



유량제어밸브 선형성 향상에 대한 연구

배지원 · 최지아 · 장지성[†]
(부경대학교)

A Study on the Linearity Improvement of Flow Control Valve

Ji-Won BAE · Ji-Ah CHOI · Ji-Seong JANG[†]
(Pukyong National University)

Abstract

A flow control valve is a valve that controls the flow rate by regulating the flow path inside the valve. And the degree of opening and closing of the valves changes the cross section of the flow path nonlinearly. In order to increase reliability of the control valve, the valve shall be easily controlled by a simple controller so that the degree of opening and closing of the valve and the cross section of the flow path are linearly related. In this study, in order to achieve a linear relationship between the degree of opening and closing of the valves and the flow path, we has designed a flow control vale consisting of a cone type flow path control elements, body that surrounds the cone by forming a linear flow path and a gear and motor that controls cross section of the flow path according to the travel distance of the cone. And the linearity of the designed valve has been confirmed through simulation and experiment.

Key words : Flow control valve, Flow path, Reliability of the control valve, Regulating cross section

I. 서 론

유량제어 밸브는 밸브 내부의 유로 단면적을 조절하여 밸브 출구부 유량을 제어하는 밸브로서 다양한 분야에서 여러 종류의 밸브들이 사용되고 있다. 이 중 선박에서는 대유량을 공급하기 위하여 버티플라이밸브, 볼밸브 등의 유량제어 밸브가 많이 사용되고 있다. 이러한 밸브는 가격이 저렴하고 구조가 간단한 장점이 있지만, 버티플라이 또는 볼의 위치에 따라 밸브 내부의 유속이 급격하게 변하고, 밸브의 개폐정도에 따른 유로 단면적이 비선형적으로 변하는 단점이 있다. (Kim, 2007; Oh et al, 2016; Chern et al, 2006) 이러한 단점을 극복하기 위해서는 복잡한 제어기의

구성이 요구되지만, 제어밸브의 신뢰성을 높이기 위해서는 간단한 제어기로 밸브를 용이하게 제어할 수 있어야 하므로 유량제어 밸브의 개폐정도와 밸브 내부 유로의 단면적이 선형적인 관계를 가지도록 하는 것이 바람직하다.(Park, Cho and Seol, 2011) 본 연구에서는 밸브의 개폐정도와 밸브 내부 유로의 단면적이 선형적인 관계가 되도록 하기 위하여 콘 형상의 밸브 내부 유로 조절 요소와 콘과 함께 유로를 형성하면서 콘을 감싸는 바디, 기어와 모터 등으로 구성되어 콘의 이동거리를 조절하는 콘 구동부로 이루어진 유량제어 밸브를 설계하고 시뮬레이션과 실험을 통하여 설계한 밸브의 개폐정도에 따른 선형성을 검토하였다.

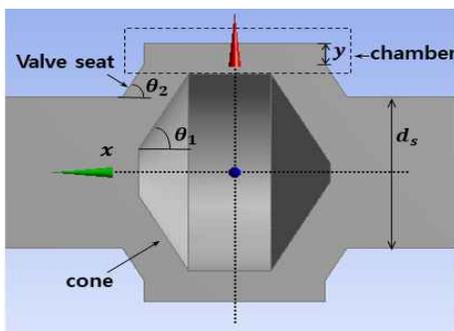
[†] Corresponding author: 051-629-6196, jangjs@pknu.ac.kr

* 이 논문은 경제협력개발기구(지역주도형 R&D) (과제번호 : R0005819)의 연구지원에 의해 연구되었음.

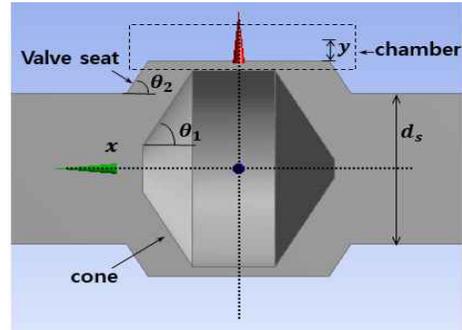
II. 밸브 설계

1. 밸브 교축부 설계

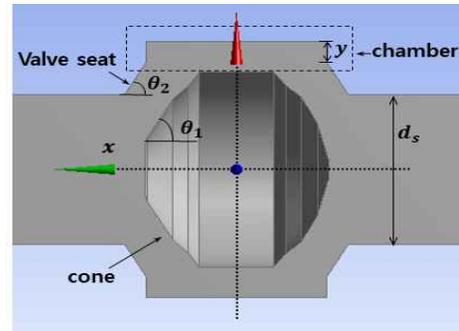
밸브의 개폐정도와 유로 단면적 변화가 선형적인 관계를 가지도록 밸브 교축부를 설계하였다. 밸브 내부에서 교축부 즉 유로의 단면적을 조절하기 위한 요소로서 [Fig. 1]에 나타낸 콘(cone) 형상 가동부 및 밸브 시트(valve seat)와 챔버(chamber)로 구성된 바디를 설계하였다. 콘과 바디는 [Fig. 1]에 나타낸 바와 같이 4가지 유형으로 모델링하였다. 유체는 밸브 시트와 콘 사이의 간극을 통과하여 좌우로 이동한다. 콘이 그림과 같이 중립 상태에 있을 때 유로 단면적이 최대가 되고 콘이 x 방향으로 이동하면 밸브 시트와 콘 사이의 간극이 감소하여 밸브 통과 유량이 감소한다. [Fig. 1]의 (a)는 콘의 각도 θ_1 와 밸브 시트의 각도 θ_2 가 같도록 설계한 형상이다. (a)는 (b)와 콘 형상은 같지만 (b)에 추가하여 바디에 챔버를 설계함으로써 콘 상부와 바디 사이의 간극을 충분히 확보하도록 설계한 형상이다. (c)는 콘의 각도 θ_1 을 가변으로 하면서 밸브 시트의 각도 θ_2 는 일정하게 유지하고, 바디에 챔버를 설치한 형상이다. (d)는 콘의 각도 θ_1 을 가변으로 하면서 밸브 시트의 각도 θ_2 도 가변으로 하고, 바디에 챔버를 설치한 형상이다. 설계한 밸브의 직경 d_s 는 50mm이며, 콘의 x 방향 최대변위는 15mm이다.



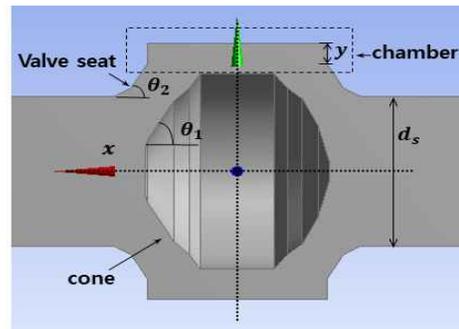
(a) $\theta_1=60^\circ, \theta_2=60^\circ, y=7\text{mm}$



(b) $\theta_1=60^\circ, \theta_2=60^\circ, y=0\text{mm}$



(c) $\theta_1=45\sim 60^\circ, \theta_2=60^\circ, y=7\text{mm}$



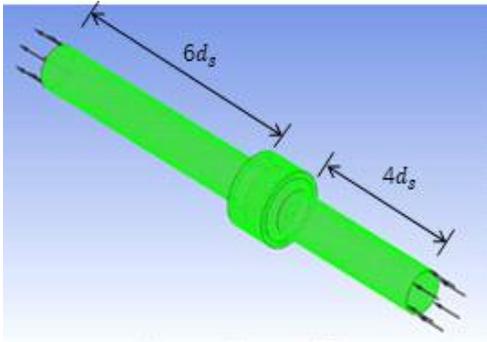
(d) $\theta_1=45\sim 60^\circ, \theta_2=30\sim 60^\circ, y=7\text{mm}$

[Fig. 1] Designed Valve Restriction

2. 밸브 교축부 특성 검토

설계한 밸브 교축부의 선형성을 확인하기 위하여 ANSYS CFX를 이용한 수치해석을 수행하였다. [Fig. 2]의 유동 모델에 나타낸 바와 같이 밸

브 입구와 출구의 배관길이를 각각 밸브 직경 d_s 의 4배와 6배로 설정하여 유동영역을 확장하였다.



[Fig. 2] Flow model

가. 지배 방정식 및 경계조건

지배 방정식으로는 연속방정식과 운동량방정식 즉, Navier-Stokes 방정식을 사용하였다.(Lee et al, 2010)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} \dots\dots\dots (2)$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i u_j})$$

사용한 난류 모델은 식 (3), (4)에 나타내고, 밸브시트 후방으로 발달하는 2차 유동에 대한 비교적 정확한 예측이 가능하다고 알려진 $k-\omega$ SST 모델을 사용하였다. $k-\omega$ SST 모델은 경계층 내부에서는 $k-\omega$ 모델이 정확하고, 자유류에서는 $k-\epsilon$ 모델이 정확하다는 점에 착안하여, 블렌딩 함수(blending function) F1을 이용하여 두 난류 모델을 조합한 형태이다.(Lee et al, 2010)

$$\frac{Dk}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \beta^* \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \dots\dots\dots (3)$$

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \dots (4)$$

$$+ 2(1-F_1)\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

수치해석에서는 모델링상수 $\beta=0.09$, $\beta^*=0.09$, $\sigma_{k1}=0.5$, $\sigma_{k2}=0.5$, $\beta_1=0.075$, $\beta_2=0.075$, $\alpha_1=1.8$, $\alpha_2=$ $\frac{\beta}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 2} k^2}{\sqrt{\beta^*}}$ 를 사용하였다. 작동유체로는 16.5°C 물을 사용하였다. 경계조건으로는 입구 측에 게이지 압 6894.7Pa(1psi)를 출구 측에는 0Pa(0psi)를 적용하였으며, 벽면 경계조건은 no-slip으로 처리하였다. 수렴성은 RMS가 10-4이하로 수렴하는지 여부 및 출구 측 질량유량을 분석하고 안정화 등을 검토하여 판단하였다.

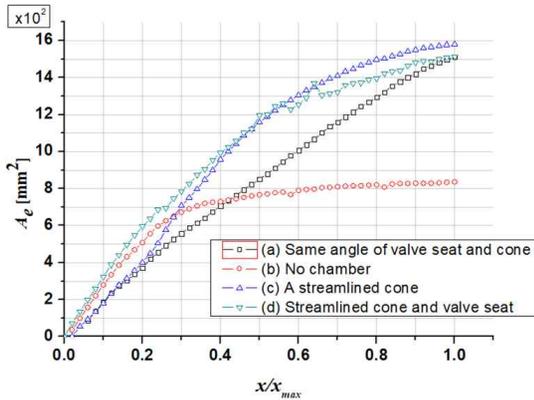
나. 유동해석 결과

콘의 변위 x 를 0mm부터 15mm까지 0.3mm간격으로 변화시키며 4가지 유형의 밸브 교축부에 대한 유동해석을 수행한 후, 각 변위의 출구 측 유량을 측정하였다. [Fig. 3]은 밸브를 통과하는 유량식 (5)를 이용하여 변위에 따른 유로단면적을 평가한 결과를 나타낸다. 식 (5)에서 Q 는 체적유량, C_d 는 유량계수, A 와 A_e 는 각각 밸브 시트와 콘 사이 교축부의 물리적 단면적과 유량계수를 고려한 유효단면적, Δp 는 밸브 입구측과 출구측 압력차, ρ 는 유체밀도를 나타낸다.

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = A_e \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \dots\dots\dots (5)$$

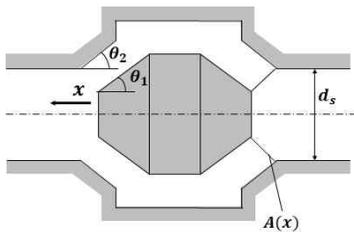
[Fig. 3]에서 횡축은 콘의 최대 변위 x_{max} 와 유효단면적을 평가한 콘 변위 x 와의 비를 나타내고, 종축은 유효단면적을 나타낸다. 그림에서 (a)~(d)는 각각 [Fig. 1]의 (a)~(d) 형상에 대한 분석 결과를 나타낸다. [Fig. 3]으로부터 [Fig. 1]의 (a)에 나타난 교축부 형상이 선형성이 가장 좋으며 x/x_{max} 가 0~0.9 구간에서는 선형적인 관계가 유지됨을 확인할 수 있다. [Fig. 3]에서 (b)는 챔버

가 없으므로 유로가 콘 상부와 바디 사이의 간극의 크기에 의해서 제한되므로 x/x_{max} 가 0.3 이상이 되면 유효단면적 A_e 가 일정하게 유지된다.



[Fig. 3] Calculated effective area of designed valves

[Fig. 1] (a)에 나타낸 밸브 형상에서 콘과 밸브 시트로 이루어지는 교축부 단면적은 [Fig. 4]의 $A(x)$ 로 나타낸 부분의 단면적이다. 유효단면적은 $A(x)$ 와 밸브의 유량계수 C_d 를 이용하여 식 (6)으로 나타낼 수 있다.



[Fig. 4] Restriction geometry

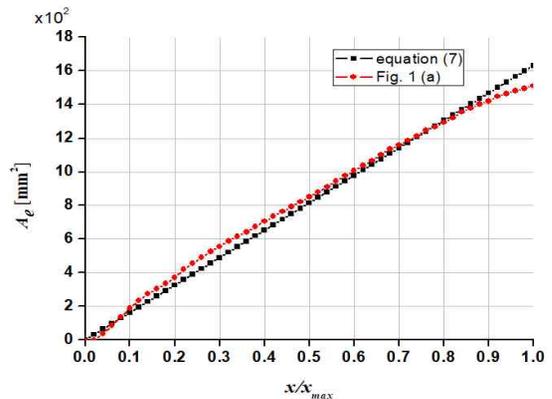
$$A_e(x) = C_d A(x)$$

$$= C_d \pi x \sin \theta_1 (d_s - x \sin \theta_1 \cos \theta_1) \dots \dots \dots (6)$$

콘의 변위 x 가 지름 d_s 에 비하여 매우 작기 때문에 $d_s - x \sin \theta_1 \cos \theta_1 \approx d_s$ 로 두면 식 (6)을 (7)과 같이 근사할 수 있다.

$$A_e(x) \approx C_d \pi x d_s \sin \theta_1 \dots \dots \dots (7)$$

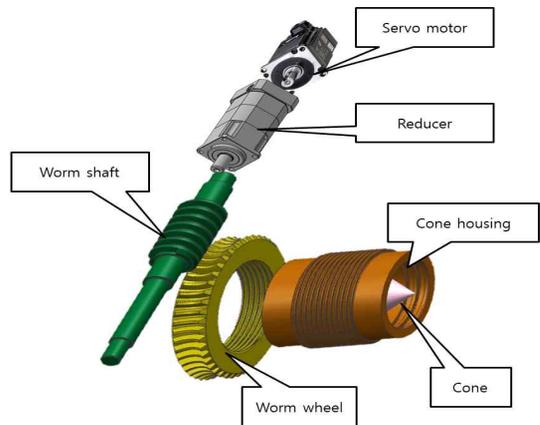
식 (7)을 이용하여 계산한 교축부 유효단면적과 [Fig. 1]의 (a)에 나타낸 교축부 형상을 적용하여 수치해석으로부터 도출한 결과를 [Fig. 5]에 나타낸다. C_d 는 해석결과와의 비교로부터 0.75로 설정하였다. [Fig. 5]로부터 x/x_{max} 가 0~0.9 구간에서는 식 (7)을 이용한 결과와 수치해석 결과가 유사한 결과를 나타냄을 알 수 있다.



[Fig. 5] Comparison of results using equation (7) and numerical analysis of [Fig. 1] (a)

3. 구동부 설계

밸브의 콘 구동부는 [Fig. 6]과 같이 설계하였다.



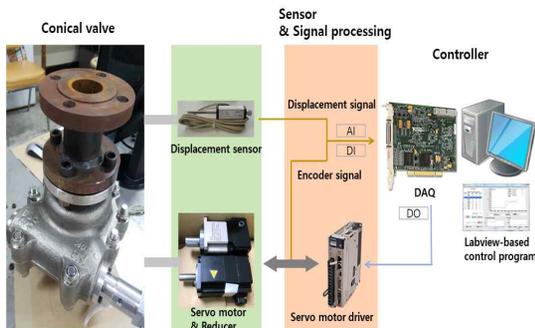
[Fig. 6] Designed driving part

서보모터에 제어신호가 입력되면 서보모터와 감속기가 워 샤프트와 워 휠을 구동한다. 이 구동력은 워 휠 안쪽 면에 설치된 나사와 콘 하우징 바깥 면에 설치된 나사를 통하여 콘 하우징으로 전달되어 콘이 직선운동 하도록 한다. 이 때 발생한 변위로 콘이 유로를 개폐하며 유로의 개폐정도에 따라 유효단면적이 조절되어 유량이 제어된다.

Ⅲ. 실험 및 고찰

1. 밸브 제작

제작한 콘 형상 밸브와 PC기반 밸브 변위 제어 시스템을 [Fig. 7]에 나타낸다. 콘의 이동에 따른 변위신호는 포텐쇼미터형 변위센서를 설치하여 계측하였고, Labview 기반의 제어 프로그램으로 변위제어를 수행하였다.



[Fig. 7] Manufactured valve and valve displacement control system

2. 모델링 및 제어기 선정

제작한 밸브는 [Fig. 6]에 나타난 바와 같이 서보모터, 감속기, 워 샤프트, 워 휠을 순차적으로 거쳐서 콘이 구동된다. 그러므로 입력은 서보모터에 가해지는 전압이 되며, 출력은 그에 따라 움직이는 콘의 변위가 된다.

서보모터에서부터 감속기까지는 식 (8), (9)로 나타낼 수 있다.

$$L_a \frac{di_a(t)}{dt} = V(t) - R_a i_a(t) - k_v \omega_m \dots\dots\dots (8)$$

$$J_m \frac{d\omega_m(t)}{dt} = -B_m \omega_m(t) + k_t i_a(t) \dots\dots\dots (9)$$

식 (8), (9)에서 L_a 는 전기자 인덕턴스[H], i_a 는 전기자 전류[A], V 는 전기자에 인가하는 전압에서 역기전력을 뺀 전압[V], R_a 는 전기자의 저항 [Ω], J_m 은 회전자의 관성모멘트[kg·m²], ω_m 은 감속기의 각속도[rad/s], B_m 은 모터 샤프트와 베어링 사이의 동마찰계수[N/(m/s)], k_v 는 전동기 토크 속도 상수[N·m/s], k_t 는 전동기 토크 상수[N·m/Arms]를 나타낸다.

서보모터에 인가하는 전압과 감속기의 각속도 간의 관계는 식 (8), (9)를 라플라스 변환하여 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다. (Kim, 2012; Whang et al, 1996; Lee, 2016) 식 (10)에서 S는 라플라스 연산자를 나타낸다.

$$\frac{\omega_m(S)}{V(S)} = \frac{\frac{k_t}{R_a}}{J_m S + \left(B_m + \frac{k_t k_v}{R_a} \right)} = \frac{K}{\tau S + 1} \dots\dots\dots (10)$$

$$K = \frac{k_t}{B_m R_a + k_t k_v} \dots\dots\dots (11)$$

$$\tau = \frac{R_a J_m}{B_m R_a + k_t k_v} \dots\dots\dots (12)$$

다음으로 감속기부터 워 샤프트, 워 휠, 콘 하우징, 콘까지의 전달함수를 구하면 식 (13)과 같다. 식 (13)에서 입력은 감속기의 각속도가 되며 출력은 콘의 변위가 된다.

$$\frac{x(S)}{\omega_m(S)} = \frac{i x_w}{(2\pi/r)S} \dots\dots\dots (13)$$

식 (13)에서 i 는 워 샤프트와 워 휠의 기어비, x_w 는 워 휠 한 바퀴 당 콘의 변위[mm/rev]이며 r 은 감속기의 감속비이다.

입력이 전압이고, 출력이 콘의 변위인 전달함수는 식 (10)과 식 (13)으로부터 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{x(S)}{V(S)} = \frac{ix_w \frac{k_t}{R_a}}{\left[J_m S + \left(B_m + \frac{k_t k_v}{R_a} \right) \right] \left(\frac{2\pi}{r} \right) S} \dots\dots\dots (14)$$

콘의 변위와 유효단면적 간의 관계를 나타내는 식 (7)을 이용하면 입력 전압과 밸브 유효단면적 간의 관계를 식 (15)로 나타낼 수 있다.

$$\frac{A_e(S)}{V(S)} = \frac{ix_w \frac{k_t}{R_a} \sin\theta_1 \pi d_s}{\left[J_m S + \left(B_m + \frac{k_t k_v}{R_a} \right) \right] \left(\frac{2\pi}{r} \right) S} \dots\dots\dots (15)$$

제작한 밸브를 구성하는 파라미터를 <Table 1>에 나타낸다.

<Table 1> Valve configuration parameters

parameter	value
J_m	$6.59 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}$
B_m	$1.7 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}$
R_a	$7.4 \ \Omega$
i	0.056
x_w	0.41 mm/rev
r	0.04
k_t	$0.413 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{A}_{\text{rms}}$
d_s	50 mm
θ_1	60°

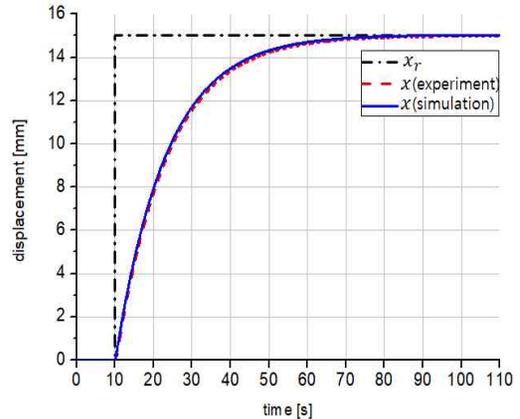
제어기로는 구성이 간단하고 제어기 게인 도출이 용이한 PID 제어를 설계하였으며 제어기 게인은 식 (15)를 전달함수로 이용하여 도출하였다.

3. 결과 및 고찰

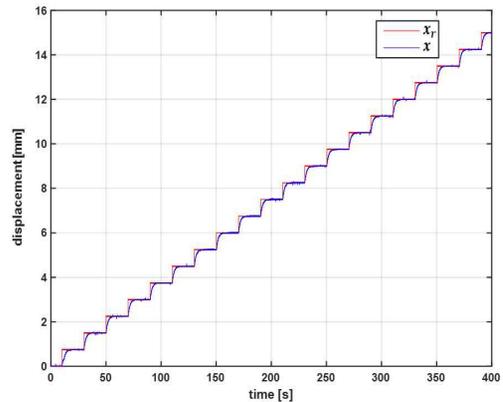
[Fig. 8]은 식 (14)를 이용한 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교한 결과를 나타낸다. [Fig. 8]에서는 P 게인을 1, I와 D게인을 각각 0으로 설정

하였고, 실선이 식 (14)를 이용한 시뮬레이션 결과, 점선이 실험 결과이다. [Fig. 8]로부터 시뮬레이션과 실험결과가 잘 일치하므로 식 (14)가 실제 밸브를 잘 나타내고 있음을 알 수 있다.

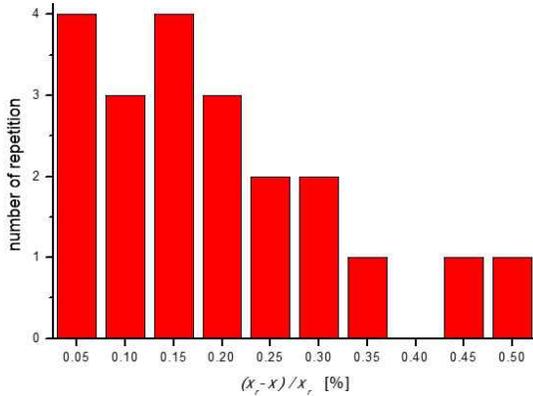
[Fig. 9]는 콘의 최대 변위 15mm를 20단계로 나누어 0.75mm스텝을 20번 연속적으로 제어한 결과를 나타낸다. 이 때 P 게인은 11, I와 D게인은 각각 0으로 설정하였다. [Fig. 9]에서 x_r 은 목표 위치를 나타내고, x 는 콘의 위치를 나타낸다. [Fig. 10]은 [Fig. 9]의 결과를 오차율로 정리한 결과이다.



[Fig. 8] Comparison of experiment and simulation



[Fig. 9] Displacement control experiment result



[Fig. 10] Displacement control error

[Fig. 9]와 [Fig. 10]으로부터 본 연구에서 설계, 제작한 밸브는 간단한 PID제어기로 구동하여도 정밀한 변위제어가 가능함을 알 수 있다. 또한, 식 (7)과 [Fig. 5]로부터 콘의 이동 변위와 밸브 유효단면적간의 선형적인 관계가 얻어짐을 알 수 있으므로 본 연구에서 설계, 제작한 밸브는 정밀한 변위제어에 따른 정밀하고 선형적인 유효단면적 제어가 가능함을 알 수 있다.

IV. 결론

본 연구에서는 유량 제어 밸브의 선형성을 향상시키기 위하여 밸브 교축 조절부가 콘 형상으로 구성된 밸브와 콘 형상 구동부의 변위를 정밀하게 제어할 수 있는 구동부를 설계하고 수치해석 및 실험을 통하여 그 결과를 확인하였다. 그 결과 본 연구에서 설계한 교축부 및 구동부를 사용하면 유량 제어 밸브의 선형성이 향상될 수 있음을 확인하였다. 본 논문에서 얻어진 결과는 다음과 같다.

1. 4가지 유형의 밸브 교축부를 모델링 하고, 수치해석을 통하여 교축부 단면적이 가장 선형적으로 변하는 교축부를 도출하였다. 최적의 유로 형상을 구성하는 교축부는 밸브 시트와 콘의 각도가 같은 밸브이며 콘 상하부에 적절한 챔버가

설치된 밸브이다.

2. 설계한 교축부의 유효단면적 산출 식을 도출하였고, 도출 한 식을 이용한 유효단면적과 수치해석 프로그램을 이용한 유효단면적을 비교해 본 결과 평균 오차율은 5% 정도로써 설계한 교축부의 유효단면적을 본 논문에서 산출 한 식을 이용하여 근사적으로 유추할 수 있음을 확인했다. 또한, 설계한 밸브의 유효단면적이 밸브 구동부 변위에 비례함을 확인하였다.

3. 간단한 제어기로도 정밀한 유효단면적 제어가 가능하도록 서보모터와 감속기 등으로 구성되는 구동부를 설계하였고, 실험을 통하여 PID제어기로 오차율 0.5% 이내, 제어오차 $3.75 \mu\text{m}$ 이내의 정밀한 변위제어가 가능함을 확인하였다.

References

- Chern, M. J. · Wang, C. C. and Ma C. H.(2007). Performance test and flow visualization of ball valve, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31, 505~512
- Kim Sang Wan(2007) A studying on the Flow Characteristics of Cryogenic Butterfly Valve for LNG Carrier.
- Kim, C. H.(2012) Robust Disturbance Suppression Control for AC Servo Motors, *Journal of The Korean Institute of Communications and Information Sciences*, 7(4), 839~848
- Lee, J. W. · Choi H. k. and Yoo G. J.(2010. 3). Characteristic of Butterfly Valve Flow with Different Design Factors, *Journal of the Korean Society for Computational Fluids Engineering*, 15(2), 64~70
- Lee, S. R.(2016) PID Controller and Derivative-feedback Gain Design of the Direct-drive Servo Valve Using the Root Locus and Manual Tuning, *Journal of Drive and Control*, 13(3), 15~23
- Oh, J. S. · Kim, Y. I. · Jeong N. S. and Kim, S. M.(2016) Strength Assessment of High-Pressure Ball Valve for Topside Process Unit, *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 30(2), 100~108

Park, S. T. · Cho W, K. and Seol W. S.(2011).
Evaluation of the Inherent Flow Coefficient of the
Control Valve in the Liquid Propellant Rocket
Engine, Journal of the Korean Society of
Propulsion Engineers, 15(4), 73~78

Wang, B. H. · Lee, H. S. · Koo, K. M. · Cho, H. J.
· Chung, K. I. · Ryoo, J. S. LG Electronics
Research Center, LG Industrial Systems Co.(1996)

Fuzzy- PI Hybrid Control of AC Servomotor
Systems with Load Variance, Journal of Korean
Institute of Electrical Engineers, 962~966

-
- Received : 02 July, 2018
 - Revised : 18 July, 2018
 - Accepted : 22 July, 2018