

# EHRA의 위치제어를 위한 적응 PID 제어기 설계

## Position control of an Electro-Hydrostatic Rotary Actuator using adaptive PID control

하태욱<sup>1</sup> · 전기호<sup>1</sup> · 응우엔 민 짜<sup>1</sup> · 한성민<sup>3</sup> · 신정우<sup>3</sup> · 안경관<sup>2\*</sup>

Tae Wook Ha, Gi Ho Jun, Minh Tri Nguyen, Sung Min Han, Jung Woo Shin and  
Kyoung Kwan Ahn

Received: 07 Nov. 2017, Revised: 21 Nov. 2017, Accepted: 27 Nov. 2017

**Key Words** : Pump-controlled hydraulic system(펌프제어 유압 시스템), Electro-hydrostatic rotary actuator(전기 정 유압 로터리 액추에이터), Adaptive PID control(적응 PID 제어), Sliding mode(슬라이딩 모드)

**Abstract**: This paper introduces a control algorithm for trajectory control of an electro-hydrostatic rotary actuator. A key feature of this paper is that an adaptive PID based on sliding mode is used to control the nonlinearity and uncertainty factor of single input/output system. Accurate knowledge of rotary actuator angle can result in high-performance and efficiency of electro hydraulic system. First, the position control is formulated using the adaptive PID with sliding mode technique and uncertainties in the hydraulic system. Second, the controller can update the PID gains on-line based on error caused by external disturbance and uncertain factors in the system. Finally, three experimental cases were studied to evaluate the proposed control method.

### 기호 설명

$J$  : moment of inertia, [kg · m<sup>2</sup>]  
 $D_r$  : displacement of rotary actuator, [cc/rev]  
 $F$  : external load, [N]  
 $r$  : radius of pulley, [m]  
 $Q_{v1}, Q_{v2}$  : flow rate through relief valves, [m<sup>3</sup>/s]  
 $Q_{c3}, Q_{c4}$  : flow rate through check valves, [m<sup>3</sup>/s]  
 $D$  : displacement of the pump, [cc/rev]  
 $w$  : rotation speed of pump, [rev/min]

$P_1, P_2$  : pressure of rotary actuator chambers, [bar]  
 $P_L$  : load pressure of the hydraulic actuator, [N/m<sup>2</sup>]  
 $V_1, V_2$  : volume of each actuator chamber, [m<sup>3</sup>]  
 $\alpha$  : rotational angle of rotary actuator, [rad]  
 $\dot{\alpha}$  : angular velocity of rotary actuator, [rad/s]  
 $\ddot{\alpha}$  : rotary of angular acceleration, [rad/s<sup>2</sup>]  
 $V_t$  : total volume of the actuator, [m<sup>3</sup>]  
 $\beta$  : effective oil bulk modulus, [N/m<sup>2</sup>]  
 $k_{leakge}$  : leakage of the actuator, [m<sup>2</sup>]  
 $x_1, x_2, x_3$  : state variables  
 $k_1, k_2, k_3$  : strictly positive coefficient

\* Corresponding author: kkahn@ulsan.ac.kr

1 School of Mechanical Engineering, Graduate School, Ulsan University, 93, Daehak-ro, Nam-gu, Ulsan, 44610, South Korea

2 School of Mechanical Engineering, Ulsan University, 93, Daehak-ro, Nam-gu, Ulsan, 44610, South Korea

3 #57, Gongdan-ro271beon-gil, Seongsan-gu, Changwon-si, Gyeongsangnam-do, Korea, 642-290

Copyright © 2017, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

## 1. 서론

최근 유압시스템은 에너지 효율을 개선하기 위하여 밸브제어 전기 유압시스템 (VEHs, Valve Controlled Electro Hydraulic system)에서 펌프제어 전기 유압 시스템(PEHs, Pump controlled Electro Hydraulic system) 중 대표적인 전기 정유압 액추에이터(EHA, Electro-Hydrostatic Actuator)의 개발 및 사용이 확대되고 있

다. 그런데 VEHs는 모터/펌프의 지속적인 구동과 밸브 블럭에서의 작동유의 누설로 인하여 에너지 손실이 발생한다. 이러한 문제를 개선하기 위해 서보모터, 양방향 펌프, 실린더 또는 로터리 액추에이터 및 배관이 하나의 모듈로 구성된 EHA가 개발되었다. EHA시스템은 필요시 유압 액추에이터의 변위를 제어할 수 있고, 누유의 최소화, 에너지 전달 효율 개선 등으로 VEHs보다 더 높은 에너지 효율을 제공한다.<sup>1-3)</sup>

이에 따라 정밀기계, 로봇 및 차량 스티어링과 같은 산업분야에는 특별히 로터리 액추에이터(RA, Rotary Actuator)를 이용한 전기 정유압 로터리 액추에이터(EHRA, Electro-Hydrostatic Rotary Actuator)의 연구가 다양하게 진행되고 있다.<sup>4)</sup>

하지만 EHRA 시스템은 비선형성이 강하고, 시스템 외란 및 마찰, 작동유의 온도 및 압력의 변화에 따라 점성 및 체적탄성계수의 변화로 인한 불확실성을 가지고 있기 때문에 정밀제어에 어려움이 존재한다.<sup>5-7)</sup>

근래에 EHA의 위치제어 성능을 향상시키기 위해 일반적인 PID 제어를 대체하는 고급 제어 기법들이 세계 여러 대학, 연구 단체들 및 기업 연구소에서 연구되고 있으며, 그 중에서 K. K. Ahn의 EHA 시스템 백스테핑 제어연구<sup>8)</sup>, Y. S. Hong의 EHA 시스템 모델링 연구<sup>9)</sup>, J. Yao의 유압 로터리 액추에이터시스템의 높은 추적제어 연구<sup>10)</sup> 등이 있다. 이러한 연구들은 EHA 시스템에 국한되어 있으며, 본 논문에서 제시한 EHRA 시스템의 위치제어에 대한 논문은 미비한 수준이다. 또한 PID 제어기의 경우 간단하며 성능이 좋지만 비례, 적분 및 미분 계인이 고정되어 있기 때문에 외란과 같은 불확실성에 대한 제어의 어려움이 존재하며<sup>11)</sup>, Fuzzy 제어기는 비선형 시스템에 우수한 성능을 보이지만 퍼지 규칙을 결정하기 어렵기 때문이다.<sup>12)</sup> 슬라이딩 모드 제어기는 불확실성에 강인함을 보이지만 채터링이 발생한다.<sup>13)</sup>

따라서 본 논문에서는 상기의 이러한 EHRA 시스템의 문제점을 효과적으로 극복하기 위하여 슬라이딩모드 기반의 적응 PID 제어기를 설계하여, 제안된 제어기의 효용성은 EHRA 시스템에 직접 적용하여 실험을 통하여 제어기의 성능을 검증하였다.

## 2. 모델링

Fig. 1은 EHRA의 회로이며, 전기모터, 기어펌프, 파일럿 체크밸브, 릴리프밸브 및 로터리 액추에이터로 구성되어 있다.

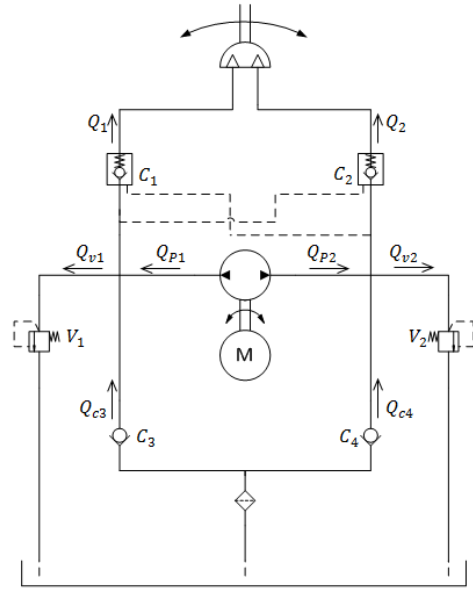


Fig. 1 Structure of the pump-controlled electro hydrostatic rotary actuator

EHRA의 동역학적 모델은 뉴턴의 제2법칙과 유압시스템의 원리를 이용하여 다음 식(1)과 같이 나타낸다.<sup>14)</sup>

$$J\ddot{\alpha} = P_L D_r - Fr \tag{1}$$

모터에 의해 구동되는 고정형 양방향 구동 유압 펌프의 송출 및 흡입 유량은 다음 식(2)로 나타내었다.

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_{P1} + Q_{c3} - Q_{v1} \\ Q_2 &= Q_{P2} + Q_{c4} - Q_{v2} \end{aligned} \tag{2}$$

여기서  $Q_{v1}$ ,  $Q_{v2}$ ,  $Q_{c3}$  및  $Q_{c4}$ 의 유량은 각각의 밸브  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $c_3$  및  $c_4$ 에 의해 정해진다.

$Q_{P1} = -Q_{P2} = Q_{Pump}$ 이며, 펌프 유량은 식(3)과 같다.

$$Q_{Pump} = Dw - k_{leakage}(P_1 - P_2) \tag{3}$$

로터리 액추에이터 양쪽 챔버에 대한 연속 방정식으로부터 챔버 압력은 다음 식(4)과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 &= \frac{\beta}{V_1}(Dw - k_{leakage}(P_1 - P_2) - Q_{v1} + Q_{c3} - A\dot{\alpha}) \\ \dot{P}_2 &= \frac{\beta}{V_2}(-Dw + k_{leakage}(P_1 - P_2) - Q_{v2} + Q_{c4} + A\dot{\alpha}) \end{aligned} \tag{4}$$

여기서  $V_1 = V_2 = V_t/2$ 이다. 식(4)에서 외부 누유가 없고 릴리프밸브와 체크밸브가 작동을 하지 않는다고 가정하면 식(4)는 다음 식(5)와 같이 단순화된다.<sup>15)</sup>

$$\dot{P}_L = \frac{4\beta}{V_t}(Dw - k_{leakage}P_L - A\dot{\alpha}) \quad (5)$$

여기서  $P_L = P_1 - P_2$ 이다.

상태 변수들은  $x = [x_1 \ x_2 \ x_3]^T \equiv [x \ \dot{x} \ \ddot{x}]^T$  으로 정의되며, 전체 시스템의 상태 공간 방정식은 다음 식(6)으로 나타내었다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= x_3 \\ \dot{x}_3 &= \frac{DD_r}{J} \frac{4\beta}{V_t} w - \frac{D_r}{J} \frac{4\beta}{V_t} (k_{leakage}P_L + A\dot{\alpha}) \\ &\quad - \frac{\dot{F}_r}{J} \\ y &= x_1 \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)의 3번째 방정식은 다음 식(7)로 표현되며, 이때 시스템 입력  $w$  는  $u$  로 대체하였다.

$$\dot{x}_3 = f(t) + g(t)u \quad (7)$$

여기서  $f(t) = -(D_r 4\beta((k_{leakage}P_L) + A\dot{\alpha}))/JV_t - (\dot{F}_r/J)$ 이고,  $g(t) = (DD_r \times 4\beta)/(J \times V_t)$ 이며 상수값을 갖는다.

### 3. 제어기 설계

EHRA 시스템의 정밀제어를 위해 본 논문에서는 슬라이딩 모드 기반의 적응 PID 제어기를 제안했으며, 블록다이어그램은 Fig. 2와 같다.

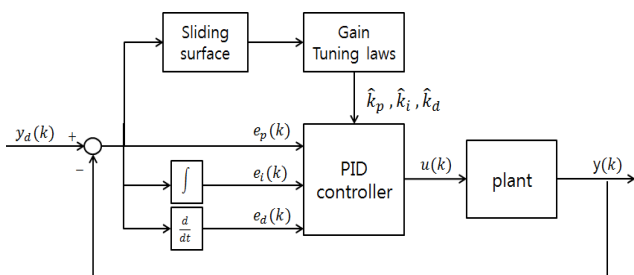


Fig. 2 Structure of adaptive PID control using sliding mode.

시스템 오차는 다음 식(8)로 나타내었다.

$$e = y_d - y \quad (8)$$

여기서  $y_d$ 는 입력이고,  $y$ 는 출력이다. 슬라이딩 모드 제어 시스템의 슬라이딩 평면은 다음 식(9)와 같이 정의되며, 시스템 궤적이 슬라이딩 평면에 도달하게 되면 시스템의 안정성, 파라미터 변동 및 외란에 강인함을 가진다.

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^3 \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (9)$$

여기서  $\lambda$ 는 설계 파라미터이며 양수이다. 식(9)를 미분하면 다음 식(10)으로 표현된다.

$$\dot{s} = e^{(3)} + 3\lambda\ddot{e} + 3\lambda^2\dot{e} + \lambda^3e \quad (10)$$

여기서  $\lambda, \lambda^2$ 와  $\lambda^3$ 은 각각  $k_1, k_2$ 와  $k_3$ 로 나타내었다. 식(7), (8)과 (9)로부터 다음 식(11)으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{s} &= y_d^{(3)} - f(t) - g(t)u + 3k_1\ddot{e} \\ &\quad + 3k_2\dot{e} + k_3e \end{aligned} \quad (11)$$

모든 파라미터를 알고 외란이 없다고 가정하면 이상적인 제어기 입력은 다음 식(12)로 표현된다.

$$u^* = \frac{1}{g(t)} [-f(t) + y_d^{(3)} + k_1\ddot{e} + k_2\dot{e} + k_3e] \quad (12)$$

식(7)과 식(12)로부터 식(13)을 도출할 수 있다.

$$e^{(3)} + k_1\ddot{e} + k_2\dot{e} + k_3e = 0 \quad (13)$$

EHRA에 외란을 고려하게 되면 식(6)은 다음과 같이 도출된다.

$$\begin{aligned} x^{(3)}(t) &= [f(t) + \Delta f(t)] + [(g + \Delta g)u(t)] \quad (14) \\ &= f(t) + gu(t) + \lambda(t) \\ &= f(t) + g(u_{sc} + \delta) + \lambda(t) \\ &= f(t) + gu_{sc} + \psi(t) \end{aligned}$$

여기서  $\lambda(t) = \Delta f(t) + \Delta gu(t)$ ,  $\delta = u^* - u_{sc}$ 이

다.  $\psi(t)$ 는 시스템의 불확실한 요소이며,  $\Psi = \lambda(t) + g\delta(t)$ 이다. 불확실한 요소의 크기는  $|\psi| \leq \Psi$ 로 가 정할 수 있으며,  $\Psi$ 는 상수다.

적용 PID 제어 입력신호는 다음 식(15)로 표현된다.

$$u_{PID} = \hat{k}_p e(t) + \hat{k}_i \int_0^t e(\tau) d\tau + \hat{k}_d \dot{e}(t) \quad (15)$$

식(15)에서  $\hat{k}_p, \hat{k}_i$  와  $\hat{k}_d$ 는 적응 PID의 비례, 적분 그리고 미분 게인들의 추정값이며, 적응 PID 제어기 의 핵심은 게인 튜닝 규칙을 이용한 PID의 비례, 적 분 그리고 미분 게인들의 자체적인 튜닝이다.

식(9)과 식(12)으로부터 다음 식(16)을 나타내었다.

$$\dot{s}(t) = g(u^* - u_{PID}) \quad (16)$$

식(16)의 양변에  $s(t)$ 를 곱해주면 다음 식(17)로 표 현된다.

$$s(t)\dot{s}(t) = gs(t)(u^* - u_{PID}) \quad (17)$$

기울기하강방법과 연쇄법칙 및 식(17)을 이용하여 제어기의 추정값인  $\hat{k}_p, \hat{k}_i$  와  $\hat{k}_d$ 는 다음의 식 (18),(19) 및 (20)로부터 추정값이 튜닝된다.<sup>16)</sup>

$$\dot{\hat{k}}_p = -\gamma_p \frac{\partial s(t)\dot{s}(t)}{\partial u_{PID}} \frac{\partial u_{PID}}{\partial \hat{k}_p} = \gamma_p gs(t)e(t) \quad (18)$$

$$\dot{\hat{k}}_i = -\gamma_i \frac{\partial s(t)\dot{s}(t)}{\partial u_{PID}} \frac{\partial u_{PID}}{\partial \hat{k}_i} \quad (19)$$

$$= \gamma_i gs(t) \int_0^t e(\tau) d\tau$$

$$\dot{\hat{k}}_d = -\gamma_d \frac{\partial s(t)\dot{s}(t)}{\partial u_{PID}} \frac{\partial u_{PID}}{\partial \hat{k}_d} = \gamma_d gs(t)\dot{e}(t) \quad (20)$$

여기서  $\gamma_p, \gamma_i$ 와  $\gamma_d$ 는 수렴속도를 결정하는 학습속 도이며, 시스템 동역학의 불확실한 변수를 처리하기 위해  $g = |g|sgn(g)$ 로 표현된다. 따라서 식(18)-(20) 은 아래의 식 (21)-(23)로 표현된다.

$$\dot{\hat{k}}_p = \eta_p sgn(g)s(t)e(t) = \eta_p s(t)e(t) \quad (21)$$

$$\dot{\hat{k}}_i = \eta_i sgn(g)s(t) \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (22)$$

$$= \eta_i s(t) \int_0^t e(\tau) d\tau$$

$$\dot{\hat{k}}_d = \eta_d sgn(g)s(t)\dot{e}(t) = \eta_d s(t)\dot{e}(t) \quad (23)$$

여기서 새로운 학습속도  $\eta_p, \eta_i$ 와  $\eta_d$ 는 사용자에 의해 결정되어진다. 설계에서  $g$ 는 제어 시스템의 물 리적 특성을 통해 쉽게 얻을 수 있다.

EHRA 시스템 제어 입력은 다음 식(24)로 표현된다.

$$u_{sc} = u_{pid} + u_{ht} \quad (24)$$

여기서 강인항  $u_{ht}$ 의 시스템 안정성을 보장하기위 해 다음 식(25)으로 선정할 수 있다.

$$u_{ht} = \frac{\Psi}{g} sgn[s(t)] \quad (25)$$

여기서  $sgn(\cdot)$ 는 부호함수이다.

식(9), (12)와 식(15)를 이용하여 다음 식(26)을 도 출 할 수 있다.

$$\dot{E} = AE + bg(u^* - u_{PID}) \quad (26)$$

식(24)-(26)으로 다음 식(27)을 나타내었다.

$$\dot{E} = AE + b\{-\psi - \Psi sgn[s(t)]\} \quad (27)$$

$$E = [e, \dot{e}, \ddot{e}]$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -k_1 & -k_2 & -k_3 \end{bmatrix}$$

$$b = [0, 0, 1]^T$$

식(9)와 식(27)로부터 다음 식(28)이 도출된다.

$$\dot{s} = -\psi - \Psi sgn[s(t)] \quad (28)$$

Lyapunov 함수는 다음 식(29)로 정의된다.

$$V(s,t) = \frac{1}{2}s^2(t) \quad (29)$$

그러므로 Lyapunov 함수의 미분방정식은 다음식 (30)으로 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \dot{V}(s,t) &= s(t)\dot{s}(t) = -\psi(t)s(t) - \Psi|s(t)| \quad (30) \\ &\leq |\psi(t)||s(t)| - \Psi|s(t)| \\ &= -(\Psi - |\psi(t)|)|s(t)| \leq 0 \end{aligned}$$

Lyapunov 이론을 적용하여 슬라이딩 모드를 시스템에서 안정적으로 유지할 수 있다.

#### 4. 시험장치구성 및 실험

##### 4.1 시험장치 구성

EHRA 시험장치의 개략도는 Fig. 3과 같고, 구성된 시험장치는 Fig. 4와 같다.

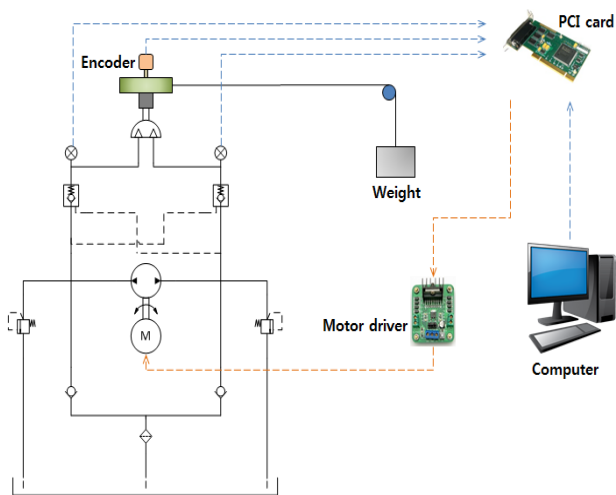


Fig. 3 Structure of experiment test rig.

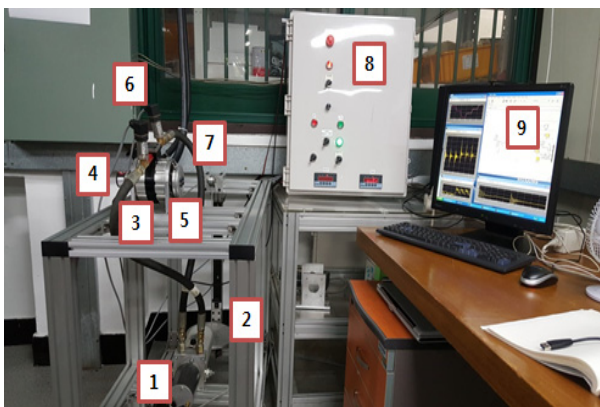


Fig. 4 Experimental platform

Fig. 4에서 시험장치는 1-전기모터/양방향펌프, 2-하중, 3-로터리 액추에이터, 4-로터리 엔코더, 5-폴리, 6-압력센서, 7-케이블, 8-제어함, 9-컴퓨터로 구성되며, 로터리 액추에이터는 Bosch Rexroth사의 일체형 유압공급모듈에 의해 작동된다. 1개의 엔코더와 2개의 압력센서를 시험장치에 구축하여 로터리 액추에이터의 위치와 각각의 챔버의 압력을 측정한다. EHRA에서 부하를 주는 장치로는 로터리 액추에이터에서 폴리를 거쳐 케이블을 연결해 판을 설치했으며, 판을 이용해 하중을 쉽게 탈부착하여 변경할 수 있으며, 부하는 수직 상하방향으로 작용한다, 제안된 제어기는 Matlab의 Real Time Window Target Toolbox를 이용해 컴퓨터에서 구현된다. 시험장비의 사양은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specifications of the EHRA system devices

장치	사양
Hydraulic Rotary Actuator	Displacement: 27.54[cc/270°]
	Rotation: 100°
	Torque output: 120[Nm]
Hydraulic Pump	Displacement: 0.97[cc/rev]
	Rate rotation speed: 3000[rpm]
	Relief pressure: 120[bar]
Hydraulic oil	Effective bulk modulus: 1.5[GPa]
	Specific gravity: 0.87
Encoder	Type : E40H8-1024-3-N-24
	Resolution: 5000[R/P]

##### 4.2 시험결과

시험은 총 3가지 경우로 실시하였다. 첫 번째 시험은 0.1Hz의 정현파 위치 명령 신호를 주었으며, 로터리작동기의 작동범위는 30°, 부하는 무부하로 설정하였다.

$$x_d = 30\sin(0.2\pi t)[^\circ]$$

첫 번째 시험결과는 Fig.5, 6 및 7에 나타내었다. Fig.5에서는 제안된 제어기의 입력에 대한 응답, 위치 제어오차, 제어신호를 나타내었다. 제안된 제어기의 위치제어오차는 ±0.4°, 1.3%의 제어정밀도를 가진다.

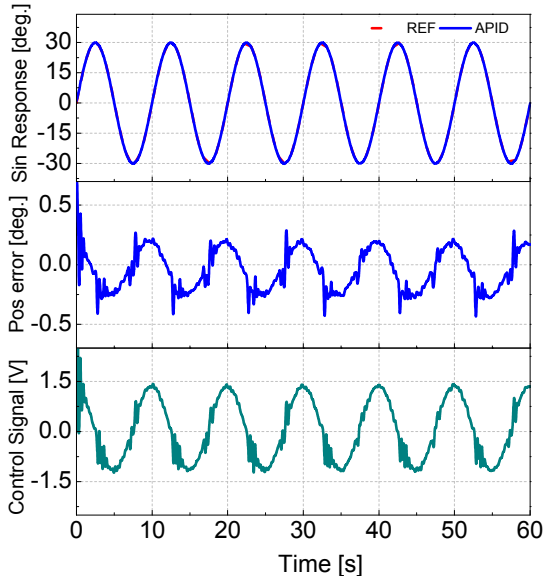


Fig. 5 System response for 0.1Hz sinusoidal trajectory, no-load condition

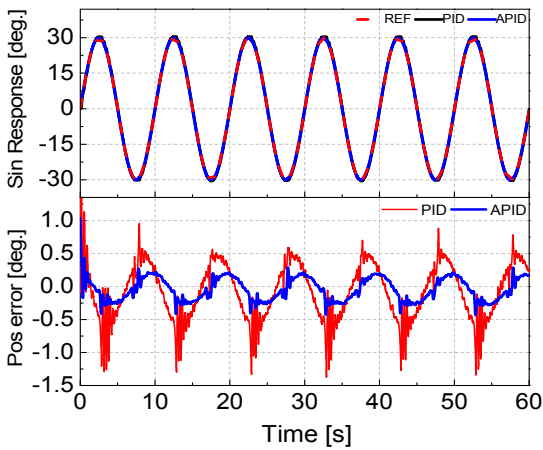


Fig. 6 Comparison for 0.1Hz sinusoidal trajectory, no load condition

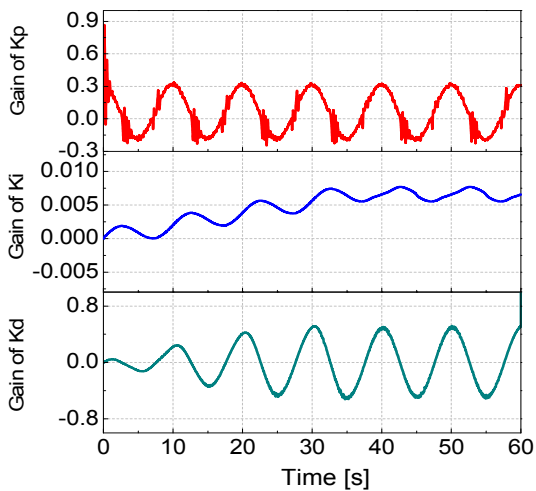


Fig. 7 Gain for 0.1Hz sinusoidal trajectory, no-load condition

제안된 제어기의 성능을 확인하기 위해 같은 시험 조건으로 PID 제어기와 비교를 했으며, 결과는 Fig.6에 나타내었다. 이때 PID 제어기의 파라미터는 ( $k_p = 0.31, k_i = 0.15, k_d = 0.001$ )이다. PID 제어기의 경우 EHRA 시험장치의 비선형성과 외란 및 불확실한 요소로 인해 추적 성능이 좋지 않은 것이 나타났다. Fig. 7의 그래프를 통해 제안된 제어기의 비례, 적분 및 미분 계인의 변화를 나타내었으며, 그로인해 Fig.6에서 제안된 제어기가 PID 제어기보다 낮은 채터링과 우수한 추적 성능을 보였다.

두 번째 시험에서는 10Kgf의 하중을 인가했으며 정현파의 위치 명령 신호와 로터리 액추에이터의 작동범위는 첫 번째 시험과 동일하게 설정하였다. 제안된 제어기의 응답, 위치제어오차, 압력 및 제어기 비교는 Fig. 8, 9 와 10을 통해 나타내었다.

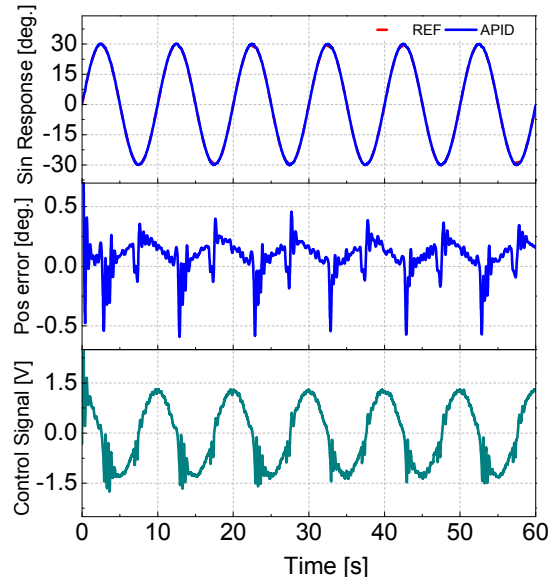


Fig. 8 System response for 0.1Hz sinusoidal trajectory, 10kg condition

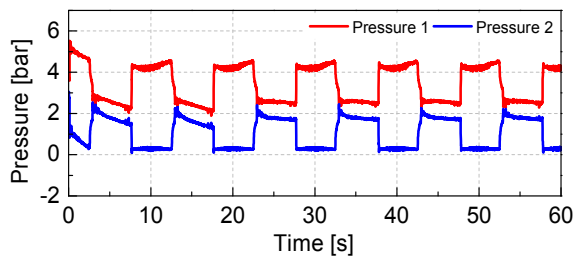


Fig. 9 Working pressures for 0.1Hz sinusoidal trajectory test, 10kg condition

Fig. 8에서 위치제어오차는  $\pm 0.5^\circ$ , 제어정밀도는 1.6%를 확인했다. 하중을 인가하여 위치제어 시험을



했을 때, 시험장치의 압력변화의 결과는 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 10에서 PID와 제안된 제어를 비교했으며, EHRA 시스템에 하중을 인가하였을 때 제안된 제어가 PID 제어기보다 우수한 성능을 보였다.

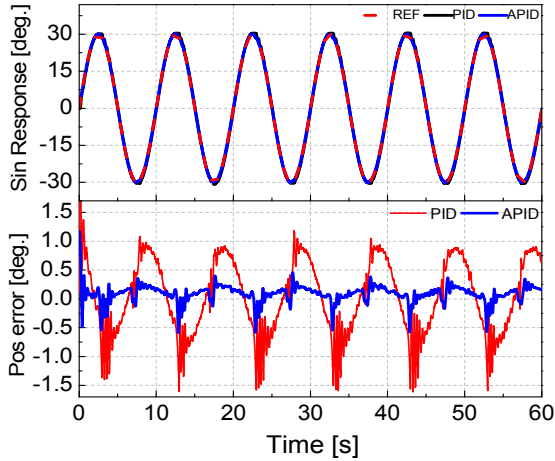


Fig. 10 Comparison for 0.1Hz sinusoidal trajectory, 10kg condition

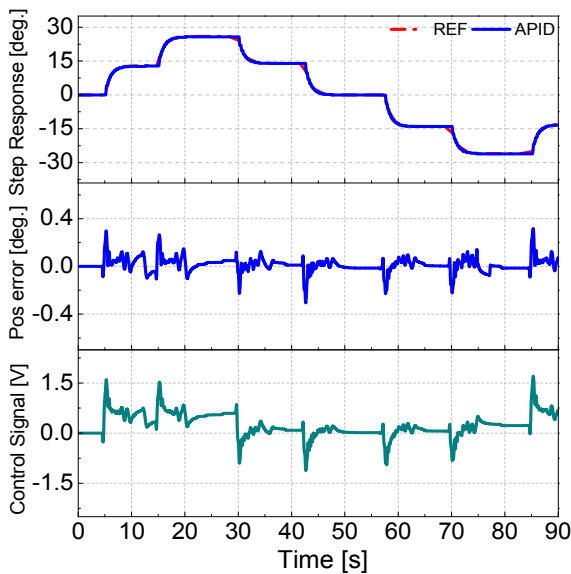


Fig. 11 System response for multi-step trajectory, no-load condition

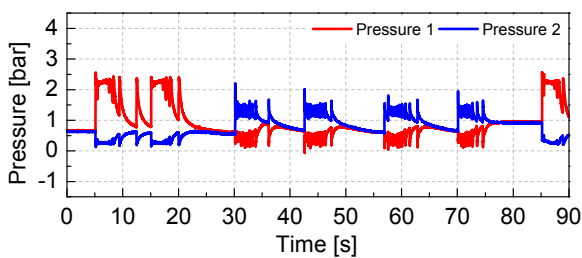


Fig. 12 Working pressures for multi-step trajectory test, no-load condition

마지막 시험에서는 시험장치의 작동기의 범위를  $\pm 25^\circ$  로 설정하였으며, 멀티스텝의 신호를 주어서 시험을 실시하였다. 시험결과는 Fig. 11, 12로 나타내었다. Fig. 11에서 위치제어오차는  $\pm 0.3^\circ$  와 제어 정밀도 1.2%를 확인할 수 있었다. 시험장치의 압력변화는 Fig. 12의 그래프로 나타내었다. 멀티스텝의 입력 신호에도 제안된 제어기의 높은 추적 성능을 확인할 수 있었다.

## 5. 결론

본 논문에서는 슬라이딩 모드 기반의 적응 PID제어를 제안 했으며, 구성된 EHRA 시스템에 제안된 제어기 적용 및 성능 평가를 실시했다. 적응 PID의 최적적인 선정을 위해 EHRA의 모델링을 수행하였으며, 제안된 제어기의 최적 게인을 선정하였다. 시험을 통하여 제안된 제어기는 PID의 게인을 자체적으로 조정하여 EHRA 시스템의 불확실성 및 비선형성의 문제에 대해 기존의 PID제어보다 더욱 강인함을 보였으며, 개선된 제어 성능을 확인할 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제 (No.20172020108920) 및 2017년 교육부와 한국연구재단의 지역혁신창의인력양성사업의 지원을 받아 수행된 연구임 (NRF-201 5H1C1A1035547)

## References

- 1) H. M. Kim, S. H. Park, J. H. Song and J. S. Kim, "Robust position control of electro-hydraulic actuator systems using the adaptive back-stepping control scheme", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, Vol.224, No.6, pp.737- 746, 2010
- 2) J. M. Lee, H. M. Kim, S. H. Part and J. S. Kim, "A Position Control of Electro-Hydraulic Actuator Systems Using the Adaptive Control Scheme", Proceedings of the 7th Asian Control Conference, pp.21-26, 2009
- 3) J. Y. Huh, H. H. Kim and I, Y. Lee, "Modeling and Controller Design of an Electro-Hydrostatic

- Actuator", *Journal of Drive and Control*, Vol.12, No.2, pp.1-6, 2015
- 4) V. V. Kokotovic, J. Grabowski, V. Amin and J. Lee, "Electro hydraulic power steering system", Int. Congress & Exposition, Detroit, Michigan, USA, 1991
  - 5) S. Wang, R. Burton and S. Habibi, "Sliding mode controller and filter applied to a model of an electro-hydrostatic actuator system", ASME Int. Mechanical Engineering Congress & Exposition, Orlando, Florida, USA, pp.1-10, 2005
  - 6) D. N. C. Nam, J. I. Yoon and K. K. Ahn, "Position control of Electro hydrostatic actuator(EHA) using a modified back stepping controller", *Journal of Drive and Control*, Vol.9, No.3, pp.16-22, 2012
  - 7) D. N. C. Nam, N. M. Tri, H. G. Park and K. K. Ahn, "Position control of Electro Hydraulic Actuator (EHA) using an Iterative Learning Control", *Journal of Drive and Control*, Vol.11, No.4, pp-1-7, 2014
  - 8) K. K. Ahn, D. N. C. Nam and M. Jin, "Adaptive Backstepping control of an Electro hydraulic Actuator", *IEEE/ASME Trans. on Mechatronics*, Vol.19, No.3, pp.987-995, 2014
  - 9) S. R. Lee and Y. S. Hong, "Synchronous Control of an Asymmetrical Dual Redundant EHA", *Journal of Drive and Control*, Vol.13, No.2, pp.1-9, 2016
  - 10) J. Yao, Z. Jiao, D. Ma, and L. yan, "High-Accuracy Tracking Control of Hydraulic Rotary Actuators With Modeling Uncertainties", *IEEE/ASME Trans. on Mechatronics*, Vol.19, No.2, pp.221-229, 2014
  - 11) P. Pratumsuwan, S. Thongchai and S. Tansriwong, "A Hybrid of Fuzzy and Proportional-Integral-Derivative Controller for Electro-Hydraulic Position Servo system", *Energy Research Journal*, Vol.1, No.2, pp.62- 67, 2010
  - 12) D. Q. Truong, K. K. Ahn, K. J. Soo and Y. H. Soo, "Application of Fuzzy-PID Controller in Hydraulic Load Simulator", *International Conference on Mechatronics and Automation*, pp.3338-3343, 2007
  - 13) Y. H. Park and S. H. Park, "A Study on Sliding Mode Control of EHA System for Robust Control", *Journal of the Korean Society of Marine Engineering* Vol.33, No.1, pp.71-80, 2009
  - 14) N. M. Tri, D. N. C. Nam, H. G. Park and K. K. Ahn, "Trajectory control of an electro hydraulic actuator using an iterative backstepping control scheme", *Mechatronics*, Vol.29, pp.96-102, 2015
  - 15) J. Yao, Z. Jiao and D. Ma, "Extened-State-Observer-Based Output Feedback Nonlinear Robust Control of Hydraulic Systems With Backstepping", *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, Vol.61, No.11, pp.6285-6293, 2014
  - 16) C. F. Hsu and B. K. Lee. "FPGA-based adaptive PID control of a DC motor driver via sliding-mode approach", *Expert Systems with Applications*, Vol.38, No.9, pp.11866- 11872, 2011