

# Elektro-Hidrostatik Eyleyicilerde Dinamik Direngenliğin İyileştirilmesi

## Improvement of dynamic stiffness in Electro-Hydrostatic Actuators

Cumhur Özbaş<sup>1</sup>, Ahmet Can Afatsun<sup>2</sup>, Hakan Çalışkan<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Ar-Ge Departmanı  
Repkon Dynamics, Ankara  
cumhur.ozbas@repkondynamics.com.tr

<sup>2</sup>Ar-Ge Departmanı  
Repkon Dynamics, Ankara  
can.afatsun@repkondynamics.com.tr

<sup>3</sup>Makina Mühendisliği Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Ankara  
chakan@metu.edu.tr

### Özetçe

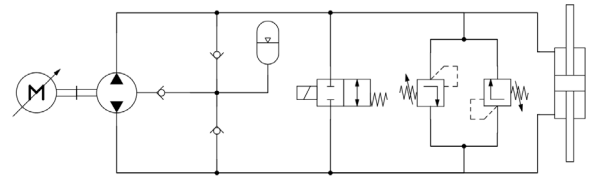
Elektro-hidrostatik eyleyiciler havacılık alanında genellikle yüksek enerji ve hacim verimi göstermesi sebebiyle tercih edilmektedir. Geleneksel hidrolik eyleyici sistemlerinden farklı olarak elektro-hidrostatik eyleyicilerin hareketi valf yerine pompa ile kontrol edilir. Böylece valf kaçaklarından kaynaklanan enerji kaybı engellenmektedir. Ancak elektro-hidrostatik eyleyicilerin dinamik başarımı valf kontrollü sistemlere göre daha düşüktür. Bu sebeple elektro-hidrostatik eyleyicilerin dinamik başarımını artırmak amacıyla farklı kontrol yöntemleri araştırılmaktadır. Bu çalışmada, elektro-hidrostatik eyleyicinin matematiksel modeli üzerinden dinamik direngenliği incelenmiş ve benzetim yardımıyla PID ve kayan kipli kontrolcüler tasarlanmıştır. Kontrolcülerin dinamik direngenliğini değerlendirmek için yükleme yapılabilen bir test düzeneği oluşturulmuştur. Elektro-hidrostatik eyleyicinin dış yüke ve frekansa bağlı dinamik direngenliği ölçülmüştür.

### Abstract

Electro-hydrostatic actuators are preferred in the aviation industry due to their compact design and high energy efficiency. Unlike conventional hydraulic actuator systems, electro-hydrostatic actuators are controlled directly by pumps instead of valves, thereby eliminating energy loss caused by leakages. However, the pump-controlled actuator design limits the frequency response performance of electro-hydrostatic actuators, making the improvement of dynamic performance an active research area. This study investigates the dynamic stiffness of electro-hydrostatic actuator and designs PID and sliding mode controllers through simulation. A test setup, including an external load, is constructed to validate the performance of the controllers. The frequency and external load dependent dynamic stiffness of electro-hydrostatic actuator is obtained, and the performances of the controllers are compared.

### 1. Giriş

Hidrolik sistemler, yüksek güç yoğunluğunun gerektiği otomotiv, üretim, havacılık ve robotik gibi alanlarda kullanılmaktadır. Geleneksel hidrolik sistemler sabit merkezi basıncı valfler yardımıyla eyleyicilere aktarır. Ancak bu sistemler geniş bir rezervuara gereksinim duymaları, uzun boru hatlarındaki potansiyel kaçak noktaları ve valflerin iç kaçaklarından kaynaklanan enerji kaybı gibi dezavantajlara sahiptir. Elektro-hidrostatik eyleyiciler (EHA), kompakt yapıları ve yüksek enerji verimleri sebebiyle özellikle havacılık sektöründe bir alternatif olarak kullanılmaktadır. EHA, elektrik motoru, pompa, eyleyici, akümülatör ve yardımcı hidrolik devre elemanlarından oluşur (çekvalf, emniyet valfi). Ancak EHA'da eyleyici sürtünmesi ve pompanın ölü bölgesi gibi doğrusallığı bozan ve eyleyicinin hassas kontrolünü zorlaştıran etmenler bulunmaktadır. Aynı zaman da EHA'nın dış yüklerle karşı gürbüzlüğünün artırılması amacıyla dinamik başarımının iyileştirilmesi için sistem dinamiği incelemeleri önem kazanmaktadır.



Şekil 1: EHA düzeneği

Eyleyiciler için dinamik direngenlik, dinamik bir yükün genliğinin, eyleyicinin o yük altındaki yer değiştirme genliğine

oranı olarak ifade edilebilir. Bu bağlamda, dinamik dirençlik hidrolik sistemlerde eyleyicinin dinamik yüklere karşı olan direnci olarak yorumlanabilir ve yük frekansının bir fonksiyonudur. Havacılık alanında, eyleyicinin kontrol ettiği yüzeylerdeki rüzgâr vb. gibi etkenler sebebiyle yük gürültüsü oluşabilmektedir. Bu da eyleyici konumunun istenilen konumdan sapmasına neden olabilmektedir. Bu bağlamda, EHA'larda ve diğer hidrolik sistemlerde dinamik dirençliğin iyileştirilmesi için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Ballesteros çalışmasında valf kontrollü bir eyleyicinin dirençliğini iyileştirmeyi amaçlamıştır [1]. İlgili çalışmada, uçuş eyleyicilerinin gereksinimleri dinamik dirençlik bağlamında da açıklanmış ve gürültü reddinin önemine vurgu yapılmıştır. Linear Quadratic Regulator (LQR) gibi modern kontrol teknikleri kullanılarak 15 Hz'e kadar olan dinamik dirençlik başarımları farklı modeller arasında karşılaştırılmıştır. Buna göre PD kontrolcüsü en iyi başarımları elde etmiştir ve bu sayede eyleyici alanı küçültülebilmektedir. Li, EHA'larda dinamik dirençliği alt sistemlerde incelemiştir ve geliştirme yöntemleri önermiştir [2]. Çalışma sonucunda motor gücünün dinamik karakteristiği kısıtlayan ana etmen olduğunu tespit etmiştir. Test koşullarında, motor-pompa çiftinin hızlarının, eylemsizliklerinin ve güç gereksinimlerinin frekansa bağlı ilişkileri tespit edilmiştir. Buna bağlı olarak EHA'da dinamik karakteristiğin geliştirilmesi için ana yöntemlerin azami tork çıktısının artırılması ve pompa-motor çiftinin ataletinin azaltılması olarak önerilmiştir. Xue, dinamik dirençlik ve EHA'nın kütlesi gibi parametrelerin iyileştirilmesine yönelik çalışma yapmıştır [3]. Jiao, dış yüke karşı duyarlı bir EHA geliştirerek dinamik başarımda iyileşme gözlemlemiştir. Aynı zamanda oluşturulan yöntemle motor ısınmasının önüne geçilebileceğini göstermiştir [4]. Bunun yanında, kontrolcülerin gürbüz davranışları da incelenmiştir. Sayed, pompalarda oluşan sızıntıdan kaynaklanan tepkinin düzenlenmesi için iki döngülü P ve PI kontrolcü önermiş ve sistem başarımlarında gelişim gözlemlenmiştir [5]. Wang, yüksek atalet nedeniyle aşırı dikkat çekmiştir. Sistem çevikliğinin ve aşımın kontrol stratejisi oluştururken tezat oluşturduğunu belirtmiş, bunu aşmak için yeni Değişken Sönümlenmeli Kayan Kipli Kontrol stratejisini sunmuştur [6].

## 2. Modelleme ve benzetim

### 2.1. EHA'nın matematiksel modeli

Motorun elektriksel denklemi şöyledir;

$$V - iR - L \frac{di}{dt} - k_E \omega = 0$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(1)**

Burada  $V$  motor gerilimi,  $i$  tork oluşturucu akım,  $R$  armatür direnci,  $L$  motor indüktansı,  $k_E$  zıt elektro-motor kuvveti sabiti,  $\omega$  motor-pompa ikilisinin açılma hızıdır. Motor torku şu şekilde tanımlanır;

$$T_m = k_T i$$

**Error!**  
**Bookmark not**  
**defined.(2)**

Burada  $k_T$  tork sabiti ve  $T_m$  motor torkudur. Tork sabiti ile zıt-EMK sabiti  $k_E$  arasındaki ilişki şu şekildedir;

$$k_T = k_E \eta_{mot}$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(3)**

$\eta_{mot}$  değeri motor üreticisinin sağladığı farklı  $k_T$  ve  $k_E$  değerleri arasındaki teorik ilişkiyi göstermek için oluşturulmuştur. Pompanın ürettiği debi;

$$Q = D_p \omega - C_p(p_A - p_B) - C_r(p_A + p_B - 2p_r)$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(4)**

$Q$  debi,  $D_p$  pompa deplasmanı  $C_p$  ve  $C_r$  pompanın iç ve dış kaçak katsayıları,  $p_r$  pompanın dış basıncı,  $p_A$  ve  $p_B$  eyleyicinin A ve B odasındaki basınçlardır. Pompanın tork gereksinimi;

$$T_L = \frac{D_p(p_A - p_B)}{\eta_m}$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(5)**

Pompa ve motorun hareket denklemi;

$$J_{eq} \dot{\omega} + c_{eq} \omega = T_m - T_L$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(6)**

$J_{eq}$  pompa ve motorun toplam ataleti,  $c_{eq}$  pompa ve motorun sönümlenme katsayısıdır. A kolundaki basınç değişimi;

$$\dot{p}_A = \frac{\beta \begin{bmatrix} D_p \omega - C_p(p_A - p_B) \\ -C_r(p_A - p_r) \\ -C_c(p_A - p_B) - A_p \dot{x} \end{bmatrix}}{V_d + A_p x}$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(7)**

$\beta$  akışkanın bulk modülüdür.  $V_d$ , piston orta konumda iken eyleyicinin bir odasındaki akışkan hacmi,  $A_p$  piston alanı,  $C_c$  eyleyicinin odaları arasındaki kaçak katsayısıdır. B kolundaki basınç değişimi;

$$\dot{p}_B = \frac{\beta \begin{bmatrix} -D_p \omega + C_p(p_A - p_B) - C_r(p_B - p_r) \\ +C_c(p_A - p_B) + A_p \dot{x} \end{bmatrix}}{V_d - A_p x}$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(8)**

Denklemleri sadeleştirmek için (7) ve (8) nolu denklemler paydadaki  $A_p x$  terimleri yok sayılarak doğrusallaştırılır ve pistonun iki tarafındaki basınç farkı  $p_D = p_A - p_B$  olarak tanımlanırsa;

$$\dot{p}_D = \frac{2\beta}{V_d} \left[ D_p \omega - \frac{C_r + 2C_c + 2C_p}{2} p_D - A_p \dot{x} \right]$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(9)**

Eyleyicinin hareket denklemi;

$$A_p(p_A - p_B) - F_L = m_p \ddot{x} + c_c \dot{x}$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(10)**

$F_L$ , eyleyiciye etki eden dış kuvvettir. Denklemler durum-uzay formatında yeniden düzenlenirse [7];

$$\frac{di}{dt} = -\frac{R}{L}i - \frac{k_E}{L}\omega + \frac{1}{L}V$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(11)**

$$\dot{\omega} = \frac{k_T}{J_{eq}}i - \frac{c_{eq}}{J_{eq}}\omega - \frac{D_p}{\eta_m J_{eq}}p_D$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(12)**

$$\ddot{x} = -\frac{c_c}{m_p}\dot{x} - \frac{A_p}{m_p}p_D - \frac{1}{m_p}F_L$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(13)**

$$\dot{p}_D = \frac{2\beta}{V_d} \left[ D_p \omega - \frac{C_r + 2C_c + 2C_p}{2} p_D - A_p \dot{x} \right]$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(14)**

Elde edilen denklemler ( $C_{eq} \triangleq C_r + 2C_c + 2C_p$ ), tanımlaması yapılp matris formunda şu şekilde yazılabilir ( $Ax + Bu, x^T = [i \ \omega \ \dot{x} \ p_D]$ ,  $u^T = [V \ F_L]$ );

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{R}{L} & -\frac{k_E}{L} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_T}{J_{eq}} & -\frac{c_{eq}}{J_{eq}} & 0 & 0 & -\frac{D_p}{\eta_m J_{eq}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{c_c}{m_p} & \frac{A_p}{m_p} \\ 0 & \frac{2\beta D_p}{V_d} & 0 & -\frac{2\beta A_p}{V_d} & -\frac{\beta C_{eq}}{V_d} \end{bmatrix}$$

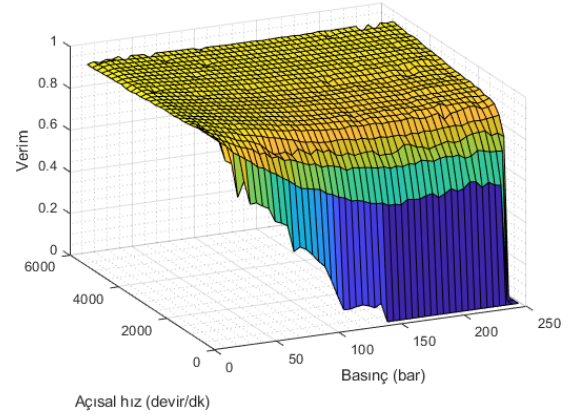
$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{L} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_p} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(15)**

## 2.2. Hidrolik sistem modeli

Kullanılan pompanın hacimsel verimlilik tablosu benzetim ortamında kullanılmak üzere testler ile çıkartılmış ve Şekil 2'de

verilmiştir. Doğrusal modelde  $C_p$  ve  $C_r$  kaçak katsayıları verimlilik haritasında 5 bar ve 1000 devir/dakika noktasında oluşturulan doğrusal denklem sonucu elde edilmiştir.

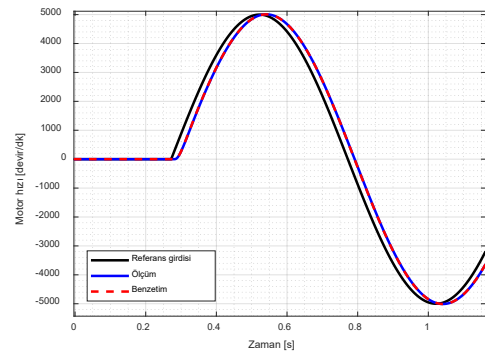


Şekil 2: Pompanın hacimsel verim haritası

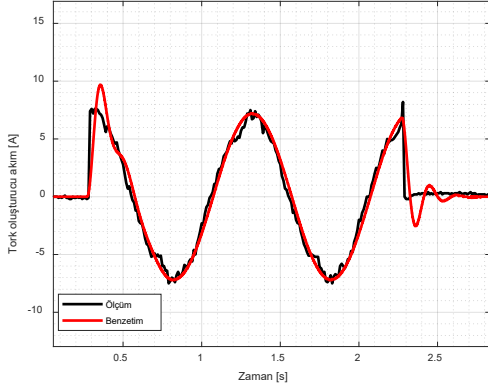
Doğrusal olmayan benzetimde, Simspace üzerinde sabit deplasmanlı pompa için verimlilik tablosu benzetime eklenmiştir.

## 2.3. Motor modeli

Test düzeneği için Beckhoff AM-8053 Kalıcı Mıknatıslı Senkron Motoru kullanılmıştır. Motorun hız kontrolünde, hız ve akım için kapalı döngüler bulunmaktadır. Bu döngülerde PI katsayıları motor yanıtının EHA'da istenilen frekans yanıtı göz önünde bulundurularak seçilmiştir. Buna göre, hız döngüsünün bant genişliği 52 Hz, akım döngüsünün bant genişliği ise 1026 Hz olarak elde edilmiştir. Motor donanımında bulunan sınırlama ve 'anti-windup' yöntemleri benzetime yansıtılmıştır. (1), (2) ve (3) nolu denklemler kullanılarak motor benzetimi oluşturulmuş ve test ortamında motor ölçümleri ile karşılaştırılmıştır. Şekil 3 ve Şekil 4 üzerinde benzetim ve ölçüm sonuçlarının yakınlığı gözlenebilir.



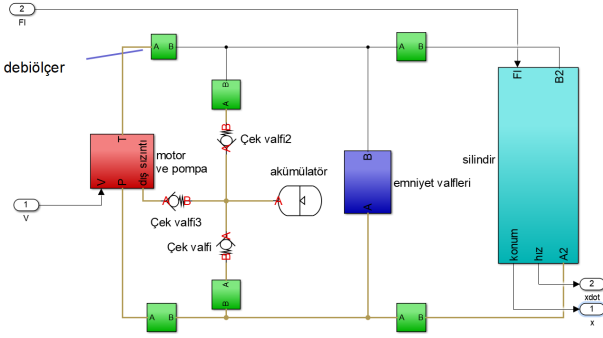
Şekil 3: Referans hızına göre motor hızları



Şekil 4: Tork oluşturuca akımlar

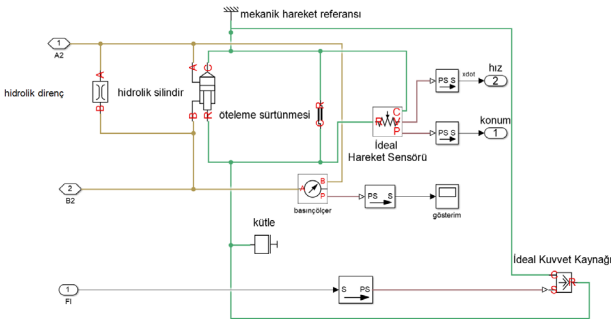
#### 2.4. EHA Benzetimi

EHA benzetimi MATLAB Simscape ortamında oluşturulmuştur. Şekil 5'te oluşturulan model gösterilmektedir. Benzetim üzerinde pompanın, motorun ve eyleyicinin doğrusal olmayan modelleri dahil edilmiştir.



Şekil 5: Simscape üzerinde EHA benzetimi

Şekil 6, doğrusal olmayan eyleyici modelini göstermektedir. Eyleyiciye periyodik dış yük uygulanarak, dış yükün ve oluşan konumun ilişkisinden frekans yanıtı elde edilmektedir.



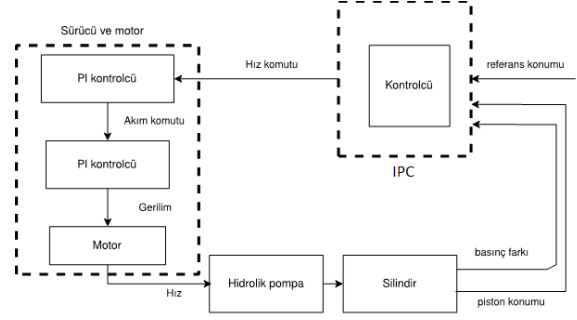
Şekil 6: Eyleyici modelinde yük uygulama

Sistemde basınç ve konum, algılayıcılar yardımıyla ölçülmektedir.

### 3. Kontrolcü tasarımı

#### 3.1. PID kontrolcü

Sistem üzerinde 3 kontrolcü kullanılmaktadır. Bunların ikisi motor sürücüsündeki hız ve akım kontrolü için içindir. Diğeri ise eyleyici konumunu kontrol eden EHA kontrolcüsüdür.



Şekil 7: EHA kontrol şeması

Şekil 5'teki EHA benzetiminin çalışma prensibinden yararlanılarak, Şekil 7'de EHA'nın kontrol şeması gösterilmiştir. Şemada hız ve akım döngülerinin bant genişlikleri dinamik direnç için ilgilene frekans aralığından daha yüksek olduğu için, kontrolcü tasarımında hız ve akım döngüleri alçak geçiş filtresi olarak tasarlanmıştır. EHA'nın durum-uzay modeline PID kontrolcü davranışı eklenerek dinamik direnç davranışı üzerinden PID tasarlanabilir. Kontrolcü, piston konumundan geri besleme olarak EHA motorunun gerilimin, kontrol edeceğinden, yönetici denklemlerdeki gerilim ifadesi PID kontrolcü kullanıldığında aşağıdaki halı alır;

$$V = -K_P x - K_I \int x - K_D \dot{x}$$

$$K_P = 50 \frac{V}{mm.s}$$

$$K_I = 19 \frac{V}{mm.s}$$

$$K_D = 0,84 \frac{V}{mm.s}$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(16)**

(16)'daki gerilim tanımını (11)'de yerine koyulursa sistemin kapalı döngü matematiksel modeli aşağıdaki şekilde bulunur;

$$\begin{bmatrix} \frac{di}{dt} \\ \omega \\ x \\ \dot{x} \\ \ddot{x} \\ p_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{R}{L} & -\frac{k_E}{L} & -\frac{K_I}{L} & -\frac{K_P}{L} & -\frac{K_D}{L} & 0 \\ \frac{k_T}{J_{eq}} & -\frac{c_{eq}}{J_{eq}} & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_p}{\eta_m J_{eq}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{c_c}{m_p} & \frac{A_p}{m_p} \\ 0 & \frac{2\beta D_p}{V_d} & 0 & 0 & -\frac{2\beta A_p}{V_d} & \frac{\beta C_{eq}}{V_d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \\ \omega \\ x \\ \dot{x} \\ \ddot{x} \\ p_D \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} F_L$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.(17)**

Dinamik dirençlik bozucu yük  $F_L$ 'ye karşı eyleyici konum yanıtını tanımlayan aktarım fonksiyonunun tersi olarak aşağıdaki gibi  $\frac{F_L(s)}{X(s)}$ , olarak tanımlanır;

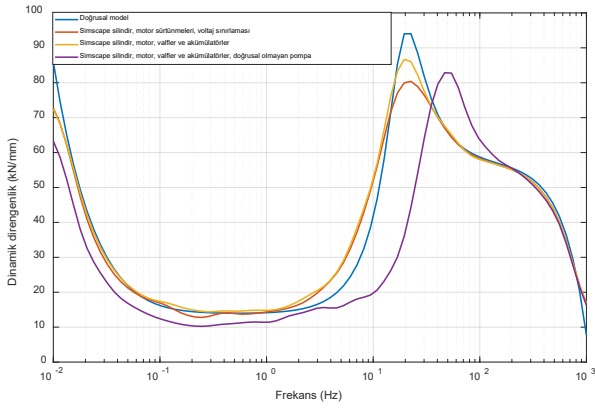
$$\frac{F_L(s)}{X(s)} = \frac{d_6 s^6 + d_5 s^5 + d_4 s^4 + d_3 s^3 + d_2 s^2 + d_1 s}{p_4 s^4 + p_3 s^3 + p_2 s^2 + p_1 s}$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.**(1  
8)

Transfer fonksiyonu katsayılarının tanımlarındaki terimlerden, en büyük terimden en az 1 derece küçük olanlar yok sayılarak sadeleştirme yapıldığında katsayılar şu şekilde bulunur;

$$\begin{aligned} p_4 &= J_{eq} L V_a \eta_m \\ p_3 &= J_{eq} R V_a \eta_m \\ p_2 &= V_a \eta_m k_E k_T + C_{eq} J_{eq} R \eta_m \beta \\ p_1 &= 2R\beta D_p^2 + C_{eq} \eta_m k_E k_T \beta \\ d_6 &= J_{eq} L V_a \eta_m m_p \\ d_5 &= J_{eq} R V_a \eta_m m_p \\ d_4 &= J_{eq} \eta_m (2L\beta A_p^2 + R V_a c_c) + V_a \eta_m k_E k_T m_p \\ d_3 &= 2A_p^2 J_{eq} R \beta \eta_m \\ d_2 &= 2A_p \eta_m k_T \beta (A_p k_E - D_p K_D) \\ d_1 &= -2A_p D_p K_p \beta \eta_m k_T \\ d_0 &= -2A_p D_p K_I \beta \eta_m k_T \end{aligned}$$

Doğrusal modeli doğrulamak için öncelikle tipik değerler üzerinden doğrusal olmayan modelle karşılaştırılmış ve sonuçları Şekil 8'de paylaşılmıştır. Buna göre doğrusal olmayan etmenlerden pompanın ölü bölgesi, dinamik dirençliğin düşmesine sebep olmaktadır. Bu noktada uygulanan kuvvetin büyüklüğü, pompa basıncını etkileyeceği için önem arz etmektedir.



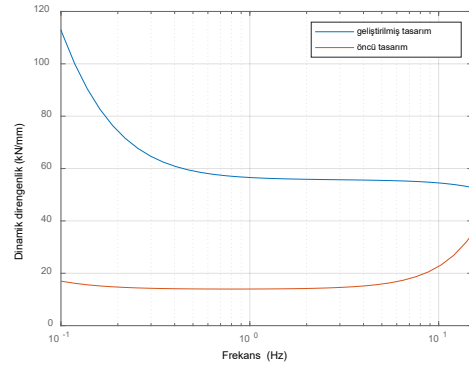
Şekil 8: Doğrusal ve doğrusal olmayan modellerde dinamik dirençlik yanıtları

Devre elemanlarının doğrusal olmayan özellikleri eklendiğinde doğrusal modelden uzaklaşma olsa da, ilgilenilen frekans aralığında (2-15 Hz) doğrusal modele yakın sonuç alınmaktadır.  $10^{-1}$  ve  $10^0$  Hz frekansları arasında dinamik dirençlik en düşük olduğu için, aynı zamanda bu aralıkta dinamik dirençlik görece yatay seyrettiği için dinamik dirençlik bu bölgelerde kritik olarak kabul edilebilir. (18)'deki transfer fonksiyonu bu aralık için sadeleştirildiğinde aşağıdaki ifade elde edilir [8];

$$\left| \frac{F_L(j \cdot 1 \cdot 2\pi)}{X(j \cdot 1 \cdot 2\pi)} \right| \cong \frac{2A_p D_p K_p \eta_m k_T}{2R D_p^2 + C_{eq} \eta_m k_E k_T}$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.**(19)

Buna göre, 1 Hz'de oransal katsayının baskın olduğu gözlemlenir. Aynı inceleme daha düşük frekanslarda yapılırsa, beklendiği gibi düşük frekanslarda da integral katsayısının baskın olduğu görülür. Buna göre öncül PID katsayıları güncellenerek Şekil 9 üzerindeki sonuç elde edilir. İlgili frekans aralığında dinamik dirençlik 50 kN/mm üzerindedir.



Şekil 9: Farklı PID katsayıları için dinamik dirençlik

### 3.2. Kayan kipli kontrolcü

Kayan kipli kontrolcü için kayma yüzeyi  $s$  belirlenmiştir;

$$s = c_1 e + \dot{e}$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.**(20)

Burada  $e$  silindirin konum hatası olarak tanımlanmıştır. Lyapunov fonksiyonu olarak  $V = \frac{1}{2} s^2$  seçilirse, Lyapunov kararlılığı şu şekilde sağlanabilir;

$$\dot{V} = s \dot{s} < -\eta |s|$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.**(21)

$\eta > 0$  olarak tanımlanır,  $s$  ölçülebilir olduğuna göre,  $\dot{s}$  değeri  $s$ 'e göre belirlenerek (21)'deki eşitsizlik sağlanabilir;

$$\dot{s} = c_1 \dot{e} + \ddot{e} = c_1 \dot{e} + \ddot{x}_{ref} - \ddot{x}(u(s))$$

**Error!**  
**Bookmark**  
**not**  
**defined.**(22)

$\ddot{x}$  kontrolcü girdisine bağlı olduğuna göre, kontrolcü girdisi (15)'teki  $V$  olarak kabul edilir, (21) ve (22)'i sağlayacak şekilde belirlenir [6];

$$u = \frac{V_a \left( \dot{p}_D - \ddot{x}_{ref} - c_1 \dot{e} + \frac{2c_c \dot{x}}{m_p} \right)}{D_p \beta} - k \tanh\left(\frac{s}{\phi}\right)$$

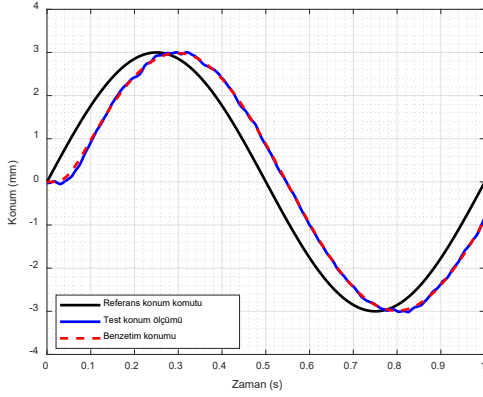
**Error!**  
**Bookmark**

not  
defined.(23)

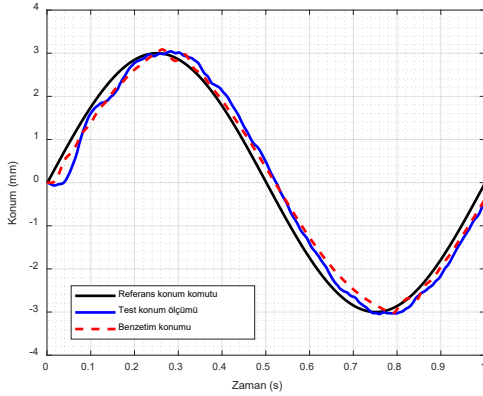
$k$  süreksiz kayan kip kazanımı ve  $\Phi$  yüzey yumuşatma katsayısıdır. (21) sağlanacak şekilde katsayılar belirlenebilir. Kayan kipte çarptırtyı azaltmak için aynı zamanda sınır yüzeyi eklenmiştir.

#### 4. Test düzeneği

Doğrusal olmayan benzetimi doğrulamak için test ortamında EHA ve benzetim yanıtları karşılaştırılmıştır.



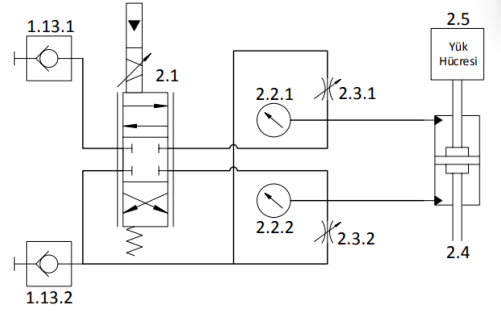
Şekil 10: PID kontrolcü için eyleyici yanıtları



Şekil 11: Kayan kipli kontrolcü için eyleyici yanıtları

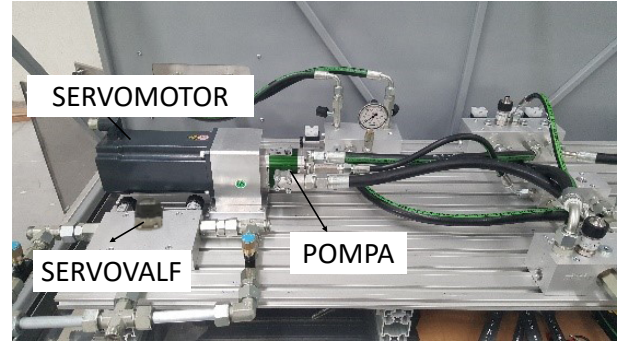
Buna göre, Şekil 10 üzerinde PID kontrolcü için benzetim ve test yanıtları yüksek uyum göstermektedir. Şekil 11 üzerinde kayan kipli kontrolcüde basınç ve konum türevleri gibi gürültüden etkilenen değişkenler kullanıldığı için test ve benzetim ortamında yanıtlar farklılık göstermektedir.

Test düzeneğinde Şekil 1'deki kapalı EHA devresi ve yükleme birimi bulunur. Yükleme biriminde servovalfin kullanılarak eyleyici odaları arasındaki basınç, dolayısıyla oluşturulan yük kontrol edilir. Yükleme biriminin hidrolik devre şeması Şekil 12'de verilmiştir. 1.13.1 ve 1.13.2 hatları basınç kaynağı olarak görev gören pompaya ve yağ tankına bağlıdır.



Şekil 12: Test yükleme birimi

Şekil 13'te yükleme devresinin bir bölümü, Tablo 1'de ise test devresinde kullanılan bileşenlerin modelleri paylaşılmıştır.



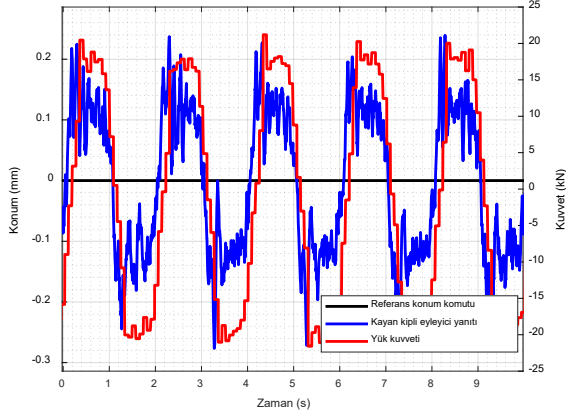
Şekil 13: Test yükleme düzeneği

Tablo 1: Test devresi ekipmanları

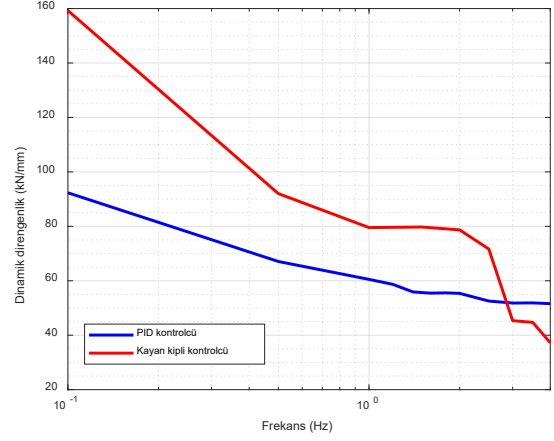
Servovalf	STAR Series 200
Yük hücresi	BURSTER 8431-6100
EHA pompası	VIVOIL X1R2725FJJE
EHA motoru	BECKHOFF AM8053-1N10
2/2 oransal valf, solenoid kontrollü	HYDAC PWS16Z-01-C-N-80-24
4/2 valf, solenoid kontrollü	HYDAC 4WE 6 D A08-24
Emniyet valfi	DANFOSS CP211-1-B-6B-K-A
Basınç sensörü	HYDAC HDA4446-A-400-000
Debiölçer	VSE VS 1 GP012N-31N11/X
İğne valfi	HYDAC DV-06-01.X/0
Kontrolcü	BECKHOFF C6015
Akümülatör	HYDAC SB330-6A1/112U-330A

#### 5. Test sonuçları

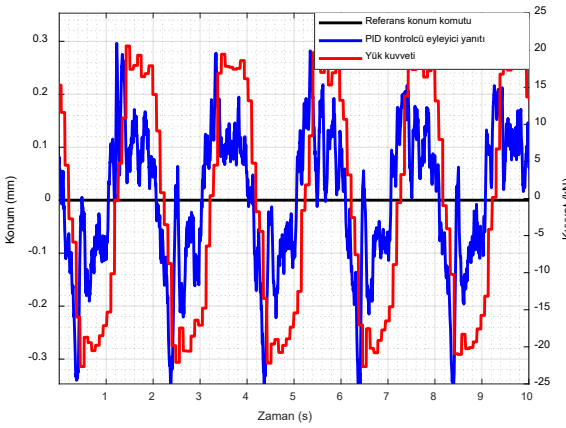
Test düzeneğinde, servovalfe komut verilerek 20 kN aralığında yük uygulanmış ve kontrolcülerin yanıtları ile ölçülen yük kaydedilmiştir. Şekil 14 ve Şekil 15 üzerinde kayan kipli ve PID kontrolcülerin 0,5 Hz'de yanıtları gösterilmiştir.



Şekil 14: 0,5 Hz'de kayan kipli kontrol yanıtı



Şekil 16: Test ortamında dinamik dirençlik frekans yanıtları



Şekil 15: 0,5 Hz'de PID kontrol yanıtı

Şekil 14 ve Şekil 15 incelendiğinde kayan kipli kontrolcüde yüke bağlı konum hatası daha yüksek başarımlı göstermektedir. PID kontrolcü kritik dinamik dirençlik aralığında test edilmiştir ve bu verideki değerler kayan kipli kontrolcüyle karşılaştırılmıştır. Buna göre, PID kontrol ile dinamik dirençlik yanıtı, öncül çözümlerinde olduğu gibi düşüş gösterip daha sonra yatay bir seyir izlemektedir. PID kontrol beklenen davranışı göstermektedir. Şekil 16'da kontrolcülerin frekansa bağlı dinamik dirençlik başarımları kıyaslanmıştır. Elde edilen sonuç Şekil 9'daki tasarım süreciyle ve literatür değerleriyle uyumludur [1].

## 6. Sonuç

Bu çalışmada EHA'nın matematik modelinden yola çıkılarak EHA benzetimi oluşturulmuştur. Benzetimden yola çıkılarak dinamik dirençlik incelenmiş ve buna uygun kontrolcü tasarlanmıştır. Şekil 16'daki test sonuçlarına göre, PID kontrolcü ilgili frekans aralığında 49 kN/mm'nin üzerinde olduğu için kayan kipli kontrolcüden daha yüksek başarımlı göstermektedir. Bunun sebebi olarak durum belirsizliği ve gürültülerin kayan kipte kullanılan ölçüm değerlerine etkisi olarak yorumlanabilir. Kayan kipli kontrolcü düşük frekanslarda daha yüksek dinamik dirençlik göstermektedir, bunun sebebi olarak kayan kipli kontrolcünün gürbüz yapısı olarak yorumlanabilir. Konum ölçümü başta olmak üzere ölçüm değerlerine filtre uygulanmıştır ve filtre kullanımı nedeniyle faz farkında artış görülmüştür. Daha gelişmiş tahmin ve gözlemci yöntemleri kullanılarak daha başarılı ölçümler gerçekleştirilebilir. Test sonuçları kontrolcülerin benzetimle tahmin edilen davranışlarıyla genel olarak uyumaktadır. İlgili kontrolcüler üzerine, sürtünme, pompanın ölü bölgesi gibi etmenlerin kontrol sistemine dahil edilmesiyle kontrolcü başarımları artırılabilir. Gelecek çalışma olarak EHA sisteminde kompakt bir manifold kullanılarak hortumların sistem fiziğine etkisi kaldırılacak ve daha geniş bir frekans aralığında inceleme yapılacaktır.

## Teşekkür

Bu çalışma TEYDEB tarafından 3210322 proje numarası ile desteklenen "Akıllı, Kompakt ve Yedekli bir Elektro-Hidrostatik Eyleyici Sisteminin Geliştirilmesi" projesi kapsamında yapılmıştır.

## Kaynakça

- [1] H. M. S. Ballesteros, R. d. N. Calvo ve A. A. Filho, «Dynamic stiffness enhancement of a flight control actuator using control techniques,» *IEEE International Conference on Mechatronics (ICM)*, Churchill, VIC, Australia, 2017.

- [2] Z. LI, Y. SHANG ve J. Yao, «Methods, Analysis of the Dynamic Performance of an Electro-Hydrostatic Actuator and Improvement,» *Chinese Journal of Aeronautics* , cilt 31, no. 12, pp. 2312-2320, 2018.
- [3] L. Xue, S. Wu, Y. Xu ve D. P. Ma, «A Simulation-Based Multi-Objective Optimization Method for Pump-Driven Electro-Hydrostatic Actuators,» *Processes*, cilt 7, no. 5, p. 274, 2019.
- [4] Z. Jiao, Z. Li, Y. Shang, S. Wu, Z. Song ve Q. Pan, «Active Load Sensitive Electro-Hydrostatic Actuator on More Electric Aircraft: Concept, Design, and Control,» *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, cilt 69, no. 5, pp. 5030 - 5040, 2021.
- [5] W. Shen, Y. Mai, X. Su, J. Zhao ve J. Jiang, «A new electric hydraulic actuator adopted the variable displacement pump,» *Asian Journal of Control*, cilt 18, no. 1, p. 178–191, 2016.
- [6] M. Wang, Y. Wang, R. Yang, Y. Fu ve D. Zhu, «A Sliding Mode Control Strategy for an ElectroHydrostatic with Damping Variable Sliding Surface,» *actuators*, cilt 10, no. 3, 2021.
- [7] Q. Zhang, «Feedback Linearization PID Control for Electro-hydrostatic Actuator,» Northwestern Polytechnical University, Xi'an, 2014.
- [8] A. C. Afatsun, «Elektro-Hidrostatik Eyleyicilerde Dinamik Direngenliğin Matematiksel İncelemesi,» *IX. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi* , İzmir, 2022.
- [9] Y. Wang ve S. Guo, «Modeling and Control of a Novel Electro-Hydrostatic Actuator with Adaptive Pump Displacement,» *Chinese Journal of Aeronautics*, cilt 33, no. 1, pp. 365-371, 2018.
- [10] M. A. E. Sayed, «A Sliding Mode Controller Based on the Interacting Multiple Model Strategy,» McMaster University, Canada, 2012.
- [11] X. Hu, D. Al-Ani ve S. Habibi, «A new Sliding Mode Controller for Electro-Hydraulic Actuator (EHA) applications,» *Conference: 2015 International Workshop on Recent Advances in Sliding Modes (RASM 2015)*, Ontario, 2015.
- [12] L. Jun, F. Yongling ve W. Zhanlin, «Research on fast response and high accuracy control of an airborne Electro Hydrostatic Actuator system,» *International Conference on Intelligent Mechatronics and Automation*, Chengdu, 2004.
- [13] J.-m. Zheng, S.-d. Zhao ve S.-g. Wei, «Application of self-tuning fuzzy PID controller for a SRM direct drive volume control hydraulic press,» *Control Engineering Practice*, cilt 17, no. 12, pp. 1398-1404, 2009.
- [14] E. Sampson, S. Habibi, R. Burton ve Y. Chinniah, «Effect of Controller in Reducing Steady-State Error due to Flow and Force Disturbances in the Electrohydraulic Actuator System,» *International Journal of Fluid Power* , cilt 5, no. 2, pp. 57-66, 2004.