

유체력을 이용한 직동식 비례 유량 조절 밸브에 관한 연구

배상기*, 현장환**, 이정오***

A Study on a Direct-Type Proportional Flow Control Valve Utilizing Flowforces

S.G. Bae*, J.H. Hyun**, C.O. Lee***

ABSTRACT

A one-stage direction and flow control valve was studied theoretically and experimentally. A direction and flow control valve maintains a constant flow rate by changing the spool-orifice area under the variation of valve pressure drop, since the spool-orifice area is varied by the action of flowforces on the spool. A direction and flow control valve has the advantage of simple and low-cost structure compared to a conventional flow control valve utilizing a pressure regulating spool which regulates the pressure drop caused by flow through the metering orifice. The static and dynamic characteristics of a one-stage direction and flow control valve was analyzed. Experimental results on the flow control characteristics of the manufactured valve show satisfactory agreement with simulation results.

Key Words : Tapered Spool(경사진 스푼), Flowforce(유체력), Direction and Flow Control Valve(방향 및 유량 조절 밸브)

기호 설명

A : 개구 면적	F_f : 정상상태 유체력
A_1 : 노치(notch) 2개의 개구면적	F_k : 스프링 힘
A_2 : 경사면(tapered spool)의 개구면적	F_M : 시간지연을 고려한 슬레노이드힘
B : 점성 감쇄 계수	F_m : 정상상태의 슬레노이드힘
C_d : 유량 계수(discharge coefficient)	K : 스프링 계수
C_v : 속도 계수(velocity coefficient)	m : 스푼의 질량
D : 스푼 직경	Q : 밸브를 통과하는 유량
	P_s : 공급압력

* 한국과학기술원 기계공학과 대학원
 ** 한국과학기술원 기계공학과 대학원
 *** 한국과학기술원 기계공학과

- P_L : 부하압력
- t : 시간
- w_1 : A_1 의 면적 구배
- w_2 : A_2 의 면적 구배
- x : 스톱의 위치
- x_i : 스프링의 초기 압축길이
- x_{d1} : A_1 이 시작되는 위치
- x_{d2} : A_2 가 시작되는 위치
- α : 경사면의 경사각
- θ : 분사각
- τ : 솔레노이드의 시정수

1. 서론

유압용 밸브를 제어대상으로 구분했을 때 압력 조절 밸브, 방향 조절 밸브, 그리고 유량 조절 밸브로 구분할 수가 있다.⁽¹⁾ 유량 조절 밸브는 부하 압력이나 공급압력의 변동에도 불구하고 유량을 일정하게 공급함으로써 구동기의 속도를 조절하는 기능을 한다. 유량 조절 밸브는 현재까지 많은 연구가 되어 왔고 유압 시스템에 널리 사용되고 있다.^{(1)~(6)} 기존 유량 조절 밸브는 오리피스 역할을 하는 밸브와 오리피스 양단의 압력차를 일정하게 유지시켜 주는 압력 제어 스톱이 결합된 두부분으로 구성되어 있다.

최근에 기존 밸브의 작동원리와 달리 유체력(Floforce)을 이용하여 유량 조절이 이루어지는 밸브가 소개된 바 있다.⁽⁷⁾ 유체력을 이용하는 밸브의 특징은 하나의 스톱으로 이루어지는 단일 밸브로 구성되므로, 기존 밸브에 비해 구조가 간단하고, 제작이 쉬운 장점을 가지고 있다. 또한 솔레노이드에 인가되는 전류에 대해서 비례적인 유량 특성을 나타낼 수 있기 때문에 구동기의 속도를 용이하게 제어할 수 있다.

그러나, 현재까지 유체력을 이용한 유량 조절 밸브의 특성에 관한 연구가 발표된 바가 없었다. 유체력에 대한 연구로서는 유체력에 의한 밸브의 불안정성 문제 및 직동식 밸브 적용의 한계 때문에 스톱 또는 포트 형상을 적절히 설계하여 유체력을 보상하려는 연구가 보고 되었다.^{(8)~(11)}

이 논문에서는 유체력을 이용한 직동식 유량 조절 밸브를 설계하기 위해 이론적인 해석을 하였다. 해석을 바탕으로 밸브를 설계, 제작하였고, 성능실험을 수행하여 이론적인 해석결과와 비교하였다.

2. 작동 원리

Fig.1에서 F_M 은 밸브에 주어지는 솔레노이드에 의한 힘이고, 유량과 유체력은 다음 식으로 나타내어진다.

$$Q = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_L)}{\rho}} \quad (1)$$

$$F_f = 2 \cdot C_d \cdot C_v \cdot A \cdot (P_s - P_L) \cdot \cos\theta \quad (2)$$

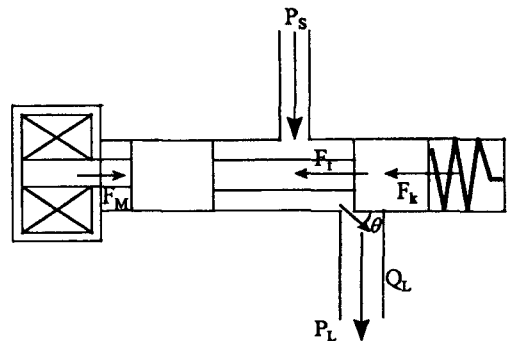


Fig. 1 A flow control valve utilizing flowforces

일정한 공급압력(P_s)하에서 부하압력(P_L)이 커지게 되면, 밸브양단의 압력차가 작아지고, 유량이 감소한다. 그러나, 압력차의 감소에 따라 스톱에 작용하는 유체력(F_f)이 감소하게 되므로 스톱은 더 열리게 되고, 따라서 개구면적(A)이 커지므로 유량(Q)이 일정하게 유지되려는 경향을 나타낸다. 압력차가 커질 경우에는 유체력이 증가하기 때문에 스톱은 더 닫히게 된다. 따라서 개구면적이 작아지게 되어 유량은 일정하게 유지되는 것이다.

3. 직동식 밸브 모델링

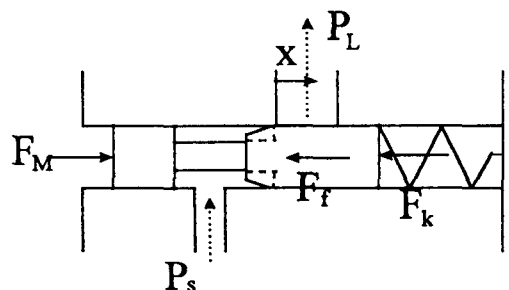


Fig. 2 A direct-acting valve modeling

Fig. 2의 밸브 스톱 운동방정식은 다음과 같다.

$$m \cdot \ddot{x} + B \cdot \dot{x} + K \cdot (x + x_i) = F_M - F_f \quad (3)$$

밸브 유량방정식을 적용하면 다음과 같다.

$$Q = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_S - P_L)}{\rho}} \quad (4)$$

슬레노이드힘(F_m)은 다음과 같이 시간지연(τ)을 갖는 함수로 모델링하였다.

$$F_M = F_m \cdot (1 - e^{-(t/\tau)}) \quad (5)$$

Fig. 3에 보인 바와 같이 밸브 개구 면적을 노치와 경사면으로 구분하여 모델링을 하였다.

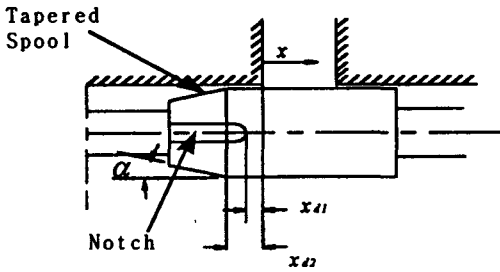


Fig. 3 Notch and tapered spool

노치 및 경사면의 면적은 각각 다음과 같다.

$$A_1 = w_1 \cdot (x - x_{d1}) : \text{노치(notch) 2개의 개구면적} \quad (6)$$

$$A_2 = w_2 \cdot (x - x_{d2}) : \text{경사면(tapered spool)의 개구면적} \quad (7)$$

노치는 2개가 대칭으로 위치해있다. 따라서 전체개구면적 A 는

$$A = A_1 + A_2 \quad (8)$$

유체력(F_p)은 노치와 경사면 각각의 경우에 대해 구하고 이를 합하였다. 이 때, 경사면에서의 분사각은 경사면의 각 α 와 같다고 가정하였다.⁽¹²⁾ 노치에서의 분사각 θ 는 일반적으로 적용되는 69°로 하였다.

$$F_f = 2 \cdot C_d \cdot C_v \cdot A_1 \cdot (P_S - P_L) \cdot \cos\theta + 2 \cdot C_d \cdot C_v \cdot A_2 \cdot (P_S - P_L) \cdot \cos\alpha \quad (9)$$

4. 노치 및 경사면을 통한 유량

Fig. 4 (a)는 노치만 있을 경우 밸브양단의 압력차를 변화시키면서 얻은 정상상태에서의 시뮬레이션 결과이다. 압력차가 큰 경우에는 유량 조절이 잘 이루어지나 압력차가 작은 경우에는 유량 조절이 이루어지지 않음을 알 수 있다.

Fig 4 (b)는 Fig 4 (a)의 결과를 보이는 노치에 경사면을 첨가하고, 밸브양단의 압력차를 변화시켰을 때 정상상태에서의 시뮬레이션 결과이다. Fig 4(b)는 Fig 4 (a)의 경우에 비해 유량 조절이 잘 이루어짐을 알 수 있다. Fig 4 (b)에서 노치와 경사면이 함께 있는 경우에는 노치만 있는 경우인 Fig 4 (a)와 유량이 다르게 나타난다. Fig 4 (b)에서 노치를 통과하는 유량과 경사면을 통과하는 유량은 압력차의 변화에 대해 상반된 거동을 보임을 알 수 있다.

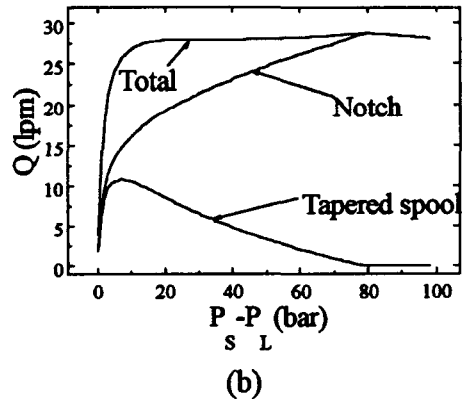
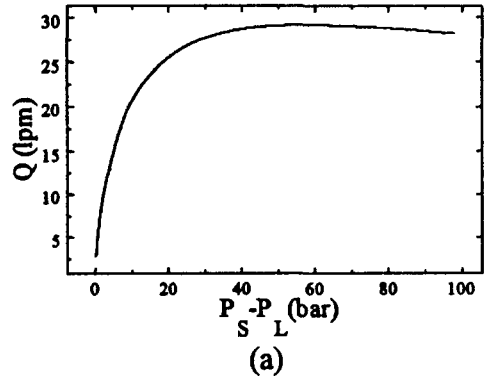
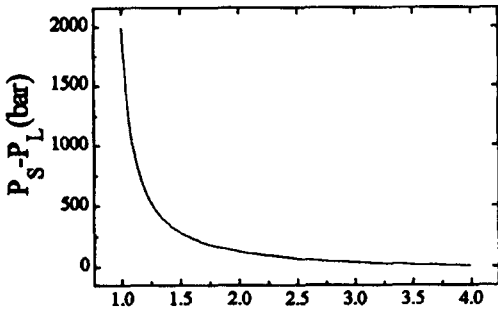


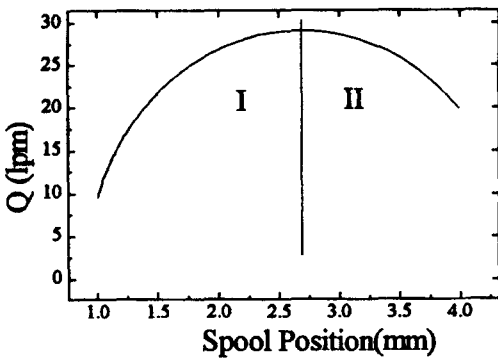
Fig. 4 Simulation results (a)The flow rate vs valve pressure drop for a notch only. (b)The flow rates vs valve pressure drop when both a notch and a tapered spool are present.

이러한 상반된 거동은 다음과 같이 설명될 수 있다. Fig. 5는 노치만 있는 경우 스톱의 위치에 대한 압력차와 유량을 나타낸 것이다.

스톱이 많이 열릴 경우는 유로저항이 작기 때문에 압력차가 작고, 스톱이 적게 열릴 경우는 유로저항이 크기 때문에 압력차가 커지게 되는 것을 Fig. 5 (a)에서 볼 수 있다. Fig. 5 (b) 영역 I에서 압력차가 커도 유량이 크지 않고 오히려 작아짐을 알 수 있다. 그 이유는 Fig. 5 (a)에서 보듯이 압력차가 클 경우에는 스톱의 위치가 작고, 따라서 개구 면적이 매우 작아져서 유량은 감소하게 되는 것이다. 반대로 영역 II에서는 스톱의 위치가 증가함에 따라 개구면적은 커지나 압력차가 작기 때문에 유량이 작아지는 영역이다. Fig. 5 (b)에서 영역 I은 유량이 압력보다는 개구면적에 의해서 결정되는 영역이고, 영역 II는 유량이 개구면적보다는 압력에 의해서 결정되는 영역이라고 볼 수 있다.



(a)



(b)

Fig. 5 Simulation results of flow control valve considering a notch only. (a) Valve pressure drop vs spool position (b) Flow rate vs spool position

Fig. 4와 Fig. 5로부터 경사면을 통과하는 유량은 영역 I의 특성을 나타내고, 노치를 통과하는 유량은 영역 II의 특성을 나타내므로, 두 영역의 특성이 동시에 나타나면서 유량조절이 되는 것이다. Fig. 6은 경사면의 경사각을 여러가지로 변화시켰을 때를 시뮬레이션한 그래프이다. 경사각의 변화에 따라 압력차가 큰 경우보다 작은 경우의 유량이 많이 영향을 받는다. 적절한 경사각을 줌으로써 유량조절기능을 향상시킬 수 있음을 알 수 있다.

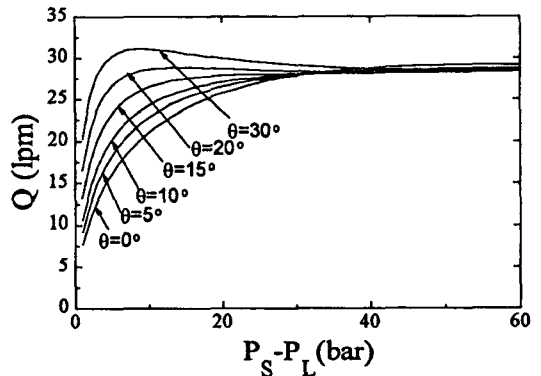


Fig. 6 The effect of α on the flow rate

5. 동특성 해석

운동방정식 (3)과 유량 방정식 (4)와 유체력에 관한 식 (9)를 작동점을 기준으로 선형화 한다.

$$m \cdot \ddot{\delta x} + B \cdot \dot{\delta x} + K \cdot \delta x = \delta F_M - \delta F_f \quad (10)$$

$$\delta Q = K_{Qx} \cdot \delta x - K_{QP} \cdot \delta P \quad (11)$$

$$\delta F_f = K_{Fx} \cdot \delta x - K_{FP} \cdot \delta P \quad (12)$$

여기서

$$K_{Qx} = C_d \cdot (w_1 \cdot \cos \alpha + w_2 \cdot \cos \theta) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_o}{\rho}}$$

$$K_{Fx} = 2 \cdot C_d \cdot C_v \cdot (w_1 \cdot \cos \alpha + w_2 \cdot \cos \theta) \cdot P_o$$

$$K_{QP} = C_d \cdot (w_1 \cdot \cos \alpha + w_2 \cdot \cos \theta) \cdot x_o \cdot \sqrt{\frac{I}{2 \cdot \rho \cdot P_o}}$$

$$K_{FP} = 2 \cdot C_d \cdot C_v \cdot (w_1 \cdot \cos \alpha + w_2 \cdot \cos \theta) \cdot x_o$$

하첨자 o는 작동점을 나타낸다.

K_{QP} 와 K_{FP} 의 값은 K_{Qx} 와 K_{Fx} 값에 비해서 매우 작으므로 양단의 압력차가 일정하다는 가정을 하면, K_{QP} 와 K_{FP} 를 무시할 수 있다.⁽¹²⁾ 그리고 과도상태 유체력은 속도에

의존하는 다른 항에 비해 작기 때문에 무시한다.⁽¹³⁾

따라서 식(10)과 (12)를 결합하여 선형화된 운동방정식을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$m \cdot \delta \ddot{x} + B \cdot \delta \dot{x} + K \cdot \delta x = \delta F_M - \delta F_x \cdot \delta x \quad (13)$$

유량방정식 (11)은 다음과 같이 선형화된 식으로 나타낼 수 있다.

$$\delta Q = K_{Qx} \cdot \delta x \quad (14)$$

위의 식을 Laplace변환하면

$$m \cdot s^2 \cdot \delta x(s) + B \cdot s \cdot \delta x(s) + (K + K_{Fx}) \cdot \delta x(s) = F_M(s) \quad (15)$$

$$Q(s) = K_{Qx} \cdot \delta x(s) \quad (16)$$

그리고 슬레노이드 방정식(5)는

$$F_M(s) = \frac{F_m(s)}{(\tau \cdot s + 1)} \quad (17)$$

Fig. 7에 블록 선도를 나타내었고, 식(18)은 전달함수이다.

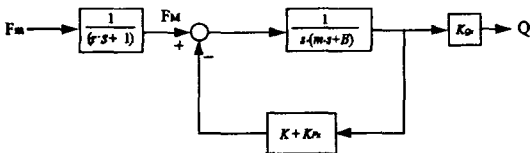


Fig. 7 Block diagram

$$\frac{Q(s)}{F_M(s)} = \frac{K_{Qx}}{(\tau \cdot s + 1) \cdot (m \cdot s^2 + B \cdot s + (K + K_{Fx}))} \quad (18)$$

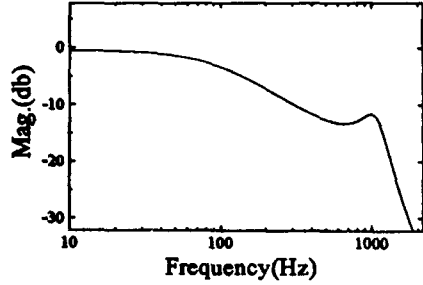
Fig. 8의 주파수 응답에서 보는 바와 같이 이 밸브의 Band Width는 이론상 50~60Hz임을 알 수 있다.

이 밸브의 파라미터와 설계치는 다음과 같다.

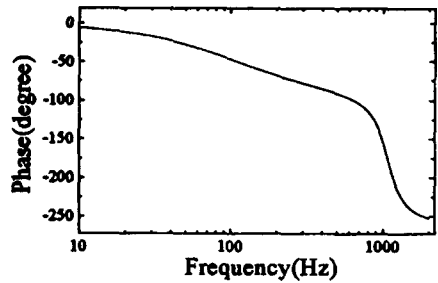
밸브의 안정성을 해석하기 위해서 밸브양단의 압력차를 변화시키므로써 작동점의 변화를 주고 페루프의 근궤적을 구해 보았다. Fig 9에서 보는 바와 같이 근궤적이 모두 s-평면상의 좌측 평면에 있으므로 절대 안정성 기준에서 안정함을 알 수 있다.

6. 실험

Table 1에서 제시한 치수를 갖는 밸브를 설계, 제작하



(a) Magnitude



(b) Phase Angle

Fig. 8 The bode plot of equation (18)

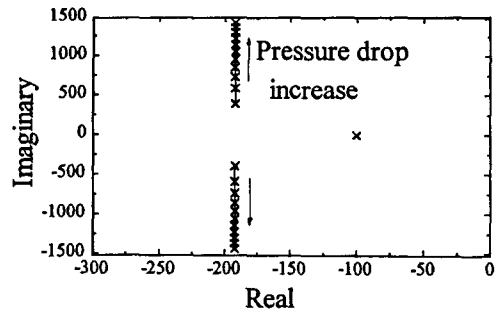


Fig. 9 The root locus of equation (18)

Table 1. Valve parameters and design values

$B(N \cdot sec / m)$	250
C_d	0.6
$D(m)$	0.01
$K(N / m)$	9500
$m(Kg)$	0.022
$x_a(m)$	0.0009
$x_b(m)$	0.0024
$x_i(m)$	0.001
$w_1(m)$	0.004
$\alpha(^{\circ})$	15
$\tau(sec)$	0.01

였으며, Fig.10은 개략도이다. 실험에 있어서 유체력에 의한 유량 조절 기능을 규명하기 위해 구조가 비교적 간단한 2way 밸브를 설계, 제작하였다.⁽¹⁴⁾

위치검출이 가능한 LVDT가 부착된 솔레노이드를 사용하여 스톱의 위치를 검출하였고, 유량계와 압력계를 사용하여 유량과 압력을 측정하였다. 제작한 밸브는 히스테리시스가 양호한 특성을 보여주었다.⁽¹⁵⁾

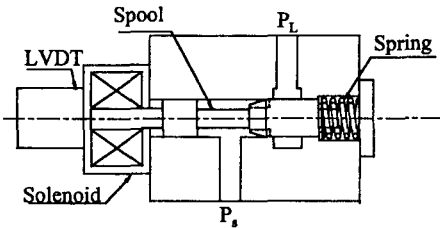
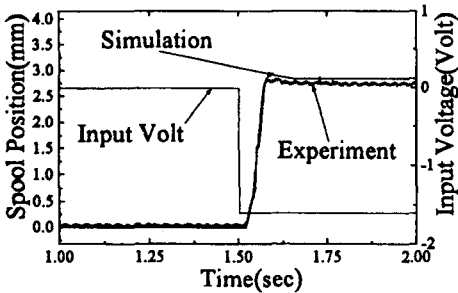
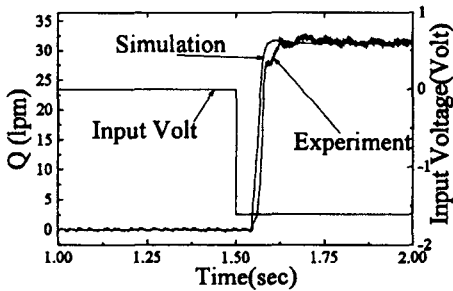


Fig. 10 Schematic diagram of the manufactured valve

Fig.11은 밸브 입력 전압을 0volt에서 -1.6volt로 계단입력을 주었을 경우에 시간에 따라 스톱의 위치와 유량을 나타낸 결과이다. 그림에서 보이는 시뮬레이션은 (3)~(9)식을 이용하여 얻은 것으로서 실험과 잘 일치함을 알 수 있다.



(a) Spool position



(b) Flow rate

Fig. 11 Valve step response

Fig.12와 Fig.13은 솔레노이드에 인가되는 전압을 일정하게 유지하고, 밸브양단 압력차의 변화를 주면서 유량과 스톱의 위치를 측정 한 결과이다. 이 때 공급압력을 변화시킴으로써 밸브양단의 압력차를 변화시켰다.

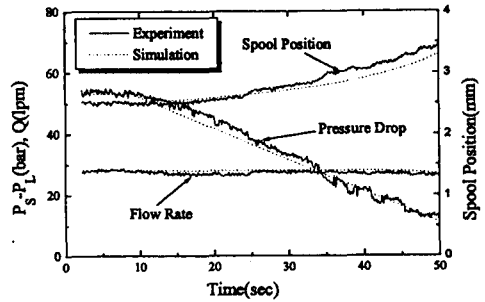


Fig. 12 Comparison of test results of the manufactured valve with simulation results.

Fig.12는 밸브양단의 압력차가 서서히 변하는 경우에 스톱의 움직임과 유량의 변화를 나타낸다. 압력차가 작아짐에 따라 유체력이 작아지기 때문에 스톱이 더 멀리게 되는 경향을 볼 수 있다. 따라서 압력차가 작아지나 개구면적이 커지기 때문에, 압력차가 50bar에서 약 12bar 정도까지 변함에도 불구하고 유량이 거의 일정하게 유지되고 있음을 볼 수 있다. 실험과 시뮬레이션이 비교적 잘 일치한다.

Fig.13은 밸브양단의 압력차가 급격히 변하는 경우에 스톱의 움직임과 유량의 변화를 나타낸다.

압력차가 작을 경우는 유체력이 작기 때문에 스톱은 많이 멀리게 되고, 압력차가 클 경우에는 스톱이 작게 멀리게 되어, 유량이 일정하게 유지되는 경향을 보인다. 압력차가 최소인 10bar 부근에서 유량이 감소하는 경향을 나타내는 것은 Fig. 4 (b)에서 보는 것과 같이 유량 조절이 이루어질 수 있는 압력차의 범위를 벗어나기 때문이다.

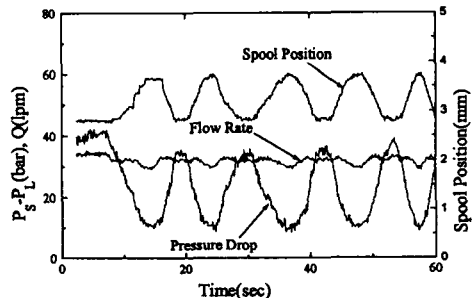
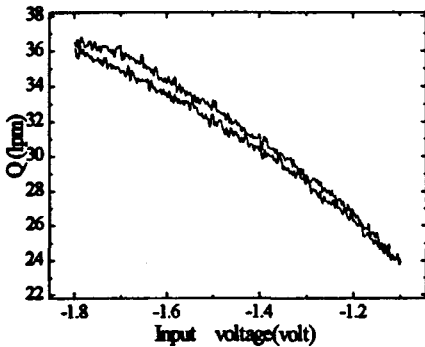


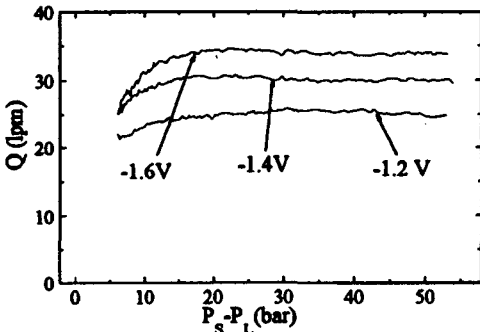
Fig. 13 Test results of the manufactured valve

제작한 밸브가 급격히 변하는 압력차 변화에서도 유량 조절 기능을 적절히 수행함을 알 수 있다.

밸브의 비례특성을 실험하기 위해 밸브에 인가되는 전압을 서서히 변화시켜가면서 유량의 변화를 알아보았다. 그 결과가 Fig.14 (a)이다.



(a)



(b)

Fig.14 Proportional characteristics of the manufactured valve (a)Hysteresis (b)Flowrate vs valve pressure drop for each input vorage

Fig.14 (a)에서 입력전압에 비례하는 유량을 얻을 수 있음을 알 수 있다. (a)에서 밸브의 히스테리시스는 최대가 약2lpm정도로서 양호함을 알 수 있다. Fig.14 (b)는 입력전압을 일정하게 하고 밸브양단의 압력차를 변화시켰을 때 유량을 나타낸 그림이다. 각각의 입력전압에 대해서 압력차의 변화가 있어도 유량이 일정하게 유지되는 것을 알 수 있다. 그러나 압력차가 10bar이내인 경우에는 유량조절기능을 적절히 수행하지 못하며, 이는 유체력이 작아지기 때문이다.

7. 결 론

- (1) 유체력을 이용한 유량 조절 밸브에서 밸브 양단의 압력차가 작을 때 유량 조절이 어렵기 때문에, 이를 보완하기 위해 경사면을 추가함으로써 경사면을 통과하는 유량과 노치면을 통과하는 유량이 합쳐져서 일정한 유량을 유지하는 경향을 얻을 수 있다.
- (2) 정특성과 동특성에 관한 시뮬레이션 결과를 이용하여 스톱에 노치와 경사면이 있는 2way 유량조절밸브를 설계, 제작하고 밸브양단의 압력차를 서서히 변화시키는 경우와 급격하게 변화시키는 실험에서 모두 만족할 만한 유량조절기능을 나타내었다.
- (3) 제작된 밸브는 입력전압에 비례하여 유량을 조절할 수 있었으며, 각각의 입력전압에서 밸브양단의 압력차를 변화시킬 때도 유량조절기능을 적절히 수행하였다. 그러나 유체력을 이용한 유량 조절 밸브에서 밸브 양단의 압력차가 매우 작아지면 유량 조절 기능을 적절히 수행하지 못한다.

참 고 문 헌

1. M. J. Pinches and J. G. Ashby, "Power hydraulics", Prentice Hall International (UK), pp51~93, 1989.
2. H. E. Merritt, "Hydraulic control systems", John Wiley & Sons, Inc., 1967.
3. H. R. Martin and D. McCloy, "The control of fluid power", John Wiley & Sons(N.Y), Inc., pp 81~98, 1973.
4. T. Takenaka, and E. Ultra, "Static and dynamic characteristics of oil hydraulic control valves", Fluid Power International Conf., 1968.
5. C. S. Song, "Study of an electro-hydraulic proportional compound valve.", Ph. D. thesis, Dept. of Mechanical Engineering, KAIST, 1980.
6. J. F. Blackburn, G. Reethof, and J. L. Shearer, "Fluid power control". The M.I.T. Press, New York, pp304~313, 1960.
7. 이정오 외 3인, "차기 전차 유압 장치의 제어 알고리즘 개발 및 시뮬레이션 프로그램 개발에 관한 연

- 구”, (주)현대정공, pp17~35, 3. 1996.
8. K. Nakano, H. Watanabe, and M. Y. Guo, “Experimental study for the compensation of axial flow force in a spool valve”, *The Journal of Fluid Control*, Vol.21, pp7~26, 1992.
 9. R. N. Clark, “Compensation of steady state flow forces in spool type hydraulic valves”, *Trans. of ASME*, vol 79, Nov. 1957, pp1784~1788.
 10. S. Y. Lee and J. F. Blackburn, “Contribution to hydraulic control 2. transient flow forces and valve instability”, *Trans. of ASME*, Vol. 74, pp.1013~1016, 1952.
 11. S. Y. Lee and J. F. Blackburn, “Contribution to hydraulic control 1. Steady state axial forces of control valve”, *Trans. of ASME*, Vol. 74, Aug. pp.1005~1011, 1952.
 12. D. K. Kweon, “Flow and pressure control performance of a hydraulic proportional compound valve”, M. S. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, KAIST, 1977.
 13. D. Wang, R. Dolid, M. Donath, and J. Albright, “Development and verification of a two-stage flow control servo valve model”, *Trans. of ASME, Fluid Power Systems and Technology*, Vol. 2, pp121~129, 1995.
 14. 이동음, “능동식 현가시스템용 전자비례 유압감압 밸브의 해석 및 설계에 관한 연구”, Ph. D. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, KAIST, 1997.
 15. 배상기, “유체력을 이용한 유량조절밸브의 해석과 설계”, M. S. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, KAIST, 1997.