

# 고속전자밸브를 사용한 유압장치의 주파수응답특성에 관한 연구

허 준 영\*, G. Wennmacher\*\*

## A Study on the Frequency response characteristics of Hydraulic Equipment using High speed on-off valve

Jun-Young Huh\*, G. Wennmacher\*\*

### ABSTRACT

Frequency response method is used to design hydraulic servo systems and improve its performance. In this study a method is proposed to get simply the frequency response of the electro-hydraulic servo system which use PWM controlled high-speed on-off valves. Firstly, the describing function of the PWM element is derived and tested. It is found that the characteristic of PWM element could be approximated to a saturation characteristic in the range of allowable frequency. And the dynamic characteristic of the valve-cylinder system could be negligible. The working characteristic of high-speed on-off valve is considered as time delay. So simulation is performed in the basis of the reconstructed block diagram. And this method is verified by experiments.

**Key Word** : High speed on-off valve(고속전자밸브), Frequency response(주파수응답), Hydraulic equipment(유압장치), PWM control(PWM제어)

#### 기호설명

$A_k$ : 피스톤 면적	$K_q$ : 동가상수, $K_q = c_d w \sqrt{\frac{1}{\rho}}$
$c_d$ : 오리피스 방출계수	$M$ : 피스톤질량
$F_R$ : 피스톤 마찰력	$N_{PWM}$ : PWM의 기술함수
$K_1$ : 밸브의 유량게인	$N_s$ : 유압시스템의 전달함수
$K_2$ : 밸브의 유량압력계수	$q$ : PWM의 입력신호
$K_m$ : 밸브포켓의 최대변위	$\hat{q}$ : PWM 입력신호의 진폭

\* 한국기술교육대학 제어기계공학과

\*\* 독일 아헨공대 유공압연구소(RWTH Aachen IHP)

- $Q_1$  : 밸브에서 실린더로의 유량
- $Q_2$  : 실린더에서 밸브로의 유량
- $Q_L$  : 부하유량
- $P_1, P_2$  : 유압실린더의 공급 및 귀환측 압력
- $P_L$  : 부하압력
- $P_S$  : 공급압력
- $P_T$  : 탱크압력
- $T$  : PWM 전송파의 주기
- $T_g$  : PWM 입력파형의 주기
- $\hat{u}$  : PWM 출력 펄스진폭
- $v$  : 피스톤속도
- $w$  : 밸브의 면적구배
- $x$  : 피스톤의 변위
- $x_v$  : 밸브포펫의 변위
- $\beta_e$  : 체적탄성계수
- $\rho$  : 밀도
- $\phi$  : 동기각
- $\mathcal{X}(q)$  : PWM의 출력 펄스 폭

### 1. 서 론

최근의 전기전자기술의 급속한 발전에 따라 브레이크 유압을 고속전자밸브로 제어하여 급브레이크시의 자동차의 제동을 제어하는 안티스키드장치가 보급되고 있다. 이와같은 고속전자밸브를 사용하는 제어는 다른 응용분야에서도 사용되어질 가능성이 대단히 많다.<sup>[1]</sup> 유압 장치의 PWM제어의 장점은 고속전자밸브의 강인함과 저렴한 가격이고, 또 마이크로컴퓨터로 실현하기에 알맞다는 것이다. 마이크로컴퓨터의 도움으로 고속전자밸브에 대한 조종이 D/A변환기 없이 바로 디지털제어된다.<sup>[2][3]</sup> 고속전자밸브는 PWM제어되는 전기유압서보계에 있어서 제일 중요한 요소로 계의 제어정도나 대역폭, 안정도에 큰 영향을 준다. 그러므로 정적 및 동적 거동을 연구할 필요가 있다. PWM고속전자밸브의 출력튜비와 입력사이의 관계인 정적특성은 이미 널리 연구되어 왔다.<sup>[4][5][6]</sup> 정적특성에 관한 스위칭거동과 전송주파수의 영향은 이미 알려졌다. 그래서 이 논문은 동적특성에 초점을 맞춘다. 주파수응답법은 주로 유압 서어보 계의 설계나 개선에 사용되어진다. 이 방법을 사용하려면 모든 요소의 전달함수 또는 기술함수가 알려져 있어야 한다. 그러므로 PWM 고속전자밸브의 기술함수는 주파수응답법을 사용하기 위해 발견되어야

한다. PWM고속전자밸브의 기술함수를 구함에 있어서 Yang<sup>[7]</sup> 등은 고속전자밸브의 특성이 밸브포펫의 온오프 지연시간과 동작지연시간에 의해 특징지워진다고 보고, 이들 4개의 시간영역 매개변수를 사용하여 기술하였으나, 단지 밸브에 대한 시뮬레이션 검토로 그쳤다. 본 연구에서는 PWM제어되는 고속전자밸브를 사용하는 전기유압서보계의 주파수응답을 간단히 구할 수 있는 한가지 방법을 제안코자 한다. 우선 PWM에 대한 기술함수를 구하고, 고속전자밸브의 동작특성은 시간지연으로 고려한다. 전체 블록선도에서 PWM요소와 선형계로 나타낼 수 있는 실린더부하계의 주파수 응답을 조사해 본 후, 전체 블록선도를 재구성하여 시뮬레이션하였다. 이를 실험을 통하여 검증하였다.

### 2. 이론 해석

본 연구에서 대상으로 한 제어계의 개략도를 Fig.1에 표시한다. 시스템은 컴퓨터에 의해 PWM구동되는 4개의 고속전자밸브와 유압액츄에이터(양로드식 복동실린더)를 주요요소로 해서 구성되어져 있다. 계의 출력신호는 피스톤의 변위  $x$ 이고, 이것이 피이드백되어 입력측에 보내어진다. 이론해석을 위해 유압계를 Fig.2와 같이 모델화한다. 4개의 전자변 1, 2, 3, 4에 대하여 실제로는 변1과 3이 열림신호를 받을때 변2와 4는 닫힘신호를 받게 되어 피스톤의 양의 변위를 야기시킨다. 이 경우 누유량을 무시하면 포펫을 통과하는 유량  $Q_1, Q_2$ 는

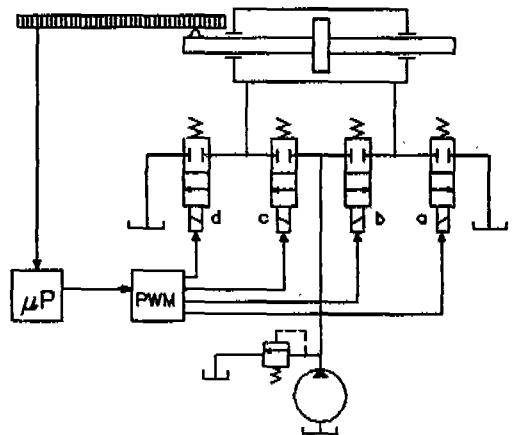


Fig. 1 Electro-hydraulic servo system with high speed on-off valves

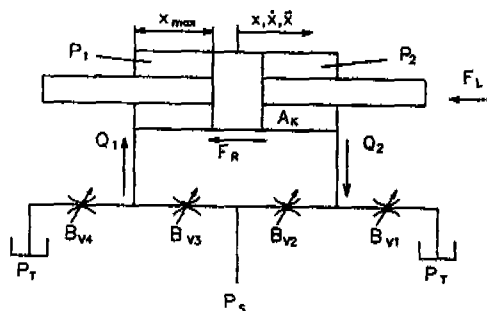


Fig. 2 Modelling diagram of hydraulic system

다음식으로 주어진다.

$$Q_1 = c_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot x_{v3} \sqrt{P_s - P_1} \quad (1)$$

$$Q_2 = c_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot x_{v1} \sqrt{P_2 - P_T} \quad (2)$$

여기서 부하압력 \$P\_L\$과 부하유량 \$Q\_L\$을 다음과 같이 정의한다.<sup>[8]</sup>

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (3)$$

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (4)$$

부하유량식을 구하면 식 (5)와 같다.

$$Q_L = K_q x_v \sqrt{P_s - P_L} \quad (5)$$

여기서

$$K_q = c_d w \sqrt{\frac{1}{\rho}}$$

이다. 유압실린더에 유체의 연속방정식을 적용하면 식 (6)과 같다.

$$Q_L = A_k \frac{dx}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (6)$$

한편 부하계를 포함한 피스톤의 운동방정식은 식 (7)과 같다.

$$M \frac{d^2x}{dt^2} + B_p \frac{dx}{dt} = A_k P_L - F_R \quad (7)$$

이와 같이 구성된 시스템에 대한 전달함수를 구하기 위하여 유압서보계의 비선형적인 부하유량방정식 (5)를 동작점 \$(x\_{v0}, P\_{L0})\$에 대하여 테일러급수전개하여 선형화하면 식 (8)과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_L = k_1 x_v - k_2 P_L \quad (8)$$

연속방정식 (6)과 선형화된 오리피스방정식 (8)을 라플라스변환한 후 \$Q\_L(s)\$를 소거하고, \$P\_L(s)\$에 대해 정리한 후 라플라스변환된 피스톤운동방정식에 대입한다. 그러면 입력이 밸브포텐의 변위이고 출력이 실린더 속도인 밸브 실린더계의 전달함수는 식 (9)와 같다.

$$G_v(s) = \frac{K_b}{(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (9)$$

여기서

$$K_b = \frac{k_1 4\beta_e A_k}{M V_t}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{(A_k^2 + B_p k_2) 4\beta_e}{M V_t}}$$

$$\zeta = k_2 \sqrt{\frac{\beta_e M}{(A_k^2 + B_p k_2) V_t}} + \frac{B_p}{4} \sqrt{\frac{V_t}{(A_k^2 + B_p k_2) M \beta_e}}$$

한편 고속전자밸브가 PWM모드에서 작동할 때 PWM에 의해 입력신호는 그 크기에 따라 하나의 펄스폭과 부호를 갖는 일련의 펄스열로 바뀌어져 입력된다. 이리하여 펄스간의 간격과 펄스크기는 일정하게 유지되고 펄스폭은 입력신호에 따라 변한다. 주파수응답법을 사용하기 위해서는 PWM요소는 기술함수로 기술되어야 한다. PWM은 매번 같은 시간 간격마다 입력신호 \$q\$를 포착하고 펄스의 끝은 앞서서 알게 된다. PWM에 대한 기술함수 도입을 위해 밸브 개폐는 대칭적인 거동을 하며, 선형부분계는 충분히 강한 저주파통과 필터기능을 가지고 있다고 가정한다. 그러면 조화함수적 진동 균형상태에서 PWM의 입력신호 \$q(t)\$는 다음과 같이 주어진다.

$$q(kT) = \hat{q} \cdot \sin(\omega \cdot kT + \phi) \quad (10)$$

여기서 \$\phi\$는 PWM의 동기각으로 입력신호에 대해 진동균형상태의 주기 안에서 처음 펄스의 위상지연이다. 식 (10)에서 PWM입력신호는 주기 \$T\_q\$를 갖는 주기적인 신호이다. \$T\_q\$와 전송파주기 \$T\$사이의 비가 \$2n\$(\$n\$은

정수)이라면 푸리에 시리즈법이 기술함수의 계산에 사용될 수 있다. Fig. 3에 대해 PWM전달방정식을 구하면 다음과 같다.<sup>[8]</sup>

$$u(t) = \begin{cases} \hat{u} \cdot \text{sgn}(q(kT)), & kT \leq t < kT + \mathfrak{S}[q(kT)] \\ 0 & kT + \mathfrak{S}[q(kT)] \leq t < (k+1)T \end{cases} \quad (11)$$

여기서

$$\mathfrak{S}[q(kT)] = \begin{cases} T & |q(kT)| > 1 \\ T|q(kT)| & |q(kT)| \leq 1 \end{cases}$$

의 값을 갖는다. 그리고  $u(t)$ 는 PWM출력신호이고  $q(kT)$ 는  $k$ 번째의 PWM입력신호이다. PWM의 출구에서  $n$ 개의 양의 펄스와  $n$ 개의 음의 펄스가 주기적으로 연속하여 나오는 Fig. 4와 같은 일반적인  $n$ 펄스 진동 균형상태에 대해 기술함수를 유도하면 다음과 같다.

$$N_{PWM}(\hat{q}, n, \phi) = 2 \frac{\hat{u}}{\pi \hat{q}} e^{-j\phi} \sum_{k=0}^{n-1} \left\{ e^{-j\frac{\pi}{n}k} - e^{-j\left(\frac{\pi}{n}k + \frac{\pi}{nT} \mathfrak{S}[q(kT)]\right)} \right\} \quad (12)$$

상기 식에서  $N_{PWM}(\hat{q}, n, \phi)$ 은 입력진폭과 펄스수, 동기각의 함수이고 입력주파수  $\omega$ 에 독립인 것을 알 수 있다. 그리고 고속전자밸브의 포펫은 자체의 관성하중과 솔레노이드 작동의 지연시간으로 인해 입력펄스를 엄격하게 따를 수 없기 때문에  $\tau$ 만큼의 지연시간을 갖는다고 한다. 이상에서 유도한 식 (9), (12)와 고속전자밸브 포펫의 작동지연을 고려하여 제어루프를 구성하면 Fig. 5와 같이 된다.

### 3. 시뮬레이션 및 실험

PWM제어되는 고속전자밸브를 사용하는 전기유압서

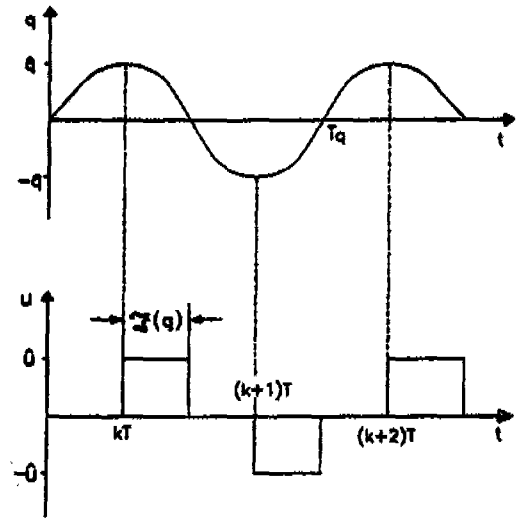


Fig. 3 Output pulse trains of 1 pulse limit cycle

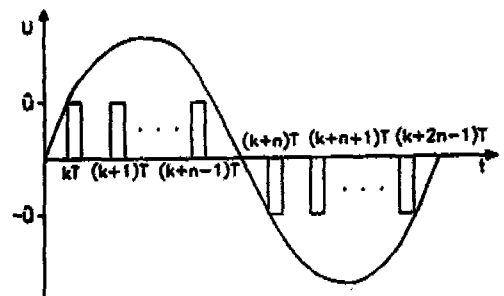


Fig. 4 Output pulse trains of n pulse limit cycle

보계의 주파수응답을 구하기 위해 우선 식 (9)와 같이 나타내어진 밸브실린더계만의 개루프주파수응답을 구해보면 Fig. 6과 같다. 특성을 알아보기 위해 관성하중을

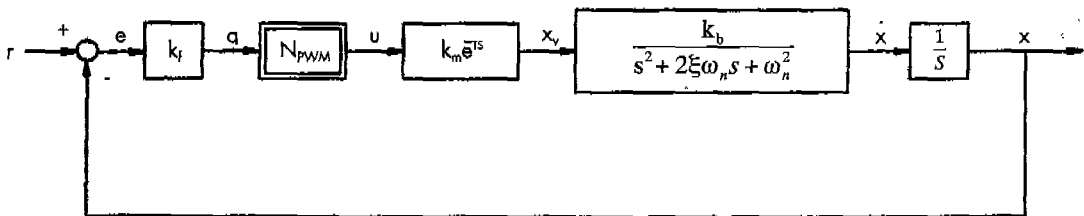


Fig. 5 Block diagram of PWM hydraulic cylinder system

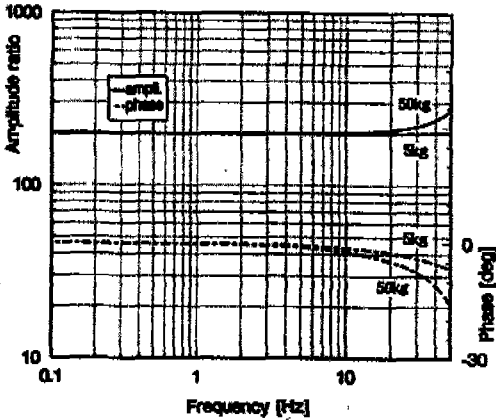


Fig. 6 Frequency response of the valve-cylinder system

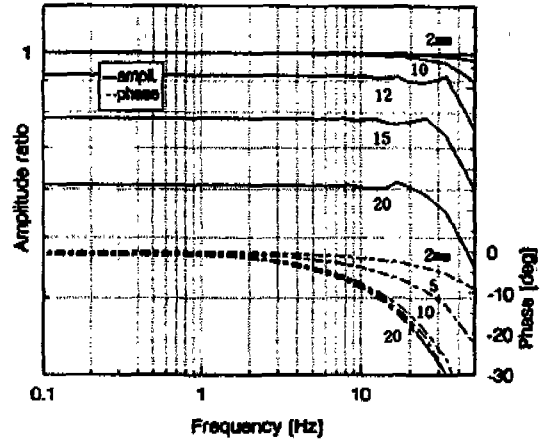


Fig. 7 Frequency response of PWM part

5kg에서 50kg으로 10배 증가시켰으나 20Hz에서 진폭비는 0.2dB 증가하였고, 위상은  $2^\circ$  감소하는 거의 무시가능할 만큼의 작은 변화를 보였다. 절점주파수를 구해보면 관성하중 5kg에서 288Hz와 관성하중 50kg에서 91Hz로 나타났다. 전체체적  $V_k$ 나 실린더면적  $A_k$ 등을 변화시켜보아도 같은 결과를 얻을 수 있다. 그러므로 합리적으로 설계된 밸브실린더계라고 하면 식 (9)의 선형시스템 파라메타의 변화에 대한 밸브실린더계의 동특성은 무시가능함을 알 수 있다. 또 식 (12)와 같이 나타내어진 PWM요소의 기술함수의 주파수응답을 구해보면 Fig. 7과 같다. 위에서 언급한 바와 같이  $N_{PWM}(\hat{q}, n, \phi)$ 은 입력주파수  $\omega$ 에 독립이나 Fig. 7에서 볼때 고주파 영역에서 변화가 생긴 것은  $\omega$ 가 증가함에 따라 펄스수  $n$ 이 작아져서 펄스폭변조된 출력값이 작아지기 때문이다. Fig. 7에서 동기각은 일정하다고 하였다. 20Hz까지 진폭비는 포화에 의한 영향만 나타

날 뿐 거의 변화가 없이 일정하나 위상차는  $\omega$ 가 증가함에 따라 펄스수  $n$ 이 작아짐에 따라 약  $15^\circ$  정도의 차이가 났다. 그러므로 PWM요소의 주파수응답을 고려해 볼 때 가용주파수 영역내에서는 PWM요소는 비선형특성의 하나인 포화특성만으로 근사될 수 있음을 알 수 있다.

이상에서와 같이 밸브실린더계의 동특성을 무시하고 PWM요소의 동특성은 포화특성만으로 근사시킬 때의 제어계의 블록선도를 Fig. 8에 나타낸다. 하나의 지연 요소와 하나의 비선형특성인 포화특성 사이에 자리를 바꾸어도 응답에 영향이 없으므로 시뮬레이션의 편리를 위하여 자리바꿈을 하여 나타내었다. Fig. 8의 블록선도에 의거하여 시뮬레이션 프로그램을 작성하였다. 진폭비와 위상차는 각각 5번 진동후 6번째 진동에서 구했으며, 사용한 제원으로 속도포화의 한계값  $V_{max}$ 는 63 mm/s이고, 시간지연 요소  $\tau$ 는 밸브포펫 자체의 관성하

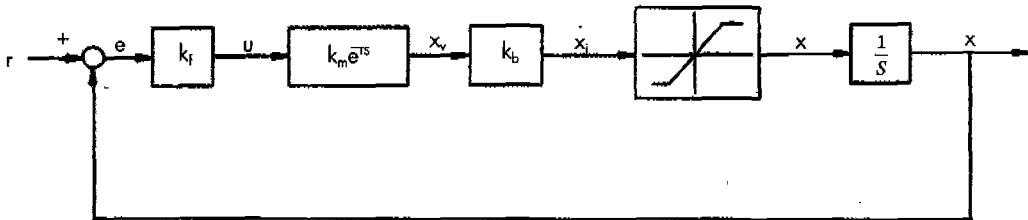


Fig. 8 The reconstructed block diagram

중에 의한 작동지연과 솔레노이드 작동의 지연시간, 컴퓨터 계산시간, PWM신호생성시간 등을 합하여 6ms로 하였다. 시뮬레이션에 사용된 시스템파라메타들을 Table 1에 나타낸다.

실험장치는 4개의 고속전자밸브와 양로드형 복동실린더 및 컴퓨터를 주요요소로 하여 Fig. 9에서 표시한 것과 같이 구성하였다. 여기서 컴퓨터는 3가지의 역할을 담당하고 있다. 즉 조화함수적 입력파형의 생성과 펄스폭변조, A/D변환기를 통한 입출력파형의 기억을 행한다. 실험장치의 제원을 Table 2에 나타낸다.

Table 1 System parameters used in computer simulation

Parameters	Value	Dimension
$A_k$	7.65	cm <sup>2</sup>
$B_p$	5.46	kgfs/cm
$K_l$	4666.7	cm <sup>2</sup> /s
$k_2$	0.3536	cm <sup>2</sup> /kgfs
$K_m$	0.015	cm
$K_f$	31.74	1/cm
$P_s$	140	kgf/cm <sup>2</sup>
$T$	0.005	s
$V_l$	306	cm <sup>3</sup>
$W_l$	5-50	kgf
$\beta_e$	12000	kgf/cm <sup>2</sup>

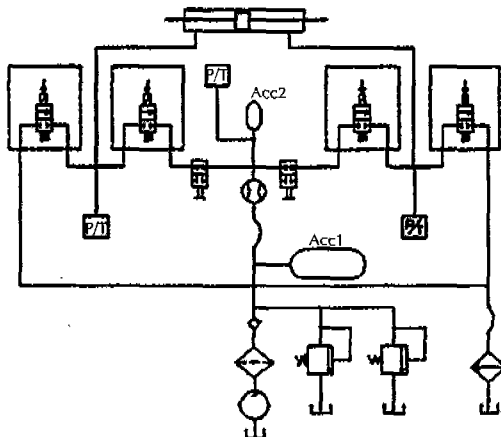


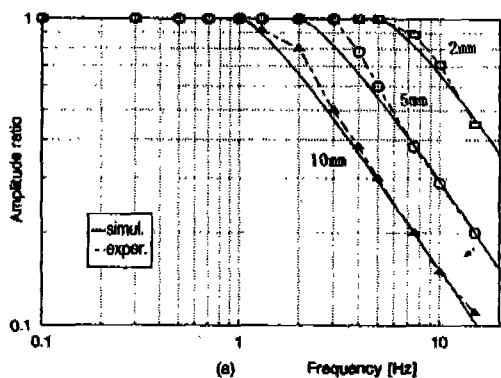
Fig. 9 Hydraulic circuit of experimental equipment

Table 2 Specification of experimental apparatus

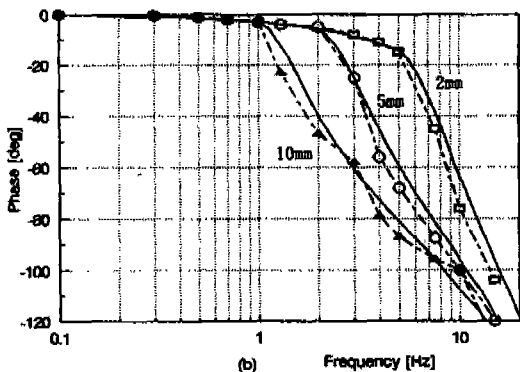
Equipment		Specification
Hydraulic System	Electric Motor	5 PS
	Hydraulic Pump	$Q_{max} = 8.91/\text{min}$ $P_{max} = 250 \text{ kgf/cm}^2$
	Actuator	$A_k = 7.65\text{cm}^2$ $St = 10\text{cm}$
	High speed on-off valve	$Q_{max} = 4.21/\text{min}$ $X_{vmax} = 0.015\text{cm}$
	Relief valve Filter Accumulator 1 Accumulator 2	$P_{max} = 230\text{kgf/cm}^2$ 10 $\mu\text{m}$ 4 liter 0.075 1, 70 bar
Electric Equipment	Displacement Transducer	12 bit(0.315mm)
Controller	Microcomputer	IBM PC/AT, CPU386

#### 4. 결과 및 고찰

본 연구에서 제안한 방법에 따라 구한 전체계의 개루프주파수응답의 시뮬레이션 결과를 실험결과와 함께 Fig. 10에 나타내었다. 가변주파수 범위를 0.1에서 20Hz로 하였고, 입력진폭의 크기를 각각 2와 5, 10mm로 하였을 때의 결과를 조사하였다. 실선은 시뮬레이션 결과이며 점선은 실험결과로 입력진폭의 크기에 따라 측정점을 삼각형(10mm)과 원(5mm), 사각형(2mm)로 나타내었다. (a)는 진폭비를 나타내는 곡선들로 입력 사인파형의 진폭의 크기에 따라 주파수응답의 진폭비 곡선이 다르게 나타났고, 그 대역폭은 각각 9와 4, 2Hz이었다. (b)는 위상차 곡선들을 나타낸 것으로 입력 사인파형의 진폭 크기에 따라 위상차는 포화특성에 의해 각각 다르게 나타났다. 본 연구에 사용된 실험장치에서는 최대 피스톤 속도가 63mm/s이므로 계산에 의하면 각각의 진폭에 대해 5Hz와 2Hz, 1Hz보다 큰 입력 주파수에서 포화가 발생되어야 하며, 실험결과에서도 진폭크기 5mm인 경우에 진폭비의 응답곡선(a)에서 약간의 편차를 제외하면 계산결과와 좋은 일치를 보여주고 있다. PWM요소의 기술함수를 유도하기 위해 입력사인파형의 주기  $T_q$ 는 PWM 전송주기  $T$ 의  $2n$ ( $n$ 은 정수)배라고 가정하였으나 실제로는 꼭 그렇지는 않으므로 이로 인해 특히 고주파 영역에서 약간의 불일치를 보인다. 그러나 전체적으로 볼 때 시뮬레이션 결과는 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.



(a) Frequency [Hz]



(b) Frequency [Hz]

Fig. 10 Frequency response of the whole system

Fig. 11은 위상지연항인  $e^{-\tau s}$ 의  $\tau$ 를 0에서 10msec로 바꾸어 주었을 때의 시뮬레이션 결과로  $V_{max} = 63\text{mm/s}$  이고 입력사인파형 진폭이 5mm인 경우이다. 여기서 점선은 진폭비곡선을 나타내며, 실선은 위상차곡선들을 나타낸다.  $\tau$ 를 바꾸어줄 때 당연히 진폭비에는 영향이 없기 때문에 하나의 곡선으로 나타났고, 위상차 곡선은  $\tau$ 의 증가에 따라 위상차가 커지는 것을 볼 수 있다. Fig. 12, 13는 SIMULANT<sup>(10)</sup>를 사용한 시뮬레이션 결과로 입력사인파형의 진폭은 5mm이며, 주파수는 각각 2Hz와 5Hz이다. Fig. 12의 경우는 포화가 일어나지 않은 상태이며 실선은 입력파형이고 점선은 출력파형으로 두 파형을 비교해 볼 때 위상차는 거의 무시할만 하며 진폭비는 1이 되는 것을 알 수 있다. Fig. 13의 경우는 포화가 일어난 상태이며 진폭비 차와 위상차가 현저하게 발생하였다.

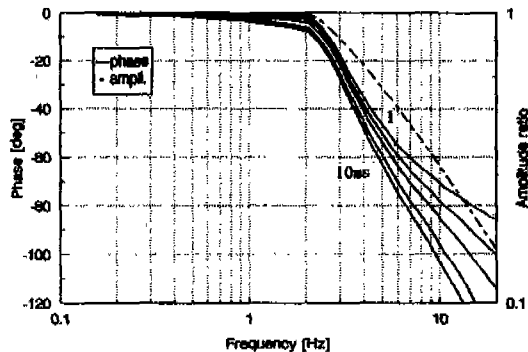


Fig. 11 Variations of the valve delay time

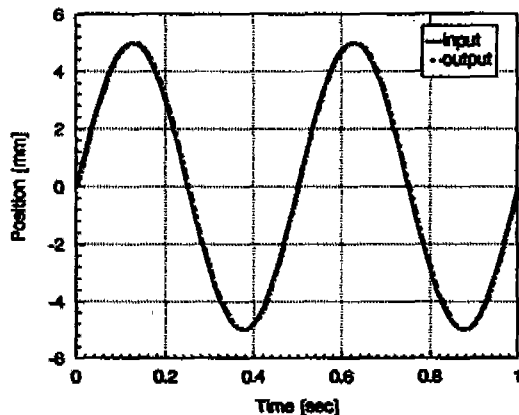


Fig. 12 Simulation results for the sine wave input (2Hz)

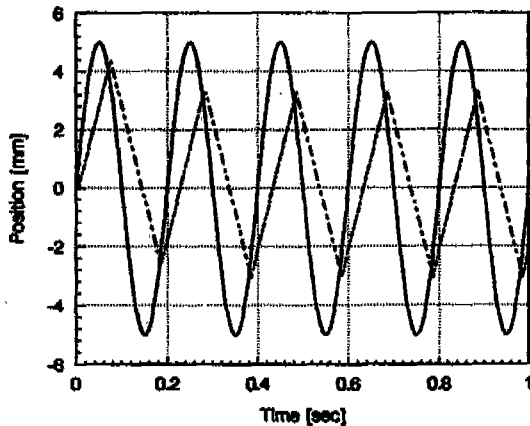


Fig. 13 Simulation results for the sine wave input (5Hz)

## 6. 결 론

PWM제어되는 고속전자밸브를 사용하는 전기유압서보계의 주파수응답을 간단히 구할 수 있는 한가지 방법을 제안하고자 PWM요소에 대한 기술합수를 유도하고, 고속전자밸브의 동작특성을 시간지연으로 고려하여 시뮬레이션 및 실험을 통하여 검토한 결과 다음 결론을 얻었다.

1. 제어루프를 계인  $K$ 와 밸브포펫등의 작동지연에 따른 위상지연  $e^{-\tau s}$ , 포화 비선형특성으로 간략화시킨 본 연구에서 제안한 방법으로 좋은 근사응답을 얻을 수 있다.

2. PWM요소는 밸브의 가용주파수(20Hz) 범위내에서 비선형특성의 하나인 포화특성으로 근사될 수 있다.

3. 밸브 포펫변위를 입력으로 하고 실린더속도를 출력으로 하는 밸브실린더계의 동특성은 가용주파수(20Hz)범위내에서 무시가능하다.

4. 포화되는 정도에 따라 대역폭이 크게 감소한다.

## 참고문헌

1. H. Hayakawa, A. Hibi, T. Ichikawa, "A Study on the Pressure Control of a Pipeline-Volume System using High speed on-off valves", Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., (in Japanese), Vol. 53, No. 485, B, pp. 14-19, 1987
2. G. Wennmacher, "Einsatz von Schnellschaltventilen für elektro-hydraulische Aktuatoren im Kfz" 10th Aachener Fluid technisches Kolloquium, pp. 1-20, 1992
3. G. Wennmacher, "Elektrohydraulischer

Positionierantrieb mit Schnellschaltventilen und digitaler Regelung", ÖHydraulic and Pneumatic, Vol. 36, No. 2, pp. 85-90, 1992

4. H. Tanaka, "A Study on the High speed on-off valve", Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., (in Japanese), Vol. 50, No. 457, C, p. 1594, 1984
5. H. Tanaka, H. Tanaka, K. Araki, "Electro-Hydraulic Digital Control of 3-Way On/off Solenoid Valves", Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., (In Japanese), Vol. 50, No. 458, B, p. 2663, 1984
6. T. Muto, H. Yamada, Y. Suematsu, "PWM-Digital Control of Hydraulic Actuator Utilizing 2-way Solenoid Valves", Jour. Jpn. Hydraulic & Pneumatics Soc., (in Japanese), Vol. 19, No. 7, p. 564, 1988
7. Yang Shuxing, Wang Shulan, Lin Xiangzhu, "On the frequency response characteristics of PWM high speed on-off valves", Proceedings of the Japan International Symposium on Fluid Power, Tokyo, pp. 459-463, 1993
8. Herbert E. Merrit, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, New York, 1967
9. Erich Prochnio, 1986, "Ein Konzept zur Puls-modulierten Regelung Hydraulischer Antriebe", U-Gh Duisburg Doctor paper, 1986
10. W. Backé, "SIMULANT", 1992