

## 적층식 압전소자를 이용한 고속 서보밸브 시스템의 개발

주춘식\*, 방영봉#, 이교일\*, 심영보\*\*

### Development of a High-Speed Electrohydraulic Servovalve System Using Stack-Type Piezoelectric Elements

Choon-Shik Joo\*, Young-Bong Bang#, Kyo-Il Lee\* and Young-Bo Shim\*\*

#### ABSTRACT

This paper presents a two-stage electrohydraulic servovalve with a nozzle-flapper pilot stage, which is controlled by stack-type piezoelectric elements. The flapper moving mechanism developed in this research can compensate for the hysteresis problem and thermal expansion of the piezoelectric elements. The experimental result shows that this flapper moving mechanism has the frequency response of about 600 Hz. And a simplified servovalve system using this flapper moving mechanism has the frequency response of about 300 Hz at the supply pressure of 210 bar.

**Key Words** : servovalve (서보밸브), piezo (피에조), flapper (플래퍼), displacement-magnifying mechanism (변위 확대 기구), thermal expansion (열팽창)

#### 기호설명

$B_s$  = damping coefficient of main spool  
 $C_{do}$  = discharge coefficient of supply orifice  
 $C_{df}$  = discharge coefficient of nozzle  
 $C_{dd}$  = discharge coefficient of exhaust orifice  
 $D_{si}$  = inner diameter of main spool  
 $D_{so} = D$  = outer diameter of main spool  
 $D_o$  = diameter of supply orifice  
 $D_n$  = diameter of nozzle  
 $D_d$  = diameter of exhaust orifice  
 $k_f$  = stiffness of flow force on spool  
 $M_s$  = mass of main spool

$P_{n1}$  = pressure of chamber #.1 (left chamber of main spool)  
 $P_{n2}$  = pressure of chamber #.2 (right chamber of main spool)  
 $P_e$  = pressure of exhaust chamber  
 $x_v$  = displacement of main spool  
 $x_f$  = displacement of flapper  
 $x_{f0}$  = initial displacement of flapper  
 $V_{n1}$  = initial volume of chamber #.1  
 $V_{n2}$  = initial volume of chamber #.2  
 $V_e$  = initial volume of exhaust chamber  
 $\beta$  = bulk modulus of oil  
 $\rho$  = density of oil

... 2002년 12월 2일 접수  
\* 서울대학교 기계항공공학부  
# 교신저자, 서울대학교 기계항공공학부  
Email : ybbang@snu.ac.kr, Tel : (02) 880-1697  
\*\* KIST

- $Q_L$  = load flow
- $P_s$  = supply pressure
- $P_L$  = load pressure difference
- $w = \pi D$

### 1. 서론

서보밸브(servovalve)는 유압 디바이스와 전기적 디바이스를 이어주는 중간 역할을 하는 하나의 요소를 지칭한다. 보통 서보밸브는 낮은 파워의 전기적 신호에 의해서 밸브의 스푼(spool)을 움직이게 하고, 이로 인해서 유량이나 압력을 컨트롤 하는 역할을 한다. 다양한 산업용 중장비, 로봇, 항공 우주 산업, 무기 시스템 등에 탑재되어 쓰이고 있는 이 서보밸브는, 그 밸브의 성능이 이를 포함하는 전체 시스템의 정적, 동적 특성을 좌우하기 때문에, 서보밸브 자체의 성능 향상에 관계된 연구는 이에 관련된 시스템의 전체적인 퍼포먼스를 향상시키는 면에서 중요한 위치를 차지한다.

서보밸브의 성능은 밸브의 다양한 파라미터들에 의해서 결정이 됨은 물론이고, 가공의 정밀도 및 조립 공차에 대단히 민감하다. 가공의 정밀도 및 조립 공차에 대한 부분은 연구에 의해서는 보완하기 힘든 부분이므로, 서보밸브 성능을 올리기 위한 연구는 Lin<sup>1</sup>, Martin<sup>2</sup>, Ham<sup>3</sup>, Lee<sup>4</sup> 등에 의해 이루어진 밸브의 파라미터를 분석하고 결정하는 주제, 혹은 현재 상용되는 2 단 플래퍼-노즐 타입의 서보밸브의 구조를 벗어난 새로운 메커니즘의 밸브를 개발하는 경우가 많다. 또한 새로운 메커니즘의 밸브를 개발하는 경우에 있어서는 Urai<sup>5</sup>, Ohuchi<sup>6</sup>, Yokota<sup>7</sup> 등에 의한 각종 지능형 소자를 응용 시키는 연구 사례들이 소수 나와 있다. 그러나 이들 연구 사례에서는 현실 적용이 용이하지 않은 경우가 많이 발견 된다. 지능형 소자를 사용하여 직구동(direct-drive)하는 Urai, Yokota 의 경우는 충분한 스푼의 변위를 얻을 수 없기에 현실 적용이 힘들고, Ohuchi 는 전왜소자의 구동에 600V 의 고전압을 필요로 하며 소자가 기름에 노출된 밸브 구조를 보이고 있다.

Fig. 1 에서 볼 수 있는 2 단 노즐-플래퍼 타입의 서보밸브를 살펴보면, 1 단부의 토크모터의 성능과 2 단 메인 밸브부의 파라미터들 및 밸브의 가공상태에 의해서 최종적인 밸브의 성능이 결정되는데, 메인 밸브부의 설계 및 가공이 매우 잘

되어 있다고 하더라도, 토크모터 성능의 한계에 의해서도 전체적인 밸브의 성능은 영향을 받게 된다. 이를 바꾸어 생각해 보면, 메인 밸브측을 유지하고, 1 단부의 플래퍼 구동부 측의 성능을 현재보다 상승시킬 수 있다면 밸브의 동특성을 끌어올릴 수 있음을 기대할 수 있을 것이다.

위와 같은 개념으로, 본 연구에서는 지능형 소자 중 압전소자를 채택하여 이를 사용한 플래퍼 구동기구를 개발하고, 이 구동기구를 토크모터와 대체해서 밸브의 성능을 향상시킴을 목표로 하였다. 동시에 현실적인 적용에 있어서의 밸브 시스템의 요구치에 부응할 수 있도록 하는 점을 충분히 고려하였다.

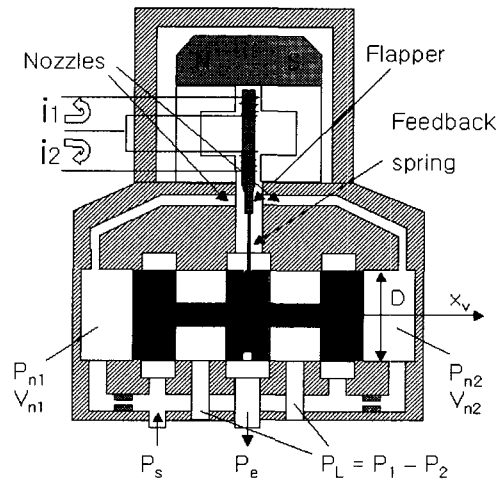


Fig. 1 Two-stage servovalve with nozzle-flapper pilot stage using torque motor

### 2. 서보밸브 시스템의 시뮬레이션

서보밸브 본체를 디자인하기 위해서는 시뮬레이션 상에서 얻을 수 있는 동특성을 우선 확인해 볼 필요가 있다. 위에서 언급한대로 밸브의 다양한 파라미터들에 의해서 밸브의 동특성은 변화한다. 그러나 본 연구에서는 밸브의 파라미터에 변화에 의한 밸브 특성에 대한 해석을 목표로 하고 있지 않으므로, 본 연구에서 목표로 하고 있는 서보밸브의 사양에 맞도록 수치를 결정한 후에 밸브 시스템의 시뮬레이션을 행하였다.

2 단 노즐-플래퍼 타입의 서보밸브 구조는 Fig. 1 과 같다. 1 단부의 플래퍼의 미세한 변위에 의해

서 노즐과 플래퍼 사이에 압력차가 발생하고 그 압력차는 2 단 메인 밸브부의 스톱 양단 챔버의 압력차를 발생시켜서 스톱을 구동하게 한다. 시판되는 일반적인 이러한 타입의 서보밸브는 플래퍼의 구동을 토크모터로 하므로 그 부분에 있어서의 동특성이 시뮬레이션 상에 포함이 되어 있어야 한다. 그러나 본 연구에서는 동특성이 토크모터보다 월등하게 높은 플래퍼 구동 메커니즘의 개발을 시도하므로, 시뮬레이션 상에서 플래퍼의 움직임은 입력신호를 완벽하게 추종한다고 가정하였다. 또한, 스톱 양단 및 배출 챔버 내에서의 압력은 각각 일정하다고 가정하였다.

이런 가정들 하에서 Merritt<sup>8</sup>의 밸브 이론을 참고하여 서보밸브의 지배방정식을 유도하면 다음과 같다.

스톱의 운동방정식 :

$$\begin{aligned} \dot{x}_v &= \frac{dx_v}{dt} \\ \ddot{x}_v &= \frac{1}{M_s} \left[ -B_s \dot{x}_v - k_f x_v + \frac{\pi(D_{so}^2 - D_{si}^2)}{4} (P_{n1} - P_{n2}) \right] \end{aligned} \quad (1)$$

1번 챔버에서의 연속방정식 :

$$\frac{dP_{n1}}{dt} = \frac{\beta}{V_{n1}} \left[ C_{d0} \left( \frac{\pi D_o^2}{4} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{n1})} - C_{df} \pi D_n (x_{f0} + x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{n1} - P_e)} - \frac{\pi(D_{so}^2 - D_{si}^2)}{4} \dot{x}_v \right] \quad (2)$$

2번 챔버에서의 연속방정식 :

$$\frac{dP_{n2}}{dt} = \frac{\beta}{V_{n2}} \left[ C_{d0} \left( \frac{\pi D_o^2}{4} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{n2})} - C_{df} \pi D_n (x_{f0} - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{n2} - P_e)} + \frac{\pi(D_{so}^2 - D_{si}^2)}{4} \dot{x}_v \right] \quad (3)$$

배출 챔버에서의 연속방정식 :

$$\frac{dP_e}{dt} = \frac{\beta}{V_e} \left[ C_{df} \pi D_n (x_{f0} + x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{n1} - P_e)} + C_{df} \pi D_n (x_{f0} - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{n2} - P_e)} - C_{dd} \frac{\pi D_d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_e} \right] \quad (4)$$

위 식들을 상태 방정식 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x &= [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5]^T = [x_v \ \dot{x}_v \ P_{n1} \ P_{n2} \ P_e]^T \\ u &= x_f \\ \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{M_s} \left[ -B_s x_2 - k_f x_1 + \frac{\pi(D_{so}^2 - D_{si}^2)}{4} (x_3 - x_4) \right] \\ \dot{x}_3 &= \frac{\beta}{V_{n1}} \left[ C_{d0} \left( \frac{\pi D_o^2}{4} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - x_3)} - C_{df} \pi D_n (x_{f0} + u) \sqrt{\frac{2}{\rho} (x_3 - x_5)} - \frac{\pi(D_{so}^2 - D_{si}^2)}{4} x_2 \right] \\ \dot{x}_4 &= \frac{\beta}{V_{n2}} \left[ C_{d0} \left( \frac{\pi D_o^2}{4} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - x_4)} - C_{df} \pi D_n (x_{f0} - u) \sqrt{\frac{2}{\rho} (x_4 - x_5)} + \frac{\pi(D_{so}^2 - D_{si}^2)}{4} x_2 \right] \\ \dot{x}_5 &= \frac{\beta}{V_e} \left[ C_{df} \pi D_n (x_{f0} + u) \sqrt{\frac{2}{\rho} (x_3 - x_5)} + C_{df} \pi D_n (x_{f0} - u) \sqrt{\frac{2}{\rho} (x_4 - x_5)} - C_{dd} \frac{\pi D_d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} x_5} \right] \end{aligned} \quad (5)$$

이 유도된 상태 방정식 형태의 식 (5)를 MATLAB의 simulink로 구현하여 밸브의 동특성을 확인하였다.

밸브 설계에 있어서 중요한 요소는 크게 스톱의 직경, 스톱의 스트로크, 노즐의 직경, 공급 오리피스(orifice)의 직경을 들 수 있다. 여기서 스톱의 직경과 스톱의 스트로크는 유량에 의해서 결정된다. 밸브의 적용분야에 부응하는 유량을 얻기 위해서 스톱의 직경과 스톱의 스트로크를 알맞게 결정할 필요가 있는데, 스톱의 스트로크가 너무나 작아질 경우 정확한 스톱의 변위를 피드백하기 어려워지고, 실제 적용에 있어서 불편함을 초래할 가능성이 있기 때문에, 대략 ± 수 백 μm 정도는 확보하도록 정하고, 그 후 필요한 유량에 맞추어 스톱의 직경을 결정하도록 한다.

본 서보밸브 개발에서 목표로 하는 유량은 공급압력 210 bar 하에서 15 lpm이다. 스톱의 스트로크는 ± 350 μm로 결정하여 고정 값으로 하고, 밸브 내/외의 누유(leakage)를 고려함과 동시에 실

제로 얻게 될 유량에의 여유를 두기 위해서, 아래의 Merritt<sup>8</sup>에 의한 최대 유량 계산식 (6)에서 계산했을 때의 값이 원하는 목표치의 약 2 배를 얻을 수 있도록 스펴의 직경을 잡으면 5 mm 를 얻게 된다.

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left( P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L \right)} \quad (6)$$

노즐의 직경과 공급 오리피스의 치수는 MOOG 社의 밸브 수치를 참고로 하여, 각각 0.4 mm, 0.3 mm 로 하였다. 이러한 값들로 파라미터를 결정하여 밸브 시스템 전체의 동특성을 시뮬레이션 하였다. 서보밸브의 동적 대역폭을 결정할 때는 정격의 25 %를 인가했을 시의 -90 ° 위상차 혹은 -3 dB 진폭감소의 주파수로 판단하므로, 이 시뮬레이션에 있어서의 입력 지령 스펴 변위는 ± 350 μm 의 1/4 인 ± 87.5 μm 가 된다.

2 장의 앞부분에서 언급했듯이, 본 서보밸브는 노즐과 플래퍼 사이에 얻어지는 압력차에 의해서 스펴이 구동하는 방식이기 때문에, 노즐과 플래퍼의 거리가 대단히 민감한 파라미터임을 알 수 있다. 그래서 플래퍼의 변위를 ± 20 μm 로 가정하고, 플래퍼와 노즐간의 거리를 바꾸어 가면서 밸브의 동특성을 확인하는 과정을 거쳤다. Fig. 2 는 플래퍼와 노즐간의 거리가 30 μm 일 때, Fig. 3 은 50 μm 일 때, Fig. 4 는 100 μm 일 때의 밸브의 동특성을 각각 나타낸다. 각각의 그래프에서의 점들은 각 주파수에서의 진폭감소와 위상차를 의미하고, 이 점들을 다항식으로 커브 피팅하여 곡선을 나타내었다. 그 결과, 각각의 경우 동적 대역폭은 약 900 Hz, 700 Hz, 450Hz 임을 얻었다.

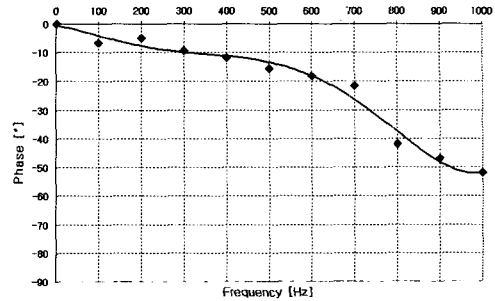
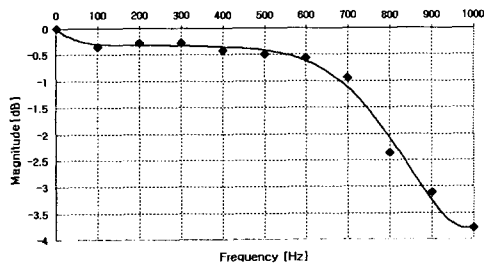


Fig. 2 Simulation result of frequency-response characteristics of servovalve when the distance between nozzle and flapper is 30 μm

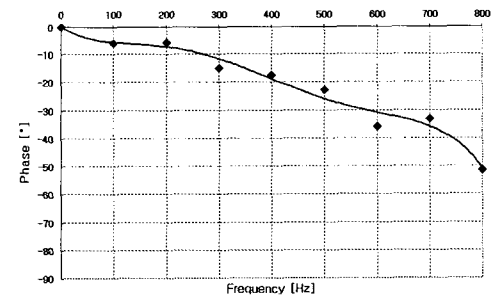
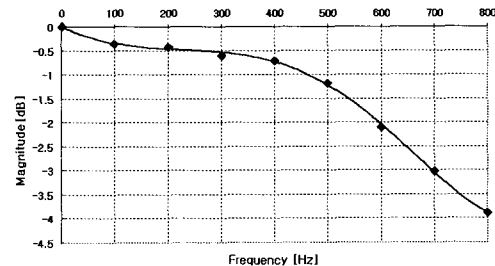
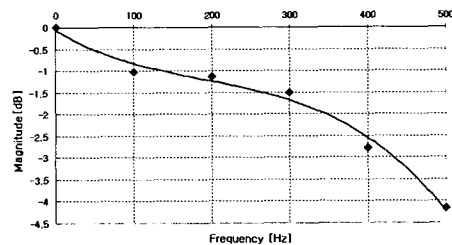


Fig. 3 Simulation result of frequency-response characteristics of servovalve when the distance between nozzle and flapper is 50 μm



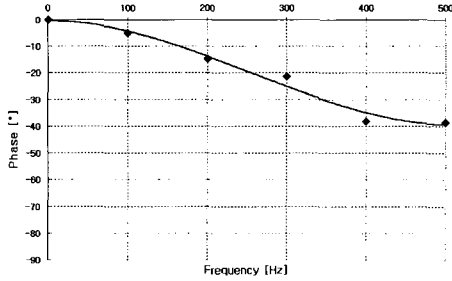


Fig. 4 Simulation result of frequency-response characteristics of servovalve when the distance between nozzle and flapper is 100  $\mu\text{m}$

### 3. 압전소자를 사용한 플래퍼 구동 메커니즘

#### 3.1 플래퍼 구동 메커니즘의 설계

토크모터보다 뛰어난 동특성을 가질 수 있는 플래퍼 구동 메커니즘을 개발하기 위해서, 새로운 액추에이터를 우선 선정할 필요가 있었다. 여러 가지 지능형 소자들 중에서 빠른 응답성과 큰 추력을 동시에 얻을 수 있는 액추에이터로 적층형 압전소자를 택하였다. 플래퍼는 토크모터에 의해서 수 십  $\mu\text{m}$ 의 범위를 움직이므로, 소형의 적층형 압전소자 변위만으로 이를 만족시키기는 어렵다. 그러므로 압전소자로 얻을 수 있는 변위를 확대시키는 구조물이 필요하다.

사용한 적층형 압전소자의 사양을 Table 1에 보인다. 압전소자에 음의 전압이 걸리지 않으면서 플래퍼가 좌우로 움직일 수 있도록 압전소자가 팽창 수축을 할 수 있으려면 입력 가능 전압 폭의 1/2 정도를 오프셋으로 걸어주고 구동하게 하므로, 실제 얻어내는 압전소자의 변위 폭은 1/2 뿐이다. 그러므로 오프셋 전압 70 V를 걸었을 때의 압전소자의 변위를 0으로 잡았을 경우 실제 사용할 수 있는 압전소자의 변위는 대략  $\pm 9 \mu\text{m}$ 가 된다. 이를 가지고 토크모터에 의해서 움직이는 플래퍼의 변위를 만족시키기 위해서는 여러 배의 변위

Table 1 Specifications of piezoelectric elements

Dimension	21 mm $\times$ 4.5 mm $\times$ 5.2 mm
Displacement	20 $\pm$ 2 $\mu\text{m}$
Maximum driving voltage	150 V
Capacitance	900 nF $\pm$ 20 %
Maximum output force	700 N

확대 구조가 필요하다.

변위 확대를 가능하게 하는 구조에 더하여 설계 시 고려한 점들은, 열팽창에 의해서 압전소자의 길이가 변해도 플래퍼의 치우침이 없을 것, 압전소자 특유의 히스테리시스 현상을 줄일 수 있을 것, 인장력에 약한 압전소자에 예압을 걸어줄 수 있을 것의 세가지 점이다. 이를 모두 만족할 수 있도록 설계한 구조물의 모습을 Fig. 5에 보인다.

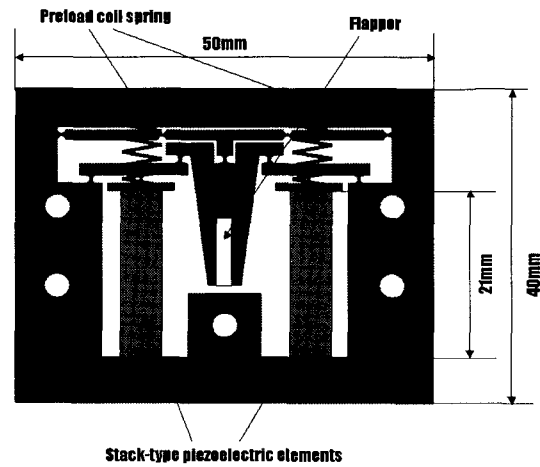


Fig. 5 Flapper moving mechanism

그림에서 알 수 있는 바와 같이, 변위 확대를 하기 위하여 노치 구조를 사용한 2 단식 변위 확대 구조를 고안하였다. 1 단부에서는 변위 확대 1.78 배, 2 단 부에서는 변위 확대 2 배로 하여, 길이 비에 의해 단순히 계산한 전체 구조물의 확대 비는 약 3.5 배가 된다. 구조물의 소재는 SUS304로 하였고, 노치 부분의 치수를 결정하기 위해서 Fig. 6 및 그 아래의 Paros에 의한 노치 관련식 (7)에 의해서 노치의 최대 회전 각도를 계산하여 문제가 없음을 확인하였다.

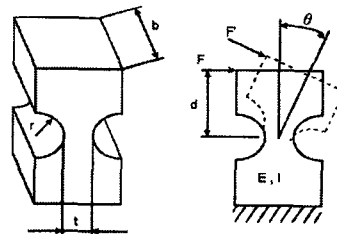


Fig. 6 notch structure

$$\theta_{\max} = \frac{4K}{K_t} \frac{R}{Et} \sigma_{\max} \left( K_t = \frac{2.7t + 5.4R}{8R + t} + 0.325 \right) \quad (7)$$

열팽창에 의해서 압전소자의 길이가 변하더라도 플래퍼가 치우침이 없도록 하기 위해서 상단부의 노치 구조가 그 역할을 한다. 압전소자 2 개가 동시에 같은 크기만큼 길이가 변한다고 해도 상단부의 노치 구조가 상하로 변형하면서 플래퍼 자체는 상하로 움직일 뿐 좌우로 치우치지는 않아서 노즐간의 압력차를 생성시키지 않도록 하는 것이다. 다음으로 압전소자 특유의 히스테리시스 현상을 없애기 위한 방법으로는 여러 가지의 해결책이 있겠지만, 압전소자를 좌우대칭으로 2 개를 사용하여 플래퍼를 움직이게 함에 의해서 히스테리시스 현상을 줄이도록 하였다. 또한 Fig. 5 에서 보았듯이 압전소자에 예압을 가해주기 위해서 코일 스프링을 변형시킨 상태로 구조물 안에 삽입하여 압전소자를 눌러주도록 하였다. 이 때 가해지는 예압의 크기는 압전소자의 최대 발생력의 1/2 로 맞추는 것이 압전소자의 성능을 최대로 발휘할 수 있으므로, 그에 맞추어 코일 스프링을 사용하였다.

### 3.2 플래퍼 구동 메커니즘의 시뮬레이션

위와 같은 개념으로 설계된 플래퍼 구동 메커니즘을 유한요소해석에 의해 검토하였다. 노치부를 갖는 변위확대기구는(특히 2 단 이상일 경우) 노치부의 탄성 변형 등에 의해, 길이 비에 의해 단순히 계산한 변위 확대를 완전히 얻을 수는 없다. 이 손실량을 확인하기 위해서 ANSYS 를 사용하여 본 구조물의 변위 확대비를 확인하고, 더불어서 응력 집중에 의한 구조물의 안정성을 확인하였다.

Fig. 7 은 압전소자가 ± 9 μm를 변형하였을 때 얻어지는 플래퍼의 변위량을 시뮬레이션 한 결과이고, 플래퍼의 변위는 ± 30 μm를 얻을 수 있었다.

Fig. 8 은 본 구조물이 변형을 하였을 때의 최대 응력 점을 찾고, 그 값을 확인한 결과이다. 그 값은 약 0.2x10<sup>9</sup> Pa로서, SUS304 의 항복응력 값인 0.883x10<sup>9</sup> Pa 을 고려하면 안전계수(safety factor) 약 4 정도로 안정적인 구조물임을 알 수 있다.

ANSYS 를 통한 시뮬레이션으로 플래퍼 구동 메커니즘을 평가해 보았을 때, 본 플래퍼 구동 메커니즘은 비교적 높은 안전계수를 가지는 구조물 이면서, 설계치수에서 얻어지는 확대비 3.5 배에

크게 차이 나지 않는 3.3 배를 갖는다.

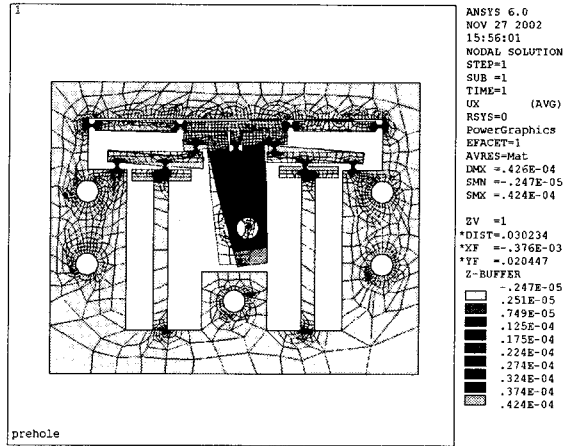


Fig. 7 Simulation result of displacement-magnifying mechanism

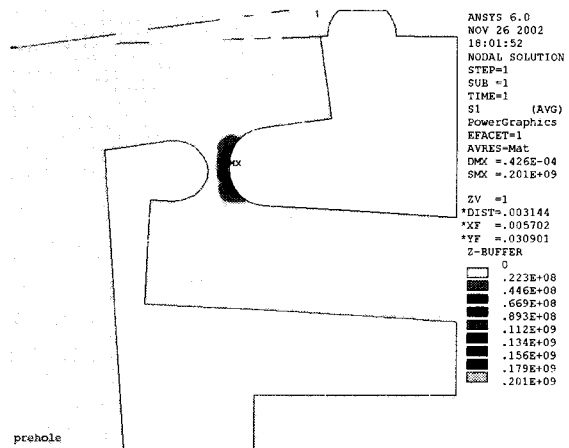


Fig. 8 Stress concentration of flapper moving mechanism

### 3.3 플래퍼 구동 메커니즘의 실험

상기의 플래퍼 구동 메커니즘을 제작하여, 압전소자를 장착하고 실험을 통해서 본 메커니즘의 성능을 확인하였다. 실험의 과정은 3 단계에 거쳐서 행해졌으며 그 첫번째는 플래퍼의 치우침을 확인하는 실험이고, 그 결과는 Fig. 9 와 같다. 두개의 압전소자에 같은 전압을 동시에 걸어 같은 양의 변위가 발생할 때의 플래퍼의 치우침을 측정하는 이 실험은, 압전소자의 열팽창에 대해서 플래퍼의 변위가 영향을 받는지에 대한 간접적 실험이 된다. 실험 결과 +1.25 μm ~ -0.5 μm 범위의 치우침

이 발생되었으나, 플래퍼의 총변위량에 비해서는 크지 않은 치우침이고 실제로 밸브의 스톱 변위를 피드백 하여 제어할 경우에 있어서는 큰 문제가 되지 않는다고 볼 수 있다.

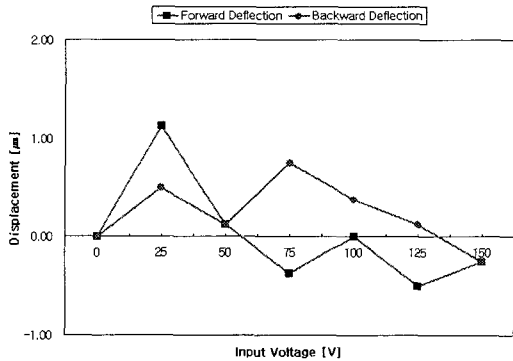


Fig. 9 Flapper deflection versus applied bias voltage

그 다음으로는 Fig. 10 에서 볼 수 있듯이 플래퍼의 정적 변위를 측정 한 결과이다. 두 압전소자에 오프셋 전압으로 70 V 를 인가한 상태를 플래퍼의 변위의 영점으로 잡고, 10 V 단위로 푸시풀(push-pull) 전압입력을 하면서 플래퍼의 변위를 측정하였다. 그래프에서 볼 수 있듯이 플래퍼의 변위는  $\pm 25 \mu\text{m}$  정도를 얻을 수 있었고, 두개의 압전소자를 사용한 구조로 완전하게 히스테리시스를 제거하지는 못하였지만 어느 정도의 직선성 확보와 히스테리시스 감소를 이루었음을 알 수 있다.

끝으로는 플래퍼 구동 메커니즘의 동특성을 테스트하기 위한 장치도는 Fig. 11 과 같다. 과형발생기에서 정현파를 내보내고 그것을 압전소자용 앰프에 입력시킨다. 또 하나의 압전소자용 앰프에

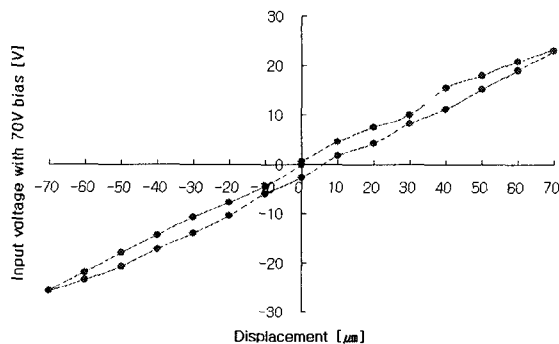


Fig. 10 Static displacement of flapper

는 과형발생기의 정현파 신호를 bias 전압을 기준으로 반전시켜 입력하여 두개의 압전소자가 대칭적인 변위를 출력하여 플래퍼의 변위를 만들어내도록 한다.

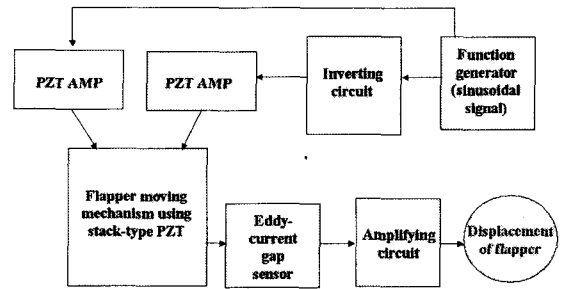


Fig. 11 Testing of flapper moving mechanism

정현파 입력신호의 주파수를 올라가면서 실험을 행하였고, 실험결과를 Fig. 12 에 나타낸다. 600 Hz 까지 도달하면서 플래퍼의 진폭감소는 -1.2 dB 수준에 그쳤고 위상차 역시  $-20^\circ$  정도를 보이고 있다. 그러나 600 Hz 이상에서 공진현상이 발생하여 실험을 중지하였다.

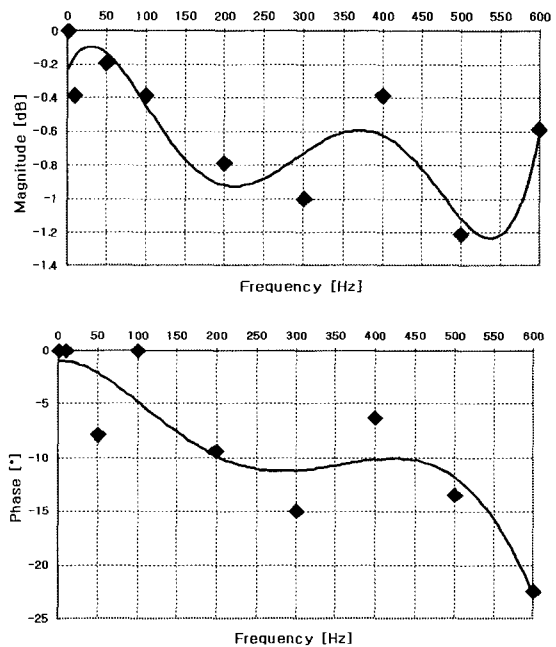


Fig. 12 Frequency-response characteristics of flapper moving mechanism

위의 실험 결과, 본 연구에서 설계/제작한 플래퍼 구동 메커니즘은 열팽창에 대한 보상, 플래퍼 변위의 직선성 및 히스테리시스 보상을 어느 정도 이루었다고 평가할 수 있고, 600 Hz 까지는 좋은 동특성을 가지는 구조물이라는 것을 실험적으로 증명하였다. 플래퍼의 변위는 유한요소해석에서 얻었던  $\pm 30 \mu\text{m}$ 보다 약간 떨어지는  $\pm 25 \mu\text{m}$ 를 얻을 수 있었는데, 이 원인으로서는 다음과 같은 점을 생각할 수 있다. 본 구조물은 압전소자에 의해서 변위가 발생되는데, 압전소자는 변형을 함과 동시에 발생력이 줄어들어 압전소자가 최대 변형을 했을 경우 발생력이 0 이 되어버린다. 그러므로 구조물 안에 압전소자가 들어가서 변형할 경우에는 노치부의 반력과 평형이 되는 지점까지 밖에 변위가 발생되지 못하게 되므로, 실제로는 압전소자가  $\pm 9 \mu\text{m}$ 를 변형하지 못했다고 추측할 수 있다.

#### 4. 서보밸브 시스템

##### 4.1 단순화한 서보밸브 본체의 설계

위에서 설계/제작한 플래퍼 구동 메커니즘을 부착하여 밸브에서의 동작을 확인하고 성능을 확인할 수 있도록 단순화한 서보밸브 설계를 행하였다.

실제 서보밸브의 메인 밸브측은 부하유량을 제어하며 흘릴 수 있는 복잡하고 정밀한 구조로 이루어져 있다. 이 부분의 성능은 가공의 정밀도에 의해서 크게 좌우되기 때문에, 메인 밸브측을 최대한 단순화시켜서 가공 정밀도에 의한 밸브 성능에의 영향을 줄이고, 따라서 본 연구의 타당성을 검증할 수 있도록 하였다. 이를 위해 메인 밸브측을 단순화하여 부하유량은 흘러가지 않는 테스트를 위한 밸브 구조를 고안하였고, 이 경우에 있어서 실제 밸브의 성능 테스트 조건과 근접하도록 하기 위해서, 부하유량이 흘러감에 의해서 생기는 스톱에 가해지는 유동력(flow force)을 보상하기 위한 코일 스프링을 스톱 외부 측에 장착하였다. 이 코일 스프링의 강성은 스톱에 가해지는 유동력을 Merritt<sup>8</sup>에 의한 이론식 (8)로 계산하여 그에 준하는 강성을 가지는 것으로 사용하였다.

$$K_f = 0.43wP_s \quad (8)$$

이 실험 시스템에 대한 개념도를 Fig. 13, 14에 나타내었다. 밸브의 수치는 앞선 밸브 시스템 시뮬레이션에서 결정한 수치를 그대로 사용하였다.

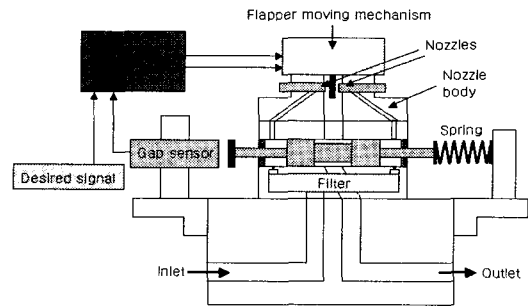


Fig. 13 Simplified servovalve system

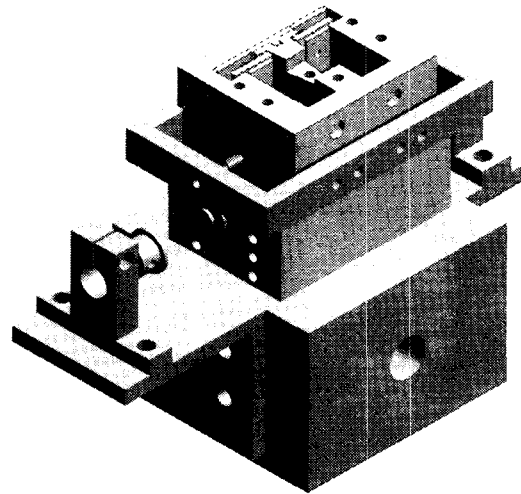


Fig. 14 Solid model of simplified servovalve

##### 4.2 서보밸브 시스템의 제작 및 실험

서보밸브 시스템을 구동하는 컨트롤러부의 구조는 Fig. 15와 같다. 일반적으로 서보밸브 스톱의 변위는 LVDT(Linear Variable Differential Transformer)를 이용해서 신호를 받으나, LVDT의 동적 성능은 보통 500Hz 정도로 제한되어 있는 경우가 많기에, 그보다 동적 성능이 우수한 와전류식 갭센서로 스톱의 변위를 입력 받도록 하였다. 그 스톱 변위의 신호를 아날로그 PD 컨트롤러로 피드백 시키고, 지령신호와와의 차이를 계산하여 제어신호를 만들어 낸다. 압전소자 2 개는 서로 180°의 위상차를 가



지고 작동하게 되므로, 제어신호를 하나의 압전소자용 앰프로 입력시키고, 제어신호를 반전한 신호를 또 하나의 압전소자용 앰프로 입력시켜서 압전소자 2 개를 푸시풀 구동한다. 제작된 본 시스템의 전체 모습을 Fig. 16 에 나타낸다.

이 시스템의 동특성을 평가하기 위해서, 2 장에서 언급했듯이 정격의 25%를 인가하여 실험을 행하므로, 지령 스톱 신호의 진폭은 스톱의 풀 스트로크  $\pm 350 \mu\text{m}$ 의 1/4 인  $\pm 87.5 \mu\text{m}$ 가 되도록 잡았다. 주파수를 1Hz 에서 시작하여 500 Hz 까지 단계적으로 상승시키면서 실험하여 얻은 Bode plot 을 Fig. 17 에 보였다. 그림에서 알 수 있듯이 본 밸브 시스템은 공급압력 210 bar 의 조건에서 -3 dB 진폭감소 및  $90^\circ$  위상차가 300 Hz 에서 거의 동시에 일어나므로 대역폭 300 Hz 의 밸브 시스템을 알 수 있다.

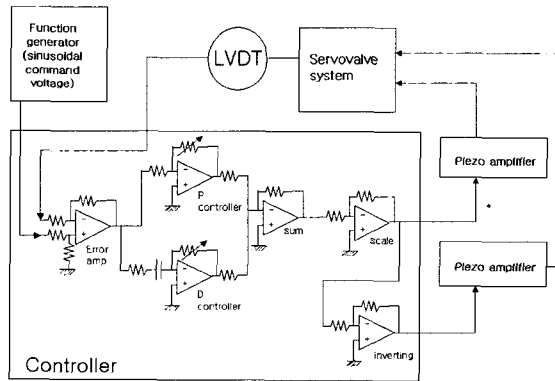


Fig. 15 Servovalve control system

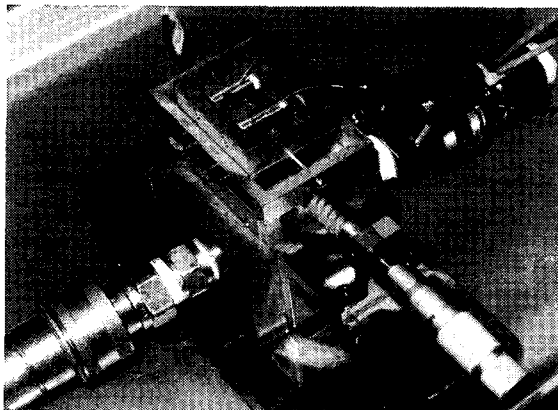


Fig. 16 Experimental setup

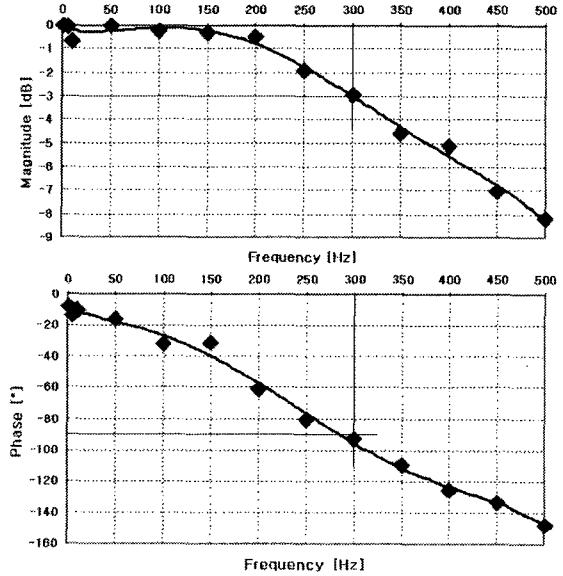


Fig. 17 Frequency-response characteristics of simplified servovalve system

2 장의 시뮬레이션 결과에서 볼 수 있었듯이 본 밸브 시스템의 성능은 노즐의 위치에 따라서 대단히 민감하게 달라진다. 그러나 이 노즐의 위치를 원하는 위치로 정확히 맞추기란 쉽지 않다. 본 연구에 있어서는 공구현미경을 사용하여 플래퍼와 노즐의 거리를 1 차적으로 맞춘 후에 밸브 조립을 하고 실험을 하였으나, 밸브 조립 시에 조금 흐트러진 노즐의 위치를 재조정하기 위해서 노즐의 위치를 손으로 조정하는 과정을 거쳤다. 노즐의 위치를 좀더 정확히 조정하는 것이 가능하다면 위 실험에서 얻은 동특성보다 더 좋은 결과를 얻을 수 있음을 앞선 시뮬레이션과 비교해서 추측할 수 있다.

그러나 일반적으로 시판되는 산업용 서보밸브들이 대역폭 100 Hz 전후라는 점을 생각하면, 본 연구를 통하여 압전소자를 사용한 플래퍼 구동 메커니즘에 의한 빠른 응답성을 가지는 서보밸브 시스템 개발에의 가능성을 충분히 검증했다고 볼 수 있다.

## 5. 결론

기존의 2 단 노즐-플래퍼 타입의 서보밸브의 성능을 향상시키기 위한 방법으로써, 본 연구에서

는 플래퍼를 움직이는 토크모터를 대체하기 위한, 적층식 압전소자를 사용하는 플래퍼 구동 메커니즘을 개발하였다. 이 플래퍼 구동 메커니즘은 압전소자에 예압을 가하여 압전소자의 구동 특성 향상을 이루고, 동시에 압전소자의 히스테리시스와 열팽창에 대한 보상을 가능하게 하며, 노치 구조를 사용한 2 단식 변위 확대 구조에 의해 압전소자의 변위를 확대하도록 개발하였다. 실험 결과, 플래퍼의 변위  $\pm 25 \mu\text{m}$ 를 얻을 수 있었고, 600 Hz 까지 좋은 동특성을 가짐을 확인하였다. 또한, 제작한 테스트용 서보밸브 시스템에 이 메커니즘을 장착하여 밸브의 동적 대역폭 300 Hz 를 실험적으로 얻었다.

### 후 기

본 연구는 국방과학연구소 및 서울대 자동제어특화연구센터의 연구비 지원에 의한 연구결과입니다.

### 참고문헌

1. Lin, S. J., Akers, A., "A Dynamic Model of the Flapper-Nozzle Component of an Electrohydraulic Servovalve," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 111, 1989.
2. Martin, D. J., Burrows, C. R., "The Dynamic Characteristics of an Electro Hydraulic Servovalve," *Journal of Dynamic systems, Measurement, and Control*, 1976.
3. Ham, Y. B., Yun, S. N., Lee, G. H., Kim, S. D., "A Study on Null Characteristics of 4-way Spool Valve," *J. of the KSPE*, Vol. 12, No. 8, pp. 165-171, 2000.
4. Lee, J. C., "An Analytical Investigation of the Characteristics of Four-Nozzle Flapper Valve," *KSPE Spring Annual Meeting*, pp. 161-166, 2001.
5. Urai, T., Sugiyama, T., "Development of a direct drive servo valve using a giant magnetostrictive material," *Fluid Power*, 1993.
6. Ohuchi, H., Nakano, K., Uchino, K., Endou, H., Fukumoto, H., *Proc. Fluid Control & Measurement*, pp. 415, 1985.
7. Yokota, S., Hiramoto, K., Akutsu, K., "An ultra fast-acting electro-hydraulic digital valve and high-speed

electro-hydraulic servo valves using multilayered PZT elements," *Fluid Power*, 1993.

8. Merritt, H. E., *HYDRAULIC CONTROL SYSTEMS*, New York: John Wiley & Sons, Inc., pp. 6-53, 94, 203, 1967.