creative commons
COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

[UCI]I804:21031-200000294729

공 학 석 사 학 위 논 문

실린더 병렬운동을 이용한 EHA 모델링 및 제어에 관한 연구

2020년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 시 스 템 공 학 과

배 지 원

공 학 석 사 학 위 논 문

실린더 병렬운동을 이용한 EHA 모델링 및 제어에 관한 연구

지도교수 장 지 성

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2020년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 시 스 템 공 학 과

배 지 원

배지원의 공학석사 학위논문을 인준함.

2020년 2월 21일

PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY 부경대학교

주 심 공학박사 지 상 원 (印)

위 원 공학박사 정 석 호 (印)

위 원 공학박사 장 지 성 (印)

목 차

List of Figures ····· iv

List of Tables ····· v

Nomenclature ····· vi

Abstract ····· ix

제 1 장 서 론 ····· 1

1.1 연구 배경 및 목적 ····· 1

1.2 논문 구성 ····· 3

제 2 장 EHA 시스템 구성 및 모델링 ····· 4

2.1 EHA 시스템 개요 ····· 4

2.2 EHA 시스템 수학모델 ····· 6

2.2.1 서보모터와 유압펌프 ····· 6

2.2.2 파일럿 체크밸브 ····· 7

2.2.3 릴리프밸브 ····· 8

2.2.4 유압실린더 ····· 9

2.3 시뮬레이션 모델 ····· 14

제 3 장 제어기 설계 및 시뮬레이션 ····· 17

3.1 제어기 설계 ····· 18

3.1.1 슬라이딩 모드 제어기 ····· 18

3.1.2 PID 제어기 ····· 22

3.2 시뮬레이션 ····· 24

3.3 시뮬레이션 결과 ····· 25

제 4 장 실험 결과 및 고찰 ····· 27

4.1 실험장치의 구성 ····· 27

4.2 각도제어 실험 ····· 29

제 5 장 결 론 ····· 33

참고 문헌 ····· 35

PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY 부경대학교

List of Figures

Fig. 2-1 Schematic diagram of the EHA system ····· 4

Fig. 2-2 Hydraulic pump ····· 6

Fig. 2-3 Pilot check valve ····· 7

Fig. 2-4 Relief valve ····· 8

Fig. 2-5 Hydraulic cylinder ····· 9

Fig. 2-6 Cylinder jig ····· 12

Fig. 2-7 Relation between cylinder displacement and load angle 13

Fig. 2-8 AMESim model of the EHA system ····· 14

Fig. 2-9 A comparison on response characteristics of simulation and experiment ($u = A\sin 2\pi f$, $A = 5$[V], $f = 0.5$[Hz]) 16

Fig. 2-10 Bode diagram with simulation and experiment ····· 16

Fig. 3-1 EHA system control strategy ····· 18

Fig. 3-2 Block diagram of PID control system ····· 22

Fig. 3-3 PID control EHA system simulation ····· 24

Fig. 3-4 SMC control EHA system simulation ····· 24

Fig. 3-5 Simulation results with PID controller ····· 26

Fig. 3-6 Simulation results with SMC controller ····· 26

Fig. 4-1 Schematic diagram of experimental device ····· 27

Fig. 4-2 Photograph of experimental device ····· 27

Fig. 4-3 Experimental results with PID controller ····· 30

Fig. 4-4 Experimental results with SMC controller ····· 30

Fig. 4-5 Experimental results with PID controller ····· 32

Fig. 4-6 Experimental results with SMC controller ····· 32

List of Tables

Table 2-1 Parameter of simulation model ····· 15

Table 4-1 Parameter of experimental device ····· 28

Table 4-2 Steady state error and settling time with PID controller 31

Table 4-3 Steady state error and settling time with SMC controller 31

PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY
부경대학교

Nomenclature

A	area	[m^2]
B_c	viscous damping coefficient of cylinder	[N/(m/s)]
C_d	flow coefficient	
C_{ec}	external leakage coefficient of cylinder	[m^5/(N·s)]
C_{ic}	internal leakage coefficient of cylinder	[m^5/(N·s)]
C_{ep}	external leakage coefficient of pump	[m^5/(N·s)]
C_{ip}	internal leakage coefficient of pump	[m^5/(N·s)]
C_{tc}	total leakage coefficient of cylinder	[m^5/(N·s)]
C_{tp}	total leakage coefficient of pump	[m^5/(N·s)]
D	switching gain of sliding mode controller	
D_p	pump displacement	[m^3/rad]
d	disturbance	
d_e	equivalence disturbance	
e	control error	[V]
F, F_1, F_2	Force of cylinder	[N]
F_L	Force of load	[N]
J_L	moment of inertia of load	[kg·m^2]
K_p	Proportional gain of PID controller	
k_{am}	angular velocity-voltage coefficient of servomotor	[(rad/s)/V]
M_c	mass of cylinder	[kg]

P	pressure	[N/m^2]
P_A, P_B	pressure of hydraulic pump	[N/m^2]
p_p	pilot pressure	[N/m^2]
Q	volumetric flow	[m^3/s]
Q_A, Q_B	Flow rate of the hydraulic pump	[m^3/s]
Q_L	load flow rate	[m^3/s]
R	moment arm length	[m]
s	sliding mode function	
T_d	differential time	[s]
T_i	integral time	[s]
t	time	[s]
u	control input	[V]
u_{eq}	equivalent input	[V]
u_s	switching input	[V]
V	volume	[m^3]
V_0	initial volume	[m^3]
x_p	displacement of piston	[m]
x_r	reference dis;oacement of piston	[m]

Greek symbols

α	angle of load	[deg]

β	angle of cylinder	[deg]
β_e	bulk modulus of hydraulic oil	[N/m^2]
ρ	density	[kg/m^3]
ϕ	sliding mode control gain	
ω_m	angular velocity of servo motor	[rad/s]

Subscripts

1	head side of No. 1 cylinder
2	rod side of No. 1 cylinder
3	rod side of No. 2 cylinder
4	head side of No. 2 cylinder
A	A port
B	B port
h	head side
pcv	pilot check valve
r	rod side
rv	relief valve

PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY 부경대학교

A study on EHA modeling and control using hydraulic cylinder parallel movement

Ji-Won Bae

Department of Mechanical System Engineering,
The Graduate School, Pukyong National University

Abstract

Hydraulic system has high power density and excellent dynamic response, so it is widely applied to position, speed, force and torque control of various machinery. Existing hydraulic systems control the movement of loads through valves of variable displacement pump control. Although these systems can obtain high power, they require large equipment and hydraulic pipes compared to an electric motors, and has problems such as oil leakage, performance change due to temperature change, and low power transmission efficiency. To solve this problem, EHA (Electro Hydrostatic Actuator) system is integrated with servo motor, two-way hydraulic pump, cylinder, hydraulic valve and piping, so that it can be miniaturized compared to the existing hydraulic system and minimizes piping. It can reduce the leakage of oil. In addition, since the

position and pressure control of the hydraulic cylinder is performed through the hydraulic pump flow control directly connected to the servomotor without using the control valve, it is possible to improve the energy transfer efficiency problem. The EHA system is mainly applied to aircrafts, but recently, research and development are being conducted to apply industrial actuators to presses, injection molding machines, and construction machinery in general industrial sites.

However, the EHA system is relatively less responsive than conventional hydraulic systems due to the rotational inertia of the pump and motor. It also has the nonlinearity of the system and uncertain system parameters such as, changes in viscosity and volume modulus with the temperature and pressure of the fluid and frictional characteristics of the cylinder. Uncertainty due to these operating environments and nonlinearity of the system are factors influencing control performance in controlling the EHA system. Despite this, the EHA system has to be robust and precise in order to be applied to various industrial sites.

In this study, we designed an EHA system to implement the rotational motion of a load, construct a nonlinear simulation model based on a mathematical model, and verify the validity of the model by comparing the experimental and simulation results. Sliding mode controller (SMC) and PID controller are designed for rotation load angle control using EHA and control performance is verified by nonlinear simulation and experiment.

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경 및 목적

유압시스템은 동력 밀도가 크고 우수한 동적 응답성을 가지므로 다양한 기계장치의 위치제어, 속도제어 및 힘과 토크 제어에 폭넓게 적용되고 있다. 기존의 유압시스템은 밸브나 가변 용량형 펌프제어를 통해 부하의 운동을 제어하게 된다. 이러한 시스템은 고출력을 얻을 수 있지만, 전동기시스템보다 다양한 장비와 유압배관이 필요하고 기름의 누설, 온도 변화에 따른 성능 변화, 낮은 동력전달 효율 등의 문제가 있다.[1-2] EHA(Electro Hydrostatic Actuator, 전기 정유압 구동기) 시스템은 서보모터, 양방향 유압펌프, 실린더, 유압 밸브 및 배관이 일체화되어 기존의 유압시스템에 비해 소형화가 가능하고 배관의 최소화를 통해 기름의 누설을 줄일 수 있다. 또한, 제어용 밸브를 사용하지 않고 서보모터와 직결된 유압펌프 유량 제어를 통해 유압실린더의 위치 및 압력 제어가 수행되므로 에너지 전달 효율 문제를 개선할 수 있다.[3-4] 이러한 EHA 시스템은 주로 항공기에 적용됐으나 최근에는 일반 산업 현장의 프레스와 사출성형기, 건설기계 분야까지 산업용 액츄에이터로 적용하기 위한 연구 및 개발이 진행되고 있다.[4-5]

하지만 EHA 시스템은 펌프와 모터의 회전 관성으로 인해 기존 유압 시스템에 비해 상대적으로 느리게 동작한다. 또한, 시스템의 비선형성과 작동유의 온도 및 압력에 따른 점성 및 체적탄성계수의 변화와 누설 그리고 실린더의 마찰 특성과 같은 불확실한 시스템 파라미터들을 가지고 있다. 이러한 작동 환경에 따른 불확실성과 시스템의 비선형성은 EHA 시스템의 제어성능에 영향을 미치는 요소이다.[6-7] 이러한 단점을 극복하여 EHA 시

스템을 다양한 산업 현장에 적용하기 위해서는 강인한 제어성능이 확보되어야 한다.

이에 본 연구에서는 부하의 회전운동 구현을 위하여 설계한 EHA 시스템을 대상으로 비선형 시뮬레이션 모델을 구성하고 실험 결과와 시뮬레이션 결과의 비교를 통해 모델의 타당성을 검증한다. 회전 부하의 각도 제어를 위해 슬라이딩 모드 제어기(SMC)와 PID 제어기를 설계하고 비선형 시뮬레이션 및 실험을 통해 제어성능을 검증한다.

PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY
부경대학교

1.2 논문 구성

본 논문은 총 5장으로 구성되어 있으며 각 장에 대한 요약은 다음과 같다.

제2장 「EHA 시스템의 구성」에서는 본 연구에서 설계한 실린더의 병렬운동을 이용한 EHA 시스템의 구성을 나타내고 지배방정식으로부터 구한 수학적 모델을 제시하였다. 또한, 이를 바탕으로 한 비선형 시뮬레이션 모델을 제시하였다.

제3장 「제어기 설계」에서는 본 연구에서 대상으로 하는 EHA 시스템의 제어기를 설계하였고 제4장 「실험결과 및 고찰」에서 시뮬레이션 및 실험을 통해 제어성능을 검증하였다.

제5장 「결론」에서는 본 논문에서의 총괄적인 결론을 정리하였다.

PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY 부경대학교

제 2 장 EHA 시스템 구성 및 모델링

2.1 EHA 시스템 개요

Fig. 2-1은 AC 서보모터, 양방향 유압펌프, 유압실린더, 모터 드라이버, 제어기, 가압탱크, 릴리프밸브, 파일럿 체크밸브 그리고 위치 센서로 구성된 본 연구에서 설계한 EHA 시스템의 회로이다. 이 시스템은 서보모터의 속도 및 토크를 제어함에 따라 직결되어있는 유압펌프의 유량을 결정하게 되며 유압실린더의 위치 및 힘 제어가 가능하다. 여기서 파일럿 체크밸브는 서보모터가 작동하지 않는 경우 정지상태를 유지하는 기능을 수행한다. 릴리프밸브는 시스템 내부압력이 과도하게 상승하는 경우 최대 압력을 제한하는 기능을 수행한다.

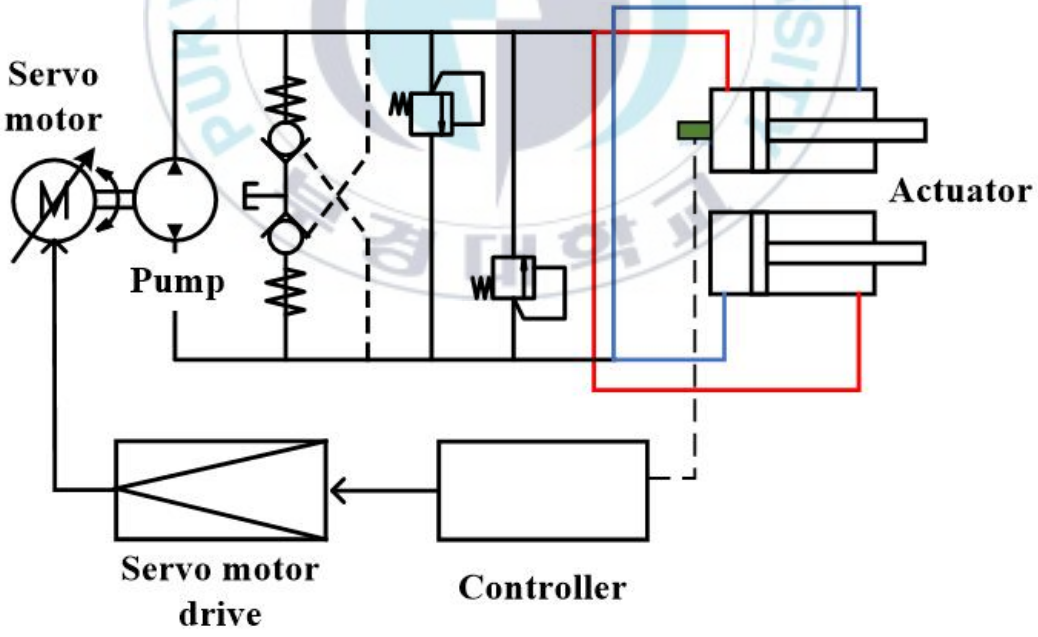

Fig. 2-1 Schematic diagram of the EHA system

본 연구에서 설계한 EHA 시스템에서는 Fig. 2-1과 같이 두 개의 편 로드 실린더를 병렬로 배치하였다. 펌프에서 발생하는 유량은 각 실린더의 헤드측과 로드측에 공급되어 두 개의 실린더가 서로 반대 방향으로 운동하면서 부하의 회전운동을 구현한다.

PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY
부경대학교

2.2 EHA 시스템 수학모델

2.2.1 서보모터와 유압펌프

서보모터는 시간 지연 없이 속도 추종이 가능하다고 가정하여 식(2-1)과 같이 나타낸다.

$$\omega_m = k_{am}\, u \tag{2-1}$$

여기서, ω_m은 서보모터의 각속도, u는 제어입력, k_{am}은 서보모터의 각속도-전압 계수이다.

유압펌프는 Fig. 2-2를 이용하여 나타낼 수 있다. 펌프의 토출유량 Q_A와 흡입유량 Q_B는 서보모터의 각속도와 펌프의 압력을 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

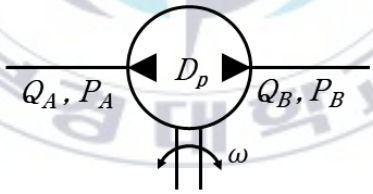

Fig. 2-2 hydraulic pump

$$Q_A = D_p\omega_m - C_{ip}(P_A - P_B) - C_{ep}P_A \tag{2-2}$$

$$Q_B = D_p\omega_m - C_{ip}(P_A - P_B) + C_{ep}P_B \tag{2-3}$$

여기서, D_p는 펌프의 배제용적, P_A, P_B는 펌프의 토출측과 흡입측 압력을 나타낸다. 누설 유량은 펌프 양단의 압력에 의해 발생하며 C_{ip}는 내부누설계수, C_{ep}는 외부누설계수이다.

2.2.2 파일럿 체크 밸브

파일럿 작동 체크 밸브는 체크 밸브의 기능을 가지면서 파일럿 압력을 가하여 체크 기능을 해제시킬 수 있는 밸브이다. Fig. 2-3은 파일럿 작동 체크밸브의 구조와 유압기호를 나타낸다. 여기서 A 포트 및 B 포트는 순방향 흐름의 유입포트 및 유출 포트이고, X 포트는 파일럿 포트, Y 포트는 드레인 포트이다. 식 (2-4)로부터 계산되는 p_p값 이상의 압력을 X 포트에 공급하면 피스톤이 포핏을 작동시켜 B 포트에서 A 포트로 유량이 흐를 수 있다. 이때 밸브의 유량 Q_{pcv}는 식 (2-5)와 같다.

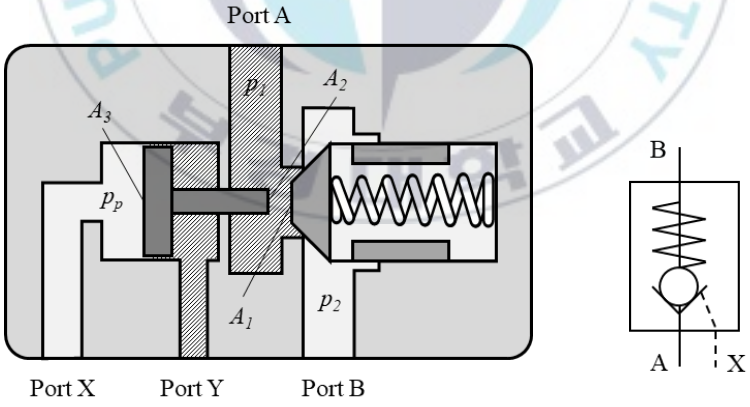

Fig. 2-3 Pilot check valve

$$p_p = \{A_1(p_2 - p_1) + A_2 p_1 + F_s RIGHT / A_3 \tag{2-4}$$

$$Q_{pcv} = C_d A_{pcv} \sqrt{2\Delta p/\rho} \tag{2-5}$$

여기서 F_s는 스프링이 포핏에 가하는 힘, C_d는 밸브 유량 계수, A_{pcv}는 밸브 유로 단면적 *TRIANGLEp*는 밸브 양단 압력 차 ρ는 작동유 밀도를 나타낸다.

2.2.3 릴리프 밸브

유압실린더 유로에 연결된 릴리프밸브는 시스템 내부압력이 과도하게 상승하는 경우 유량을 배출함으로써 최대 압력을 제한하는 밸브이다. Fig. 2-4의 릴리프밸브는 스프링 변위를 조절하여 크래킹압력을 조절할 수 있다. 관로 압력이 크래킹압력보다 클 때 릴리프밸브의 유량 Q_{rv}은 식 (2-6)과 같다.

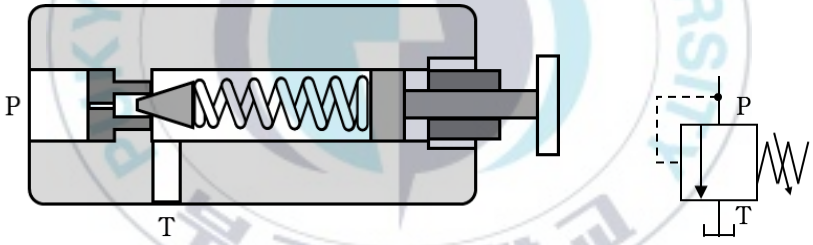

Fig. 2-4 relief valve

$$Q_{rv} = C_d A_{rv} \sqrt{2\triangle p/\rho} \tag{2-6}$$

여기서 C_d는 밸브 유량 계수, A_{rv}는 밸브 유로 단면적 *TRIANGLEp*는 밸브 양단 압력 차 ρ는 작동유 밀도를 나타낸다.

2.2.4 유압실린더

Fig. 2-3은 EHA 시스템의 실린더모델을 나타낸다. 유압실린더는 유압펌프로부터 발생한 유량이 유압실린더 챔버에 공급되면서 압력이 발생한다. 발생한 압력은 피스톤의 헤드측과 로드측에 각각 작용하여 힘과 변위를 발생시킨다. 유압실린더의 피스톤 위치가 중립상태($x_p = 0$)일 때 유압실린더의 양 챔버에 대한 연속방정식은 다음과 같다.

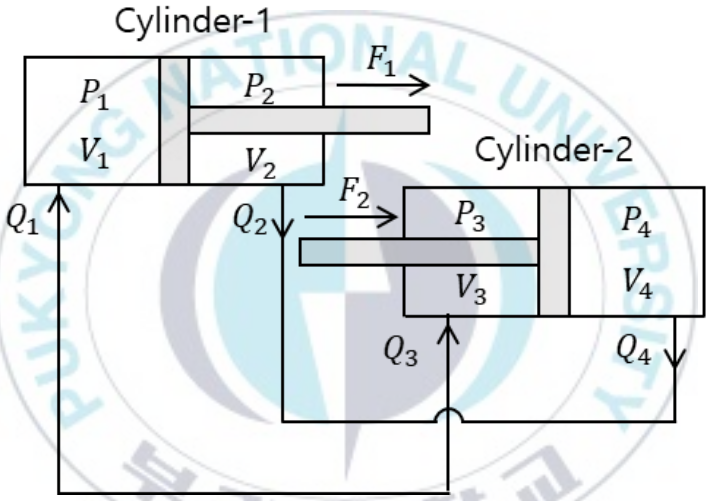

Fig. 2-5 hydraulic cylinder

$$
\begin{aligned}
Q_1 - C_{ic}(P_1 - P_2) - C_{ec}P_1 &= \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e}\frac{dP_1}{dt} \\
C_{ic}(P_1 - P_1) - C_{ec}P_2 - Q_2 &= \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e}\frac{dP_2}{dt} \\
Q_3 - C_{ic}(P_3 - P_4) - C_{ec}P_3 &= \frac{dV_3}{dt} + \frac{V_3}{\beta_e}\frac{dP_3}{dt} \\
C_{ic}(P_3 - P_4) - C_{ec}P_4 - Q_4 &= \frac{dV_4}{dt} + \frac{V_4}{\beta_e}\frac{dP_4}{dt}
\end{aligned}
\tag{2-7}
$$

여기서, C_{ic}와 C_{ec}는 실린더의 내부 및 외부누설계수이고, β_e는 작동유의 유효 체적탄성계수를 나타낸다. 각 실린더 챔버의 체적 V_1, V_2, V_3, V_4는 다음과 같이 나타낸다.

$$
\begin{aligned}
V_1 &= V_{01} + A_1 x_p \\
V_2 &= V_{02} - A_2 x_p \\
V_3 &= V_{03} + A_3 x_p \\
V_4 &= V_{04} - A_4 x_p
\end{aligned}
\tag{2-8}
$$

이때 V_{01}, V_{02}, V_{03}, V_{04}는 각 실린더의 헤드측과 로드측의 초기 체적이고 x_p는 실린더의 변위이다.

식(2-8)을 식(2-7)에 대입하면 식(2-9)과 같다.

PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY 부경대학교

$$
\begin{aligned}
Q_1 &= C_{ic}(P_1 - P_2) + C_{ec}P_1 + A_1\frac{dx_p}{dt} + \frac{(V_{01} + A_1x_p)}{\beta_e}\frac{dP_1}{dt} \\
Q_2 &= C_{ic}(P_1 - P_2) - C_{ec}P_2 + A_2\frac{dx_p}{dt} - \frac{(V_{02} - A_2x_p)}{\beta_e}\frac{dP_2}{dt} \\
Q_3 &= C_{ic}(P_3 - P_4) + C_{ec}P_3 + A_3\frac{dx_p}{dt} + \frac{(V_{03} + A_3x_p)}{\beta_e}\frac{dP_3}{dt} \\
Q_4 &= C_{ic}(P_3 - P_4) - C_{ec}P_4 + A_4\frac{dx_p}{dt} - \frac{(V_{04} - A_4x_p)}{\beta_e}\frac{dP_4}{dt}
\end{aligned}
\tag{2-9}
$$

펌프의 토출유량 Q_A와 Q_B에 대한 부하유량 Q_L을 식 (2-10)과 같이 정의한다.

$$
Q_L = \frac{Q_A + Q_B}{2} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4}{2} \tag{2-10}
$$

이때, $A_1 = A_4 = A_h$, $A_2 = A_3 = A_r$, $V_{01} = V_{04} = V_{0h}$, $V_{02} + V_{03} = V_{0r}$, $P_1 = P_3 = P_A$, $P_2 = P_4 = P_B$ 라고 두고 $V_0 \gg Ax_p$가 성립한다고 가정하면 부하유량 방정식은 식(2-11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$
\begin{aligned}
Q_L &= D_p\omega_m - (C_{ip} + C_{ep}/2)P_L \\
&= (A_h + A_r)\frac{dx_c}{dt} + \frac{(V_{0h} + V_{0r})}{2\beta_e}\frac{dp_L}{dt} + (2C_{ic} + C_{ec})P_L \ , \ P_L = P_A + P_B
\end{aligned}
\tag{2-11}
$$

여기서 $C_{tp} = C_{ip} + C_{ep}/2$, $C_{tc} = 2C_{ic} + C_{ec}$ 이며 C_{tp}는 펌프 총누설계수, C_{tc}는 실린더 총 누설계수이다. P_L은 부하압력을 나타낸다.

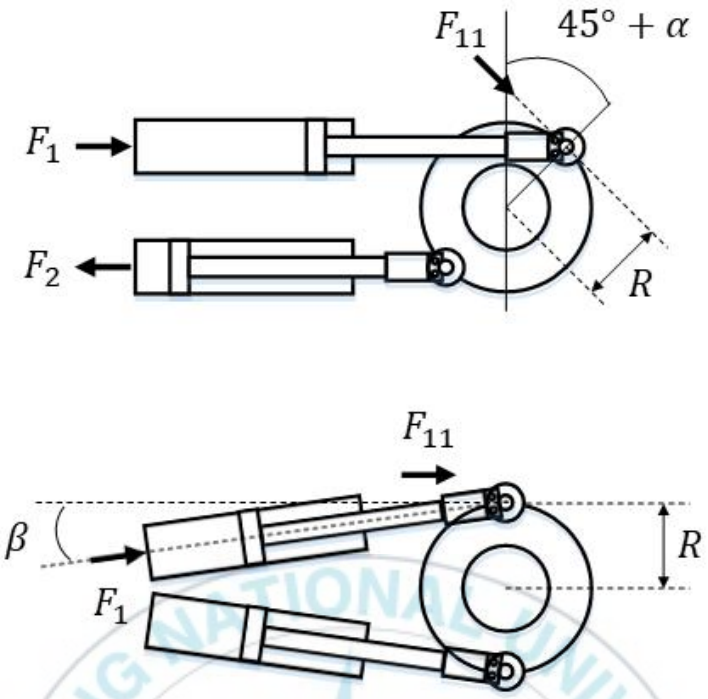

Fig. 2-6 Cylinder jig

두 개의 실린더는 Fig. 2-6처럼 회전부하가 모멘트 팔길이 R이 일정하게 회전하도록 설치하였다. 실린더에서 발생하는 총 힘은 식 (2-12)와 같다. 이 힘은 식 (2-13)의 토크 방정식으로 회전장치에 작용하게 된다.

$$F = F_1 + F_2 = (A_h + A_r)P_L \tag{2-12}$$

$$T = F\cos(45-\alpha)\cos\beta\, R = J_L\frac{d^3\alpha}{dt^3} \tag{2-13}$$

여기서, T는 총 토크, α는 부하의 각도, β는 두 실린더 각도, R은 모멘트 팔길이, J_L은 부하의 관성모멘트이다.

피스톤 변위 x_p와 부하의 각도 α의 관계를 정의하기 위해 Fig. 2-6에서의 실린더 위치변화를 Fig. 2-7과 같이 나타내었다. 여기서 L은 실린더의 총 길이이다.

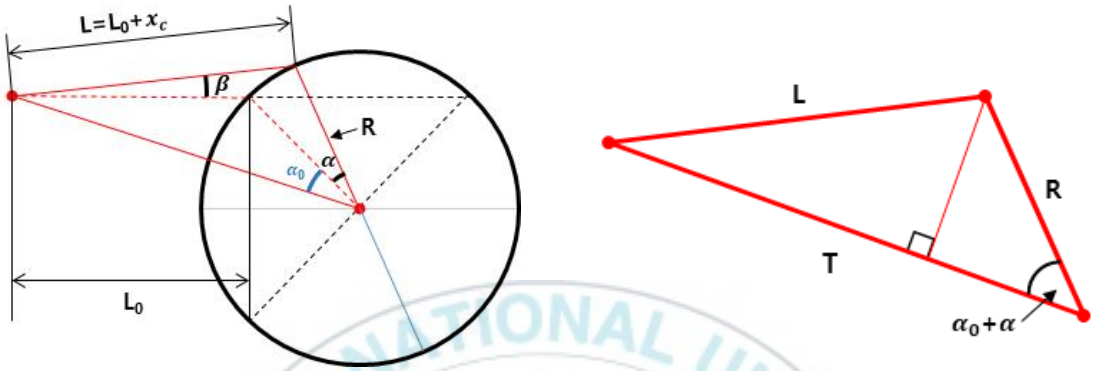

Fig. 2-7 Relation between cylinder displacement and load angle

코사인 제2 법칙을 이용해 부하 각도와 실린더 변위의 관계식을 식 (2-14), (2-15)와 같이 정의한다.

$$\cos(\alpha_0+\alpha)=\frac{T^2+R^2-(L_0+x_p)^2}{2\times T\times R} \tag{2-14}$$

$$\alpha=\cos^{-1}\left(\frac{86200-(163.25+x_c)^2}{66415}\right)-26.28 \tag{2-15}$$

2.3 시뮬레이션 모델

앞에서 나타낸 EHA 시스템 구성요소들의 수학모델을 바탕으로 EHA시스템의 시뮬레이션 모델을 구성하였다. 비선형 해석이 가능한 유압해석 상용프로그램인 AMESim을 이용하여 Fig. 2-8과 같이 구성하였다.

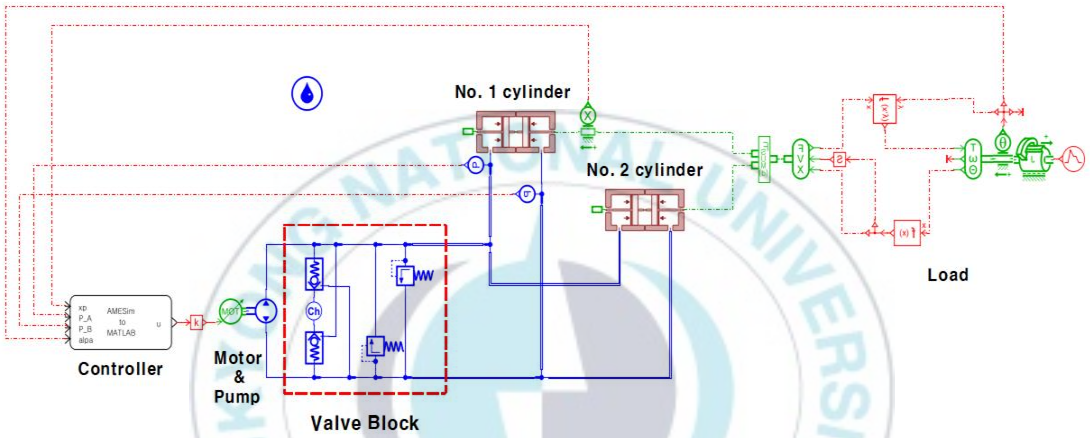

Fig. 2-8 AMESim model of the EHA system

시뮬레이션 모델은 크게 제어기, 서보모터, 유압펌프, 밸브 블록, 탱크, 유압실린더로 구성되어 있다. 제어기는 MATLAB Simulink를 이용해 구성한 제어기를 연동한 것이다. 실린더에서 발생한 힘은 관계식을 통해 토크로 부하에 전달된다. 시뮬레이션 모델에 적용된 파라미터값은 Table 2-1에 나타내었으며 측정하기 힘든 파라미터는 기초실험을 통해 추정하였다.

Fig. 2-9와 Fig. 2-10은 시뮬레이션 모델과 실험장치의 응답특성을 비교한 것이다. 이때 시스템은 무부하 개루프 응답특성을 나타내었으며 입력신호는 진폭 5V, 주파수 0.5Hz 사인파를 인가하였다. 그 결과 실제 EHA 시

스템 작동 영역인 저주파 영역에서 시뮬레이션과 실험결과가 비교적 잘 일치하고 있음을 확인하였다.

Table 2-1 Parameter of simulation model

Parameters	Symbol	Value	Unit
voltage-displacement coefficient	k_{lvdt}	1/20	V/mm
angular velocity-voltage coefficient of servomotor	k_{am}	47.12	(rad/s)/V
pump displacement	D_p	9.39×10^{-7}	m3/rev
bulk modulus of hydraulic oil	β_e	1.7×10^{9}	N/m^2
tank volume	V_T	0.003	m^3
head area of cylinder	A_h	0.002	m^2
rod area of cylinder	A_r	0.0013	m^2
stroke of cylinder	L	0.2	m
angular limit	α	0~106.7	deg
moment arm length	R	0.125	m

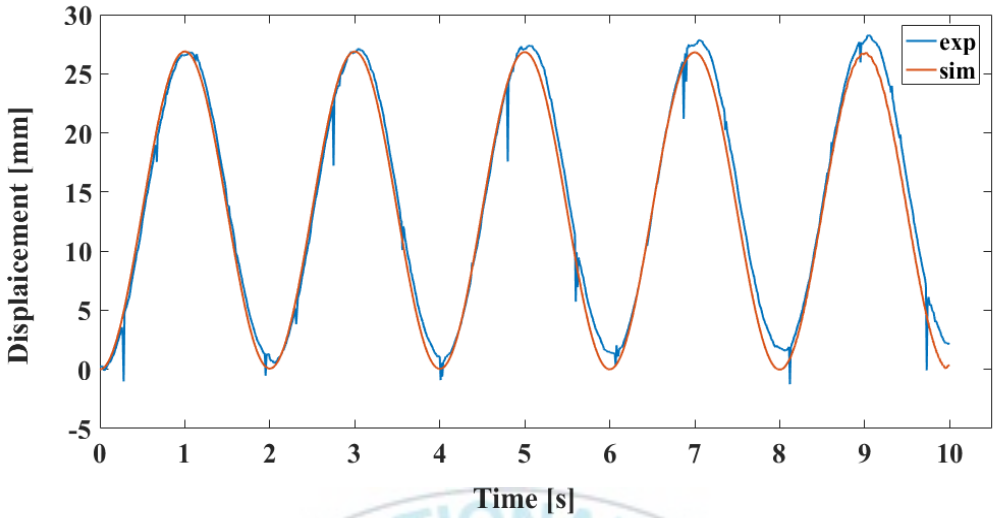

Fig. 2-9 A comparison on response characteristics of simulation and experiment ($u = A\sin 2\pi f$, $A = 5[\mathrm{V}]$, $f = 0.5[\mathrm{Hz}]$)

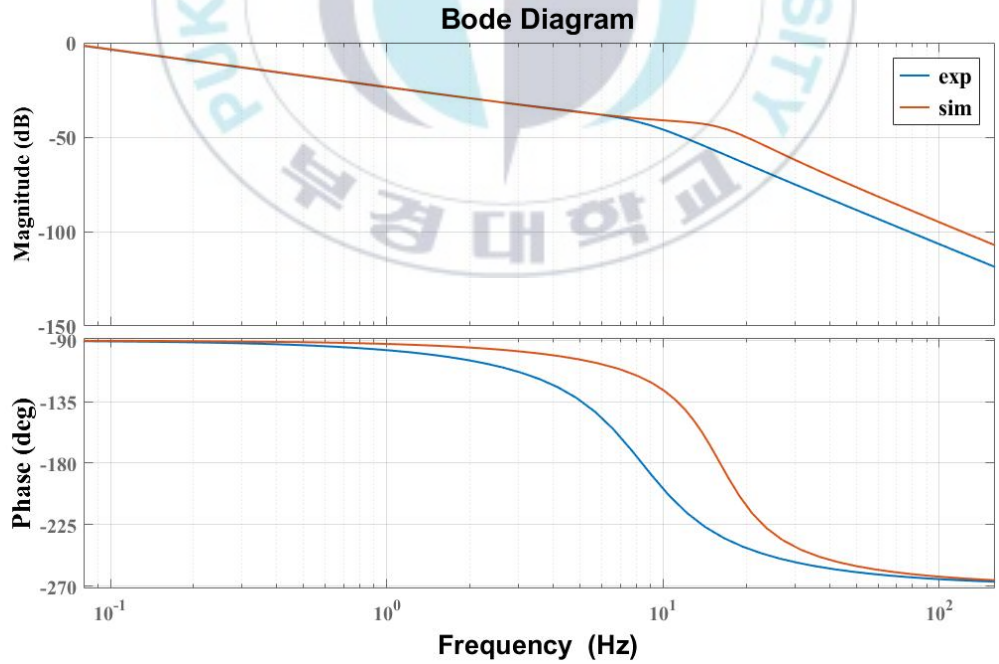

Fig. 2-10 Bode diagram with simulation and experiment

제 3 장 제어기 설계 및 시뮬레이션

EHA 시스템은 기존 유압 시스템의 소형화와 에너지 효율 개선을 위해 유압 구성품(서보모터, 유압펌프, 유압실린더 등)을 일체화하고, 전기 서보모터의 속도 및 토크의 제어를 통해 액츄에이터의 위치 및 힘을 제어하는 시스템이다.

그러나 이러한 EHA 시스템은 펌프와 모터의 회전 관성으로 인해 고응답 제어 밸브로 제어되는 기존의 유압 시스템보다 상대적으로 응답성이 낮다. 또한, 부하압력에 따른 작동 유의 유효 체적탄성계수의 변화와 펌프 및 실린더 누설과 같은 비선형적인 요소에 의해 시스템의 불확실성을 가진다. 그럼에도 불구하고 EHA 시스템이 다양한 산업 현장에 적용되기 위해서는 강인하고 우수한 제어성능을 확보해야 한다.

가변구조 시스템 이론에 기초를 두고 있는 슬라이딩 모드 제어 이론은 시스템의 상태를 슬라이딩 평면으로 도달시켜 구속함으로써 강인성을 얻어내는 제어기법이다. 이는 시스템의 비선형성과 파라미터 변동에 강인한 제어가 가능하며, 높은 게인특성을 가지는 것이 특징이다.

본 연구에서는 실린더의 병렬운동을 이용하여 부하의 회전운동을 구현하고자 한다. 시스템의 선형모델링을 수행하고, 실린더의 위치제어를 위해 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였다. 그리고 설계한 제어기와의 성능 비교를 위해 산업 현장에서 널리 사용되고 있는 PID 제어기를 설계하였다. 이를 MATLAB Simulink로 구성하여 시뮬레이션을 통해 제어성능을 비교평가 한다.

3.1 제어기 설계

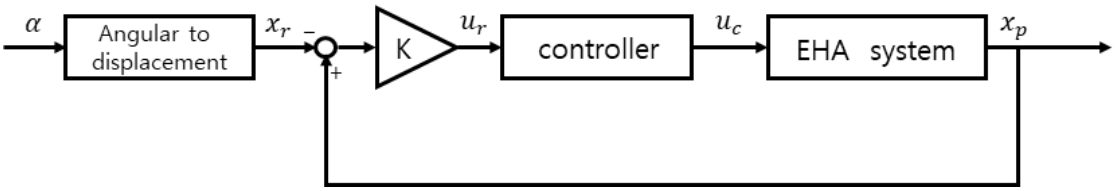

Fig. 3-1 EHA system control strategy

본 연구에서는 Fig. 3-1과 같이 부하 각도 α와 유압실린더 변위 x_p의 관계식을 이용하여 부하 각도에 따른 피스톤의 위치 궤적제어를 하고자 한다. 이 시스템의 제어목표는 정상상태 오차 ±2% 이내 정착시간 7초 이내로 설정하였다.

3.1.1 슬라이딩 모드 제어기

슬라이딩 제어기 설계를 위해 본 연구에서 설계한 EHA 시스템을 다음과 같은 정규형태(canonical form)의 상태방정식으로 표현하고자 한다.

$$\dot{\boldsymbol{x}}(t) = \boldsymbol{A}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{B}u + \boldsymbol{B}d \tag{3-1}$$

여기서 $\boldsymbol{x}$는 시스템의 상태변수, u는 제어입력, d는 등가 외란으로 파라미터 변동, 모델 불확실성 및 외란을 모두 포함한다.

부하에 따른 두 실린더의 운동방정식은 식 (3-2)로 표현하였으며 각 항을 시간 t에 대해 미분하여 정리하면 식 (3-3)이 된다. 여기서 M_c는 실린더의 질량, B_c는 실린더 점성마찰계수, F_L은 외부 부하이다.

$$(A_h + A_r)P_L = M_c\frac{d^2x_p}{dt^2} + B_c\frac{dx_p}{dt} + F_L \tag{3-2}$$

$$\frac{d^3x_p}{dt^3} = \frac{(A_h + A_r)}{M_c}\frac{dP_L}{dt} - \frac{B_c}{M_c}\frac{d^2x_p}{dt^2} - \frac{dF_L}{dt} \tag{3-3}$$

실린더의 부하 유량 식(2-11)을 $\frac{dP_L}{dt}$에 대해 정리하면 식 (3-4)로 정리된다.

$$\begin{aligned}\frac{dP_L}{dt} &= \frac{2\beta_e}{(V_{0h} + V_{0r})}\left\{D_p k_{am} u - (A_h + A_r)\frac{dx_p}{dt} - (C_{tp} + C_{tc})P_L\right\} \\ &= \frac{2\beta_e D_p k_{am}}{(V_{0h} + V_{0r})}u - \frac{2\beta_e(A_h + A_r)}{(V_{0h} + V_{0r})}\frac{dx_p}{dt} - \frac{2\beta_e(C_{tp} + C_{tc})}{(V_{0h} + V_{0r})}P_L\end{aligned} \tag{3-4}$$

식 (3-4)를 식 (3-3)에 대입하고 시스템의 불확실성을 나타낸 외란 d를 포함하면 식 (3-5)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}\frac{d^3x_p}{dt^3} = &-\frac{B_c}{M_c}\frac{d^2x_p}{dt^2} - \frac{2\beta_e(A_h + A_r)^2}{M_c(V_{0h} + V_{0r})}\frac{dx_p}{dt} + \frac{2\beta_e(A_h + A_r)D_p k_{am}}{M_c(V_{0h} + V_{0r})}u \\ &- \frac{2\beta_e(A_h + A_r)(C_{tp} + C_{tc})}{M_c(V_{0h} + V_{0r})}P_L + d\end{aligned} \tag{3-5}$$

여기서 P_L항과 d항을 등가 외란 $\left(= \frac{2\beta_e(A_h + A_r)D_p k_{am}}{M_c(V_{0h} + V_{0r})}d_e\right)$으로 나타내면 제어입력 u와 시스템 출력 x_p(피스톤 변위)의 미분 방정식 형태는 식

(3-6)으로 표현할 수 있다. 이를 상태방정식으로 표현하면 식 (3-7)과 같다.

$$\frac{d^3x_p}{dt^3}=-\frac{B_c}{M_c}\frac{d^2x_p}{dt^2}-\frac{2\beta_e(A_h+A_r)^2}{M_c(V_{0h}+V_{0r})}\frac{dx_p}{dt}+\frac{2\beta_e(A_h+A_r)D_pk_{am}}{M_c(V_{0h}+V_{0r})}(u-d_e) \qquad (3\text{-}6)$$

$$\dot{x}=\begin{bmatrix}0 & 1 & 0\\ 0 & 0 & 1\\ -a_{n1} & -a_{n2} & -a_{n3}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}x_1\\ x_2\\ x_3\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}0\\ 0\\ b_n\end{bmatrix}u-\begin{bmatrix}0\\ 0\\ b_n\end{bmatrix}d_e$$

$$y=[1\,0\,0]\begin{bmatrix}x_1\\ x_2\\ x_3\end{bmatrix} \qquad (3\text{-}7)$$

여기서 $a_{n1}=0,\ a_{n2}=\frac{2\beta_e(A_h+A_r)^2}{M_c(V_{0h}+V_{0r})},\ a_{n3}=\frac{B_c}{M_c},\ b_n=\frac{2\beta_e(A_h+A_r)D_pk_{am}}{M_c(V_{0h}+V_{0r})}$

이다. 상태변수 $x_1=x_p$(변위), $x_2=\dot{x}_p$(속도), $x_3=\ddot{x}_p$(가속도)이다.

슬라이딩 모드 제어기는 슬라이딩 함수 s가 0으로 수렴하면 제어 오차 e 역시 0으로 수렴하도록 한다. 슬라이딩 함수 s는 3차 슬라이딩 평면으로 식 (3-8)과 같이 구성한다. 이때 오차 신호 e는 식 (3-9)로 나타낸다.

$$s=c_1e+c_2\dot{e}+\ddot{e} \qquad (3\text{-}8)$$

$$e=x_p-x_r,\ \dot{e}=\dot{x}_p-\dot{x}_r,\ \ddot{e}=\ddot{x}_p-\ddot{x}_r \qquad (3\text{-}9)$$

설계한 슬라이딩 평면의 안정성을 보장하기 위한 제어입력 u는 Lyapunov 함수에 의해 결정된다. Lyapunov 함수를 식 (3-10)과 같이 정

의하고 안정화 조건을 만족하도록 제어입력 u_{smc}를 설계한다. 제어입력 u_{smc}는 시스템의 상태가 슬라이딩 평면으로 수렴하도록 하는 등가 제어입력 u_{eq}와 슬라이딩 평면 $s=0$에서 등가 외란 d_e를 보상하기 위한 스위칭 제어입력 u_s로 구성된다.

$$V=0.5s^2,\ \dot{V}=s\dot{s}\leq\ 0 \tag{3-10}$$

$$u_{smc}=u_{eq}+u_s \tag{3-11}$$

$\dot{s}=0$ 일 때, 즉 시스템이 슬라이딩 상태에 있을 때 식 (3-12)에 식 (3-9)와 식 (3-7)을 대입하면 제어입력 u_{eq}를 얻을 수 있다. 이때 d_e는 계측이 곤란하기 때문에 $b_n d_e$ 대신에 $-\phi e$를 적용하였다. ϕ는 양의 상수이다.

또한, 스위칭 입력 u_s는 Lyapunov 안정조건 식 (3-10)을 만족하도록 식 (3-14)와 같이 구성하였다. 스위칭 게인 $\overline{D}$는 등가 외란 d_e보다 크게 설계한다.

$$\begin{aligned}\dot{s}&=c_1\dot{e}+c_2\ddot{e}+\dddot{e}\\&=-a_{n1}x-(a_{n2}-c_1)\dot{x}_p-(a_{n3}-c_2)\ddot{x}_p+b_nu_{eq}-c_1\dot{x}_r-c_2\ddot{x}_r-\dddot{x}_p\end{aligned} \tag{3-12}$$

$$u_{eq}=b_n^{-1}\left\{a_{n1}x_p+(a_{n2}-c_1)\dot{x}_p+(a_{n3}-c_2)\ddot{x}_p-\phi e+c_1\dot{x}_r+c_2\ddot{x}_r+\dddot{x}_r\right\} \tag{3-13}$$

$$u_s=-Dsgn(s),\ \ sgn(s)=\begin{cases}1 & s>0\\0 & s=0\\-1 & s<0\end{cases} \tag{3-14}$$

3.1.2 PID 제어기

PID 제어기는 구조가 간단하고 적용이 쉬우며 제어성능이 좋아 현재 산업 현장에서 널리 사용되는 제어기이다. 블록 다이어그램은 Fig. 3-2와 같다.

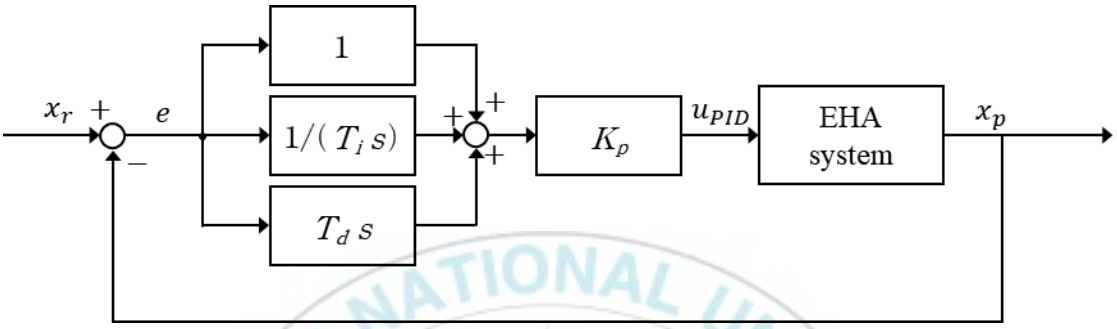

Fig. 3-2 Block diagram of PID control system

PID제어기의 전달함수는 식 (3-15)로 나타낼 수 있다. 여기서, K_p는 비례게인, T_i는 적분시간, T_d는미분시간을 나타낸다.

$$C(s) = K_p\left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s\right) \tag{3-15}$$

추종하고자 하는 목표 값을 x_r, 출력값을 x_p라고할 때 오차 신호 $e(t)$는 다음과 같다. 이때 제어입력 u_{PID}를 수식으로 나타내면 식(3-17)과 같다.

$$e(t) = x_r - x_p \tag{3-16}$$

$$u_{PID} = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i}\int_t^0 e(\tau)d\tau + K_p T_d \frac{de(t)}{dt} \tag{3-17}$$

제어기의 게인 K_p, T_i, T_d를 구하기 위해 지글러-니콜스(Ziegler-Nichols) 방법을 적용하였다. AMESim과 Matlab Simulink를 이용한 시뮬레이션을 통해 각 게인을 선정하였으며 시스템 응답 개선을 위해 튜닝을 진행하였다.

3.2 시뮬레이션

먼저 앞서 설계한 제어기(SMC, PID)를 이용한 시스템의 위치제어성능을 평가하기 위해 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션은 MATLab/Simulink와 비선형 AMESim모델을 연동하여 Cosim으로 진행하였으며 Fig. 3-3은 SMC 제어기, Fig. 3-4는 PID 제어기를 구성한 시뮬레이션을 나타낸다.

여기서 SMC의 각 게인값은 $c_1 = 19533$, $c_2 = 5730$, $k = 0.8$, $\phi = 1637300$으로 설정하였으며 PID의 각 게인값은 $K_p = 3.546$, $T_i = 1.9$, $T_d = 0.05$ 이다.

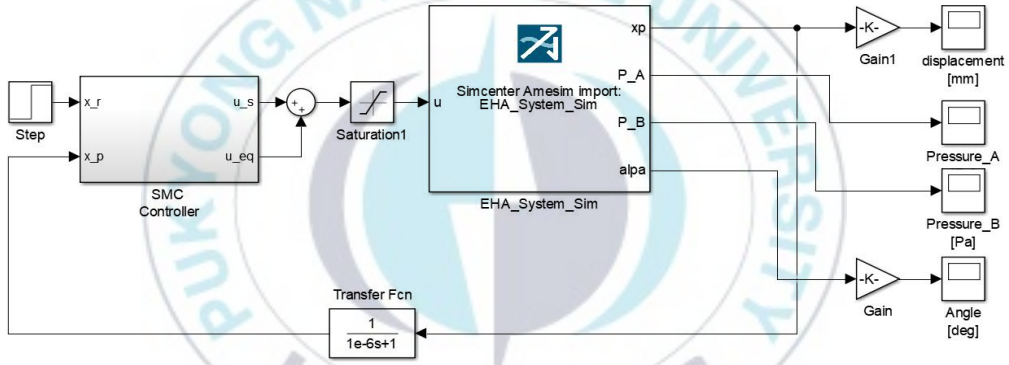

Fig. 3-3 PID control EHA system simulation

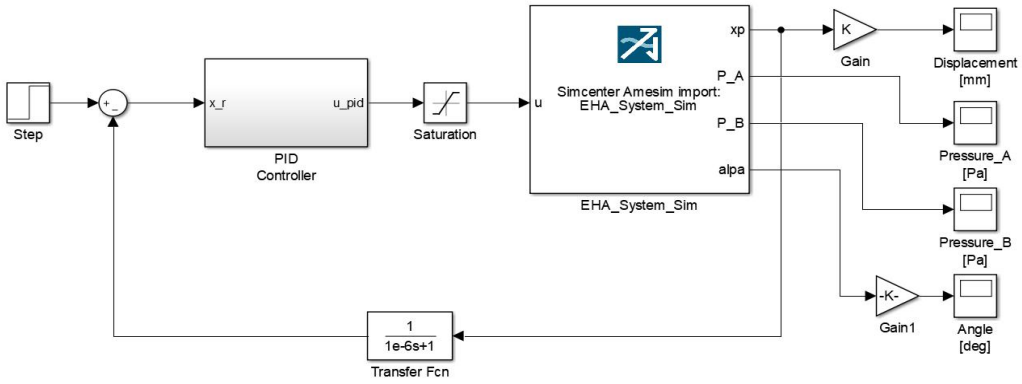

Fig. 3-4 SMC control EHA system simulation

3.3 시뮬레이션 결과

부하각도 각각 20°, 40°, 60°, 80°, 90°에 상응하는 피스톤 변위 x_r의 계단 입력에 따른 피스톤 변위 x_p와 부하각도 α를 출력값으로 확인하였다.

Fig. 3-5는 PID 제어기를 적용한 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 20°~60°까지는 제어목표 정착시간 7초를 만족하였지만, 최대 약35%의 오버슈트가 발생하였다. 오버슈트로 인해 80°부터 제어 도중 피스톤의 최대지점에 도달하게 되면서 정착시간이 느려지고 90°에서는 적분기에 의한 제어입력이 포화가 되어 제어되지 않는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3-6은 SMC 제어기를 적용한 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 최대 정착시간은 3.6초로 PID 제어기보다 이른 정착시간을 나타냈으며 오버슈트 없이 부드럽게 제어목표를 따라가는 것을 확인할 수 있다.

PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY 부경대학교

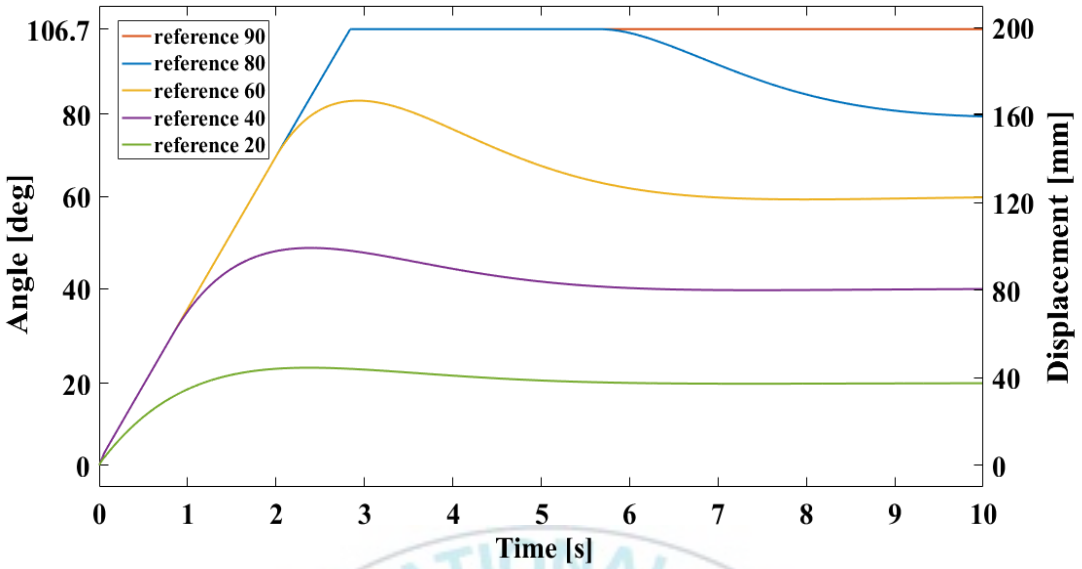

Fig. 3-5 Simulation results with PID controller

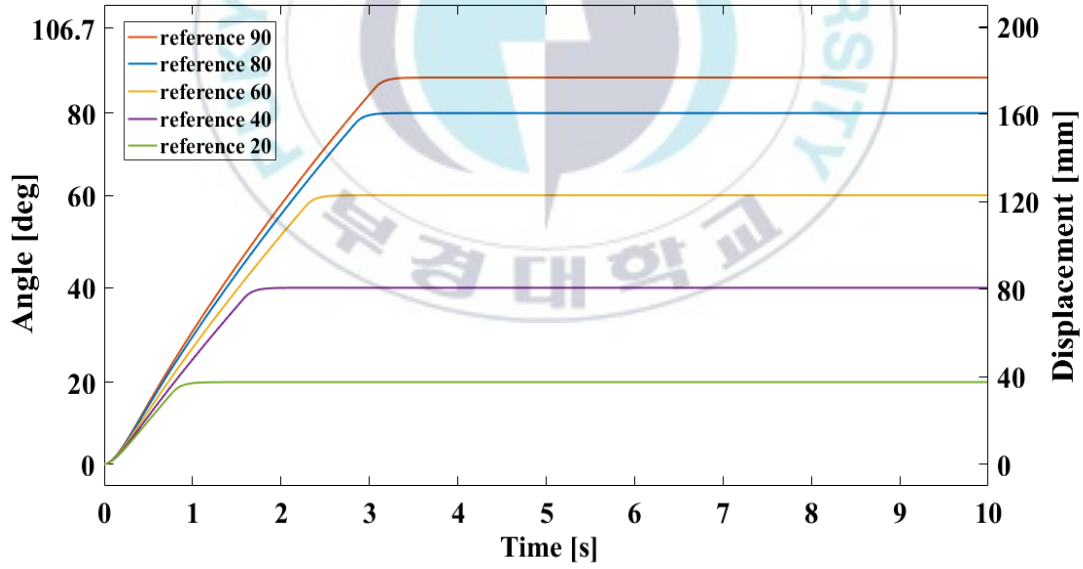

Fig. 3-6 Simulation results with SMC controller

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 실험장치 구성

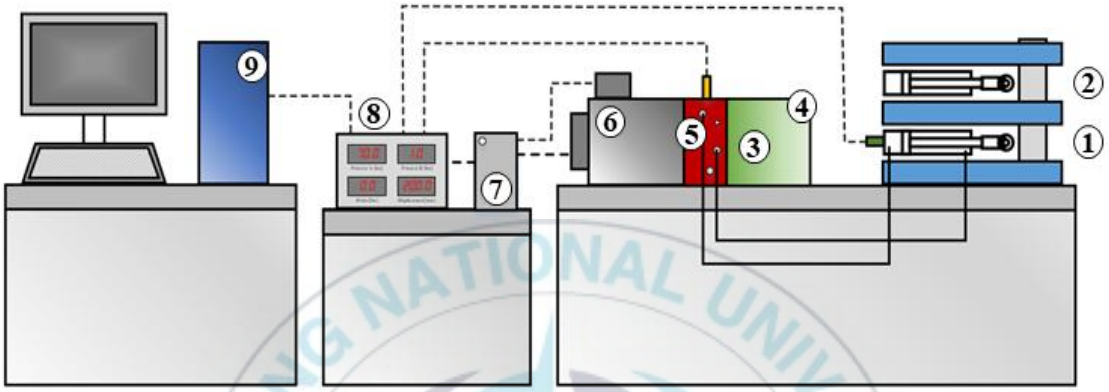

Fig. 4-1 Schematic diagram of experimental device

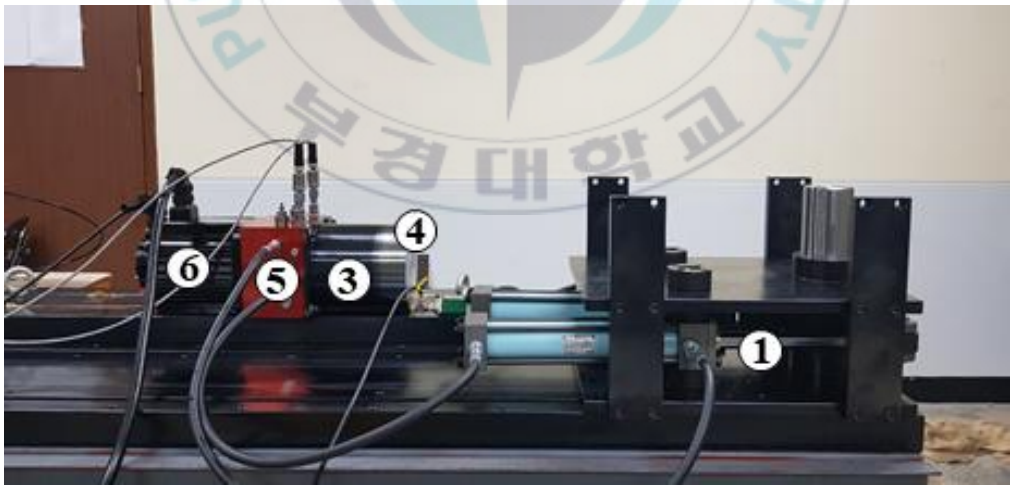

Fig. 4-2 Photograph of experimental device

PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY 부경대학교

실제 EHA 시스템에 대하여 앞서 3장에서 설계한 SMC와 PID 제어기 성능을 비교평가 하고자 한다. 실험장비 사진과 개략도를 Fig. 4-1과 4-2에 나타냈다. 본 실험에서 사용된 부품은 ① Hydraulic cylinder, ② Load cylinder, ③ Hydraulic pump, ④ Tank, ⑤Valve block, ⑥ AC Servo motor, ⑦ Servo motor drive ⑧ Terminal board, ⑨ Control PC로 구성되어 있다.

밸브블록은 유로를 최소화하여 릴리프밸브와 파일럿 체크밸브가 내장되어 있으며 유압펌프는 탱크 내부에 유침식으로 서보모터와 연결되어있다. 제어기는 MATLAB의 Real Time Window Taget을 이용해 컴퓨터에서 구현하였다. 실험장치의 자세한 사양은 Table 4-1에 나타내었다.

Table 4-1 Parameter of experimental device

Components	Parameters	Value	Unit
servo motor & drive	rated output	5000	W
	rated current	23.3	A
	rated torque	15.9	Nm
	rated speed	3000	rpm
gear pump	manufacturer & model	Higen Co., FMA CN50A & FDA 7045	
	volumetric displacement	5.9	cm^3/rev
cylinder	max. pressure	250	bar
	manufacturer & model	Vivoil Co., X1R3131DBBF	
	dia of piston head	50	mm
	dia. of piston rod	28	mm
	stroke	200	mm
	manufacturer & model	DI-140H-2LA50B200AN-S	

4.2 각도 제어실험

구성한 EHA 실험장치에 부하각도 각각 20°, 40°, 60°, 80°, 90°에 상응하는 제어입력으로 계단입력과 연속된 계단입력을 주어 위치제어실험을 수행하였다. Fig. 4-3과 Fig. 4-4는 계단입력에 대한 PID 제어기와 SMC 제어기를 적용한 결과를 나타낸다. PID 제어기는 오버슈트가 발생하면서 목표각도 80°와 90°에 대해서는 제어목표(정착시간 7초 이내)를 달성하지 못하는 것을 확인하였다. 이는 EHA 시스템에 기계적으로도 충격을 주게 된다. SMC 제어기는 스위칭 제어 신호에 의한 미세한 채터링이 발생하나 오버슈트 없이 목표 위치를 잘 추종하여 전체적으로 우수한 응답성을 보였다. Table 4-2와 Table 4-3은 PID 제어기와 SMC 제어기 각각의 최대 정상상태 오차와 정착시간을 나타내었다. 이때 정상상태 오차는 2% 이내로 둘 다 양호했으며 정착시간은 SMC가 더 빠른 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 4-5와 Fig. 4-6은 같은 조건에서 입력신호가 연속된 계단입력일 때 PID 제어기와 SMC 제어기의 제어결과를 나타낸다. PID 제어기 응답 결과 Fig. 4-5에서 처음 입력신호와 두 번째, 세 번째 입력신호의 응답이 다르게 나타나는데 이는 정지상태에서 시스템이 작동하게 되면서 정지마찰력에 의해 첫 번째 신호에서 오버슈트가 크게 발생하는 것으로 추정할 수 있다. SMC 제어기 응답 Fig. 4-6에서는 이와 같은 현상이 발생하지 않는데 이는 스위칭 제어 신호 u_s가 디더신호 역할을 하게 되면서 실린더의 정지마찰을 줄여 제어성능이 향상되는 것으로 판단된다.

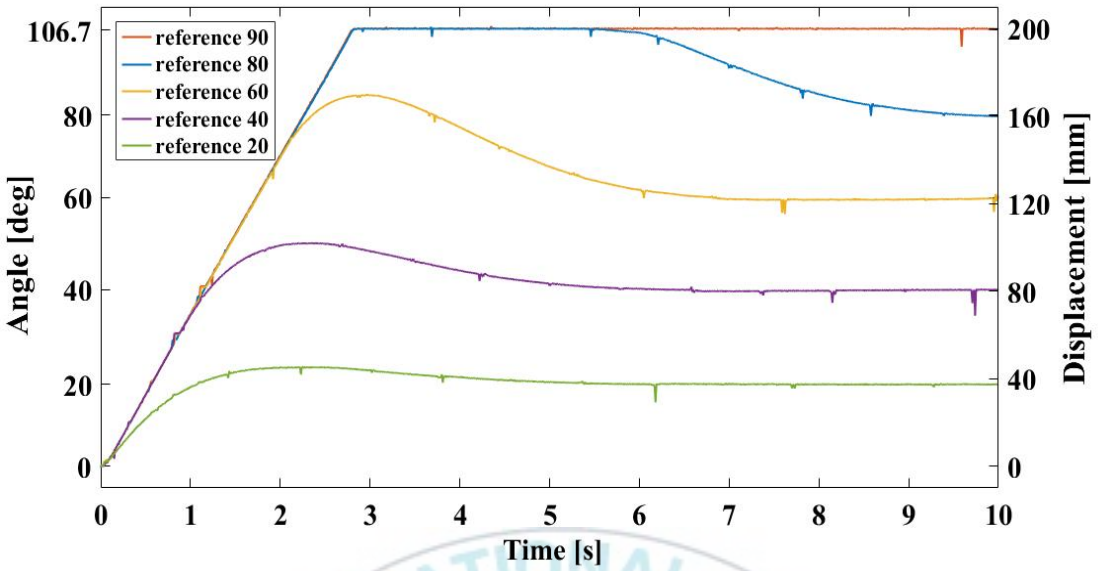

Fig. 4-3 Experimental results with PID controller

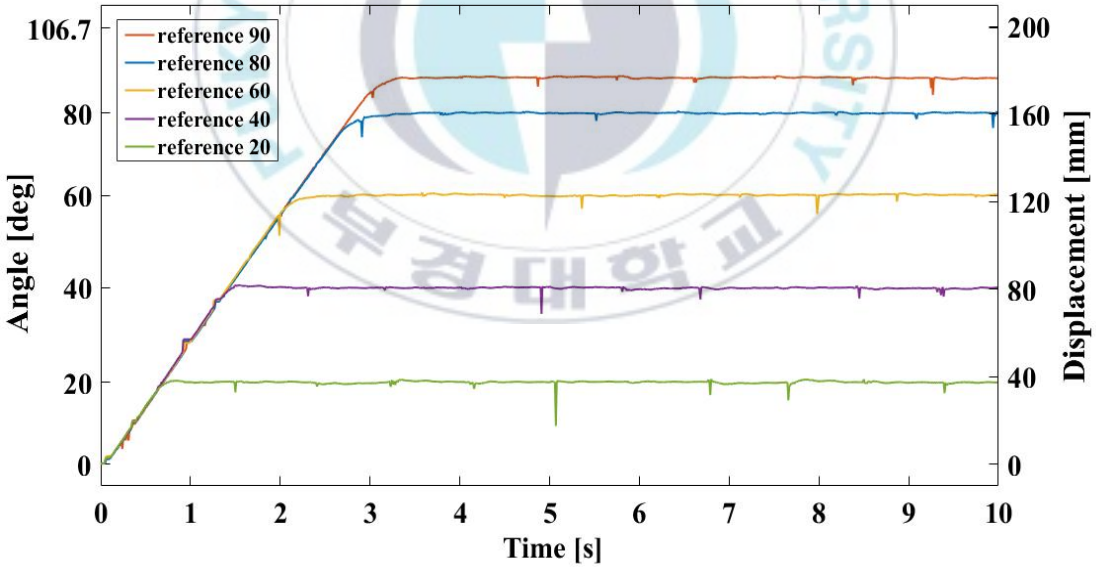

Fig. 4-4 Experimental results with SMC controller

Table 4-2 Steady state error and settling time with PID controller

reference angle [deg]	steady state error [%]	settling time [s]
20	1.6926	5.25
30	1.0521	5.40
40	1.4594	5.79
50	1.9467	6.15
60	1.4683	6.52
70	1.4799	6.97
80	-	-
90	-	-

Table 4-3 Steady state error and settling time with SMC controller

reference angle [deg]	steady state error [%]	settling time [s]
20	2.0905	0.95
30	1.6472	1.29
40	1.0499	1.47
50	1.077	1.99
60	0.8351	2.36
70	0.9654	2.53
80	1.6722	3.04
90	1.998	3.35

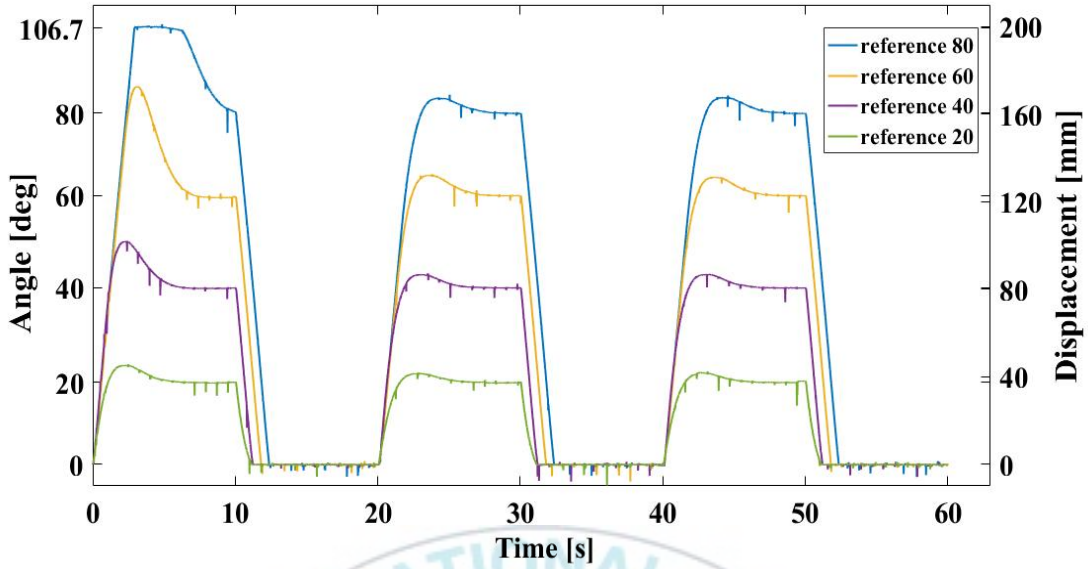

Fig. 4-5 Experimental results with PID controller

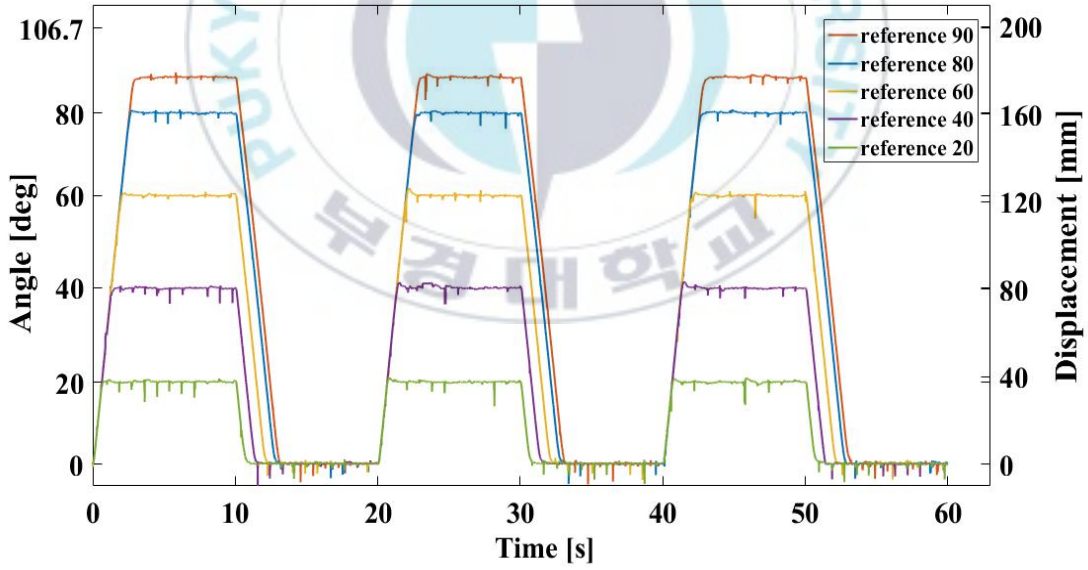

Fig. 4-6 Experimental results with SMC controller

제 5 장 결 론

본 논문에서는 유압 시스템의 소형화와 에너지 효율 향상을 위한 EHA 시스템 설계와 제어에 관한 연구를 진행하였다. EHA를 이용한 회전 부하의 동작을 위해 두 개의 편로드 실린더를 병렬배치하였으며 서보모터가 동작함에 따라 두 실린더가 서로 반대 방향으로 동작해 회전운동을 구현하도록 설계하였다. 또한, 시스템의 각 부품의 수학적 모델링을 수행하여 이를 바탕으로 비선형 해석이 가능한 시뮬레이션 모델을 완성하였고 실험장치와 비교하여 타당성을 확보하였다.

EHA 시스템을 이용한 부하의 각도 제어를 위해 시스템의 불확실성과 비선형성을 극복할 수 있는 슬라이딩 모드 제어기(SMC)를 설계하였으며, 제어성능 비교를 위한 PID 제어기도 설계하였다. 비선형 시뮬레이션을 통해 설계한 제어기의 제어성능을 확인하였다.

마지막으로 실험장치를 구성하여 계단입력과 연속된 계단입력에 대한 SMC와 PID의 제어성능을 비교하였다. 실험 결과로 PID 제어기를 적용한 경우 특정 각도 제어에 있어서 오버슈트로 인한 응답시간이 길어지는 문제점과 실린더의 한계점에 도달하면서 시스템에 기계적인 충격이 가해지는 것을 확인할 수 있었다. 또한, 연속된 계단입력을 주었을 때 정지상태에서 동작할 때 정지마찰력에 의한 큰 오버슈트 현상을 확인할 수 있었다. 슬라이딩 모드 제어기(SMC)를 적용한 경우 PID 제어기를 적용한 경우에 비해 상대적으로 빠른 정착시간을 보여주었으며 오버슈트가 거의 발생하지 않았다. 또한, 연속된 계단입력의 응답에서 마찰력에 의한 오버슈트 현상이 발생하지 않았는데 이는 스위칭 제어입력이 디더신호의 역할을 하여 실린더의 마찰력을 감소시켜주는 역할을 수행한 것으로 판단하였다.

따라서 불확실성 및 비선형성을 포함하고 있는 EHA 시스템의 각도 제어 및 위치제어에 대해 PID 제어보다 슬라이딩 모드 제어(SMC)가 더욱 개선된 제어성능을 가지는 것을 확인할 수 있었다.

PUKYONG NATIONAL UNIVERSITY
부경대학교

참고 문헌

(1) Il Young Lee, “Hydraulic Engineering”, Munundag publisher, 2012.

(2) Il Young Lee, Ji Seong Jang. “Designing of Hydraulic and pneumatic system”, Sae-jong publisher, 2008.

(3) S. H. Park, “Characteristics of an Electro Hydrostatic Actuator and Application Fields”, Journal of The Korea Fluid Power Systems Society, Vol. 6, No. 1, pp. 2-10, 2009.

(4) Ahan, J. M., Lee Y. W., L, T. K. and J, H. Y., 2010, “Current Development of Electro hydrostatic Actuator(EHA) and Composition of the Actuator System.”, KSAS spring conference, pp. 909～912.

(5) J. H. Jun and K. K. Ahn, “Extended-State-Observer-Based Nonlinear Servo Control of An Electro-Hydrostatic Actuator”, Journal of Drive and Control, Vol. 14, No. 4, pp 61-70, 2017.

(6) H. H. Kim, “A Study on Control of an Electric-Hydrostatic Actuator”, Pukyong National University, 2017.

(7) J. G. Yeo, “Robust Pressure Control of Hydraulc Systems Using Sliding Mode Control with Perturbation Estimation”, Pusan National University, 2009.

(8) M. G. Park, “Modeling and Control of Electro Hydrostatic Actuator Systems”, Pusan National University, 2009.

(9) Y. S. Hong at all, “Design of Hydraulic Circuit for an Asymmetrically Dualized Electro-Hydrostatic Actuator”, Journal of Aerospace System Engineering, Vol. 8, No. 2, pp.7-13, 2014

(10) G. H. Jung, “Start and Stop Characteristics of Single-Rod Electro-Hydrostatic Actuator”, journal of Korea Society of Mechanical Engineers, KSME, A vol.35 No.11, pp.1483-1490, 2011.

(11) T. W. Ha, “Position control of an Electro-Hydrostatic Rotary Actuator using adaptive PID control based on a sliding mode”, Ulsan University, 2017.

(12) H. S. Choi, “A Positon Tuning Control of Multiple Cylinders Using Variable Design-Parameter Fuzzy PID Controller”, Korea Maritime University, 2003.

(13) LMS Inagine. Lab Amesim: User’s guide

(14) D. K. Noh at all, “Development and Application of Thermal hydraulic Simulation Model for Aircraft-EHA(Electro-Hydrostatic Actuator)”, journal of Korea Society for Simulation, Vol. 23, No. 2, pp. 17-24, 2014.

(15) W. C. shim, “Development of Pneumatic Booster Pump Control System Using PID” Incheon University, 2003.