

<論 文>

油壓用 파이롯트型 릴리프밸브의 시뮬레이션 研究

李 正 五*·金 賢 秀**

(1979年 3月 13日 接受)

Digital Simulation of a Pilot-type Relief Valve

Chung-Oh Lee and Hyeun-Soo Kim

Abstract

The dynamic characteristics of a two stage relief valve is studied theoretically and experimentally. The equations of motion of spools are derived and solved by digital computer simulation to find the stability criteria.

It is shown that the area of main spool head gives damping effect to the system and that the flow pressure-coefficient of the orifice in main spool is one of the most important parameters to determine stability and response. The experimental results are in good agreement with the theoretical results.

記 號 說 明

A_s, A_p : 主스푸울 및 파이롯트 스푸울의 수압면적
 A_v, A_{vp} : 主스푸울의 오리피스 개구면적과, 헤드면적
 A_0 : 主스푸울의 출구 전체면적
 a_B : 오리피스 B의 단면적
 b_s, b_p : 主스푸울 및 파이롯트 스푸울의 감쇄 계수
 C_A, C_D : 主스푸울 및 파이롯트 오리피스의 流量係數
 C_{ps}, C_{pb}, C_{pc} 및 C_{pd} : 오리피스 A, B, C 및 D의 flow pressure coefficient
 C_{xs}, C_{xd} : 오리피스 A, D의 flow gain
 D_m, d : 主스푸울 및 파이롯트 스푸울의 오리피스 직경
 d_B, d_c : 오리피스 B, C의 직경
 F_s, F_p : 主스푸울 및 파이롯트 오리피스에서의 流動力 (flow-force)
 k_1, k_2 : 主스푸울 및 파이롯트 스푸울의 스프링 常數
 L_m, L_p : 主스푸울 및 파이롯트 스푸울의 減衰길이
 l_B, l_c : 오리피스 B, C의 길이
 M_s, M_p : 主스푸울 및 파이롯트 스푸울의 질량
 P_1, P_2 : 공급압력 및 主스푸울 上部압력
 P_3, P_4 : 파이롯트 스푸울의 전후압력
 P_{10}, P_{20}, P_{30} : 定常狀態의 壓力

P_d : 유출압력
 Q_A, Q_B, Q_C 및 Q_D : 오리피스 A, B, C, 및 D를 흐르는 流量
 R_p : 主스푸울 供給壓力의 maximum overshoot의 相對的 크기
 R_s : 主스푸울 變位の maximum overshoot의 相對的 크기
 S_i : 面積, $i=1, 2, \dots, 6$.
 T : 主스푸울 變位の Peak time의 相對的 크기
 V_{m1} : 主스푸울의 밸브 시이트(valve seat)를 통과하는 流體의 平均速度
 V_{p1}, V_{p2} : 파이롯트 오리피스에서 流體의 입구속도 및 출구속도
 x, y : 主스푸울 및 파이롯트 스푸울의 변위
 x_0, y_0 : 主 및 파이롯트 스프링의 초기 변위
 α : 主스푸울의 圓錐半角
 ν : 유체의 動粘性係數
 ρ : 유체의 밀도
 ϕ : 파이롯트 스푸울의 圓錐半角
 τ_{sp} : 主스푸울 供給壓力의 Settling time의 相對的 크기
 τ_{sx} : 主스푸울 變位の Settling time의 相對的 크기

*正會員, 韓國科學院 機械工學科

**現代重工業 株式會社

푸울의 오리피스 D를 통과하는 流量은 다음 식으로 표시된다.

$$Q_D = C_D a(y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_3 - P_4)} \quad (1)$$

여기서 $a(y)$ 는 개구면적으로 $a(y) = \pi d y \sin \phi$ 그런데, 유량계수 C_D 는 Reynolds 數가 작을 때 Reynolds 數의 함수로 다음과 같이 표시할 수 있다. (5)

$$C_D = KR_e^{1/2} = K \left(\frac{Q_D}{\pi d v} \right)^{1/2} \quad (2)$$

Takenaka의 실험에 (3)에 의하면 $0.2 < R_e < 15$ 의 범위에서는 $K = 0.066$ 이 된다.

식 (1), (2)에서

$$Q_D = C_p y^2 P^3 \quad (3)$$

여기서, $C_p = \frac{2\pi K^2 d \sin^2 \phi}{\phi v}$

(2) 主스푸울의 오리피스 A를 통과하는 流量

$$Q_A = C_A \pi D m x \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (4)$$

(3) 主스푸울 피스톤 오리피스 B에서의 압력降下와 流量

Schiller 및 Takenaka의 실험에 의하면 피스톤 오리피스에서 $L/d \cdot R_e$ 의 크기가 비교적 작은 범위에서는 오리피스를 통한 兩端間의 압력강하 ΔP 는 다음 식으로 얻어진다. (2), (3)

$$\frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V_B^2} = N \left(\frac{l_B}{d_B R_{eB}} \right)^a \quad (5)$$

여기서, V_B 는 오리피스 B에서의 流速이고 $10^{-2} < \frac{l_B}{d_B R_{eB}} < 10^{-1}$ 일때 $a = \frac{1}{2}$, $N = 28$, $10^{-1} < \frac{l_B}{d_B R_{eB}}$ 일때 $a = 1$, $N = 64$ 로 주어진다.

식 (5)의 V_B 로부터 流量 Q_B 를 구하면,

$$Q_B = a_B V_B = C_B (P_1 - P_2)^{\frac{1}{2-a}} \quad (6)$$

여기서, $C_B = \left[\frac{2a_B^2}{\phi N} \left(\frac{d_B^2}{a_B l_B v} \right)^a \right]^{\frac{1}{2-a}}$

$$a_B = \frac{\pi}{4} d_B^2$$

마찬가지로 Q_C 의 유량은,

$$Q_C = C_C (P_2 - P_3)^{\frac{1}{2-a}} \quad (7)$$

여기서, $C_C = \left[\frac{2a_C^2}{\phi N} \left(\frac{d_C^2}{a_C l_C v} \right)^a \right]^{\frac{1}{2-a}}$

2-2-2. 流動力(flow force)의 계산

(1) 파이롯트 스푸울에서의 流動力

Fig. 2에 운동량이론을 적용하여, (4) 유체에 작용하

는 힘을 구하면 y -방향의 힘 F_y 는 다음 식으로 표시된다.

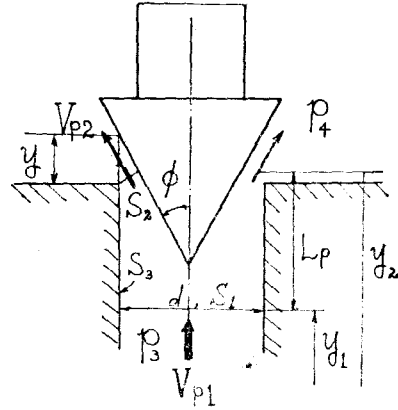


Fig. 2. Analytical model of pilot spool; S_1, S_2, S_3 denote areas.

$$F_y = \rho \int_{S_1+S_2+S_3} \left(y \frac{\partial q_n}{\partial t} + v q_n \right) ds + \int_{S_1} p \cdot m ds \quad (8)$$

여기서 q_n 은 면 ds 에 수직인 속도성분, v 는 y -방향의 속도성분, m 은 y -방향의 方向餘弦이다.

S_3 에서 $q_n = 0$, S_1 에서 $m = -1$ 이므로,

$$F_y = \rho \frac{Q_D^2}{S_2} \cos \phi - \rho \frac{Q_D^2}{S_1} + \rho (y_2 - y_1) \frac{dQ_D}{dt} - S_1 (P_3 - P_4) \quad (9)$$

여기서, $S_1 = A_p = \frac{\pi}{4} d^2$, $S_2 = \pi d y \sin \phi$, $y_2 - y_1 = L_p$ 이고 流動力 $F_p = -F_y$ 이므로 식 (9)는,

$$F_p = 8\pi C_D^2 \sin^2 \phi (P_3 - P_4) y^2 - C_D^2 \pi d \sin 2\phi (P_3 - P_4) y - 2\rho L_p y C_D (P_3 - P_4) \frac{dQ_D}{dt} - \rho L_p y^2 C_D \frac{d(P_3 - P_4)}{dt} + A_p (P_3 - P_4) \quad (10)$$

여기서 제 1, 2항은 定常項(steady state terms)이고 3, 4항은 過渡狀態의 項(transient state terms)이다.

(2) 主스푸울에서의 流動力

Fig. 3에서 x -방향의 힘 F_x 는,

$$F_x = \rho \int_{S_1+S_2+S_3+S_4+S_5+S_6} \left(x \frac{\partial q_n}{\partial t} + U q_n \right) ds + \int_{S_1} p \cdot l ds \quad (11)$$

여기서, q_n, l 은 각각 ds 에 수직인 速度成分, 및 x 방향의 方向餘弦이다. (Fig. 3)

面 S_1 의 면적이 대단히 작으므로 압력에 의한 영향을 무시하면,

$$\rho \int_{S_1} \left(x \frac{\partial q_n}{\partial t} + U q_n \right) dS = -\rho x^2 \frac{dQ_A}{dt} + \rho \frac{Q_A^2}{S_1} \cos \alpha \quad (12)$$

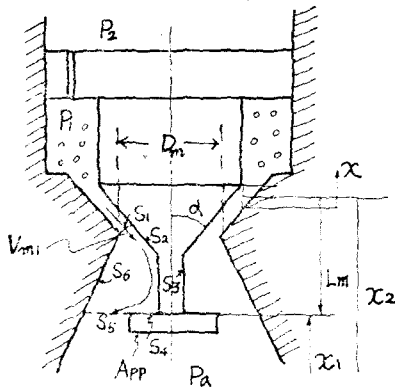


Fig. 3. Analytical model of main spool; \$S_1 \sim S_6\$ denote the control surface areas.

面 \$S_2, S_3, S_4\$ 및 \$S_6\$에서는 속도가 0이다.

이제, 面 \$S_5\$를 통과하는 運動量 flux에 의한 힘을 계산한다. 面 \$S_5\$에서의 流速의 분포나 방향을 알지 못하므로 다음과 같은 假定을 써서 半實驗的인 運動量 flux의 표현을 제안한다. 즉, 面 \$S_5\$를 통하는 운동량 flux는 流入面 \$S_1\$의 flux에 依存하고, 또 이 운동량 flux에 의한 힘은 스푸울 헤드면적 (head area) \$A_{pp}\$에 依存하는 것으로 생각한다. 즉,

$$\rho \int_{S_5} \left(\frac{x \partial q_x}{\partial t} + u q_x \right) dS = \rho x_1 \frac{dQ_A}{dt} + \rho K_v^2 V_{m1}^2 (A_0 - A_{pp}) \quad (13)$$

여기서 \$K_v\$는 주어진 헤드 면적 \$A_{pp}\$에 대하여 실험적으로 정해지는 상수이며 [4-1절 참조], \$A_0 - A_{pp}\$는 面 \$S_5\$의 면적이다.

\$S_1 = \pi D_m \sin \alpha\$, \$x_2 - x_1 = L_m\$이고 식 (12), (13)에서 流動力 \$F_5\$를 구하면 다음 식을 얻는다.

$$F_5 = -C_A^2 \pi D_m \sin 2\alpha (P_1 - P_a)x - 2K_v^2 \cdot C_A^2 (P_1 - P_a) (A_0 - A_{pp}) + \rho L_m C_A \pi D_m \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_a)} \frac{dx}{dt} + \rho L_m C_A \pi D_m \sin \alpha \cdot \frac{1}{2} x \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_a)} \frac{d(P_1 - P_a)}{dt} \quad (14)$$

2-3. 밸브의 動特性 解析

밸브의 각 오리피스를 통과하는 유체의 흐름에 대해서 연속방정식을 세우면,

$$Q_V = Q_A + Q_B + A_s \frac{dx}{dt} \quad (15)$$

$$Q_B = Q_C - A_s \frac{dx}{dt} \quad (16)$$

$$Q_C = Q_D + A_p \frac{dy}{dt} \quad (17)$$

각 스푸울에서 힘의 균형방정식은, transient term이 steady term에 비해서 작으므로 無視하면 다음과 같이 된다.

主스푸울에서 힘의 균형방정식은,

$$M_s \frac{d^2 x}{dt^2} + b_s \frac{dx}{dt} + k_1 (x + x_0) + f_s P_1 x = -f_s P_1 (A_0 - A_{pp}) + A_s (P_1 - P_2) \quad (18)$$

여기서, \$f_s = C_A^2 \pi D_m \sin 2\alpha\$,

$$f_v = 2K_v^2 \cdot C_A^2$$

파이롯트 스푸울에서는

$$M_p \frac{d^2 y}{dt^2} + b_p \frac{dy}{dt} + k_2 (y + y_0) = -C_D^2 \pi d \sin 2\phi P_3 \cdot y + 8\pi C_D^2 \sin^2 \phi P_3 \cdot y^2 + A_p \cdot P_3$$

그런데 \$d \gg y\$ 이므로

$$C_D^2 \pi d \sin 2\phi P_3 \cdot y \gg 8\pi C_D^2 \sin^2 \phi P_3 \cdot y^2$$

그러므로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$M_p \frac{d^2 y}{dt^2} + b_p \frac{dy}{dt} + k_2 (y + y_0) + f_p \cdot P_3 \cdot y = A_p \cdot P_3, \quad (19)$$

$$f_p = C_D^2 \pi d \sin 2\phi$$

위의 식들을 線型化하기 위하여 增分으로 표시하면 앞에서 구한 流量관계식 (3), (4), (6), 및 (7)은 다음 식으로 표시된다.

$$\Delta Q_A = \left. \frac{\partial Q_A}{\partial x} \right|_{P_1} \Delta x + \left. \frac{\partial Q_A}{\partial P_1} \right|_x \Delta P_1 = C_{x_A} \Delta x + C_{P_A} \Delta P_1 \quad (20)$$

$$\Delta Q_B = C_{P_B} \Delta (P_1 - P_2) \quad (21)$$

$$\Delta Q_C = C_{P_C} \Delta (P_2 - P_3) \quad (22)$$

$$\Delta Q_D = C_{P_D} \Delta P_3 + C_{x_D} \Delta y \quad (23)$$

식 (15)~(17)을 선형화하여 식 (20)~(23)의 표현을 대입하고, \$D\$를 시간에 관한 미분기호로 표시하면 다음과 같은 연속 방정식을 얻을 수 있다.

$$\Delta Q_V = C_{x_A} \Delta x + C_{P_A} \Delta P_1 + C_{P_B} \Delta (P_1 - P_2) + A_s D (\Delta x) \quad (24)$$

$$C_{P_B} \Delta (P_1 - P_2) = C_{P_C} \Delta (P_2 - P_3) - A_s D (\Delta x) \quad (25)$$

$$C_{P_C} \Delta (P_2 - P_3) = C_{P_D} \Delta P_3 + C_{x_D} \Delta y + A_p \cdot D (\Delta y) \quad (26)$$

主스푸울 및 파이롯트 스푸울의 운동 방정식 (18)과 (19)는,

$$M_s D^2 (\Delta x) + b_s D (\Delta x) + (k_1 + f_s P_{10}) \Delta x = -f_s \Delta P_1 (A_0 - A_{pp}) - f_s x_0 \Delta P_1 + A_s \Delta (P_1 - P_2),$$

$$M_p D^2 (\Delta y) + b_p D (\Delta y) + (k_2 + f_p \cdot P_{30}) \Delta y = A_p \Delta P_3 - f_p y_0 \Delta P_3$$

그런데, \$f_s x_0 \ll A_s\$, \$f_p y_0 \ll A_p\$ 이므로

$$M_s D^2(\Delta x) + b_s D(\Delta x) + (k_1 + f_v P_{10}) \Delta x = +A_s \Delta(P_1 - P_2) - f_v(A_0 - A_{pp}) \Delta P_1, \quad (27)$$

$$M_p D^2(\Delta y) + b_p D(\Delta y) + (k_2 + f_p P_{30}) \Delta y = A_p \Delta P_3 \quad (28)$$

여기서, 하첨자 "0"는 定常狀態를 표시한다.

3. Simulation.

3-1. simulation의 方法

Language "MiMic"에 의한 digital computer simulation을 위해서 사용된 조건들은 다음과 같다.

(1) C_{pd} 는 C_{pa} , C_{pb} , C_{pc} 에 비해 아주 작으므로 무시 한다.

(2) 주스푸울의 변위는 밸브 구조에 의해서 제한을 받는다.

$$0 < x < x_{\text{maximum}}$$

위의 조건 아래 앞서 유도한 방정식을 정리하면 아래와 같이 된다.

$$D^2(\Delta x) + 2\xi_s W_s D(\Delta x) + W_s^2(\Delta x) + \lambda_p D(\Delta y) + \gamma_p(\Delta y) = \eta_s \Delta Q_v, \quad (29)$$

$$D^2(\Delta y) + 2\xi_p W_p D(\Delta y) + W_p^2(\Delta y) + \lambda_s D(\Delta x) + \gamma_s(\Delta x) = \eta_p \Delta Q_v, \quad (30)$$

$$\Delta Q_v - C_{xa} \Delta x - C_{pa} \Delta P_1 - C_{xd} \Delta y - A_p D(\Delta y) = 0 \quad (31)$$

여기서,

$$\left. \begin{aligned} 2\xi_s W_s &= -\frac{1}{M_s} \left(b_s + \frac{A_s^2}{C_{pb}} \right), \\ W_s^2 &= \frac{1}{M_s} (k_1 + f_v P_{10} - f_v \cdot (A_0 - A_{pp}) \cdot C_{xa} / C_{pa}), \\ \lambda_p &= -\frac{1}{M_s} \left(\frac{A_s \cdot A_p}{C_{pb}} + \frac{f_v(A_0 - A_{pp}) A_p}{C_{pa}} \right), \\ \gamma_p &= -\frac{1}{M_s} \left(\frac{A_s C_{xd}}{C_{pb}} + \frac{f_v(A_0 - A_{pp}) C_{xd}}{C_{pa}} \right), \\ \eta_s &= -\frac{f_v(A_0 - A_{pp})}{M_s C_{pa}}, \\ 2\xi_p W_p &= \frac{1}{M_p} \left(b_p + A_p^2 \left(\frac{1}{C_{pa}} + \frac{1}{C_{pb}} + \frac{1}{C_{pc}} \right) \right), \\ W_p^2 &= \frac{1}{M_p} \left(k_2 + f_p P_{30} + A_p C_{xd} \left(\frac{1}{C_{pa}} + \frac{1}{C_{pb}} + \frac{1}{C_{pc}} \right) \right), \\ \lambda_s &= -\frac{A_s A_p}{C_{pb} M_p}, \\ \eta_p &= \frac{C_{xa} A_p}{C_{pa} M_p}, \\ \eta_p &= \frac{A_p}{M_p C_{pa}}. \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

위의 식 (29), (30), (31)로 simulation 하였다. 여
기서 각 係數들은 다음과 같이 계산 된다.

$$C_{xa} = C_{A\pi} D_m \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{10}}, \quad (33)$$

$$C_{pa} = C_{A\pi} D_m \frac{\sin \alpha}{\rho} \left(\frac{2}{\rho} P_{10} \right)^{-\frac{1}{2}} x_0, \quad (34)$$

$$C_{pb} = \frac{2}{3} C_B (P_{10} - P_{20})^{-\frac{1}{2}}, \quad (35)$$

$$C_{pc} = \frac{2}{3} C_C (P_{20} - P_{30})^{-\frac{1}{2}}, \quad (36)$$

$$C_{xd} = 2 C_P y_0 P_{30}. \quad (37)$$

Fig. 6~15까지는 simulation 결과를 나타낸다.

Fig. 6~10까지의 橫軸의 기준점(100%)은 설정압력 49kg/cm²(700psi)와 Table 2에 기재한 밸브의 諸元을 써서 방정식 (33)~(37)에 의하여 계산한 값을 100%로 定한 것이다. (각 Figure의 설명 참조). Fig. 11~15까지의 橫軸의 기준점(100%)은 Table 2의 諸元을 그대로 使用하여 100%로 定하였다.

Fig. 6~15까지의 縱軸의 기준점(100%)은 각 Parameter (橫軸)의 기준점의 값으로 계산한 maximum overshoot, settling time, 및 peak time의 크기를 100%로 定한 것이다. 그러므로 각 그림의 縱軸은 相對인 크기를 나타낸다.

3-2 Simulation의 결과 및 토의

Fig. 4와 Fig. 5는 주스푸울 및 파이롯트 스푸울의 감쇠(damping) 계수의 비(b_p/b_s)와 주스푸울의 감쇠 계수의 크기에 따른 settling time과 peak time을 나

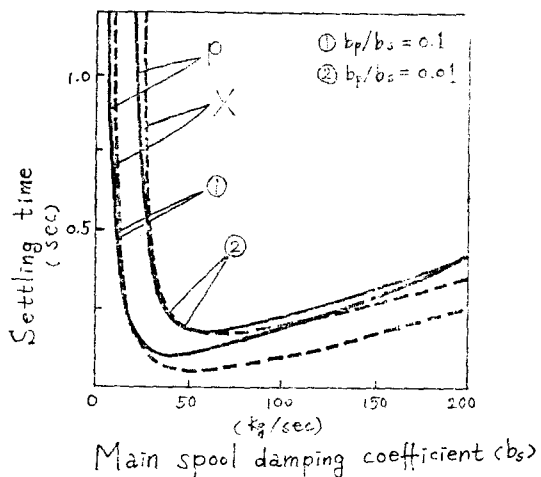


Fig. 4. Effect of damping coefficient (b_s) on stability.

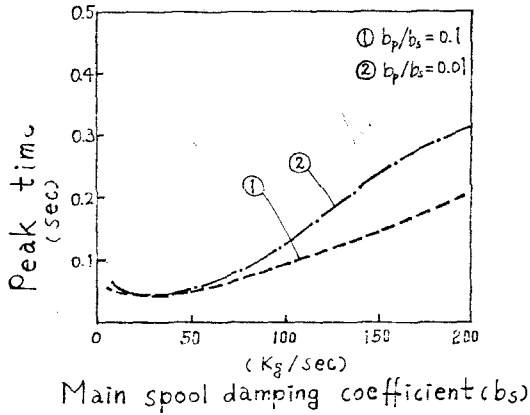


Fig. 5. Effect of damping coefficient (b_s) on response.

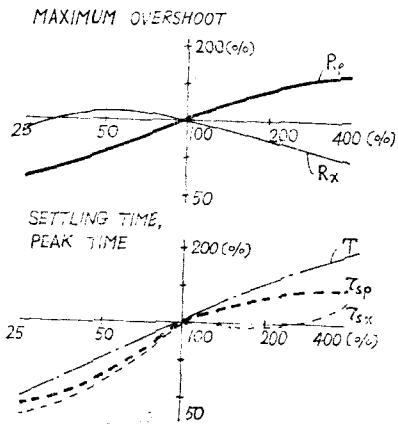


Fig. 6. Effect of flow-pressure coefficient of orifice B (C_{pb}) on response. Reference point (100%) of C_{pb} is calculated at $P_1=49\text{kg/cm}^2$ (700psi) using eq. (33) and Table 2; C_{pb} at reference point is $3.86\text{cm}^5/\text{kg}\cdot\text{sec}$. The abscissa shows relative magnitude; the reference value is taken as 100%, which was calculated with $C_{pb}=3.86\text{cm}^5/\text{kg}\cdot\text{sec}$.

- R_p ; relative magnitude of maximum overshoot of supply pressure.
- R_x ; relative magnitude of maximum overshoot of main spool displacement.
- T ; relative magnitude of peak time of main spool displacement.
- τ_{sp} ; relative magnitude of settling time of supply pressure.
- τ_{sx} ; relative magnitude of settling time of main spool displacement.

타낸다. 여기서 settling time이란 밸브가 step input 을 받았을 때 정상 상태까지 이르는 시간을 말하고, peak time이란 첫번째 maximum overshoot까지 걸리는 시간으로 定義한다. 따라서 settling time은 밸브의 安定性を 나타내고 peak time은 밸브의 應答性を 나타낸다고 볼 수 있다.

simulation 결과 감쇠계수의 비가 1일 때는 settling time과 peak time이 훨씬 더 큰 것으로 나타났고 0.1 과 0.01때는 Fig. 4와 5에 나타난 바와 같다. 그림에서 감쇠계수의 비가 0.01 때보다 0.1때가 settling time과 peak time이 더 작게 나타났고, 주스푸울의 감쇠계수가 50~100kg/sec 정도일 때가 가장 좋은 것으로 나타났다.

Fig. 6은 C_{pb} 의 값을 25~200% 변화시켰을 때 밸브의 응답을 보여준다. C_{pb} 는 오리피스 B의 flow-pressure coefficient 이고 $(\frac{d_B^8}{L_B})^{1/3}$ 에 비례한다. C_{pb} 의 값이 증가하면 밸브와 回路內의 압력은 不安定해진다.

Fig. 7에서 주스푸울의 헤드(head)면적 A_{ps} 가 증가하면 압력과 함께 밸브의 安定성이 높아짐을 알 수 있다. 그러나 밸브의 구조상 A_{ps} 는 주스푸울의 오리피스 직경 D보다 작아야 하기 때문에 A_{ps} 의 증가에는 制限이 있다.

Fig. 7 및 8은 C_{pa} 및 C_{pc} 의 값에 따른 simulation 결과를 나타낸다. C_{pa} , C_{pc} 는 오리피스 A, C의 flow-

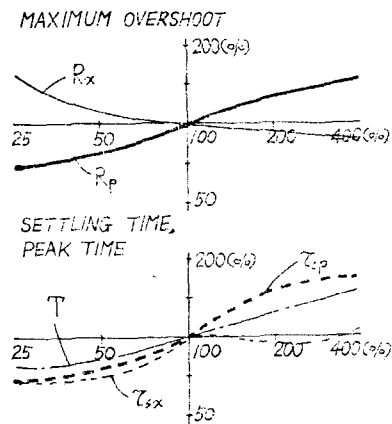


Fig. 7. Effect of flow-pressure coefficient of orifice A (C_{pa}) on response. At reference point (100%), $C_{pa}=4.98\text{cm}^5/\text{kg}\cdot\text{sec}$. The abscissa shows relative magnitude; the reference value is taken as 100%, which was calculated with $C_{pa}=4.98\text{cm}^5/\text{kg}\cdot\text{sec}$.

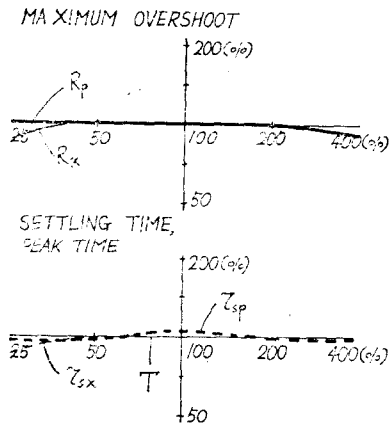


Fig. 8. Effect of flow-pressure coefficient of orifice C (C_{pc}) on response. At reference point (100%), $C_{pc}=48\text{cm}^5/\text{kg}\cdot\text{sec}$. The abscissa shows relative magnitude; the reference value is taken as 100%, which was calculated with $C_{pc}=48\text{cm}^5/\text{kg}\cdot\text{sec}$.

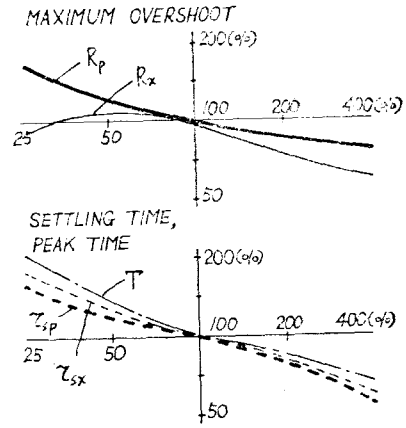


Fig. 10. Effect of flow gain of orifice D (C_{xd}) on response. At reference point, $C_{xd}=3362\text{cm}^2/\text{sec}$. The abscissa shows relative magnitude; the reference value is taken as 100%, which was calculated with $C_{xd}=3362\text{cm}^2/\text{sec}$.

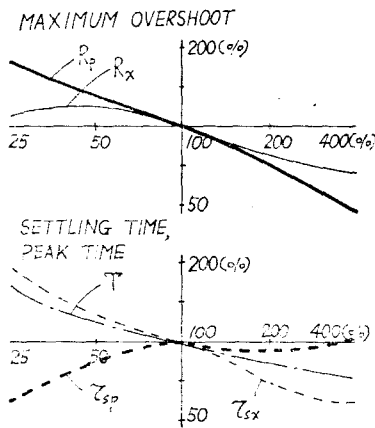


Fig. 9. Effect of flow gain of orifice A (C_{xa}) on response. At reference point (100%), $C_{xa}=16.3\times 10^3\text{cm}^2/\text{sec}$. The abscissa shows relative magnitude; the reference value is taken as 100%, which was calculated with $C_{xa}=16.3\times 10^3\text{cm}^2/\text{sec}$.

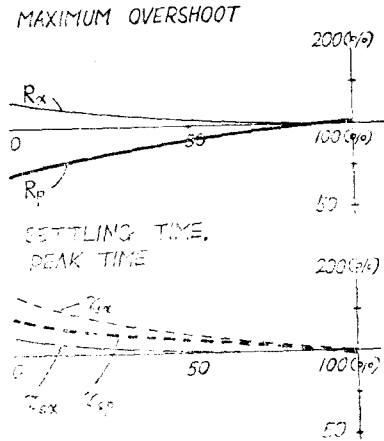


Fig. 11. Effect of main spool head area (A_{ps}) on response. At reference point (100%), $A_{ps}=0.95\text{cm}^2$ (see Table 2). The abscissa shows relative magnitude; the reference value is taken as 100%, which was calculated with $A_{ps}=0.95\text{cm}^2$.

pressure coefficient이고 직경 D_m 및 d_s^3 에 비례한다. 그림에서 C_{pa} 의 값이 증가할수록 응답이 늦어짐을 알 수 있다.

Fig. 9는 주스푸울 오리피스 A의 flow-gain의 변화에 따른 결과이다. C_{xa} 의 값이 증가할수록 밸브는 안정해 지고 응답도 빨라지지만, C_{xa} 는 오리피스 직경

D_m 에 비례하기 때문에 결과적으로 C_{pa} 가 커져서 불안정한 요소로 작용하게 된다. 따라서 적당한 값의 C_{pa} 를 갖는 것이 필요하다.

Fig. 10에서 파이롯트 스푸울의 flow gain, C_{xd} 는 값이 커질수록 안정해지고 응답도 빨라지는 것을 알 수 있다.

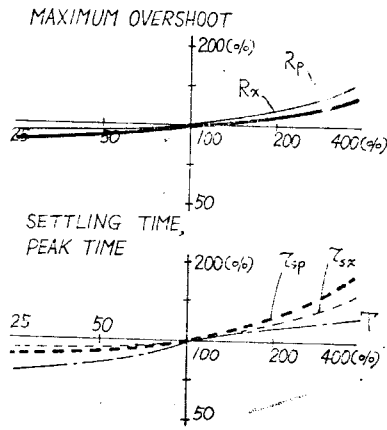


Fig. 12. Effect of main spool mass (M_p) on response. At reference point, $M_s=88.3\text{g}$ (see Table 2). The abscissa shows relative magnitude; which was calculated with $M_s=88.3\text{g}$.

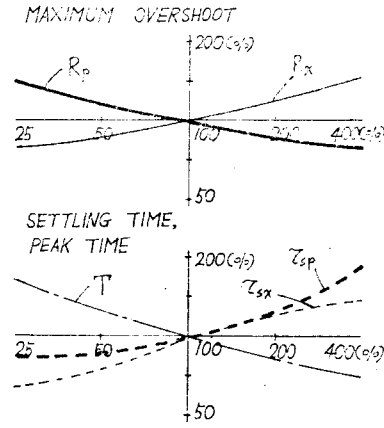


Fig. 14. Effect of main spool area (A_s) on response. At reference point, $A_s=4.33\text{cm}^2$ (see Table 2). The abscissa shows relative magnitude; the reference value is taken as 100%, which was calculated with $A_s=4.33\text{cm}^2$.

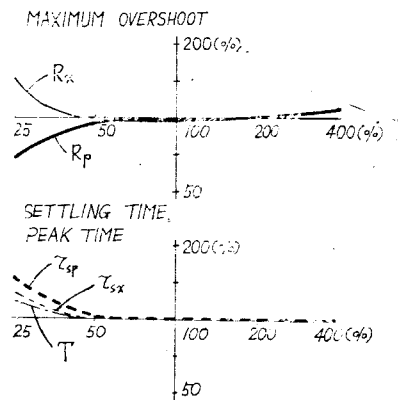


Fig. 13. Effect of Pilot spool mass (M_p) on response. At reference point (100%), $M_p=9.9\text{g}$ (see Table 2). The abscissa shows relative magnitude; the reference value is taken as 100%, which was calculated with $M_p=9.9\text{g}$.

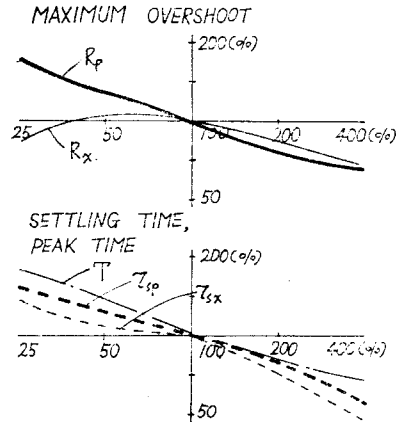


Fig. 15. Effect of pilot spool area (A_p) on response. At reference point, $A_p=0.096\text{cm}^2$. The abscissa shows relative magnitude; the reference value is taken as 100%, which was calculated with $A_p=0.096\text{cm}^2$.

Fig. 12 및 13은 주스푸울 및 파이롯트 스푸울의 질량이 밸브에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 주스푸울의 질량이 너무 커지거나 파이롯트 스푸울의 질량이 너무 작아지면 밸브는 불안정해진다.

Fig. 14와 15는 주스푸울 및 파이롯트 스푸울의 수압면적 변화에 따른 결과이다. 주스푸울의 수압면적이 커지면 응답은 빨라지나 매우 불안정하게 된다. 파이롯트 스푸울의 수압면적은 클수록 좋으나 파이롯트 스푸울을 stiff한 것을 사용하여야 하고 파이롯트부의 부피가 커져야 함으로 실제로 있어서는 制約을 받게 된다.

프링을 stiff한 것을 사용하여야 하고 파이롯트부의 부피가 커져야 함으로 실제로 있어서는 制約을 받게 된다.

릴리프 밸브를 Fig. 16과 같이 改造하여 파이롯트부와 주스푸울 스프링을 없애면 주스푸울에 작용하는 힘 F 는 유동력(flow force)과 압력에 의한 힘의 합으로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F = P \cdot A_s - \rho V m_1^2 A_s \cos \alpha - \rho K_v^2 V m_1^2 (A_0 - A_{p2})$$

그러므로 K_v 는 아래와 같이 求해진다.

본 simulation에서는 각 parameter의 값을 1/4배, 1/2배, 2배, 4배로 각각 변화시키면서 계산하였다. 실제로 構造上的 制約 때문에 더 많이 변화시키는 것은 별로 意味가 없을 것이다.

4. 실험방법 및 실험장치

4-1 K_v 의 측정

밸브의 安定性에 寄與하는 主스푸울헤드(head) 부분의 효과를 알기 위해서는, 앞서 운동량이론에서 求한 헤드에 加해지는 힘, $\rho(K_v V_{mi})^2 (A_0 - A_{pp})$ 의 값을 결정하는 것이 필요하다. K_v 의 값은 주어진 헤드(head) 면적 A_{pp} 에 대해서 실험적으로 定해질 수 있다

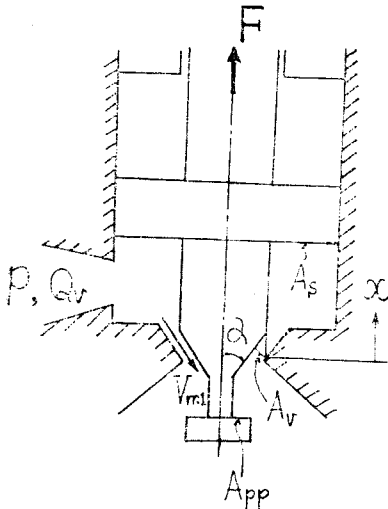


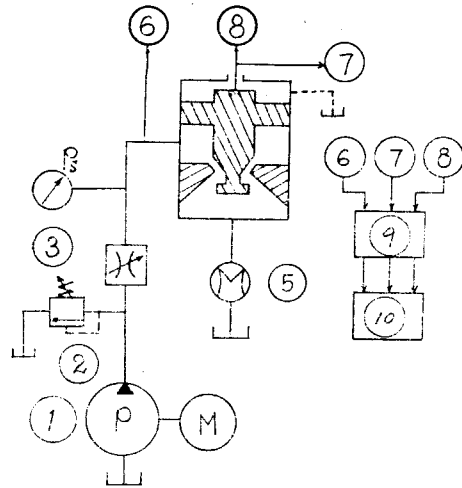
Fig.16. Sketch of the modified valve for measurement of K_v .

$$K_v^2 = \frac{P \cdot A_s - F - \rho V_{mi}^2 A_s \cos \alpha}{\rho V_{mi}^2 (A_0 - A_{pp})^2}$$

위 式에 의해서 스푸울의 開度를 0~2.0mm까지 증가시키면서, 각각의 개도에서 압력을 변화시켜 힘 F를 측정하여 K_v 의 값을 구하였다.

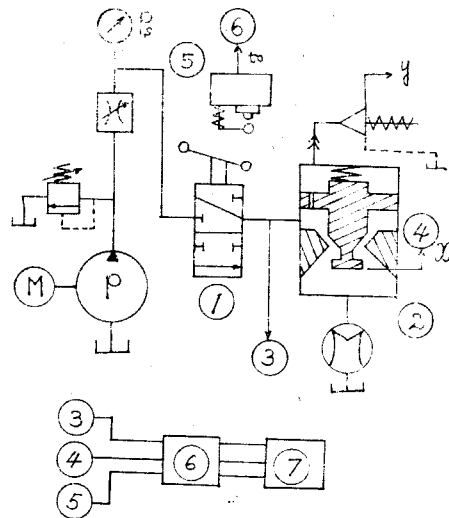
Fig. 17은 K_v 의 측정을 위한 실험회로이고 Table 1.은 실험에 사용된 밸브의 제원 및 실험조건이다.

4-2. 主스푸울 피스톤 오리피스 B가 밸브의 動特性에 미치는 영향의 측정 밸브의 동특성 측정을 위하여 릴리프밸브의 設定압력을 먼저 42kg/cm², 49kg/cm² 70kg/cm²로 조정하여 놓고, step input을 주었을 때, 오리피스 B의 직경을 0.6, 1.2, 1.8mmφ로 변화시키면서 主스푸울 下部의 압력과 스푸울의 변위를 osci-



- ① Pump
- ② Relief valve
- ③ Flow control valve
- ④ Modified valve
- ⑤ Flow meter
- ⑥ Pressure trans.
- ⑦ Linear disp. trans.
- ⑧ Load cell
- ⑨ Amplifier
- ⑩ Digital multimeter

Fig.17. Hydraulic circuit for measurement of K_v .



- ① Directional valve
- ② Relief valve
- ③ Pressure trans.
- ④ Linear disp. trans.
- ⑤ Limit switch
- ⑥ Amplifier
- ⑦ Oscillographic recorder

Fig.18. Hydraulic circuit for measurement of dynamic characteristics.

illograph로 기록하였다.

Fig. 18은 실험회로 이고 Table 2는 사용된 밸브의 諸元 및 실험조건이다. 방향조정 밸브 ①로 step input

Table 1. Experimental conditions for measurement of K_v .

P kg/cm ²	21(300), 28(400), 35(500), 42(600)		
(psig)	49(700), 56(800), 63(900), 70(1000), 77		
x mm	0~2.0	A_s mm ²	254
A_{pp} mm ²	95	α radian	0.594
A_s mm ²	53.5	D_m mm ϕ	11.5

Table 2. Dimensions of valve

d_B mm ϕ	0.6	1.2	1.8
P kg/cm ² (Psig)	42 (600)	49 (700)	70 (1000)
A_{pp} mm ²	95	48	0
d mm ϕ	3.5	D_m mm ϕ	11.4
ϕ radian	0.353	α radian	0.785
d_c mm ϕ	2.67	l_c mm	11
M_p g	9.9	M_s g	88.3
A_s mm ²	9.6	A_p mm ²	433
k_1 kg/mm	4.0	k_2 kg/mm	1.9
l_B mm	4		

을 주고 Limit switch ⑤로 step input의 始作點 (starting point)을 기록하였다.

5. 실험결과 및 고찰

Fig. 19 및 20은 실험 4-1에서 구한 K_v 의 값을 圖示한 것이다. (3-2-2 參照)

Fig. 19에서 알 수 있듯이 K_v 는 압력과 開度에 따라 변한다. 각각의 압력에 대해서 스푸울의 開度가 어느 정도 이상으로 커지면 K_v 는 0에 급속히 접근하는데, 이는 開도가 커지면 流速이 작아지고 작은 유속에서는 流動力이 압력에 의한 힘에 比해서 매우 작아지기 때문이다.

Fig. 20은 壓力에 따르는 K_v 의 값을 圖示한 것이다. 밸브를 통과하는 流量이 같을 때, 開도가 작아지면 압력이 높아지고 K_v 의 값은 증가한다. 같은 開도에서는 압력에 따라 K_v 의 값이 증가하다가 어떤 最高점을 지나면 압력이 높아져도 오히려 감소하는 경향을 갖는다 따라서 압력이 더 높아져도 K_v 는 더 이상 증가하지 않는다는 것을 보인다.

실험결과를 통하여 상수 K_v 는 릴리프밸브의 사용범위 (operation range) 내에서 대체로 0.1~0.3의 값을

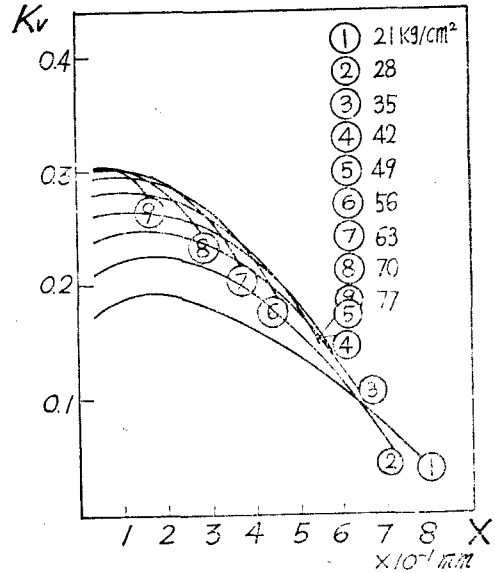


Fig. 19. Experimental results of K_v .

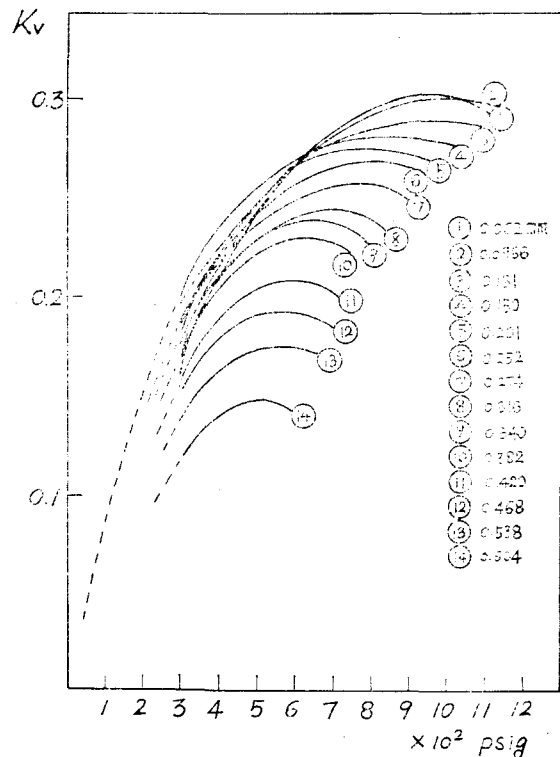


Fig. 20. Experimental results of K_v .

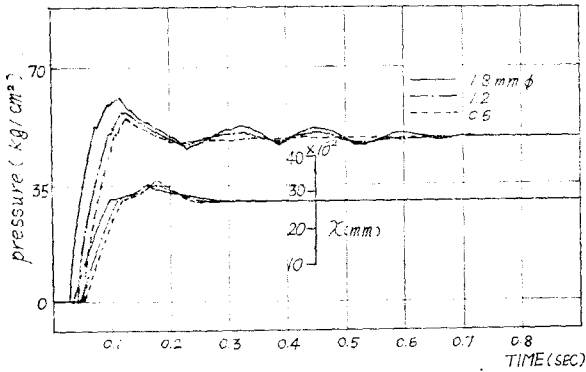


Fig. 21. Effect of orifice B on dynamic characteristics ($P_1=49\text{kg/cm}^2$).

가짐을 알 수 있다.

Fig. 21은 오리피스 B의 크기에 따른 압력과 변위에 관한 안정성 및 응답에 관한 실험결과이다. 오리피스 B는 밸브의 물리적 형태에 큰 영향없이 가장 바꾸기 쉬운 因子이다. 실험결과에서, 오리피스 B의 직경이 작아질수록 밸브는 안정해진다. 이것은 파이롯트형 릴리프 밸브의 불안정이 오리피스 의 크기를 작게 함으로써 해결할 수 있다는 것을 보여준다. 그러나 직경이 너무 작으면 실험결과에서 보는 바와 같이 應答이 늦어지게 된다. 이는 simulation 결과와도 그 傾向이 일치하고, 결과적으로 각 parameter를 구하기 위한 假定이 타당한 것으로 기대된다.

Fig. 22는 초스푸울 헤드면적 (head area) A_{pp} 가 밸브에 미치는 영향을 나타낸 것이다. A_{pp} 가 클수록 응답에는 별로 영향이 없으나 안정성은 좋아진다. 그러나 A_{pp} 는 밸브의 기하학적 형태의 制約때문에 초스푸울의 직경 D보다 크게 하기는 곤란하다.

6. 結 論

파이롯트형 릴리프 밸브의 digital computer simulation에서 얻은 결과는 실험결과와 그 傾向이 一致하고 있으며, 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

(1) 밸브의 안정성에 영향을 많이 주는 因子로는 초스푸울 오리피스 B의 flow-pressure coefficient (C_{pb}), 초스푸울의 헤드면적 A_{pp} 와 flow gain (C_{xa}), 그리고 초스푸울과 파이롯트 스푸울의 受壓面積 (A_s, A_p)이다.

(2) 밸브의 응답도(response)에 영향을 많이 주는 因

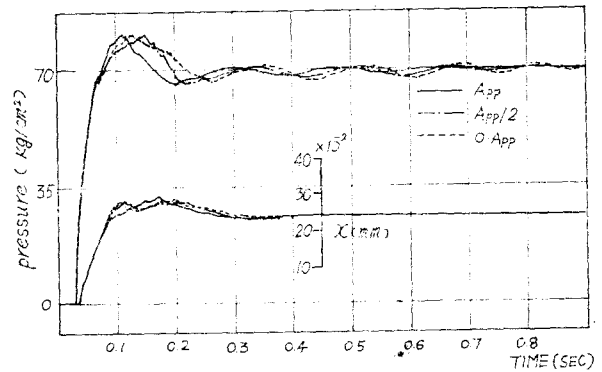


Fig. 22. Effect of head area A_{pp} on dynamic characteristics ($P_1=70\text{kg/cm}^2$).

수는 오리피스 A와 B의 flow-pressure coefficient (C_{pa}, C_{pb})와 초스푸울 및 파이롯트 스푸울의 flow gain (C_{xa}, C_{xd}), 그리고 受壓面積 (A_s, A_p)이다.

(3) 오리피스 B의 flow-pressure coefficient (C_{pb}) 즉, B의 직경이 작아지면 밸브는 안정해 지지만 너무 작아지면 應答이 느려진다.

(4) 초스푸울의 헤드면적 A_{pp} 가 클수록 감쇠 효과가 커져 밸브는 안정해지나, 밸브의 구조상 초스푸울을 오리피스 직경 D_m 보다 크게 할 수는 없다. 따라서 헤드의 직경은 D_m 에 가깝게 설계하는 것이 바람직하다.

(5) 초스푸울 수압면적 A_s 는 커지면 안정성이 나빠지고, 너무 작아지면 應答이 늦어진다.

(6) 초스푸울의 質量이 너무 크거나 파이롯트의 질량이 너무 작으면 밸브는 불안정해진다.

(7) 파이롯트 스푸울의 flow gain (C_{xd})과 수압면적 (A_p)은 클수록 안정해지고 應答도 빨라진다. 그러나 C_{xd} , 및 A_p 가 커지면 파이롯트 스프링 常數도 커져야함으로 stiff한 스프링을 사용하여야 한다. 따라서 파이롯트부의 부피가 커지고 파이롯트측 드레인(drain)의 증가로 인해서 밸브 전체의 압력-유량 특성이 나빠진다. 그러므로 C_{xd} 와 A_p 의 값을 크게 증가시키는 것은 실제 밸브에 있어서 制約을 받게 된다.

(8) 초스푸울과 파이롯트 스푸울의 감쇠계수의 비 (b_p/b_s)는 0.1 정도가 좋으며 초스푸울의 감쇠계수는 50~100kg/sec 정도가 추천된다.

參 考 文 獻

1. K. Foster; "Dynamic analysis of a two stage

- relief valve", Proc. of Conf. on hydraulic power transmission and control. 1st Mech. Engrs., London, 1961
2. T. Takenaka and E. Urata; "Static and Dynamic characteristics of Oil-Hydraulic Control Valves". *The Fluid Power International Conference*, 1968
3. 竹中利夫: "油壓制御弁の性能" 日本機械學會誌 第66卷 第538號, 1963
4. 竹中利夫, 浦田暎三, "油壓制御弁の動特性" 日本機械學會誌 第71卷 第599號, 1968
5. Herbert E. Merritt; "Hydraulic Control Systems" John Wiley & Sons, Inc. New York, 1967
6. J.F. Blackburn, G. Reethof and J.L. Shearea; "Fluid Power Control". *Technology Press of M.I. T. and Wiley*, 1960
7. 市川常雄, 今井一義, "ポペット形油壓弁の特性" マシニスト, 1969年 10月