

# 전기유압 서보밸브 플래퍼-노즐에 대한 변동 배유 오리피스스의 영향 해석

이재천\*

## An Analysis of the Effect of a Variant Drain Orifice Damping on an Electrohydraulic Servovalve Flapper-Nozzle Stage

Jae-Cheon Lee \*

### ABSTRACT

The effect of a variant drain orifice damping on the characteristics of a servovalve flapper-nozzle stage is analyzed. Steady-state characteristics of flapper-nozzle stage and the linearized dynamics of flapper-nozzle assembly with a spool valve show that the variant drain orifice damping could improve such null performance characteristics as null pressure sensitivity and linearity of gain function. Generalized design criterion and a sufficient condition for servovalve stability are also established.

**Key Words :** Electrohydraulic Servovalve(전기유압 서보밸브), Variant Drain Orifice (변동 배유 오리피스), Flapper-Nozzle (플래퍼-노즐), Null Position(중립위치), Null Gain(중립게인), Null Pressure Sensitivity (중립 압력 민감도), First Stage (일단계), Stability (안정성)

### 1. 서론

플래퍼-노즐(Flapper-Nozzle) 밸브<sup>1)</sup>는 비교적 제작하기 수월하고, 작동에 대한 신뢰성이 있으며, 중량이 작아, 서보밸브의 초입(Threshold)을 줄이고 고도의 동특성을 제공하므로, 서보밸브의 일단계 밸브로 광범위하게 사용되고 있다. 플래퍼-노즐을 이용한 일단계 전기유압 서보밸브는, 일단계 서보밸브의 문제점인 제한적 유량용량(Flow Capacity)과 불안정성(Instability)을 개선할 수 있어, 1950년 Moog에 의해 처음 개발된 이래<sup>2)</sup>, 그 정상상태 및 동특성에 대한 많은 연구가 진행되어 왔다<sup>3-11)</sup>.

최근의 서보밸브의 플래퍼-노즐에 대한 주된 연구는 플래퍼-노즐의 출구에 각종 댐퍼를 부착하

여 서보밸브의 안정성을 향상시키는 연구로써, Watton<sup>12)</sup>, Lin<sup>13)</sup>, Akers<sup>14)</sup>등이 주도하였다. Watton<sup>12)</sup>은 서보밸브 산업체에서, 경험에 의해 플래퍼-노즐의 회유선(Return Line)에 작은 후배압의 배유 오리피스를 설치하여 밸브의 안정성을 향상시키고 있음을 주목하여, 그 이론적 근거를 해석함으로써, 배유 오리피스 댐퍼가 동력 손실을 줄이고 서보밸브의 불안정성으로 인한 고주파 휘슬을 제거할 수 있음을 밝혔다. 또한 Lin<sup>13)</sup>과 Akers<sup>14)</sup>는 플래퍼-노즐의 서보밸브 일단계가 독자 안정성(Stable-Alone)을 갖도록, 플래퍼의 끝에 박막유동(Squeeze Film) 댐퍼를 부착함으로써, 플래퍼의 이동거리가 증가함에 따라 감쇄력이 지수적으로 증가하는 방안을 고안하였다. 그러나 Watton<sup>12)</sup>의 배유 오리피스는,

\* 계명대학교 자동차 공학부

Watton의 해석 결과가 보여주듯이, 플랩퍼-노즐의 중립위치(Null Position)에서의 서보밸브 시스템의 게인(Gain)을 감소시키고 플랩퍼의 이동거리에 따른 게인함수의 균일한 선형성을 손상하는 등 서보밸브의 성능에 악영향을 미친다. 그리고 Lin과 Akers의 박막유동 댐퍼<sup>(13,14)</sup>는 비록 플랩퍼-노즐 밸브의 독자 안정성을 제공한다 하더라도, 플랩퍼 어셈블리의 중량 증가로 인하여 피드백 유압이 증가함에 따라 서보밸브를 불안정하게 만들게 된다.

따라서 본 연구에서는 Watton<sup>(12)</sup>의 배유 오리피스를 수정한 Fig. 1의 변동 배유 오리피스가 플랩퍼-노즐 및 이단계 전기유압 서보밸브에 미치는 영향을 해석하였다. Watton의 고정형 배유 오리피스는 배유실(Drain Chamber)의 압력이 어느 곳이나 동일한 반면, Fig. 1의 변동 배유 오리피스에서는 배유실을 플랩퍼의 좌우로 나누어 플랩퍼의 이동에 따라 좌우 양쪽에 상이한 배유압이 생성된다. 플랩퍼가 중립위치로부터 멀어짐에 따라 플랩퍼 좌우의 배유압의 차이는 증가하며, 이에 따라 감쇄력의 증가에 의한 시스템의 안정성뿐 아니라 중립 압력 민감도(Null Pressure Sensitivity)등 밸브의 성능도 고정형 오리피스에 비해 변화될 것으로 예상된다.

## 2. 플랩퍼-노즐 단계의 정상상태 특성 해석

Fig. 1의 플랩퍼-노즐을 갖춘 이단계 서보밸브를 고려한다.

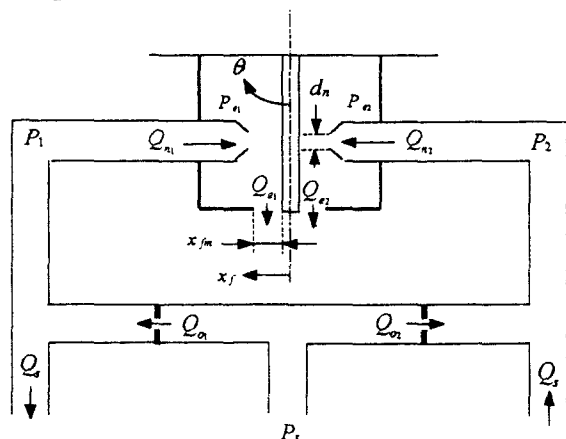


Fig. 1 Flapper-nozzle assembly with a variant drain orifice

이단계 스폴밸브로의 부하 ( $Q_s = 0$ )가 막혔다고 가

정하고 누유를 무시하면, 정상상태에서 다음의 유량 관계식을 얻는다.

$$Q_{o1} = Q_n = Q_{o2} \tag{1.1}$$

$$Q_{o1} = C_{d_o} A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_i)} \tag{1.2}$$

$$Q_n = C_{d_f} \pi d_n \Delta x_f \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_i - P_n)} \tag{1.3}$$

$$Q_{o1} = C_{d_d} w_d \Delta x_f \sqrt{\frac{2}{\rho} P_n} \tag{1.4}$$

$$\Delta x_f = \begin{cases} x_{fm} - x_f & \text{for } i = 1 \\ x_{fm} + x_f & \text{for } i = 2 \end{cases} \tag{1.5}$$

식 (1)에서는  $C_{d_o}, C_{d_f}, C_{d_d}$  각각 커튼, 노즐, 배유 오리피스의 유량계수이며,  $A_o (= \pi d_o^2 / 4)$ 는 커튼 오리피스의 단면적,  $d_n$ 은 노즐의 내경,  $w_d$ 는 배유 오리피스의 단적 상수,  $x_{fm}, x_f$ 는 각각 플랩퍼의 최대이동거리 및 이동거리를 나타낸다.

$$k_o \sqrt{1 - \bar{p}_i} = k_n \Delta_i \sqrt{\bar{p}_i - \bar{p}_n}, \tag{2.1}$$

$$\Delta_i = \begin{cases} 1 - \bar{x}_f & \text{for } i = 1 \\ 1 + \bar{x}_f & \text{for } i = 2 \end{cases}$$

$$\sqrt{\bar{p}_i - \bar{p}_n} = \gamma \sqrt{\bar{p}_{e1}} \quad (i = 1, 2) \tag{2.2}$$

식 (2)의 무차원 매개변수들은

$$k_o = C_{d_o} A_o \sqrt{2 P_s / \rho}, \quad k_n = C_{d_f} d_n x_{fm} \sqrt{2 P_s / \rho},$$

$$\bar{x}_f = x_f / x_{fm}, \quad \gamma = C_{d_d} w_d / C_{d_f} \pi d_n,$$

$$\bar{p}_i = P_i / P_s, \quad \bar{p}_n = P_n / P_s \quad (i = 1, 2) \text{ 이다.}$$

따라서, 식 (2)로부터, 서보밸브의 플랩퍼-노즐 및 오리피스들의 제원과 플랩퍼의 이동 거리에 의한 정상상태에서의 무차원 압력변수들은 다음과 같이 구해진다.

$$\bar{p}_i = \frac{1}{1+z\Delta_i^2 - \frac{z\Delta_i^2}{1+\gamma^2}} \quad (3.1)$$

$$\bar{p}_e = \frac{\bar{p}_i}{1+\gamma^2} \quad (i=1, 2) \quad (3.2)$$

식 (3)의 z는

$$z = (k_n/k_o)^2 = 16(C_{df}d_n x_{fm}/C_{do}d_o^2)^2 \text{ 이다.}$$

또한 무차원 유량손실,  $\bar{Q}_e$ 와 동력손실,  $\bar{W}_e$ 은 다음과 같이 표시된다.

$$\bar{Q}_e = \frac{Q_e + Q_{e2}}{k_n} = \frac{\gamma}{\sqrt{1+\gamma^2}} \sum_{i=1}^2 \Delta_i \sqrt{\bar{p}_i} \quad (4.1)$$

$$\bar{W}_e = \frac{W_e}{P_s k_n} = \bar{Q}_e \quad (4.2)$$

식 (3), (4)를 이용하여 z=1, 2, 3, 4 의 플랩퍼-노즐 밸브에 대해, 플랩퍼 이동거리에 따른 정상상태 무차원특성인  $\bar{p}_1 - \bar{p}_2$ ,  $\bar{p}_e$ ,  $\bar{Q}_e$ ,  $\bar{W}_e$  를 그래프로 표시하면 각각 Fig. 2, 3, 4 와 같다.

배유 오리피스에 없는 힘-피드백(Force Feedback) 서보밸브의 경우, 일반적으로 z=1 이며, 노즐 양 쪽의 중립 압력의 크기는 공급 액압의 절반이다. 한편, 직-피드백(Direct Position Feedback) 서보밸브의 경우 z 값은 4 에 이른다<sup>(1)</sup>. Fig. 2, 3, 4 에서  $\gamma \rightarrow \infty$ 인 경우는 배유 오리피스에 없는 경우의 그래프이며, 반면  $\gamma$  값이 작을수록 배유 오리피스의 초로틀(Throttle) 저항이 증가함을 나타낸다.

한편, 식 (3)으로부터 중립위치( $x_f = 0$ )에서의 중립 계인(즉, 중립 압력 민감도)에 관한 식을 구하면 다음과 같다.

$$\left. \frac{d(\bar{p}_1 - \bar{p}_2)}{dx_f} \right|_{x_f=0} = \frac{4\Lambda}{(1+\Lambda)^2}, \quad \Lambda = \frac{\gamma^2 z}{1+\gamma^2} \quad (5)$$

Fig. 5 는 서보밸브 플랩퍼-노즐 및 각 오리피스에 대한 제원인 대개변수  $\gamma$  와 z 값에 따른 식 (5)의 중립 계인의 변화를 보여준다.

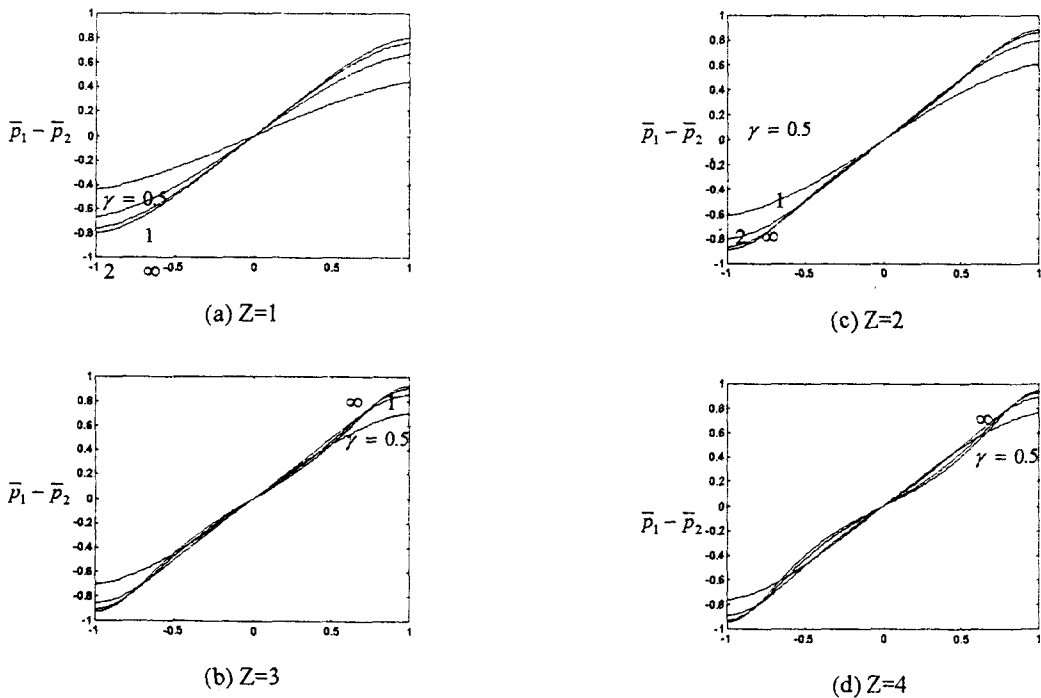


Fig. 2 Steady-state characteristics,  $\bar{p}_1 - \bar{p}_2$  vs  $\bar{x}_f$

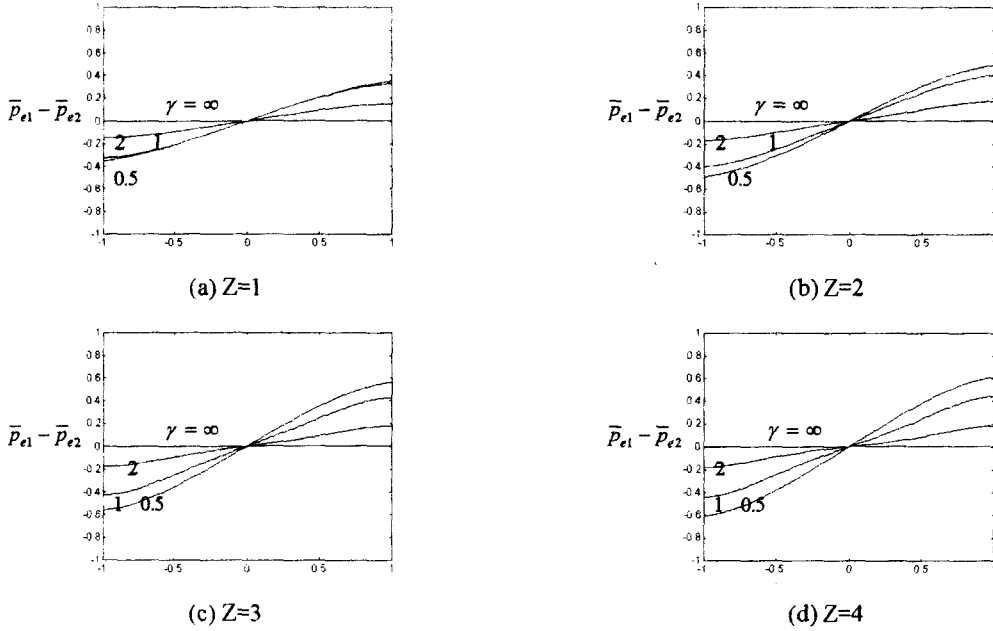


Fig. 3 Steady-state characteristics,  $\bar{p}_{e1} - \bar{p}_{e2}$  vs  $\bar{x}_f$

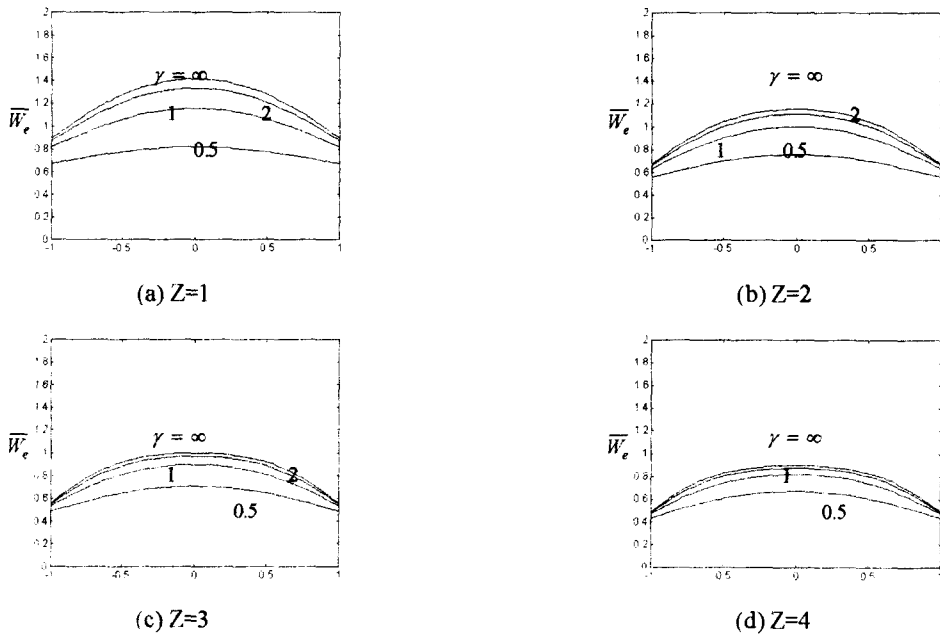


Fig. 4. Steady-state characteristics,  $\bar{w}_e$  (or  $\bar{Q}_e$ ) vs  $\bar{x}_f$

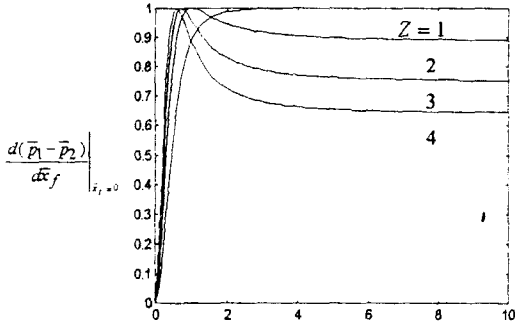


Fig. 5 Null gain variation depending on r and z

Fig. 2 와 Fig. 5 에서 보듯이 배유 오리피스 가 없는 서보밸브의 경우( $\gamma \rightarrow \infty$ ),  $z=1, 2, 3, 4$  의 밸브 중  $z=1$  일 때 중립 게인이 최대치 1에 이르며 (Merritt[5]의 해석 결과와 일치함),  $z$  값이 커질수록 중립 게인 값은 줄어듦을 보여준다.

또한, Fig. 2-5로부터 변동 배유 오리피스를 부착한 플랩퍼-노즐에 대해 다음과 같은 특성을 발견할 수 있다. 첫째,  $z \geq 2$ 인 밸브의 경우  $r < 2$  크기의 변동 배유 오리피스를 장착하여 최대 중립 게인을 얻을 수 있다. 둘째, 플랩퍼의 전 행정 (Stroke) 이동에 대한 압력민감도, 즉  $d(p_1 - p_2)/dx_f$ 는 일반적으로  $\gamma$  값이 감소할수록 선형적이다. 셋째,  $\gamma$  값이 감소하거나 혹은  $z$  값이 증가할수록 주어진 플랩퍼 위치에서의 후배압차  $|p_{e1} - p_{e2}|$ 는 증가하며 유량 및 동력손실은 감소한다.

Fig. 6은 중립위치에서의 오리피스 후배압이 주어졌을 때, 식 (3)과 (5)에 의한 서보밸브의 플랩퍼-노즐 단계의 설계기준과 변동 배유 오리피스에 의한 성능 향상을 보여준다.

즉, 후배압이 공급압력의 20% 이내일 때,  $z=1$  경우 배유 오리피스로 인한 중립 게인의 증가는 없으나,  $z=4$ 의 경우에는  $\gamma \approx 1$ 의 배유 오리피스를 플랩퍼-노즐 단계에 설치하여 약 30%의 중립 게인의 성능향상(0.67에서 0.93)을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

### 3. 플랩퍼-노즐 및 스톱밸브의 선형화 특성 해석

정상상태에서 Fig. 1의 플랩퍼-노즐 밸브와 연

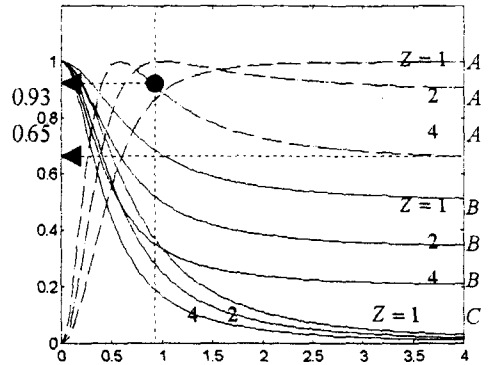


Fig. 6 Design criterion of pressure characteristics at null

결된 직(Direct)-피드백 서보밸브의 이단계 스톱밸브로의 부하 유량은 다음과 같이 표시된다.

$$Q_s = k_o \sqrt{1 - p_1 - k_n(1 - x_f)} \sqrt{p_1 - p_a} = k_n(1 + x_f) \sqrt{p_2 - p_a} - k_o \sqrt{1 - p_2} \quad (6)$$

식 (6)을 임의의 운전 조건(Operating Condition)  $\bar{x}_f, \bar{p}_1, \bar{p}_2, \bar{p}_a, \bar{p}_a$  으로부터 작은 변동량에 대해 Taylor 급수로써 선형화하여 정리하면 식 (7)을 얻는다.

$$\delta Q_s = k_n \delta x_f + (k_a - k_a - k_n) \delta p_1 = k_n \delta x_f + (k_n - k_n + k_n) \delta p_2 \quad (7)$$

식 (7)의  $\delta$ 는 변수의 미소변화를 나타내며 각 매개변수들은 다음과 같다.

$$k_n = k_n \sqrt{p_b - p_a}, k_n = k_n \sqrt{p_b - p_a}, k_a = \frac{k_o}{\sqrt{1 - p_b}}, k_n = \frac{k_o}{\sqrt{1 - p_b}}$$

$$k_n = \frac{k_n(1 - x_f)}{\sqrt{p_b - p_a}}, k_n = \frac{k_n(1 + x_f)}{\sqrt{p_b - p_a}}, k_a = \frac{k_n}{1 + \gamma^2}, k_n = \frac{k_n}{1 + \gamma^2} \quad (8)$$

플랩퍼-노즐과 연결된 서보밸브 이단계 스톱밸브의 유량 및 동특성을 해석함에 있어 흔히 작동유의 압축성과 내부누유는 무시되며, 스톱밸브의 관성력 및 복귀(Return) 스프링력을 지배적인 힘으로 간주한다(6,11). 즉, 스톱밸브의 유량 및 힘의 평형 방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$Q_s = A_p \frac{dx_p}{dt} \quad (9.1)$$

$$A_p(P_1 - P_2) = M \frac{d^2 x_p}{dt^2} + K_s x_p \quad (9.2)$$

식 (9)의  $A_p$ 는 스폴의 단면적,  $x_p$ 는 중립위치로부터 스폴의 이동거리,  $t$ 는 시간,  $M$ 은 스폴의 질량,  $K_s$ 는 복귀 스프링 상수이다.

스폴의 중립위치의 평형상태로부터 작은 변동량에 대해, 식 (9)를 Laplace 변환하여 식(7)에 대입하고 정리하면, 다음 식

$$\delta \bar{p}_1 - \delta \bar{p}_2 = (-x_{pm} A_p f_d / k_n) s \delta \bar{x}_p + f_g \delta \bar{x}_f \quad (10)$$

과 플랩퍼의 움직임에 대한 스폴의 이동 관련 식 (11)의 전달함수를 얻는다.

$$\frac{\delta \bar{x}_p(s)}{\delta \bar{x}_f(s)} = \frac{C_1 f_g}{\frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2 C_2 f_d s}{\omega_n} + 1} \quad (11)$$

식 (10), (11)의 매개변수들은,  $x_{pm}$ 은 스폴의 최대 이동 거리,  $\bar{x}_p = x_p / x_{pm}$ ,  $C_1 = A_p P_s / K_s x_{pm}$ ,  $C_2 = A_p P_s / 2 k_n \sqrt{M K_s}$ ,  $\omega_n = \sqrt{K_s / M}$  이며, 게인함수(Gain Function) 및 감쇄함수(Damping Function)로 각각 정의되는  $f_g$ 와  $f_d$ 는 다음과 같다.

$$f_g = \frac{k_{x_2}}{k_{b_2} - k_{b_1} + k_{b_3}} - \frac{k_{x_1}}{k_{a_1} - k_{a_2} - k_{a_3}} \quad (12.1)$$

$$f_d = \frac{k_n}{k_{b_2} - k_{b_1} + k_{b_3}} - \frac{k_n}{k_{a_1} - k_{a_2} - k_{a_3}} \quad (12.2)$$

식 (3), (8), (12)을 이용하여 플랩퍼 중립위치에서의 게인함수 및 감쇄함수를 구하면,

$$f_g \Big|_{x_f=0} = \frac{2z\gamma^2(1+\gamma^2)}{\Psi^2} \quad (13.1)$$

$$f_d \Big|_{x_f=0} = \frac{2z\gamma(1+\gamma^2)}{\Psi^{3/2}} \quad (13.2)$$

$$\Psi = 1 + (1+z)\gamma^2 \quad (13.3)$$

이고, 배유 오리피스가 없는( $r \rightarrow \infty$ ) 서보밸브의 경우 게인 및 감쇄함수는 식 (13)으로부터 다음과 같이 주어진다.

$$\left( f_g \Big|_{x_f=0} \right)_{\infty} = \frac{2z}{(1+z)^2} \quad (14.1)$$

$$\left( f_d \Big|_{x_f=0} \right)_{\infty} = \frac{2z}{(1+z)^{3/2}} \quad (14.2)$$

따라서, 변동 배유 오리피스가 설치되어 있을 때와 없을 때, 서보밸브 플랩퍼-노즐과 스폴밸브 어셈블리의 중립위치에서의 게인 및 감쇄상수(Damping Constant)의 비는 각각 다음과 같다.

$$\frac{f_g}{(f_g)_{\infty}} \Big|_{x_f=0} = \frac{\gamma^2(1+\gamma^2)(1+z)^2}{\Psi^2} = \frac{1+\gamma^2}{\gamma^2} \left\{ 1 - \bar{p}_{a,1} \Big|_{x_f=0} \right\}^2 \quad (15.1)$$

$$\frac{f_d}{(f_d)_{\infty}} \Big|_{x_f=0} = \frac{\gamma(1+\gamma^2)(1+z)^{3/2}}{\Psi^{3/2}} = \frac{1+\gamma^2}{\gamma^2} \left\{ 1 - \bar{p}_{a,1} \Big|_{x_f=0} \right\}^{3/2} \quad (15.2)$$

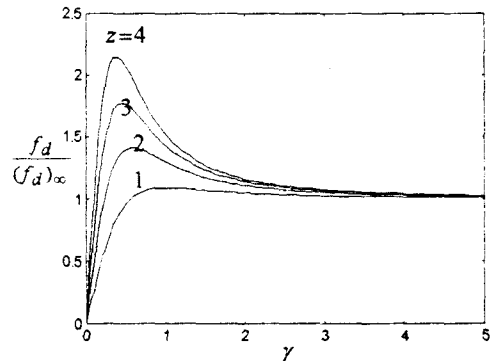
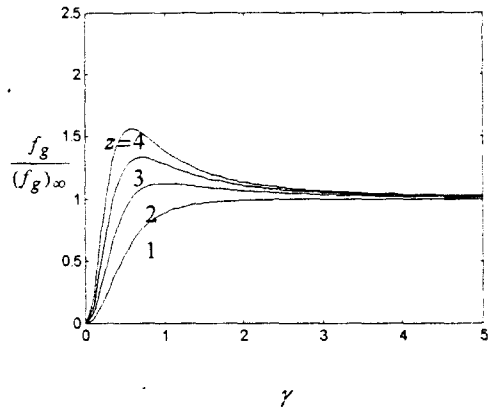


Fig. 7 Null gain and damping constant ratio of Flapper-nozzle/spool valve assembly

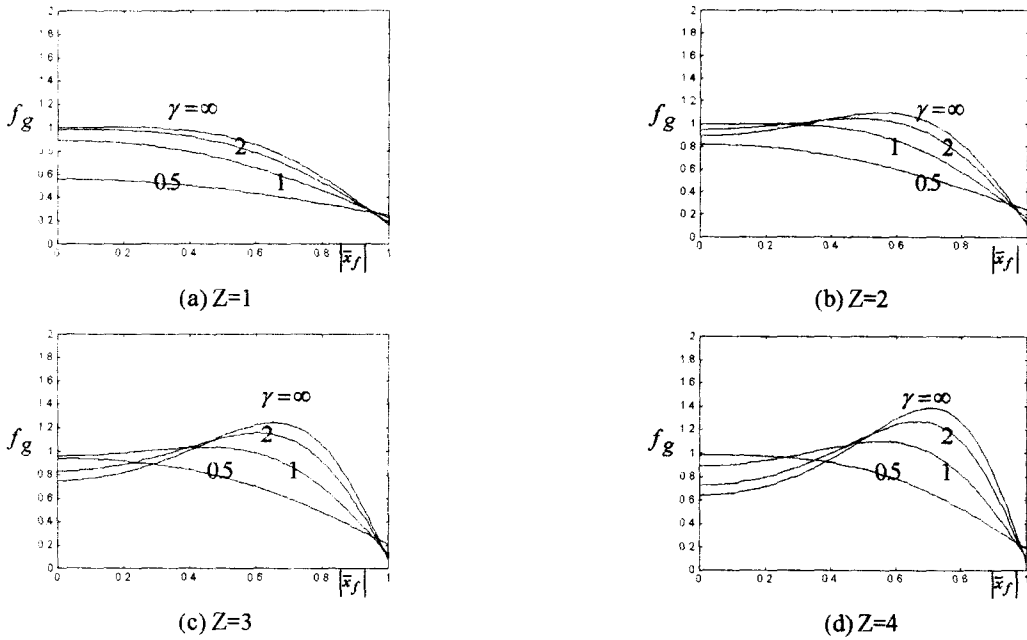


Fig. 8 Gain function of flapper-nozzle/spool valve assembly

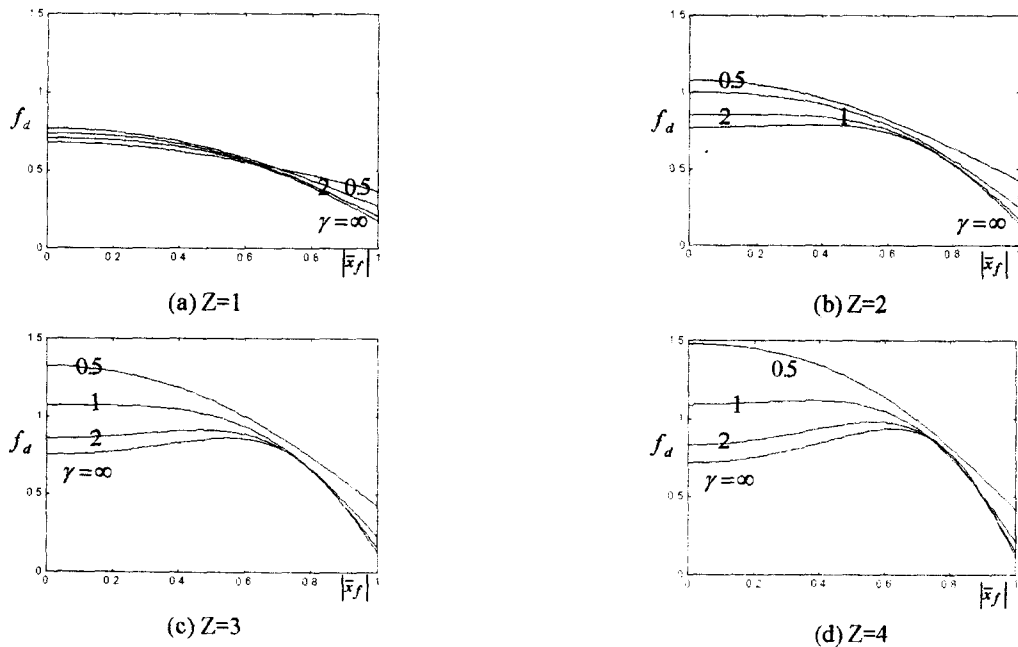


Fig. 9 Damping function of flapper-nozzle/spool valve assembly

Fig. 7은 식 (15)의  $\gamma$ 와  $z$  값에 따른 게인 및 감쇄상수의 변화를 나타낸다. Fig. 7에서 보듯이 임의의  $\gamma$  값에 대해 배유 오리피스를 설치한 서보밸브의 게인 및 감쇄상수는  $z$  값이 증가할수록 증가하였으며, 중립위치에서 게인 및 감쇄상수의 증가 효과를 보기 위한 배유 오리피스 크기는  $\gamma < 2$  이어야 한다.

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 식 (12)의 플랩퍼 위치에 대한 게인 및 감쇄함수의 그래프이다. Fig. 8에서 보듯이 배유 오리피스가 없는 서보밸브의 경우 (특히  $z$  값이 커질수록) 중립위치로부터 먼 곳에서 높은 게인이 발생하는 반면, 배유 오리피스를 설치한 경우는 거의 균일한 높은 게인을 중립위치 부근에서 얻을 수 있다. 이는 앞에서 플랩퍼-노즐의 정상상태 해석 결과, 변동 배유 오리피스의 설치로 인해 플랩퍼-노즐의 중립 게인(중립 압력 민감도) 성능이 향상되는 것과 유사한 결과이다. 한편 Fig. 9는  $z \geq 2$ 의 밸브의 경우 트로틀 저항이 큰 변동 배유 오리피스일수록(즉,  $\gamma$  값이 작을수록) 중립위치에서의 감쇄상수는 증가함을 보여준다.

#### 4. 토크모터를 포함한 서보밸브 동특성 및 안정성

전기유압 서보밸브 일단계의 토크 모터 전기력은 아마추어 공급 전류량에 비례하며, 플랩퍼의 저항 스프링력과 관성력, 압유의 점성 마찰력과 유체력등과 토크 균형을 이룬다. Nikifuruk<sup>(6)</sup>은 그 관계식을 다음과 같이 표시하였다.

$$K_i \delta = (J_a s^2 + B_a s + K_a) \delta \theta + \delta F_f r_f \quad (16)$$

식 (16)에서  $i$ 는 전류차(Current Differential),  $K_i$ 는 토크 모터의 토크 상수,  $J_a$ 는 아마추어와 부하의 관성,  $B_a$ 는 플랩퍼의 점성(Viscous) 감쇄상수,  $K_a$ 는 토크 모터와 아마추어의 스프링 상수,  $\theta$ 는 플랩퍼회전 각도,  $r_f$ 는 유효 플랩퍼 길이이며,  $F_f$ 는 플랩퍼에 작용하는 유체력으로써 다음과 같다.

$$F_f = A_n(P_1 - P_2) + A_d(P_n - P_n) = A_n \left( 1 + \frac{r_A}{1 + \gamma^2} \right) (P_1 - P_2) \quad (17)$$

식 (17)의  $A_n$ 은 노즐의 분사 단면적,  $A_d$ 는 노즐

면적을 제외한 변동 배유 오리피스의 면적,  $r_A$ 는 면적비( $r_A = A_d / A_n$ )이다.

따라서, 전기유압 서보밸브의 동특성은 식 (10), (11), (16), (17)에 의해 Fig. 10의 블록선도로 나타낼 수 있다. Fig. 10의  $i_m$ 과  $\theta_m$ 은 각각 아마추어 최대 정격전류차와 최대 플랩퍼 회전각도이다. 스펴부를

하를 배제한( $x_p=0$ ) 토크 모터 및 플랩퍼-노즐의 서보밸브 일단계 시스템의 경우, 그 전달함수에서 알 수 있듯이, 면적비  $r_A$ 가 클수록 혹은  $\gamma$  값이 작을수록 일반적으로 감쇄상수는 작아지고, 고유진동수는 증가한다. 그러나 Fig. 8에서 보듯이 플랩퍼의 위치에 따른 게인함수  $f_s$ 의 값이  $z$ 와  $\gamma$ 에 따라 변화하므로, 변동 배유 오리피스를 설치한 서보밸브의 동특성 및 안정성 조건은 게인함수를 포함하여 결정하여야 한다. 즉, Watton의 고정 배유 오리피스의 경우<sup>(11)</sup>와 유사하게, Fig. 10의 변동 배유 오리피스를 설치한 전기유압 서보밸브 시스템의 특성방정식(Characteristic Equation)을 구하여, Routh-Hurwitz 안정검사기준에 의한 안정성 조건을 구하면 다음과 같다.

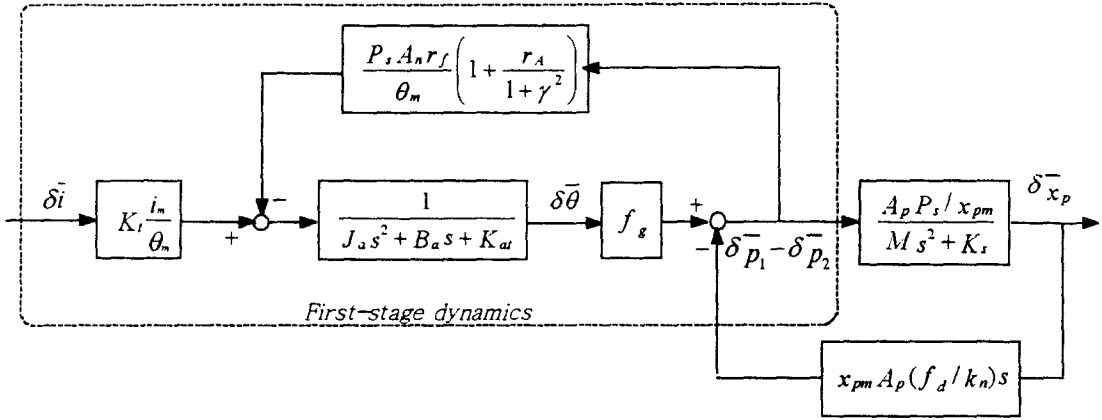
$$\frac{B_a^2 x_m}{J_a P_s A_n \left( 1 + \frac{r_A}{1 + \gamma^2} \right) r_f^2} > f_s \quad (18)$$

상기 조건 (18)에서 보듯이 변동 배유 오리피스를 설치한 서보밸브는 오리피스가 없을 때에 비해 일반적으로 안정성이 떨어진다. 그러나 Fig. 8의  $Z$ 와  $r$ 에 따른 게인함수  $f_s$ 의 그래프에서 보듯이, 오리피스가 없는 서보밸브는, 특히  $Z$  값이 큰 밸브일수록, 플랩퍼의 이동거리가 중립위치로부터 멀어짐에 따라  $f_s$ 가 크게 증가하여 불안정하게 된다. 이와 같이  $Z$  값이 큰 서보밸브에 변동 배유 오리피스를 설치함으로써 플랩퍼의 전행정간  $f_s$ 를 균일하게 만들어 서보밸브의 안정화를 도모할 수 있다.

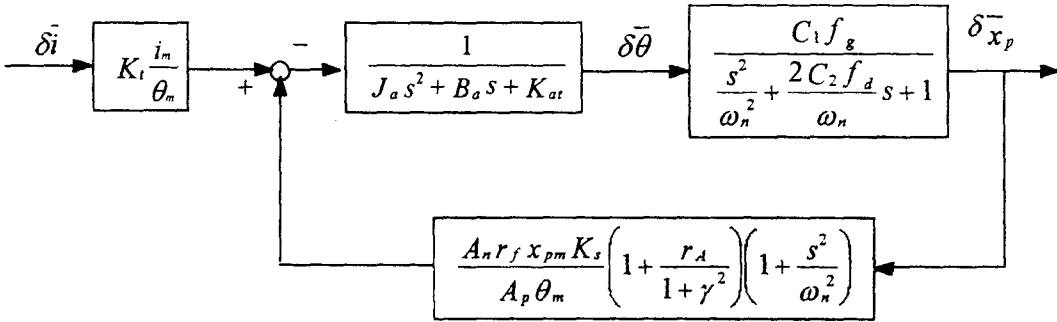
#### 5. 결론

이단계 전기유압 서보밸브의 플랩퍼-노즐 단계에 변동 배유 오리피스를 설치함에 따라 중립위치에서의 밸브 성능이 전반적으로 향상된다.





(a) Two-stage servovalve dynamics



(b) Equivalent block diagram for (a)

Fig. 10 Dynamics for a two-stage electrohydraulic servovalve with variant drain orifice

즉,  $Z=4$ 의 직-피드백 서보밸브의 경우  $\gamma \approx 1$ 의 배유 오리피스를 설치하여 약 30%의 중립 계인을 증가시킬 수 있다. 또한 변동 배유 오리피스를 설치한 서보밸브는 플랩퍼의 움직임에 대한 스톱밸브의 이동 계인이 균일하여, 아마추어 공급 전류에 대한 서보밸브 유량 계인(Flow Gain)의 선형성(Linearity)을 확보할 수 있다. 단, 변동 배유 오리피스는 고정형 오리피스와 달리 서보밸브의 안정성을 저해할 수 있으므로 식(18)의 안정성 조건에 따른 플랩퍼-노즐의 설계가 수반되어야 한다.

참고문헌

1. Maskrey, R. H. and Thayer, W. J., "A brief history

of electrohydraulic servomechanism," Trans. ASME, J. Dynamic Systems, Measurement, Control, Vol.100, pp. 110-116, 1978.

2. Moog, W.C., U.S. Patent 2625, 136 filed April 1950 and issued Jan. 1953.

3. Zaborszky, J. and Harrington, H. J., "Generalized charts of the effect of nonlinearities in 2-stage electrohydraulic control valves," AIEE Trans., Vol. 76, pp. 401-408, 1958.

4. Feng, T. Y., "Static and dynamic control characteristics of flapper-nozzle valves," Trans. ASME, J. Basic Engineering, Vol. 81, pp. 275-284, 1959.

5. Merritt, H. E., Hydraulic Control Systems, Wiley, New York, 1967.

6. Nikiforuk, P. N., Ukrainetz, P. R., and Tsai, S. C., "Detailed analysis of a two-stage four-way electrohydraulic flow-control valve," *I. Mech. E., J. Mech. Engineering Science*, Vol. 11, No. 2, pp. 168-174, 1969.
7. de Pennington, A., Mannetje, J. J., and Bell, R., "The Modelling of electrohydraulic control valves and its influence on the design of electrohydraulic derives," *I. Mech. E., J. Mech. Engineering Science*, Vol. 16, No. 3, pp. 196-204, 1974.
8. Martin, D. J. and Burrows, C. R., "The dynamic characteristics of an electrohydraulic servovalve," *Trans. ASME, J. Dynamic Systems, MEasurement, Control*, pp. 395-406, 1976.
9. Arafa, A. and Rizk, M., "Identification and modelling of some electrohydraulic servovalve nonlinearities," *Proc. Inst. Mech. Engineers*, Vol. 201, No. C2, pp. 137-144, 1987.
10. Arafa, A. and Rizk, M., "Spool hydraulic stiffness and flow force effects in electrohydraulic servovalves," *Proc. Inst. Mech. Engineers*, Vol. 201, No. C3, pp. 193-198, 1987.
11. Watton, J., "The effect of drain orifice damping on the performance characteristics of a servovalve flapper-nozzle stage," *Trans. ASME, J. Dynamics, Measurement, Control*, Vol. 109, pp. 19-23, 1987.
12. Lin, S. J. and Akers, A., "A dynamic model of the flapper-nozzle component of an electrohydraulic servovalve," *Trans. ASME, J. Dynamics, Measurement, Control*, Vol. 111, pp. 105-109, 1989.
13. Akers, A. and Lin, S. J., "Squeeze-film damping of the motion of a control flapper-nozzle," *Proc. Inst. Mech. Engineers*, Vol. 204, pp. 109-115, 1990.