

압전 작동기로 구동 되는 공압 밸브의 H_∞ 압력제어

유중규* · 조명수* · 최승복**

H_∞ Pressure Control of Pneumatic Valve Driven by Piezoactuators

J. K. Yoo *, M. S. Cho * and S. B. Choi**

Key Words : Piezoactuator(압전 작동기), Servovalve(서보 밸브), Pneumatic Valve(공압 밸브), H_∞ Controller(H_∞ 제어기), Pressure Control(압력 제어)

Abstract

This paper proposes a new type of piezoactuator-driven valve system. The piezoceramic actuator bonded to both sides of a flexible beam surface makes a movement required to control the pressure at the flapper-nozzle of a pneumatic valve system. After establishing a dynamic model, an appropriate size of the valve system is designed and manufactured. Subsequently, a robust H_∞ control algorithm is formulated in order to achieve accurate tracking control of the desired pressure. The controller is experimentally realized and control performance for the sinusoidal pressure trajectory is presented in time domain. The control bandwidth of the valve system, which directly represents the fastness, is also evaluated in the frequency domain.

1. 서 론

유 공압 시스템의 메커니즘을 구성하는데 있어 밸브는 가장 기본적이며 중요한 구성 요소이다. 따라서, 최근 산업 시스템이 고속 고정밀화 되는 추세에 따라 서보 시스템의 성능 향상에 많은 연구가 진행되고 있다. 서보 시스템은 전기적 및 기계적 신호를 입력 받아서 유체의 흐름을 제어하는 것으로 유 공압을 이용한 고속 제어 시스템에 필수적인 장치이다. 그러나 기존의 서보밸브는 구조가 매우 복잡하여 유지보수가 어렵고 작동유체의 불순물로 인한 오염이 있을 시 밸브 내의 오리피스가 막힐 우려가 있으며, 서보밸브가 더욱더 고속화 및 소형화 되는데 있어서도 그 구조적인 복잡성으로 인해 많은 어려움을 갖고 있다. 따라서 서보밸브의 고성능화와 소형화 그리고 단순화를 위한 새로운 개념의 밸브 개발이 요구되며, 이에 대한 일환으로써 ER 유체, 형상기억합금, 압전재료

등의 각종 지능재료를 응용한 밸브시스템 개발에 대한 연구가 이루어 지고 있다.⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾

이 중 압전재료는 빠른 응답속도와 우수한 미소 변위 분해능력을 가지고 있어 각종 센서류에 많이 사용되어지고 있으며, 최근 압전재료를 작동기로 이용한 밸브시스템을 비롯 다양한 응용장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으나 현재까지의 연구에서는 압전재료의 히스테리시스와 같은 작동기 불확실성은 고려되지 않고 있으며, 내구성에 대한 연구결과도 거의 없는 실정이다.

본 연구에서는 압전 세라믹 작동기를 이용하여 압력제어를 위한 노즐-플래퍼형 공압 서보 밸브 시스템을 구성하고 이에 대한 동적 모델링, 제어기 설계 및 압력 추적 제어를 수행하고자 한다. 이를 위하여 압전재료의 히스테리시스를 작동기의 불확실성으로 모델링 하였을 뿐 아니라 공압회로 모델에 존재하는 각종 파라미터 불확실성을 고려한 시스템 모델링을 수행하였다. 이러한 시스템 불확실성에도 불구하고 강건한 압력 제어를 위해 루프 형상화 기법이 도입된 H_∞ 제어기를 설계하였다. 압전 밸브의 동적 모델링을 이용한 각종 시뮬레이션으로부터 공압 서보 밸브의 각종 설계 변수를 결정하였고 이를 바탕으로 압전 서보밸브를

* 인하대학교 기계공학과 대학원

** 인하대학교 기계공학과

e-mail : seungbok@inha.ac.kr

Tel : (032) 860-7319, Fax: (032) 868-1716

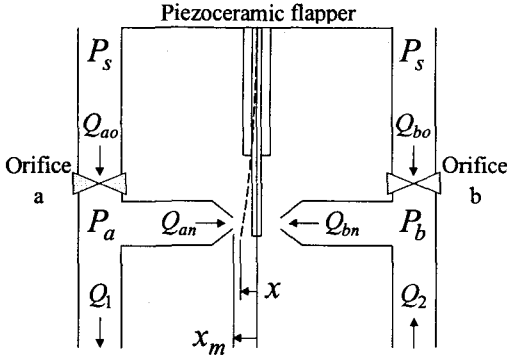


Fig. 1 Flapper-nozzle control valve

제작하였다. 밸브의 대역폭을 실험적으로 측정하였으며, 정현과 계적에 대한 압력 추적제어 실험 및 제어 내구성 실험을 수행하여 제안된 서보 밸브 시스템의 유용성을 입증하였다.

2. 압전 밸브의 모델링

압전 세라믹 작동기로 구동 되는 플래퍼 (flapper)의 양단에 노즐과 오리피스가 대칭으로 구성된 공압회로가 Fig.1 과 같이 구성된다. 공압 회로에 공급압력이 P_s 로 공급될 때 전기적 입력으로 플래퍼를 구동함으로써 플래퍼 양단의 노즐 내부에 발생하는 압력 P_a 와 P_b 는 각각 다음과 같은 수식으로 표현될 수 있다.^{(8),(9)}

$$\begin{aligned} \dot{P}_a &= \frac{\beta}{V_a} \left[C_{qo} A_o \sqrt{\frac{2(P_s - P_a)}{\rho_f}} - C_{qn} A_{an} \sqrt{\frac{2P_a}{\rho_f}} - Q_1 \right] \\ \dot{P}_b &= \frac{\beta}{V_b} \left[C_{qo} A_o \sqrt{\frac{2(P_s - P_b)}{\rho_f}} - C_{qn} A_{bn} \sqrt{\frac{2P_b}{\rho_f}} + Q_2 \right] \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 β 는 유체의 체적탄성계수(bulk modulus)이고, V_a , V_b 는 a, b 양단의 유체 체적이며 Q_1 , Q_2 는 부하유량으로 본 연구에서 구성된 압력제어 시스템에서는 영(zero)이다. 또한 C_{qn} , C_{qo} 는 실험적으로 얻어지는 노즐과 오리피스에서의 유량계수, ρ_f 는 유체의 밀도, A_o 는 오리피스의 면적이며, A_{an} , A_{bn} 은 플래퍼의 위치 x 에 따른 노즐에서의 커튼 영역(curtain area)으로 노즐지름 D_n 과 플래퍼의 최대변위 x_m 으로부터 다음과 같이 정의된다.

$$A_{an} = (x_m - x)\pi D_n, \quad A_{bn} = (x_m + x)\pi D_n \quad (2)$$

이때 식(1)의 비선형 미분방정식은 중립점을 작동점으로 하여 다음과 같이 선형화 시킬 수 있다.⁽¹⁰⁾

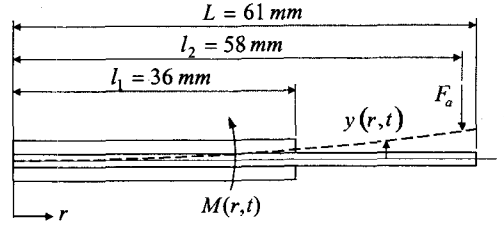


Fig. 2 Piezoceramic flapper

$$\Delta \dot{P} + C_1 \Delta P = 2 C_2 x \quad (3)$$

$$\Delta P = P_a - P_b$$

$$C_1 = \frac{\beta}{V} \left(\frac{C_{qo} A_o}{\sqrt{2\rho_f(P_s - P_o)}} + \frac{C_{qn} \pi D_n x_m}{\sqrt{2\rho_f P_o}} \right) \quad (4)$$

$$C_2 = C_{qn} \pi D_n \sqrt{\frac{2P_o}{\rho_f}}$$

본 연구에서 제작한 압전 세라믹 밸브의 플래퍼는 Fig.2 와 같이 압전 세라믹을 플래퍼의 상하면에 부착하여 플래퍼를 구동하는 방식으로, 이때 플래퍼 동적 모델의 유도를 위한 운동에너지 T_k 와 위치에너지 V_k 그리고 비보존력에 의한 가상일 δW 는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} 2T_k &= \int_0^{l_1} \rho_1 \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dr + \int_{l_1}^L \rho_2 \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dr \\ 2V_p &= \int_0^{l_1} \frac{1}{E_1 I_1} \left[E_1 I_1 \frac{\partial^2 y}{\partial r^2} - M(r, t) \right]^2 dr + \int_{l_1}^L E_2 I_2 \left(\frac{\partial^2 y}{\partial r^2} \right)^2 dr \\ \delta W &= -F_a \delta(r - l_2) \cdot \delta y \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 ρ_1 과 $E_1 I_1$ 은 압전 세라믹이 부착된 구간에서의, ρ_2 와 $E_2 I_2$ 는 압전 세라믹이 부착되지 않은 구간에서의 단위 길이 당 질량 및 휨 강성을 나타낸다. 또한 $M(r, t)$ 는 압전 세라믹 작동기로부터 발생된 구동 모멘트이고, F_a 는 노즐로부터 분출된 유량이 플래퍼에 미치는 힘으로 각각 다음의 식으로 표현된다.^{(11),(12)}

$$\begin{aligned} M(r, t) &= d_{31} \cdot E_c \cdot b(h_c + h_s) \cdot V(r, t) = c \cdot V(r, t) \\ F_a &= \frac{\pi D_n^2}{4} (P_s - P_a) + 4\pi C_{qn}^2 [P_s(x_m + x)^2 - P_a(x_m - x)^2] \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 d_{31} 은 압전 세라믹의 변형을 상수이고, b 는 플래퍼의 폭, h_c 와 h_s 는 세라믹과 모재의 두께이다. 이로부터 세라믹에 가해지는 입력 전압 $V(r, t)$ 에 대한 발생 모멘트 $M(r, t)$ 는 모멘트 효과

계수 c 에 비례하는 값으로 여기서 $M(r, t)$ 는 제작된 플래퍼의 형상이 r 에 대하여 균일하므로 $M(t)$ 로 대체될 수 있다. 여기서 해밀턴 원리(Hamilton's principle)를 이용하여 지배방정식을 세우고 시뮬레이션 및 제어기에 적용하기 위해서 모드 해석을 통해 시스템을 간단히 나타내고자 한다. 먼저 지배 방정식의 해 $y(r, t)$ 는 다음과 같이 i 번째의 모드 좌표 $q_i(t)$ 와 모드 형상 함수 $\phi_i(r)$ 로써 표현 할 수 있다.

$$y(r, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i^{(1)}(r) \cdot q_i(t) \quad \text{for } 0 \leq r \leq l_1 \quad (7)$$

$$y(r, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i^{(2)}(r) \cdot q_i(t) \quad \text{for } l_1 \leq r \leq L$$

식(7)을 라그랑지 방정식(Lagrange's equation)에 대입하여 전개하고 비례 댐핑 요소를 추가하면 다음과 같은 비연계 상미분 방정식을 얻어낼 수 있다.

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \frac{\int_0^{l_1} \phi_i^{(1)''} dr}{M_e} c \cdot V(t) - \frac{\phi_i^{(2)}(l_2)}{M_e} F_a \quad (8)$$

여기서 ζ_i 는 감쇠비, ω_i 는 고유 진동수, 그리고 M_e 는 등가 질량을 나타내며 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_e = \int_0^{l_1} \rho_1 (\phi_i^{(1)})^2 dr + \int_{l_1}^L \rho_2 (\phi_i^{(2)})^2 dr$$

$$\omega_i^2 = \frac{1}{M_e} \left[\int_0^{l_1} E_1 I_1 (\phi_i^{(1)''})^2 dr + \int_{l_1}^L E_2 I_2 (\phi_i^{(2)''})^2 dr \right] \quad (9)$$

서보밸브 시스템에서 플래퍼의 첫번째 공진주파수는 보통 서보밸브의 제어대역폭에 비하여 훨씬 크므로, 압전 세라믹 플래퍼의 운동을 첫번째 모드가 지배적인 운동으로 가정할 수 있고, 따라서 노즐부에서의 플래퍼 변위 x 는 다음과 같다.

$$x(t) = y(l_2, t) = \phi_1^{(2)}(l_2) \cdot q_1(t) \quad (10)$$

이로부터 플래퍼 운동방정식은 제어입력 $V(t)$ 에 대한 노즐부에서의 플래퍼 변위 x 의 형태로 표현될 수 있다.

$$\ddot{x} + 2\zeta_1 \omega_1 \dot{x} + \omega_1^2 x = C_V \cdot V(t) - C_F \cdot F_a \quad (11)$$

$$C_V = \frac{c \cdot \phi_1^{(2)}(l_2) \int_0^{l_1} \phi_1^{(1)''} dr}{M_e}, \quad C_F = \frac{\phi_1^{(2)}(l_2)}{M_e} \quad (12)$$

선형화 된 공압회로 모델 (3)과 플래퍼의 운동방정식 (11)으로부터 제어입력 $V(t)$ 에 대한 출력변수 ΔP 의 관계로 나타나는 전체 제어시스템 모델은 다음과 같다.

$$\Delta \ddot{P} + (2\zeta_1 \omega_1 + C_1) \Delta \dot{P} + (2\zeta_1 \omega_1 C_1 + \omega_1^2) \Delta P + \omega_1^2 C_1 \Delta P = 2C_2 C_V \cdot V(t) \quad (13)$$

3. H_∞ 제어기 설계

시스템의 불확실성 존재에도 불구하고 강건한 요구 압력의 추적을 위하여 McFarlane 과 Glover⁽⁷⁾에 의해 제안된 루프형상화 H_∞ 제어기법을 적용하였다. 루프형상화 H_∞ 제어기는 고전적 루프형상 기법(LSDP)에 근거하여 개 루프 형상에 따라 설계목적에 부합하는 가중 함수를 선정할 수 있는 방법이다. 먼저, 주어진 지배방정식(13)의 공칭 플랜트(nominal plant) G 를 정규화 된 좌소인수요소(normalized left coprime factor)의 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$G = \tilde{M}^{-1} \tilde{N} = \frac{2C_2 C_V}{s^3 + (C_1 + 2\zeta_1 \omega_1) s^2 + (\omega_1^2 + 2\zeta_1 \omega_1 C_1) s + \omega_1^2 C_1} \quad (14)$$

여기서, 소인수요소섭동(coprime factor perturbation)을 고려한 섭동 플랜트(perturbed plant) G_Δ 는 다음과 같다.

$$G_\Delta = \tilde{M}_\Delta^{-1} \tilde{N}_\Delta = (\tilde{M} + \Delta_M)^{-1} (\tilde{N} + \Delta_N)$$

$$= \frac{\tilde{\alpha}_1}{s^3 + \beta_1 s^2 + \beta_2 s + \beta_3} \quad (15)$$

$$\tilde{\alpha}_1 = 2 C_2 C_V (1 - \gamma_1) \cdot \sqrt{1 - \gamma_2},$$

$$\beta_1 = 2 \zeta_1 \omega_1 + \frac{C_1}{\sqrt{1 - \gamma_2}} \quad (16)$$

$$\beta_2 = \frac{2 \zeta_1 \omega_1 C_1}{\sqrt{1 - \gamma_2}} + \omega_1^2, \quad \beta_3 = \frac{\omega_1^2 C_1}{\sqrt{1 - \gamma_2}}$$

소인수요소섭동 $[\Delta_N, \Delta_M]$ 에는 압전 세라믹의 히스테리시스로 인한 작동기 불확실성과 공압회로 모델에 존재할 수 있는 불확실성을 고려할 수 있다. 식(16)에서 압전 세라믹의 히스테리시스로 인한 불확실성 $\gamma_1 = 0.3$ 으로, 공압회로 모델에 존재하는 불확실성 $\gamma_2 = 0.2$ 로 설정되었다. 공압 시스템에는 F.R.L.(filter, regulator, lubricator)을 두어 공압 작동기의 윤활을 도울 뿐만 아니라 항상 불순물이

없이 깨끗한 공압을 일정한 압력으로 유지시켜 주지만, 압력의 저하에 대하여는 보상을 해주지 못할 뿐 아니라 제어기 설계를 위해 선형화 된 공압 회로 모델에도 오차가 존재한다. 이상과 같이 제어시스템에서 나타날 수 있는 모델의 변수 변동이나 작동기의 불확실성 등의 섭동 요인은 다음의 조건을 만족한다.

$$\|\Delta_M, \Delta_N\|_\infty \leq 1/\gamma \quad (17)$$

여기서, $1/\gamma$ 은 최대 안정도 여유를 의미하며 식 (14)의 공칭플랜트에 대하여 개 루프 특이치가 설계목적에 부합하도록 가중함수 W 를 선정한다. 형상화 플랜트 (GW) 는 낮은 주파수대역에서 큰 이득을 가지며 폐 루프 대역폭을 증가시켜 외란의 영향을 억제할 수 있도록 설계하였으며, 이를 Fig.3 에 나타내었다. 제어기의 차수는 다음과 같은 1 차 함수를 선정하였다.

$$W = \frac{2 \cdot 10^5}{s + 50} \quad (18)$$

가중함수 W 와 공칭플랜트 G 가 결합된 형상화 플랜트 GW 에 대한 견실 안정화 제어기 K_∞ 가 공칭플랜트 G 를 안정화 한다면 다음 관계에 의하여 소인수요소섭동 $[\Delta_N, \Delta_M]$ 를 갖는 식(15)의 시스템을 안정화 시킨다.

$$\left\| \begin{bmatrix} K_\infty \\ I \end{bmatrix} (I - G_s K_\infty)^{-1} \tilde{M}_s^{-1} \right\|_\infty \leq \gamma \quad (19)$$

따라서 형상화 플랜트 $G_s (= GW)$ 의 좌소인수요소 견실 안정화를 위한 최적해 γ_{\min} 는 McFarlane 과 Glover 가 제안한 다음의 관계를 적용하여 반복적인 계산 없이 얻을 수 있다.

$$\inf_{K_\infty} \left\| \begin{bmatrix} K \\ I \end{bmatrix} (I - G_s K)^{-1} \tilde{M}_s^{-1} \right\|_\infty = \left\{ \sqrt{1 - \|\tilde{N}_s, \tilde{M}_s\|_H^2} \right\}^{-1} = \gamma_{\min} \quad (20)$$

여기서 \tilde{N}_s 와 \tilde{M}_s 는 형상화 플랜트의 정규화 된 좌소인수요소를 나타낸다. 실제 제어기 설계 시 γ 는 γ_{\min} 보다 약간 큰 값을 선정하며 본 연구에서는 $\gamma=2.12$ 의 값을 사용하였다. 형상화 플랜트와 루프 이득에 대한 특이치 선도를 Fig.3 에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 루프 이득과 형상화 플랜트가 비교적 잘 일치함을 알 수 있으며 이는 성공적인 루프 형상화가 이루어졌음을 의미한다.

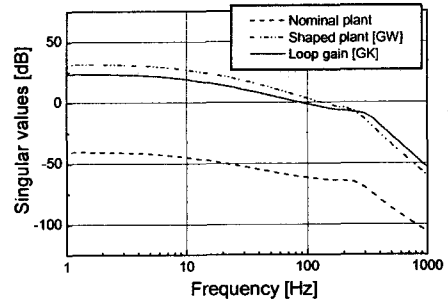


Fig.3 Singular value plots of the proposed control system

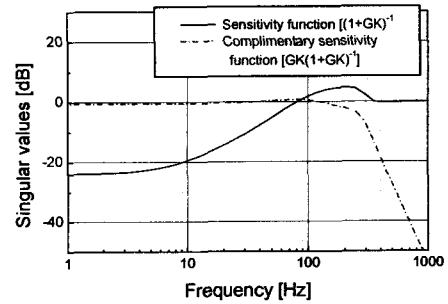


Fig.4 Frequency domain indicator

다. Fig.4 는 폐 루프 시스템의 감도함수(sensitivity function)와 보조 감도함수(complementary sensitivity function)를 나타낸다. 감도함수로부터 저주파수 영역에서는 적은 이득을, 고주파 영역에서는 0dB 의 크기를 나타냄으로써 명령 추종 성능을 개선하고 외란에 의한 영향을 최소화 시킬 수 있음을 알 수 있다. 또한 보조 감도함수 선도의 경우 저주파수 영역에서는 0dB 를, 고주파 영역에서는 적은 이득을 가짐으로써 잡음(noise)에 의한 영향을 최소화 시킬 수 있다. γ 의 선정으로부터 최종귀한 제어기는 $K = WK_\infty$ 로 나타내며, 본 연구에서 얻어진 최종귀한 제어기 K 는 다음과 같다.

$$K = \frac{9.09e-13s^4 + 6.31e3s^3 + 1.24e6s^2 + 4.51e8s + 2.26e10}{s^5 + 1.56e3s^4 + 6.73e5s^3 + 2.07e8s^2 + 3.75e10s + 6.72e11} \quad (21)$$

4. 제어 결과 및 고찰

압전 세라믹 플래퍼로 구동 되는 공압 서보 밸브의 압력 추적제어를 위하여 Fig.5 와 같은 실험 장치를 구성하였다. 이 장치는 크게 공압 회로 및 플래퍼로 이루어진 작동부와 압력 센서 및 신호 입출력 장치로 구성된 제어부로 나뉘어 진다. 작동부는 공기 압축기로 기본 동력원을 공급하였고 F.R.L.을 두어 공급 압력을 일정하게 고정하였으며, 압전 세라믹 플래퍼를 구동함으로써 압력차를 받

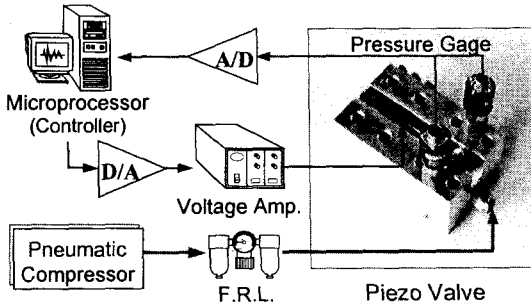


Fig.5 Experimental configuration for pressure control

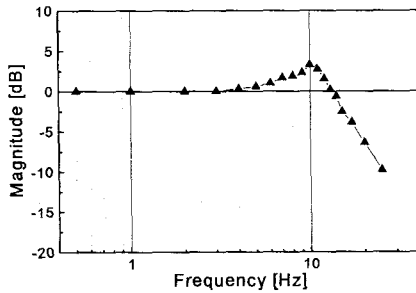
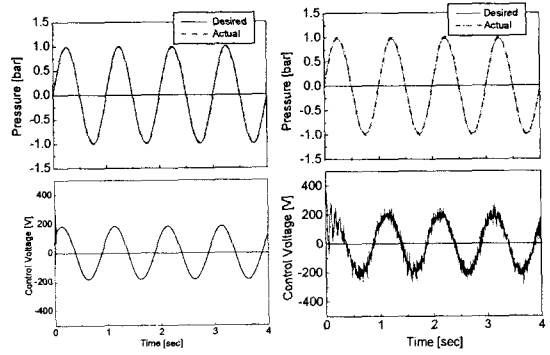


Fig.6 Dynamic response of the piezo valve ($P_s = 3 \text{ bar}$, $P_d = 0.2 \text{ bar}$)

생시키도록 하였다. 시스템을 제어하기 위한 제어부는 2 개의 압력 센서와 마이크로 컴퓨터, A/D 및 D/A 컨버터, 그리고 전압 증폭기로 구성하였다. 두 개의 압력 센서로부터 측정된 압력차를 요구 압력과 비교하고 제어기로부터 계산되어진 제어 입력이 전압 증폭기를 통하여 압전 세라믹 플래퍼에 전달됨으로써 추적 제어를 수행하게 된다. 압력 센서(21 bar, 10 V)로부터의 신호는 단극(uni-polar) 12 비트의 분해능으로 샘플링 되었으며, 사용된 A/D 및 D/A 컨버터의 샘플링 속도는 2850 Hz로 수행되었다. 압전 세라믹 플래퍼의 동적 거동의 파악을 위하여 주파수 응답특성을 실험적으로 구하였으며 이로부터 제작된 압전 세라믹 플래퍼의 공진주파수 및 감쇠비를 도출하였다.

Fig.6 은 공급압력 3 bar 에 최대 플래퍼 변위가 $115 \mu\text{m}$ 인 경우 0.2 bar 정현파 요구함수에 대한 압전 밸브의 응답특성을 주파수 영역에 도시한 것으로 약 13Hz 정도의 제어 대역폭을 나타내고 있다. Fig.7 은 공급압력 3 bar 에 대한 1 bar, 1 Hz 정현파 요구를 추적제어한 시뮬레이션 및 실험 결과이다. 공급압력 3 bar 에 대한 제어대역폭의 영역 안에서 위상지연(phase lag) 없이 우수한 압력 추적 제어가 이루어 졌음을 알 수 있고, 입력 전압의 경우 실험과 시뮬레이션 모두 적절하게 인가됨을 알 수 있다. Fig.8 은 공급압력 3 bar 에 대한 0.5 bar 정현파 주파수의 변화에 대하여 추적 제어 성능을 나타낸 것으로, 1 Hz 와 3 Hz 그리고



(a) simulated (b) measured
Fig.7 Pressure tracking control results ($P_s = 3 \text{ bar}$, 1 Hz)

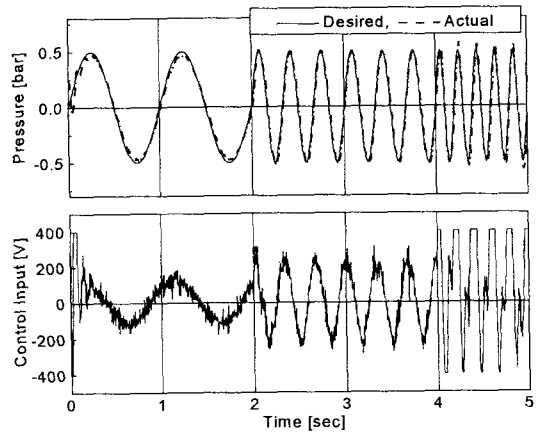


Fig.8 Measured pressure tracking control of varying frequency ($P_s = 3 \text{ bar}$)

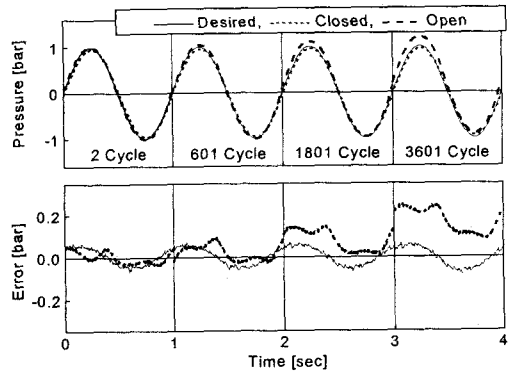


Fig.9 Measured control durability ($P_s = 3 \text{ bar}$)

5 Hz 의 주파수 변화에도 불구하고 추적제어의 성능 저하 없이 우수한 압력 추적제어가 이루어지고 있음을 알 수 있다. Fig.9 는 0.2 bar 1 Hz 의 요구압력을 각각 개회로 및 폐회로 제어로 60 분 동안 추적제어 한 결과이다. 개회로의 경우 인가 전

압에 따른 발생 압력의 관계식으로부터 요구 압력의 크기에 따라 인가 전압을 역으로 계산하여 추적제어를 수행한 것으로 압전 플래퍼의 히스테리시스를 고려한 제어입력이 공급되지 않기 때문에 시간이 지남에 따라 오차가 누적되는 것을 알 수 있다. 그러나 폐회로 제어의 경우 압전 플래퍼의 히스테리시스 등의 불확실성을 고려한 적절한 제어입력이 공급되어 오차수준의 변화 없이 추적제어가 수행되었으며 이는 제어기의 내구성과 제안된 압전 밸브 시스템의 강건성을 의미한다.

5. 결론

본 연구에서는 압전 작동기로 구동 되는 공압 서보밸브 시스템을 구성하여 압력 추적제어를 수행하였다. 압전 플래퍼 및 공압회로의 동적 모델을 유도하였으며, 압전재료의 히스테리시스 현상과 공압회로 모델에 존재하는 파라미터 불확실성을 고려한 제어 모델을 구축하였다. 서보밸브 시스템의 강건한 압력 추적제어를 위하여 루프 형상화 기법이 도입된 H_{∞} 제어를 설계하였으며 실험적으로 구현하였다. 주파수가 변하는 정현파 요구압력에 대한 추적제어 실험 결과 우수한 추적성능을 보였으며, 60 분 동안 실시된 내구성 시험에서도 추적오차의 증가 없이 비교적 양호한 제어결과를 나타내었다. 향후 압전 작동기로 구성된 서보밸브의 메커니즘 소형화 연구와 작동 고속화 연구를 추진할 예정이다.

참고문헌

- (1) Simmonds, A. J., 1991, "Electro-Rheological Valves in a Hydraulic Circuit", *IEEE Proceeding-D*, Vol.138, No.4, pp.400~404.
- (2) Choi, S. B., Park, D. W., Cho, M. S., 2001, "Position Control of a Parallel Link Manipulator Using Electro-Rheological Valve Actuators", *Mechatronics*, Vol.11, pp.157-181.
- (3) Ray, C. A., Sloan, C. L., A. Johnson, D., Busch, J. D., Petty, B. R., 1992, "A Silicon-Based Shape Memory Alloy Microvalve" *Materials Research Society Symposium Proceedings*, Vol.276, pp.161~166.
- (4) Chonan, S., Jiang, Z. W., Tani, J., Orikasa, S., Tanahashi, Y., Takagi, T., Tanaka, M., and Tanikawa, J., 1997, "Development of an Artificial Urethral Valve Using SMA Actuators", *Smart Materials and Structures*, Vol.6, pp.410-414.
- (5) Ikebe, Y. and Nakada, T., 1974, "On a Piezoelectric Flapper Type Servovalve Operated by a Pulse-width-modulated-signal", *ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol.96, pp.88-94.
- (6) Karl Spanner, 2000, "Breakthrough in Piezo Actuator Applications", *Proceedings of the 7th Int. Conf. On New Actuators*, Germany, pp.236~241.
- (7) McFarlane, D. C. and Glover, K., 1992, "A Loop Shaping Design Procedure Using H_{∞} Synthesis", *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol.37, No.6, pp.759-769.
- (8) Watton, J., 1987, "The Dynamic Performance of an Electrohydraulic Servo Valve/Motor System with Transmission Line Effects", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol.109, pp.14~18.
- (9) Watton, J., 1989, "Fluid Power System", Prentice Hall.
- (10) Kim, D. H., Tsao, T. C., 2000, "A Linearized Electrohydraulic Servovalve Model for Valve Dynamics Sensitivity Analysis and Control System Design", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol.122, pp.179~187.
- (11) Choi, S. B. and Shin, H. C., 1996, "A Hybrid Actuator Scheme for Robust Position Control of a Flexible Single-Link Manipulator", *Journal of Robotic Systems*, Vol.13, No.6, pp.359~370.
- (12) McCloy, D., 1973, "The Control of Fluid Power", Wiley.