

# 양로드형과 편로드형 EHA의 힘 제어 특성 비교(I): 추종 성능 Comparison of Force Control Characteristics Between Double-Rod and Single-Rod Type Electro-Hydrostatic Actuators (I): Tracking Performance

김종혁<sup>1</sup> · 홍예선<sup>2\*</sup>

Jong Hyeok Kim and Yeh Sun Hong

Received: 21 Aug. 2017, Accepted: 16 Nov. 2017

**Key Words** : Electro-hydrostatic Actuator(정유압 구동기), Double-rod type EHA(양로드형 EHA), Single-rod type EHA(편로드형 EHA), Force Control(힘 제어), Dynamic response(동적 응답)

**Abstract:** In this study, the force tracking performance of the single-rod and double-rod type EHAs (Electro-Hydrostatic Actuators) was compared by computer simulation and experiments. The force-controlled EHAs exhibit non-linear behavior that are significantly dependent on operation conditions. The investigation focused on localizing the parameters that provide significant rise to the non-linearity. For this, the single-rod and double-rod type EHAs were mathematically expressed to derive their linear models. In parallel, they were modeled by a commercial simulation program including non-linear properties based on experimental results. It was shown that the dependency of the bulk modulus of oil with entrapped air on working pressure dominated the non-linearity in force control performance in case of the double-rod type EHA. The force control of the single-rod type EHA was influenced by much more elements. Besides the asymmetrical piston geometry and the non-linear bulk modulus of oil, its pilot-operated check valves made it dependent not only on the magnitude of reference input but also on its direction.

## 기호 설명

$A$  : piston-rod side area,  $m^2$   
 $C$  : internal leakage coefficient,  $(m^3/s)/Pa$   
 $d_p$  : damping coefficient of piston,  $N/(m/s)$   
 $d_m$  : damping coefficient of motor and pump,  $Nm/(rad/s)$   
 $f_\ell$  : load force,  $N$

$i$  : current of motor armature,  $A$   
 $i_r$  : current command of motor,  $A$   
 $I_m$  : moment of inertia of motor and pump,  $kg \cdot m^2$   
 $k_b$  : back emf coefficient of motor,  $V/(rad/s)$   
 $k_t$  : torque constant of motor,  $Nm/A$   
 $K_f$  : proportional gain of force controller,  $(rad/s)/N$   
 $K_{PS}$  : proportional gain of speed controller,  $A/(rad/s)$   
 $K_{IS}$  : integral gain of speed controller,  $A/rad$   
 $K_{AS}$  : anti-windup gain of speed controller,  $(rad/s)/A$   
 $K_{PC}$  : proportional gain of current controller,  $V/A$   
 $K_{IC}$  : integral gain of current controller,  $V/(A \cdot s)$   
 $K_{AC}$  : anti-windup gain of current controller,  $A/V$   
 $p_{acc}$  : accumulator pressure,  $Pa$   
 $p_\ell = p_a - p_b$  : pressure difference,  $Pa$   
 $m_p$  : mass of piston,  $kg$

\* Corresponding author: yshong@kau.ac.kr

1 Aerospace & Mechanical Engineering, Graduate School, Korea Aerospace University, Goyang-city, Gyeonggi-do 10540, Korea

2 Aerospace & Mechanical Engineering, Korea Aerospace University, Goyang-city, Gyeonggi-do 10540, Korea

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.

- $v$  : piston velocity, m/s
- $v_m$  : armature voltage, V
- PCV<sub>a</sub> : piston-head side pilot-operated check valve
- PCV<sub>b</sub> : piston-rod side pilot-operated check valve
- $\beta$  : bulk modulus of oil, Pa
- $\varphi$  : cylinder chambers area ratio
- $\omega_r$  : rotational speed command of motor, rad/s

### 1. 서론

주로 위치 제어를 목적으로 사용되는 전기 유압 구동장치는 원하는 위치로 피스톤을 이동시키기 위해 피스톤 변위와 위치 명령 신호간의 오차에 비례하여 제어밸브의 변위 또는, 제어밸브 없이 펌프의 회전속도를 조절함으로써 유압 실린더로 공급되는 유량을 조절한다. 이와 달리, 운동 물체에 힘을 가하기 위해 전기 유압 구동장치를 사용하는 경우도 있으며, 자동차의 현가장치, 가진 시험 장치, 로봇 팔 등을 예로 들 수 있다. 이 경우 피스톤의 구동력이나 압력차를 측정하여 되먹임하게 되는데, 피스톤의 이동 변위가 오일의 압축 체적을 변화시키므로 실린더 압력의 변화에 대해 외란으로 작용한다. 따라서 유압식 구동장치의 힘 제어 성능을 개선시키기 위한 선행 연구들은 공통적으로 힘/압력 센서 신호의 피드백을 이용한 힘 제어기와 더불어 피스톤의 속도에 비례하는 유량 외란을 보상하는 방식이 효과적임을 보여 주었다. 그 중에는 힘 제어기로서 비선형 힘 제어기를 사용하거나,<sup>1,2)</sup> 선형 힘 제어기에 모델 기반의 Feed-forward 보상을 추가하거나,<sup>3,4)</sup> 속도 보상을 위해 DOB를 이용한 연구 사례들이 대표적이다.<sup>5)</sup> 여기서 유량 외란 보상은 유압 실린더에 대한 연속방정식에서 피스톤의 속도에 의해 감소 또는 증가하는 유량 변화를 보상시키기 위해 (+)부호의 피스톤 속도를 힘 제어기에 되먹임 함으로써 이루어진다. 따라서 위치 제어의 경우에 (-)부호의 속도 신호를 되먹임하여 댐핑 계수를 높이는 것과는 목적이 다르다.<sup>6)</sup>

한편, 높은 응답 속도의 정교한 응답이 요구되는 힘 제어를 위해서는 서보 밸브를 사용하는 것이 유리하나, 밸브에서의 높은 압력 손실은 구동 장치 전체의 동력 효율을 낮추는 문제가 있다.<sup>4,7)</sup> 동적인 응답 속도 가변 펌프를 이용하는 정유압 구동기 (EHA)를 사용하는 것이 설치, 유지와 보수 측면에서도 유리하다.

EHA는 유압 실린더의 구조에 따라서 양로드형과 편로드형으로 구분할 수 있다. 편로드형은 피스톤의 비대칭성으로 인해 부하조건이나 구동 방향에 따라서 제어 특성이 달라지는 단점이 있기 때문에 힘 제어에 불리한 점이 있고 연구 대상으로 큰 관심을 끌지 못했다. 그러나 양로드형과 비교했을 때 편로드형의 큰 장점은 구동장치의 무게와 크기를 크게 줄일 수 있다는 것이다.<sup>8)</sup>

본 논문에서는 양로드형과 편로드형 EHA에 대한 이론 모델을 유도하고 전산 시뮬레이션과 실험을 통해 이론 모델을 완성하였다. 이를 바탕으로 편로드형 EHA의 힘 제어 특성을 양로드형과 비교하였으며, 아울러 힘 제어 EHA에 포함된 비선형성의 주요 요인을 분석하였다.

후편 논문에서는 양로드형과 편로드형 EHA의 힘 제어 특성을 비교하기 위해 추가적으로 역구동성에 대한 실험과 시뮬레이션을 수행하고, 편로드형 EHA의 힘 제어 특성에서 나타나는 문제점과 원인을 확인하였다.

### 2. 힘 제어 EHA의 이론 모델 유도

양로드형 EHA와 편로드형 EHA의 유압회로는 Fig. 1과 같이 서로 유사하지만 작동 방식에는 큰 차이가 있다.<sup>9)</sup> 양로드형 EHA는 피스톤 면적이 좌우 대칭이므로 축압기의 주된 역할은 펌프 입구의 캐비테이션 발생 방지, 외부 누설의 보상이다. 편로드형 EHA는 피스톤 면적이 좌우 대칭이 아니므로 피스톤의 이동에 의해 실린더에서 배출/흡입하는 오일 체적과 펌프에서 배출/흡입하는 오일 체적의 차이를 축압기에서

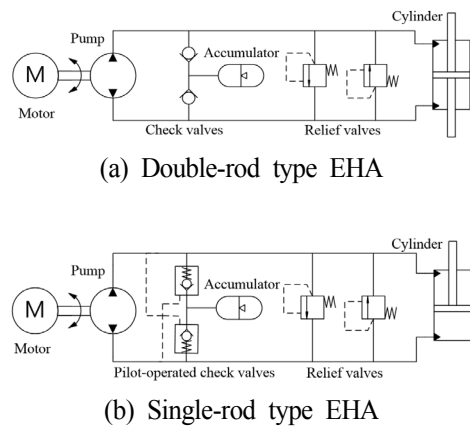


Fig. 1 Configuration of the Double-rod type and Single-rod type EHA

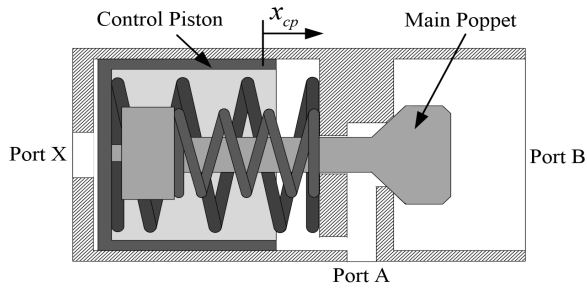


Fig. 2 Schematic diagram of pilot-operated check valve(PCV) with internal drain

방출/저장해야 한다. 이때 고압 라인의 압력에 의해 트리거 되어 축압기와 저압 라인을 연결시키는 역할을 하는 것이 파일럿 작동 체크밸브(PCV)이다. Fig. 2는 본 연구에 사용된 PCV의 구조를 보여준다. X 포트에 파일럿 압력이 가해지면 컨트롤 피스톤이 스프링의 힘을 이기고 이동하면서 메인 포핏을 열어 주면 B 포트에서 A 포트로 역방향 흐름이 가능해진다.

편로드형 EHA의 유압 회로는 피스톤의 구동방향과 무관하게 외력의 방향에 따라서 축압기가 연결되는 실린더 포트가 바뀌므로 Fig. 3과 같이 두 가지 형태로 작동한다. 외력이 정방향으로 간주된 수축(후진) 방향으로 작용하는 경우(Fig. 3a), 체임버 A는 고압이 되고(HP), 체임버 B는 축압기와 연결되어 저압이 된다(LP). 여기서 외부 누설을 무시하고, 펌프의 내부 누설이 압력차에 비례하며, 축압기 체적이 충분히 크기 때문에  $p_b$ 가 축압기 압력  $p_{acc}$ 으로 일정하게 유지된다고 가정할 수 있다. 그리고 피스톤이 전진하는 경우를 정방향으로 고려하면 양쪽 체임버의 압력 변화는 식(1)과 같이 표현될 수 있다.

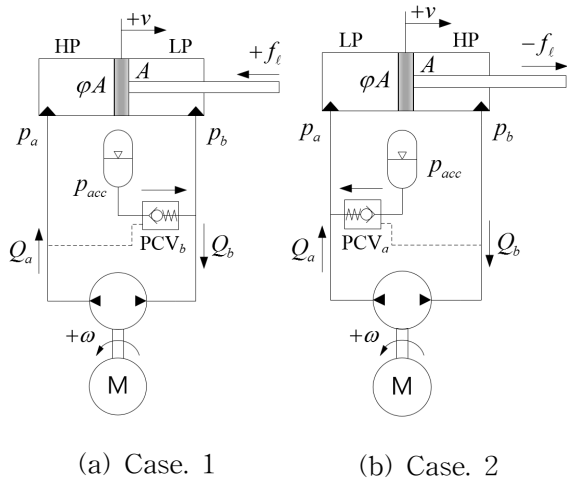


Fig. 3 Operation Conditions of Single-rod type EHA

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{\beta_e}{V_a} \{Q_a - \varphi Av - Q_\ell\} \quad (1)$$

$$= \frac{\beta_e}{V_a} \{Q_p - \varphi Av - Q_\ell\}$$

$$\frac{dp_b}{dt} = 0 \quad (2)$$

여기서

$$Q_\ell = C(p_a - p_b) = \text{펌프 내부누설유량} \quad (3)$$

$$Q_p = Dw = \text{펌프 유량} \quad (4)$$

$D$  = 펌프의 체적용적

$\omega$  = 펌프의 회전속도

식(1)과 식(2)로부터 압력차의 변화율을 구하면

$$\frac{dp_\ell}{dt} = \frac{dp_a}{dt} - \frac{dp_b}{dt} = \frac{\beta_e}{V_a} \{D\omega - \varphi Av - C p_\ell\} \quad (5)$$

또는

$$p_\ell = \frac{1/C}{\frac{V_a}{\beta_e C^s} + 1} \{D\omega - \varphi Av\} \quad (6)$$

으로 표현될 수 있다. 작동 온도가 일정하다고 가정하면 식(6)에서 유효체적탄성계수  $\beta_e$ 는 압력과 배관내 공기의 혼합 정도에 따라 변하게 되며 식(7)과 같이 나타낼 수 있다.<sup>10)</sup>

$$\beta_e(p) = \beta_{liq} \frac{1 + \alpha}{1 + \left(\frac{p_{atm}}{p}\right)^{1/n} \alpha \frac{\beta_{liq}}{np}} \quad (7)$$

여기서

$\alpha = V_{air}/V_L$  = 대기압과 0°C에서의 공기/오일 체적비

$n$  = 폴리트로픽 지수

$\beta_{liq}$  = 순수한 오일의 체적탄성계수

$p_{atm}$  = 대기압 = 1bar

피스톤에 대한 운동방정식으로부터 마찰력을 무시하여 피스톤 속도를 유도하면

$$\ddot{x} = sv \quad (8)$$

$$= \frac{1}{m} \{A(\varphi p_a - p_b) - f_\ell - d_p v\}$$

$$= \frac{1}{m} \{\varphi A(p_a - p_b) + (\varphi - 1)A p_b - f_\ell - d_p v\}$$

이므로

$$v = \frac{1/d_p}{\left(\frac{m_p}{d_p}s + 1\right)} \{ \varphi A p_\ell + (\varphi - 1) A p_{acc} - f_\ell \} \quad (9)$$

펌프의 관성 모멘트와 댐핑 계수를 모터에 포함시키고 마찰력을 무시하여 서보 모터와 펌프에 대한 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$T - D p_\ell = I_m s \omega + d_m \omega \quad (10)$$

서보 모터의 토크가 모터 드라이버의 출력 전류에 비례한다고 가정하면

$$T = k_t i \quad (11)$$

따라서 펌프의 회전속도는 식(12)가 된다.

$$\omega = \frac{1/d_m}{\frac{I_m}{d_m}s + 1} (k_t i - D p_\ell) \quad (12)$$

모터 드라이버는 Fig. 4와 같이 모터의 회전 속도를 제어하는 속도 제어기와 토크를 제어하는 전류 제어기로 구성된다. 본 논문의 실험 장치에서는 속도 제어기와 전류 제어기에 PI 제어기가 적용되었고, 누적된 오차가 포화되는 현상을 방지하기 위해 안티와인드 업 기능이 추가되었다. 속도 제어기와 전류 제어기에서 출력되는 전류  $i_c$ 와 전압  $v_c$ 는 각각  $\pm I_{max}$ ,  $\pm V_{max}$ 로 제한된다. 이것을 수식으로 표현하면

$$i_c = K_{PS} \omega_e + \frac{K_{IS}}{s} \omega_{e1}, -I_{max} \leq i_c \leq +I_{max} \quad (13)$$

$$v_c = K_{PC} i_e + \frac{K_{IC}}{s} i_{e1}, -V_{max} \leq v_c \leq +V_{max} \quad (14)$$

여기서

$$\omega_e = \omega_r - \omega \quad (15)$$

$$\omega_{e1} = \omega_e - K_{AS}(i_c - i_r) \quad (16)$$

$$i_e = i_r - i \quad (17)$$

$$i_{e1} = i_e - K_{AC}(v_c - v_r) \quad (18)$$

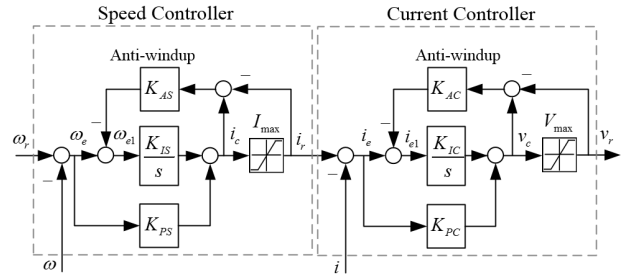


Fig. 4 Block Diagram of Motor Driver

모터의 아마추어 코일 전압  $v_m$ 은 전류제어기로부터의 입력 전압  $v_r$ 과 역기전력의 차이이다. 즉,

$$v_m = v_r - k_b \omega \quad (19)$$

모터의 저항을  $R$ , 인덕턴스를  $L$ 이라 하면 출력 전류는

$$i = \frac{1/R}{\frac{L}{R}s + 1} v_m \quad (20)$$

이와 같은 식들을 이용하여 외력이 수축 방향으로 작용하여 오른쪽으로 힘을 발생시키는 경우를 기준으로 편로드형 EHA를 블록 선도로 표현하면 Fig. 5와 같다. 그림에서 압축 체적  $V_a$ 는  $V_i$ 로 표시되었다.

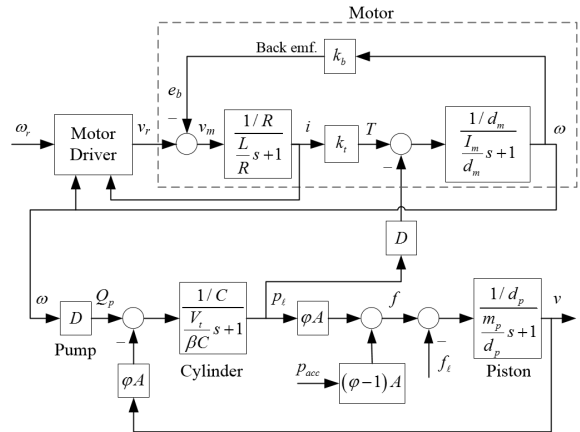


Fig. 5 Block Diagram of EHA as Control Plant

힘 제어를 P 제어기로 가정하여 구동력  $f$ 를 되먹임하고 선행 연구 사례들과 같이 유량 외란을 보상하기 위해 피스톤 속도의 (+)되먹임을 추가하면 힘 제어기는 다음과 같이 표현된다(Fig.6 참고).

$$\omega_r = K_f(f_r - f) + \varphi A v \quad (21)$$

오른쪽으로 힘을 발생시킬 때 압력센서로 측정되는 실린더 구동력은 아래와 같다.

$$\begin{aligned}
 f &= A(\varphi p_a - p_b) \\
 &= \varphi A(p_a - p_b) + (\varphi - 1)Ap_b \\
 &= \varphi Ap_\ell + (\varphi - 1)Ap_{acc}
 \end{aligned}
 \tag{22}$$

피스톤이 후진하는 경우에는 피스톤 속도와 펌프 회전속도의 부호가 음의 부호(-)으로 바뀌므로 위의 식들은 그대로 유효하다.

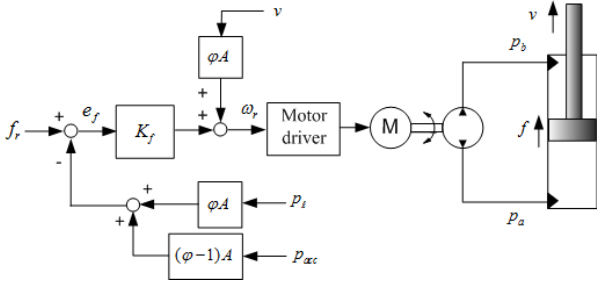


Fig. 6 Block Diagram of Force Controller

Fig. 3b와 같이 외력이 신장(전진) 방향으로 작용하는 경우에는 로드 에 의해 피스톤의 유효 단면적이 감소하므로 식(6)과 식(21)에서  $\varphi A$ 는  $A$ 로 대체되고 식(9)와 식(22)는 다음과 같이 수정되어야 한다. 즉,

$$p_\ell = \frac{1/C}{\frac{V_b}{\beta C}s + 1} \{D\omega - Av\}
 \tag{23}$$

$$v = \frac{1/d_p}{\left(\frac{m_p}{d_p}s + 1\right)} \{Ap_\ell + (\varphi - 1)Ap_{acc} - f_\ell\}
 \tag{24}$$

$$\omega_r = K_f(f_r - f) + Av
 \tag{25}$$

$$\begin{aligned}
 f &= A(\varphi p_a - p_b) \\
 &= A(p_a - p_b) + (\varphi - 1)Ap_{acc} \\
 &= Ap_\ell + (\varphi - 1)Ap_{acc}
 \end{aligned}
 \tag{26}$$

따라서 Fig. 5와 Fig. 6의 블록선도에서  $p_\ell$ 이 작용하는 면적  $\varphi A$ 가  $A$ 로, 피스톤 속도의 되먹임 이득  $\varphi A$ 가  $A$ 로, 단면적의 감소에 따라 압축 체적은  $V_a$ 에서  $V_b$ 로 교체된다. 즉, 편로드형 EHA는 외력의 방향이 수축(후진)에서 신장(전진)으로 바뀌면 압력차에 의한 구동력의 되먹임 이득, 피스톤 속도의 외란이  $1/\varphi$ 배 감소하며, 압축 체적도 피스톤 로드의 의한 체적만큼 감소한다. 이와 같이 편로드형 EHA는 힘 제어 시 외력의 방향에 따라 제어 특성이 변하게

되는 비선형 특성을 보인다.

편로드형 EHA를 기준으로 유도된 식들은 외력에 대응하는 피스톤 구동력의 방향에 따라서 Fig. 3에서와 같이 두 개의 파일럿 작동 체크 밸브 중 한 개만 작동하고 축압기의 압력은 일정하게 유지된다는 것을 전제로 한 것이다. 그러나 축압기의 압력은 축압기 내 오일 체적의 변화에 따라서 변하며, 두 파일럿 작동 체크 밸브가 과도기에서 동시에 열리거나 또는 동시에 닫히는 경우가 발생하면 편로드형 EHA의 동특성을 표현하는 위의 식들은 실제 현상을 정확히 표현하지 못하게 된다.

한편, 양로드형 EHA에 대한 이론식들은 피스톤의 단면적이 대칭이므로 구동방향과 무관하게 식(23)~(26)에  $\varphi=1$ 을 대입함으로써 단순한 형태로 정리된다.

### 3. 시뮬레이션 및 실험 결과

편로드형과 양로드형 EHA의 힘 제어 특성을 실험적으로 확인하기 위해 구성된 실험장치는 Fig.7과 같다. 실린더를 양로드형 또는 편로드형으로 교체할 수 있으며, 편로드형 실린더는 헤드측과 로드측 면적비가 2:1( $\varphi = 2$ )이다. 양로드형 EHA를 기준으로 한 기본 제원은 무부하 최대 속도=140mm/s, 정지 상태 최대 구동력=7000N, 서보 모터 출력=750W이다. 힘 제어 EHA에 속도 외란을 인가할 수 있도록 별도의 부하실린더를 직렬로 연결하였으며, 부하실린더는 비례 제어밸브를 사용하여 피스톤 변위를 제어하였다. EHA의 힘 제어와 신호 계측을 실시간으로 처리하기 위해서는 NI사의 cRIO 컨트롤러와 계측 모듈을 이용하였다. 피스톤의 변위 및 속도 측정에는 노이즈를 배제하기 위해 디지털 방식의 리니어 스케일을 사용하였다.

Fig. 5의 블록선도로 표현된 EHA의 수학적 모델에는 PCV가 포함되어 있지 않으므로 본 논문에서는 실험 장치에 사용된 EHA들을 더 상세히 모사할 수 있도록 SimulationX 프로그램으로 비선형 시뮬레이션 모델을 구성하였고 Fig.5의 블록선도로부터는 편로드형과 양로드형 EHA의 선형 시뮬레이션 모델을 Matlab으로 표현하였다. 편로드형 EHA를 기준으로 시뮬레이션 모델 사양을 정리하면 Table 1과 같고, 양로드형 EHA의 사양은 피스톤의 면적비가 1인 것과 파일럿 체크 밸브대신 체크 밸브가 사용된 것만 다르다.

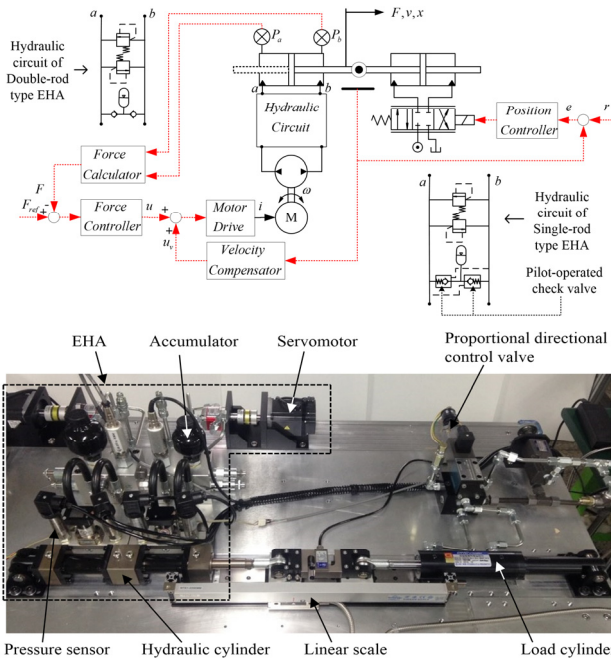


Fig. 7 Schematic diagram of Force Control EHA and Experimental apparatus

시뮬레이션 사양 중에서 서보 모터와 모터 드라이버와 같이 간접적으로 수치들을 파악할 수 없는 부품들은 따로 분리하여 입출력 신호를 측정 후 Simulink의 모델 파라미터 추정 기능을 이용하여 모델링 사양을 추정하였다.

본 논문에서는 EHA의 힘 제어 성능을 확인하기 위한 시험 방법의 하나로서 부하 실린더로 피스톤을 고정하여 속도 외란이 없는 상태에서 힘 명령 신호를 0N→+1,000N→0N, 0N→-1,000N→0N의 계단형으로 입력하였을 때 EHA의 힘 명령 추종 성능을 측정하였다. 이 실험 조건의 선정 배경은 모터 드라이버에서의 포화 현상이 나타나지 않도록 하는 것이다.

먼저 Table 1의 사양을 적용한 비선형 모델의 시뮬레이션 결과를 실험 결과와 대비하면 Fig.8과 같다. 이 결과의 중요한 의미는 실험 장치의 힘 제어 특성을 비선형 시뮬레이션 모델을 통해 정확하게 모사할 수 있었다는 것이다. 여기서 시뮬레이션 결과가 실험 결과의 차이를 줄이는 결정적인 요인은 오일의 체적탄성 계수에 영향을 주는 공기/오일의 체적비  $\alpha$ 인 것으로 나타났다. 펌프, 밸브, 실린더, 모터, 드라이버의 사양들은 개별 실험을 통해서 확인할 수 있으나,  $\alpha$ 는 시행착오 과정을 거쳐 추정할 수 밖에 없으며 약 13%인 것으로 추정되었다.

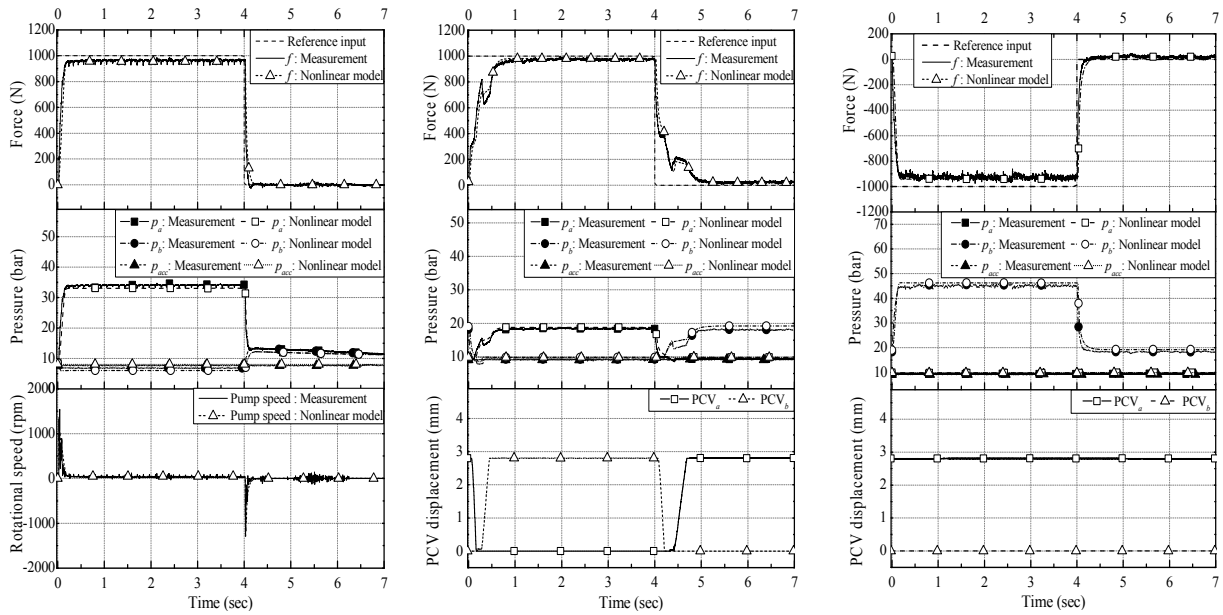
Fig. 8a에서는 양로드형 EHA에 0N→+1,000N→0N의 순서로 힘 명령을 입력한 경우의 결과를 보여주며, 0N→-1000N→0N 순으로 입력한 경우의 결과는

Table 1 Specifications of single-rod type EHA model

Item	Sub-items	Value
Servomotor	$k_b$	0.4[V/(rad/s)]
	$k_t$	0.4[Nm/A]
	$d_m$	4.98e-4[Nm/(rad/s)]
	$I_m$	0.8e-4[kgm <sup>2</sup> ]
	$R$	0.5[ $\Omega$ ]
	$L$	0.09[H]
Pump	$D$	9.07e-8[m <sup>3</sup> /rad]
Cylinder	$A$	3.534e-4[m <sup>2</sup> ]
	$d_p$	134[N/(m/s)]
	$m_p$	3[kg]
	$\varphi$	2
Current controller	$K_{PC}$	100[V/A]
	$K_{IC}$	1000[V/(A·s)]
	$K_{AC}$	0.7[A/V]
	$V_{max}$	170[V]
Speed controller	$K_{PS}$	2.5[A/(rad/s)]
	$K_{IS}$	892.5[A/rad]
	$K_{AS}$	10[(rad/s)/A]
	$I_{max}$	20[A]
Oil	$\beta_{liq}$	1.7e9[Pa]
	$\alpha$	13[%]
Pilot-operated check valve	cracking pressure	2[bar]
	pressure drop	0.1bar/(l/min)
Relief valve	relief pressure	200[bar]
Accumulator	nominal volume	0.16[Liter]
	precharge pressure	7[bar]

동일한 특성을 나타내므로 생략하였다. 양로드형 EHA는 피스톤의 대칭성 때문에 힘 명령신호의 크기에 따라서는 응답특성이 바뀌지만 부호의 영향은 받지 않는다. 구동력이 클수록 펌프의 내부 누설 때문에 정상상태 오차가 증가하며, 이러한 제어 오차는 PI 제어를 통해 보상될 수 있다.

Fig. 8b는 편로드형 EHA에 힘 명령 신호를 0N→+1,000N→0N로 입력하였을 때의 결과이다. 이 조건에서는 편로드형 EHA의 힘 추종제어가 PCV의 영향을 크게 받는 것으로 나타나며, 그 현상은 PCV의 동작을 시뮬레이션한 결과를 통해 설명할 수 있다. 즉, 초기 조건으로 힘 명령이 0N이면 편로드형 실린더의 면적비( $\varphi = 2$ )로 인해  $p_a < p_b$ 가 되어 Fig. 3b와 같이  $p_b$ 에 의해 PCV<sub>a</sub>가 열려있게 된다. 이 상태에서 힘 명령 신호가 +1000N으로 입력되면  $p_a$ 가 증가하고  $p_b$ 는 감소하면서 PCV는 닫히게 되는데, PCV<sub>a</sub>가 완전히 닫힐 때까지는 축압기로 오일이 누설되므로  $p_a$ 의



(a) Double-rod type EHA  
(0N → +1,000N → 0N)

(b) Single-rod type EHA  
(0N → +1,000N → 0N)

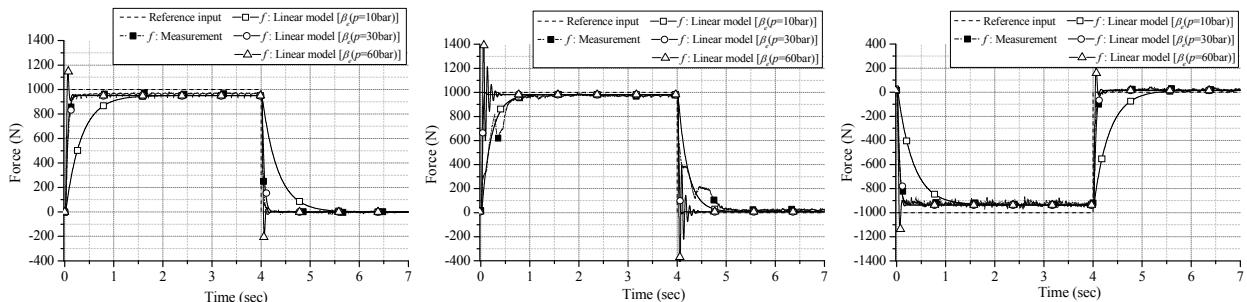
(c) Single-rod type EHA  
(0N → -1,000N → 0N)

Fig. 8 Step responses of EHA systems with piston movement blocked (Measurement & Nonlinear model)

상승 기울기는 양로드형 EHA보다 매우 완만하게 나타난다. 일단 PCV<sub>a</sub>가 닫히면 유압회로가 Fig. 3a으로 바뀌도록 PCV<sub>b</sub>가 열리기 시작하는데, 이때 PCV<sub>b</sub> 내부 컨트롤 피스톤의 변위에 비례하여 실린더 헤드 측 압축 체적이 증가하므로 PCV<sub>b</sub>가 완전히 열릴 때까지 p<sub>a</sub>는 일단 감소한다. 그 후 PCV<sub>b</sub>가 완전히 열리면 p<sub>a</sub>는 다시 증가한다. 이와 같이 편로드형 EHA는 초기 조건으로 힘 명령이 0N인 상태에서  $(\varphi - 1)Ap_{acc}$ 보다 큰 정방향 힘 명령이 입력되면 PCV가 작동하여 유압회로와 피스톤 면적이 바뀌는 과정에서 힘 제어 성능이 크게 악화된다. Fig. 8c에서는 편로드형 EHA에 0N → -1000N → 0N의 순서로 힘 명령을 입력했을 때의 결과를 보여준다. 이 경우에는 항상 p<sub>a</sub> < p<sub>b</sub>가 유지되므로 유압회로는 PCV<sub>a</sub>가 열

려있는 Fig. 3b의 상태에서 변하지 않는다. 그 결과, Fig. 8b와 달리 양로드형 EHA와 유사한 힘 제어 특성을 나타낸다.

Fig. 9에서는 위와 동일한 실험 조건에서 양로드형과 편로드형 EHA의 선형 모델을 이용한 시뮬레이션 결과를 실험과 비교하였다. 선형 모델은 비선형 요소인 모터 드라이버에서의 포화 조건(식 (13),(14) 참조), 유효체적탄성계수의 변화(식(7) 참조), PCV의 동작을 고려하지 않은 모델이다. 선형 모델에서 유효체적탄성계수 β<sub>e</sub>는 식(7)에 의해 일정 압력에서의 β<sub>e</sub>를 적용해야 한다. Fig. 9a는 양로드형 EHA에 0N → +1,000N → 0N의 순서로 힘 명령을 입력한 경우의 결과이다. Fig. 8a의 결과에서 구동력이 +1000N일 때의 압력이 대략 30bar임을 고려하여 30bar에서 계산된



(a) Double-rod type EHA  
(0N → +1,000N → 0N)

(b) Single-rod type EHA  
(0N → +1,000N → 0N)

(c) Single-rod type EHA  
(0N → -1,000N → 0N)

Fig. 9 Step responses of EHA systems with piston movement blocked (Measurement & Linear model)

$\beta_e$ 를 적용하면 실험과 잘 일치하였으나, 10bar나 60bar에서 계산된  $\beta_e$ 를 적용한 선형 모델은 실험과 큰 차이를 보였다. 이것은 공기가 포함된 오일의 경우 작동 압력에 의한  $\beta_e$ 의 변화를 무시할 수 없으며, 힘 제어 EHA가 넓은 압력 범위에서 동작하는 경우  $\beta_e$ 의 변화가 고려되지 않는 선형 모델을 이용한 해석은 부정확할 수 있음을 의미한다. 따라서 힘 제어 EHA를 선형 시스템으로 모델링하여 제어기를 설계하거나, 안정성을 평가하는 것은 매우 제한된 작동 조건에서만 가능하다는 한계가 있다. Fig. 9b는 편로드형 EHA에 0N→+1,000N→0N의 순서로 힘 명령을 입력한 경우의 결과이다. 이 경우, 선형 모델에는 PCV의 동작이 반영되지 않으므로 어떤  $\beta_e$ 를 적용하든지 실제 현상을 제대로 모사할 수 없음을 알 수 있다. Fig. 9c는 편로드형 EHA에 0N→-1000N→0N의 순서로 힘 명령을 입력했을 때의 결과이다. 이 경우에는 PCV가 작동하지 않으므로 Fig.9a와 같이 30bar에서 계산된  $\beta_e$ 를 적용했을 때 선형 모델의 시뮬레이션 결과가 실험 결과와 잘 일치하였다.

#### 4. 결론

본 논문에서는 양로드형과 편로드형 EHA에 대한 이론 모델을 유도하고 전산 시뮬레이션과 실험을 통해 양로드형과 편로드형 EHA의 힘 제어 특성 비교, 힘 제어 EHA에 포함된 비선형성의 원인 분석을 수행하였다. 비선형 시뮬레이션 모델을 통해 EHA의 실제 힘 제어 특성을 정확하게 모사할 수 있었으며, 시뮬레이션으로 실험 결과를 정확하게 모사하기 위한 주요 인자는 공기가 포함된 오일의 체적 탄성계수가 오일 압력에 따라 변하는 비선형성으로 나타났다. 따라서 공기/오일의 체적비  $\alpha$ 가 체적 탄성계수에 미치는 영향이 중요한 역할을 하였으며, 본 논문의 실험에서는 시행착오 과정을 거쳐  $\alpha$ 를 13%로 추정하였다. 피스톤의 양쪽 단면적이 대칭인 양로드형 EHA는 힘 명령 신호의 크기에 따라서 펌프의 누설 등에 의해 제어 특성이 달라지나, 방향에 대해서는 동일한 특성을 보였다. 반면에, 피스톤의 유효 단면적이 비대칭인 편로드형 EHA는 양쪽 체임버의 비대칭 유량을 보상하기 위해 사용되는 PCV가 체임버 압력에 따라 유압회로를 바꾸는 실험 조건에서는 힘 제어 특성이 양로드형 EHA에 비해 크게 악화되며, 선형 모델을 이용한 힘 제어 특성의 시뮬레이션이나 해석은 정확도를 보장할 수 없음을 확인하였다.

향후 과제로서 편로드형 EHA의 힘 제어 특성 개선을 위해 기존 PCV의 설계를 보완하거나, PCV를 대체하는 새로운 구조의 밸브를 개발하는 것이 요구된다.

#### 후 기

본 연구는 산업통상자원부의 산업융합원천기술개발사업(과제번호 10047635)의 지원을 받아 수행된 것임.

#### References

- 1) A. Alleyne and R. Liu, "On the Limitations of Force Tracking Control for Hydraulic Servo-systems", J. of dynamic systems, measurement, and control, Vol.121, No.2, pp. 184-190, 1999.
- 2) A. Alleyne and R. Liu, "A Simplified Approach to Force Control for Electro- hydraulic Systems", Control Engineering Practice, Vol.8, No.12, pp.1347-1356, 2000.
- 3) T. Boaventura, et al. "On the Role of Load Motion Compensation in High-Performance Force control", IEEE/RSJ Int. Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.4066-4071, 2012.
- 4) T. Boaventura, et al. "Model-Based Hydraulic Impedance Control for Dynamic Robots", IEEE Transactions on Robotics, Vol.31, No.6, pp.1324-1336, 2015.
- 5) W. Y. Lee, "Joint Torque Control Strategies for Hydraulic Robots", KSFC 2015 Autumn Conference on Drive & Control, pp.202-207, 2015.
- 6) S. Dyke, B. Spencer Jr., P. Quast, and M. Sain, "Role of control structure interaction in protective system design", J. of Engineering Mechanics, ASCE, Vol.121, No.2, pp.322-338, 1995.
- 7) H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, pp.224-228, 1967.
- 8) Seong Ryeol Lee and Yeh Sun Hong, "Control-performance Improvement of Dual EHAs", Journal of Drive and Control, Vol.13, No.3 pp.32-38, 2016.
- 9) Seong Ryeol Lee and Yeh Sun Hong, "Synchronous Control of an Asymmetrical Dual Redundant EHA", Journal of Drive and Control, Vol.13, No.2 pp.1-9, 2016.
- 10) M. Jelali and A. Kroll, Hydraulic Servo-systems: Modeling, Identification and Control, Springer, 2004.