

고속전자밸브를 이용한 유압실린더의 PWM 제어에 관한 연구

박 성 환,* 이 진 곁**

A Study on PWM Control of Hydraulic Cylinder Using High Speed Solenoid Valve

Sung-Hwan Park,* Jin-Kul Lee**

ABSTRACT

The conventional PWM method, which was used in controlling the on-off valve, such as high-speed solenoid valve, was modulating the width of the pulse applied to the valve, by selecting arbitrary sampling time and modulating the duty-ratio in proportion to the error. However, in this method, a selection of long sampling time was inevitable and it was unable to get a high accuracy and a quick response. This study is for designing an appropriate controller for high-speed solenoid valve by proposing an improved duty-ratio modulation method using the Saw-toothed Carrier Wave which enables a short sampling time selection, high accuracy of control, and a quick response. Test which was carried out in the laboratory shows that transient and steady state response could be improved by PID controller.

Key Words : High-Speed Solenoid Valve(고속전자밸브), PWM Control(펄스폭 변조제어), Electro-hydraulic Position Control System(전기-유압 위치제어 시스템).

1. 서 론

유압장치의 핵심부품으로서 전기적 신호로 제어되는 유압밸브는 서보밸브로 대표되는 아날로그식이 주류를 이루고 있다. 그러나 아날로그식은 마이크로 컴퓨터등의 디지털 제어로 제어하는 경우 D/A 변환기와 증폭기를 사용하여 디지털 신호를 아날로그 신호로 변환해야 할 필요가 있어 제어회로가 복잡해지므로 가격이 고가로

되고, 또 건설기계와 같은 가혹한 작업조건하에서는 오염 및 내환경성, 신뢰성면에서 취약한 단점이 있다.

한편, 근래의 마이크로 컴퓨터의 발달에 따라 신호의 처리가 편리하고 자유롭게 되면서 기계를 전자회로로 조작 또는 제어하는 소위 메카트로닉스 기술의 진보로 전기·유압 서보기구의 작동의 신뢰성을 보장하고 마이크로 컴퓨터와의 적합성 및 기기의 단순화를 기하여 새로운 전기·유압 디지털 제어방식으로 구동할 수 있는

* 부산대학교 기계기술연구소

** 부산대학교 정밀기계공학과 및 기계기술연구소(정회원)

밸브의 개발이 요구되고 있다. 따라서 이런 요구에 부응하여 개발된 고속전자밸브를 이용한 전기 유압 서보시스템의 구성은 마이크로 컴퓨터로 디지털 제어되는 새로운 유압 제어시스템 구성법의 하나로 서보밸브 등에 비하여 성능은 다소 떨어지지만 저가격 밸브로서 오염 및 내환경성에서 뛰어나 건설 중장비와 같이 가혹한 작업환경 하에서도 사용할 수 있다. (1), (2)

일반적으로 고속전자밸브와 같은 온-오프(on-off)형 밸브의 디지털 제어는 미소한 유체 펄스열을 형성하여 평균유량을 제어하는 형태로 이루어지고 있어, 밸브는 단순한 온-오프(on-off) 동작밖에 하지 않으므로 평균유량의 제어는 밸브가 열려 있는 시간의 폭을 조절하는 PWM(Pulse Width Modulation)제어에 의하여 실시된다. 따라서 고속전자밸브의 유량제어기능은 마이크로 컴퓨터의 PWM 제어알고리즘에 의하여 결정되므로 펄스의 폭을 적절히 변조할 수 있는 제어 알고리즘의 개발은 중요한 연구의 한 분야이다. (3), (4)

고속전자밸브와 같은 온-오프(on-off)형 밸브의 제어에 사용된 기존의 PWM 제어방식은 인가펄스의 폭을 조절함에 있어 임의의 주기(듀티 타임)를 설정해두고 오차량에 비례하여 그 변조율을 조절하는 것이므로 밸브의 개폐시간 지연 특성을 고려할 때 아주 긴 샘플링 타임의 선정이 불가피하여 고정밀도의 제어 및 속응성의 구현이 곤란하다.

본 연구에서는 시스템의 대역폭을 고려한 짧은 샘플링 타임의 선정이 가능한 톱니파형 반송파(Saw-toothed Carrier Wave)를 이용한 개선된 변조율 조절방식을 제안하여 기기 개개의 대체에 의한 시스템의 성능 개선보다는 고속전자밸브를 이용하여 고정밀도의 제어와 속응성의 구현이 가능한 제어알고리즘을 적용할

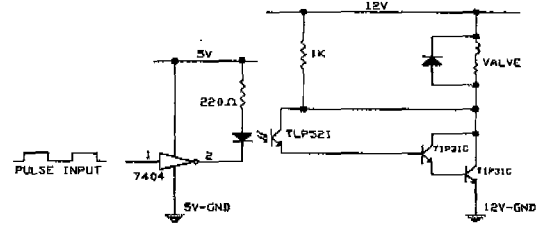


Fig. 2 Driving circuit for high-speed solenoid valve

수 있는 제어를 설계하고자 한다.

2. 전기·유압 위치제어 시스템의 구성

본 연구에서 대상으로 하는 전기·유압 위치제어시스템의 개략적인 구성은 Fig. 1과 같다. 유압파워장치로는 최대출력 7.5(kW)인 전동기에 연결된 행정용적 34.8(cm³/rev)의 정용량형 펌프를 사용하였으며 펌프로부터 토출되는 유량을 제어하기 위하여 정격전압 12(V)로 구동되는 2위치 3방향형 고속전자밸브(HS-G01-A21-D1B) 2개를 사용하였다. 또 목표위치에 대한 오차량의 검출은 LVDT를 사용하였으며 PWM 변조방식의 형성 및 제어기로는 마이크로 컴퓨터를 사용하였다. (5), (6), (7)

마이크로 컴퓨터로부터 출력되는 펄스신호는 5(V)이며, 이 신호의 전력용량은 고속전자밸브를 구동하기에는 미약하므로 고속전자밸브를 구동하기 위한 증폭회로와 전류외란으로부터 제어회로(마이크로 컴퓨터)를 보호하기 위한 포토커플러를 결합하여 Fig. 2와 같은 고속전자밸브 구동회로를 구성하였다.

Fig. 3은 구성된 전기·유압 위치제어시스템의 블록선도이며, 실험장치의 구성에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table. 1에 나타내었다.

3. 시스템 해석 및 모델링

Fig. 1과 같이 구성된 전기·유압 위치제어계의 수

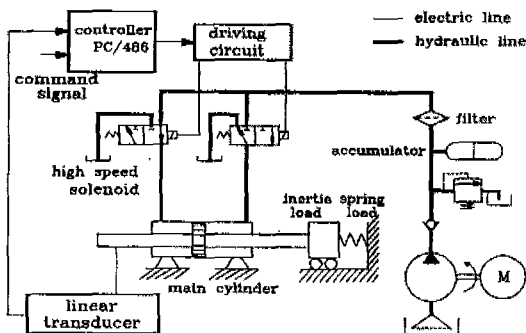


Fig. 1 Configuration of electro-hydraulic position control system

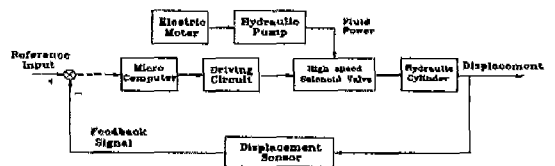


Fig. 3 Block diagram of electro-hydraulic position control system

Table 1 Specifications of Experimental apparatus

Instruments	Specification	Manufacturer	Model number	
Hydraulic System	Electric Motor	1745 [rpm] 7.5 [kW]	HYO SUNG TEFC	
	Hydraulic Pump	34.8 [cm ³ /rev]	DENISON PV15-2R1B-CO2	
	Relief Valve	10~350[kg/cm ²]	UCHIDA- REXROTH	DB10-1-40/350
	μ -Filter	3 [μ m]		UCC-Filter
	Cylinder	Double Rod	HYEOPSUNG	
Sensor	Displacement Sensor	max.range 5 [cm]	FEEDBACK LVDT	
Measuring Device	Oscilloscope	100 [MHz]	HEWLETT PACKARD	HP 54600A
	X-Y recorder		HEWLETT PACKARD	HP Think Jet 2225A
	Multimeter		FLUKE	8600A
Controller	IBM PC Intel 80486	CPU 33 [MHz]	LEM	LEM USER 486
I/O Device	A/D,D/O Converter	12 bits $\pm 5[V]$ range		PCL-718
Input	Function Generator		PHILIPS	PM5132
Power Supply	Constant DC Voltage Power Supply		TAKASAGO	GP050-2

학적 모델링을 위한 개략도는 Fig. 4와 같으며 고속전자밸브 B를 통과하는 공급측 유량 $Q_1(t)$ (cm³/s) 및 고속전자밸브 A를 통과하는 귀환측 유량 $Q_2(t)$ (cm³/s)는 포핏 교축부의 오리피스 유량방정식으로부터 각각 식 (1), 식(2)와 같이 표현될 수 있으며, 고속전자밸브의 개구면적 $A(t)$ (cm²)는 식(3)과 같다.

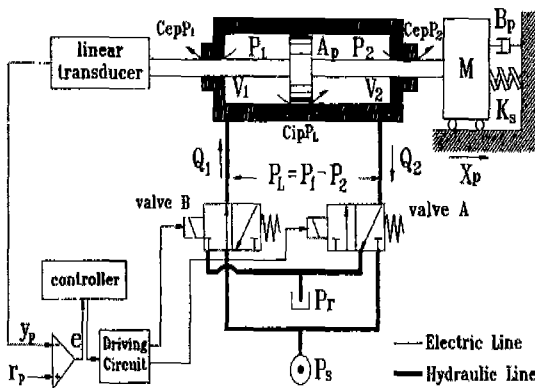


Fig. 4 Schematic diagram of the electro-hydraulic position control system for a mathematical modeling

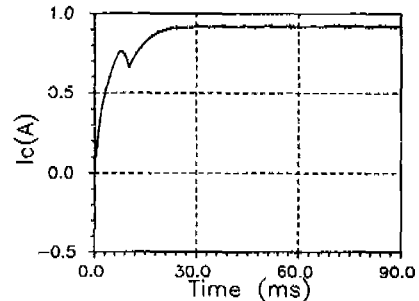
$$Q_1(t) = C_d A(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_1(t))} \quad (1)$$

$$Q_2(t) = C_d A(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2(t) - P_r)} \quad (2)$$

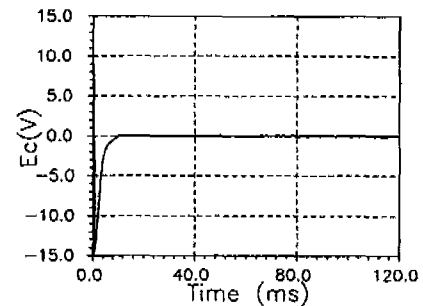
$$A(t) = \pi y_i(t) \sin \theta (d - y_i(t) \sin \theta \cos \theta) \quad (3)$$

여기서 C_d 는 밸브포핏의 오리피스 유량계수, $y_i(t)$ 는 밸브포핏의 변위 (cm), d 는 밸브포핏의 평균직경 (cm), θ 는 밸브포핏의 개구각도 (rad), ρ 는 작동유의 밀도 (kgf · s²/cm⁴), P_S 는 공급압력 (kgf/cm²) 그리고 $P_1(t)$ 및 $P_2(t)$ 는 각각 유압실린더 내의 압력 (kgf/cm²)을 나타낸다.

Fig. 5 (a), (b)는 고속전자밸브의 밸브포핏이 밸브시트 및 고정자에 닿거나 떨어지는 순간에 솔레노이드의 전류 상승속도의 변화로 인한 역기전력을 이용하여 측정된 고속전자밸브의 온-오프 (on-off) 시간지연특성으로 Fig. 5(a)에 나타난 첫번째 피크값까지의 약 9 10(ms)를 고속전자밸브의 온 타임 (on-time)으로 추정할 수 있으며, Fig. 5(b)에서는 입력펄스가 오프 (off)



(a) Characteristic of the high-speed solenoid valve on time



(b) Characteristic of the high-speed solenoid valve off time

Fig. 5 Characteristics of the high-speed solenoid valve

될 때 나타난 전압 하강량이 정상상태로 돌아올 때까지의 시간인 약 10(ms)를 오프 타임(off-time)으로 추정할 수 있다.⁽⁸⁾

이러한 고속전자밸브의 온-오프(on-off) 시간지연특성을 고속전자밸브 포펫의 변위가 나타나지 않는 불감대(Dead Band)와 일차지연요소의 조합으로 근사하면 고속전자밸브의 포펫 변위는 식(4)와 같이 쓸 수 있다.⁽⁹⁾

$$y_i(t) = e^{-T_1 s} \frac{1}{T_2 s + 1} u(t) \quad (0 \leq y_i(t) \leq y_{max}) \quad (4)$$

여기서 T_1 , T_2 는 시간지연 및 시정수를 나타내고 $u(t)$ 는 제어입력을 나타내며 y_{max} 는 고속전자밸브 포펫의 최대변위를 나타낸다.

유압 실린더의 공급측 유량 $Q_1(t)$ 와 귀환측 유량 $Q_2(t)$ 에 연속방정식을 적용하면 각각 식(5), (6)과 같으며 부하압력 $P_L(t)$ (kgf/cm²)은 식(7)과 같다.

$$Q_1(t) = C_{ip}(P_1(t) - P_2(t)) + C_{ep}P_1(t) + \frac{dV_1(t)}{dt} + \frac{V_1(t)}{K_m} \frac{dP_1(t)}{dt} \quad (5)$$

$$Q_2(t) = C_{ip}(P_1(t) - P_2(t)) - C_{ep}P_2(t) - \frac{dV_2(t)}{dt} - \frac{V_2(t)}{K_m} \frac{dP_2(t)}{dt} \quad (6)$$

$$P_L(t) = P_1(t) - P_2(t) \quad (7)$$

여기서 C_{ip} 및 C_{ep} 는 각각 내부, 외부누설계수 [cm⁵/kgf/s]이고 K_m 은 작동유의 체적탄성계수 [kgf/cm²]이며 공급측과 귀환측의 체적 $V_1(t)$, $V_2(t)$ [cm³]는 식(8)과 같다.

$$\begin{cases} \dot{V}_1(t) = V_{01} + A_p x(t) \\ \dot{V}_2(t) = V_{02} - A_p x(t) \end{cases} \quad (8)$$

한편, 부하계를 포함한 피스톤의 운동방정식은 식(9)와 같다.

$$A_p P_L(t) = M \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + B_p \frac{dx(t)}{dt} + K_s x(t) \quad (9)$$

A_p 는 실린더의 수압면적[cm²]이고 M 은 관성체의 질량[kgf · s²/cm]이며 B_p 는 점성계수 [kgf · s/cm] 그리고 K_s 는 탄성계수 [kgf /cm]이다.⁽¹⁰⁾

이 식들을 수치적분을 위해 상태방정식으로 바꾸면

Table 2 Parameters of the system used in computer simulation for electro-hydraulic position control system

Parameters		Value	Dimension
High-speed solenoid valve	y_{max}	0.12	cm
	d	0.57	cm
	θ	0.785	rad
	T_1	2	ms
	T_2	6.3	ms
Actuator	Cylinder	A_p	8.76 cm ²
Sensor	Displacement	K	1.84 V/cm
Load	Cylinder	M	0.054 kgf s ² /cm
		B_p	2 kgf s/cm
		K_s	400 kgf /cm
Sampling Time	PWM in proportion to error	T	25 ms
	Improved PWM	T	0.5 ms

식(10), (11), (12), (13)과 같으며, 컴퓨터 시뮬레이션에 사용된 시스템의 파라미터의 값들을 Table 2에 나타내었다.

$$\frac{dP_1(t)}{dt} = \frac{K_m}{V_1(t)} (Q_1 - C_{ip}(P_1(t) - P_2(t)) - C_{ep}P_1(t) - A_p \frac{dx(t)}{dt}) \quad (10)$$

$$\frac{dP_2(t)}{dt} = \frac{K_m}{V_2(t)} (C_{ip}(P_1(t) - P_2(t)) - C_{ep}P_2(t) + Q_2 + A_p \frac{dx(t)}{dt}) \quad (11)$$

$$\frac{dx_1(t)}{dt} = x_2(t) \quad (12)$$

$$\frac{dx_2(t)}{dt} = \frac{A_p}{M} P_L(t) - \frac{B_p}{M} x_2(t) - \frac{K_s}{M} x_1(t) \quad (13)$$

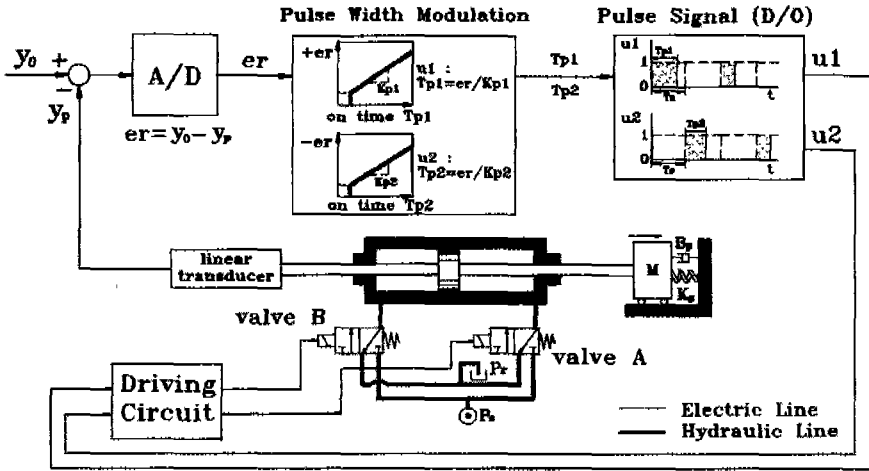


Fig. 6 Schematic diagram of pulse width modulation in proportion to error

4. 제어기 설계

고속전자밸브를 이용한 유압실린더의 위치제어시스템의 펄스폭 변조 및 제어기로서 A/D, D/O변환기를 장착한 마이크로 컴퓨터를 사용하였으며, 제어 논리 회로는 C프로그래밍 언어로 구성하였다. 제어기는 유압 실린더의 출력량인 변위를 전압(V)로 변환하는 LVDT의 신호를 피드백 신호로 사용하였다.

일반적으로 고속전자밸브와 같은 온-오프(on-off)형 밸브의 제어에 사용된 기존의 PWM 제어방식은 Fig.

6과 같이 펄스폭을 변조함에 있어 설정된 임의의 주기(샘플링 타임)에 대해 오차량에 비례하여 그 펄스폭을 변조하는 방식이었다. 따라서 밸브의 개폐시간지연 특성을 고려할 때 아주 긴 샘플링 타임의 선정이 불가피하며 안정한 작동을 위해서는 비교적 큰 불감대를 설정하지 않으면 안되기 때문에 고정밀도의 제어 및 속응성의 구현이 곤란한 것이 결점이다.

본 연구에서는 이러한 문제점들을 개선하기 위하여 시스템의 대역폭을 고려한 짧은 샘플링 타임의 선정이 가능하고 고정밀도의 제어 및 속응성의 구현이 가능한

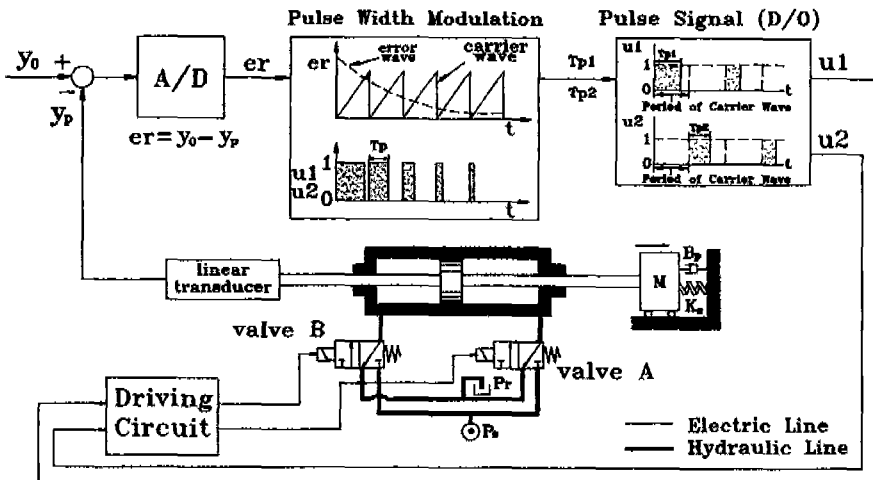


Fig. 7 Schematic diagram of improved pulse width modulation

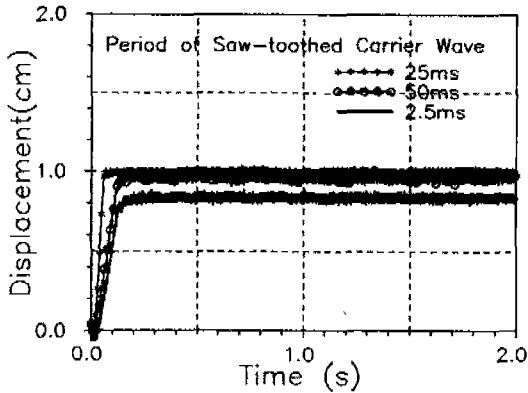


Fig. 8 Experimental results of PID control when period variation of carrier wave exists (Improved pulse width modulation)

톱니파형 반송파(Saw-toothed Carrier Wave)를 이용한 개선된 변조를 조절방식을 제안하여 Fig. 7에서 보는 바와 같이 기준입력과 피드백된 실린더 변위의 차로 나타나는 오차량을 연속된 일정주기의 톱니파형 반송파와 비교하여 제어기가 오차량이 톱니파형 반송파의 크기보다 클 때는 온(on)신호를, 오차량이 톱니파형 반송파의 크기보다 작을 때는 오프(off)신호를 출력하도록 구성하였다.^{(11), (12), (13)} 따라서 톱니파형 반송파의 일정주기에 대해 오차량에 비례한 펄스폭 변조가 이루어지며 오차량이 감소함에 따라 제어기로부터 출력되는 펄스폭이 감소함을 알 수 있다. 이와 같은 PWM 변조를 조절방식을 고속전자밸브의 제어에 적용하기 위하여 전기 유압 위치제어시스템의 대역폭을 고려하여 샘플링타

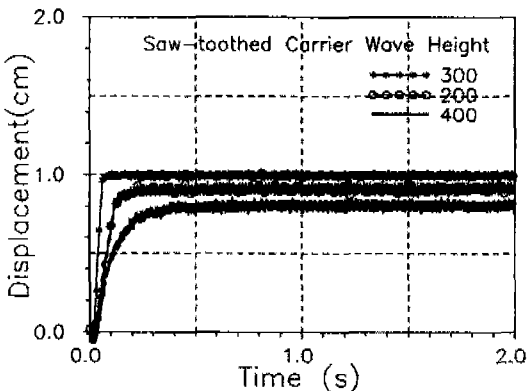


Fig. 9 Experimental results of PID control when height variation of carrier wave exists (Improved pulse width modulation)

임을 0.5(ms)로 선정하였으며, 약 9~10(ms)의 고속 전자밸브의 개폐지연시간을 고려하여 톱니파형 반송파의 최적주기를 25(ms)로 선정하였다. 또 톱니파형 반송파의 높이는 각 샘플링 타임당의 증분값을 양자화 된 수 6으로 하여 300으로 선정하였다.

Fig. 8은 톱니파형 반송파의 최적주기 선정을 위하여 톱니파형 반송파의 높이를 300으로 일정하게 한 후 여러가지 반송파의 주기에 대해서 실험한 결과이며 Fig. 9는 톱니파형 반송파의 높이 선정을 위하여 반송파의 주기를 25(ms)로 일정하게 한 후 여러가지의 반송파 높이에 대하여 실험한 결과로 각각 25(ms)의 반송파 주기와 300의 반송파 높이가 최적의 값임을 알 수 있다.

한편, 과도응답특성의 개선과 고정밀도의 제어를 위하여 Ziegler-Nichols의 안정한계법을 이용하여 PID 제어기를 구성한 후 출력되는 제어량에 대하여 본 연구에서 제안한 최적으로 설정된 톱니파형 반송파와의 비교에 의하여 펄스폭 변조가 행하여지도록 제어기를 설계하였다.^{(14), (15)}

5. 결과 및 고찰

Fig. 1과 같이 구성된 전기 유압 위치제어시스템의 응답특성을 검토하기 위하여 기존의 펄스폭 변조방식에 의한 PWM 제어방식과 본 연구에서 제안한 개선된 변조를 조절방식에 의한 PWM 제어방식의 실험결과 및 시뮬레이션 결과를 비교 고찰하면 다음과 같다.

Fig. 10, Fig. 11, Fig. 12는 기존의 오차량에 비례한 PWM방식을 이용한 실험결과로 샘플링타임을

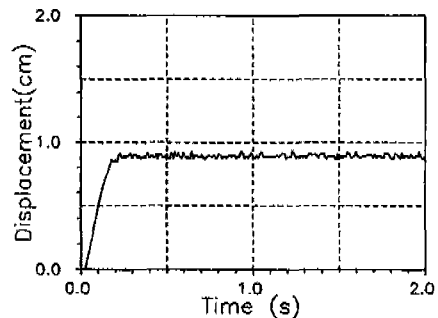


Fig. 10 Experimental result of uncompensated closed loop control (Pulse width modulation in proportion to error)

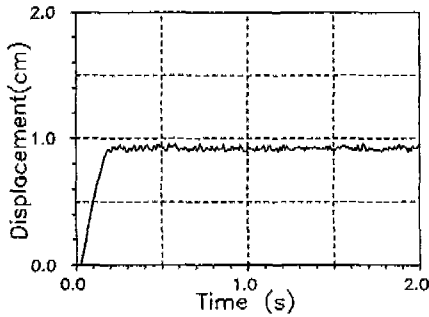


Fig. 11 Experimental result of P control with proportional gain $K_p=2$ (Pulse width modulation in proportion to error)

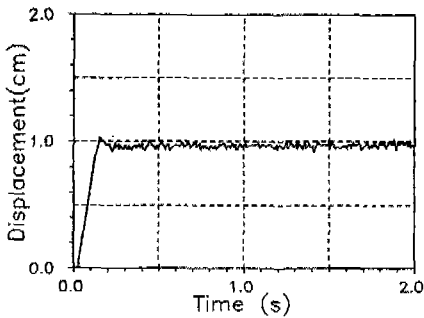


Fig. 12 Experimental result of PID control (Pulse width modulation in proportion to error)

25(ms)로 선정하여 무부하 상태에서 단위스텝입력을 인가하였을 때의 응답을 나타낸다.

Fig. 10은 기준입력과 피드백신호의 오차량에 대한 비보상 페루프시스템의 무부하 때의 스텝입력에 대한 실험결과로 그림에서 보는 바와 같이 약 15~16% 정도의 정상상태오차가 발생한다. 정상상태 응답특성의 개선을 위해 비례게인 값을 $k_p=2$ 로 조절하였을 때의 실험 결과는 Fig. 11과 같으며 비례게인 값인 k_p 를 증가시켜도 약 10~11% 정도의 정상상태오차가 발생함을 알 수 있다. Fig. 12는 정상상태오차가 발생하지 않는 고정밀도의 제어를 위해 PID제어기를 구성하여 실험한 결과이며 이 때에도 5~6% 정도의 정상상태오차가 발생하고 있다. 그림에는 나타내지 않았으나 오차제거를 위하여 제어기의 파라미터 값들을 조절하였을 때는 헌팅(Hunting)이 발생하여 시스템이 불안정하게 되었다. 따라서 기존의 펄스폭 변조방식으로는 제어성능의 개선

에 한계가 있음을 알 수 있다.

Fig. 13과 Fig. 14는 기존의 펄스폭 변조방식에 의한 PWM 제어시스템의 무부하 때의 스텝응답에 대한 시뮬레이션 결과이며, Fig. 10, Fig. 12의 실험결과와 거의 일치하고 있음을 보여주고 있다.

한편, Fig. 15, Fig. 16, Fig. 17은 본 연구에서 제안한 개선된 펄스폭 변조 방식을 이용한 PWM제어의 무부하 때의 스텝입력에 대한 실험결과이다. 이때 샘플링타임은 0.5(ms)로 선정하였으며 톱니파형 반송파(Saw-toothed Carrier Wave)의 주기와 높이의 선정은 속응성 및 정상상태응답에 큰 영향을 끼치므로 Fig. 8과 Fig. 9에 나타난 실험을 통하여 반송파의 최적주기와 높이를 각각 25(ms)와 300으로 선정하여 실험하였다.

Fig. 15는 비보상 페루프시스템의 무부하 때의 스텝입력에 대한 실험결과를 나타낸 것으로 그림에서 보는 바와 같이 약 7~8% 정도의 정상상태오차가 발생함을 알 수 있으며 정착시간은 약 0.1(s) 정도로 속응성면에

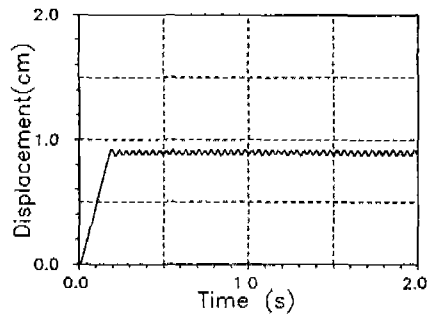


Fig. 13 Simulation result of uncompensated closed loop control (Pulse width modulation in proportion to error)

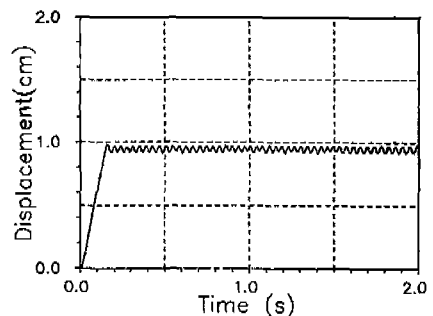


Fig. 14 Simulation result of PID control (Pulse width modulation in proportion to error)

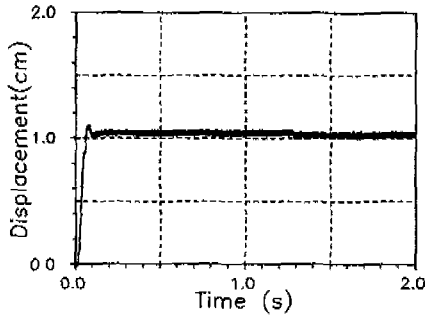


Fig. 15 Experimental result of uncompensated closed loop control (Improved pulse width modulation)

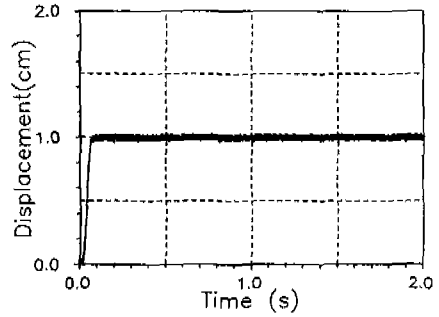


Fig. 17 Experimental result of PID control (Improved pulse width modulation)

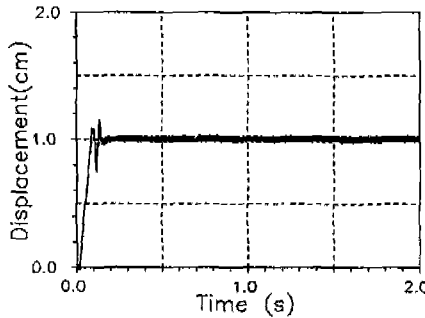


Fig. 16 Experimental result of P control with proportional gain $K_p=2$ (Improved pulse width modulation)

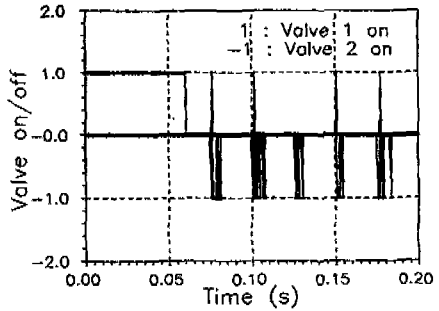


Fig. 18 Characteristics of control input pulse (Improved pulse width modulation)

서 기존의 PWM 제어방식과 비교해 볼 때 뛰어난 특성을 나타내고 있다. Fig. 16은 정상상태응답 특성의 개선을 위해 비례게인 값을 $k_p=2$ 로 조절하였을 때의 실험 결과이며 비례게인 k_p 값을 증가시키면 정상상태오차는 개선할 수 있으나 과도응답특성이 불안해짐을 알 수 있다. Fig. 17은 과도응답특성의 개선 및 정상상태에서의 고정밀도의 제어를 위한 개선된 변조율 조절방식에 의한 PID제어의 무부하 때의 스텝입력에 대한 실험결과이다. 그림에서 보는 바와 같이 정착시간이 약 0.06(s)인 정상상태오차가 없는 뛰어난 응답특성을 보이고 있다. 이 때 PID제어의 게인값은 Ziegler-Nichols의 안정한계법을 이용하여 선정하였다. Fig. 18은 Fig. 17에 제시한 제어 수행시의 제어입력 특성을 고찰하기 위하여 시스템의 응답이 정상상태에 도달할 때까지의 2개의 고속전자밸브에 인가되는 제어입력펄스를 나타낸 것으로 본 연구에 사용된 고속전자밸브는 온-오프(on-off)형의 밸브이므로 1은 Fig. 4에 나타낸 공급측 고속전자밸브

의 온(on)신호를 나타내고 -1은 귀환측 고속전자밸브의 온(on)신호를 나타내며 0은 오프(off)신호를 나타낸다. Fig. 18에서 보는 바와 같이 약 0.06(s)까지는 공급측 고속전자밸브에 제어입력펄스가 인가되고 있으며 귀환측 고속전자밸브는 오프(off)상태를 유지하고 있다. Fig. 17에서 보는 바와 같이 약 0.06(s) 이후로는 정상상태이므로 제어입력펄스가 인가되지 않는 것이 바람직하지만 제어기는 위치센서의 노이즈(noise) 및 신호처리선의 노이즈(noise)등에도 민감하게 반응하고 있다. 그러나 노이즈에 의한 오차량은 크지 않으며, 본 연구에서 사용된 고속전자밸브는 Fig. 7과 같은 방식으로 0.5(ms)마다 제어입력과 톱니파형 반송파(Saw-toothed Carrier Wave)의 크기를 비교하여 톱니파형 반송파의 주기인 25(ms)에 대하여 펄스폭 변조를 행한 제어입력펄스가 인가되므로 고속전자밸브가 완전히 온-오프(on-off)되지 않은 상태에서 스위칭된다. 이 때 고속전자밸브는 고속으로 스위칭되므로 공급유량은 미소하며 유압실린더의 위치변화는 거의 나타나지 않고 정상상태를 유지하게 될

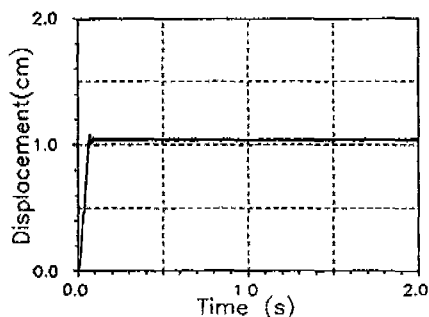


Fig. 19 Simulation result of uncompensated closed loop control (Improved pulse width modulation)

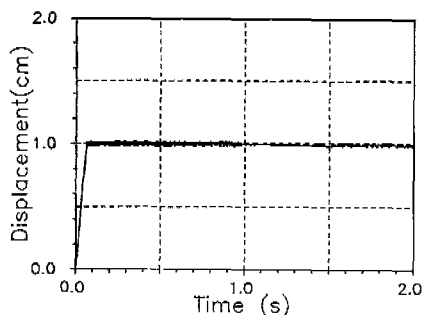


Fig. 20 Simulation result of PID control (Improved pulse width modulation)

을 알 수 있다.

Fig. 19와 Fig. 20은 각각 개선된 펄스폭 변조율 조절방식을 이용한 비보상 폐루프시스템과 PID제어시스템의 무부하 때의 스텝응답에 대한 시뮬레이션 결과로 Fig. 15 및 Fig. 17의 실험결과와 거의 일치함을 알 수 있으며, 이상의 결과로부터 시스템의 해석 및 모델링도 타당함을 확인할 수 있다.

6. 결 론

고속전자밸브를 이용한 기존의 펄스폭 변조율 조절방식에 대신하여 톱니파형 반송파를 이용한 개선된 변조율 조절방식에 의하여 전기·유압 위치제어 시스템을 구성하여 실험으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 고속 전자 밸브의 개폐시간지연특성을 고찰하여 적절한 수학적 모델링을 행하고 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 모델링의 타당성을 확인하였다.

(2) PWM제어시 변조율 조절방식을 개선하여 샘플

링 타임을 0.5(ms)로 단축시킴으로써 0.06(s)의 정착 시간을 갖는 속응성이 뛰어난 제어가 가능하였다.

(3) 정상상태 및 과도응답 특성의 개선을 위해 개선된 변조율 조절방식을 이용한 PID제어기를 사용하여 정상상태 오차가 없는 고정밀도의 제어를 실현하였다.

후 기

본 연구는 1993년도 교육부 학술연구조성비(기계공학 ME93-D-17)의 지원에 의한 결과입니다.

참고문헌

1. 田中裕久, “高速電磁弁に関する研究,” 日本機械學會 論文集, 第50卷, 第457號, pp.1594-1601, 1984.
2. Hirohisa Tanaka, Hiroyoshi Tanaka, Kazuo Araki, “Electro-hydraulic Digital Control of 3-Way On/Off Solenoid Valves,” 日本機械學會 論文集, 第50卷, 第458號, pp.2663-2666, 1985.
3. 田中裕久, “油空壓のデジタル制御,” 油壓と空氣壓, 第16卷, 第1號, pp.3-11, 1988.
4. 정용길, 신민수, 이일영, “고속전자밸브 PWM제어에 의한 유압구동식 선박용 축발진장치의 정속제어,” 대한기계학회 논문집, 第18卷, 第6號, pp.1374-1381, 1994.
5. 武藤高義, 山田宏尚, 末松良一, “2方向型電磁弁による油壓アクチュエータのPWMデジタル制御,” 油壓と空氣壓, 第19卷, 第7號, pp.564-571, 1988.
6. 武藤高義, 山田宏尚, 末松良一, “差動PWM方式による油壓アクチュエータのデジタル制御,” 日本機械學會 論文集, 第55卷, 第516號, pp.2053-2060, 1989.
7. 武藤高義, 山田宏尚, 末松良一, “差動PWM方式による電氣油壓サーボ系のデジタル制御,” 日本機械學會論文集, 第57卷, 第537號, pp.178-185, 1991.
8. 田中裕久, “油空壓のデジタル制御と應用,” 近代圖書株式會社, pp.13-87, 1987.
9. 김종식, “선형제어 시스템 공학,” 청문각, pp.18-

- 53, 1990.
10. Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons, New York, pp.132-157, 1967.
 11. R. Wu, S.B. Dewan and G.R.Slemon, "A PWM AC To DC Converter with Fixed Switching Frequency," IEEE Trans. Ind. Appl., Vol.IA-26, No.5, pp.880-885, Sept./Oct. 1990.
 12. R. Wu, S. B. Dewan and G. R. Slemon, "Analysis of an AC To DC Voltage Source Converter using PWM with Phase and Amplitude Control," IEEE Trans. Ind. Appl., Vol.27, No.2, pp.355-363, Mar./Apr. 1991.
 13. 권봉환, 민병덕, "IGBT를 사용한 PWM정류기," 電氣學會論文集, 第42卷, 第6號, pp.18-26, 1993.
 14. G. F. Franklin, J. D. Powell, M. L. Workman, "Digital Control of Dynamic Systems," 2nd ed., Addison Wesley, pp. 222-229, 1990.
 15. Shing-Gwo Wu, Wen-Liang Chen, "Analysis and PID Controller Design of PWM Systems," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transactions of The ASME, Vol.110, pp.355-360, Dec. 1988.