılarının birbirinden çok farklı büyüklüklerde oldukları görülmektedir. Küçük katsayılı terimlerin etkisini de gözleyebilmek amacıyla katsayıları birbirine yaklaştıracak biçimde boyut ölçeklendirilmesine gidilmiştir.

Sayısal değerler;

Silindir:  $D/d_r = 40/20$

$B_v = 2000 \text{ Nsn/m}$

$\beta = 1,4 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$

$M = 50 \text{ kg}$

$F = 10 \text{ N}$

$L = 0,5 \text{ m}$ .

olarak alınır,

$$\dot{X}_1 = X_2$$

$$\dot{X}_2 = 40X_2 + (2,512 \cdot 10^{-5})X_3 - (1,884 \cdot 10^{-5})X_4 - 0,2$$

$$\dot{X}_3 = \frac{1,4 \cdot 10^9}{1,256 \cdot 10^{-3} X_1} (Q_1 - 1,256 \cdot 10^{-3} X_2)$$

$$\dot{X}_4 = \frac{1,4 \cdot 10^9}{9,42 \cdot 10^{-4} (0,5 - X_1)} (9,42 \cdot 10^{-4} X_2 - Q_2)$$

elde edilir.

Görüldüğü gibi bu modelde katsayıları arasında önemli mertebe farkları oluşmakta, basınç değişkenlerinin katsayıları çok küçük kalmaktadır. Ölçeklendirilmiş model için  $X_3^*$ ,  $X_4^*$ ,  $Q_1^*$  ve  $Q_2^*$  ifadelerini

Basınç değişkenleri:  $X_3^* = 10^{-5} X_3$

$X_4^* = 10^{-5} X_4$

Debiler:  $Q_1^* = 10^3 Q_1$ ,  $Q_2^* = 10^3 Q_2$

şeklinde tanımlayalım.

Bu modelde durum değişkenleri  $X_3^* = P_1^*$ ,  $X_4^* = P_2^*$  olmaktadır. Durum denklemlerinde bu değişikliği yaptığımızda sistem modelinde, katsayılar arasındaki mertebe farkları kalkmaktadır.

$$\begin{aligned}\dot{X}_1 &= X_2 \\ \dot{X}_2 &= -40X_2 + 2,5X_3^* - 1,88X_4^* - 0,2 \\ \dot{X}_3^* &= \frac{1,4 \cdot 10^4}{1,256 \cdot 10^{-3} \cdot X_1} (10^{-3} \cdot Q_1^* - 1,256 \cdot 10^{-3} \cdot X_3) \\ \dot{X}_4^* &= \frac{1,4 \cdot 10^4}{9,42 \cdot 10^{-4} (0,5 - X_1)} (9,42 \cdot 10^{-4} \cdot X_2 - 10^{-3} \cdot Q_2)\end{aligned}\quad (6)$$

Bu ölçeklendirme, sistemin mühendislik birimleri (basınçlar bar, debiler litre) kullanılarak modellenmesi ile eşdeğerdir.

### Debi Denklemleri

Debi denklemleri, dört yollu üç ana konumlu, negatif boşluklu servovalf karakteristiğine uygun olarak elde edilmiştir (McCloy-Martin, 1980). Bu denklemlerde kullanılan boyutsuz büyüklükler ve ters akışlar dikkate alındığında ortaya çıkan işaret (sign) fonksiyonları aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$X_v = X/X_{\max}$$

$X$  : Valf pistonu yerdeğişimi  
 $X_{\max}$  : Valf pistonunun maksimum yerdeğişimi  
 $u$  : Negatif valf boşluğu  
 $dp_1$  :  $p_s - p_2$                        $dp_2$  :  $p_1 - p_t$   
 $dp_3$  :  $p_s - p_2$                        $dp_4$  :  $p_2 - p_t$   
 $e_1$  :  $\text{sign}(dp_1)$ ;                       $e_2$  :  $\text{sign}(dp_3)$ ;  
 $f_1$  :  $\text{sign}(dp_2)$ ;                       $f_2$  :  $\text{sign}(dp_4)$ ;

1)  $um \leq x_v$  koşulu için debi denklemleri (Besleme basıncı silindirin I. tarafına bağlı)

$$\begin{aligned}Q_1 &= k_1(x_v + um)e_1 \sqrt{e_1 \cdot dp_1} \\ Q_2 &= k_2(x_v + um)f_1 \sqrt{f_2 \cdot dp_4}\end{aligned}\quad (7)$$

2)  $-um < x_v < um$  koşulu için debi denklemleri (Silindirin iki tarafı kapalı, sızıntı debileri var)

$$\begin{aligned}Q_1 &= k_1(x_v + um)e_1 \sqrt{e_1 \cdot dp_1} - k_4(x_v + um)f_1 \sqrt{f_1 \cdot dp_2} \\ Q_2 &= k_2(x_v + um)f_2 \sqrt{e_1 \cdot dp_4} - k_3(x_v + um)e_2 \sqrt{f_1 \cdot dp_3}\end{aligned}\quad (8)$$

3)  $x_v \leq -um$  koşulu için debi denklemleri (Besleme basıncı silindirin II tarafına bağlı)

$$\begin{aligned}Q_1 &= k_4(x_v - um)f_1 \sqrt{f_1 \cdot dp_2} \\ Q_2 &= k_4(x_v - um)f_1 \sqrt{f_1 \cdot dp_2}\end{aligned}\quad (9)$$

Benzetim çalışmalarında (um) değeri, maksimum açıklığın %1'i olarak 0,01 alınmıştır.

Benzetim programında kullanılan valf sabitleri

$$k_1 = 0,55 \text{lt/sn}\sqrt{\text{bar}}, \quad k_2 = 0,55 \text{lt/sn}\sqrt{\text{bar}}$$

$$k_3 = 0,57 \text{lt/sn}\sqrt{\text{bar}}, \quad k_4 = 0,45 \text{lt/sn}\sqrt{\text{bar}}$$

olarak kullanılan valfin kayıp karakteristiklerinden elde edilmiştir.

### Sistemin Benzetim ve Kontrolü

Sistemin benzetimi; durum denklemlerinin Runge-Kutta IV sayısal integrasyon yöntemi kullanılarak bilgisayarda ardışık çözümü ile gerçekleştirilmiştir. (Becan, 1995). Başlangıç değerleri olarak konum için  $X_1(0) = 0,1$  m; hız için  $X_2(0) = 0$  m/sn. kabul edilmiştir. Basınç değişimleri için ise, sistemin, başlangıç konumunda dengede durduğu varsayılmıştır. Buna göre (1) denkleminde  $(y(0) = \dot{y}(0); (0) = 0)$ :

$$F = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (10)$$

elde edilir.

Ayrıca debi karakteristiği:

$$Q_1 = 0; Q_2 = 0 \rightarrow Q_g = Q_{\text{kaçak}} \quad (11)$$

şeklini alır.

(11) eşitliğinden:

$$k_1(x_v + um)\sqrt{P_s - P_1} = k_2(x_v + um)\sqrt{P_2 - P_t} = 0$$

ve dolayısıyla

$$\begin{aligned}P_s - P_1 &= P_2 - P_t \text{ yazılabilir. } P_t = 0 \text{ kabulüyle} \\ P_s &= P_1 + P_2 \text{ veya } P_1(0) = P_s - P_2(0)\end{aligned}\quad (12)$$

elde edilir.

Bu eşitlik (10) da yerine konur ve gerekli düzenlemeler yapılırsa;

$$P_2(0) = \frac{P_s \cdot A_1 - F}{(A_1 + A_2)} \quad (13)$$

elde edilir.

### Sabit $\beta$ Değeri İçin Benzetim ve Konum Kontrolü

Sistemin konum kontrolü gerçekleştirilirken en uygun kontrol katsayılarının hesaplanmasında, orantı kontrol katsayısının kararlılık sınırındaki değeri esas alınmaktadır. Bu değer iki ayrı yöntemle belirlenmiştir. Bunlardan ilki, hidrolik servomekanizmanın transfer fonksiyonundan hareketle, kararlılık sınırındaki  $K_p$  değerinin bulunmasıdır. Hidrolik sistemin konum kontrolüne göre düzenlenmiş transfer fonksiyonu ve karakteristik denklem katsayılarını veren bağıntılar aşağıdaki gibidir (McCloy-KMartin, 1980).

$$Y(s) = \frac{K\omega}{s(s^2 + 2\xi\omega_0^2 s + \omega_0^2)} \quad (14)$$

Karakteristik denklemin katsayıları (Asimetrik silindir için):

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K_0}{M}}, \quad \zeta = \frac{K_s \cdot K_0}{2 \cdot \omega_0 \cdot K_v}$$

Bu bağıntılarda

$$K_0 = \beta \cdot \left[ \frac{4 \cdot A_1^2}{A_1 \cdot Y} + \frac{4 \cdot A_2^2}{A_2 \cdot ((L-Y))} \right] \quad (15)$$

$$K_v = 2(A_1 + A_2) \cdot \frac{C_x}{C_p} \quad (16)$$

$$K_s = \frac{C_x}{A_1 + A_2} \quad (17)$$

$$C_x = K_1 \cdot \sqrt{P_s - P_1} \quad (18)$$

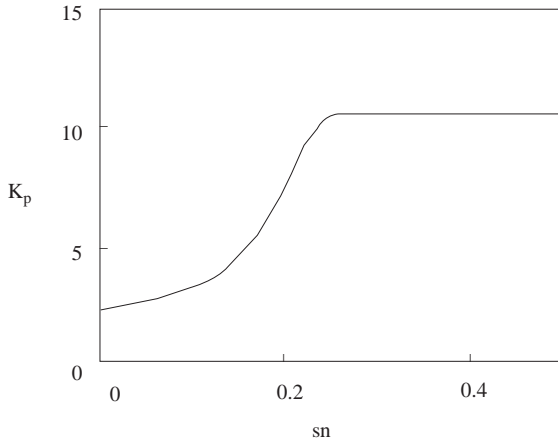
$$C_p = \frac{K_1(X_v + u)}{2 \cdot \sqrt{P_s - P_2}} \quad (19)$$

olarak karşılığını bulur. Burada (18) ve (19) lineerleştirme katsayılarıdır.

Kapalı kontrol çevriminin karakteristik denklemini için Routh kararlılık kriteri uygulandığında kararlılık sınırında  $K_{p_{max}} = \frac{2\zeta\omega_0}{K_s}$  olarak bulunmakta ve yukarıdaki denk-

lemler incelendiğinde de anlaşılacağı gibi konum ve basınç değerlerine bağlı olarak benzetim programının her adımında değişmektedir. Bu değişim Şekil 2. de görülmektedir.

Kararlılık sınırında  $K_p$  nin aldığı maksimum değer 10,55 olmaktadır. Bu değer lineerleştirme katsayılarına



Şekil 2.  $K_{p_{max}}$ 'ın değişimi

bağlı olarak elde edilen bir sonuçtur. Dolayısıyla ikinci seçenek; değerini Ziegler-Nichols sürekli titreşimler yöntemiyle küçük değişimler için doğrudan benzetim yoluyla elde etmektir. Bu şekilde, konum başlangıç değeri ile referans değer arasında küçük bir farkı (0,02 m.) dikkate alarak yapılan deneyler sonunda  $K_{p_{max}} = 11$  bulunmuştur (Şekil 3). Bu da ilk yöntemle elde edilen değere çok yakındır.

Ancak, küçük değişimler için elde edilen bu sonuç, başlangıç konum değeri ile referans konumu arasındaki değişimin büyüdüğü gerçek çalışma şartları için geçerli olmamakta ve doğrusal olmayan terimlerin ( $x_v$  nin maksimum değerlerde doyması) baskın olduğu bu durumda sürekli titreşim yöntemiyle yapılan deneylerde  $K_{p_{max}} = 20$  olarak elde edilmektedir (Şekil 4).

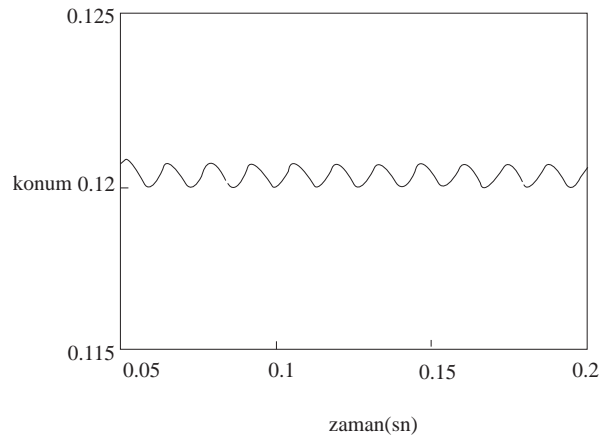
Bu değerle PD kontrol organı için ayar değerleri:

$K = 0,6 \cdot K_{p_{max}} = 12$ ,  $\tau_d = P_u / 8 = 0,0023$  olarak elde edilir (Özdaş-Dinibütün-Kuzucu, 1988). PD kontrol algoritması uygulandığında üç farklı silindir tipi için, bu yöntemle bulunan kontrol katsayıları ile elde edilen davranışlar Şekil 5'de görülmektedir.

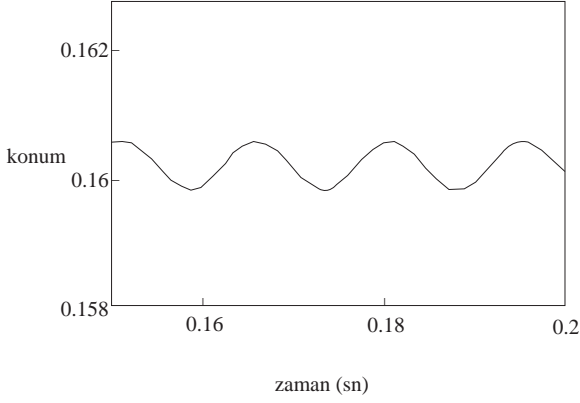
Ancak silindir çapı büyüdükçe sistem yavaşlamaktadır. Bunun nedeni, hidrolik sistemin  $C = V/\beta$  (Watton, 1989) olan kapasite ifadesinde A piston alanı olmak üzere  $V = A \cdot h$  olması sebebiyle; silindirin büyük seçilmesinin;  $\tau = R_p \cdot C_e$  olan (Özdaş-Dinibütün-Kuzucu, 1988) zaman sabitinin büyümesine yolaçmasıdır.

### Değişken Esneklik Modülü İçin Konum Kontrolü

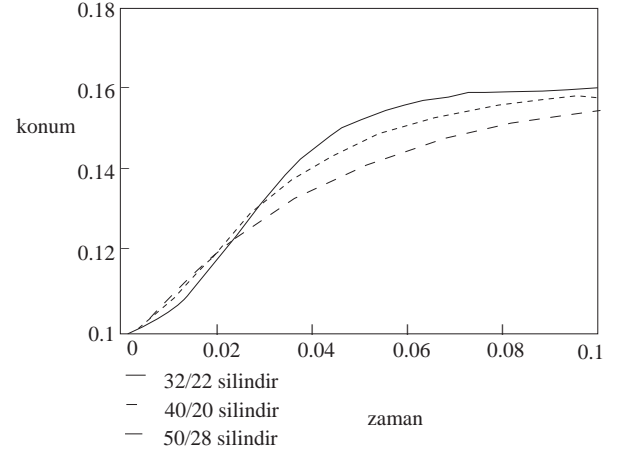
Önceki bölümde esneklik modülünün değeri silindirin her iki yanı için geçerli sabit bir değer olarak alınmıştı ( $\beta = 1,4 \cdot 10^9$ ). Konu üzerinde geçmişte yapılan çalışmalarda da (Kutlu, 1988), sistemdeki sürtünmelerin tam olarak bilinmemesinden dolayı aynı yöntem



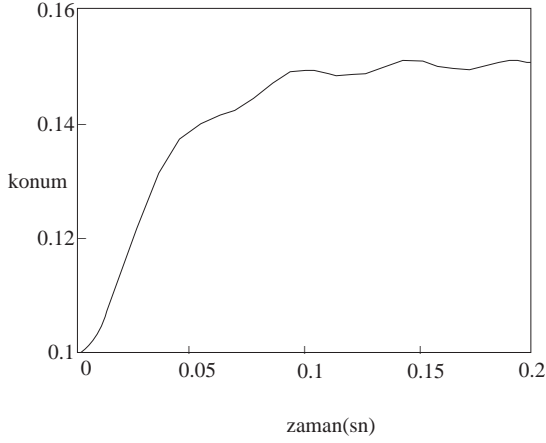
Şekil 3.  $K_{p_{max}}$ 'a yakın bir değer için sistem davranışı



Şekil 4. Gerçek çalışma koşullarında  $K_{p_{max}}$  20 ye karşı gelen sistem davranışı



Şekil 5. İncelendiğinde, sistemin PD kontrol etkisinde referans konuma ulaştığı görülmektedir.



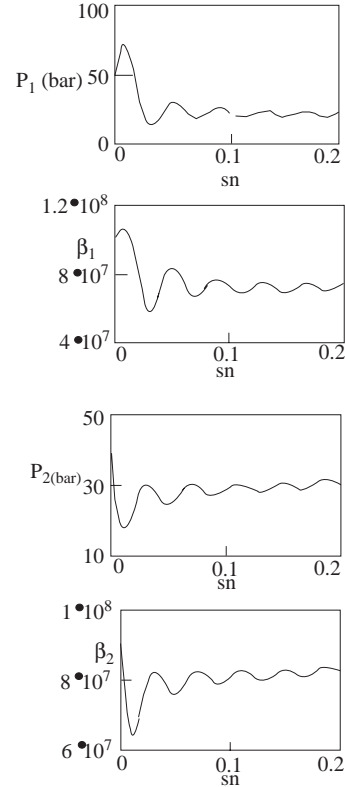
Şekil 6. Değişken Esneklik Modülü İçin Konum Kontrolü ( $K_p=11$ ,  $\tau_d=0.015$ ) izlenmiştir.

Ancak; eşdeğer esneklik modülü için, (20) bağıntısından da görüleceği gibi devredeki boru ve hortumlar ile, yağ içindeki havanın da dikkate alınması gerekir, esneklik modülünün basınca bağlı değişimi de söz konusudur. (McCloy-Martin, 1980)

$$\frac{1}{\beta} = \frac{1}{\beta_0} + \frac{1}{\beta_{boru}} + \frac{s}{1,42P} \quad (20)$$

$$\beta_0 : 1,4 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$$

$$\beta_{boru} : 47,8 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$$



Şekil 7. Gerçek Sistemlerde Basınç ve Esneklik Modülünün Değişimleri (Silindirin 1. ve 2. tarafı için)

$$s : 0,02 \text{ (yağ içindeki hava oranı)}$$

Kontrol katsayılarının sürekli titreşim yöntemiyle bulunması sonucu uygulanan PD kontrol algoritmasından Şekil 6'daki davranışlar elde edilmiş ve sistemin konum

referansını izlediği görülmüştür. Bu uygulamada daha esnek bir sistem elde edildiğinden kontrol katsayıları yeniden düzenlenmiş, salınımların periyodu büyüdüğü için türevsel kazanç daha büyük bir değer olarak bulunmuştur. Bu durum, gerçek sistemlerde davranışın daha salımlı olabileceğini, dolayısıyla türevsel etkinin öneminin arttığını açıkça göstermektedir.

Aynı parametrelerin kullanıldığı açık ve kapalı çevrim uygulamaları için esneklik modülünün ve basınçların değişimleri ise Şekil 7'de gösterilmiştir. Basınç ve esneklik modülü değişimlerinin, (20) bağıntısı gereğince benzer karakterde olduğu görülmektedir. Esneklik modülü, basıncın geçici rejiminde değişmekte, basınç sürekli rejime ulaştığında sabit kalmaktadır.

Benzetim programında esneklik modülü, (20) bağıntısı kullanılarak silindirin her iki yanı için her adımda hesaplatılmıştır. Hidrolik sistemin süreklilik denklemini veren (3) bağıntısından hatırlanacağı gibi akışkanın sıkıştırılabilirliği, dolayısıyla esneklik modülü geçici rejim üzerinde etkilidir. Basınç eğrileri incelendiği zaman da bu özellik farkedilmektedir.

Esneklik modülü; simülasyonun her adımında hesaplanan bir değişken olduğundan basınç değişkenleri üzerindeki etkisi, sabit bir değer olarak alındığı uygulamaya göre daha açıkça görülmektedir.

## Sonuç

Kontrol organı ayarı için gerekli olan  $K_p$  'ın bulunmasında transfer fonksiyonu yöntemi kullanılırken, elde edilen sonucun sürekli titreşim yöntemiyle uyum sağladığı görülmektedir. Elde edilen  $K_p$  (maksimum orantı kontrol katsayısı) ile küçük değişimler için konum kontrolü, PD kontrol kullanılarak sağlanabilmektedir. İlk aşamada esneklik modülü sabit kabul edildiği için gerçek duruma kıyasla daha rijit bir sistem elde edilmiştir.

Daha sonra, esneklik modülünün basınca ve diğer etkenlere bağlı değişiminin dikkate alınmasıyla sistemin

$\beta_{oru}$  : Borulardaki esneklik modülü [N/m<sup>2</sup>]

$\tau_d$  : Türevsel katsayı

## Kaynaklar

Becan Mustafa Resa "Hidrolik Sistemlerde Konum ve Hız Kontrolü" Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, Haziran 1995.

Burton J.D., Edge K.A., Burrows C.R., "Modeling Requirements for the Parallel Simulation of Hydraulic Systems", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 116, 137-144, 1994.

Kutlu Kenan "Hidrolik Sistemlerde İkili Konum ve Mikroşlemci Uygulaması" Doktora Tezi, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, Şubat 1988.

gerçeğe yakın modeli oluşturulmuştur. Yeniden belirlenen ayar değerleriyle PD kontrol algoritması uygulanmış ve sistemin önceki varsayımlarla bulunan modele kıyasla daha esnek olduğu, dolayısı ile kontrol katsayılarının, özellikle türevsel katsayısının daha farklı alınması gereği ortaya çıkmıştır.

## Semboller

D : Silindir iç çapı [mm]

$d_r$  : Piston mili çapı [mm]

$A_1, A_2$  : Silindirin kesit alanları [m<sup>2</sup>]

$B_v$  : Viskoz sürtünme katsayısı [Nsn/m]

F : Dış kuvvet [N]

$K_s$  : Statik kazanç

$K_p$  : Orantı kazancı

L : Silindir stroku [m]

M : Kütle [kg]

$P_1$  : Silindirin 1.tarafındaki basınç [bar]

$P_2$  : Silindirin 2.tarafındaki basınç [bar]

$P_u$  : Sürekli titreşim periyodu [sn]

$Q_1$  : Silindirin 1.tarafındaki debi [lt/sn]

$Q_2$  : Silindirin 2.tarafındaki debi [lt/sn]

$V_1$  : Silindirin 1. tarafındaki hacim [m<sup>3</sup>]

$V_2$  : Silindirin 2. tarafındaki hacim [m<sup>3</sup>]

$\omega$  : Hidrolik sistemin doğal frekansı

$y$  : Konum [m]

$\dot{y}$  : Hız [mlsn]

$\ddot{y}$  : İvme [m/sn<sup>2</sup>]

$\beta_0$  : Silindir esneklik modülü [N/m<sup>2</sup>]

Mc Cloy D., Martin H.R., Control of Fluid Power, Analysis and Design, Ellis Horwood Limited 1980.

Özdaş M.N., Dinibütün A.T., Kuzucu A., "Otomatik Kontrol", İ.T.Ü Matbaası Gümüşsuyu 1988.

Ramachandran, Dransfield "Interaction Between the actuators in Loaded Multi-Channel Electrohydraulic Drives", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 155, 291-302, 1993.

Tsao, Tomizuka, "Robust Adaptive and Depetitive Digital Tracking control and Application to a Hydraulic Servo for Noncircular Machining", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 116, 24-31,