

서보밸브-미터링 실린더 시스템의 오일 관성효과와 주파수 응답 특성에 관한 연구

A Study on the Oil Inertia Effect and Frequency Response Characteristics of a Servo Valve-Metering Cylinder System

윤홍식^{1,2} · 김성동^{1*}

Hongsik Yun^{1,2} and SungDong Kim^{1*}

Received: 31 Mar. 2021, Accepted: 08 Apr. 2021

Key Words : Servo Valve(서보밸브), Metering Cylinder(미터링 실린더), Oil Inertia Effect(오일 관성 효과), Frequency Response(주파수 응답), Hydraulic Natural Frequency(유압 고유주파수)

Abstract: The spool displacement signal of a directional control valve, including the servo valve, can be considered as the standard signal to measure dynamic characteristics. When the spool displacement signal is not available, the velocity signal of a metering cylinder piston can be used. In this study, the frequency response characteristics of the metering cylinder are investigated for the spool displacement input. The transfer functions of the servo valve-metering system are derived taking into consideration the oil inertia effect in the transmission lines. The theoretical results of the transfer functions are verified through computer simulations and experiments. The oil inertia effect in the transmission lines was found to have a very significant effect on the bandwidth frequency of the servo valve-metering cylinder system. In order to more precisely measure the dynamic characteristics of a servo valve, the metering cylinder should be set up to minimize the oil inertia effect by increasing the inner diameters of the transmission lines or shortening their lengths.

기호 설명

A_{hose} : area of transmission line, m^2

A_p : area of piston, m^2

c : radial clearance between piston and tube, m

C_1, C_2 : oil capacitance of transmission line, m^3/Pa

C_d : discharge coefficient of orifice, no dimension

C_{ep} : external leakage coefficient of metering cylinder, $m^3/sec/Pa$

C_{ip} : internal leakage coefficient of metering cylinder, $m^3/sec/Pa$

C_{tp} : total leakage coefficient, $m^3/sec/Pa$

d_{hose} : inner diameter of transmission line, m

d_p : diameter of piston rod, m

D_p : diameter of piston, m

F_L : arbitrary load force on piston, N

f_V : viscous damping coefficient of piston, Nsec/m

I_1, I_2 : oil mass inertia of transmission line, kg/m^4

K_q : valve flow gain, $m^3/sec/m$

L_1, L_2, L_{hose} : length of transmission line, m

L_p : length of piston, m

M_{eq} : equivalent mass of total load, kg

$M_{oil.cyl}$: mass of oil in metering cylinder, kg

$M_{oil.hose}$: mass of oil in transmission lines, kg

M_p : mass of piston, kg

* Corresponding author: sdkim@kumoh.ac.kr

1 Department of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Gyeongbuk 39177, Korea

2 Department of Automation System, Korea Polytechnics, Gyeongbuk 39257, Korea

Copyright © 2021, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

- M_t : total mass of piston and load referred to piston, kg
- P_{1p}, P_{2p} : forward and return pressure of piston, Pa
- P_{1v}, P_{2v} : forward and return pressure of servo valve, Pa
- P_{Lp} : load pressure of piston, $P_{1p} - P_{2p}$, Pa
- P_{Lv} : load pressure of servo valve, $P_{1v} - P_{2v}$, Pa
- P_S : supply pressure of servo valve, Pa
- P_t : return pressure of servo valve, Pa
- Q_{1p}, Q_{2p} : forward and return flow rate of piston, m³/sec
- Q_{1v}, Q_{2v} : forward and return flow rate of servo valve, m³/sec
- Q_{Lp} : load flow rate of piston, m³/sec
- Q_{Lv} : load flow rate of servo valve, m³/sec
- s : Laplace variable
- S_p : stroke of piston, m
- V_{1hose}, V_{2hose} : volume of transmission line, m³
- V_{1p}, V_{2p} : chamber volume of cylinder, m³
- $V_{t.hose}$: total volume of transmission lines, m³
- V_{tp} : total volume of cylinder, m³
- v_{hose} : velocity of oil in transmission line, m/sec
- v_p : velocity of metering cylinder piston, m/sec
- w : area gradient of valve port, m²/m
- x_p : piston displacement of metering cylinder, m
- x_v : spool displacement of servo valve, m
- $\beta_{e.cyl}$: effective bulk modulus of cylinder, Pa
- $\beta_{e.hose}$: effective bulk modulus of transmission line, Pa
- β_{eq} : equivalent effective bulk modulus, Pa
- μ : coefficient of viscosity, Nsec/m²
- ρ : oil density, kg/m³
- ω_h : hydraulic natural frequency, rad/sec

1. 서론

유체 흐름의 방향과 유량을 고정도, 고응답으로 제어하는 유압 서보밸브는 큰 힘, 신속성, 정확성이 요구되는 유압 제어시스템의 핵심부품으로 사용된다. 이러한 유압 서보밸브를 포함하는 방향제어밸브의 동적 특성을 측정하는 방법은 ISO-10770-1 규격에 표준화되어 있다¹⁾. ISO-10770-1 규격에서는 방향제어밸

브의 동적 특성을 측정하는 방법으로 스폴변위센서의 신호를 이용하는 방법과 대역폭 주파수가 최대 시험 주파수보다 최소 3배 이상이 되는 유량센서의 신호를 이용하거나 유량센서를 대신하여 미터링 실린더로 호칭되는 저마찰, 저관성의 액추에이터에 속도센서를 설치하고 액추에이터의 속도신호를 이용하는 방법을 제시한다.

방향제어밸브의 동적 특성을 측정하기 위하여 스폴변위센서, 유량센서, 미터링 실린더의 속도센서를 이용하는 세 가지 방법 중에서 스폴변위센서의 신호를 이용하는 것이 최적의 방법이며, 스폴변위센서가 내장된 밸브에 대해서는 적용이 용이하다. 하지만 스폴변위센서가 내장되어 있지 않은 경우에는 방향제어밸브의 외부에 스폴변위센서를 설치하는 것이 매우 어려우므로 적용에 한계가 있다. 유량센서의 신호를 이용하는 방법은 상용화된 유량센서의 구조가 기어모터나 터빈의 구조를 가지므로, 수십 Hz에서 수백 Hz 영역의 높은 대역폭을 가지는 서보밸브의 동적 특성을 측정하는 목적으로 적용하기가 어렵다. 따라서 스폴변위신호를 측정할 수 없는 경우에 서보밸브의 동적 특성은 미터링 실린더의 속도신호를 이용하여 측정하는 것이 바람직하다. 서보밸브의 동적 특성을 측정하기 위해 사용되는 미터링 실린더는 서보밸브의 대역폭 주파수와 비교하여 충분히 높은 대역폭 주파수를 가져야 한다. 그렇지 않다면 미터링 실린더의 동적 거동이 서보밸브 스폴의 동적 거동에 중첩되어 서보밸브의 동적 특성을 왜곡시킬 수 있다²⁾.

밸브-피스톤 조합에 대해서 오일 관성효과가 적용되지 않은 부하와 함께 피스톤에 가해지는 외력을 고려한 이전의 연구에서 이론적인 유압 고유주파수는 실험에 의한 값보다 매우 작게 측정되는 현상을 보이는 것으로 알려져 있다³⁾. 이러한 차이는 피스톤의 질량과 피스톤에 작용하는 부하의 관성이 오일 관성을 무시할 수 있을 만큼 크지 않은 상태에서 오일 관성효과를 무시하거나 간과했기 때문인 것으로 보인다. 본 연구에서는 밸브-피스톤 조합에서 오일 관성의 영향에 대해 알아보고자 한다. 서보밸브와 미터링 실린더 등으로 구성된 서보밸브-미터링 실린더 시스템에 대해서 실린더의 동적 거동에 배관 내의 오일 관성효과를 고려하여 전달함수와 고유주파수를 유도하고 실험적으로 검증한다. 오일 관성효과를 고려하여 유도된 전달함수 모델이 실제의 시스템에 부합하는지를 시뮬레이션과 실험을 통해 확인하고, 미터링 실린더의 대역폭 주파수를 조정하여 서

보밸브 동적 특성의 왜곡을 최소화하면서 높은 대역폭 주파수를 측정할 수 있는 서보밸브-미터링 실린더 시스템의 구성방법을 제안하는 것이 본 연구의 목적이다.

2. 서보밸브-미터링 실린더 시스템 동적 거동의 수학적 모델

Fig. 1은 서보밸브-미터링 실린더 시스템에서 밸브 스톱과 실린더 피스톤의 관계를 나타낸 것이다. 배관 내의 오일 관성효과를 고려한 시스템의 전달함수를 유도하기 위해서 밸브 스톱, 배관, 실린더 피스톤의 세 부분으로 분리하고, 분리된 각각의 요소는 공급측과 복귀측으로 구분하여 나타내었다.

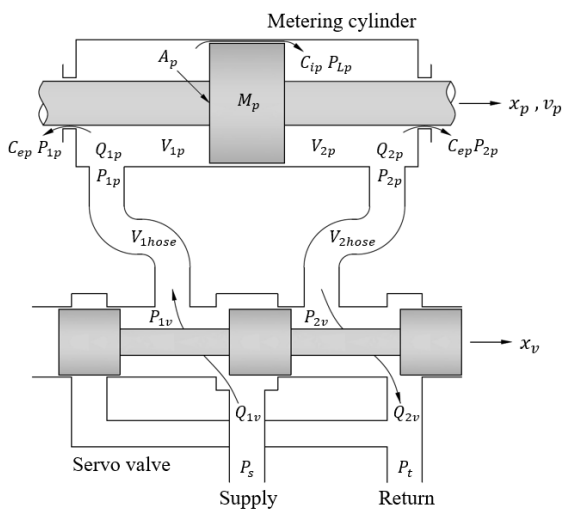


Fig. 1 Valve-piston combination of the servo valve-metering cylinder system

Fig. 1에 나타낸 서보밸브-미터링 실린더 시스템의 동적 거동을 표현하는 수식은 서보밸브의 유량관계식, 배관에서 오일의 운동방정식, 배관 내부의 연속방정식, 미터링 실린더의 연속방정식, 미터링 실린더 피스톤의 운동방정식 등으로 구성된다.

서보밸브에 형성되는 두 개의 오리피스는 서로 동일한 형상치수(matched)로 이루어지고, 음과 양의 스톱변위에 대칭이라고 가정하면 각각의 오리피스에 대하여 공급유량 Q_{1v} 와 복귀유량 Q_{2v} 의 유량방정식이 주어지는데, 서보밸브의 유량관계식은 다음과 같이 간략화 되는 것으로 알려져 있다.

$$Q_{Lv} = C_d w x_v \sqrt{\frac{P_s - P_{Lv}}{\rho}} \quad (1)$$

식 (1)을 스톱의 미소 변위 근처에서 선형화 하고 스톱변위가 0인 중립에서의 영점 조건을 적용하면 서보밸브의 유량관계식은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{Lv} = K_{q0} x_v \quad (2)$$

Fig. 1에서 배관의 체적 V_{1hose} 와 V_{2hose} 가 서로 대칭이라고 하면 V_{1hose} 에서 오일 관성에 대한 운동방정식과 오일 압축성에 대한 유체 흐름의 연속방정식은 식 (3), (4)와 같이 주어진다.

$$P_{1v} - P_{1p} = I_1 \frac{dQ_{1v}}{dt} \quad (3)$$

$$Q_{1v} - Q_{1p} = C_1 \frac{dP_{1v}}{dt} \quad (4)$$

배관 체적 V_{2hose} 에서 오일 관성에 대한 운동방정식과, 오일 압축성에 대한 유체 흐름의 연속방정식은 식 (5), (6)과 같이 주어진다.

$$P_{2p} - P_{2v} = I_2 \frac{dQ_{2v}}{dt} \quad (5)$$

$$Q_{2p} - Q_{2v} = C_2 \frac{dP_{2v}}{dt} \quad (6)$$

식 (3), (5)를 더하고 관로 관성, 배관 길이의 대칭 조건 $I = I_1 = I_2$, $L = L_1 = L_2$ 을 적용하면, 배관에서 오일 관성효과를 나타내는 운동방정식은 식 (7)과 같다. 식 (7)의 I 는 하나의 배관에서 오일의 관성을 나타낸 것이며 식 (8)과 같다.

$$P_{Lv} - P_{Lp} = 2I \frac{dQ_{Lv}}{dt} \quad (7)$$

$$I = \frac{4\rho L}{\pi d_{hose}^2} \quad (8)$$

식 (4)에서 식 (6)을 빼고 관로 커패시턴스, 배관 길이의 대칭조건 $C = C_1 = C_2$, $L = L_1 = L_2$ 를 적용하면, 배관에서의 연속방정식은 식 (9)와 같다. 식 (9)의 C 는 배관 하나의 커패시턴스를 의미하며, 식 (10)의 $\beta_{e,hose}$ 는 배관의 유효 체적탄성계수이다.

$$Q_{Lv} - Q_{Lp} = \frac{C}{2} \frac{dP_{Lv}}{dt} \quad (9)$$

$$C = \frac{\pi d_{hose}^2 L}{4\beta_{e,hose}} \quad (10)$$

미터링 실린더의 피스톤 양쪽 공간에 대하여 연속의 법칙을 적용하면 식 (11), (12)를 얻는다.

$$Q_{1p} - C_{ip}(P_{1p} - P_{2p}) - C_{ep}P_{1p} = \frac{dV_{1p}}{dt} + \frac{V_{1p}}{\beta_{e,cyl}} \frac{dP_{1p}}{dt} \quad (11)$$

$$C_{ip}(P_{1p} - P_{2p}) - C_{ep}P_{2p} - Q_{2p} = \frac{dV_{2p}}{dt} + \frac{V_{2p}}{\beta_{e,cyl}} \frac{dP_{2p}}{dt} \quad (12)$$

미터링 실린더 내부의 각각의 공간은 피스톤 변위에 대해서 식 (13), (14)와 같이 표현되고, 중립 조건 $V_{1p} = V_{2p} = V_{p0}$ 를 적용하면 실린더 내부 체적은 식 (15)와 같다.

$$V_{1p} = V_{p0} + A_p x_p \quad (13)$$

$$V_{2p} = V_{p0} - A_p x_p \quad (14)$$

$$V_{tp} = V_{1p} + V_{2p} = 2V_{p0} \quad (15)$$

식 (13), (14)를 식 (11), (12)에 대입하고, 식 (15)를 이용하여 정리하면 식 (16)과 같이 미터링 실린더에서의 연속방정식을 얻는다.

$$Q_{Lp} = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{tp}P_{Lp} + \frac{V_{tp}}{4\beta_{e,cyl}} \frac{dP_{Lp}}{dt} \quad (16)$$

미터링 실린더 피스톤의 운동방정식은 식 (17)과 같이 주어진다.

$$A_p P_{Lp} = M_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + f_v \frac{dx_p}{dt} + F_L \quad (17)$$

서보밸브-미터링 실린더 시스템의 동적 거동을 표현하는 수식 중에서 식 (2)의 서보밸브의 유량관계

식, 식 (7)의 배관에서 오일의 운동방정식, 식 (9)의 배관 내부의 연속방정식, 식 (16)의 미터링 실린더의 연속방정식, 식 (17)의 미터링 실린더 피스톤의 운동방정식을 라플라스 변환하면 다음의 식들이 얻어진다.

$$Q_{Lv} = K_{q0} x_v \quad (18)$$

$$P_{Lv} - P_{Lp} = 2Is Q_{Lv} \quad (19)$$

$$Q_{Lv} - Q_{Lp} = \frac{C}{2} s P_{Lv} \quad (20)$$

$$Q_{Lp} = A_p v_p + C_{tp} P_{Lp} + \frac{V_{tp}}{4\beta_{e,cyl}} s P_{Lp} \quad (21)$$

$$A_p P_{Lp} = M_t s v_p + f_v v_p + F_L \quad (22)$$

피스톤의 속도 v_p 와 배관에서의 오일의 속도 v_{hose} 관계에서 오일을 비압축성으로 간주하면 식 (23)과 같이 나타낼 수 있다.

$$v_{hose} = \frac{A_p}{A_{hose}} v_p \quad (23)$$

배관에서 오일 관성효과를 알아보기 위하여 식 (22)를 배관에서 오일의 운동방정식을 나타낸 식 (19)에 적용하여 P_{Lp} 를 소거하고, 식 (23)을 적용하면 다음과 같다.

$$P_{Lv} = \frac{1}{A_p} (M_t s + f_v) v_p + 2Is A_{hose} \left(\frac{A_p}{A_{hose}} v_p \right) \quad (24)$$

식 (24)에서 I 는 식 (25)에 나타낸 배관 내부의 오일 관성이며, 두 개의 배관에서 오일 관성의 합 I_t 는 식 (26)과 같다.

$$I = \frac{\rho L}{\pi d_{hose}^2 / 4} = \frac{\rho L}{A_{hose}} \quad (25)$$

$$I_t = I_1 + I_2 = 2I \quad (26)$$

식 (24)에 식 (25), (26)을 적용하여 $A_p P_{Lv}$ 에 대해서 정리하면 서보밸브-미터링 실린더 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$A_p P_{Lv} = M_{eq} s v_p + f_V v_p \quad (27)$$

식 (27)에서 부하의 전체 질량을 나타낸 등가질량 M_{eq} 는 식 (28)과 같이 표현되며 피스톤의 질량, 실린더 내의 오일의 질량, 배관의 단면적과 피스톤의 단면적을 각각 제외한 비에 배관 내부의 오일 질량을 곱한 관성질량의 합으로 정의된다. 식 (28)에서 M_{eq} 는 A_p^2/A_{hose}^2 에 의해서 배관의 단면적이 커질수록 감소하며, 배관 내의 오일 질량에 비례하는 것을 알 수 있다. 배관의 단면적을 크게 하면 배관 내의 체적이 증가하여 오일 질량이 증가하므로, M_{eq} 를 줄이기 위해서는 배관의 단면적을 크게 하면서 길이를 짧게 하여 오일 질량의 영향을 줄이는 것을 함께 고려해야 한다. 식 (28)에서 $M_{oil.hose}$ 는 두 개의 배관 내부의 오일 질량을 더한 것으로 표현된다.

$$\begin{aligned} M_{eq} &= M_t + A_p^2 I_t \quad (28) \\ &= (M_p + M_{oil.cyl}) + 2 \frac{\rho L}{A_{hose}} A_p^2 \\ &= M_p + M_{oil.cyl} + M_{oil.hose} \times \frac{A_p^2}{A_{hose}^2} \end{aligned}$$

식 (21)을 식 (20)에 적용하여 피스톤의 부하유량 Q_{Lp} 를 소거하고 $sP_{Lp} \doteq sP_{Lv}$, $P_{Lp} \doteq P_{Lv}$ 로 가정하면 배관과 실린더의 통합된 연속방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{Lv} = A_p v_p + C_{tp} P_{Lv} + \left(\frac{V_{tp} + V_{t.hose}}{4\beta_{eq}} \right) s P_{Lv} \quad (29)$$

식 (29)에서 $V_{t.hose}$ 는 식 (30)과 같이 두 개의 배관의 체적을 합한 체적을 의미한다. β_{eq} 는 등가체적탄성계수를 의미하며 식 (31)로 표현된다.

$$V_{t.hose} = 2(A_{hose} L) \quad (30)$$

$$\beta_{eq} = \frac{(V_{tp} + V_{t.hose})(\beta_{e.cyl} \beta_{e.hose})}{V_{tp} \beta_{e.hose} + V_{t.hose} \beta_{e.cyl}} \quad (31)$$

서보밸브-미터링 실린더 시스템에 대하여 배관 내부의 오일 관성효과와 연속방정식을 적용하여 최종 정리된 수식은 식 (18)의 서보밸브의 유량관계식, 식

(27)의 운동방정식, 식 (29)의 유량 연속방정식이며, 이 수식들을 이용하여 시스템의 전달함수를 유도할 수 있다.

3. 전달함수 해석

3.1 스펙트럼-피스톤속도 전달함수

서보밸브의 유량관계식을 나타낸 식 (18)과 운동방정식을 나타낸 식 (27)을 식 (29)의 유량 연속방정식에 적용하여 Q_{Lv} 와 P_{Lv} 를 소거하면 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} K_{q0} A_p x_v &= \quad (32) \\ A_p^2 v_p + \left(C_{tp} + \frac{V_{tp} + V_{t.hose}}{4\beta_{eq}} s \right) (M_{eq} s + f_V) v_p \end{aligned}$$

식 (32)를 스펙트럼 입력에 대한 미터링 실린더의 피스톤 속도의 전달함수로 나타내면 식 (33)과 같고, 유압 고유주파수는 식 (34)와 같다.

$$\begin{aligned} \frac{v_p}{x_v} &= \frac{K_{q0} A_p}{M_{eq} \left(\frac{V_{tp} + V_{t.hose}}{4\beta_{eq}} \right) s^2} \quad (33) \\ &+ \left[f_V \left(\frac{V_{tp} + V_{t.hose}}{4\beta_{eq}} \right) + C_{tp} M_{eq} \right] s \\ &+ (A_p^2 + C_{tp} f_V) \end{aligned}$$

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_{eq} (A_p^2 + C_{tp} f_V)}{M_{eq} (V_{tp} + V_{t.hose})}} \quad (34)$$

식 (34)에서 실린더의 전체 누설계수 C_{tp} 는 매우 작은 값을 가지므로 $C_{tp} f_V$ 의 영향은 무시할 수 있다. 배관의 단면적 A_{hose} 가 커지면 식 (28)에 의해 M_{eq} 는 감소하여, 유압 고유주파수는 높아지게 된다. 유압 고유주파수를 높이기 위해서 식 (34)의 피스톤의 단면적 A_p 를 크게 하는 방법을 고려할 수 있지만, A_p 가 커지면 M_{eq} 도 증가하여 유압 고유주파수의 증가는 기대하기가 어렵다. 따라서 서보밸브-미터링 실린더 시스템의 유압 고유주파수를 높이기 위해서는 배관의 단면적을 크게 하여 M_{eq} 를 감소시키는 것이 효율적이다.

3.2 스펙트럼-부하압력 전달함수

식 (18)의 유량 관계식과 식 (27)의 운동방정식을

식 (29)의 유량 연속방정식에 적용하여 Q_{Lv} 와 v_p 를 소거하면 다음과 같이 표현된다.

$$K_{q0}x_v = A_p \frac{A_p}{M_{eq}s + f_V} P_{Lv} + C_{tp}P_{Lv} + \left(\frac{V_{tp} + V_{t.hose}}{4\beta_{eq}} \right) s P_{Lv} \quad (35)$$

식 (35)를 스폴변위 입력에 대한 부하압력의 전달 함수로 나타내면 식 (36)과 같다.

$$\frac{P_{Lv}}{x_v} = \frac{K_{q0}(M_{eq}s + f_V)}{M_{eq} \left(\frac{V_{tp} + V_{t.hose}}{4\beta_{eq}} \right) s^2 + \left[f_V \left(\frac{V_{tp} + V_{t.hose}}{4\beta_{eq}} \right) + C_{tp}M_{eq} \right] s + (A_p^2 + C_{tp}f_V)} \quad (36)$$

식 (36)에서 분모의 특성방정식이 식 (33)의 특성방정식과 같으므로, 유압 고유주파수는 식 (34)와 동일하게 나타난다.

3.3 부하압력-피스톤속도 전달함수

식 (27)의 운동방정식을 정리하면 부하압력에 대한 피스톤 속도의 전달함수는 식 (37)과 같이 주어진다.

$$\frac{v_p}{P_{Lv}} = \frac{A_p}{M_{eq}s + f_V} \quad (37)$$

점성마찰계수 f_V 가 전체 부하의 등가질량 M_{eq} 보다 무시할 정도로 작다고 가정하면 P_{Lv} 의 입력 주파수가 높아질수록 v_p 는 적분기에 가까운 거동을 보일 것이다.

4. 시뮬레이션 프로그램 및 실험장치 구성

4.1 시뮬레이션 프로그램

배관의 단면적에 따라 변화하는 전체 부하의 등가질량 M_{eq} 의 영향을 알아보기 위하여, 배관의 내경이 각각 3/8, 1/4, 1/2 inch인 서보밸브-미터링 실린더 시스템의 주파수 응답을 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 확인한다. Fig. 2에 LabVIEW 언어를 이용하여 작성된 주파수 응답 시뮬레이션 프로그램의 프론트 패널을 나타내었다. 프론트 패널은 스폴변위에 대한 부하압력과 부하압력에 대한 미터링 실린더의 피스톤 속도,

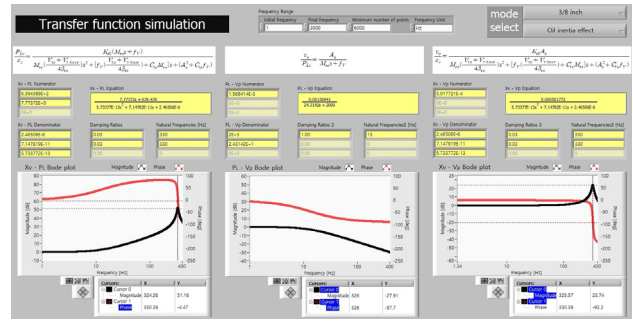


Fig. 2 Front panel of the frequency response simulation program

스폴변위에 대한 미터링 실린더 피스톤 속도의 각각에 대하여 진폭비와 위상각 Bode선도, 고유주파수, 감쇠비를 확인할 수 있도록 세 부분으로 구성되어 있다. 3/8, 1/4, 1/2 inch의 배관 규격과 최대 시험 주파수를 설정하고 시뮬레이션을 실행하면 Microsoft사의 Excel을 이용하여 정리된 시뮬레이션 파라미터가 적용되어 주파수 응답 결과를 나타낸다.

Table 1은 본 연구에서 사용된 서보밸브-미터링 실린더 시스템의 기본 파라미터를 나타낸 것이다.

Table 1 Specifications of test system

Specification	Value	Unit
C_d	0.611	
w	0.0058	m^2/m
P_S	7	MPa
ρ	860	kg/m^3
μ	3.9372×10^{-2}	$Nsec/m^2$
D_p	0.05	m
d_p	0.0224	m
L_p	0.04	m
S_p	0.15	m
M_p	0.33	kg
$M_{oil.cyl}$	0.20245	kg
c	1.25×10^{-7}	m
C_{ip}	1.0×10^{-12}	$m^3/sec/Pa$
C_{ep}	1.0×10^{-18}	$m^3/sec/Pa$
L_{hose}	0.4	m

Table 2 Parameters for computer simulation

Parameter	Value	Unit
K_{q0}	0.31972	$m^3/sec/m$
A_p	1.5694×10^{-3}	m^2
V_{tp}	2.3541×10^{-4}	m^3
f_V	2000	$Nsec/m$
C_{tp}	1.0×10^{-12}	$m^3/sec/Pa$
β_{eq}	3.10×10^9	N/m^2

Table 3 Simulation parameters by line size

Parameter	3/8 inch	1/4 inch	1/2 inch	Unit
$V_{t.hose}$	5.70×10^{-5}	2.53×10^{-5}	1.01×10^{-4}	m^3
$M_{oil.hose}$	4.90×10^{-2}	2.18×10^{-2}	8.72×10^{-2}	kg
M_{eq}	24.31	54.04	13.91	kg

Table 2와 Table 3은 Table 1로부터 산출되어지는 시뮬레이션 파라미터이며, Table 3에 배관의 내경에 따라서 달라지는 시뮬레이션 파라미터를 표기하였다. 여기서 $V_{t.hose}$ 와 $M_{oil.hose}$ 는 두 개의 배관에 대한 체적과 오일의 질량을 의미한다.

Table 1에서 피스톤의 질량 M_p 와 실린더 내의 오일 질량 $M_{oil.cyl}$, 그리고 Table 3에서 배관에 따른 배관 내의 오일의 질량을 더하면, 전체 질량은 3/8 inch 배관에서 0.5815 kg, 1/4 inch 배관에서 0.5542 kg, 1/2 inch 배관에서 0.6196 kg이 된다. 각각의 배관에 식 (28)의 오일 관성효과를 적용한 전체 부하의 등가질량 M_{eq} 는 Table 3에 표기되어 있다. Table 3의 M_{eq} 값은 피스톤과 오일의 질량을 더한 값과 비교하여 수십 배의 큰 값을 가지므로, 오일 관성효과에 의한 질량이 전체 부하의 질량에서 지배적인 질량임을 알 수 있다. 또한 M_{eq} 값은 배관의 규격에 따라서 차이가 크게 나타나고, 배관의 내경이 클수록 M_{eq} 값은 작아진다. 시뮬레이션은 Table 3에 표기된 3/8, 1/4, 1/2 inch의 세 가지 배관에 대해서 수행되었다.

4.2 실험장치 구성

Fig. 3과 Fig. 4에 서보밸브-미터링 실린더 시스템의 주파수 응답을 측정하기 위한 실험장치의 구성도와 유압부의 구성을 나타내었다. 실험대상 밸브는 스폴변위센서가 내장된 직구동형 서보밸브가 사용되었다. 스폴변위신호는 서보밸브의 동적 특성을 나타내

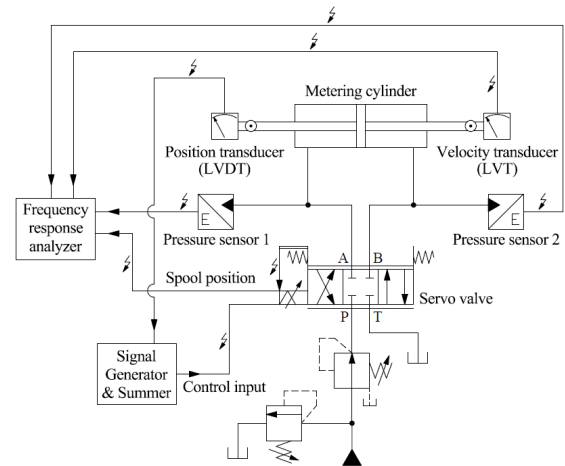


Fig. 3 Frequency response test circuit

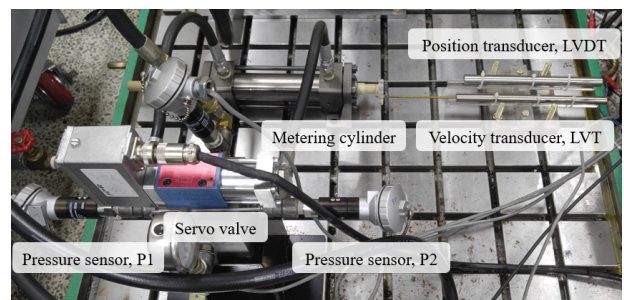


Fig. 4 Hydraulic device of frequency response test equipment

는 표준 신호로 간주될 수 있는데, 서보밸브의 스폴 변위신호 x_v 를 입력으로 하여 측정된 부하압력 P_L 과 미터링 실린더 피스톤의 속도 v_p 에 대한 주파수 응답이 실험결과의 데이터로 활용된다. 서보밸브의 토출구에는 압력센서 P1, P2를 설치하고 부하압력 P_L 은 $P1 - P2$ 값을 측정하였다. 양로드형 미터링 실린더의 로드에는 속도센서와 위치센서를 설치하여 피스톤의 속도 v_p 를 측정하고, 실험중에 피스톤이 실린더의 중간위치에서 벗어나는 것을 방지하기 위한 위치제어 시스템을 구성하였다. 실험에서 공급압력은 Table 1에 표기된 공급압력 P_s 와 동일한 7 Mpa로 설정하고, 진폭이 입력 최대값의 $\pm 25\%$ 인 정현파 주파수를 1 Hz에서 600 Hz까지 증가시키며 주파수 응답신호를 측정하였다. 실험은 시뮬레이션과 동일하게 내경이 3/8, 1/4, 1/2 inch인 배관에 대해서 진행하였다.

실험데이터는 컴퓨터와 데이터 수집 보드(DAQ board)를 이용하여 수집되었다. LabVIEW로 작성된 서보밸브의 주파수 응답 측정 프로그램에서 서보밸브에 인가되는 정현파의 크기, 최대 시험 주파수, 센서의 스케일 등을 설정한 후에 프로그램을 실행하면

서보밸브를 구동하기 위한 정현파 신호가 DAQ board에서 출력된다. 정현파의 주파수는 최대 시험 주파수까지 1 Hz씩 증가되며 5000 sample/sec의 속도로 데이터를 수집하게 된다.

5. 시뮬레이션 및 실험 결과

5.1 3/8 inch 배관을 사용한 주파수 응답

Fig. 5-7은 서보밸브와 미터링 실린더를 연결하는 3/8 inch 배관 내에서 오일 관성효과를 고려한 주파수 응답 시뮬레이션 결과를 진폭비와 위상각에 대한 Bode 선도로 나타낸 것이다. Fig. 5는 스플변위 x_v 에 대한 부하압력 P_L 의 전달함수를 나타낸 식 (36)에 의한 주파수 응답, Fig. 6은 부하압력 P_L 에 대한 실린더 피스톤의 속도 v_p 의 전달함수를 나타낸 식 (37)에 의한 주파수 응답, Fig. 7은 스플변위 x_v 에 대한 실린더 피스톤의 속도 v_p 의 전달함수를 나타낸 식 (33)에 의한 주파수 응답을 보여준다.

Fig. 5에서 진폭비가 가장 크게 나타나는 유압 고유주파수 ω_h 는 330 Hz이며, 330 Hz에서 위상각은 0 degree가 된다. 주파수가 증가함에 따라 진폭비와 위상각이 증가하는 거동은 전달함수 식 (36)에서 분자항의 미분인자인 라플라스 변수 s 에 의한 거동이다. 이러한 미분 거동은 $x_v - P_L$ 사이의 거동에서 지배적인 거동으로 볼 수 있으며, 서보밸브의 주파수 응답을 측정하기 위한 방법으로 미분 거동을 하는 부하압력신호를 이용하기는 어렵다.

Fig. 6의 주파수가 증가함에 따라 진폭비와 위상각이 감소하는 거동은 전달함수 식 (37)에서 분모항의 적분인자인 라플라스 변수 s 에 의한 거동이며, 이러한 적분 거동이 $P_L - v_p$ 사이의 거동에서 지배적인 거동으로 볼 수 있다.

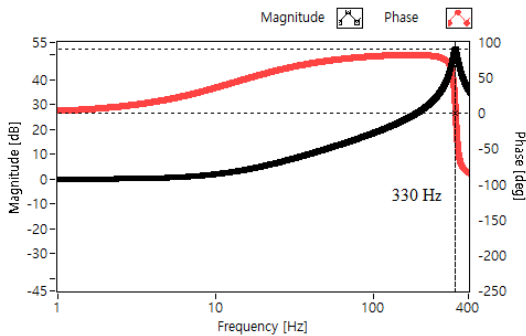


Fig. 5 Frequency response simulation result of $x_v - P_L$ at 3/8 inch lines

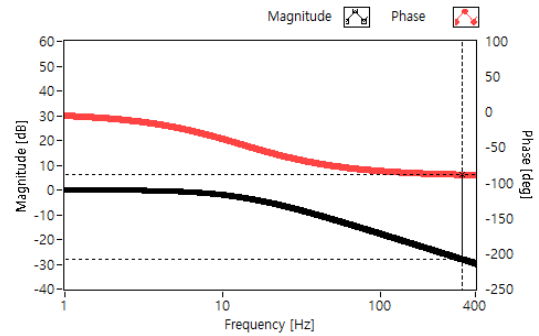


Fig. 6 Frequency response simulation result of $P_L - v_p$ at 3/8 inch lines

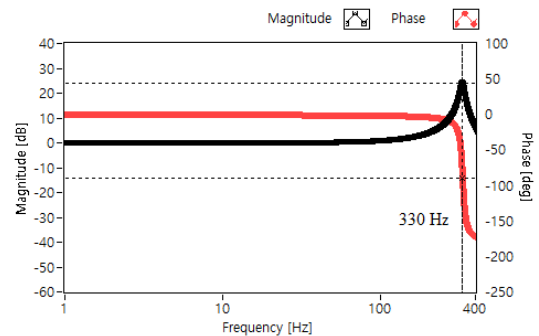


Fig. 7 Frequency response simulation result of $x_v - v_p$ at 3/8 inch lines

서보밸브-미터링 실린더 시스템이 입출력 비선형이며 피스톤의 속도신호와 부하압력신호가 동적으로 얽혀져 있는 시스템이지만, 신호들 사이에 중첩의 원리가 적용된다는 것은 최근의 연구²⁾를 통해 알려졌다. 따라서 스플변위에 대한 피스톤 속도의 주파수 응답을 나타낸 Fig. 7은 Fig. 5의 $x_v - P_L$ 주파수 응답과 Fig. 6의 $P_L - v_p$ 주파수 응답을 중첩시킨 결과와 같다. Fig. 7에서 유압 고유주파수는 330 Hz이며, 330 Hz에서 위상각은 -90 degree가 된다. $x_v - P_L$ 의 전달함수 식 (36)과 $x_v - v_p$ 의 전달함수 식 (33)의 특성방정식이 같으므로 유압 고유주파수가 Fig. 5의 결과와 동일하게 나타난다.

Fig. 8-10은 3/8 inch 배관을 사용하여 서보밸브-미터링 실린더 시스템의 주파수 응답을 측정된 결과를 나타낸 것이다. Fig. 8의 $x_v - P_L$ 주파수 응답, Fig. 9의 $P_L - v_p$ 주파수 응답, Fig. 10의 $x_v - v_p$ 주파수 응답은 Fig. 5-7의 시뮬레이션 결과와 유사한 양상을 보인다. Table 4는 시뮬레이션에서 얻은 유압 고유주파수와 실험을 통해 측정된 유압 고유주파수를 비교하여 표기한 것이다. 실험 결과에서 $x_v - P_L$ 의 고유주파수와 $x_v - v_p$ 의 고유주파수에 차이를 보이는 것

은 측정신호의 노이즈에 의한 영향으로 판단된다. Fig. 5-7의 시뮬레이션과 Fig. 8-10의 실험 결과를 비교하면 Bode 선도와 유압 고유주파수가 유사한 결과를 보이므로, 서보밸브-미터링 실린더 시스템에서 배관 내의 오일 관성효과를 고려하여 유도한 전달 함수 모델이 실제 시스템에 성립한다는 것을 알 수 있다.

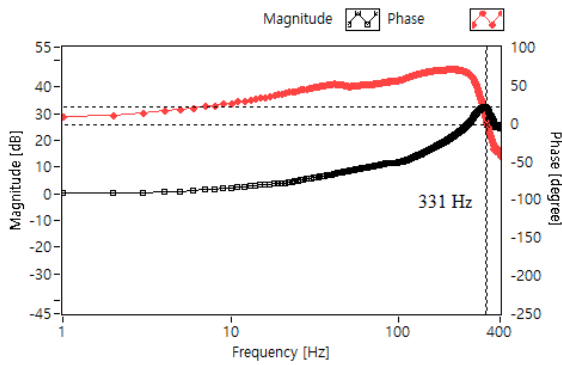


Fig. 8 Frequency response measured value of $x_v - P_L$ at 3/8 inch lines

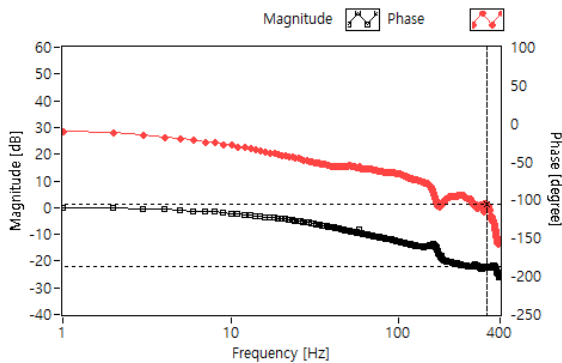


Fig. 9 Frequency response measured value of $P_L - v_p$ at 3/8 inch lines

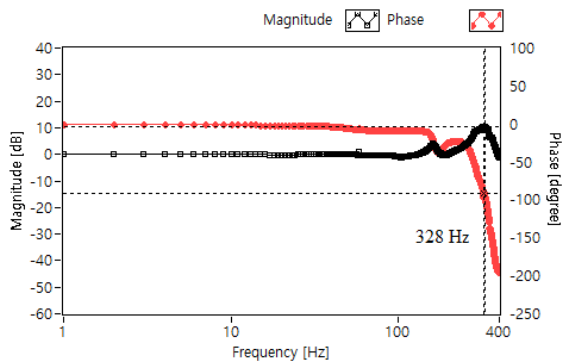


Fig. 10 Frequency response measured value of $x_v - v_p$ at 3/8 inch lines

Table 4 Hydraulic natural frequency at 3/8 inch lines

Input-output	Simulation result	Measured value
$x_v - P_L$	330 Hz	331 Hz
$x_v - v_p$	330 Hz	328 Hz

5.2 1/4 inch 배관을 사용한 주파수 응답

Fig. 11-12는 1/4 inch 배관을 적용한 스폴변위에 대한 부하압력 $x_v - P_L$ 과 스폴변위에 대한 피스톤 속도 $x_v - v_p$ 의 주파수 응답 시뮬레이션 결과를 각각 나타낸 것이다. Table 3에서 3/8 inch 배관을 사용하는 경우에 전체 부하의 등가질량 M_{eq} 는 24.31 kg이며, 1/4 inch 배관을 사용하는 경우에 M_{eq} 는 54.04 kg으로 배관의 내경이 작아질수록 부하질량은 커지는 것을 확인할 수 있다. 5.1절의 3/8 inch 배관을 적용한 결과와 비교하면 1/4 inch 배관을 적용한 유압 고유주파수는 증가된 부하질량의 영향으로 낮아지는 것을 알 수 있다.

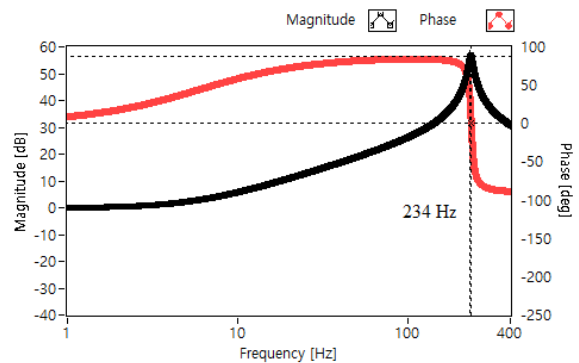


Fig. 11 Frequency response simulation result of $x_v - P_L$ at 1/4 inch lines

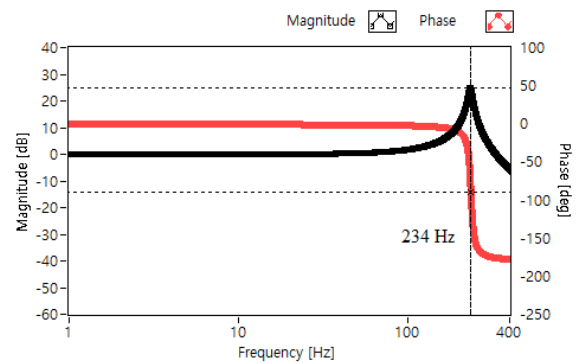


Fig. 12 Frequency response simulation result of $x_v - v_p$ at 1/4 inch lines

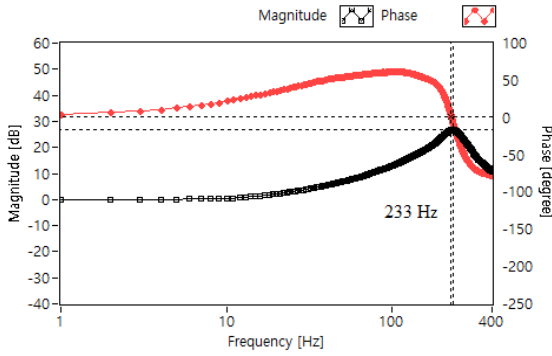


Fig. 13 Frequency response measured value of $x_v - P_L$ at 1/4 inch lines

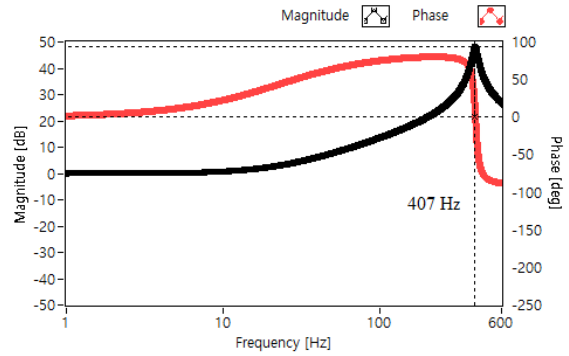


Fig. 15 Frequency response simulation result of $x_v - P_L$ at 1/2 inch lines

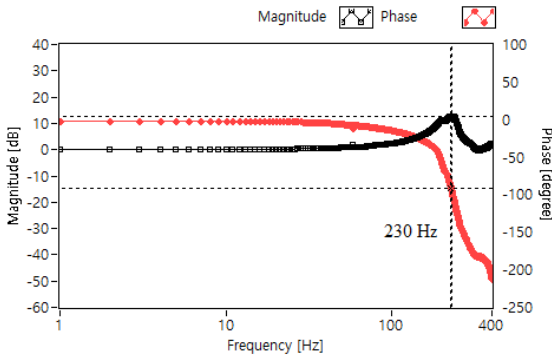


Fig. 14 Frequency response measured value of $x_v - v_p$ at 1/4 inch lines

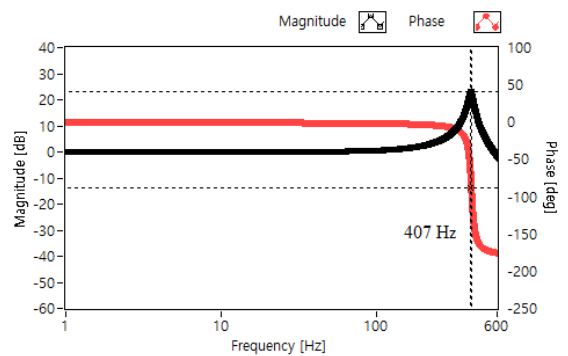


Fig. 16 Frequency response simulation result of $x_v - v_p$ at 1/2 inch lines

Table 5 Hydraulic natural frequency at 1/4 inch lines

Input-output	Simulation result	Measured value
$x_v - P_L$	234 Hz	233 Hz
$x_v - v_p$	234 Hz	230 Hz

Fig. 13-14에 1/4 inch 배관을 사용하여 $x_v - P_L$ 과 $x_v - v_p$ 의 주파수 응답을 측정된 결과를 각각 나타내고, Table 5에 시뮬레이션과 실험을 통해 얻은 유압 고유주파수를 표기하였다. 내경이 1/4 inch인 배관을 적용하여도 시뮬레이션과 실험의 결과가 유사한 양상을 보이므로, 본 연구에서 유도한 전달함수 모델이 배관의 내경에 상관없이 성립한다는 것을 알 수 있다.

5.3 1/2 inch 배관을 사용한 주파수 응답

Fig. 15-16은 1/2 inch 배관을 적용한 $x_v - P_L$ 주파수 응답과 $x_v - v_p$ 주파수 응답의 시뮬레이션 결과를 각각 나타낸 것이다. 1/2 inch 배관을 적용하면 전체 부하의 등가질량 M_{eq} 는 13.91 kg으로 감소되는 것을 Table 3에서 확인할 수 있다. 감소된 부하질량의 영

향으로 유압 고유주파수가 407 Hz로 높아진 것을 Fig. 15-16에서 보여준다.

Fig. 17-18에 1/2 inch 배관을 사용하여 시스템의 주파수 응답을 측정된 결과를 나타내고, Table 6에 시뮬레이션과 실험을 통해 얻은 유압 고유 주파수를 표기하였다. 내경이 1/2 inch인 배관을 적용하여도 시뮬레이션과 실험의 결과가 유사하다. 따라서 본 연구에서 유도된 전달함수 모델은 3/8, 1/4, 1/2 inch의 배관에서 모두 성립한다는 것을 확인하였다.

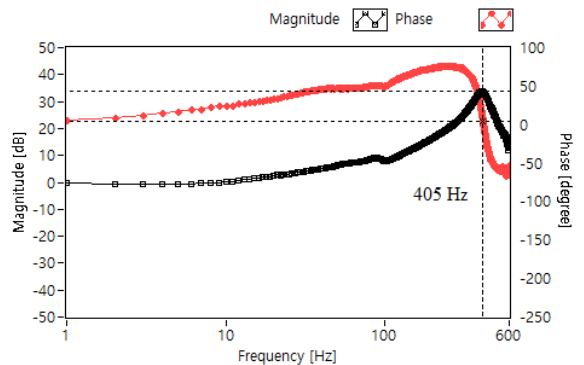


Fig. 17 Frequency response measured value of $x_v - P_L$ at 1/2 inch lines

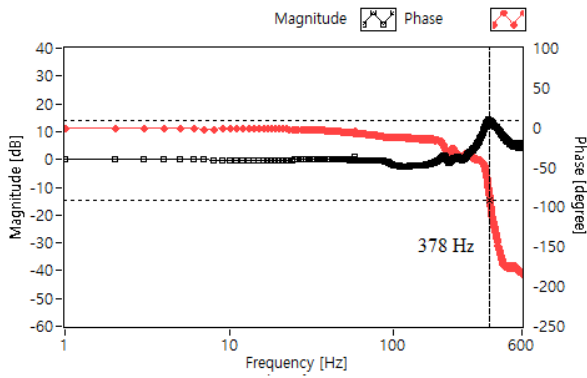


Fig. 18 Frequency response measured value of $x_v - v_p$ at 1/2 inch lines

Table 6 Hydraulic natural frequency at 1/2 inch lines

Input-output	Simulation result	Measured value
$x_v - P_L$	407 Hz	405 Hz
$x_v - v_p$	407 Hz	378 Hz

6. 결론

배관 내부의 오일 관성효과를 고려하여 서보밸브-미터링 실린더 시스템의 전달함수를 수학적으로 모델링하고, 주파수 응답 시뮬레이션과 실험을 통하여 검증한 결과는 다음과 같이 요약된다.

1) 서보밸브의 동적 특성을 나타내는 스폴변위신호를 대신하여 미터링 실린더의 피스톤 속도신호가 사용될 수 있으며, 미분 거동을 하는 부하압력신호는 사용되기 어렵다.

2) 서보밸브의 동적 특성을 측정하기 위해서 서보밸브-미터링 실린더 시스템을 구성하는 경우에는 서보밸브와 미터링 실린더를 연결하는 배관의 오일 관성효과를 고려해야 한다.

3) 서보밸브와 미터링 실린더를 연결하는 배관의 단면적이 커질수록 오일 관성효과에 의한 부하의 전체 질량은 낮아지고, 시스템의 대역폭 주파수와 고유 주파수는 높아진다.

4) 오일 관성효과가 최소화되는 서보밸브-미터링 실린더 시스템을 구성하는 방법으로 배관의 내경은

크게 하고, 배관 내의 오일 질량을 감소시키기 위해서 배관의 길이는 짧게 해야 한다.

후 기

이 연구는 금오공과대학교 학술연구비(과제번호 : 2020-0128-0001) 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다.

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) ISO 10770-1, 2nd ed., Hydraulic fluid power - Electrically modulated hydraulic control valves - Part 1 : Test methods for four-port directional flow-control valves, 2009.
- 2) H. S. Yun and S. D. Kim, "A Study on the Frequency Response Signals of a Servo Valve", Journal of Drive and Control, Vol.18, No.1, pp.17-23, 2021.
- 3) H. E. Merritt, Hydraulic Control System, John Wiley & Sons, New York, 1967.
- 4) M. Rabie, Fluid Power Engineering, McGraw-Hill Professional, 2009.
- 5) K. Ogata Modern Control Engineering, 4th ed., Prentice Hall, New Jersey, 2002.
- 6) T. H. Kim and I. Y. Lee, "Error Evaluation of Linearized Equation for a Servovalve in Hydraulic Control System", Transactions of the KSME, A, Vol.27, No.5, pp.779-788, 2003.
- 7) S. D. Kim, W. L. An and S. H. Jeon, "Study on Bandwidth Frequency of Servovalve based on Metering Cylinder", Journal of Drive and Control, Vol.12, No.3, pp.44-51, 2015.
- 8) S. D. Kim, J. E. Lee and D. Y. Shin, "A Study on the Phase Bandwidth Frequency of a Directional Control Valve Based on the Hydraulic Line Pressure", Journal of Drive and Control, Vol.15, No.4, pp.1-10, 2018.