

油压遠隔制御를 위한 덤프와 減压밸브의 特性에 관한 研究

吳 哲煥*, 金 銑**, 宋 昌燮***

A Study on Characteristics of Dump and Reducing Valve for Hydraulic Remote control System

Cheoul-Hwan Oh, Kwang Kim, Chang-Seoup Song

ABSTRACT

In recent, the requirement of remote control of hydraulic system is increasing. The actuator unit whose output position is proportional to input electrical signal needs a pressure reducer and a dump valve. The pressure reducer provides a constant regulated pressure and filters contaminants. The dump valve supplies proper pressure to the pressure reducer and unloads when the system is not operated. In this thesis, dump valve and pressure reducer with auxiliary function are studied.

The choke in the pressure reducer prevents actuator from supplying higher pressure than necessary pressure at beginning, and the spring constant affects on the dynamic characteristics.

In dump valve, it is proved that diameter of servo-slide hold and choke diameter of dump plunger affects on damping response.

= 記 號 說 明 =

A : Cross sectional area (cm²)C_d : Discharge coefficient

B : Damp coefficient (Kg·sec/cm)

C_v : Velocity coefficient

* 서울教育大學 實科

** 패시픽 컨트롤(株) 研究室

*** 漢陽大學校 精密機械工學科

D : Diameter (cm)
 F : Magnetic force (Kgf)
 K_c : Flow pressure coefficient ($\text{cm}^5/\text{Kgf}\cdot\text{sec}$)
 K^q : Flow gain ($\text{cm}^3/\text{sec}\cdot\text{cm}$)
 K : Spring constant (Kgf/cm)
 L : Damping length (cm)
 M : Plunger equivalent mass ($\text{Kg}\cdot\text{sec}^2/\text{cm}$)
 P : Pressure (Kgf/cm²)
 Q : Flow rate (cm^3/sec)
 V : Volume (cm³)
 X : Plunger displacement (cm)
 β_e : Effective bulk modulus (Kg/cm^2)
 ρ : Oil density ($\text{Kg}\cdot\text{sec}^2/\text{cm}^4$)

== Subscript ==

b : Bypass plunger
 c : Choke
 d : Dump plunger
 i : Initial state
 ℓ : Load
 m : Main control valve
 o : Operating point
 r : Pressure reducer
 s : Pump supply
 sp : Spring chamber
 st : Servo slide
 t : Tank

1. 서 론

油压 應用 分野의 廣範圍한 要求로 自動制御 및 遠隔制御의 必要性이 擡頭되고 電氣量에 比例하도록 油压 서어보 밸브가 오래전부터 研究 되어왔다.^{1),2)} 電磁式 比例 制御 밸브는 連續의 으로 遠隔制御 할 수 있으며 比例 特性을 갖고 높은 比例 신뢰도의 比例電磁石을 개발하면서³⁾ 電氣 入力 信號에 比例하는 位置를 出力시킬 수 있는 액츄에이터에 의하여 달성된다. 이 액츄에이터는 供給 壓力이 一定히 유지되어야 하며 기계가 정지되었을 때는 無負荷 狀態여야 한다. 供給 壓力이 低下되어 액츄에이터 作動이 不良할 때에는 適當한 背压을 걸어주는 技能을 갖는 덤프 (dump) 밸브가 필요하다. 또한 過壓力의 供給을 저지하는 減壓밸브가 補助技能을 한다. 本論文에서는 덤프밸브와 減壓밸브를 理論으로 解析한 基本方程式을 유도하고 非線形 方程式을 線形化하여 밸브의 安定性和 應答度에 영향을 끼치는 因子들을 찾아 디지털 시뮬레이션을 利用하여 因子값들에 따른 덤프밸브와 減壓밸브의 安定性和 應答度에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 이론 및 수학적 해석

2-1. 構造 및 作動原理

油压 서어보 액츄에이터를 사용한 系統圖는 다음과 같다.

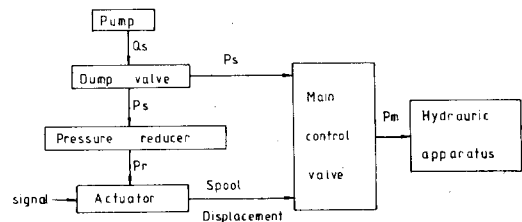


Fig. 1 Overall diagram of remote control system

먼저 덤프밸브를 통과한 作動油는 減壓밸브를 거쳐 一定한 壓力 P_r 를 액츄에이터에 供給한다. 또 電流에 比例하는 變位가 메인컨트롤 밸브에 加해지며 이것은 油压裝置로 供給하는 負荷壓力 P_m 을 決定한다.

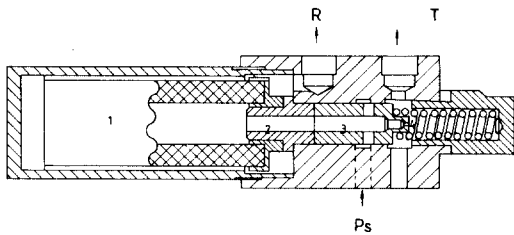


Fig. 2 Vertical cross-section of a pressure reducer

그림 2는 減壓밸브의 構造이다. 減壓을 傳達하는 플런저와 負荷가 없을 경우 一定 壓力을 유지하도록 초오크와 필터로 구성되어 있다. 펌프의 吐出壓力이 負荷에 따라 변동되므로 壓力이 높아지면 플런저가 받는 힘도 커져 스프링을 압축하게 作動한다. 스프링 壓力이 커지면서 몸체의 포오트와 플런저 원주상의 유로에 의해 오리피스 면적은 작아져 壓力降下가 되어 出口側 壓力을 낮추어 플런저는 逆方向으로 움직인다. 이때의 出口側 壓力은 스프링의 初期 壓縮力에 의하여 決定된다.

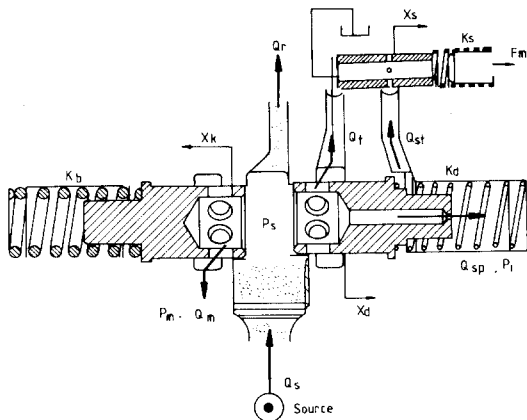


Fig. 3 Horizontal cross-section of a dump valve and reducer

그림 3은 右의 덤프와 左의 減壓밸브 内部構造이다.

덤프밸브는 수동 전환 스푸울, 메인 콘트롤 밸브, 유로연결의 바이패스 플런저, 덤프 플런저, 서어보 슬라이드로 구성되어 있고 서어보 슬라이드는 솔레노이드에 가해진 入力信號에 의하여 作動한다. 솔레노이드에 전류가 흐르지 않은 狀態는 壓油가 스프링실이 서어보 슬라이드를 거쳐 탱크로 빠져나가고 壓力이 저하되므로 플런저가 스프링실 쪽으로 밀리다 어느 정도 위치에서 펌프측 라인에 덤프 플런저에 뚫려있는 유로를 통하여 탱크로 연결되며 펌프의 吐出壓力이 大氣壓 狀態가 된다.

솔레노이드에 전류가 흐를 때 서어보 슬라이드가 흡입되고 탱크와 스프링실 유로가 차단되고 플런저는 反對 方向으로 움직여 펌프 吐出壓力이 上昇하게 된다. 吐出壓力에 의해서 바이패스 플런저가 받는 壓力이 스프링 設定 壓力보다 커지면 바이패스 플런저에 뚫려있는 유로를 통해서 메인 콘트롤 밸브에 전달되고 手動作業中 負荷가 작으면 펌프의 吐出壓力도 작아져 플런저는 닫히도록 作動되므로 減壓밸브의 供給壓力이 플런저 스프링 設定 壓力보다 낮아지지 않도록 한다.⁴⁾

2 - 2. 해석적 모델

밸브의 해석에 있어서 밸브 성능에 영향을 미치는 因子는 많다. 이의 展開를 위하여 系の 단순화가 필요하므로 다음과 같이 가정을 導入한다.

1. 밸브 系에 供給되는 펌프의 吐出流量 Q_s 는 一定하고, 漏洩量은 無視하고, 溫度, 密度, 粘性은 一定하며 탱크側의 壓力은 大氣壓으로 본다.
2. 초오크를 除外한 主要 오리피스의 流量係數는 Von-mises 理論에 依해 0.61로 取한다.⁴⁾
3. 流体固着 現象 과 油壓 필터에서의 壓力降下는 없고, 比例電磁石의 吸引力은 一定하다.
4. 減壓 플런저의 초오크에서의 流動은 亂流이고 펌프 플런저의 초오크에서는 層流이다.

2-2-1. 減圧밸브

오리피스 開度는 그림 4 와 같고 開度 面積은 다음 식과 같으며 作動되는 減壓 밸브는 그림 5 와 같다.

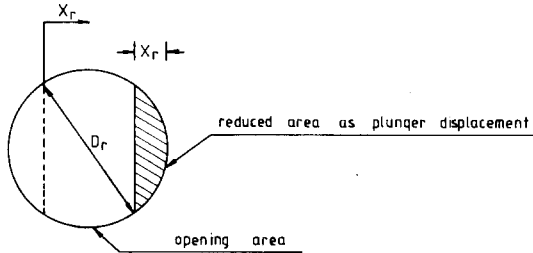


Fig. 4 Model area for a circular port

$$A_1 = \frac{D_r^2}{4} \left[\pi - \left\{ \cos^{-1} \left(\frac{1}{2} - \frac{2X_r}{D_r} \right) \left(1 - \frac{4X_r}{D_r} \right) \sqrt{\left(\frac{1}{4} + \frac{X_r}{D_r} \right)^2} \right\} \right] \dots\dots\dots (1)$$

一般的으로 오리피스를 통한 흐름은 亂流로서 減壓 밸브에 형성된 2개의 오리피스를 通過한 流量은 다음과 같다.

$$Q_r = 2 C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_r)} \dots\dots\dots (2)$$

또한 플린저 초오크를 통해서 탱크로 나가는 流量은 다음 식과 같다.

$$Q_{ct} = C_d A_c \sqrt{\frac{2}{\rho} P_r} \dots\dots\dots (3)$$

初期 供給壓力에 의하여 밸브 블럭과의 충돌 방지를 위해 연결 탱크측 流路로 나가는 流量은 다음과 같다.

$$Q_{t2} = 2 C_d A_{t2} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_r} \dots\dots\dots (4)$$

여기서 A_{t2} 는 다음과 같다.

$$A_{t2} = \frac{D_r^2}{4} \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{2X'_r}{D_r} \right) - 2 \left(2 - \frac{2X'_r}{D_r} \right) \sqrt{\frac{X'_r}{D_r} - \left(\frac{X'_r}{D_r} \right)^2} \right] \dots\dots\dots (5)$$

식 (5)에서 $X'_r = X_r - X_{rp}$ 로 나타내고 X_{rp} 는 플린저의 오리피스와 연결 포트와의 오우버랩 양이다.

$$X'_r = \begin{cases} X_r - X_{rp} & (X_r > X_{rp}) \\ 0 & (X_r < X_{rp}) \end{cases} \dots\dots\dots (6)$$

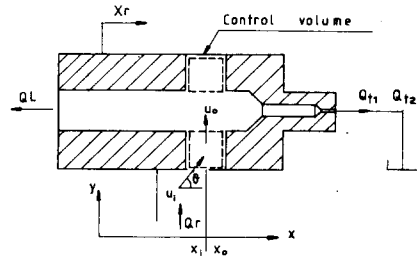


Fig. 5 Analytical model of a pressure reducer

2-2-2. 減壓밸브의 軸推力^{5),6)}

流體가 플린저로부터 받은 軸方向 힘 F_x 는 運動量 理論에 의하여 다음과 같이 나타낸다.

$$F_x = \int_{c.v} \frac{\partial u}{\partial t} \underline{dq} + \int_{c.s} U(\underline{q} \cdot \underline{dA})$$

여기에서 \underline{q} 는 속도벡터 U 는 속도벡터의 X 成分이며 dA 는 外向法線方向 面積要素 벡터이다.

플린저가 流體로부터 받은 힘은 F_{rx} 로 F_x 와 같고 反對方向이다. 위 식을 發散定理을 利用하여 面積分으로 바꾸면 다음과 같다.

$$F_{rx} = Q_r(U_i - U_o) + (X_o - X_i) \frac{dQ_r}{dt} \dots\dots\dots (7)$$

위 식의 첫항은 陽으로 밸브를 닫는 方向으로 作動하고 이 힘은 플린저의 開度에 比例하는 流體스프링 힘이라 부른다. 이 힘은 매우 작아 解析에서 除外한다! 또 둘째 항은 그림 5에서 $X_o = X_i$ 이므로 軸推力에 影響이 없다.

2-3-1. 덤프 밸브

그림 3 에서 덤프밸브를 보였다. 초오크를 통해서 스프링실로 들어가는 流量은 레이놀드 수

가 비교적 작으므로 層流로 보면 다음과 같다.

$$Q_{sp} = \frac{\pi D_c}{128 \cdot \mu \cdot L_c} (P_s - P_1) \dots\dots\dots (8)$$

스프링실에서 서어보 슬라이드를 통해 탱크로 들어가는 流量은 다음과 같다.

$$Q_{st} = \begin{cases} 4 C_d A_s \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1} & (0 < X_s < X_{sp}) \\ 4 C_d \frac{D_s^2}{4} \left[\pi - \cos^{-1} \left\{ 1 - \frac{2(X_s - X_{sp})}{D_s} \right\} + \right. \\ \left. 2 \left\{ 1 - \frac{2(X_s - X_{sp})}{D_s} \right\} \cdot \sqrt{\frac{X_s - X_{sp}}{D_s} - \left(\frac{X_s - X_{sp}}{D_s} \right)^2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1} & (X_{sp} < X_s < 0.35) \\ 0 & (0.35 < X_s < 0.4) \dots\dots\dots (9) \end{cases}$$

서어보 슬라이드에는 4 개의 구멍이 형성되어 있고 X_{sp} 는 오우버랩 량이다. 액튜에이터 작동에 의하여 負荷壓力 P_m 이 決定되며 이 壓力에 의해서 덤프밸브의 壓力도 上昇하게 된다. 바이패스 플런저를 통해서 메인 컨트롤 밸브로 들어가는 流量 Q_m 은 다음과 같다.

$$Q_m = 6 C_d A_{ob} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_m)} \dots\dots\dots (10)$$

슬레노이드의 전류를 끊은 후 서어보 슬라이드를 통해 연결된 탱크 포트에 因해 밀려진 덤프플런저 오리피스를 통해 탱크로 흐르는 流量 Q_t 는 다음과 같다.

$$Q_t = 6 C_d A_{oa} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_m)} \dots\dots\dots (11)$$

2 - 3 - 2. 덤프밸브의 軸推力

덤프밸브와 減壓밸브는 同一한 形態의 軸推力가 서로 反對 方向으로 發生 作動하므로 相殺되어 없다고 보고 解析한다.

2 - 4. 靜持性 解析⁷⁾

定常 狀態의 特性은 밸브의 容量을 決定하는데 重要하며 밸브의 設計에 有用하다.

2 - 4 - 1. 減壓밸브

定常 狀態는 $\frac{dX_r}{dt} = 0$, $Q_L = 0$, $Q_r = Q_{ct} = \text{constant}$ 로 基準點은 스프링의 初期 壓縮力에 의해서 얻어진다.

그 平衡方程式은 다음과 같다.

$$K_r(X_{ri} + X_{ro}) = A_p P_{ro} \dots\dots\dots (12)$$

$$Q_{ro} = 2 C_d A_1(X_{ro}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{so} - P_{ro})}$$

$$Q_{cto} = C_d \frac{\pi D_c^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{ro}}$$

2 - 4 - 2. 덤프밸브

定常 狀態의 背壓을 決定하기 위하여 供給 流量은 負荷側으로 가는 流量과 같으므로 $Q_s = Q_m = \text{constant}$ 이고 平衡狀態의 方程式은 다음과 같다.

$$P_{so} A_b = K_b(X_{bi} + X_{bo}) \dots\dots\dots (13)$$

$$Q_s = 6 C_d A_b(X_{bo}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{so})}$$

2 - 5. 動持性의 解析

밸브의 過渡狀態로 解析하므로 밸브系의 安

定性和 應答性을 알 수 있다. 本節에서는 밸브系의 運動方程式과 連續方程式을 展開하고 作動點 近方에서 線形化하여 動特性에 영향을 미치는 因子를 찾아내는 것이다.

2-5-1. 減壓밸브

플런저의 運動方程式은 다음과 같다.

$$M_r \frac{d^2 X_r}{dt^2} + B_r \frac{dX_r}{dt} + K_r X_r = -F_{or} + A_p P_r \dots (14)$$

밸브內의 壓力이 制御되는 部分을 管制域으로 設定하여 連續方程式을 整理하면 다음과 같다.

$$\frac{V_r}{\beta_e} \cdot \frac{dP_r}{dt} + A_r \frac{dX_r}{dt} = Q_r - Q_L - Q_{ct} \dots (15)$$

첫항은 有效體積과 壓力變化率에 따른 增加流量이고, 둘째항은 플런저의 速度에 따른 增加流量이다.

2-5-2. 덤프밸브

바이패스 플런저의 運動方程式은 다음과 같다.

$$M_b \frac{d^2 X_b}{dt^2} + B_b \frac{dX_b}{dt} + K_b X_b = -F_{ob} + A_b P_s \dots (16)$$

덤프 플런저의 運動方程式은 다음과 같다.

$$M_a \frac{d^2 X_a}{dt^2} + B_a \frac{dX_a}{dt} + K_a X_a = -F_{oa} + A_a (P_s - P_1) \dots (17)$$

서어보 슬라이드의 運動方程式은 다음과 같다.

$$M_s \frac{d^2 X_s}{dt^2} + B_s \frac{dX_s}{dt} + K_s X_s = -F_{os} + F_m \dots (18)$$

위 식에서 F_m 은 전자석의 吸引力이다.

펌프 라인에서의 連續方程式은 다음과 같다.

$$\frac{V_t}{\beta_e} \cdot \frac{dP_s}{dt} + A_a \frac{dX_a}{dt} + A_b \frac{dX_b}{dt}$$

$$= Q_s - Q_m - Q_t - Q_{sp} - Q_r \dots (19)$$

덤프 플런저의 스프링식에서의 連續方程式은 다음과 같다.

$$\frac{V_s}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} - A_d \frac{dX_d}{dt} = Q_{sp} - Q_{st} \dots (20)$$

本節에서 기술한 方程式들은 Q_s, P_m 에 一定할 때 $P_s, P_1, P_r, X_a, X_b, X_r, X_s$ 를 從屬變數로 하는 非線形系이므로 作動點 近方에서 미소하게 변화한다고 생각하고 Taylor級數로 展開하여 高次項을 무시하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q = \left. \frac{\partial Q}{\partial X} \right|_0 \cdot X + \left. \frac{\partial Q}{\partial P} \right|_0 \cdot P = K_q \cdot X + K_c \cdot P$$

動特性에 關한 式 (14), (15), (16), (17), (18), (19), (20)을 線形化시키고 Laplace 變換을 시키고 이에 따른 式을 函數로 바꾸어 놓으면 다음과 같다.

$$A = \frac{1}{\frac{V_t}{\beta_e} S + K_{ct} + K_{cm} + K_{csp} + K_{cr}}$$

$$B = \frac{1}{M_b S^2 + B_b S + K_b}$$

$$C = \frac{1}{M_a S^2 + B_a S + K_a}$$

$$D = \frac{1}{\frac{V_s}{\beta_e} S + K_{csp} + K_{cst}}$$

$$E = \frac{1}{M_s S^2 + B_s S + K_s}$$

$$G = K_{pr} - A_{rs}$$

$$H = \frac{1}{\frac{V_t}{\beta_e} S + K_{cr} + K_{crct}}$$

$$I = A_b S + K_{qm}$$

$$J = A_a S + K_{qt}$$

이들을 이용하여 블럭선도를 그리면 그림 6과 같다.

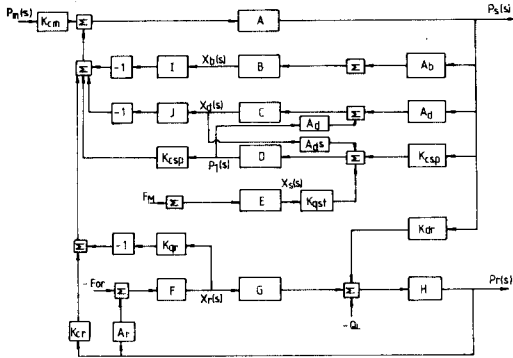


Fig. 6 Block diagram of the valve system

3. 컴퓨터 시뮬레이션

3 - 1 컴퓨터 시뮬레이션

動特性的 解析 結果 밸브系의 安定性和 應答

Table 1. Dimensions of a dump valve and pressure reducer used for computer simulation

M_r	$5.0 \times 10^{-3} \text{kgf sec}^2/\text{cm}$	B^s	$3.54 \times 10^{-3} \text{kgf sec/cm}$
M_d	$1.35 \times 10^{-3} \text{kgf sec}^2/\text{cm}$	F_m	5 kgf
M_b	$1.6 \times 10^{-4} \text{kgf sec}^2/\text{cm}$	Q_s	1,800 cm^3/sec
M_s	$2.96 \times 10^{-5} \text{kgf sec}^2/\text{cm}$	V^2	50 cm^3
K_s	8 kgf/cm	V_r	100 cm^3
K_b	50 kgf/cm	V_s	35 cm^3
A_d	4.71 cm^2	D_r	0.4 cm
A_b	4.71 cm^2	D_d	0.7 cm
A_r	1.86 cm^2	D_b	0.7 cm
F_{ob}	66 kgf	ρ	$8.87 \times 10^{-7} \text{kgf sec}^2/\text{cm}^4$
F_{os}	1 kgf	β_e	7,000 kgf/cm^2
X_{dp}	0.2 cm	C_d	0.61
X_{bp}	0.2 cm	μ	$2.24 \times 10^{-7} \text{kgf sec/cm}^2$
B_r	$7 \times 10^{-2} \text{kgf sec/cm}$	L_s	0.3 cm
B_b	$6.9 \times 10^{-3} \text{kgf sec/cm}$	L_c	(dump valve) 0.15 cm
B_d	$6.9 \times 10^{-3} \text{kgf sec/cm}$	X_{sp}	0.15 cm

性에 영향을 미치는 因子는 다음과 같이 예상할 수 있다. 시뮬레이션은 減壓밸브와 덤프밸브로 區分했고 各 영향을 檢討했다. 사용한 方法은 HPCM⁸⁾을 使用했다. 또한 使用된 諸元은 표 1과 같으며 실제밸브를 基準으로 定했으며 플런저의 감쇄계수는 슬리브 사이의 간극에 존재하는 粘性剪斷에 의해서 구하였으며 減壓밸브에서는 0.05mm로 덤프밸브는 0.05mm로 가정했다.⁹⁾

3 - 2. 시뮬레이션 결과

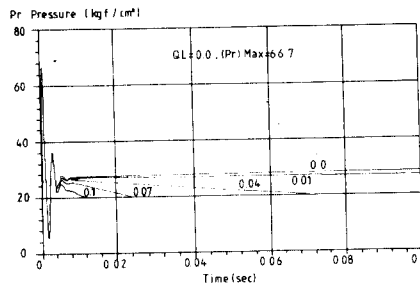


Fig. 7 Simulation results

그림 7 은 $Q_L = 0.0 \text{cm}^3/\text{sec}$, $P_s = 200 \text{Bar}$, $K_r = 91.3 \text{kgf/cm}$, $F_{or} = 10.3 \text{kgf}$ 일 때 D_c 를 변화시킨 경우 D_c 가 커짐에 整定時間이 빨라 應答性이 좋음을 알 수 있으며 D_c 가 零 즉 초오크가 없는 경우 27 kgf/cm^2 程度에서 固定되었다. 이 경우 빠져 나가는 流量이 없게 되어 액튜에이터가 작동時 높은 壓力이 供給되어 오우버슈우트 등의 영향을 미칠 수 있다.

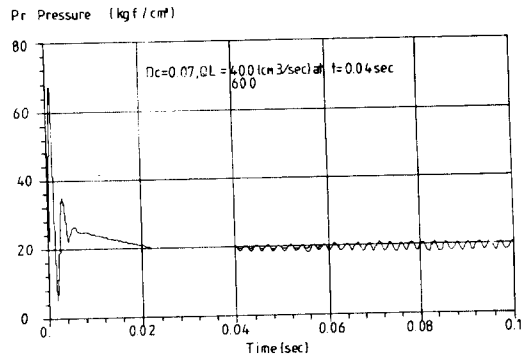


Fig. 8 Simulation results

그림 8 은 D_c 를 0.07cm로 고정시키고 Q_L 을 변화시켜 도출한 결과이다. Q_L 이 $60\text{cm}^2/\text{sec}$ 까지는 양호하다.

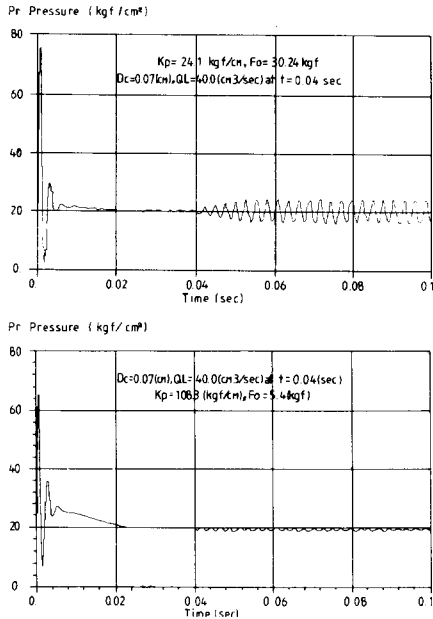


Fig. 9 Simulation results

그림 9 은 K_r 만을 증가 시킨 경우인데 초기 힘 F_{0r} 은 줄었다. 이때, K_r 이 클수록 過渡狀態의 最高値는 떨어지고 떨림은 줄어들고 定常狀態의 도달시간이 규칙적인 모습을 보인다.

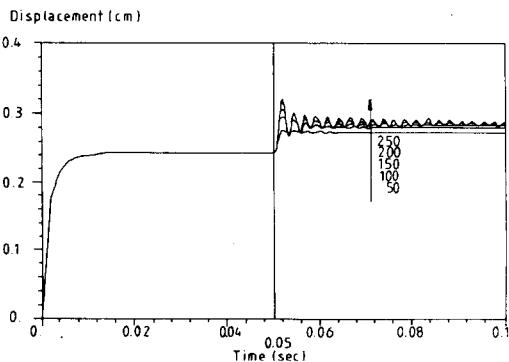


Fig. 10 Simulation results

그림 10 은 Q_L 은 $20\text{cm}^3/\text{sec}$, K_r 은 $91.3\text{kgf}/\text{sec}$, F_{0r} 은 11.3kgf , D_c 는 0.07cm일 때 P_s 의 변화에

따라 X_r 은 증가하고 있음을 보여주며 스프링 設定壓力 以上으로 增加하지는 않는다.

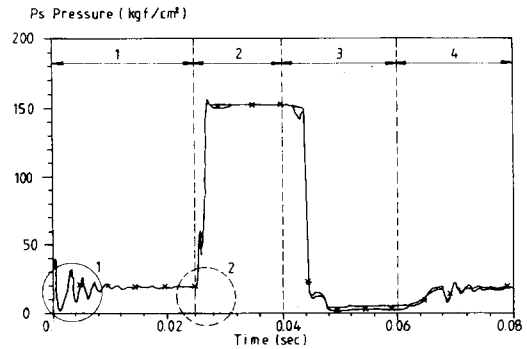


Fig. 11 Simulation results

그림 11는 負荷壓力과 電磁石 吸引力에 따른 壓力 P_s 의 變化를 나타낸 것이다. 1區間은 負荷壓力 이 零, 區間 2는 負荷壓力 $200\text{kgf}/\text{cm}^2$ 으로 階段狀 入力을 준 것이고, 區間 3은 F_M 을 零, 區間 4는 다시 F_M 을 주었을 때이다. 實원 1은 過渡狀態의 冪프밸브의 變化이고 點원 2는 負荷壓力으로 생긴 流体 斥縮性으로 생긴 것이다.

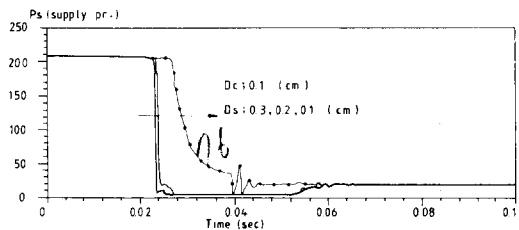


Fig. 12 Simulation results

그림 12은 초오크 지름을 0.1로 一定하게 設定하고 D_s 를 변화 시킬 경우를 보였다. 0.1cm인 경우 冪프 壓力이 $8\text{kgf}/\text{cm}^2$ 정도인데 이는 초오크를 통해서 스프링실로 들어온 流量이 서오보 슬라이드를 充分히 빠져나가지 못하기 때문에 冪프기능을 제대로 수행하지 못한다. 그러나 D_s 를 0.3cm으로 할 경우 너무 빨리 서오보 슬라이드로 통해 탱크로 歸還하므로 冪력에 冪러져가 부딪치게 된다.

3 - 3. 實驗

1) 실험 기구

명 칭	모 델	사 양
충 전 앰 프	PCB 464 A	1000PSI/Vol
파우어스프라이	200E (ED _{co})	20V DC
라빈마스터	NM-7	16ch
P. Computer	IBM × T	16Bit
길이 측정계	Peny & Giles	최대 50mm
유 압 펌 프		30ℓ/min
압력트랜듀서	PCB 111A	0.1~3000PSI
프린터	Epson	
오일로스코프	Kikusui Cos 5020	2ch, 20MHz
오 일	극동오일	$\rho = 8.87 \times 10^{-7}$ kgf sec/cm ²

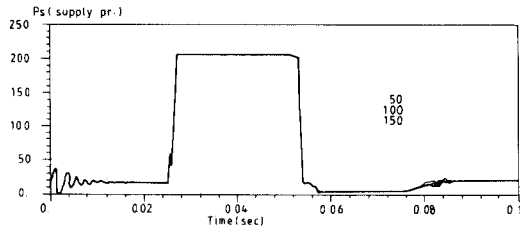


Fig. 13 Simulation results

그림 13 는 초오크 지름 $D_c=0.1\text{cm}$, 서오보 슬라이드 지름 $D_s=0.2\text{cm}$, $K_a=5\text{ kgf/cm}$, $P_m=200\text{ Bar}$ 일 때 바이패스 스프링 상수를 변화시켜 본 경과이다. 3 경우 모두 동일하여 영향이 없다.

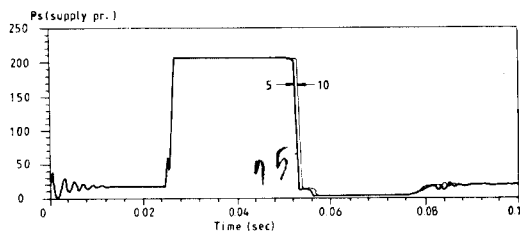


Fig. 14 Simulation results

그림 14 는 위와 같은 경우 덤프밸브의 스프링 상수를 변화시켰을 때로서 스프링 상수가 큰 경우 덤프 시간이 느려지는 것을 보여주고 있다.

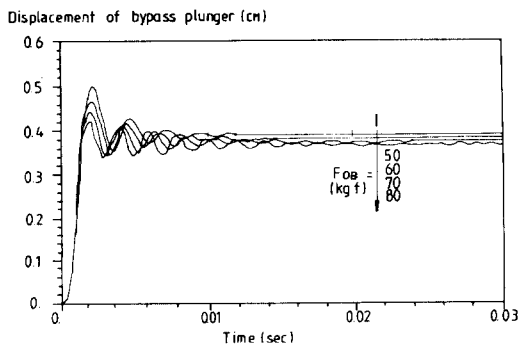


Fig. 15 Simulation results

그림 15 은 초기 압력을 변화시켰을 때 플런저의 변위를 보여줌으로 압축력이 클수록 동특성에는 좋은 영향을 미치지 못함을 알 수 있다.

2) 實驗方法

본 論文에서는 減壓밸브에서 一定한 壓力을 공급하여 서어보 액츄에이터의 作動을 원활하게 수행하기 위한 目的이기 때문에 一定하고 安定된 壓力을 액츄에이터에 공급해야 한다. 이를 測定하기 위해 出力 壓力을 確認하기 위해 壓力 트랜듀서를 부착하여 충전앰프로 끌고 이 壓力을 라빈마스터로 入力하여 컴퓨터로 출력했다. 이때 변화한 독립변수는 電流로 하였으며 액츄에이터의 變化에 대해서는 길이 측정 포텐시오미터를 사용하였으며 이 또한 라빈마스터로 入力하여 컴퓨터로 出力하며 동시 입출력시켰다. 아울러 액츄에이터의 作動 피스톤 壓力도 라빈마스터를 利用하여 同時 3 채널을 사용하여 出力 시켰다.

3 - 4. 實驗結果

Fig. 16에서 보는 바와 같이 액츄에이터에서 電流에 의해 스푸울을 당기면 피스톤이 움직이면서 공급 壓力은 떨어지고 0.15초 정도 지나면 安定상태가 되며 피스톤도 一定하게 이동하게 된다.

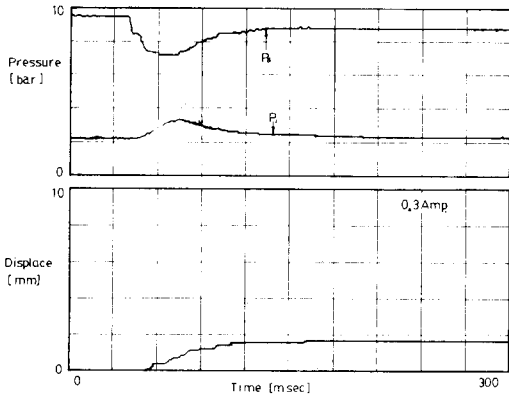


Fig. 16 Displace & pressure at 0.3 Ampere

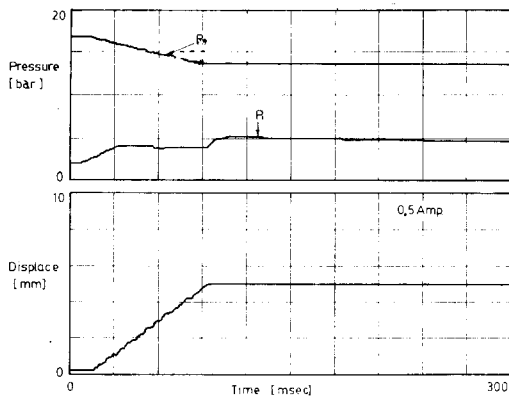


Fig. 17 Displace & pressure at 0.5 Ampere

그림 17은 0.5암페어를 공급했을 때 0.1초 정도에서 피스톤 이동은 안정되면서 压力도 14Bar로 상승되면서 안정된다.

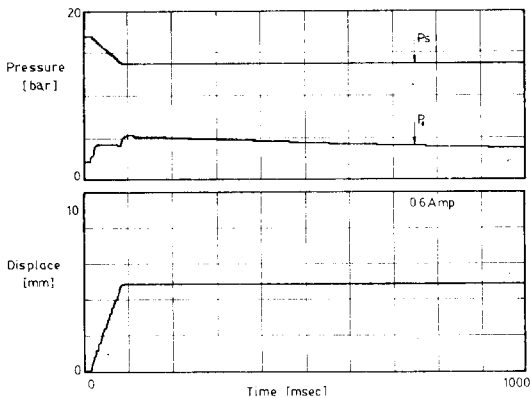


Fig. 18 Displace & pressure at 0.6 Ampere

그림 18는 0.6암페어에서 모든 추종이 급속히

진행됨을 보여 주고 있다. 그러나 공급되는 压力의 변화는 많지 않음을 보여주고 있다.

4. 結 論

시뮬레이션과 實驗의 結果에서 얻은 各 因子의 變化가 밸브系와 實驗의 差에서 다음과 같은 事項들을 얻을 수 있다.

1) 컴퓨터 시뮬레이션에서 얻은 공급 压力은 恒常 20Bar를 유지하고 있으나 實驗에서는 供給 암페어에 따라 變化되고 있으며 压力도 20 Bar에 가깝게 變化되고 있음을 보여 준다. 이 때 負荷를 加해지면 이 負荷에 따라 變化 한다.

2) 減压밸브의 스프링상수는 Compliance에 도움을 주지 못하고 動特性에 영향을 준다.

3) 덤프 스프링상수는 덤프시간에 영향을 미치나 바이패스 스프링상수는 영향이 적다.

4) 서어보 슬라이드의 直徑은 덤프시간에 영향을 미치며 直徑이 一定한 값 이상이 되면 덤프플런저가 블럭에 충돌하게 된다.

5) 덤프플런저의 초오크는 덤프시킨후 다시 서어보 슬라이드의 탱크측 유로를 차단했을 때 다시 背压으로 整定時間이 길어지게 된다.

《參 考 文 獻》

1. Merritt H. E., "Hydraulic control System," John wiley and son, 1967, PP. 1~5
2. Blackburn, Reethof, Shearer, "Fluid power control," MIT, 1960, PP. 2~10.
3. H. C. Roters, "Electromagnetic Devices," John wiley and son, 1967, PP. 196~257.
4. M^cloy & Martin, "control of Fluid Power," John wiley and son 1980, PP. 93, PP. 189~191.
5. Lee S. Y. & Blackburn J. F., "Contribution to Hydraulic control-1. -Stead state axial