

고 응답 유량제어 서보밸브의 주파수 응답특성에 관한 연구

서 종 수, 신 유 식, 지 명 국, 전 영 흥*, 정 효 민*, 정 한 식*

경상대학교 대학원 정밀기계공학과, *경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소

A Study on the Frequency Response Characteristics of High Response Flow Control Servo Valve

Jong-Soo Seo, You-Sik Shin, Myung-Kuk Ji,
Young-Heung Chun*, Hyo-Min Jeong*, Han-Shik Chung*

Graduate School of Precision Mechanical Engineering, Gyeongsang National Univ., Tongyeong 650-160, Korea

*School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National Univ., Tongyeong 650-160, Korea

(Received December 14, 2003; revision received April 21, 2003)

ABSTRACT: The purpose of this research is to derive the principal design parameters governing the dynamic characteristics of the high response flow control servo valve. For this purpose, a numerical modeling of the servo valve system and a parameter sensitivity analysis to a frequency response characteristics was performed. As a result of these analysis, a basis for improvement of a dynamic characteristics of servo valve was arranged.

Key words: Dynamic characteristics(동특성), Sensitivity(민감도), Amplitude ratio(이득비), Phase difference(위상차)

기 호 설 명

b : 피드백 스프링 길이 [m]	D_o : 고정 오리피스 직경 [m]
B_f : 플레퍼부 유효 감쇠계수 [m-N-s]	J_f : 아마추어-플레퍼 회전관성 [m-N-s ²]
B_s : 스톱부 유효 감쇠계수 [N/s]	K_f : 플렉서 튜브 강성계수 [N/m]
C_d : 스톱부 유량계수	K_t : 토크모터 이득상수
C_{di} : 드레인 오리피스의 유량계수	K_w : 피드백 스프링 강성계수 [N/m]
C_{do} : 고정 오리피스의 유량계수	M_s : 스톱 질량 [kg]
C_{df} : 노즐의 유효 유량계수	V_d : 드레인 챔버 체적 [m ³]
C_v : 스톱부 체적계수	V_o : 스톱 양단 챔버의 초기체적 [m ³]
D : 스톱 랜드의 직경 [m]	X_{f0} : 노즐-플레퍼 간의 초기간격 [m]
D_d : 드레인 오리피스 직경 [m]	X_{mv} : 스톱의 최대이동범위 [m]
D_n : 노즐 직경 [m]	

그리스 문자

† Corresponding author

Tel.: +82-55-640-3185; fax: +82-55-640-3188

E-mail address: hschung@nongae.gsnu.ac.kr

ρ : 유압유 밀도 [kg-s²/m]

β : 유압유 체적 탄성계수 [m²/N]

γ : 플레퍼 길이 [m]

1. 서 론

일반적으로 서보(servo) 혹은 서보 기구(servo mechanism)란 물체의 위치, 속도, 가속도 및 자세 등을 제어하여 목표치의 임의 변화에 추종하도록 구성된 제어계를 의미한다. 전기유압 서보밸브는 유압시스템의 유량이나 압력을 제어하는 밸브로서 일반적으로 수 mA 정도의 미약한 전기신호에 의해 수백 kg/cm² 이상의 압력과 수천 lpm 이상의 유량을 제어하는 밸브이다. 전기유압 서보밸브는 각종 산업용 증장비와 로봇, 항공기, 위성체의 유압 서보 제어시스템 구성에 있어서 시스템의 성능을 좌우하는 필수적인 핵심부품이다. 따라서 미래 첨단산업 분야에서 선진국과의 경쟁을 위해서 유압 서보밸브의 국산화 기술 확보와 이를 활용한 서보 제어시스템 설계 기술 확보는 반드시 선결되어야 하는 과제다. 그러므로 서보밸브의 동특성 해석기법⁽¹⁾ 및 전기기계적 설계 기술 확보는 매우 중요한 의미를 가지며 전형적인 메카트로닉스 기술개발의 경우에 해당이 된다. 특히 노즐-플래퍼형 전자유압 서보밸브는 미국의 Moog에 의해 처음 개발되었고, Merritt⁽²⁾에 의해 이론적인 체계가 확립되었다고 볼 수 있다. 이후 노즐-플래퍼부의 압력 및 유량특성에 관한 연구가 Feng⁽³⁾에 의해 수행되어 노즐의 분사력과 분사계수에 대한 실험장치와 실험치가 제시되었고, Lin and Akers^(4,5)에 의해 노즐-플래퍼 밸브의 성능예측 및 실험결과가 각각 발표되었다. 본 연구는 서보밸브 전체 시스템의 모델링 및 주파수 응답특성에 대한 민감도를 해석하여 각 파라미터들이 시스템 전체의 동특성에 미치는 영향을 정량적으로 도출하고자 한다.

2. 서보밸브 해석

2.1 서보밸브의 개요

전기유압 서보밸브는 주요 형상에 따라 노즐-플래퍼형, 제트 파이프형, 디플렉터형, 기타 형으로 나누어지고 증폭단수에 따라 1, 2, 3단 등으로 구분된다. 또 제어유형에 따라 유량제어형, 압력 제어형, 압력-유량제어형으로 구별되며 피드백 방식에 따라 직접피드백 방식, 위치피드백 방식, 압력피드백 방식 등이 있다. 본 연구의 대상이 되

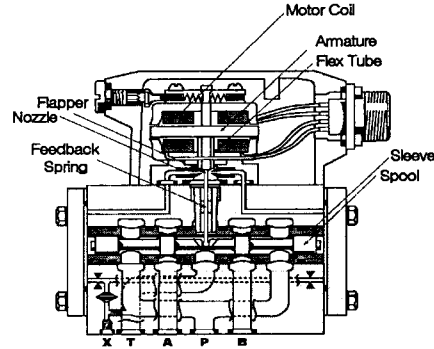


Fig. 1 Schematic diagram of typical electro-hydraulic servo valve.

는 밸브는 플래퍼-노즐형 2단 힌피드백 방식 유량제어 전기유압식 서보밸브이며, 기본적인 구조는 Fig. 1과 같다.

2.2 노즐-플래퍼부 해석

각 작용 토크에 대한 수학적 모델은 다음과 같이 결정된다.

(1) 마그네틱 토크

$$T_t = K_t \cdot i \quad (1)$$

(2) 플렉서 튜브에 의한 토크

$$T_f = K_f \cdot \theta \quad (2)$$

(3) 피드백 스프링에 의한 토크

$$\begin{aligned} T_s &= M_s + F_s \cdot r \\ &= K_w \cdot [(r+b)\theta - x_v](r+b) \end{aligned} \quad (3)$$

(4) 플래퍼-노즐부 유동력(flow force)에 의한 토크

$$\begin{aligned} F_h &= (F_1 - F_2) \cdot r = (P_{n1} - P_{n2})A_N \cdot r \\ &\quad + 4\pi C_{df}^2 [(x_{f0} + x_f)^2 (P_{n1} - P_e) \\ &\quad - (x_{f0} - x_f)^2 (P_{n2} - P_e)] \cdot r \end{aligned} \quad (4)$$

(5) 플래퍼 운동방정식의 유도

$$J_f \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_f \cdot \frac{d\theta}{dt} = T_t + T_h - T_s - T_f \quad (5)$$

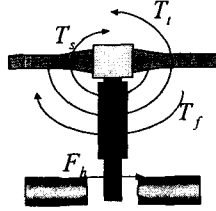


Fig. 2 Acting force on flapper-nozzle assembly.

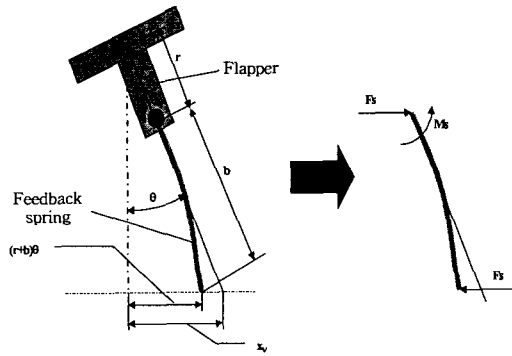


Fig. 3 Acting force on feedback spring.

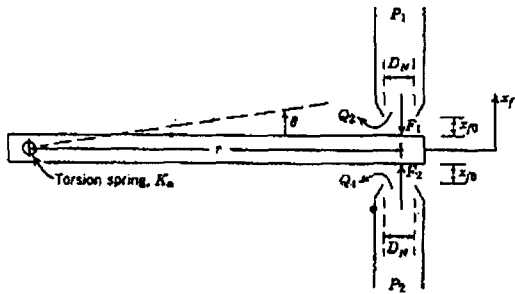


Fig. 4 Flapper-nozzle.

Fig. 2는 토크모터에 전류입력시 아마츄어-플래퍼 조립부에 발생하는 토크의 종류들을 나타내고 있다.

Fig. 3은 피드백 스프링의 양단에 작용하는 힘 F_s 와 모멘트 M_s 의 반작용이 플래퍼 하단(연결점)에 존재함을 나타낸다.

Fig. 4는 양분사 플래퍼 밸브에 있어 노즐로부터 배출되는 유체에 의해 플래퍼에 작용하는 유동력을 나타내고 있다.

2.3 스푼-슬리브 해석

Fig. 5는 유압 서보밸브의 스푼부에 대한 상세

도이다. 공급라인으로부터 오리피스를 통과한 유량은 밸브의 플래퍼-노즐부로 공급된다. 여기서 밸브 스푼에 작용하는 힘은 유동력 F_f , 스푼 양단의 압력에 의해 발생하는 F_h 와 피드백 스푼에 의해 발생하는 F_s 로 구분된다.

2.3.1 스푼 내부의 연속방정식

유압 서보밸브의 공급라인에서 스푼 단면, 노즐부까지 연결된 각 챔버 및 드레인 오리피스 내부에서의 압력의 변화는 다음의 연속방정식으로부터 결정된다.

$$\frac{dP_{n1}}{dt} = \frac{\beta}{V_1} \cdot (Q_{s1} - Q_{n1} - A_s \dot{x}_v) \quad (6)$$

$$\frac{dP_{n2}}{dt} = \frac{\beta}{V_2} \cdot (Q_{s2} - Q_{n2} + A_s \dot{x}_v) \quad (7)$$

여기서,

$$V_1 = V_0 + A_s \cdot x_v, \quad V_2 = V_0 - A_s \cdot x_v \quad (8)$$

$$\frac{dP_e}{dt} = \frac{\beta}{V_d} \cdot (Q_{n1} + Q_{n2} - Q_d)$$

2.3.2 스푼 밸브의 운동방정식

밸브 챔버 내의 유체유량변동에 의해 유체가 가속 또는 감속될 경우 각 챔버 내에서의 과도상태 유동력방정식은 다음과 같다.

$$\overline{F}_i = (L_1 - L_2) Cd \omega \sqrt{\rho(P_S - P_L)} \frac{dx_v}{dt} \quad (9)$$

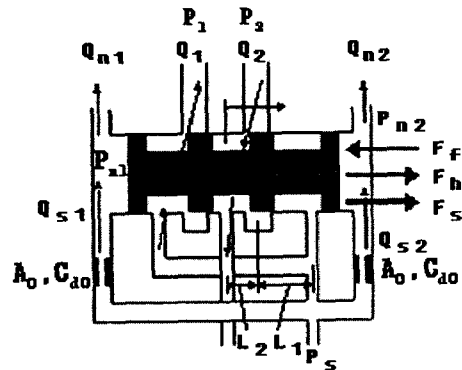


Fig. 5 Structure of spool valve.

유체의 유로면적 제어에 의해 스톱을 부를 흐르는 유체의 분출속도의 변화에 의한 압력차 증가로 인해 밸브 열림을 방해하는 정상상태 유동력방정식은 다음과 같이 나타낸다.

$$\begin{aligned} \overline{F_s} &= \rho Q_1 \frac{Q_1}{C_c \cdot \omega x_v} \cos \theta \\ &+ \rho Q_2 \frac{Q_2}{C_c \cdot \omega x_v} \cos \theta \\ &= 2C_d C_v \omega (P_s - P_L) x_v \cos \theta \end{aligned} \quad (10)$$

여기서, θ 는 jet angle이다. 또한 밸브 스톱에 작용하는 유동력은 다음과 같이 표현된다.

$$\overline{F_f} = \overline{F_s} + \overline{F_t} \quad (11)$$

밸브 스톱 양단의 압력에 의해 발생하는 힘은 다음과 같다.

$$F_h = (P_{n1} - P_{n2}) A_s \quad (12)$$

따라서 위의 식을 종합하여 밸브 스톱의 운동방정식을 나타내면 다음의 식(13) 및 (14)와 같다.

$$M_s \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_s \frac{dx_v}{dt} = (P_{n1} - P_{n2}) A_s + F_s - F_f \quad (13)$$

$$\begin{aligned} (P_{n1} - P_{n2}) A_s + K_w (r + b) \theta &= M_s \frac{d^2 x_v}{dt^2} \\ &+ \{B_s + (L_1 - L_2) C_d \omega (P_s - P_L)\} \frac{dx_v}{dt} \\ &+ \{2C_d C_v \omega (P_s - P_L) \cos \gamma + K_w\} \cdot x_v \end{aligned} \quad (14)$$

3. 주파수 응답특성에 대한 민감도해석

전기유압 서보밸브의 동특성을 나타내는 척도로서는 일반적으로 주파수 응답특성(Frequency Response Characteristics)을 이용한다. 주파수 응답특성은 시스템의 보드 선도(Bode Plot)로부터 90° 위상차가 나타나는 주파수-이를 유압 서보밸브의 대역폭(Bandwidth)으로 정의- 및 이 영역에서의 최소 입-출력 비(Input-Output Ratio)로 기술되며, 이는 시스템의 중요한 설계사양이 된다.

3.1 모델 선형화 및 전달함수의 유도

3.1.1 유압 서보밸브 모델에 대한 선형화

유압 서보밸브의 주파수 응답특성을 수학적 모델로부터 예측하기 위해서는 모델 선형화(Model Linearization) 과정이 필수적이다. 모델 선형화를 위해서는 유압 서보밸브 상태변수들의 작동점에서 값을 정의해야 한다. 우선 각 상태변수들의 값의 범위를 동일하게 하기 위해 다음 방정식과 같은 정규화된 상태변수를 정의하고 이를 이용하여 선형화 모델을 기술한다.

$$\overline{x_v} = \frac{x_v}{x_{vm}}, \quad \dot{\overline{x_v}} = \frac{\dot{x}_v}{x_{vm}} \quad (15)$$

$$\overline{\theta} = \frac{\theta}{\theta_m}, \quad \dot{\overline{\theta}} = \frac{\dot{\theta}}{\theta_m} \quad (16)$$

$$\overline{P}_{n1} = \frac{P_{n1}}{P_s}, \quad \overline{P}_{n2} = \frac{P_{n2}}{P_s}, \quad \overline{P}_e = \frac{P_e}{P_s} \quad (17)$$

유압 서보밸브의 수학적 모델을 기술하는 7개의 상태변수들의 작동점에서 값을 다음과 같이 계산할 수 있다. 우선 스톱의 변위 및 속도, 플래퍼의 회전 변위 및 회전 각속도의 작동점에서의 값은,

$$x_v = 0, \quad \dot{x}_v = 0 \quad (18)$$

$$\theta = 0, \quad \dot{\theta} = 0 \quad (19)$$

이다.

또한 양쪽 노즐 챔버 및 드레인 챔버의 초기압력은 정상상태 지배방정식으로부터 유도할 수 있다. 즉, 각 챔버의 압력변화가 없다고 하면 방정식(20) 및 (21)과 같이 정리할 수 있다.

$$(\overline{P}_{n1})_{op} = (\overline{P}_{n2})_{op} = \overline{P}_0, \quad (\overline{P}_e)_{op} = \overline{P}_{e0}$$

$$C_{d0} A_o \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}} \cdot \sqrt{1 - \overline{P}_0} \quad (20)$$

$$- C_{df} D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}} \cdot \sqrt{\overline{P}_0 - \overline{P}_{e0}} = 0$$

$$2C_{df} D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}} \cdot \sqrt{\overline{P}_0 - \overline{P}_{e0}} \quad (21)$$

$$- C_{dd} A_d \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}} \cdot \sqrt{\overline{P}_{e0}} = 0$$

위 식으로부터 각 챔버의 작동점에서의 정상상태 압력을 구하면,

$$\bar{P}_0 = \frac{R_s^2(1+R_d^2)}{1+R_s^2(1+R_d^2)} \quad (22)$$

$$\bar{P}_{e0} = \frac{R_s^2 R_d^2}{1+R_s^2(1+R_d^2)} \quad (23)$$

이다.

여기서, R_s 및 R_d 는 다음의 식(24)와 (25)이다.

$$R_s = \frac{C_{d0} A_o}{C_{df} D_n \pi x_{f0}} \quad (24)$$

$$R_d = \frac{2C_{df} D_n \pi x_{f0}}{C_{dd} A_d} \quad (25)$$

따라서, 유압 서보밸브의 동적 거동을 기술하는 비선형 미분방정식을 작동점 기준으로 선형화하면 다음과 같이 표현된다.

플래퍼의 운동방정식

$$J_a \frac{d^2 \theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} + K_a \theta = K_1 (\Delta \bar{P}_{n1} - \Delta \bar{P}_{n2}) + K_m \bar{i} + K_2 \bar{x}_v \quad (26)$$

여기서,

$$J_a = J_f, \quad B_a = B_f$$

$$K_a = K_f + K_w(r+b)^2 - 16\pi C_{df}^2 x_{f0} r^2 P_S (\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0})$$

$$K_1 = \frac{P_S A_n r}{\theta_m} + \frac{4\pi C_{df}^2 x_{f0}^2 r P_S}{\theta_m}$$

$$K_2 = \frac{K_w(r+b)x_{vm}}{\theta_m}, \quad K_m = \frac{K_i i_{rat}}{\theta_m}$$

스풀의 운동방정식

$$M_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_v \frac{dx_v}{dt} + K_v x_v = K_3 (\Delta \bar{P}_{n1} - \Delta \bar{P}_{n2}) + K_4 \bar{\theta} \quad (27)$$

여기서,

$$M_v = M_s$$

$$B_v = B_s + (L_1 - L_2) C_d w \sqrt{\rho(P_S - P_L)}$$

$$K_v = K_w + 2C_d C_v w (P_S - P_L) \cos \gamma$$

$$K_3 = \frac{P_S A_s}{x_{vm}}, \quad K_4 = \frac{K_w(r+b)\theta_m}{x_{vm}}$$

노즐 1, 2 챔버 내의 압력에 대한 미분방정식

$$\frac{d}{dt} (\Delta \bar{P}_{n1}) = -K_p \Delta \bar{P}_{n1} - K_\theta \bar{\theta} - K_l \frac{dx_v}{dt} + K_r \Delta \bar{P}_e \quad (28)$$

$$\frac{d}{dt} (\Delta \bar{P}_{n2}) = -K_p \Delta \bar{P}_{n2} + K_\theta \bar{\theta} + K_l \frac{dx_v}{dt} + K_r \Delta \bar{P}_e \quad (29)$$

여기서,

$$K_p = \frac{\beta}{V_0 P_S} \left\{ C_{d0} A_o \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \cdot \left(\frac{1}{2\sqrt{1-\bar{P}_0}} \right) + C_{df} D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \left(\frac{1}{2\sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}}} \right) \right\}$$

$$K_\theta = \frac{\beta}{V_0 P_S} C_{df} D_n \pi r \theta_m \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \cdot \sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}}$$

$$K_l = \frac{\beta A_s x_{vm}}{V_0 P_S}$$

$$K_r = \frac{\beta}{V_0 P_S} \left(C_{df} D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \cdot \frac{1}{2\sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}}} \right)$$

드레인 챔버 내의 압력에 대한 미분방정식

$$\frac{d}{dt} (\Delta \bar{P}_e) = -K_e \Delta \bar{P}_e + K_f (\Delta \bar{P}_{n1} + \Delta \bar{P}_{n2}) \quad (30)$$

여기서,

$$K_e = \frac{\beta}{V_{d0} P_S} \left\{ 2C_{df} D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \left(\frac{1}{2\sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}}} \right) + C_{dd} A_d \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \cdot \left(\frac{1}{2\bar{P}_e} \right) \right\}$$

$$K_f = \frac{\beta}{V_d P_S} \left(C_{df} D_n \pi x_{f0} \sqrt{\frac{2P_S}{\rho}} \cdot \frac{1}{2\sqrt{\bar{P}_0 - \bar{P}_{e0}}} \right)$$

3.1.2 전달함수의 유도

앞에서 얻어진 유압 서보밸브의 선형화 모델에 대해서 라플라스 변환을 수행하면 다음의 전달함수식을 유도할 수 있다.

$$(J_a s^2 + B_a s + K_a)\Theta = K_1(\Delta\bar{P}_{n1}(s) - \Delta\bar{P}_{n2}(s)) + K_m \bar{I} + K_2 \bar{X}_v \quad (31)$$

$$(M_v s^2 + B_v s + K_v)X_v = K_3(\Delta\bar{P}_{n1}(s) - \Delta\bar{P}_{n2}(s)) + K_4 \bar{\Theta} \quad (32)$$

$$(s + K_p)\Delta\bar{P}_{n1}(s) = -K_\theta \bar{\Theta} - K_I s \bar{X}_v + K_r \Delta\bar{P}_e(s) \quad (33)$$

$$(s + K_p)\Delta\bar{P}_{n2}(s) = K_\theta \bar{\Theta} + K_I s \bar{X}_v + K_r \Delta\bar{P}_e(s) \quad (34)$$

$$(s + K_e)\Delta\bar{P}_e(s) = K_f(\Delta\bar{P}_{n1}(s) + \Delta\bar{P}_{n2}(s)) \quad (35)$$

이로부터 입력전류에 대한 스톨 변위의 전달함수는 방정식(36)과 Fig. 6의 블록선도로 기술할 수 있다.

$$\frac{\bar{X}_v(s)}{\bar{I}(s)} = \frac{N(s)}{D(s)} \quad (36)$$

여기서,

$$N(s) = K_m(s + K_p)\{K_4(s + K_p) - 2K_3K_\theta\}$$

$$D(s) = \{ (J_a s^2 + B_a s + K_a)(s + K_p) + 2K_1K_\theta \}$$

$$\times \{ (M_v s^2 + B_v s + K_v)(s + K_p) + 2K_3K_I s \}$$

$$+ \{ 2K_1K_I s - K_2(s + K_p) \} \{ K_4(s + K_p) - 2K_3K_\theta \}$$

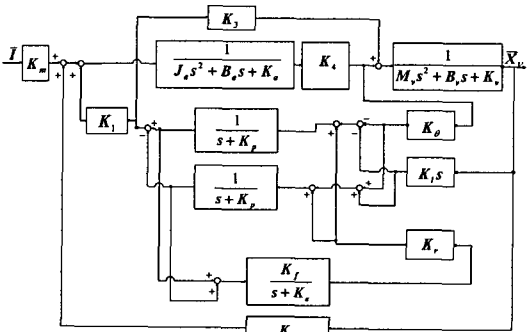


Fig. 6 The block diagram of the electro hydraulic servo valve.

3.2. 설계 파라미터에 대한 민감도 해석

파라미터 민감도 해석은 특정 파라미터의 변화에 대한 시스템의 출력 또는 설계자가 정의한 임의의 목적함수(Object Function)의 변화를 정량적으로 정의함으로써 파라미터의 시스템에 미치는 영향을 파악하고 이를 설계 지식으로 활용하는 데 있어서 효과적인 방법이다. 본 연구에서는 유압서보밸브의 설계에 있어서 고려해야 할 주요 설계 파라미터를 선정하고 각 설계 파라미터의 변화에 대한 시스템의 주파수 응답특성 변화를 고찰하였다. 이로부터 주파수 응답특성에 지배적인 영향을 미치는 인자를 추출하고 이를 설계 지식으로 활용할 수 있도록 하였다. 본 연구의 파라미터는 Table 1과 같다.

Table 1 Principal design parameters

Index	Symbol	Description
1	K_t	Torque motor gain
2	K_w	Feedback spring stiffness
3	K_f	Flexure tube stiffness
4	D_o	Fixed orifice diameter
5	D_n	Nozzle diameter
6	D	Spool diameter
7	D_d	Drain orifice diameter
8	X_{f0}	Nozzle-flapper initial gap
9	J_f	Flapper rotational inertia
10	B_f	Flapper effective damping coefficient
11	M_s	Spool mass
12	B_s	Spool effective damping coefficient
13	β	Oil effective bulk modulus
14	γ	Flapper length
15	b	Feedback spring length

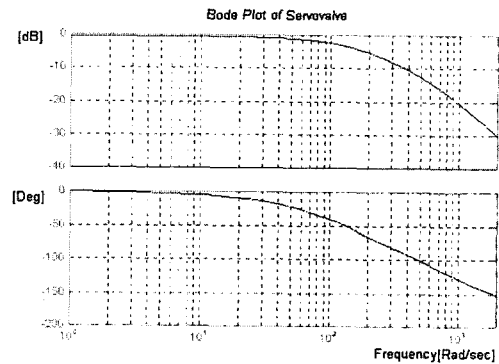


Fig. 7 Bode plot of servo valve.

Fig. 7은 기준서보밸브의 주파수 응답특성에 대한 보드선도로 주파수 변환에 따른 이득비 및 위상차를 나타낸다.

3.2.1 주파수 응답특성에 대한 파라미터 민감도 정의
유압 서보밸브의 주파수 응답특성에 지배적인 영향을 나타내는 파라미터를 해석적 접근방법으로 찾아내기 위한 민감도 함수는 다음의 방정식 (37) 및 (38)과 같이 정의하였다.

이득비에 대한 민감도

$$S_i = \frac{\Delta |G_i(j\omega)|}{|G(j\omega)|} \cdot \frac{p_i}{\Delta p_i} \quad (i=1, 2, \dots, 15) \quad (37)$$

여기서,

$$\Delta G(j\omega) = |G(j\omega)|_{p_i = \bar{p}_i + \Delta p_i} - |G(j\omega)|_{p_i = \bar{p}_i}$$

$$\Delta p_i = 0.01 \bar{p}_i$$

위상 차에 대한 민감도

$$S_i = \frac{\Delta (\angle G_i(j\omega))}{\angle G(j\omega)} \cdot \frac{p_i}{\Delta p_i} \quad (i=1, 2, \dots, 15) \quad (38)$$

여기서,

$$\Delta (\angle G(j\omega)) = \angle G(j\omega)_{p_i = \bar{p}_i + \Delta p_i} - \angle G(j\omega)_{p_i = \bar{p}_i}$$

$$\Delta p_i = 0.01 \bar{p}_i$$

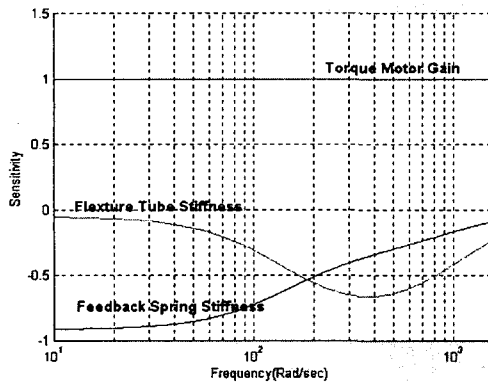


Fig. 8 Amplitude ratio (*i*=1, 2, 3).

3.2.2 파라미터 민감도 해석에 대한 검토

Fig. 8 및 Fig. 9는 토크모터 이득, 플렉서 튜브 강성계수 및 피드백 스프링 강성계수에 대한 민감도 해석 결과를 나타낸다. 토크모터의 이득비에 대한 민감도는 주파수에 관계없이 일정한 특성을 나타내며, 특히 이는 시스템 위상차에는 영향을 미치지 않는다. 플렉서 튜브 강성계수의 경우는 특히 저주파 범위에서 파라미터값이 증가하는 경우 위상 지연효과를 보인다. 피드백 스프링 상수의 증가는 이득비의 감소현상을 유발하며, 이러한 효과는 주로 저주파 영역에서 현저히 나타남을 알 수 있다.

Fig. 10 및 Fig. 11은 유압 서보밸브의 스톱 직경, 고정 오리피스 직경, 드레인 오리피스 직경 및 노즐 직경에 대한 민감도 해석 결과를 나타낸다. 고정 오리피스 직경 및 드레인 오리피스 직경의 경우 이득비의 경우는 증가하는 방향으로, 위상차의 경우 역시 위상 앞섬(Phase Lead) 특성을 보인다. 단, 이득비의 경우 고주파 영역에서, 위상차의 경우는 저주파 영역에서 지배적인 영향을 나타낸다. 스톱 직경 및 노즐 직경은 주파수 영역에 따라 민감도 특성이 다르게 나타난다. 특히 스톱 직경의 영향이 비교적 크게 나타나는데, 값의 증가에 따라 이득비의 경우 증가하는 방향으로, 고주파 영역에서는 감소하는 방향으로 시스템의 특성이 변화한다. 노즐의 경우는 이와 상반된 특성을 나타내지만, 노즐의 경우는 영향도 관점에서 스톱 직경에 비해 그 비중이 낮게 나타남을 알 수 있다. 두 파라미터의 위상차에 대한 민감도는 저주파 영역에서 크게 나타난다.

Fig. 12 및 Fig. 13에서는 플래퍼-노즐 간의 초

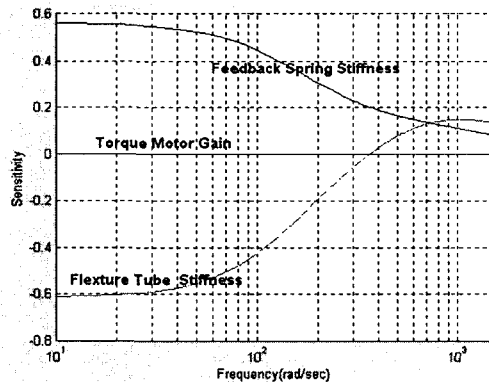


Fig. 9 Phase difference (*i*=1, 2, 3).

기간격에 대한 민감도 해석 결과를 나타낸 것이다. 특히 이득비에 대한 민감도는 고주파 영역에서, 위상차에 대한 민감도는 저주파 영역에서 지배적이거나, 전술한 파라미터들의 민감도를 고려할 때 비교적 시스템의 주파수 응답특성은 파라미터 변화에 둔감함을 알 수 있다.

Fig. 14 및 Fig. 15와 Fig. 16 및 Fig. 17은 플래퍼 및 스펴의 운동방정식에서 관성 및 점성 관련 파라미터의 변화가 시스템의 주파수 응답특성의 변화에 미치는 영향에 대한 결과이다. 해석결과에서 알 수 있듯이 스펴의 질량 및 점성계수의 변화는 거의 시스템 특성 변화에 영향을 주지 않음을

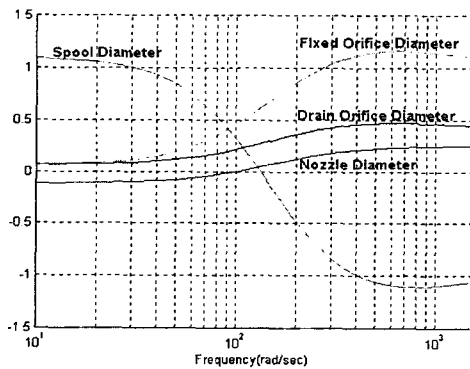


Fig. 10 Amplitude ratio ($i=4, 5, 6, 7$).

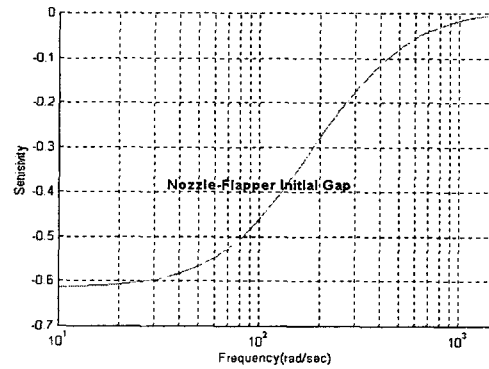


Fig. 13 Phase difference.

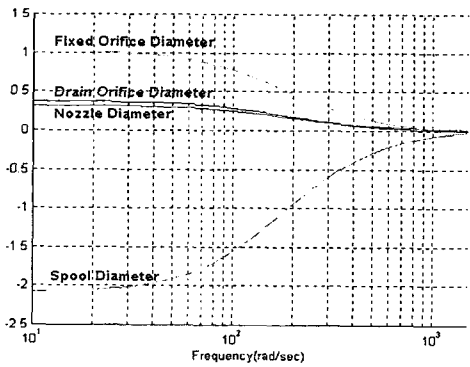


Fig. 11 Phase difference ($i=4, 5, 6, 7$).

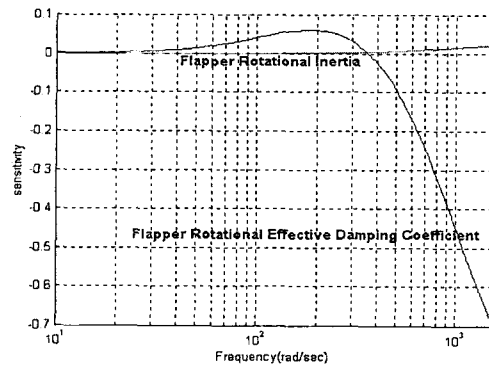


Fig. 14 Amplitude ratio ($i=9, 10$).

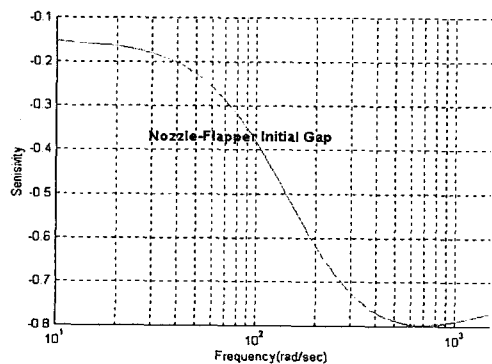


Fig. 12 Amplitude ratio ($i=8$).

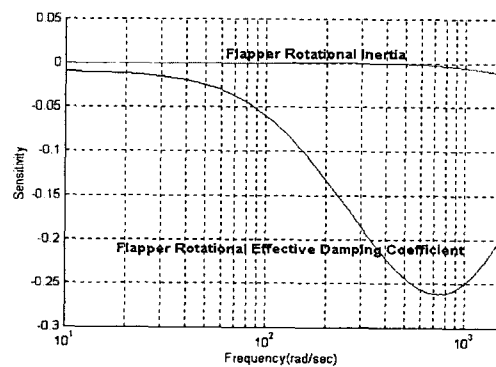
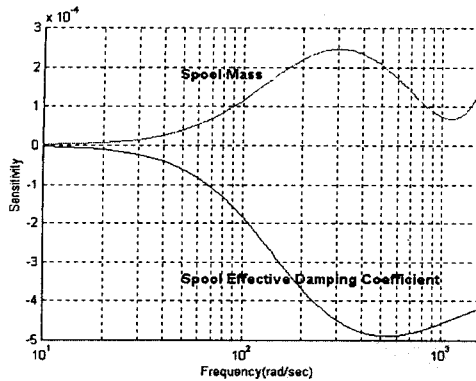
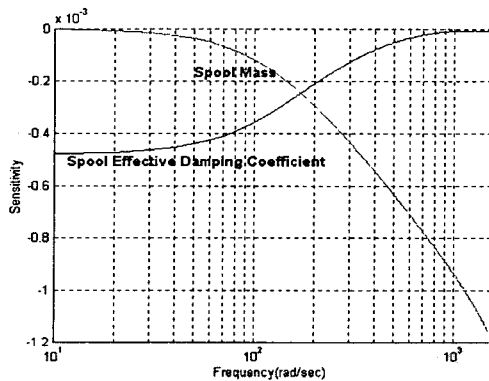


Fig. 15 Phase difference ($i=9, 10$).

Fig. 16 Amplitude ratio ($i=11, 12$).Fig. 17 Phase difference ($i=11, 12$).

정량적으로 파악할 수 있다. 플래퍼의 회전 관성의 경우도 동일하나 단, 플래퍼-노즐부의 유체에 의한 유효 점성계수의 변화는 시스템 고유주파수 이상의 고주파 영역에서 다른 동적 파라미터에 비해 비교적 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

4. 결론

서보밸브의 플래퍼-노즐형 2단 힘-피드백 방식 유량제어 전기유압식 서보밸브에 대하여 플래퍼-노즐과 피드백 스프링의 동특성 해석, 스톱 변위에 따른 유동해석을 통해 유압 서보밸브의 작동 특성을 파악하고 밸브의 각 주요 부분별로 모델링을 수행하였다.

또한 주파수 응답특성에 대한 민감도를 해석하였다. 선형화 식으로부터 6차 시스템의 전달함수 모델을 제시하여 서보밸브의 각 파라미터 변화에 대한 민감도함수를 정의하고 각 파라미터들이 시

스템 전체의 동특성에 미치는 영향을 정량적으로 도출하여 비교하였다. 따라서 서보밸브의 동특성을 효과적으로 개선할 수 있는 기준을 마련하였다.

후 기

본 연구는 경상대학교 BK21사업비와 동명중공업(주)의 협조로 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Martin, D. J. and Burrows, C. R., 1976, The dynamic characteristics of a electro-hydraulic servovalve, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Dec., pp. 395-406.
2. Merritt, H. E., 1967, Hydraulic Control Systems, John Wiley Inc.
3. Feng, T. Y., 1959, Static and dynamic control characteristics of flapper-nozzle valves, Trans. ASME Journal of Basic Engineering, Sept., pp. 275-284.
4. Lin, S. J. and Akers, A., 1989, A dynamic model of the flapper-nozzle component of an electrohydraulic servovalve, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 111, pp. 105-111.
5. Lin, S. J. and Akers, A., 1991, Dynamic analysis of a flapper-nozzle valve, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 113, pp. 163-167.
6. Walters, R., 1967, Hydraulic and Electro-Hydraulic Servo Systems, Cleveland, CRC Press.
7. Watton, J., 1989, Fluid Power Systems, Prentice-Hall.
8. Kim, G. D., 1998, A study on the design and the dynamic characteristics of electro-hydraulic flow control servo valve, M.S thesis, Changwon National University.
9. MOOG Technical Bulletin, MOOG Inc.
10. Seo, J. S., 2002, The numerical modeling and the dynamic characteristics of high response flow control servo valve, Proceedings of the KSME Autumn Annual Meeting, pp. 7-15.