

# 유압공급장치의 동특성에 관한 연구

이성래  
전양대학교 기계공학과

## Study of the Dynamic Characteristics of a Hydraulic Power Supply

Lee, Seong-Bae  
Department of Mechanical Engineering, Keongyang University

Dynamic characteristics of a hydraulic power supply are studied theoretically and computationally. The transfer function between the supply pressure and the load flow is derived considering relief valve dynamics, accumulator dynamics, and flow line dynamics. Frequency responses and time responses are obtained in many conditions using the transfer function and nonlinear mathematical model respectively.

### 1. 서론

유압서보시스템은 재료시험기, 로봇트, 구조물 강도시험기, 자동차 도로시뮬레이터, 항공기시뮬레이터, 헬리콥터 날개시험기 등과 같이 일반산업용에서 항공우주산업용에 이르기까지 광범위하게 사용되고 있다. 이러한 고가의 장비는 대부분 수입되고 있으나 머지않아 국내에서 자체 설계하여 개발할 것이 분명하다.

이러한 유압서보시스템은 크게 유압공급장치, 전기제어장치, 서보밸브 및 작동기로 구성되며 그중에서 유압공급장치는 유압펌프, 릴리프밸브 또는 압력제어밸브, 축압기, 유압공급관 또는 유압호스로 구성되어 있다. 유압공급장치의 가장 중요한 역할은 부하측에서 요구하는 유량의 변동에 상관없이 서보밸브에 공급하는 작동유의 압력을 항상 일정하게 유지하는 것이다. 물론 공급압력의 변화특성은 부하측의 소요유량변화, 서보밸브의 작동, 유압펌프 및 압력제어밸브의 특성, 축압기의 크기, 작동유의 성질, 유압공급관의 길이 및 크기 등에 따라서 복합적으로 좌우될 것이다. 따라서 성능이 우수한 유압공급장치를 설계하거나 이미 구입된 고가의 유압장치를 적절히 사용하기 위해서는 유압공급장치의 동특성을 체계적으로 파악해야 한다.

본 논문에서는 유압공급장치의 각 구성요소가 공급압력의 변화에 끼치는 영향을 선형해석방법과 디지털 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 조사하였다.

### 2. 유압공급장치의 수학적 모델

#### 2.1 유압펌프

펌프의 유량토출 특성은 펌프의 종류에 따라 다르지만 일반적으로 일정유량형 펌프가 사용된다. 만일 펌프의 맥동 유량을 무시한다면 펌프의 유량식은 다음과 같다.

$$Q_{p0} = Q_p - C_1 P_1 \quad (1)$$

$Q_p$  : 일정 펌프로출유량

$P_1$  : 펌프로출압력

$C_1$  : 펌프유량 누설계수

#### 2.2 릴리프 밸브

부하 시스템에 공급되는 압력을 설정압력으로 유지하기 위해 필요하며 일반적으로 2단 릴리프 밸브가 사용된다. 릴리프밸브에 대한 수학적모델은 참고문헌[1]에 잘 나타나 있다. 릴리프밸브의 연속방정식은 다음과 같다.

$$Q_p - C_1 P_1 - Q_b - Q_l = (V_t / \beta) s P_1 \quad (2)$$

$Q_b$  : 릴리프밸브로 바이패스되는 유량

$Q_l$  : 유압공급관으로 유출되는 유량

$V_t$  : 펌프측에서 유압공급관 사이에 있는 작동유체적

$\beta$  : 작동유 체적탄성계수

$s$  : 라플라스 변수

파일럿 스프링의 운동방정식은 다음과 같다.

$$P_1 A_v - F_0 = K_s (s^2 / \omega_{nv}^2 + 1) x_v \quad (3)$$

$A_v$  : 파일럿 스프링 단면적

$F_0$  : 초기 스프링반력

$\omega_{nv}$  : 파일럿 스프링의 고유진동수

$x_v$  : 파일럿 스프링의 변위

파일럿 스프링의 움직임에 따라 펌프측 유량의 일부가 파일럿 스프링 오리피스를 통과하여 바이패스 밸브에 유입되어 바이패스 밸브를 열리게 한다.

$$A_p S x_p = K_q x_v \quad (4)$$

$A_p$  : 바이패스 밸브 피스톤 단면적  
 $x_p$  : 바이패스 밸브의 변위  
 $K_q$  : 파일럿 스톱 밸브의 유량이득

바이패스 밸브가 형성하는 오리피스의 유량식은 다음과 같이 선형화 된다.

$$Q_B = K_{qb}x_p + K_{cb}P_1 \quad (5)$$

$K_{qb}$  : 바이패스 밸브의 유량이득  
 $K_{cb}$  : 바이패스 밸브의 유량-압력 상수

(1)-(5)식을 종합하면  $F_0$  톨 기준입력으로  $Q_p, Q_L$  을 외란으로  $P_1$  을 출력으로 하는 압력조절 시스템이 된다[1]. 루프이득함수는 다음과 같이 표시된다.

$$A(s) = \frac{K_v}{s(1 + s/\omega_v)(1 + s^2/\omega_{nv}^2)} \quad (6)$$

$$K_v = K_q A_v K_{qb} / (K_0 A_p (C_1 + K_{cb})) : \text{속도상수} \quad (7)$$

$$\omega_v = \beta (C_1 + K_{cb}) / V_1 \quad (8)$$

만일 파일럿 스톱의 동특성을 무시한다면 릴리프 밸브의 동적 compliance 는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{P_1}{Q_1} = - \frac{s/K_r}{s^2/K_v \omega_v + s/K_v + 1} \quad (9)$$

$$K_r = K_v (C_1 + K_{cb}) = K_q A_v K_{qb} / (K_0 A_p) \quad (10)$$

(9)식의 분모항에서 감쇠비와 고유진동수는 다음과 같이 표현된다.

$$\zeta_c = 0.5[\omega_v/K_v]^{0.5} = 0.5[C_1 + K_{cb}][K_r C_r]^{-0.5} \quad (11)$$

$$C_r = V_1/\beta \quad (12)$$

$$\omega_c = [K_v \omega_v]^{0.5} = [K_r/C_r]^{0.5} \quad (13)$$

### 2.3 축압기

부하 시스템에 공급되는 펌프유량이 부족할 때 유량공급원으로 사용되기도 하며 공급압력의 맥동이 심할 때 그 맥동을 완화시키는데 사용된다. 일반적으로 유압펌프와 작동유를 필요로 하는 부하축이 먼 거리에 있을 경우에는 적어도 한개의 축압기는 필요하다.

축압기 내의 기체를 이상기체로 가정하고 또한 기체의 압축, 팽창이 단일과정이라 가정한다. 이러한 경우 축압기에 대한 동특성식은 다음과 같다.

$$P_{ac} V_{ac}^{1.4} = P_{ai} V_{ai}^{1.4} = P_a V_a^{1.4} = \text{일정} \quad (14)$$

$P_{ac}, V_{ac}$  = 충전압력 및 충전부피

$P_{ai}, V_{ai}$  = 초기작동압력 및 기체부피

$P_a, V_a$  = 임의 작동압력 및 기체부피

$$\begin{aligned} dP_a/dt &= -1.4 (P_a/V_a) dV_a/dt \\ &= 1.4 (P_a/V_a) Q_a \end{aligned} \quad (15)$$

$$V_a = V_{ai} - Q_a dt \quad (16)$$

$Q_a$  = 축압기로 유입되는 유량

(15)식을 선형화시키면 다음과 같다.

$$sP_a = (1/C_a)Q_a \quad (17)$$

$$C_a = V_{ai}/(1.4P_{ai}) : \text{축압기 compliance} \quad (18)$$

### 2.4 유압관

(1) 점성마찰을 무시한 경우

연속 방정식(continuity equation)과 운동 방정식(Navier-Stokes equation)을 이용하여 작동점을 기준으로 한 관 양단에서의 유량변화  $Q_1, Q_2$  와 압력변화  $P_1, P_2$  에 대한 관계식이 다음과 같이 표현된다[2].

$$\begin{bmatrix} Q_2 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(T_p s) & -(A_0/Z_0) \sinh(T_p s) \\ -(Z_0/A_0) \sinh(T_p s) & \cosh(T_p s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_1 \\ P_1 \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$T_p = L_p [\rho/\beta]^{0.5} \quad (20)$$

$$Z_0 = [\rho \beta]^{0.5} \quad (21)$$

$L_p$  : 관 길이

$\rho$  : 작동유 밀도

$A_0$  : 관 내부단면적

(2) 점성마찰을 고려한 경우

분포모델식을 사용하기가 실제적으로 어렵기 때문에 그림 1 과 같이 관을 잘라서 각각의 관요소 내에서는 압력 및 유량이 균일하다고 가정하며 또한 관유동의 압력이 급격히 변하지 않는다고 가정하여 그림 2와 같이 관유동의 동특성을 표시한다.

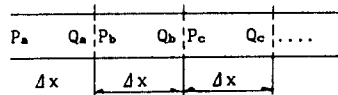


그림 1. 관유동의 집중모델 요소

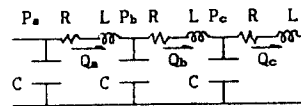


그림 2. 관유동의 동특성

$$Q_a = (P_a - P_b)/(R + Ls) \quad (22)$$

$$P_b = (Q_a - Q_b)/Cs \quad (23)$$

$$Q_b = (P_b - P_c)/(R + Ls) \quad (24)$$

$$P_c = (Q_b - Q_c)/Cs \quad (25)$$

...

$$R = 128\mu \Delta x / (\pi d^4) : \text{유동저항} \quad (26)$$

$$L = \rho \Delta x / A_0 : \text{유동리액턴스} \quad (27)$$

$$C = A_0 \Delta x / \beta : \text{유동커패시턴스} \quad (28)$$

$\mu$  = 작동유 점성계수

$\Delta x$  = 관요소 길이

$d$  = 관 내부직경

### 2.5 부하측 소요유량

일반적으로 부하측으로 공급되는 유량은 방향제어밸브나 서보밸브를 통과한다. 따라서 부하측 유량은 밸브 오리피스 면적과 오리피스 앞단의 압력차로 표현된다. 그러나 분석의 편의상 부하측 유량은 임의로 정하며 여기서는 계단 형태로 부하유량이 변한다고 가정한다.

## 3. 선형해석

### 3.1 유압공급장치의 전달함수

그림 3과 같이 펌프출구측에 릴리프밸브, 압력용기, 축압기 1 이 설치되어 있고 계속해서 길이 L 의 유압관이 연결되고 유압관 끝에 축압기 2 가 설치되어 있다. 이러한 그림은 일반적인 유압공급장치의 연결상태를 나타낸다.

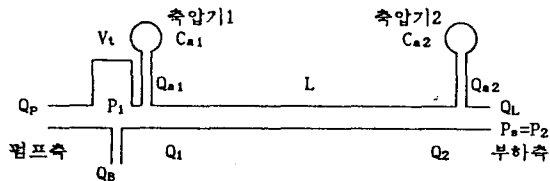


그림 3. 일반적인 유압공급장치의 연결구조

선형해석에서 사용되는 변수는 모두 작동점을 기준으로 그 차이만을 나타낸다. 일반적으로 변수 앞에  $\Delta$  의 기호를 붙이지만 여기서는 편의상 생략한다. 그림 3에서 릴리프밸브 주위에 대한 연속방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$(C_r + C_{a1})sP_1 = Q_p - C_1P_1 - Q_b - Q_1 \quad (29)$$

여기서  $C_r$ ,  $C_{a1}$ ,  $Q_b$  에 대한 정의는 각각 (12)식, (18)식, (5)식에 잘 나타나 있다. 작동점을 기준으로 (3)식을 선형화하면 (3)식에서  $F_0$  항이 소거되며 (4)식을 이용하여  $x_v$  를 소거한다. 결과식을 다시 (5)식에 대입하여  $x_p$  항을

소거하면 다음과 같다.

$$Q_b = K_r P_1 / [s(1 + s^2/\omega_{nv}^2)] + K_{cb} P_1 \quad (30)$$

(30)식을 (29)식에 대입하여  $Q_b$  를 소거하면 다음과 같다.

$$Q_1 = Q_p - C_1 P_1 - K_r P_1 / [s(1 + s^2/\omega_{nv}^2)] - K_{cb} P_1 - (C_r + C_1)sP_1 \quad (31)$$

축압기 2 에 대한 선형 연속방정식은 다음과 같다.

$$C_{a2}sP_2 = Q_{a2} \quad (32)$$

$$\text{그리고 } Q_2 = Q_{a2} + Q_L \quad (33)$$

$Q_L$  : 부하측 소요유량

(32)식을 (33)식에 대입하여  $Q_{a2}$  를 소거하고 (33)식을 (19)식에 대입하여  $Q_2$  를 소거하면 다음과 같다.

$$P_1 = Z_A Q_1 / T - Z_A (Q_L + C_{a2}sP_2) / S \quad (34)$$

$$P_2 = Z_A Q_1 / S - Z_A (Q_L + C_{a2}sP_2) / T \quad (35)$$

$$T = \tanh(T_{ps}) \quad (36)$$

$$S = \sinh(T_{ps}) \quad (37)$$

$$Z_A = Z_0 / A_0 \quad (38)$$

(31)식에서  $Q_p$  의 변화가 없다고 가정하면 (31)식은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_1 = - [ K_r / (Rs) + C_k + (C_r + C_1)s ] P_1 \quad (39)$$

$$R = (1 + s^2/\omega_{nv}^2) \quad (40)$$

$$C_k = C_1 + K_{cb} \quad (41)$$

(39)식을 (34)식과 (35)식에 대입하여  $P_1$  과  $P_2$  를  $Q_L$  의 함수로 표현하면 다음과 같다.

$$-\frac{P_1}{Q_L} = \frac{(1/K_r)Rs/C}{[(C_t/K_r)Rs^2 + (C_k/K_r)Rs + 1] + (1/Z_A K_r)Ts[D_L]} \quad (42)$$

$$-\frac{P_2}{Q_L} = \frac{Rs/K_r + Z_A T[(C_r + C_1)/K_r]Rs^2 + (C_k/K_r)Rs + 1}{[(C_t/K_r)Rs^2 + (C_k/K_r)Rs + 1] + (1/Z_A K_r)Ts[D_L]} \quad (43)$$

$$C = \cosh(T_{ps}) \quad (44)$$

$$D_L = Z_A^2 C_2 (C_r + C_1)Rs^2 + Z_A^2 C_2 C_k Rs + Z_A^2 C_2 K_r + R \quad (45)$$

$$C_t = C_r + C_{a1} + C_{a2} \quad (46)$$

### 3.2 릴리프밸브의 주파수 응답

유압공급장치가 펌프, 릴리프밸브, 축압기, 유압관 등으로 구성되어 있지만 압력조정의 주 역할은 릴리프밸브가 담당하므로 릴리프밸브의 동특성을 자세히 관찰할 필요가 있다. (43)식에서  $T=0$ ,  $C_t=C_r$ ,  $R=1$  로 하면 (43)식은 (9)식과 같다는 것을 알 수 있다. 표 1에 있는 시스템 상수값을 대입하면 (9)식에 대한 주파수 응답은 그림 4와 같다.

표 1. 유압공급장치의 시스템 상수값

$Q_p = 100 \text{ cis}$ ,  $C_1 = 0.001 \text{ cis/in}$ ,  $P_{s,t} = 3000 \text{ psi}$   
 $V_t = 30 \text{ inch}^3$ ,  $K_s = 10000 \text{ lbf/in}$ ,  $\omega_{nv} = 1256 \text{ rad/sec}$   
 $K_q = 10 \text{ cis/in}$ ,  $A_v = 0.05 \text{ in}^2$ ,  $A_p = 0.5 \text{ in}^2$   
 $K_{qb} = 2184 \text{ cis/in}$ ,  $K_{cb} = 0.047 \text{ cis/psi}$   
 $P_{ac} = 1000 \text{ psi}$ ,  $V_{ac} = 20 \text{ in}^3$   
 $\mu = 5.976 \times 10^{-6} \text{ lbf-sec/in}^2$ ,  $\rho = 8.16 \times 10^{-5} \text{ lbf-sec}^2/\text{in}^4$   
 $\beta = 1.5 \times 10^5 \text{ psi}$ ,  $L_p = 0, 100, 200, 400 \text{ inches}$   
 $\Delta x = 10 \text{ in}$ ,  $d = 1 \text{ in}$   
 $Q_L = 50 \text{ cis to } 40 \text{ cis at } t=0.1 \text{ sec}$

그림 4에서 주파수 응답의 최대치는 약 20 psi/cis 이며 약 10 에서 100 rad/sec 인 주파수에 걸쳐서 분포된다. (9)식을 관찰하면 주파수응답의 최대치는 주파수가  $(K_r/C_r)^{0.5} \text{ rad/sec}$  일 때  $1/(C_1+K_{cb})$  임을 알 수 있다. 따라서 부하측 유량변화에 대한 공급압력의 변화를 최소화시키기 위해서는 펌프의 누설상수  $C_1$  이나 릴리프밸브 내의 바이패스밸브의 압력-유량상수  $K_{cb}$  값을 크게 해야 한다. 현실적으로  $C_1$  값을 크게 할 수는 없으며  $K_{cb}$  값을 크게 하도록 릴리프 밸브를 설계해야 한다. 그림 4의 경우는 주파수 응답의 최대치가 넓게 분포되어 있으나 (11)식에서 감쇠비  $\zeta_c$  값을 작게 하면 그 분포 범위를 좁힐 수 있다. 즉  $K_r$  또는  $C_r$  값을 크게 하면 된다. 여기서  $K_r$  값을 크게 하면 릴리프밸브 자체가 불안정해 질 수 있다는 사실에 주의해야 하며  $C_r$  값을 크게 하면 (13)식에 의해 고유진동수가 작아지며 따라서 부하측 유량변화에 따른 압력조정시간이 길어진다.

### 3.3 유압공급장치의 주파수 응답

축압기가 설치되지 않은 상태에서 유압관의 길이가 공급압력의 변화에 미치는 영향을 살펴보기로 한다. (43)식에서  $C_{s1}=C_{s2}=0$  으로 하고  $L_p=100, 200, 400 \text{ inches}$  인 경우에 대한 주파수 응답을 그림 5-a,b,c 에 나타냈다.

관의 길이가 짧을 때는 릴리프밸브 자체의 주파수응답과 비슷한 형태를 나타내지만 관의 길이가 커질수록 주파수 응답의 극대치가 여러개 생기며 점차 저주파수 영역으로 이동한다는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 결국 여러 주파수에서 압력맥동이 발생할 수 있다는 것을 암시한다. 만일 충전압력 1000 psi, 충전부피 20 in<sup>3</sup> 인 축압기를 부하측에 인접하여 설치한 경우 부하유량변화에 대한 공급압력의 주파수응답이 그림 6-a,b,c 에 나타나 있다. 공급관의 길이에 의해 발생되었던 주파수응답의 극대치가 현저히 감소하였으며 아울러 전반적인 주파수응답 곡선의 최대치가 저주파수 영역으로 이동하고 그 폭이 줄어들었음을 알 수 있다. 즉

부하측 유량변화에 대한 공급압력의 조정속도가 느려지지만 공급압력의 변화량은 작아질 것이다.

## 4. 디지털 컴퓨터 시뮬레이션

### 4.1 릴리프밸브의 시간응답

3.2 절에서 소개된 릴리프밸브의 주파수응답을 시간응답과 비교하기 위해서 디지털 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였다. 초기상태에서 펌프로출입력은 3000 psi, 토출유량은 100 cis 이며 그 중에서 50 cis 가 부하측으로 공급되고 나머지는 릴리프밸브를 통하여 바이패스되거나 누설된다. 부하측 소요유량이  $t=0.1$  초에서 50 cis 에서 40 cis 로 갑자기 감소할 경우 공급압력의 변화를 그림 7에 나타냈다. 압력변화량은 약 195 psi 로서 이 양은 다음 식에 의해서 예측될 수 있다.

$$\Delta P_i = \Delta Q_L [K_r C_r]^{-0.5} e^{-y} \arctan(1/y) \quad (47)$$

$$y = \zeta_c / [1 - \zeta_c^2]^{0.5} \quad (48)$$

물론 (47)식은 (9)식을 이용하여 유도된다.

### 4.2 유압공급장치의 시간응답

먼저 축압기가 설치되지 않은 상태에서 릴리프밸브와 부하측 사이에 공급관이 설치된 경우에 대한 시간응답을 구하였다. 공급관의 길이가 100 inches 인 경우 시간응답이 그림 8a 에 나타나 있으며 평균곡선은 축압기와 공급관이 없는 그림 7의 결과와 비슷하지만 고주파수의 압력맥동이 존재한다는 것을 알 수 있다. 공급관의 길이가 200 inches 인 경우 그림 8b에 나타난 것처럼 압력맥동의 크기가 약간 증가하였으며 공급관의 길이가 400 inches 인 경우 압력맥동의 크기가 더 증가하고 반응속도가 약간 느려졌음을 그림 9c 에서 알 수 있다. 공급관의 길이가 증가할수록 압력맥동의 크기가 증가하는 것은 그림 5 에 나타난 주파수응답에서 관의 길이가 커질수록 여러개의 주파수응답의 극대치가 점차 저주파수 영역으로 이동하는 것과 연관시킬 수 있다. 아울러 공급관의 길이가 커질수록 응답속도가 느려지는 것은 관 자체가 compliance 값을 크게 해주기 때문이다.

릴리프밸브와 부하측 사이에 공급관이 설치되고 부하측 인접부위에 충전압력 1000 psi, 충전부피 20 in<sup>3</sup> 인 축압기를 설치한 경우에 대한 시간응답을 구하여 그림 9에 나타냈다. 축압기가 설치되었기 때문에 compliance 의 증가로 인하여 부하측 유량변화에 대한 공급압력의 변화속도가 느려졌음을 알 수 있고 아울러 고주파수의 압력맥동의 크기가 현저히 감소하였음을 알 수 있다. 이러한 축압기의 고주파수 압력맥동의 필터링 효과는 이미 그림 6 에서 예측될 수 있다. 관의 길이가 400 inches 인 경우 그림 9c 에 나타난 압력맥동의 주파수는 약 40 Hz(251 rad/sec) 로서 그림 6c

에 나타난 주파수 응답에서 두번째 극대치의 주파수 210 rad/sec 와 비슷한 값을 갖는다.

### 5. 결론

부하측 소모유량의 변화가 유압공급장치의 압력변화에 끼치는 영향을 조사하였다. 유압공급장치의 역할은 부하측에 필요한 유량을 공급하는 것이며 동시에 공급압력을 일정하게 유지해야 한다. 따라서 릴리프밸브의 동특성이 유압공급장치의 동특성을 크게 좌우한다고 할 수 있으나 축압기의 크기, 공급관의 길이에 따라 유압공급장치의 동특성이 변한다는 것을 선형해석과 디지털 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 입증하였다.

첫째 펌프, 릴리프밸브, 축압기, 공급관으로 구성되는 일반적인 유압공급장치에서 부하측 요구유량변화에 따른 공급압력의 변화를 전달함수 형태로 표현하여 시스템번수의 영향을 쉽게 관찰할 수 있도록 하였다. 둘째 릴리프밸브인 접부위에 축압기를 설치하면 릴리프밸브 주위의 compliance가 증가하여 릴리프밸브의 고유진동수가 감소하고 감쇠비가 작아진다. 따라서 릴리프밸브의 응답속도가 느려지나 부하측 유량변화에 대한 공급압력의 변화량은 작아진다. 셋째 릴리프밸브와 부하측 사이에 공급관을 설치할 때 관의 길이가 커질수록 유압공급장치의 첫번째 고유진동수가 작아지며 둘째, 셋째 등의 고유진동수가 점차 저주파수 영역으로 이동하여 결국 시스템 응답속도가 느려지고 둘째, 셋째 고유진동수에 의한 작은 진폭의 압력맥동을 유발시킨다. 넷째 부하측 인접부위에 설치된 축압기는 역시 전체 시스템의 compliance를 증가시키므로 첫번째 고유진동수를 작게 하고 또한 감쇠비를 작게 하며 공급관의 설치에 따라 발생하는 고유진동수 일의 극대값을 매우 작게 한다. 따라서 시간 응답에서 나타나는 고주파수 압력맥동을 제거해준다.

마지막으로 부하측 요구유량과 공급압력의 관계를 나타내는 전달함수를 유도하였지만 전달함수 자체가 매우 복잡하며 간단화 시킬 수 없기 때문에 그 전달함수를 시스템 해석에는 편리하게 이용할 수는 있으나 시스템설계에는 직접 사용하기가 어렵다. 따라서 여러가지 경우의 유압공급장치에 대해서 주파수응답과 디지털 시뮬레이션을 실행하여 참고표를 만드는 것이 필요하며 아울러 실험결과와 비교하여 참고표의 실용성이나 본 논문의 접근방법을 뒷받침해야 할 것이다.

### 참고 문헌

- [1] H.E. Merritt, "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons, Inc., 1967.
- [2] E.O. Doebelin, "System Modeling and Response, Theoretical and Experimental Approaches," John Wiley and Sons Inc., New York, 1980.

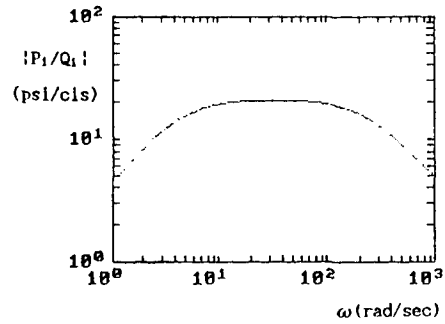


그림 4 릴리프밸브의 주파수응답

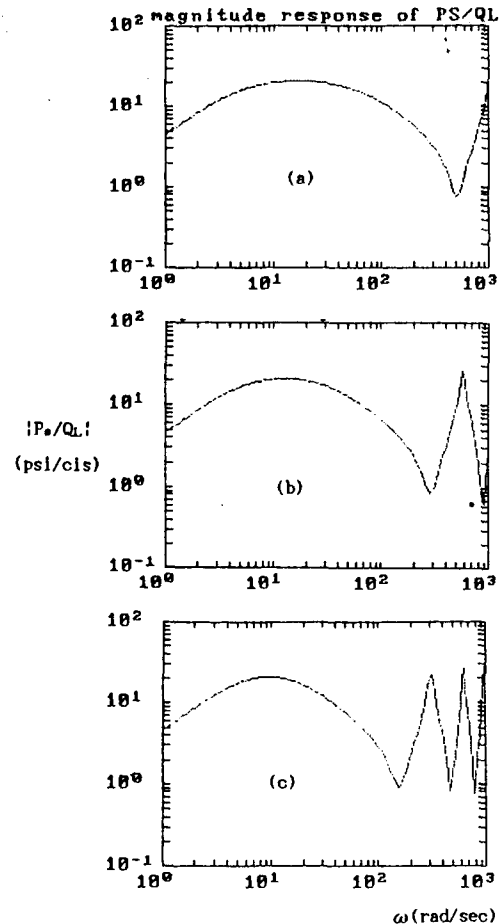


그림 5 유압공급장치의 주파수응답(축압기가 없는 경우)

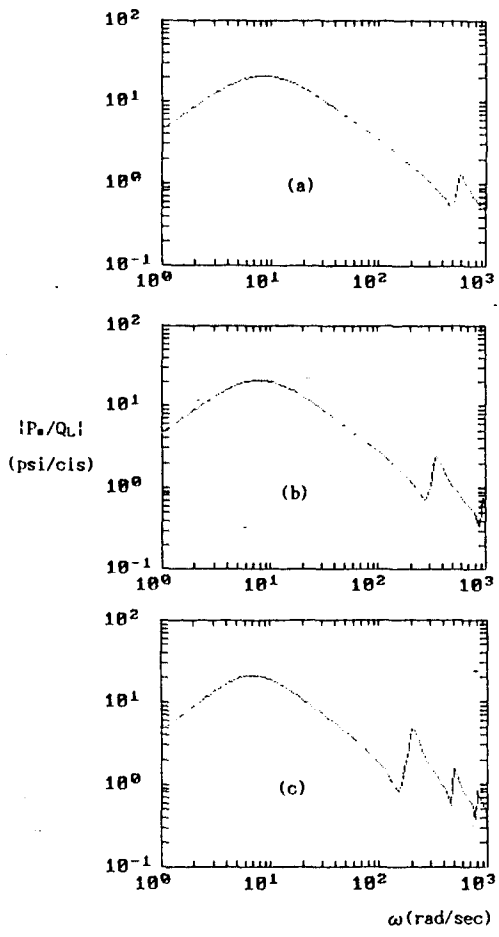


그림 6 유압공급장치의 주파수응답(측압기가 있는 경우)

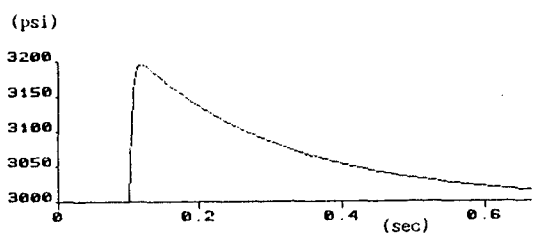


그림 7 밀리프펌프의 시간응답

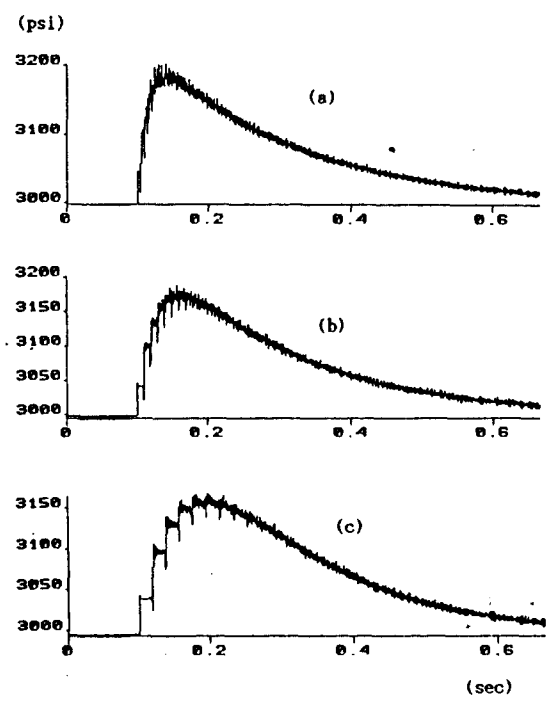


그림 8 유압공급장치의 시간응답(측압기가 없는 경우)

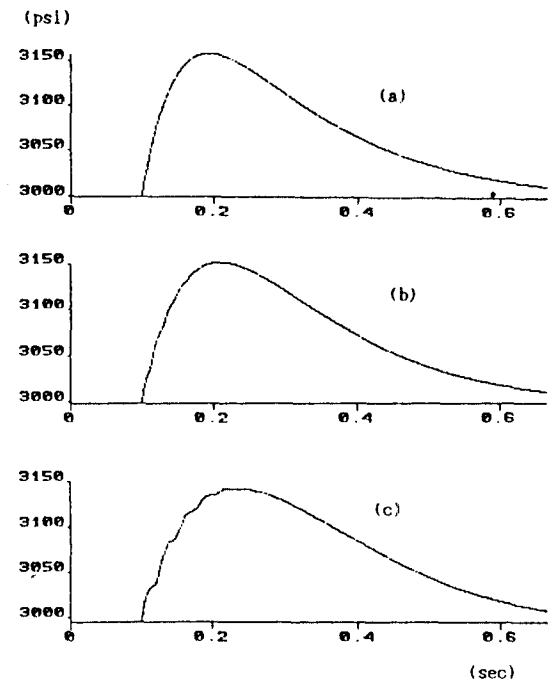


그림 9 유압공급장치의 시간응답(측압기가 있는 경우)