



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](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

비례제어밸브의 비선형 유량특성 보상에 의한
유압모터 구동장치 제어 성능향상에 관한 연구



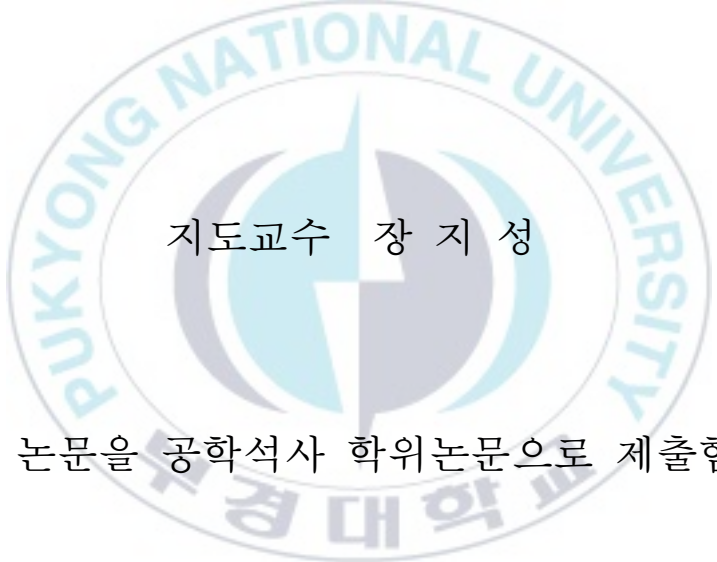
부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 시 스 템 공 학 과

윤 진 호

공 학 석 사 학 위 논 문

비례제어밸브의 비선형 유량특성 보상에 의한
유압모터 구동장치 제어 성능향상에 관한 연구



지도교수 장 지 성

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2022년 8월

부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 시 스 템 공 학 과

윤 진 호

윤진호의 공학석사 학위논문을 인준함.

2022년 8월 26일



주 심 공학박사 지 상 원



위 원 공학박사 고 대 권



위 원 공학박사 장 지 성



목 차

List of Figures	iii
List of Tables	v
Nomenclature	vi
Abstract	viii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경 및 목적	1
1.2 논문 구성	3
제 2 장 시스템 모델링	4
2.1 이론적 배경	4
2.1.1 비례밸브 유량 방정식	4
2.1.2 모터 챔버 연속 방정식	6
2.1.3 토크 평형 방정식	7
2.2 상태 공간 모델링	8
2.3 제어기 설계	14
2.4 비선형 유량특성 보상 방법	19

제 3 장 시뮬레이션 해석	21
3.1 AMESim 모델 설계	21
3.2 Simulink 모델 설계	24
3.2.1 SMC 모델	24
3.2.2 SMO 모델	25
3.2.3 비선형 유량특성 보상 모델	27
3.3 시뮬레이션	29
3.3.1 SMC, SMO 시뮬레이션	29
3.3.2 제어기 계수 수정	30
3.3.3 비선형 유량특성 보상 시뮬레이션	31
제 4 장 실험	32
4.1 실험 방법	32
4.2 실험결과	34
4.3 RMSE 평가	35
제 5 장 결 론	37
참고 문헌	38

List of Figures

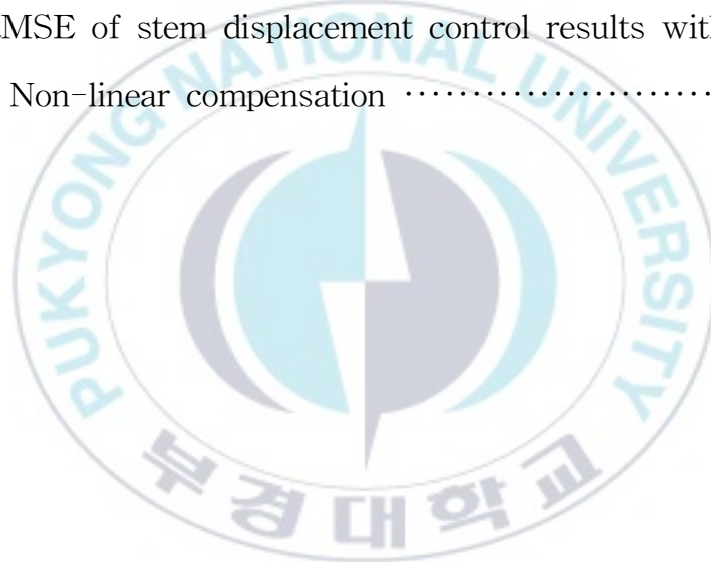
Fig. 2-1 Volume flow adjustment characteristic	5
Fig. 2-2 Volume flow pressure characteristic	5
Fig. 2-3 ESD valve system schematic	8
Fig. 2-4 Volume of a motor chamber versus shaft angle	9
Fig. 2-5 Proportional valve non-linear flow characteristic	19
Fig. 2-6 Non-linear flow characteristic compensation	20
Fig. 3-1 ESD valve system AMESim model	21
Fig. 3-2 Comparison of simulation and experimental result	23
Fig. 3-3 Simulink SMC block diagram	24
Fig. 3-4 Simulink SMO block diagram	26
Fig. 3-5 Simulink non-linear compensation block diagram	27
Fig. 3-6 AMESim ESD valve MATLAB interlocking model	29
Fig. 3-7 Simulink SMC, SMO AMESim interlocking model	30
Fig. 3-8 Stem displacement control simulation result	30
Fig. 3-9 Non-linear compensation simulation result	31
Fig. 4-1 ESD valve system experimental equipment	32
Fig. 4-2 Experimental equipment connection schematic	33

Fig. 4-3 Stem displacement control results with SMC, SMO ...	34
Fig. 4-4 Stem displacement control results with SMC, SMO, Non-linear compensation	35
Fig. 4-5 Comparison of RMSE with all experimental results ...	37



List of Tables

Table 2-1 State space experimental parameters	13
Table 3-1 ESD valve AMESim model critical variables	22
Table 3-2 Simulink SMC coefficients	25
Table 3-3 Simulink SMO coefficients	27
Table 4-1 RMSE of stem displacement control results with SMC, SMO	36
Table 4-2 RMSE of stem displacement control results with SMC, SMO, Non-linear compensation	37



Nomenclature

B	Viscous damping coefficient of load	[N/m/sec]
C	Leakage coefficient	[m ³ /sec/Pa]
D	Volume displacement	[m ³ /rad]
G	Spring constant	[N/m]
J	Moment of inertia	[kg·m ²]
K	Flow coefficient	[m ³ /sec/V or Pa]
l	Length	[m]
M	Mass	[kg]
P	Pressure	[Pa]
Q	Flow rate	[L/min]
r	Radius	[m]
T	Load	[N·m]
V	Volume	[m ³]
x	Displacement	[m]

Greek symbols

β	Effective volume modulus of system	[Pa]
θ	Angle	[degree]
ξ	Damping ratio	

Subscripts

1	Discharge
2	Return
c	Flow rate – Pressure
e	External
em	External motor
g	Gear
im	Internal motor
L	Load
m	Motor
q	Flow rate – Voltage
s	Supply
t	Total
v	Valve



Improvement of Control Performance of
Hydraulic Motor Driving Device by Compensating
Non-linear Flow Characteristic of Proportional Control Valve

Jin-Ho Yun

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

Abstract

In a hydraulic motor drive system controlled by a proportional valve, a control error occurs due to the non-linear flow characteristics of the proportional valve. This nonlinear flow rate characteristic is caused by the existence of a deadband in which the spool is not fully opened even when a current is applied to the proportional valve.

Errors occurring when controlling the hydraulic system have a risk of leading to a major accident. For example, the Emergency Shut-Down(ESD) valve system is a hydraulic motor driving system that prevents accidents by quickly shutting off and controlling abnormal LNG flow and pressure when it occurs. At this time, an accident may occur if the fluid is not blocked and controlled properly due to the non-linear flow characteristics of the proportional valve that controls the hydraulic motor.

In this study, the control error caused by the nonlinear flow characteristics of the proportional control valve is compensated. The hydraulic system of interest is the ESD valve system described as an example. The flow rate supplied from the power source(hydraulic pump) rotates the hydraulic motor through the proportional control valve. Again, the hydraulic motor rotates the reducer, and the stem connected to the reducer rotates. The stem moves the

globe valve disk up and down. As the disk moves, the flow rate of the globe valve is controlled.

A Sliding Mode Controller(SMC) with robust performance against disturbance is designed and controlled so that control errors do not occur in factors other than the nonlinearity of the proportional valve. SMC is one of the fast and robust control methods in which the error converges to zero along the sliding hyperplane. In the case of the controller coefficient, it is first designed by calculating it mathematically, and then modified to a more reasonable value through simulation. In addition, a control error may occur due to vibration caused by internal noise of the controller. To solve this problem, the Sliding Mode Observer(SMO) is designed and used. These observers suppress internal vibrations in the controller and help stabilize the system.

The stem displacement control experiment is conducted by dividing the nonlinear flow characteristics of the proportional valve into compensation and non-compensation. Root Mean Square Error(RMSE), which is a control performance evaluation index, is calculated to quantitatively compare how much control performance has been improved.

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경 및 목적

비례밸브로 제어되는 유압모터 구동 시스템은 비례밸브가 가지는 비선형 유량특성으로 인해 제어 오차가 발생한다.¹⁻²⁾ 이러한 비선형 유량특성은 비례밸브에 전류를 인가하여도 스푼(Spool)이 온전히 개방되지 않는 불감대(Deadband)가 존재하게 되어 발생한다.

유압 시스템을 제어할 때 발생하는 오차는 큰 사고로 이어질 위험성이 있다.³⁾ 예를 들어, Emergency Shut-Down(이하 ESD) 밸브 시스템은 비정상적인 LNG의 흐름 및 압력이 발생했을 때 이를 신속히 차단, 제어함으로써 사고를 방지하는 유압모터 구동 시스템이다. 이때 유압모터를 제어하는 비례밸브의 비선형 유량특성으로 인하여 유체의 차단 및 제어가 제대로 이루어지지 않는다면 사고가 발생할 수 있다.⁴⁾

본 연구에서는 비례제어밸브의 비선형 유량특성으로 인해 발생하는 제어 오차를 보상한다. 대상이 되는 유압 시스템은 예시로 설명한 ESD 밸브 시스템이다. 동력원(유압 펌프)으로부터 공급된 유량이 비례제어밸브를 거쳐 유압모터를 회전시킨다. 다시 유압모터는 감속기를 회전시키고, 감속기와 연결된 stem이 회전한다. stem은 글로브 밸브의 디스크를 상하로 움직인다. 디스크가 움직임에 따라 글로브 밸브의 유량이 제어된다.

비례밸브가 가지는 비선형성 이외의 요소에서 제어 오차가 발생하지 않도록 외란에 강인한 성능을 가지는 Sliding Mode Controller(이하 SMC)를 설

계하여 제어한다.⁵⁾ SMC는 오차가 슬라이딩 초평면을 따라 0으로 수렴하는 빠르고 강인한 제어방법 중 하나이다.⁶⁾ 제어기 계수의 경우, 먼저 수식적으로 계산하여 설계한 다음 시뮬레이션을 통해 좀 더 타당한 값으로 수정한다. 또한, 제어기 내부 노이즈(Noise)로 인한 진동 때문에 제어 오차가 발생할 수 있다.⁷⁾ 이를 해결하기 위해 Sliding Mode Observer(이하 SMO)를 설계하여 사용한다. 이러한 관측기는 제어기 내부 진동을 억제하고 시스템 안정에 도움을 준다.

비례배브의 비선형 유량특성을 보상했을 때와 하지 않았을 때로 나누어 stem 변위 제어실험을 진행한다. 제어 성능평가 지수인 Root Mean Square Error(이하 RMSE)를 계산하여 정량적으로 얼마만큼 제어 성능이 개선되었는지를 비교한다.⁸⁾



1.2 논문 구성

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

제2장 「시스템 모델링」에서는 비례밸브로 제어되는 유압모터 구동 시스템인 ESD 밸브의 모델링에 관하여 기술한다. 또한, 외란에 강인한 성능을 가지는 SMC를 설계한다. 그리고 비례밸브의 비선형 유량특성 보상 식을 설계한다.

제3장 「시뮬레이션 해석」에서는 유압 시스템 해석 상용 프로그램인 AMESim을 이용해 시뮬레이션 프로그램을 구성한다. 실험에 사용할 SMC, SMO 및 비선형 유량특성 보상은 MATLAB의 Simulink로 구현한다. 다음으로 시뮬레이션을 진행하고 제어기 계수를 수정한다.

제4장 「실험」에서는 3장에서 설계한 제어기로 비례밸브의 비선형 유량특성을 보상했을 때와 하지 않았을 때로 나누어 변위 제어실험을 진행한다. 실험결과의 RMSE를 계산하여 정량적으로 얼마만큼 제어 성능이 개선되었는지 평가한다.

제5장 「결론」에서는 본 논문에 대한 총괄적인 결론을 정리하였다.

제 2 장 시스템 모델링

2.1 이론적 배경

2.1.1 비례밸브 유량 방정식

비례밸브의 출구 측 유량을 Q_1 , 입구 측 유량을 Q_2 라 한다면 식 (2-1), (2-2)가 성립한다.⁹⁾

$$Q_1 = K_q x_v - 2K_c P_1 \quad (2-1)$$

$$Q_2 = K_q x_v + 2K_c P_2 \quad (2-2)$$

K_q 는 밸브 유량 계수, x_v 는 비례밸브의 스톱 변위, K_c 는 밸브 유량-압력 계수, P_1 과 P_2 는 각각 비례밸브의 출구, 입구 측 압력이다.

밸브 유량 계수 K_q 는 비례밸브의 스톱 변위-유량 그래프를 통해 구할 수 있다. Fig. 2-1은 실험에 사용한 비례제어밸브의 전압(스톱 변위)-유량 그래프이다. 밸브에 전압을 인가하여 스톱이 움직일 때 출구, 입구 측의 실제 유량을 빨간색 실선으로 나타내고 있다. 이는 비선형성을 가지기 때문에 계수로서 정의할 수 없다.¹⁰⁾ 그래서 파란색 직선과 같이 선형화하여 K_q 를 구할 수 있다.

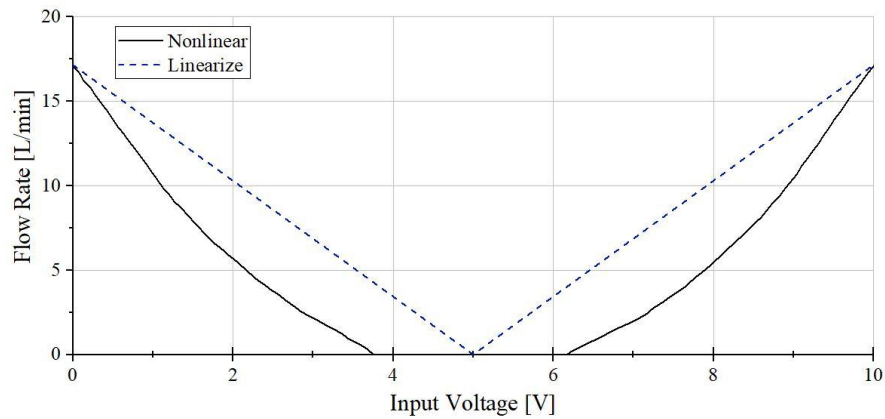


Fig. 2-1 Volume flow adjustment characteristic

밸브 유량 계수 K_q 는 식 (2-3)과 같다.

$$K_q = \frac{\Delta Q}{\Delta V} = \frac{16-0}{10-0} = 1.6 \text{ [L/min/V]} = 2.667 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{/sec/V]} \quad (2-3)$$

밸브 유량-압력 계수 K_c 는 실험에 사용한 비례밸브를 이용한 Fig. 2-2와 같이 밸브에 공급하는 압력에 따른 유량 변화를 선형화하여 구할 수 있다.

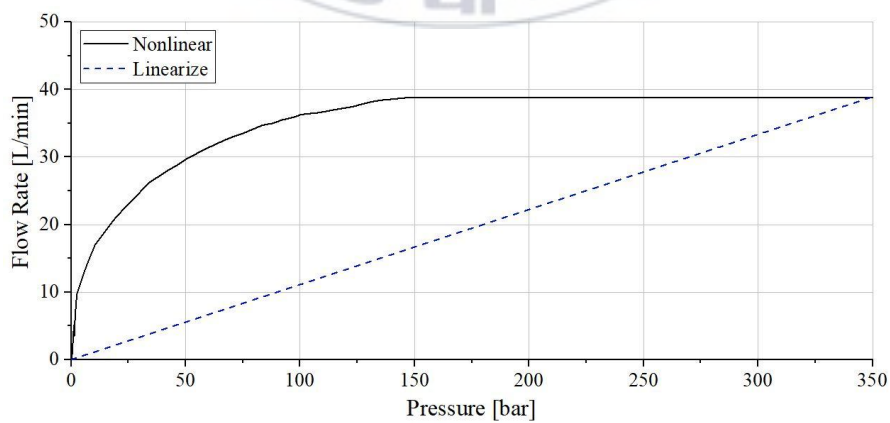


Fig. 2-2 Volume flow pressure characteristic

밸브 유량-압력 계수 K_c 는 식 (2-4)와 같다.

$$K_c = \frac{\Delta Q}{\Delta P} = \frac{39-0}{350-0} = 1.9 \times 10^{-11} \text{ [m}^3\text{/sec/Pa]} \quad (2-4)$$

식 (2-3)에 근거하여 식 (2-1) 및 (2-2)의 비례밸브 스톱 변위 x_v 는 비례 밸브에 인가하는 전압 u 로 치환할 수 있다. 공급 및 복귀 압력 P_1 , P_2 는 측정 가능한 값이므로 비례제어 밸브를 통해 공급 및 복귀하는 유량 Q_1 , Q_2 를 구할 수 있다.

2.1.2 모터 챔버 연속 방정식

유관 내부에 유체가 흐를 때 유관 내 모든 단면에서 질량 유량은 같다.¹¹⁻¹²⁾ 이를 각 모터 챔버에 적용한다면 식 (2-5), (2-6)으로 나타낼 수 있다.

$$Q_1 - C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (2-5)$$

$$C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (2-6)$$

C_{im} 은 모터의 내부 누유 계수, C_{em} 은 모터의 외부 누유 계수, β_e 는 시스템의 유효체적탄성계수, V_1 과 V_2 는 각각 상류 및 하류 챔버의 체적이다.

2.1.3 토크 평형 방정식

모터에 의해 생성된 토크 T_g 는 식 (2-7)과 같이 나타낼 수 있다.¹³⁾

$$T_g = (P_1 - P_2)D_m = J_t \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} + G\theta_m + T_L \quad (2-7)$$

D_m 은 모터의 행정체적, J_t 는 모터와 부하의 전체 관성모멘트, B_m 은 부하의 점성 감쇠 계수, G 는 부하의 비틀림 스프링의 상수, T_L 은 모터에 가해지는 외부 부하이다.



2.2 상태 공간 모델링

Fig. 2-3은 ESD 밸브 시스템의 개략도이다.

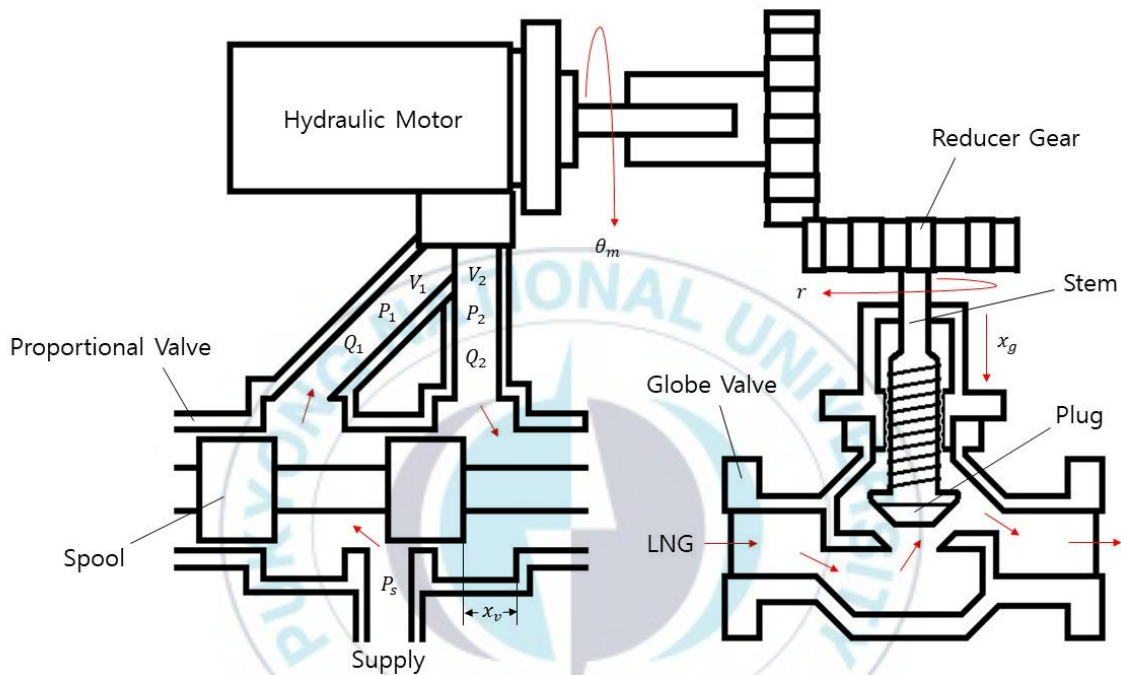


Fig. 2-3 ESD valve system schematic

동력원(유압 펌프)에서 공급압력 P_s 만큼의 유량을 비례밸브로 공급한다. 비례밸브에 가해지는 전류 신호에 따라 스톱이 좌우로 움직이고 이는 유압 모터 회전 방향이나 토크를 제어한다. 유압모터는 연결된 감속기를 회전시키고 감속기는 stem을 상하로 움직여 글로브 밸브에 흐르는 LNG의 유량을 차단 및 제어한다.

비례밸브의 출구, 입구 측 유량 방정식 (2-1)과 (2-2)를 이용하면 식 (2-8)을 얻을 수 있다.

$$Q_1 + Q_2 = 2K_q x_v - 2K_c(P_1 - P_2) \quad (2-8)$$

여기서 $Q_1 + Q_2$ 는 부하 유량의 두 배 $2Q_L$ 로 정의하고 $P_1 - P_2$ 를 부하압력 P_L 로 정의하면 식 (2-8)은 식 (2-9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \quad (2-9)$$

각각의 모터 챔버 체적은 일정하지 않고 Fig. 2-4와 같이 회전축의 회전에 따라 불연속의 톱니형과 같이 변한다.¹⁰⁾

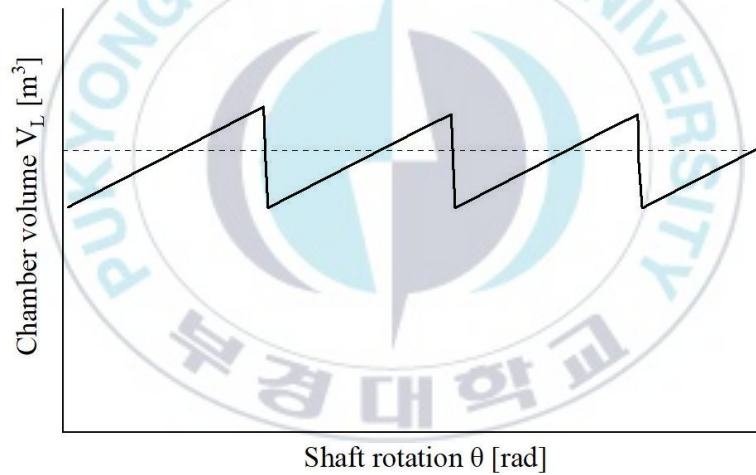


Fig. 2-4 Volume of a motor chamber versus shaft angle

이 경우 상류 및 하류 챔버의 체적변화는 식 (2-10) 및 (2-11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_1 = V_0 + f_v(\theta_m) \quad (2-10)$$

$$V_2 = V_0 - f_v(\theta_m) \quad (2-11)$$

V_0 는 각 모터 챔버의 평균 체적, $f_v(\theta_m)$ 은 모터 챔버 체적의 톱니형상 변화, θ_m 은 모터 축의 각 변위이다.

식 (2-10)과 (2-11)을 더하면 식 (2-12)를 얻을 수 있다. V_t 는 양 챔버의 전체체적을 의미한다.

$$V_t = V_1 + V_2 = 2V_0 \quad (2-12)$$

모터 챔버의 연속방정식 (2-5), (2-6)에 식 (2-10), (2-11)을 대입하여 정리하면 식 (2-13)을 얻을 수 있다.

$$Q_L = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + \left(C_{im} + \frac{C_{em}}{2} \right) (P_1 - P_2) + \frac{V_0}{2\beta_e} \frac{d(P_1 - P_2)}{dt} + \frac{f_v(\theta_m)}{2\beta_e} \left(\frac{dP_1}{dt} + \frac{dP_2}{dt} \right) \quad (2-13)$$

식 (2-13)의 우변 마지막 항은 선형적인 해석을 위해서 0이 되어야 한다.¹⁰⁾ 변동 체적 $f_v(\theta_m)$ 은 평균 체적 V_0 보다 매우 작은 값이므로 무시하고 또한, 송출 압력 P_1 과 복귀 압력 P_2 의 시간 미분 값의 항은 0이 되기 때문에 무시할 수 있다. 그러므로 식 (2-13)은 식 (2-14)와 같이 나타낼 수 있다. 여기서 C_{tm} 은 모터의 총 누유 계수이다.

$$Q_L = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + C_{tm} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (2-14)$$

원호에서 각도 θ 는 반지름 r 과 호 길이 l 에 대하여 $\theta = l/r$ 이다. 여기서 호의 길이 l 은 스템의 변위 x_g 와 같다. 감속기의 감쇠비를 ξ 라고 한다면 식 (2-15)가 성립한다.

$$\xi\theta_m = \frac{x_g}{r} \quad (2-15)$$

토크평형방정식 (2-7)에서 외부 부하가 없다고 가정하고 $J_t = Mr^2$ 임을 대입하여 정리하면 식 (2-16)을 얻을 수 있는데,

$$D_m P_L = Mr^2 \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} + G\theta_m \quad (2-16)$$

이 식에 식 (2-15)의 관계를 대입하면 식 (2-17)과 같이 정리할 수 있다.

$$D_m P_L = \frac{Mr}{\xi} \frac{d^2x_g}{dt^2} + \frac{B_m}{\xi r} \frac{dx_g}{dt} + \frac{G}{\xi r} x_g \quad (2-17)$$

식 (2-17)의 양변에 ξ/Mr 을 곱하고, d^2x_g/dt^2 에 대하여 정리하면 식 (2-17)은 식 (2-18)과 같다.

$$\frac{d^2x_g}{dt^2} = -\frac{Gx_g}{Mr^2} - \frac{B_m v_g}{Mr^2} + \frac{D_m \xi P_L}{Mr} \quad (2-18)$$

식 (2-9)와 (2-14)는 좌변이 부하 유량 Q_L 로 같기 때문에 두 식을 같다고 놓으면 식 (2-19)로 정리할 수 있다.

$$K_q x_v - K_c P_L = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + C_{tm} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (2-19)$$

식 (2-19)의 양변에 $4\beta_e/V_t$ 를 곱하고 dP_L/dt 에 대해 정리하면 식 (2-20)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dP_L}{dt} = -\frac{4\beta_e D_m}{\xi r V_t} \frac{dx_g}{dt} - \frac{4\beta_e K_c P_L}{V_t} + \frac{4K_q \beta_e}{V_t} u \quad (2-20)$$

식 (2-18), (2-20)을 토대로 식 (2-21)과 같은 상태 공간방정식을 설계할 수 있다.¹⁴⁾ Table 2-1에 식 (2-21)에 사용한 실험변수를 정리하였다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_g \\ v_g \\ P_L \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{G}{Mr^2} & -\frac{B_m}{Mr^2} & \frac{D_m \xi}{Mr} \\ 0 & -\frac{4\beta_e D_m}{\xi r V_t} & -\frac{4\beta_e K_c}{V_t} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_g \\ v_g \\ P_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{4K_q \beta_e}{V_t} \end{bmatrix} u \\ y &= [1 \ 0 \ 0] \begin{bmatrix} x_g \\ v_g \\ P_L \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2-21)$$

이로써 비례제어밸브에 인가하는 전압 u 를 입력으로 하고 stem 변위 x_g 를 출력으로 하는 상태 공간을 모델링 하였다.

표 2-1은 상태 공간에 사용한 실험 장치 파라미터를 정리한 표이다.

Table 2-1 State space experimental parameters

Symbol	Parameter	Value	Unit
β_e	Effective bulk modulus of the system	1.747×10^9	Pa
D_m	Motor stroke volume	5.029×10^{-6}	m ³ /rad
ξ	Damping ratio	2.5	-
K_q	Valve flow gain	2.667×10^{-5}	m ³ /sec/V
r	Reducer radius	0.051	m
M	Valve disc mass	1.29	kg
V_t	Volume of both chambers	5.225×10^{-4}	m ³
B_m	Viscous damping coefficient of the load	0	N/m/sec
G	Spring constant	0	N/m
K_c	Valve flow-pressure coefficient	1.9×10^{-11}	m ³ /sec/Pa

2.3 제어기 설계

비례벨브의 비선형 유량특성을 제외한 다른 요소에서 제어 오차가 발생하지 않도록, 외란에 대해 강인한 성능을 가지는 SMC를 설계한다.⁵⁻⁶⁾

SMC를 설계하는 방법 중 ‘최종 슬라이딩 모드 설계법’을 사용한다.¹⁵⁾ 일반적으로 최종 슬라이딩 제어법에서는 제어 입력을 선형 항 u_l 과 비선형 항 u_{nl} 을 합한 형태로 구성한다. 이는 식 (2-22)와 같다.

$$u = u_l + u_{nl} \quad (2-22)$$

식 (2-22)에서 u_l 은 등가 제어 입력 u_{eq} 로 나타내며, 상태 궤적이 슬라이딩 모드 영역 s_0 외측에 존재할 때에 궤적이 절환 면으로 수렴하는 속도를 조정하는 역할을 한다.

선형 시 불변 계의 슬라이딩 초평면 방정식은 식 (2-23)과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ \sigma &= sx \end{aligned} \quad (2-23)$$

식 (2-23)이 슬라이딩 모드 상태일 때는 Lyapunov 안정 판별법에 의거하여¹⁵⁾ 식 (2-24)를 만족한다.

$$\sigma^T \dot{\sigma} = 0 \quad (2-24)$$

Lyapunov 함수 V 의 슬라이딩 모드 발생 조건은 식 (2-25)와 같다.

$$\dot{V}(\sigma) [= \sigma^T \dot{\sigma}] < 0 \quad (2-25)$$

슬라이딩 초평면 S 를 설계하기 위해 식 (2-21)에 Table 2-1의 실험변수를 대입하면 식 (2-26)과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_g \\ \dot{x}_g \\ P_L \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1.91 \times 10^{-4} \\ 0 - 5.28 \times 10^8 & -254.15 & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_g \\ \dot{x}_g \\ P_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 3.57 \times 10^8 \end{bmatrix} u \\ y &= [1 \ 0 \ 0] \begin{bmatrix} x_g \\ \dot{x}_g \\ P_L \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2-26)$$

식 (2-26)과 같은 3차 계의 상태 공간을 식 (2-27)과 같은 2차 계의 상태 공간으로 저차원화한다.⁵⁾

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ B_2 \end{bmatrix} u \quad (2-27)$$

이때 절환 함수 σ 를 식 (2-28)과 같이 정리하면 x_2 는 식 (2-29)와 같이 새롭게 정의할 수 있다.

$$\sigma = S_1 x_1 + S_2 x_2 \quad (2-28)$$

$$x_2 = S_2^{-1} \sigma - S_2^{-1} S_1 x_1 \quad (2-29)$$

식 (2-27)에 식 (2-29)를 대입하면 식 (2-30)을 얻을 수 있다. 슬라이딩 모드 상태일 때 절환 함수 $\sigma = 0$, $\dot{\sigma} = 0$ 이므로 이를 적용하면 식 (2-31)을 얻을 수 있다. 여기서, 3차 계의 상태 공간을 2차 계로 줄였음에도 x_1 의 정보를 x_2 안에 담았으므로 문제가 없다.

$$\dot{x}_1 = (A_{11} - A_{12}S_2^{-1}S_1)x_1 + A_{12}S_2^{-1}\sigma \quad (2-30)$$

$$\dot{x}_1 = (A_{11} - A_{12}S_2^{-1}S_1)x_1 \quad (2-31)$$

식 (2-31)에서 $S_2^{-1}S_1$ 을 k 로 치환하면 식 (2-32)와 같이 나타낼 수 있다.

$$S = [S_1 \ S_2] = S_2[k \ I_m] \quad (2-32)$$

원하는 응답 특성에 따라 고윳값 p 를 배치한다.¹⁶⁾ 식 (2-33)과 같은 극점을 배치해주었고, 그 결과 식 (2-34)와 같은 슬라이딩 초평면을 설계하였다.

$$p = [-76 + 0.1j \ -76 - 0.1j] \quad (2-33)$$

$$S = [5776 \ 152 \ 1] \quad (2-34)$$

다음으로 제어 입력 u_{eq} 를 설계하기 위하여 제어대상을 표준형으로 만들어 주어야 한다. 식 (2-18)을 시간에 대해 미분하면 식 (2-35)를 얻을 수 있다.

$$\frac{d^3x_g}{dt^3} = \frac{D_m\xi}{Mr} \frac{dP_L}{dt} - \frac{B_m}{Mr^2} \frac{d^2x_g}{dt^2} - \frac{G}{Mr^2} \frac{dx_g}{dt} \quad (2-35)$$

식 (2-35)에 식 (2-20)에서 정의한 dP_L/dt 을 대입하여 정리하면 식 (2-36)과 같다.

$$\begin{aligned}\frac{d^3x_g}{dt^3} &= \frac{D_m\xi}{Mr} \left(\frac{4\beta_e k_{qu}u}{V_t} - \frac{4\beta_e k_{ce}P_L}{V_t} - \frac{4\beta_e D_m}{V_t\xi r} \frac{dx_g}{dt} \right) - \frac{B_m}{Mr^2} \frac{d^2x_g}{dt^2} - \frac{G}{Mr^2} \frac{dx_g}{dt} \\ \frac{d^3x_g}{dt^3} &= \frac{4\beta_e D_m\xi}{MrV_t} (k_{qu}u - k_{ce}P_L) - \left(\frac{4\beta_e D_m^2}{Mr^2 V_t} + \frac{G}{Mr^2} \right) \frac{dx_g}{dt} - \frac{B_m}{Mr^2} \frac{d^2x_g}{dt^2} - d_e \quad (2-36)\end{aligned}$$

$k_{qu}u - k_{ce}P_L = u_{eq}(k_{qu} - k_{ce})$ 가 될 수 있게 이를 외란으로 감안하는 등가 제어 입력 u_{eq} 를 설계한다. d_e 는 파라미터의 불확실성 및 부하 외란을 포함하는 등가 외란이다.

식 (2-36)을 u_{eq} 에 대해 정리하면 식 (2-37)과 같이 나타낼 수 있다.

$$u_{eq} = b_n^{-1} \left(\frac{d^3x_g}{dt^3} + a_{n3} \frac{d^2x_g}{dt^2} + a_{n2} \frac{dx_g}{dt} + a_{n1}x_g + b_nd_e \right) \quad (2-37)$$

여기서 치환된 변수 $a_{n1} = 4\beta_e D_m^2 / Mr^2 V_t + G / Mr^2$, $a_{n2} = B_m / Mr^2$, $a_{n3} = 0$
 $b_n = 4\beta_e D_m K_q / V_t Mr^2 \xi$ 이다.

식 (2-38)과 같이 3차의 슬라이딩 평면이 영점에 수렴하도록 궤적 추종 제어¹⁷⁾를 한다. 추종해야 할 추종 오차는 위치 오차 e , 속도 오차 $\dot{e}$, 가속도 오차 $\ddot{e}$ 이다.

$$\sigma = c_1 e + c_2 \dot{e} + \ddot{e} \quad (2-38)$$

여기서 오차 e 가 의미하는 바는 글로브 밸브의 현재 stem 변위 x_g 와 제어목표 변위 x_r 의 차이이다. 즉, $e = x_g - x_r$ 이다.

슬라이딩 모드 상태에 있을 때 식 (2-37)의 d^3x/dt^3 에 추종 오차를 대입하여 u_{eq} 에 대해 정리하면 식 (2-39)와 같이 나타낼 수 있다.

$$u_{eq} = b_n^{-1} \{ a_{n1}x_g + (a_{n2} - c_1)\dot{x}_g + (a_{n3} - c_2)\ddot{x}_g - \phi e + c_1\dot{x}_r + c_2\ddot{x}_r + \ddot{x}_r \} \quad (2-39)$$

여기서 등가 외란 d_e 는 계측이 어렵기 때문에 오차 e 가 외란과 비례 관계임을 이용하여 $-\phi e$ 로 나타낸다. ($d_e \propto e$, ϕ 는 양의 상수)

스위칭 입력 u_s 는 식 (2-40)과 같은 평활 함수로 나타낸다.

$$u_s = -\bar{D} \frac{\sigma}{\|\sigma\| + \delta} \quad (2-40)$$

여기서 $\bar{D}$ 는 스위칭 게인, $\sigma/(\|\sigma\| + \delta)$ 는 평활 함수, δ 는 0 보다 큰 평활한 입력을 의미한다.

2.4 비선형 유량특성 보상 방법

Fig. 2-5는 비례제어밸브에 전압을 입력하여 스푼이 개방됨에 따라 변화하는 출구, 입구 측 유량을 나타내고 있다. 중립전압은 5V이며, 이를 기준으로 우측이 출구, 좌측이 입구 측에 해당한다.

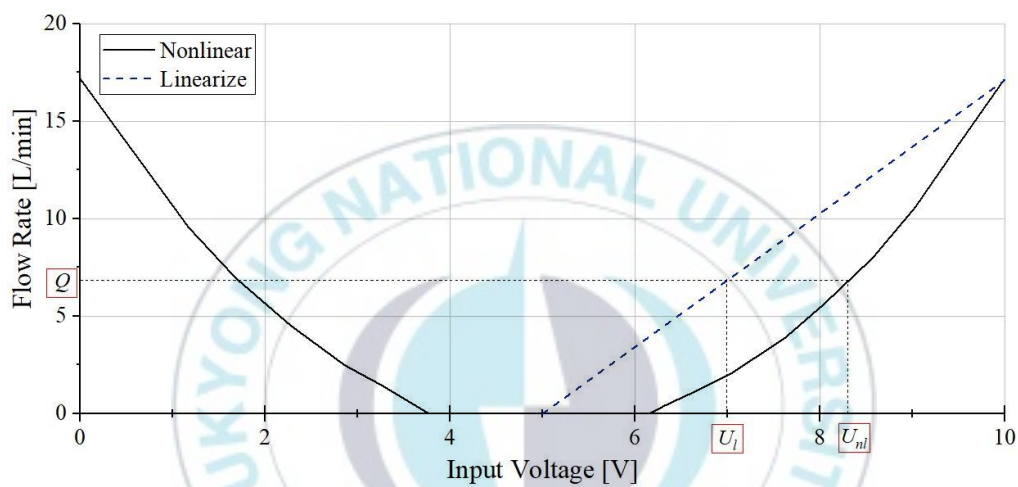


Fig. 2-5 Proportional valve non-linear flow characteristic

2.1.1장에서는 파란색 점선과 같이 비례밸브에 인가하는 전압에 따른 유량을 선형화하여 해석하였다. 하지만 약 4에서 6V의 입력에 대해서 비례밸브가 온전히 개방되지 않아 유량이 흐르지 않고 있음을 볼 수 있다.¹⁻²⁾ 또한, 그 외의 구간에서도 불특정한 오차가 발생할 것이다.

예시로, 유량 Q 를 출력하는 입력 전압은 실제로 U_{nl} 이지만 현재 U_l 을 입력으로 하고 있다. 그러므로 $U_l \rightarrow U_{nl}$ 이 되도록 하는 비선형특성 보상 식을 설계한다.

Fig. 2-6 및 식 (2-41)은 Curve Fitting을 통하여 얻은 비선형특성 보상 그래프와 식이다.

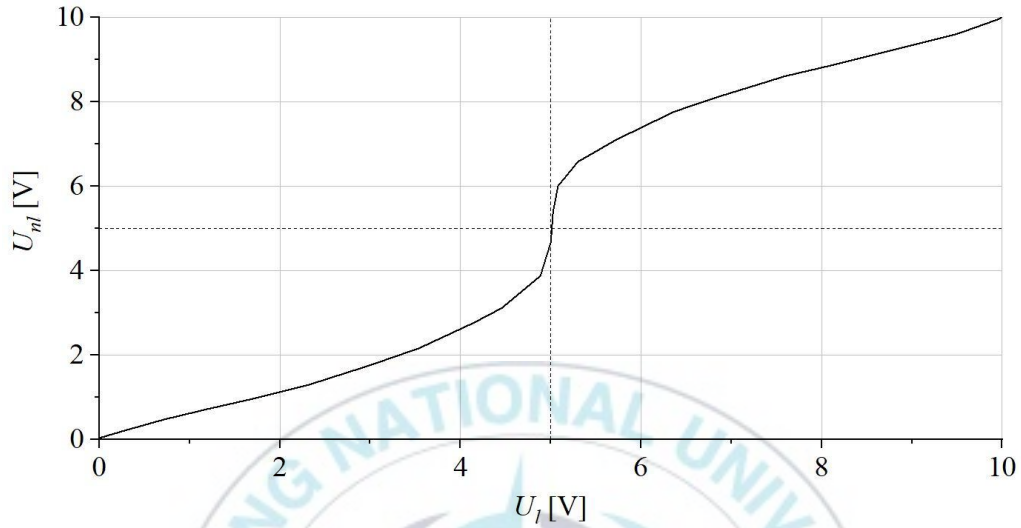


Fig. 2-6 Non-linear flow characteristic compensation

$$U_{nl} = f(U_l) = \frac{14.5U_l^4 - 82.76U_l^3 + 27.88U_l^2 + 123.7U_l - 1.822}{U_l^4 - 2.232U_l^3 - 9.78U_l^2 - 7.901U_l - 55.6} \quad (2-41)$$

제 3 장 시뮬레이션 해석

3.1 AMESim 모델 설계

유압 시스템 해석 상용 프로그램인 AMESim을 이용하여 ESD 밸브 시스템을 설계한다. 실험을 진행하기 전 시뮬레이션을 통해 2.2, 2.3장에서 설계한 제어기 및 비선형 유량특성 보상 식이 잘 설계되었는지 확인한다. 수학적 계산으로 얻어낸 제어기, 유량특성 보상 식의 계수들을 좀 더 타당한 값으로 수정한다. Fig 3-1은 ESD 밸브 시스템의 AMESim 모델이다.

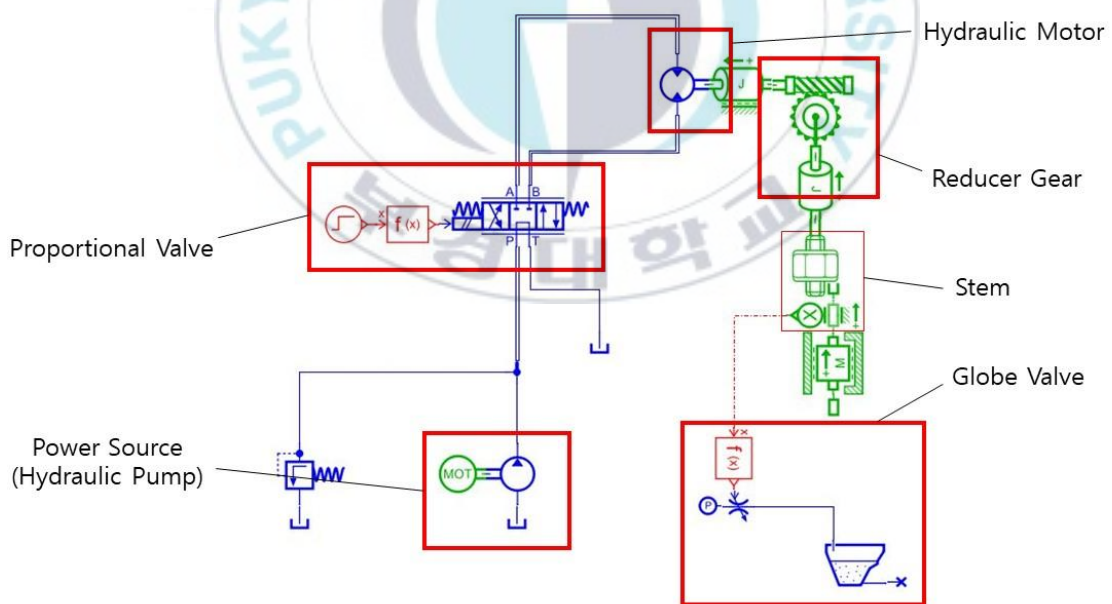


Fig. 3-1 ESD valve system AMESim model

ESD 밸브 시스템의 파라미터들을 AMESim 해당 요소에 입력하였다. Table 3-1은 AMESim에 사용한 주요파라미터를 정리한 것이다. 비례밸브 모델의 경우 시뮬레이션 상에서는 실제 비례밸브와 같은 불감대가 존재하지 않기 때문에 비선형 유량특성 보상 식을 역으로 곱하여 AMESim 밸브 모델도 실제 밸브와 같은 유량 곡선을 가지도록 하였다.

Table 3-1 ESD valve AMESim model critical variables

Title	Value	Unit	Title	Value	Unit
Motor Shaft Speed	1000	rpm	Worm Diameter	70	mm
Pump Displacement	13.8	cc/rev	Hydraulic Fluid Temperature	25	°C
Valve Maximum Flow Rate	16	L/min	Stem Mean Diameter	12.83	mm
Relief Valve Cracking Pressure	40	bar	Stem Lead	1.8	mm
Hydraulic Motor Displacement	31.6	cc/rev	Glove Valve Displacement Limit	12	mm
Gear Ratio	2.5	-	Glove Valve Mass	9.155	kg
Worm Wheel Diameter	102	mm	Proportional Valve Input	10	mA

시뮬레이션 모델 검증을 위하여 ESD 밸브 실험 장치에 오픈 루프로 전압을 인가하여 글로브 밸브 stem을 움직인다. AMESim 시뮬레이션 모델도 실험 장치와 같은 전압을 입력하여 이 둘을 비교한다.

Fig. 3-2는 stem이 최대 변위가 될 때까지 비례밸브에 8V를 인가했을 때의 시뮬레이션과 실험결과이다. 공급압력은 40bar이다. 과도응답에서 약간의 오차를 보이는 것을 제외하고는 시뮬레이션과 실험결과가 상당히 유사함을 볼 수 있다. 결론적으로 시뮬레이션 모델에 제어기 및 비선형 유량특성 보상 식을 적용하여 계수를 수정하는 것이 타당하다.

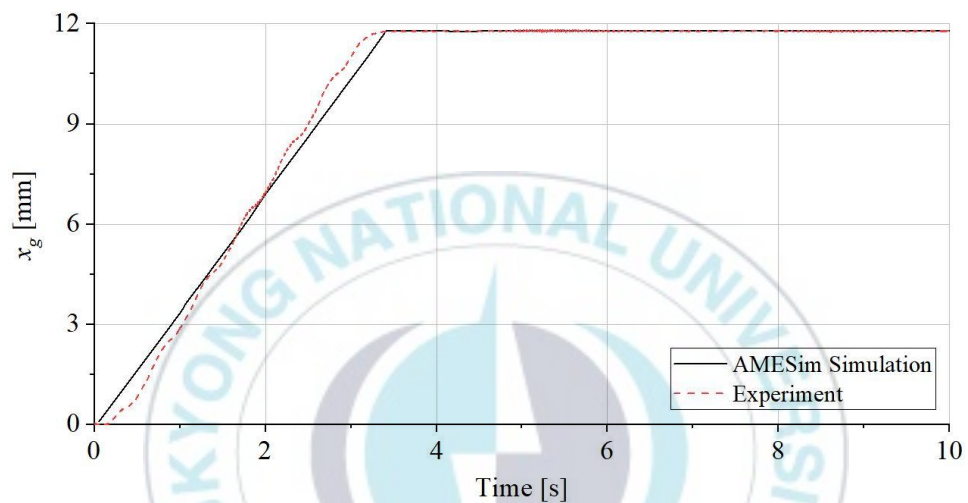


Fig. 3-2 Comparison of simulation and experimental result

3.2 Simulink 모델 설계

ESD 밸브 시스템 AMESim 모델에 2.3, 2.4장에서 설계한 제어기와 유량 특성 보상 식을 시뮬레이션한다. 이를 위해 AMESim 모델과 연동이 가능한 MATLAB의 Simulink로 제어기 및 유량특성 보상 식을 설계한다.

3.2.1 SMC 모델

Fig. 3-3은 설계한 SMC의 Simulink 블록선도이다.

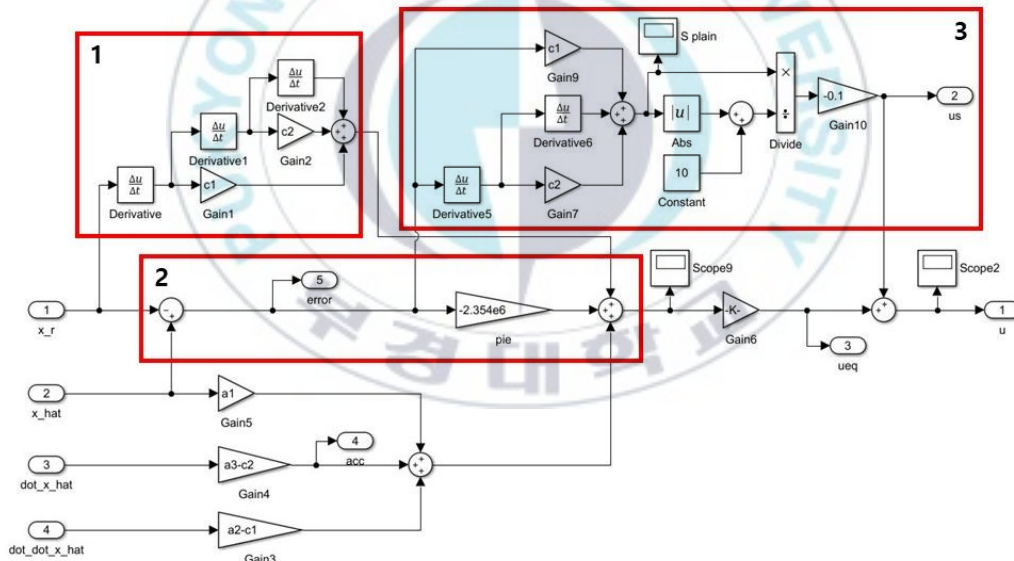


Fig. 3-3 Simulink SMC block diagram

Fig. 3-3에서 1, 2는 식 (2-37)과 (2-38)을 의미한다. 이는 식 (2-22)에서 정의한 등가 제어 입력 u_{eq} 이다. 3은 식 (2-40)을 의미하며, 이는 스위칭 입력 u_s 이다.

여기서 x_r 은 제어목표 변위, x_g 는 stem의 현재 변위를 의미한다. $\hat{}$ (hat)은 관측된 값이라는 것을 의미한다.

Table 3-2는 설계한 SMC의 파라미터를 정리한 것이다.

Table 3-2 Simulink SMC coefficients

Variable	Value	Variable	Value
c_1	5776	δ	10
c_2	152	ϕ	2×10^6
$\bar{D}$	0.5	a_{n1}	0
a_{n2}	1.0084×10^5	a_{n3}	0
b_n	2×10^6	-	-

3.2.2 SMO 모델

Fig. 3-3 SMC의 제어 입력 u 는 글로브 밸브 stem 변위를 한번 혹은 두 번 미분한 속도, 가속도 값을 사용하고 있다. 때문에, 제어 입력 u 는 제어기 내부 노이즈에 영향을 받게 된다.⁷⁾ 이러한 노이즈를 억제하고 SMC의 스위칭 계수 $\bar{D}$ 에 의한 채터링 효과를 감소시키기 위해 Sliding Mode Observer(이하 SMO)를 설계한다.

식 (3-1)은 설계한 SMO를 나타낸다.¹⁷⁾

$$\hat{\dot{x}} = A_n \hat{x} + B_n(u_n - \hat{d}_{eq}) + B_n \nu(\tilde{x}_g), \quad \hat{y} = C_n \hat{x}, \quad \hat{\dot{d}}_{eq} = l_0 B_n \nu(\tilde{x}_g), \quad \tilde{x}_g = x_g - \hat{x}_g,$$

$$\nu(\tilde{x}_g) = \overline{M} \cdot \text{sgn}(\tilde{x}_g), \quad \text{sgn}(\tilde{x}_g) = \frac{\tilde{x}_g}{|\tilde{x}_g| + \gamma} \quad (3-1)$$

여기서 $\hat{d}_{eq}$ 는 등가 외란의 추정치를 의미한다. $\overline{M}$ 은 SMO의 스위칭 계수를 의미하고 γ 는 채터링 방지를 위한 계수이다.

식 (3-1)의 상태 공간 관련 파라미터는 식 (3-2)와 같다.

$$\hat{x} = \begin{bmatrix} \hat{x}_g & \dot{\hat{x}}_g & \ddot{\hat{x}}_g \end{bmatrix}, \quad A_n = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -a_{n1} & -a_{n2} \end{bmatrix}, \quad B_n = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b_n \end{bmatrix}$$

$$B_v = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C_n = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-2)$$

Fig. 3-4는 설계한 SMO의 Simulink 블록선도이다.

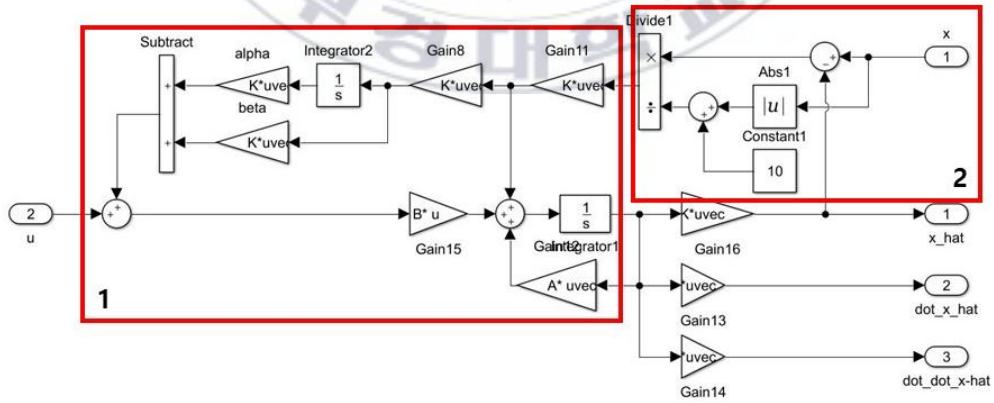


Fig. 3-4 Simulink SMO block diagram

Fig.3-4에서 1은 식 (3-1)을 의미한다. 2는 식 (3-1), SMO 스위칭 입력을 의미한다.

Table 3-3은 설계한 SMO의 파라미터를 정리한 것이다.

Table 3-3 Simulink SMO coefficients

Variable	Value	Variable	Value
$\overline{M}$	2×10^4	γ	10
l_0	0.001	-	-

3.2.3 비선형 유량특성 보상 모델

Fig. 3-5는 설계한 비선형 유량특성 보상 식의 Simulink 블록선도이다.

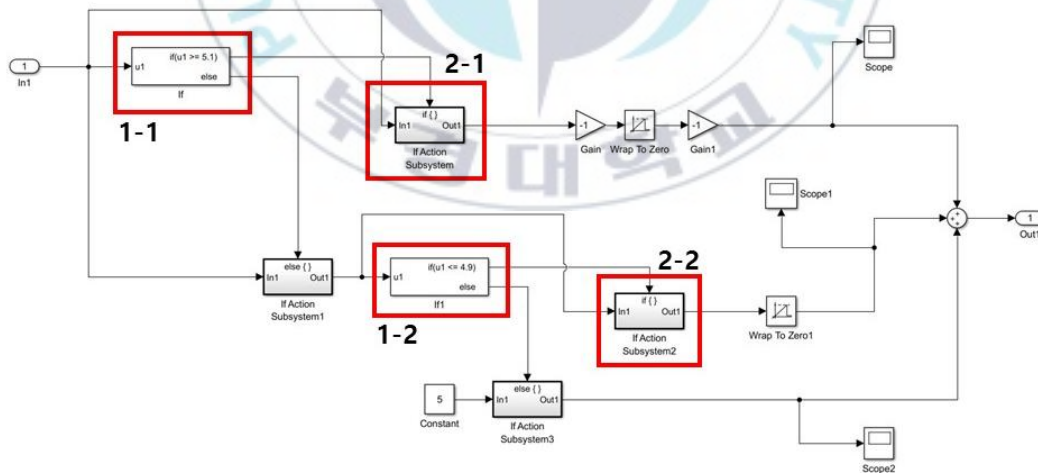


Fig. 3-5 Simulink non-linear compensation block diagram

Fig. 3-5의 1-1, 1-2에서 if 문을 이용해 중립 전압 5V를 기준으로 제어 입력을 나누어 준다. 불감대에 해당하는 범위에서는 5V를 출력하도록 하고 그 외 범위에는 비선형 유량특성 보상 식, 식(2-41)을 곱하여 준다. 이는 Fig. 3-5의 2-1, 2-2에 해당한다.



3.3 시뮬레이션

3.3.1 SMC, SMO 시뮬레이션

Fig. 3-6은 3.2장에서 설계한 제어기 및 비선형특성 보상 식을 적용하기 위한 ESD 밸브 시스템 AMESim 모델이다. 현재 stem 변위, 속도 및 가속도를 Simulink로 전달하고, Simulink의 SMC를 통해 나온 제어 입력 u 를 받아서 비례밸브로 입력한다.

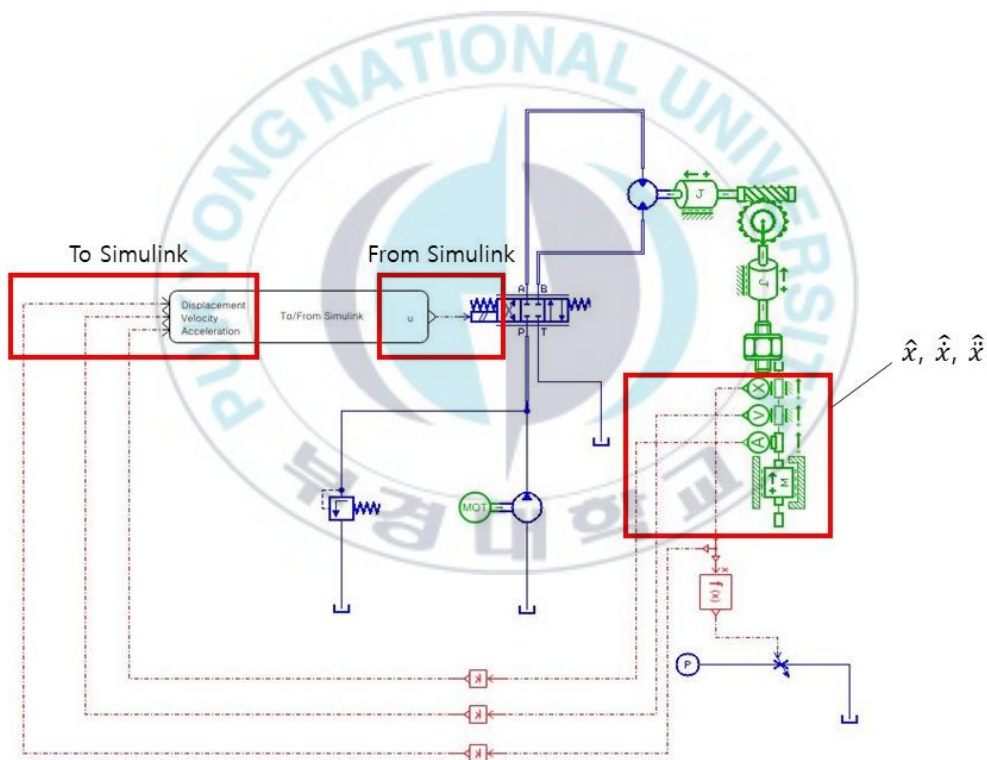


Fig. 3-6 AMESim ESD valve MATLAB interlocking model

Fig. 3-7은 연동하고 있는 MATLAB의 Simulink 모델이다. AMESim으로부터 받은 stem 변위, 속도, 가속도로 SMC 제어 입력 u 를 전달한다.

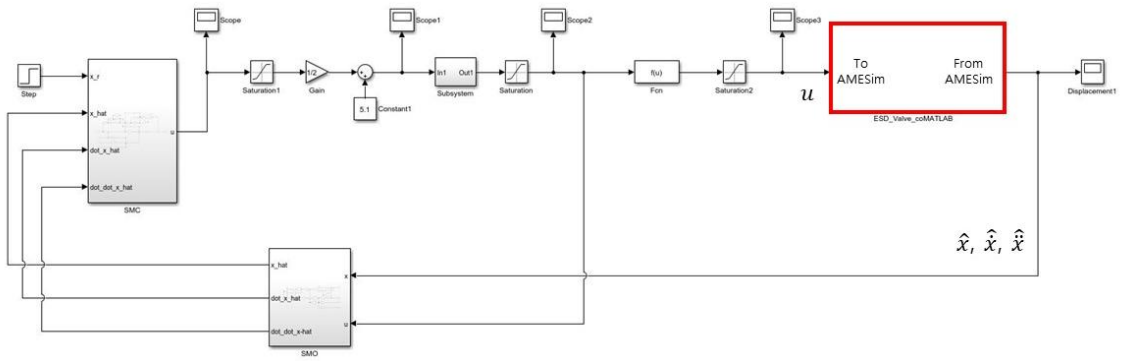


Fig. 3-7 Simulink SMC, SMO AMESim interlocking model

3.3.2 제어기 계수 수정

시뮬레이션 결과 시스템 응답속도가 필요 이상으로 빨라서 식 (3-3)과 같이 슬라이딩 초평면을 좀 더 완만하게 수정하였다. 비선형특성 보상을 제외한 시뮬레이션 결과는 Fig. 3-8과 같다.

$$S = [4840 \ 480 \ 1] \quad (3-3)$$

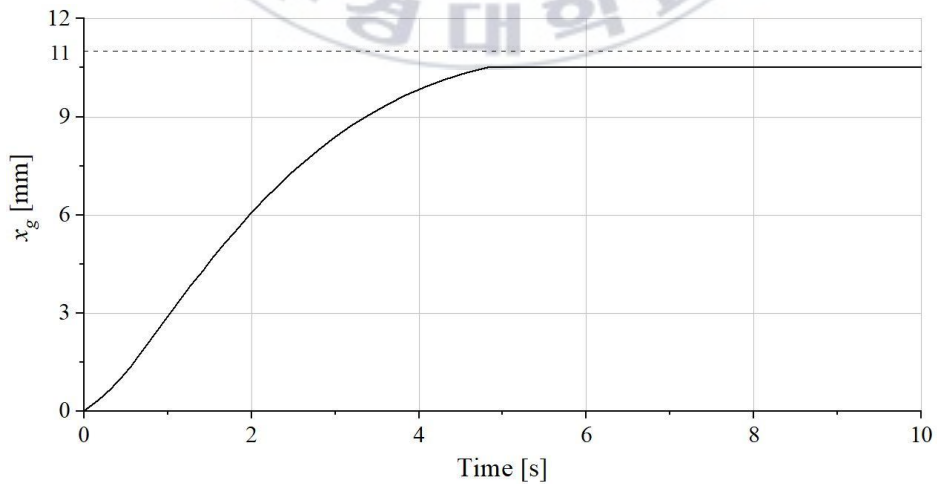


Fig. 3-8 Stem displacement control simulation result

3.3.3 비선형 유량특성 보상 시물레이션

Fig. 3-8에서 비례밸브의 불감대로 인해 지속적인 정상상태 오차가 발생하고 있음을 볼 수 있다. 이를 해결하기 위해 비선형 유량특성 보상 식을 적용하였다. 결과는 Fig. 3-9와 같았고 추가적인 계수 수정은 필요 없다고 판단하였다.

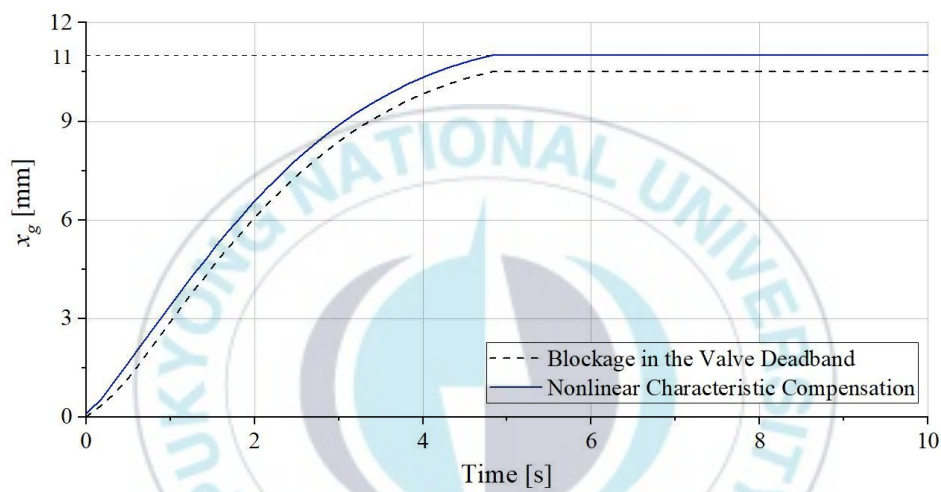


Fig. 3-9 Non-linear compensation simulation result

시물레이션 결과, ESD 밸브 시스템은 SMC, SMO로 정상 제어됐고 비선형 유량특성 보상의 적용을 통해 정상상태 특성이 현저히 개선됨을 확인하였다.

제 4 장 실험

4.1 실험 방법

Fig. 4-1은 ESD 밸브 시스템의 실제 실험 장비 일부분을 나타낸 것이다. Power source(Hydraulic pump)에서 Relief valve를 거쳐 Proportional valve(비례제어밸브)로 유량을 공급한다. Proportional valve의 스톱 변화에 따라 Hydraulic motor가 Reducer gear를 회전시킨다. Reducer gear의 회전은 Stem을 상하로 움직이고, stem과 연결된 Valve disc가 글로브 밸브의 유량을 제어한다.



Fig. 4-1 ESD valve system experimental equipment

Fig. 4-2는 실험 장비 간의 전체적인 연결을 나타낸 개략도이다. stem의 변위와 Hydraulic motor 양단의 압력을 Indicator로 출력한다. Indicator에서

전류 신호를 전압 신호로 변환하여 DAQ board로 전달한다. DAQ board는 Target PC와 MATLAB의 Simulink Realtime으로 연결되어있다. 최종적으로 Target PC와 연결된 Host PC를 통해 수집한 데이터를 출력한다.

제어 입력 전압은 Host PC, Target PC, DAQ board를 거쳐 Amplifier로 전달되고 Amplifier에서 전압을 전류로 변환하여 Proportional valve에 입력한다.

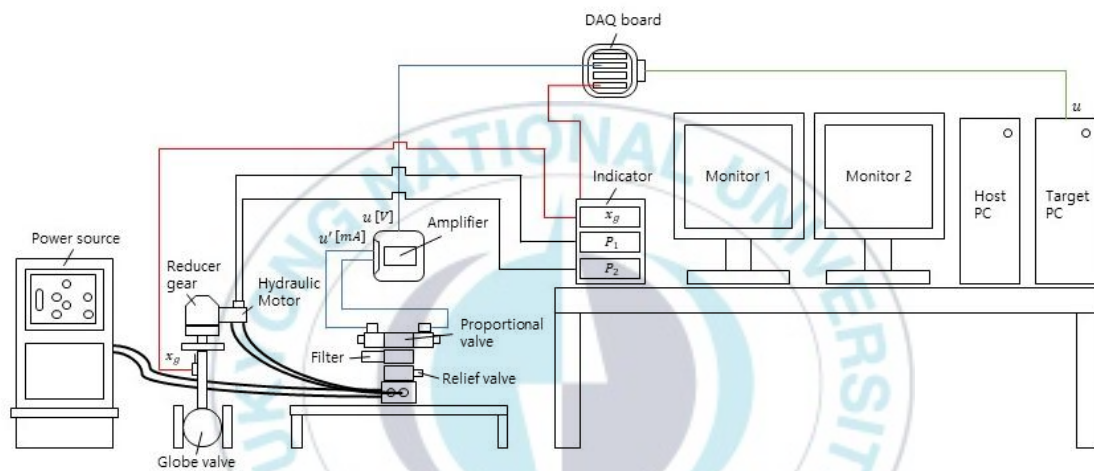


Fig. 4-2 Experimental equipment connection schematic

4.2 실험결과

SMC, SMO로 stem 변위 제어실험을 진행했다. stem 최대 변위가 11.78mm인 점을 고려, 전 범위에서의 제어 성능 비교를 위해 제어목표를 11, 8, 6, 4, 2mm로 설정하였다. 공급압력 P_s 는 40bar로 일정하다. Fig. 4-3은 비선형 유량특성을 보상하지 않은 경우이고 Fig. 4-4는 보상한 경우의 실험결과이다.

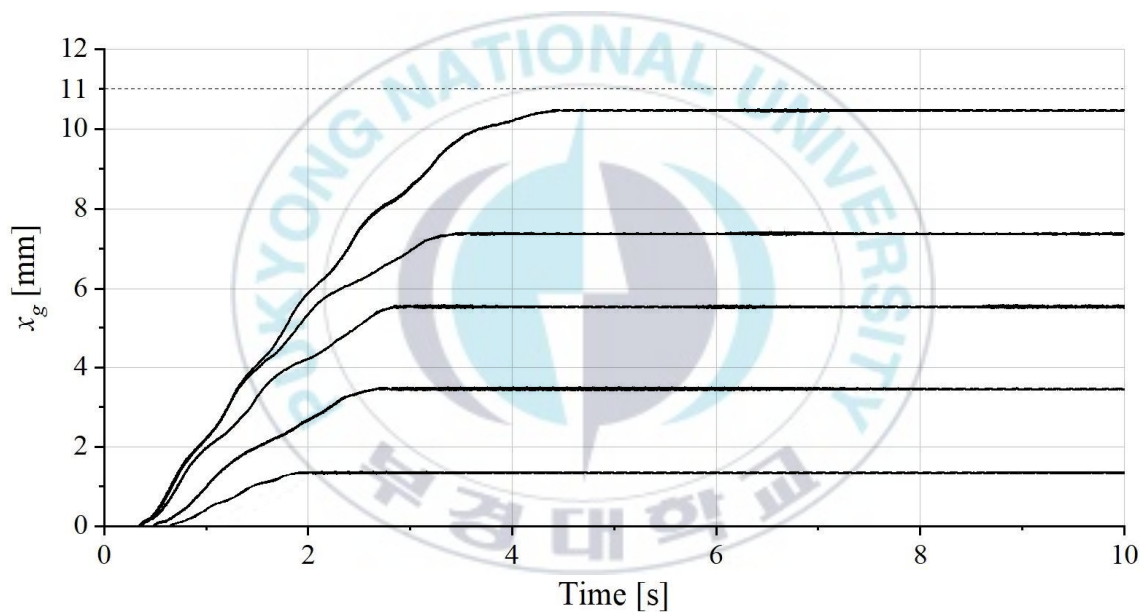


Fig. 4-3 Stem displacement control results with SMC, SMO

정상상태에 가까워질수록 SMC의 제어 입력이 비례밸브의 비선형 유량특성 때문에 비례밸브의 스톱을 온전히 개방하지 못하였다. 평균적으로 약 0.5mm의 지속적인 정상상태 오차를 가진다. 기어 형상으로 인하여 과도응답에서 변위가 울렁거리는 변화를 보인다.

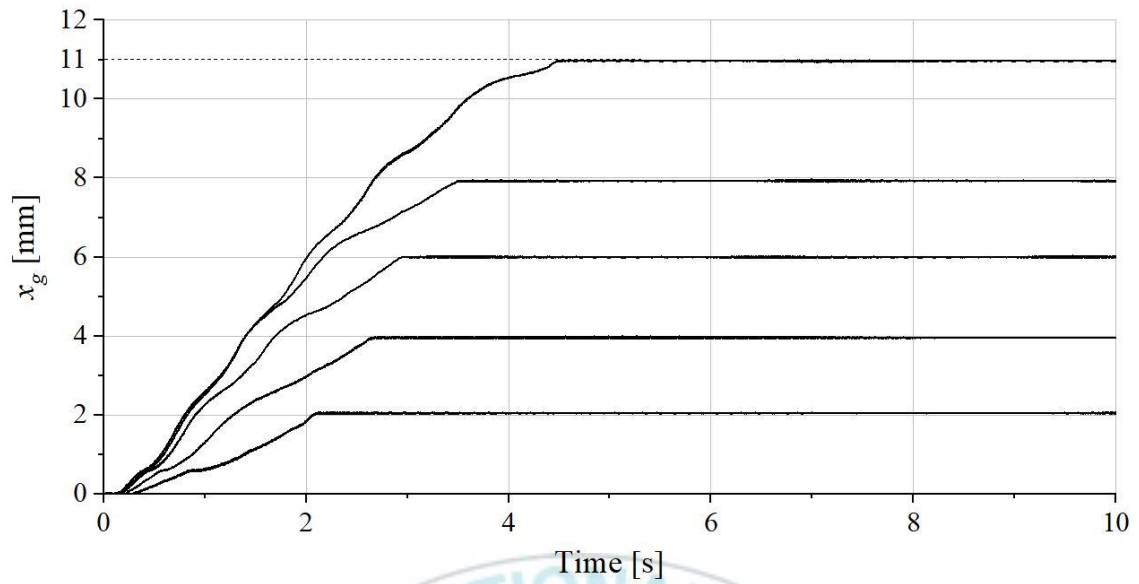


Fig. 4-4 Stem displacement control results with SMC, SMO,
Non-linear compensation

비선형 유량특성 보상을 통해 Fig. 4-3과 비교하여 정상상태 오차가 현저히 개선됐음을 확인할 수 있다. 마찬가지로 기어 형상으로 인해 과도응답에서 변위가 울렁거리는 변화를 보인다. Fig. 3-7의 과정으로 비교적 급격하게 정상상태에 도달함을 확인할 수 있다. 하지만 실험 장치를 기준으로 이는 시스템 안정성에 영향을 끼치지 않았다.

4.3 RMSE 평가

RMSE는 제어 오차의 제곱 평균의 제곱근으로 구할 수 있다. RMSE는 예측변수와 단위가 같기에 직관적인 제어 성능 판단이 가능하다.⁸⁾ 이는 식 (4-1)과 같다.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_r - x_i)^2}{n}} \quad (4-1)$$

여기서 x_r 은 예측변수(제어 목표값), x_i 는 실제값, n 은 데이터 개수를 의미한다.

RMSE는 이론적으로 0에서 x_r 의 값을 가질 수 있다. $x_r - x_i$ 값이 감소하면 RMSE도 감소하고, 이는 제어목표에 수렴한다는 의미이므로 0에 가까울수록 더 우수한 제어 성능을 가진다.

Table 4-1과 4-2에 Fig. 4-3과 4-4의 결과에 대한 RMSE를 나타냈다.

Table 4-1 RMSE of stem displacement control results with SMC, SMO

Control Objective (mm)	RMSE (mm)	Control Objective (mm)	RMSE (mm)
11	9.93	8	5.17
6	2.03	4	3.12
2	1.28	-	-

Table 4-2 RMSE of stem displacement control results with SMC, SMO, Non-linear compensation

Control Objective (mm)	RMSE (mm)	Control Objective (mm)	RMSE (mm)
11	4.02	8	2.6
6	1.85	4	1.25
2	0.63	-	-

Fig. 4-5는 전체 실험결과에 대한 RMSE 값을 그래프로 나타낸 것이다. 제어 목표가 클수록 과도응답에서 더 길고 큰 오차를 가지므로 RMSE가 증가한다. 비선형 유량특성 보상을 한 Table 4-2의 경우가 그렇지 않은 Table 4-1과 비교했을 때 전 구간에서 더 낮은 RMSE 값을 가지는 것을 볼 수 있다.

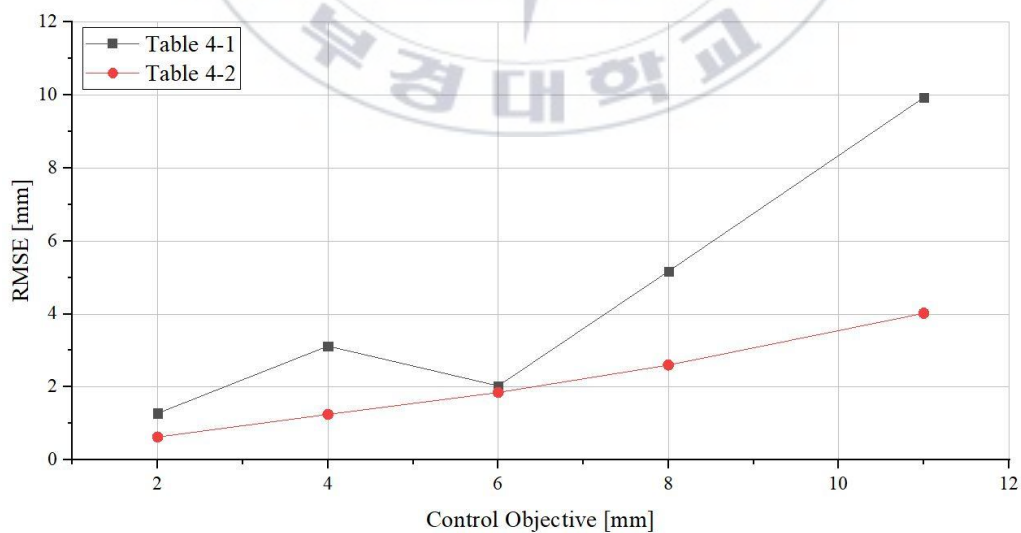


Fig. 4-5 Comparison of RMSE with all experimental results

제 5 장 결 론

이 논문에서는 비례밸브로 제어되는 유압모터 구동 시스템에서 비례밸브의 불감대로 인하여 발생하는 제어 오차를 개선하였다.

또한, 비례밸브의 비선형 유량특성 이외의 요소에서 제어 성능에 영향을 미치지 않도록 외란에 강인한 성능을 가지는 SMC를 설계하여 제어하였고 제어기 내부 노이즈로 인한 채터링 감소를 위해 SMO를 설계하여 사용하였다.

수식적으로 풀어내지 못한 부분에서 문제가 발생하지 않도록 시뮬레이션 모델을 설계하여 제어기 및 비선형 유량특성 보상 식 계수의 타당성을 검증하였다. 그 결과 SMC 슬라이딩 초평면의 각도를 좀 더 완만하게 수정하였다.

수정한 제어기 및 비선형 유량특성 보상 식을 이용해 ESD 밸브의 stem 변위 제어실험을 진행하였다. stem 최대 변위가 12mm인 점을 고려하여 제어목표를 11, 8, 6, 4, 2mm로 선정했다. 비선형 유량특성을 실험 조건으로 두어 보상하였을 때와 그렇지 않을 때로 나누어 실험하였다.

실험결과 비선형 유량특성을 보상했을 경우, 더 우수한 위치 제어 성능을 보이는 것을 확인했다. 이를 정량적으로 비교하기 위해 RMSE 평가를 진행하였다. 평가 결과 비선형 유량특성을 보상하였을 경우가 더 우수한 위치 제어 성능을 가지는 것을 확인하였다.

참고 문헌

- (1) I. Y. Lee, "Hydraulic Engineering Step-by-Step Study Guide", MoonUnDang, pp.345-347, 2012.
- (2) K. D. Lee, "Control Improvement of Control Loop with Deadband Control Valve", CICS 06, pp.318-320, 2006.
- (3) D. C. Kim, "Oil Hydraulic Systems for Ships and Offshore Structures", Drive·Control 4(2), pp.2-9, 2007.
- (4) Y. H. Jeon, "Analysis of Effects on Leakage and Proliferation of LNG Propulsion/Bunkering Vessels", Proceedings of the Korean Society for New and Renewable Energy Conference 2018(11), pp.236, 2018.
- (5) Nishimura, "Robust Control Engineering Using MATLAB", VANPRESS, pp.379-382, 1998.
- (6) Fumio Harashima, "MOSFET Converter-Fed Position Servo System with Sliding Mode Control", IEEE Transactions on industrial electronics vol IE-32(3), 1985.
- (7) I. H. Kim, "Design of a DC Motor Current Controller Using a Sliding Mode Disturbance Observer and Controller", Journal of Institute of Control Robotics and Systems 22(6), pp.417-423, 2016.
- (8) H. S. Lee, "Statistical analysis for RMSE of 3D space calibration using the DLT", Korean Journal of Sport Biomechanics 13(1), pp.1-12, 2003.
- (9) T. H. Kim, "Position Control of a Hydraulic Servo System using a

Feedback Linearization Compensator”, Drive·Control 2007(11), pp.180–188, 2007.

(10) Herbert E. Merritt, “Hydraulic Control Systems”, JOHN WILEY & SONS, pp.133–145, 1967.

(11) J. S. Kam, “Synchronization Control of Two Hydraulic Cylinders using Feedback Linearization Compensator and Disturbance Observer”, Drive·Control 10(3), pp.14–20, 2013.

(12) B. J. Noh, “Essential Fluid Mechanics”, DongMyeongSa, pp.133–142, 2006.

(13) Anthony Bedford, “Engineering Mechanicals DYNAMICS”, PEARSON Prentice Hall, pp.112–117, 2005.

(14) Katsuhiko Ogata, “System Dynamics Fourth Edition”, PEARSON Prentice Hall, pp.169–239, 2004.

(15) H. H. Jung, “The Study of a Sliding Mode Controller on a Pilot Operated Proportional Pressure Relief Valve for Time Delay and Disturbance’s Compensation”, journal of the Korean Society for Power System Engineering, pp.55–61, 2018.

(16) J. H. Yang, “Automatic Control for Control System Design”, DooYangSa, pp.80–86, 2005.

(17) S. H. Han, “Design of a Robust Controller for a Watertight Damper Driving System”, Drive·Control 14(2), pp.45–51, 2017.