연구논문

Journal of Drive and Control, Vol.18 No.4 pp.28-34 Dec. 2021
ISSN 2671-7972(print) ISSN 2671-7980(online)
http://dx.doi.org/10.7839/ksfc.2021.18.4.028

LNG 벙커링용 비상차단 밸브 디스크 변위 제어에 관한 연구
Disc Displacement Control of the Emergency Shut-Down Valve for LNG Bunkering

윤진호[1] · 박주연[2] · 장지성[*3]
Jin Ho Yoon[1], Ju Yeon Park[2] and Ji Seong Jang[*3]

Received: 12 Oct. 2021, Accepted: 01 Nov. 2021

Key Words : Disc Displacement Control(디스크 변위 제어), ESD Valve(비상차단 밸브), LNG Bunkering(LNG 벙커링), Nonlinear Controller(비선형 제어기)

Abstract: Among the currently available types of fuel, LNG emits a relatively small amount of nitrogen oxide and carbon dioxide when it burns in the engine. However, since LNG is a flammable material, leakage during bunkering can lead to accidents, such as fires. Therefore, it is necessary to install a remote operation emergency shut-down (ESD) valve to block the flow and leakage of LNG in an emergency situation that occurs during bunkering. The ESD valve uses a hydraulic driving device consisting of a hydraulic control valve and a hydraulic motor to control globe valve disc displacement, which regulates the flow path for LNG transfer. At this time, there are various nonlinearities in hydraulic driving devices; hence, it is necessary to design a controller with robust control performance against these uncertainties. In this study, modeling of the ESD valve was carried out, and a sliding mode controller to control the displacement of the globe valve disc was designed. As a result, it was confirmed that the designed control performance could be achieved by overcoming nonlinearity characteristics using the designed controller.

1. 서 론

국제해사기구(IMO, International Maritime Organization)는 전 세계적 이슈인 기후 환경 변화 방지를 위하여 선박에서 배출되는 대기오염물질 규제 협약을 제정, 채택하였고, 미국, 유럽 등은 자국 해역 주변을 오염물질 배출통제지역으로 설정하였다.[1~2] 이러한 해상 환경 규제 강화에 따라 조선업계에서는 기존 선박 연료유 대신 액화천연가스(이하 LNG)를 연료로 사용하는 그린쉽(Green ship)이 차세대 조선업계를 이끌 성장 동력이 될 것으로 전망하고 있다.[3]

LNG는 현재 사용가능한 연료 중 엔진에서 연소될 때 비교적 적은 양의 질소산화물과 이산화탄소를 배출한다.[4] 그러나 LNG는 인화성 물질이므로 벙커링 작업 중 누설이 발생하면 화재와 같은 대형사고로 이어질 수 있다. 따라서 벙커링 작업 중 발생하는 비상 상황에서 LNG의 흐름 및 누설을 차단하기 위한 원격조작 비상차단밸브(이하 ESD 밸브)를 설치해야 한다.[5]

ESD 밸브는 유압제어밸브와 유압모터로 구성된 구동장치를 이용하여 글로브 밸브의 디스크 변위 제어를 수행하고 이를 통하여 LNG 이송을 위한 유로를 조절한다. 이 때, 유압제어밸브 등의 구동장치에 비선형성이 존재하므로 강인한 제어 성능을 얻기 위해서는 불확실성에 대해 강인한 제어 성능을 가지는

* Corresponding author: jangjs@pknu.ac.kr
1 Department of Mechanical System Engineering, Graduate School, Pukyong National University, Busan 48547, Korea
2 Engine & Machinery Business Unit Intelligent Control System Research Department, Researcher, HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES, Ulsan 44032, Korea
3 Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University, Busan 48547, Korea
Copyright Ⓒ 2021, 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.

제어기를 설계할 필요가 있다.[6~7] 본 연구에서는 이러한 ESD 밸브에 대해 모델링을 수행하고, 이를 기반으로 밸브 디스크 변위 제어를 위한 제어를 설계한 후 실험을 통하여 제어 성능을 확인하였다.

2. ESD 밸브의 구성

ESD 밸브는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 유압모터(hydraulic motor), 감속기(reduction gear), 스템(stem), 글로브 밸브(globe valve)로 구성되어 있고, 밸브의 개폐 상태를 표시하기 위한 인디케이터(indicator)가 설치되어 있다. ESD 밸브 하부에 설치된 글로브 밸브로는 LNG가 통과한다. 이 때 글로브 밸브와 유압모터가 접촉하면 LNG의 열전달 효과에 의하여 유압 작동유가 냉각되어 유압 구동부의 손상과 오작동을 유발할 수 있다. 그러므로 이를 방지하기 위해 유압모터와 글로브 밸브 사이에 길이가 긴 스템이 설치되어 있다.

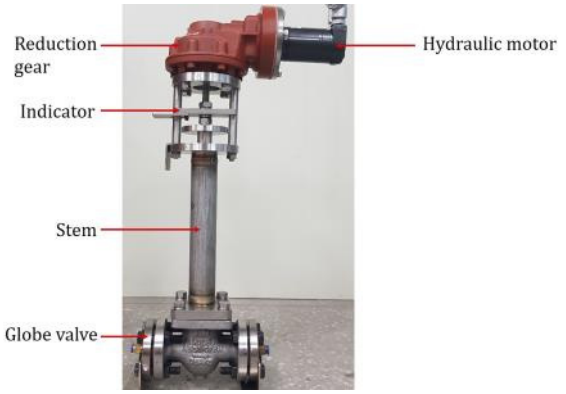


Fig. 1 Configuration of ESD valve

3. 모델링

Fig. 2는 Fig. 1에 나타낸 ESD 밸브와 ESD 밸브의 유압모터 구동용 유압 제어 밸브로 구성된 장치(이하 ESD 밸브 시스템)의 개략도를 나타낸다. Fig. 2로부터 유압 제어 밸브를 이용하여 유압모터를 제어하고, 유압모터에서 발생한 구동력이 감속기를 경유한 후 스템을 통하여 글로브밸브 디스크로 전달되어 디스크가 상하로 이동함을 알 수 있다. Fig. 2에 사용된 기호는 다음과 같다. P는 압력, Q는 유량, V는 체적, x_v는 밸브 스풀 변위, θ_m은 유압모터 축 각변위, θ_g는 감속기 출구 측 각변위, r_g는 감속기 출구 측 회전부 반경, M_g는 글로브 밸브 디스크 질량, x_g는 글로브 밸브 디스크 변위, 하첨자 s는 공급측, 하첨자

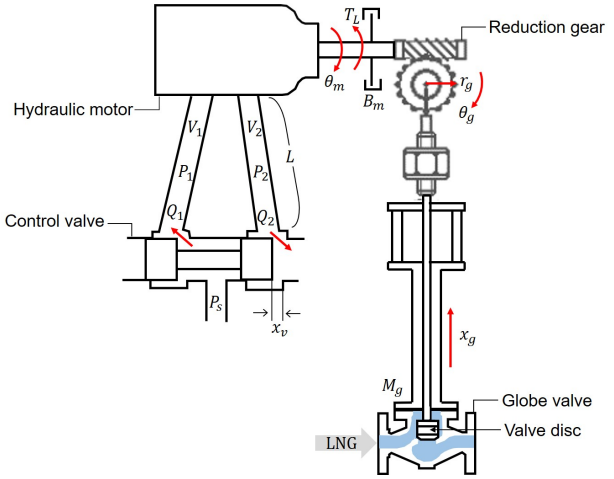


Fig. 2 Schematic diagram of ESD valve system

1은 유입 측, 하첨자 2는 유출 측을 의미한다.

유압 제어 밸브의 유량방정식은 식 (1)과 같다.

$$Q_L = k_q u - k_c P_L \tag{1}$$

여기서 Q_L은 부하유량[m^3/s], P_L은 부하압력(P_1-P_2)[Pa], u는 밸브 제어 입력[V], k_q는 밸브 유량 게인[m^3/s/V], k_c는 밸브 유량-압력 계수[m^3/s/Pa]를 나타낸다.

유압모터 챔버의 연속방정식은 식 (2)로 나타낸다.

$$Q_L = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + C_{tm} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \tag{2}$$

식 (2)에서 C_{tm}은 유압모터 총 누설계수[m^3/sec/Pa], V_t는 배관 체적을 포함한 유압모터 양 챔버 전체 체적[m^3], D_m은 유압모터 행정체적[m^3/rad], β_e는 작동유 체적탄성계수[Pa]이다.

식 (1)과 식 (2)을 조합하여 정리하고 유압모터 회전 각도와 스템 변위와의 관계를 나타내는 식 (3)을 적용하면 부하 압력과 유압모터 운동방정식을 각각 식 (4), (5)로 나타낼 수 있다.

$$\theta_m = \xi \frac{x_g}{r_g} \tag{3}$$

$$\frac{dP_L}{dt} = \frac{4\beta_e k_q}{V_t} u - \frac{4\beta_e k_{ce}}{V_t} P_L - \frac{4\beta_e D_m \xi}{r_g V_t} \frac{dx_g}{dt} \tag{4}$$

$$D_m P_L = M_g r_g \xi \frac{d^2 x_g}{dt^2} + \frac{B_m \xi}{r_g} \frac{dx_g}{dt} + \frac{G\xi}{r_g} x_g + T_L \tag{5}$$

식 (3)~(5)에서 ξ는 감속비, B_m은 유압모터와 부

하의 점성마찰계수[kg·m/s], G는 스프링 상수[N/m], k_{ce}는 $k_c + C_{tm}$, T_L은 외부부하토크[N]를 나타낸다. 식 (1)~(5)를 상태공간 방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t), y = Cx(t),$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_g \\ \dot{v}_g \\ \dot{P}_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{G}{M_g r_g^2} & -\frac{B_m}{M_g r_g^2} & \frac{D_m}{M_g r_g \xi} \\ 0 & -\frac{4\beta_e D_m \xi}{r_g V_t} & -\frac{4\beta_e}{V_t} k_{ce} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_g \\ v_g \\ P_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{4\beta_e k_q}{V_t} \end{bmatrix} u, \; y = [1\,0\,0]\,[x_g\, v_g\, P_L]^T \tag{6}$$

Table 1은 식 (5)에 사용한 ESD 밸브 시스템의 물리 파라미터를 나타낸다.

Table 1 Physical parameters of ESD valve system

B_m	0	M_g	1.29
D_m	$5.03 \cdot 10^{-6}$	r_g	0.051
G	0	V_t	$5.22 \cdot 10^{-4}$
k_{ce}	$1.9 \cdot 10^{-11}$	β_e	$1.75 \cdot 10^{9}$
k_q	$2.67 \cdot 10^{-5}$	ξ	2.5

4. 제어기 설계

이 장에서는 ESD 밸브제어계의 비선형성을 억제하기 위하여 가변 구조 시스템 이론을 바탕으로 한 슬라이딩모드 제어기(이하 SMC)[8~10]를 설계한다.

운동방정식 (5)를 3차계 공칭모델로 만들기 위해 미분한 후 식 (4)를 대입하고 정리하면 식 (7)로 나타낼 수 있다.

$$\frac{d^3 x_g}{dt^3} = \frac{4\beta_e D_m}{M_g r_g \xi V_t} k_q u - \frac{4\beta_e D_m}{M_g r_g \xi V_t} k_{ce} P_L - \frac{B_m}{M_g r_g^2} \frac{d^2 x_g}{dt^2} - \left(\frac{G}{M_g r_g^2} + \frac{4\beta_e D_m^2}{M_g r_g^2 V_t} \right) \frac{dx_g}{dt} \tag{7}$$

부하압력 변화 등 ESD 밸브 시스템의 불확실성을 등가외란 d_{eq}로 정의하고 식 (7)을 정리하면 ESD 밸브 시스템의 3차계 공칭모델을 식 (8)로 나타낼 수 있다. 식 (8)에서 u_n은 공칭모델의 제어입력을 나타낸다.

$$\frac{d^3 x_g}{dt^3} = b_n (u_n - d_{eq}) - a_{n3} \frac{d^2 x_g}{dt^2} - a_{n2} \frac{dx_g}{dt}$$

$$a_{n1} = \frac{4\beta_e D_m^2}{M_g r_g^2 V_t} + \frac{G}{M_g r_g^2}, \; a_{n2} = \frac{B_m}{M_g r_g^2}$$

$$b_n = \frac{4\beta_e D_m k_q}{V_t M_g r_g^2 \xi} \tag{8}$$

식 (8)을 u_n에 대해 정리하면 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$u_n = b_n^{-1} \left\{ \frac{d^3 x_g}{dt^3} + a_{n2} \frac{d^2 x_g}{dt^2} + a_{n1} \frac{dx_g}{dt} + b_n d_{eq} \right\} \tag{9}$$

SMC는 슬라이딩 초평면 s가 영점(zero)에 수렴하도록 추종 제어를 한다. 추종 오차는 위치 오차 e, 속도 오차 $\dot{e}$, 가속도 오차 $\ddot{e}$이며 식 (10)으로 나타낼 수 있다.

$$s = c_1 e + c_2 \dot{e} + \ddot{e}$$

$$e = x_g - x_r, \; \dot{e} = \dot{x}_g - \dot{x}_r, \; \ddot{e} = \ddot{x}_g - \ddot{x}_r \tag{10}$$

슬라이딩모드 제어입력 u는 Lyapunov 함수에 의해 결정된다. 이 연구에서는 슬라이딩 초평면 s가 다음의 조건을 만족하도록 선정하였다.

$$V_L = 0.5 s^2, \; \dot{V}_L = s\dot{s} \le 0 \tag{11}$$

슬라이딩모드 제어입력 u는 식 (12)에 나타낸 바와 같이 공칭모델 제어입력 u_n과 슬라이딩 초평면 s에서 외란을 보상하기 위한 스위칭 입력 u_s로 구성된다.

$$u = u_n + u_s \tag{12}$$

식 (9), (12)에 나타낸 공칭모델 제어입력 u_n이 식 (11)을 만족하도록 설계하면 식 (13)으로 나타낼 수 있다. 이 때 식 (8)에 나타낸 등가외란 d_{eq}는 계측이 곤란하므로 식 (13)에서는 양의 상수 ϕ를 이용하여 $b_n d_{eq}$를 $-\phi e$로 나타내었다. 식 (13)의 스위칭 입력 u_s에서 $\overline{D}$는 스위칭 게인, $sgn(s)$은 부호함수를 나타낸다.

$$u_n = b_n^{-1} \left\{ (a_{n1} - c_1)\dot{x}_g + (a_{n2} - c_2)\ddot{x}_g - \phi e + c_1 \dot{x}_r + c_2 \ddot{x}_r + \dddot{x}_r \right\}$$

$$u_s = -\overline{D} \cdot sgn(s), sgn(s) = \begin{cases} 1 & s > 0 \\ 0 & s = 0 \\ -1 & s < 0 \end{cases} \tag{13}$$

$$u_s = -\overline{D} \frac{s}{|s| + \delta}$$

지금까지 설계한 SMC는 글로브밸브 디스크 변위 응답에서 유도한 속도 및 가속도 값을 사용하므로 u는 센서 노이즈에 영향을 받게 된다. 식 (14)는 센서 노이즈에 의한 영향을 억제하고 SMC의 스위칭 게인에 의한 채터링 효과를 감소시키기 위하여 설계한 슬라이딩모드 외란관측기[11](이하 SMO)를 나타낸다.

$$\dot{\hat{x}} = A_n\hat{x} + B_n(u_n - \hat{d}_{eq}) + B_v\nu(\tilde{x}_g), \hat{y} = C_n\hat{x},$$
$$\dot{\hat{d}}_{eq} = l_0 B_v \nu(\tilde{x}_g),\ \tilde{x}_g = x_g - \hat{x}_g,$$
$$\nu(\tilde{x}_g) = \overline{M} \cdot sgn(\tilde{x}_g), sgn(\tilde{x}_g) = \frac{\tilde{x}_g}{|\tilde{x}_g| + \gamma} \quad (14)$$

식 (14)에 나타낸 상태공간 관련 파라미터는 다음과 같다.

$$\hat{x} = [\hat{x}_g\ \dot{\hat{x}}_g\ \ddot{\hat{x}}_g]$$
$$A_n = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -a_{n1} & -a_{n2} \end{bmatrix},\ B_n = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b_n \end{bmatrix},\ B_v = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$
$$C_n = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

식 (14)에서 $\hat{x}, \hat{d}_{eq}$는 식 (6)과 (8)에 나타낸 상태변수 및 등가외란의 추정치를 의미하고, $\overline{M}$는 SMO 스위칭 게인, γ는 채터링 방지를 위한 게인을 나타낸다.

Fig. 3은 설계한 SMC와 SMO를 조합한 제어기의 구조를 나타낸다. Table 2는 설계한 제어기 파라미터를 나타낸다.

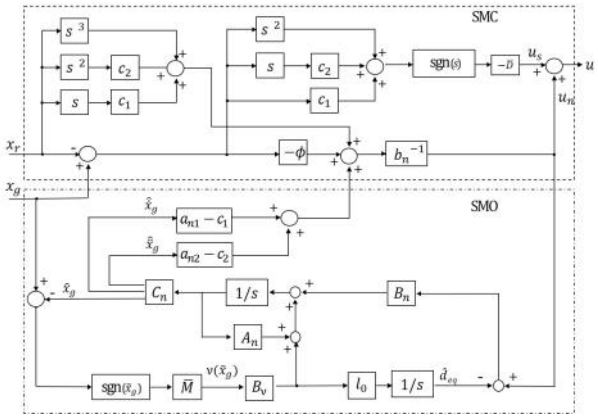


Fig. 3 Block diagram of designed controller

Table 2 Designed controller parameters

$\overline{D}$	0.5	ϕ	$2.0 \cdot 10^6$
c_1	62790	c_2	36628
$\overline{M}$	$2.0 \cdot 10^4$	l_0	0.001
δ	10.0	γ	10.0

5. 결과 및 고찰

ESD 밸브는 관련 규격에 의해 30초 이내의 시간으로 밸브 디스크가 목표위치에 도달해야 한다.[5] 따라서 본 연구에서는 10초 이내에 ESD 밸브 디스크가 목표위치에 도달하는 것을 제어 목표로 설정하였다.

Fig. 4는 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도를 나타낸다.

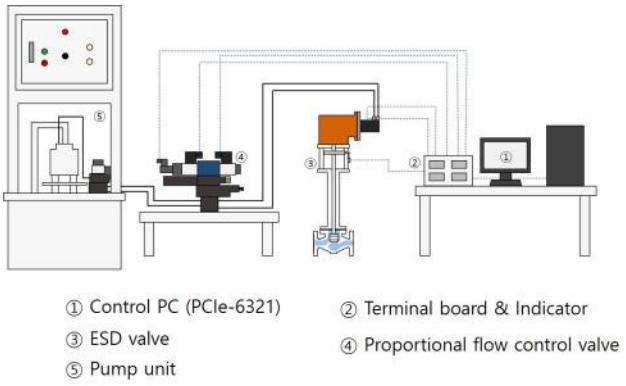


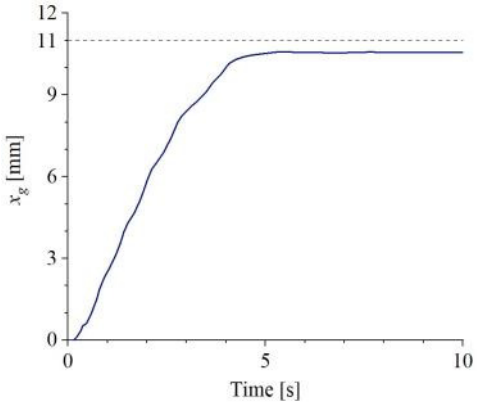
Fig. 4 Schematic diagram of the experimental apparatus

Fig. 5는 공급압력을 40bar로 설정한 후 Fig. 3과 Table 2에 나타낸 제어기를 이용하여 밸브 디스크 위치제어를 실시한 실험 결과의 일례를 나타낸다.

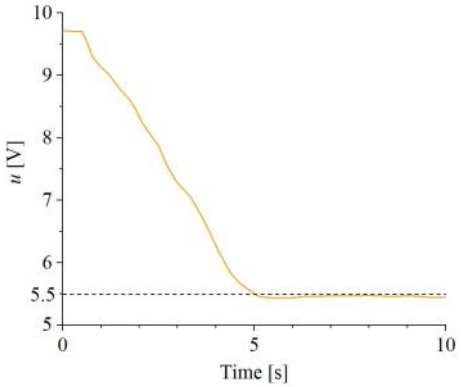
Fig. 5(a)로부터 목표 스텝 부근에 목표 시간 이내로 도달하고 있지만 정상상태 오차가 발생하고 있음을 알 수 있다. Fig. 5(b)는 이 때 Fig. 4에 나타낸 비례 유량제어밸브로 가해지는 슬라이딩 모드 제어입력을 나타낸다.

실험에 사용한 비례 유량제어밸브는 스풀 중립 제어전압 5V 전후인 4~6V 구간에 불감대가 존재한다. 그러므로 Fig. 5에 나타낸 정상상태 오차는 비례 유량제어밸브의 불감대에 기인하는 정상상태 오차로 유추할 수 있다. Table 2에 나타낸 $\overline{D}$을 증가시키면 이러한 정상상태 오차를 감소시킬 수 있지만 채터링이 증가하므로 정상상태 진동이 발생하게 된다[11]. 그러므로 본 논문에서는 이러한 정상상태 오차를 억제

하기 위하여 비례 유량제어밸브의 불감대 보상을 위한 선형화 입력 u_l을 Fig. 6과 같이 설정하였다. 이하에서는 식 (16)으로 구현한 Fig. 6의 선형화 함수 $f(u)$를 Fig. 3에 나타낸 슬라이딩 모드 제어입력 u의 출력 부분에 적용하였다.



(a) Globe valve disc position response



(b) Sliding mode control input

Fig. 5 An example of globe valve disc displacement control result with the designed controller shown in Fig. 3(P_s: 40bar, x_r: 11mm)

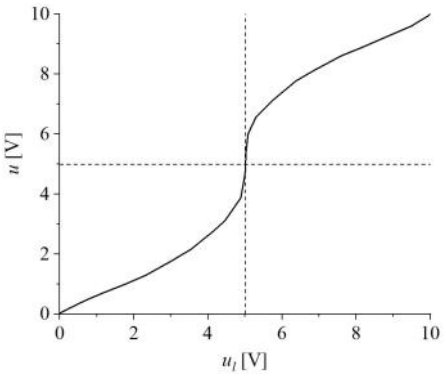
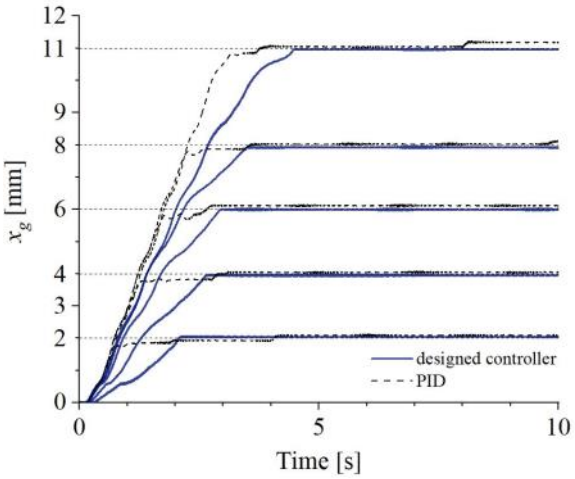


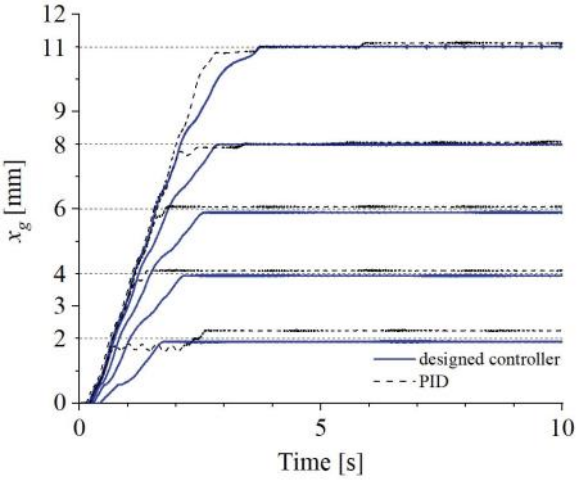
Fig. 6 The result of implementing linearization input to compensate for the dead band of the proportional flow control valve

$$u_l = f(u) = \frac{14.5u^4 - 82.76u^3 + 27.88u^2 + 123.7u - 1.822}{u^4 - 2.232u^3 - 9.78u^2 - 7.901u - 55.6} \quad (16)$$

Fig. 7은 실험 결과를 나타낸다. Fig. 7에서 검은색 가는 점선은 목표 스텝이고, 파란색 실선은 이 논문에서 설계한 Fig. 3에 나타낸 제어기와 식 (16)을 이용한 결과이다. 검은색 점선은 PID 제어기와 식 (16)을 이용한 결과를 나타낸다. PID 제어기는 지글러-니콜스 계수조정법을 이용하여 설정한 후 목표 스텝이 2mm일 때 10초 이내에 오버슈트 없이 목표치에 도달하도록 조정하였다. 사용한 비례게인 K_p는 21[V/mm], 적분게인 K_i는 32.84[V/ (mm·s)], 미분시간 K_d는 3.36[V/mm/s]이다.



(a) P_s: 40bar



(b) P_s: 60bar

Fig. 7 Experimental results of the globe valve disc displacement control in whicn eq. (16) is sapplied to the designed controller shown in Fig. 3 and a PID controller

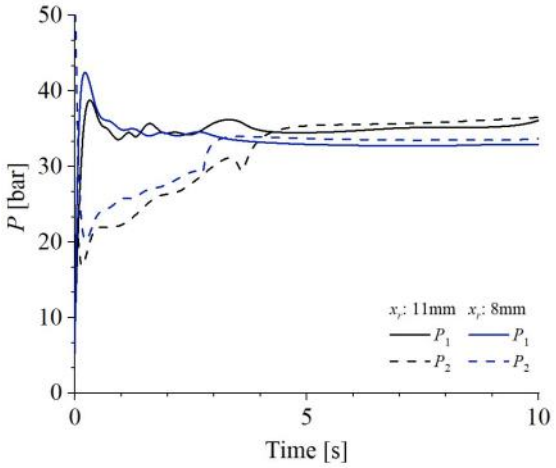
Fig. 7(a)는 공급압력을 50bar로 설정한 실험 결과다. Fig. 7(a)로부터 PID 제어기를 이용한 경우에는 목표 스텝이 2mm일 때는 정상상태 오차가 발생하지 않지만, 목표 스텝이 변하면 정상상태 오차가 달라짐을 알 수 있다. 그러나, 이 논문에서 설계한 제어기를 사용하면 목표 스텝이 변해도 10초 이내에 목표치에 도달하며 정상상태 오차가 거의 없는 양호한 제어성능이 얻어짐을 확인할 수 있다. 이 논문에서 설계한 제어기를 사용하였을 때의 정상상태 오차는 평균 0.8%였다.

Fig. 7(b)는 공급압력을 60bar로 설정하여 Fig. 7(a)와 동일한 방법으로 실시한 실험결과를 나타낸다. Fig. 7(b)로부터 PID 제어기를 이용한 경우에는 공급압력이 60bar로 변함에 따라 목표 스텝에 따른 정상상태 오차 발생 양상이 달라지고, 공급 압력을 40bar로 설정하였을 때 정상상태 오차가 발생하지 않았던 목표 스텝 2mm인 경우에도 정상상태 오차가 현저하게 발생함을 알 수 있다. 그러나, 이 논문에서 설계한 제어기를 사용하면 공급압력이 변해도 목표 스텝의 크기에 관계없이 10초 이내에 목표치에 도달하며 정상상태 오차가 거의 없는 양호한 제어성능을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

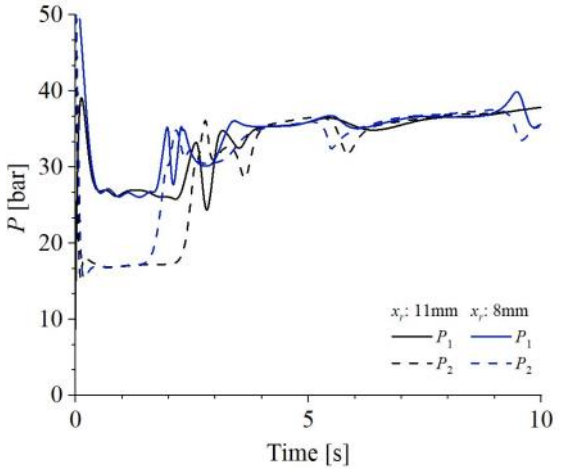
Fig. 8은 Fig. 7(b)에 나타낸 결과 중 목표 스텝을 11mm(검정색), 8mm(파란색)로 설정했을 때의 유압모터 양 챔버 압력 P_1, P_2를 나타낸다.

Fig. 8(a)는 이 논문에서 설계한 제어기를 이용하여 위치 제어를 했을 때인 Fig. 7(b)에서 실선으로 표시한 위치 응답이 얻어졌을 때의 압력 응답을 나타낸다. 이 결과에서 이 논문에서 설계한 제어기를 이용하면 목표 스텝이 변해도 압력진동 주기가 거의 일정하게 유지되고 있으며 디스크가 목표 스텝에 도달한 이후에도 압력차가 일정하게 유지되어 비례 유량제어밸브 압력-유량특성 변화, 글로브 밸브 마찰력 변화 등의 비선형 특성을 잘 억제하고 있음을 유추할 수 있다.

Fig. 8(b)는 PID 제어기를 이용하여 Fig. 7(b)에서 점선으로 표시한 위치 응답이 얻어졌을 때의 압력 응답을 나타낸다. 이 결과로부터 PID 제어기를 이용한 경우에는 밸브 디스크가 목표 스텝 부근에 도달함에 따라 마찰력 등의 비선형 특성에 의하여 압력 파형이 불규칙하게 변하고 있음을 알 수 있다.



(a) Using the controller designed in this paper



(b) Using the PID controller

Fig. 8 Hydraulic motor forward and return pressure responses in the ESD valve when the target step was set to 11mm and 8mm in Fig. 7(b)

6. 결 론

본 논문에서는 LNG 벙커링 작업 안전을 위해 설치되는 비상차단 밸브 디스크의 변위 제어를 위해 비선형 방정식을 이용한 모델링을 수행하고 제어기를 설계하였다.

설계한 슬라이딩 모드 제어기와 슬라이딩 모드 외란관측기 및 비례 유량제어밸브 불감대 보상 선형화 함수를 이용하여 밸브 디스크 변위 제어를 수행한 결과 목표 스텝의 크기를 0.02~0.11m 사이에서 변화시켜도 목표 스텝의 크기에 관계없이 마찰력 등의 외란을 잘 억제하여 제어 목표를 달성할 수 있음을 확인하였다. 또한, 공급 압력을 변경하여 설계한 제

어기를 적용하여도 설정한 제어 목표를 잘 달성함을 확인하였다.

이 결과로부터 이 논문에서 설계한 제어기와 외란 관측기 및 선형화 함수를 이용하여 비상차단 밸브를 제어하면 관련 규격을 충족하는 LNG 벙커링 작업이 가능함을 확인할 수 있었다.

후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2021년)에 의하여 연구되었음

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

이 논문에는 이해관계 충돌의 여지가 없음.

References

1) IMO, International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, 1973 as modified by the Protocol of 1978 (MARPOL73/78) Annex VI: Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships, 2005.
2) D. J. Kim, "Countermeasures and Implications of Major Countries in Reinforcement of Environ -mental Regulations in Shipping Industry", KDB Monthly, pp. 58~80, 2017.
3) W. J. Choi, "Technology Assessment and Eco-nomic Analysis of Green Ships Fuelled by Liquefied Natural Gas(LNG)", Domestic Doctoral Thesis Graduate School, Korea Maritime & Ocean University, 2014.
4) J. S. Kim, “LNG Market and LNG Offshore Terminal Development Trend”, Bulletin of the Society of Naval Architects of Korea, No. 41, Vol. 2, pp. 94~99, 2004.
5) KR, "Guidance Relating to the Rules for the Classification of Steel Ships PART 7 Ships of Special Service (Ch 5,6)", 2016.
6) I. Istanto et al., "Controller Design for a Nozzle-flapper Type Servo Valve with Electric Position Sensor", Journal of Drive and Control, Vol. 16, No. 1, pp. 29~35, 2019.
7) T. H. Kim, I. Y. Lee and J. S. Jang, "Hydraulic Control System Using a Feedback Linearization Controller and Disturbance Observer - Sensitivity of System Parameters -", Journal of Drive and Control, Vol. 16, No. 2, pp. 59~65, 2019.
8) S. Umerujan, et. al., “Model Reference Sliding Mode Control of Flexible Arm with Non-linear VSS Observer”, Proc. of 3rd Asian Control Conference, pp. 2893~2898, 2000,
9) I. C. Baik, K. H. Kim and M. J. Youn, “Robust Nonlinear Speed Control of PM Synchronous Motor using Boundary Layer Integral Sliding Mode Control Technique”, IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 8, No. 1, pp. 47~54, 2000.
10) V. I Utkin, “Sliding Mode Control Design Principles and Application to Electric Drives”, IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 40, No. 1, pp. 23~36, 1993.
11) I. H. Kim and U. I. Son, “Design of a DC Motor Current Controller Using a Sliding Mode Disturbance Observer and Controller”, Jounal of a Institute of Control, Robotics and Systems, Vol. 22, No. 5, pp. 417~423, 2016.