

<論 文>

磁石을 利用한 油壓直動型 릴리이프
밸브에 關한 研究

曹 圭 植 · 李 正 五*

Study on a Magnet-Coupled Hydraulic Direct Relief Valve

Kyu-Sik Cho and Chung-Oh Lee*

(接受 1976. 8. 3)

Abstract

Major Problems in the design and use of relief valve are (a) chattering because of instability, (b) excessive pressure differential which makes the valves crack far below maximum pressure diminishing useful flow in the system.

In this study, A magnet-coupled relief valve is investigated theoretically and experimentally in order to improve the performance of a conventional direct type reliefvalve. A theory is developed to predict the performance, response, and stability of the magnet-coupled valve taking into account the delivery line response.

In the experiment, a typical magnet-coupled relief valve is designed on the basis of the analytical results; the discharge rates are measured varying the supply pressure, and both the pressure-time curves and valve displacement-time curves are recorded providing the supply pressures greater than the setting pressure.

The measured override characteristic curves are then compared with those of conventional pilot type and direct type relief valves. It is shown that the excessive pressure differential of a magnet-coupled relief valve becomes less than that of a conventional direct type valve. It is also shown that the most important characteristic of a magnet-coupled relief valve is to eliminate valve chattering due to instability regardless of the magnitude of setting pressures and discharge rates, which suggests wide applications of the idea of the use of a magnet in the design of hydraulic valves.

Nomenclature

A_1, A_2, A_3 : Area of orifice 1, 2 and 3.

a : Cross-sectional area of sensing line.

B : Bulk modulus of fluid.

c : Sonic velocity in fluid.

C_{d1}, C_{d2}, C_{d3} : Flow coefficients of orifice 1, 2 and 3.

D_e : Effective Diameter of valve opening.

D_0 : Diameter of valve port.

F : Force acting on valve.

F_M : Magnet force.

F_M' : Magnet force at $x=0$.

$G \cdot H$: Transfer function.

K_s : Spring constant.

* 正會員 韓國科學院

本 論文에 대한 討論은 1977年 11月 15日까지
本 學會 事務室로 送付하여 주십시오.

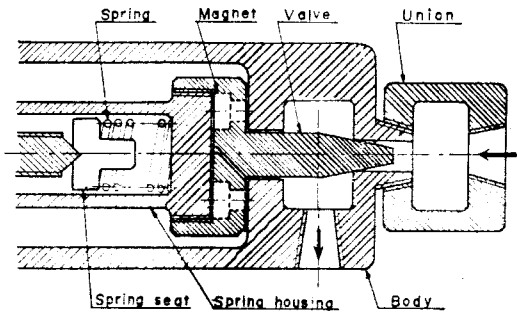


Fig. 1. Configuration of a Magnet-spring Type Relief valve.

1. 序 論

압력조절 밸브에 있어서 문제가 되는것은 불안정성으로 인한 Chattering 현상, 갑자기 변화하는 유량에 따라 밸브가 빨리 작동하여야 하는 Response 문제, Cracking 압력이 설정압력 보다 작고, 또한 resetting 할때 deadband가 커서 利用할 수 있는 多量의 기름이 損失되기 때문에 override 特性曲線의 改善問題等이다.^{1,2)} 이 연구는 직동형 압력조절 밸브에 永久磁石을 이용함으로써 위에 열거한 문제점들을 개선 할 수 있음을 이론 및 실험적으로 說明하였다.

2. 理 論

그림 1은 자석직동형 릴리프 밸브의 스케치로서, 스프링 housing 끝에 磁石이 삽입된 것을 除外하고는 종래의 직동형 릴리프 밸브와 구조가 같다.^{3,4)}

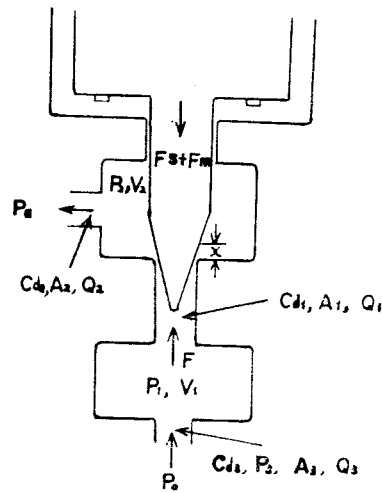


Fig. 2. Model for Theoretical Analysis.

2-1. 기본방정식

그림 1의 자석직동형 릴리프 밸브에 대해서 그림 2에 보인 이론 모형을 도입하여 그 靜特性和 動特성을 說明하고자 한다. 이론 전개에서 기름 탱크 압력은 공급압력에 비해서 훨씬 작고, 粘性和 流動으로 인한 減衰효과 및 chamber의 체적 변화와 기름의 압축성을 무시한다.^{5,6,7,8)}

출구 및 입구의 유량은 각각 다음과 같다.

$$Q_2 = C_{d2} A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_a)}, \dots\dots\dots (1)$$

$$Q_3 = C_{d3} A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_3 - P_1)}. \dots\dots\dots (2)$$

밸브가 變位 x만큼 열리므로서 흐르는 유량은 면적 변화도(area gradient)를 W라고 하면

- K_s : Equivalent spring constant.
- l : length of sensing line.
- M : Mass of moving part.
- P_0 : Constant supply pressure.
- P_a : Atmospheric pressure.
- P_1, P_2, P_3 : Pressure of orifice 1, 2 and 3.
- Q_1, Q_2, Q_3 : Flow rate of orifice 1, 2 and 3.
- r_1, r_2 : Change in chamber volume 1 and 2 per unit change in valve position.
- R_c : Reynolds number.
- S : Laplace transform variable.
- t : Time

- V_1, V_2 : Volume of chamber 1 and 2.
- x : Valve position measured from valve seat.
- x_0 : Initial compression of spring.
- W : Area gradient
- 2α : Angle of valve.
- ρ : Density of fluid
- μ : Viscosity of fluid.
- ω : Frequency
- ω_s : Nature frequency of sensing line.
- ω_m : Valve natural frequency ($=\sqrt{\frac{K_s}{M}}$)

$$Q_1 = C_{d1} W x \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \dots\dots\dots (3)$$

그리고 출구 및 입구 chamber 에서의 연속조건은

$$\frac{\partial P_1}{\partial t} = \frac{B}{V_2} (Q_3 - Q_1 - r_1 \frac{\partial x}{\partial t}) \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{\partial P_2}{\partial t} = \frac{B}{V_1} (Q_1 - Q_2 - r_2 \frac{\partial x}{\partial t}), \dots\dots\dots (5)$$

動作部分(Moving part)의 운동방정식은 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$F = M \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + K_D \frac{\partial x}{\partial t} + K_S (x_0 + x) + F_M + Mg \quad (6)$$

chamber 入口의 압력 (P_3)과 유량(Q_3) 변화량의 관계는 파이프 길이를 l , 단면적을 a , 그리고 음속을 c 라 하면 다음과 같이 주어질 수 있다.⁹⁾

$$\frac{\partial P_3(s)}{\partial Q(s)} = -\frac{\rho c}{a} \tanh \frac{l}{c} s \quad (7)$$

여기서 s 는 Laplace 변환변수 이다.

2-2. 靜特性

포펫트의 유량계수 (C_{d1}) 및 面積 變化度(W)는 아래와 같이 주어진다.^{10, 11)}

$$C_{d1} = K_1 \left(\frac{Q}{\pi D_c v} \right)^{1/2} \quad (8)$$

$$W = \pi \sin \alpha (D_0 - \frac{x}{2} \sin 2\alpha) \quad (9)$$

이들 표현을 방정식 (3)에 대입하고 정리하면 아래와 같다.

$$Q_1 = 2\pi K_1^2 \frac{(D_0 - \frac{x}{2} \sin 2\alpha)}{\rho v} x^2 (P_1 - P_2) \quad (10)$$

動作部(Moving part)에 對해서 運動量 理論을 適用하여 作用力 F 를 求하면 다음과 같다.¹²⁾

$$F = \frac{\pi}{4} D_0^2 (P_1 - P_2) + \rho \left(\frac{4}{\pi D_0^2} - \frac{C_0 t \alpha}{\pi x (D_0 - \frac{x}{2} \sin 2\alpha)} \right) \times \left(2\pi K_1^2 \times \frac{(D_0 - \frac{x}{2} \sin 2\alpha)}{\rho v} \sin^2 \alpha x^2 (P_1 - P_2) \right)^2 \quad (11)$$

이 式의 첫項은 壓力差에 의한 힘, 둘째 項은 유동으로 因하여 發生되는 힘이다. 설계 되는 포펫트에 對해서 둘째 項의 힘은 다음과 같이 近似的으로 표시된다.

$$F_{flow\ force} \approx -0.43 W x (P_1 - P_2) \quad (12)$$

영구자석에 對한 吸着力은 거리 x 의 제곱에 逆比例하고 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$F_M = \frac{F_M'}{(1 + N x)^2} \quad (13)$$

여기서 N 은 자석 재료에 따라 결정되는 상수이고 본

연구에서 사용한 것은 Alnico 주조 자석으로 $N \approx 140$ 이고 단거리힘(short range force, $x=1\text{mm}$ 일때 $F_M \approx 0$) 이므로 위의 식은 다음과 같이 선형화 될 수 있다¹⁴⁾

$$F_M \approx F_M' (1 - \frac{x}{10}) \quad (14)$$

단 이식에서 x 는 cm 단위로 표시한 거리이다.

위의 식^{11, 13)}을 운동 방정식(6)에 대입하고 그 결과식을 방정식(11)과 같게 놓은 다음 $P_1 - P_2 \approx P_1$ 을 고려하여 정리하면 다음 式을 얻는다.

$$A P_1^2 - B P_1 + C = 0 \quad (15)$$

여기서,

$$A = K_3 (D_0 - \frac{x}{2} \sin 2\alpha) \left[(D_0 - \frac{x}{2} \sin 2\alpha) - \frac{4}{D_0^2} x^2 \right] x^3$$

$$B = \frac{\pi}{4} D_0^2$$

$$C = K_s (x_0 + x) + \frac{F_M'}{(1 + 140x)^2} + Mg$$

$$K_3 = \frac{(2\pi K_1^2 \sin^2 \alpha)^2}{\rho v^2 \pi}$$

방정식(14)의 계수 A 는 B 와 C 에 비해서 매우 작으므로 P_1 은 다음과 같이 Taylor 급수로 전개 될 수 있다.

$$P_1(x) \approx \frac{C(x)}{B} + \frac{A(x)}{B} \left[\frac{C(x)}{B} \right]^2 + 2 \left[\frac{A(x)}{B} \right]^2 \left[\frac{C(x)}{B} \right]^3 + \dots \quad (16)$$

이 式에서 변위 x 가 주어지면 공급압력 P_1 을 구할 수 있고, x 와 P_1 의 값을 다시 式(10)에 대입하면 유량 Q_1 이 구해진다. 그림 3은 계산한 결과를 圖示한 압력-유량곡선(override 특성곡선)이다.

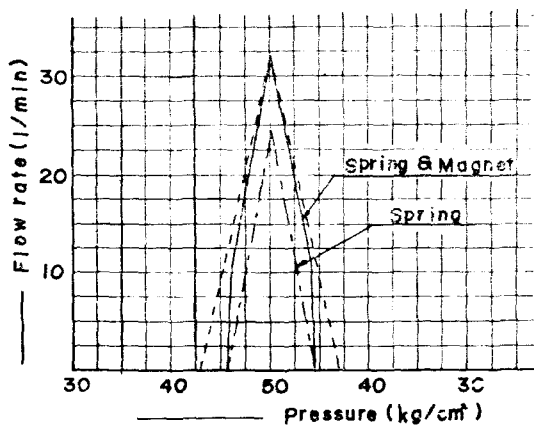


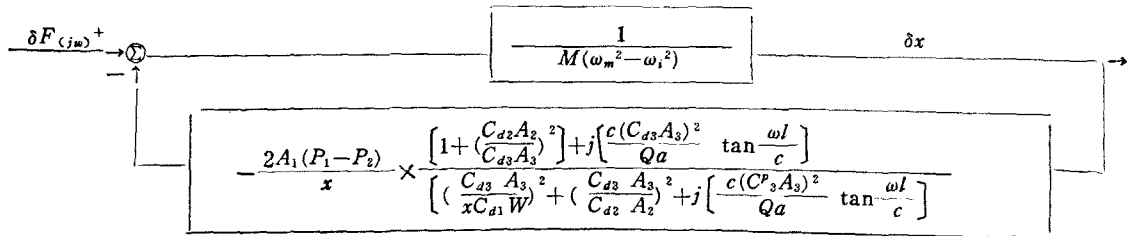
Fig. 3. Override characteristic curve
 - - - - -; Direct type relief valve
 —; Magnet-Coupled direct type

그림에서 실선은 자석직동형이고 접쇄선은 직동형, 그리고 접선은 자석직동형과 같은 용량을 갖는 직동형의 경우이다. 그림에서 볼 수 있는 바와같이 접쇄선으로 표시한 스프링만 사용하는 직동형보다 실선으로 나타낸 자석과 스프링을 함께 사용한 자석-직동형이 같은 압력에서 용량이 커진다. 같은 압력에서 용량을 같게 하려면 스프링 상수를 작게 하여 같은 변위 x 만큼 열리도록 하여야 하므로 cracking 압력은 먼저 보다 낮게 되고 접선으로 된 override 특성곡선이 된다. 그러므로 磁石을 이용하면 override 특성곡선을 개선 할 수 있다. 이 계산에서 사용한 상수들의 값은 다음과 같다. 15, 16)

$K_s=0.0388,$ $D_0=0.8\text{cm},$ $\alpha=15^\circ$
 $r=0.88,$ $\nu=0.7\text{cm}^2/\text{sec},$ $N=140$
 $K_s=2270\text{g/mm},$ $F_M'=800\text{g},$ $Mg=500\text{g}$

2-3. 動特性

기본 방정식 (1), (2), (3), (4), (5), (6), (7)을 微小量 변화에 대하여 다시 쓰고 앞에서 세운 가정을 고려하여 이들 방정식을 연립하여 계산하므로써 험과 변위의 변화량에 관한 관계식을 유도 할 수 있다. 그 결과를 gain function $G(s)$ 와 feedback function $H(s)$ 를 구하여 block diagram 으로 나타내면 다음과 같다.



Nyquist 안정 조건은 주파수가 $\omega=0$ 에서 $\omega=\infty$ 까지 변화하는 사이에 $G(s)H(s)$ 의 Nyquist 선도가 임계점 $(-1, j0)$ 을 포위하지 않아야 된다. 따라서 위상이 -180° 일때 $|HG| < 1$ 을 만족하면 모든 구간에서 安定하다. 또 이 점에서는 $G(jw)$ 는 位相이 -180° 이므로 $H(jw)$ 는 0° 의 위상차를 가져야 한다. $H(jw)$ 의 위상차를 만족시키기 위해서는 $\tan \frac{\omega l}{c} \rightarrow \infty$ 가 되어야 하며 이것은 $\frac{\omega l}{c} = \frac{(2n-1)\pi}{2}$ 로 표현되고 따라서 다음식이 成立한다.

$$\omega_n = \frac{c\pi}{l} \left(\frac{2n-1}{2} \right) \quad (17)$$

여기서 $n=1, 2, 3, \dots, \infty$ 이고 $|HG|$ 의 최대값 즉 가장 불안정한 값은 ω_n 가 최소 일때이고 안정조건은 이때 $|HG|$ 값이 1보다 작아야 한다.

$$|GH| = \frac{2A_1(P_1-P_2)}{xM(\omega_n^2-\omega_m^2)} \begin{matrix} < 1: \text{安定} \\ > 1: \text{不安定} \end{matrix} \quad (18)$$

누설을 무시하고 방정식 (1), (2), (3)을 연립으로 풀면 P_1-P_2 를 공급압력 P_3 와 탱크압력 P_0 로 나타낼 수 있다. 그 결과를 식 (18)에 대입 하면 다음과 같다.

$$GH = \frac{2\pi \sin \alpha (D_0 - \frac{x}{2} \sin 2\alpha) (P_3 - P_0)}{x^2 M (\omega_n^2 - \omega_m^2) \left[\frac{1}{x^2} + \left(\frac{C_{d1} W}{C_{d2} A_2} \right)^2 + \left(\frac{C_{d1} W}{C_{d3} A_3} \right)^2 \right]} \quad (19)$$

식 (18)에 의하면 null position ($x=0$) 부근에서는 본질적으로 불안정 하다는 것을 보이고 있다. 따라서 安定化를 위한 최선의 방법은 밸브의 포맷트가 빠른 시간 내에 null position 을 벗어나게 하는 方法이다. 그림 (1)에서 보인 바와 같이 영구 자석을 挿入하는 경우에 자석의 인력은 비교적 短距離에서 작동하므로 포맷트의 null position 부근에서 자석이 negative 스프링의 역할을 하게 되며 결과적으로 포맷트를 null position 부근을 빨리 벗어나게 하는데 寄與한다.

open loop gain 을 나타내는 식 (19)의 변수중 α, D_0, A_2, A_3, W 및 유량계수 $(C_{d1,2,3})$ 는 밸브에 따라 결정되는 상수이고 안정성을 검토하기 위해서 고려 되어야 할 변수는 이미 설명한 x 와 $(\omega_n^2 - \omega_m^2)$ 이다. $(\omega_n^2 - \omega_m^2)$ 이외의 모든 변수들을 일정하게 놓을때, $\omega_m = \sqrt{\frac{K_e}{m}}$ 이고 $K_e = K_s - 10F_M' + 0.43W(P_1 - P_2)$ 이므로 스프링상수 K_s 를 줄이고 자력 F_M' 을 크게 하면 $|GH|$ 가 감소되며 결국 안정성이 커지는 것으로 생각될 수 있으나 $\omega_n \gg \omega_m$ 이므로 ω_m 의 변화는 안정성에 크게 영향을 주지 않는다.

3. 實驗 및 結果

제작한 자석직동형 릴리프밸브의 구조는 그림 1에

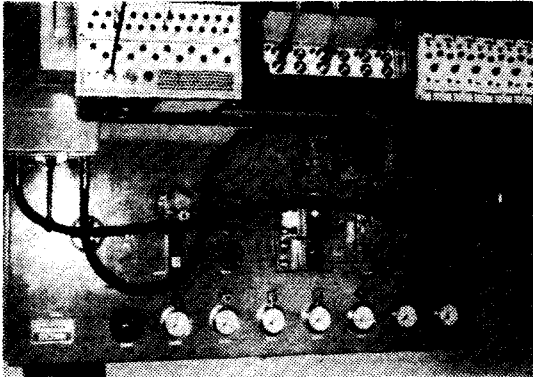


Fig. 4. Photograph showing Hydraulic Test Stand.

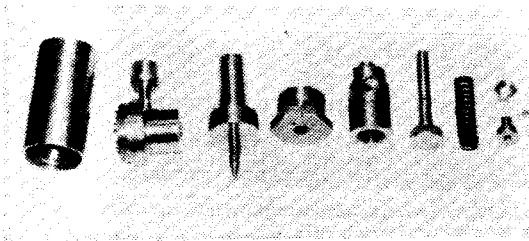


Fig. 5. Components of a magnet-coupled relief valve.

설명 되어 있고 그림 5는 제작된 밸브의 각 부품을 찍은 사진이다. 설계 기준 압력 및 유량은 각각 50kg/cm^2 및 30/min 이고 스프링 상수는 2.27kg/mm , 자력의 크기는 $x=0$ 에서 0.8kg 이다.

밸브의 성능 시험은 한국 과학 기술연구소 정밀기기 센터에 비치된 유압 시험기(최대압력 200kg/cm^2 , 최대 유량 50/min)를 이용하였다. (그림 4 참조). 실험은 공급압력 변화에 따른 유량을 측정하고, 현존하는 직동형 및 파일럿드형 밸브와 override 특성 곡선을 비교하였다. 설정압력보다 20kg/cm^2 만큼 더 큰 공급압력을 주었을 때의 시간에 따른 압력변화를 기록하므로써 안정성을 관찰하고 시간에 따르는 밸브 변위를 recorder 기록하여 response 를 측정했다.

3. 1. Override 특성곡선

그림 (6)은 직동형 밸브와 자석직동형 밸브에 대해서 압력 50kg/cm^2 , 유량 30/min 에서 얻은 실험 data를 정리하여 override 특성곡선을 圖示한 것이다. 그림 (7)은 같은 조건하에서 자석직동형 밸브와 파일럿드형 밸

브의 override 특성 곡선을 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와같이 자석을 밸브에 사용하면 Cracking 압력을 높일 수 있어 직동형에 비하여 override 특성 곡선이 좋아지고 파일럿드형과 거의 일치되며, resetting 때에는 dead band가 일어나 초기에는 override 특성이 직동형에 비하여 떨어지나 자력이 작용하는 접부터 좋아지며 전체적으로 직동형보다는 특성이 개선된다는 것을 알 수 있다.

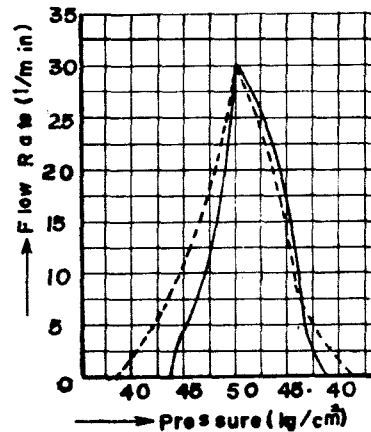


Fig. 6. Override characteristic Curve ... Direct type relief valve — Magnet-Coupled direct type relief valve

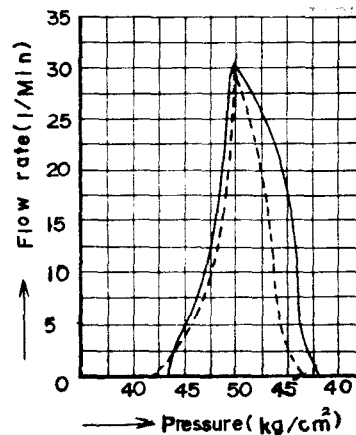


Fig. 7. Override characteristic Curve ... Pilot type relief valve — Magnet-Coupled direct type relief valve.

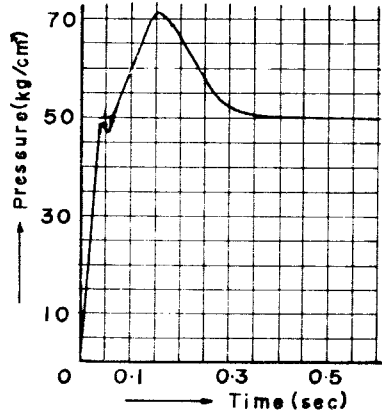


Fig. 8. Damping Curve at Setting Pressure 50kg/cm² and discharge rate 30l/min.

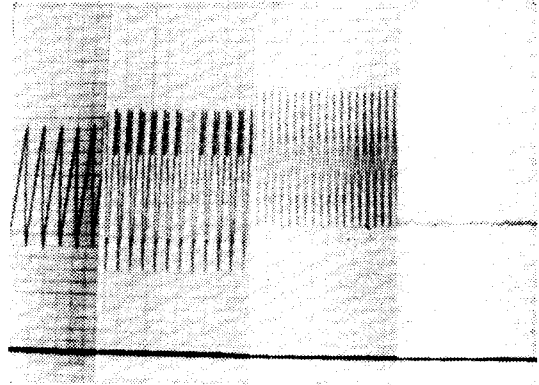


Fig. 11. Chattering of Direct type valve at Setting Pressure 40kg/cm² and discharge rate 5, 10, 15, 25l/min.

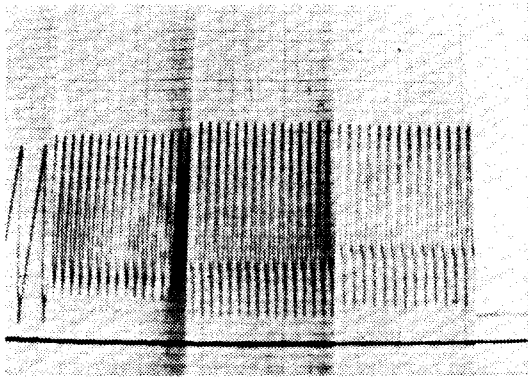


Fig. 9. Chattering of Direct type valve at Setting Pressure 20kg/cm², and discharge rate 5, 10, 15, 20, 25l/min.

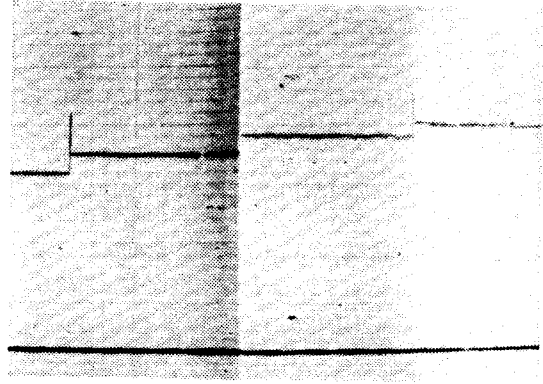


Fig. 12. Chattering of Magnet-spring type valve at Setting Pressure 40kg/cm², and discharge rate 5, 10, 15, 20, 25l/min.

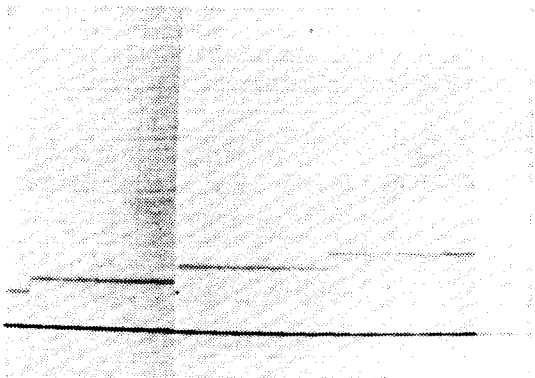


Fig. 10. Chattering of Magnet-spring type valve at Setting Pressure 20kg/cm², and discharge rate 5, 10, 15, 20, 25l/min.

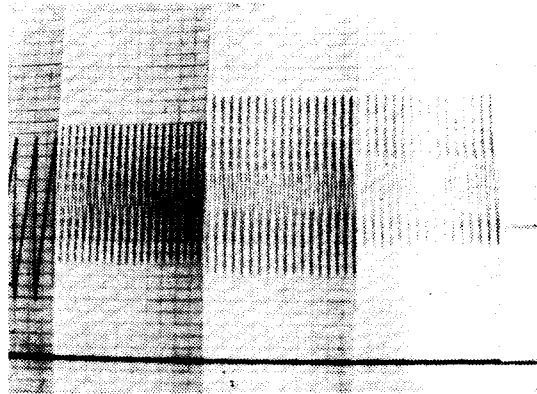


Fig. 13. Chattering of Direct type valve at Setting Pressure 60kg/cm², and discharge rate 5, 10, 15, 20, 25l/min.

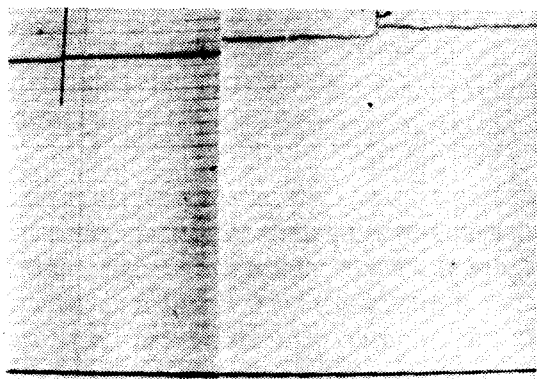


Fig. 14. Chattering of Magnet-spring type valve at Setting Pressure 60kg/cm², and discharge rate 5, 10, 15, 20, 25l/min.

3-2. 압력-시간곡선

그림 8은 설계된 밸브의 減衰(damping)특성을 보이는 압력-시간 곡선으로서 실험에서 설정압력(50kg/cm²)보다 20kg/cm² 더 높은 압력을 순간적으로 주었을 때 기록한 것이다. 減衰傾向은 직동형과 자석-스프링형이 같다.

그림 9, 10, 11, 12, 13 및 14는 밸브의 chattering을 실험한 결과를 나타낸 것이다. chattering 실험은 설정압력 20kg/cm², 40kg/cm², 및 60kg/cm²에서 유량을 5, 10, 15, 20 및 25l/min으로 변화시켜 직동형 밸브와 자석직동형 밸브를 각각 기록 하였다. 그림에서 수평 기준선은 10kg/cm²이고 가로축의 한 눈금은 0.1 sec 이다. 직동형(그림 9, 11 및 13)은 세로축의 3눈금이 10kg/cm², 자석직동형(그림 10, 12 및 14)은 세로축의 6눈금이 10kg/cm²을 나타낸다. 직동형 밸브에서는 特定압력과 流量에서 chattering이 발생하나 자석-직동형 밸브에서는 설정압력과 流量에 無關하게 chattering이 일어나지 않는다.

3-3. 변위-시간곡선

그림 (15)는 변위-시간 곡선으로 나타낸 자석-직동형 밸브의 response를 나타낸다.

실험에서 유량은 30l/min, 압력이 70kg/cm²일때 시간에 따르는 밸브로드(rod)의 변위를 기록 한 것이다. 곡선에서 기울기를 분석하여 보면 밸브가 열리는 시간은 설계한 자석-직동형이 직동형에 비하여 약 20%정도 빨라진다는 것을 알 수 있고, 결과적으로 response가 빨라진다.

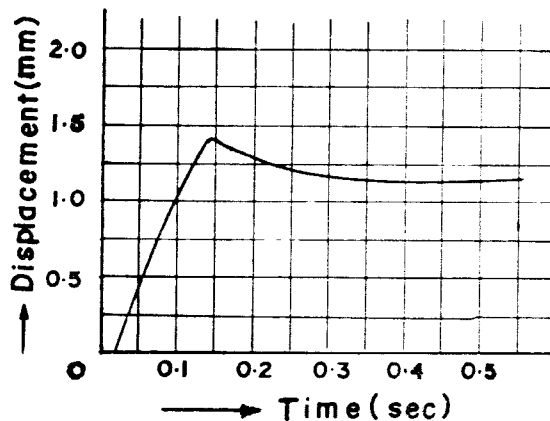


Fig. 15. Displacement-Time Curve for a magnet-coupled direct type relief valve, (supply pressure 70kg/cm²; discharge rate 30l/min)

4. 結 論

本 研究에서 着想한 자석-직동형 밸브에 대해서 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

- (1) 밸브의 chattering이 제거된다.
- (2) override 특성이 개선된다.
- (3) response가 빨라진다.

參 考 文 獻

1. W. G. Holzback, "Hydraulic Power and Equipment", Industrial Press Inc. New York, 1968.
2. H. L. Stewart, "Hydraulic and Pneumatic Power for Production", Industrial Press Inc. New York, 1970.
3. W. L. Green, "A Systematic Approach to Designing Poppet Relief Valve," Hydraulic & Pneumatic, July, 1969.
4. C. Y. MA, "The Analysis and Design of Hydraulic Pressure-Reducing Valve", Trans. ASME, Vol. 89, May, 1967.
5. J. F. Blackburn, "Fluid Power Control", The M. I. T Press, M. I. T Cambridge, Mass., 1955.
6. H. E. Merrit, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, Inc. New York, 1967.

7. H. Gold and E. W. Otto, "Analytical and Experimental Study of Transient Response of Pressure-Regulating Relief Valve in Hydraulic Circuits", NACA-TN-3102, March, 1954.
8. H. J. Leskiewicz, "Approach to the Theory of Hydraulic Pressure-reducing Valves", Trans. ASME, Vol. 89, May, 1967.
9. F. D. Ezekiel, "Effects of a Hydraulic Conduit with distributed Parameters on Control-valve stability", D. Sc. thesis, M. I. T. Cambridge, Mass., 1955.
10. 竹中利夫 & 浦田暎三, "油力學", 養賢堂發行, 1970.
11. J. A. Stone, "Discharge Coefficients and Steady State Flow Forces for Hydraulic Poppet Valve", Trans. ASME, Vol. 82, March, 1960.
12. S. Y. Lee & J. F. Blackburn, "Transient Flow Forces and Valve Instability", Trans. ASME, Vol. 74, 1952.
13. F. D. Ezekiel, "Electro-magnetic Actuators", F. D. Ezekiel Company, Lexington, Mass.
14. 이세창, "2kw 風力發電機 프로펠라 피치 自動調整에 관한 연구, 한국과학원 碩士學位論文, 1975.
15. 油壓, 밸브 핸드북 편집위원회, "油壓 밸브 핸드북", 日刊工業新聞社刊, 1968.
19. 日本機械學會, "油壓機器" 日本機械學會編, 1970.