

고속전자밸브를 이용한 유압전동장치의 속도 제어에 관한 연구

박 성 환,* 이 진 걸**

A Study on Speed Control of Hydrostatic Transmission Using High Speed Solenoid Valve

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

ABSTRACT

This study deals with controlling the speed of Hydrostatic Transmission (HST) system through the control of pumping stroke of positive displacement pump using high-speed solenoid valve controlled by digital closed loop PWM method. The method which was done in this study is as follows: First, we modified original positive displacement pump and designed pumping stroke control system of HST by using the high-speed solenoid valve. Second, after experimenting static and dynamic characteristics on each signal flow, we identified system parameter of approximated model. Finally, to control the speed of HST, we controlled the angle of the swash plate of positive displacement pump by controlling the pressure in the control cylinder chamber. Test which was carried out in the laboratory shows that transient and steady state response could be improved by PID controller.

Key Words : Hydrostatic Transmission(유압전동장치), Digital Control(디지털제어), PWM Control(펄스폭 변조 제어), High-Speed Solenoid Valve(고속전자밸브).

1. 서 론

유압펌프와 유압모터의 조합으로, 유압펌프와 유압모터의 행정 용적 제어에 의하여 시스템의 회전속도 및 회전력을 변화시키면서 동력을 전달하는 장치인 유압전동장치(Hydrostatic Transmission, 이하 HST)는 화기의 포탑구동장치, 농업용 기계, 선박 조타 장치,

건설 중장비 구동장치로 널리 사용되어 왔으며 위성 안테나의 구동 및 장력 제어시스템 등으로 적용 범위가 확대되고 있다. 이러한 HST의 제어성능은 HST를 구성하는 유압펌프와 유압모터의 행정 용적 제어방식에 따라 결정된다.

중래에는 유압펌프와 유압모터의 행정 용적 제어에 순유압식 레귤레이터를 사용하고, HST의 부하토크 증

* 부산대학교 기계기술연구소

** 부산대학교 정밀기계공학과 및 기계기술연구소(정회원)

감에 따라 저부하 운전조건에서는 유압모터를 고속 구동시키고, 고부하 운전조건에서는 저속 구동시켜 근사적으로 정출력(定出力) 제어를 행하는 것이 일반적이었다. 그러나 이와같은 제어방식에서는 유압펌프와 유압모터 행정 용적 제어가 순유압식 레귤레이터에 의하여 불연속적으로 일어나기 때문에 HST의 모든 운전영역에서 전동기의 출력을 최대 효율에 가깝게 활용하는 것이 곤란하였다.

한편, 최근 전자공학 및 컴퓨터공학 기술의 진보로 각종 센서가 기능 및 내환경성면에서 우수한 성능을 가지게 되었고, 마이크로 컴퓨터를 이용하여 신호의 처리가 편리하고 자유롭게 되면서 기계(mechanics)를 전자회로(electronics)로 조작 또는 제어하는 소위 메카트로닉스(mechatronics) 기술이 급속도로 발전하고 있다.⁽¹⁾ 이와같은 주변 기술의 발전에 힘입어 유압펌프와 유압모터의 행정 용적을 연속적으로 페루프 디지털제어하는 기술의 개발이 선진공업국을 중심으로 하여 추진되고 있지만 아직까지 초보적인 단계에 머무르고 있다.

본 연구에서는 가격이 저렴하고 제어회로가 간단하며 내환경성이 뛰어난 디지털 형태의 밸브인 고속전자밸브를 톱니파형 반송파(Saw-toothed Carrier Wave)를 이용한 개선된 변조율 조절방식으로 제어함으로써,⁽²⁾ 가변용량형 펌프의 행정 용적을 연속적으로 페루프 디지털제어할 수 있는 사판각 제어시스템을 설계한다. 또 각 신호전달요소에 대한 정특성 및 동특성 실험을 통하여 수학적 모델을 확립하고, 나아가서 HST 속도제어시스템의 과도응답 및 정상상태 응답 특성을 개선하고자 한다.^{(3), (4)}

2. 유압전동장치(Hydrostatic Transmission)의 구성

본 연구에서 대상으로 하는 유압전동장치의 개략적인 구성은 Fig. 1과 같다. 시스템의 구성에서 방향제어밸브를 사용한 것은 단순히 정회전 및 역회전을 조절하기 위한 것이며 토크 컨버터(Torque Converter)등을 이용한 HDT(Hydrodynamic Transmission)의 개념에 상반된 것으로 본 연구의 대상을 HST(Hydrostatic Transmission)라 부르기로 한다.⁽⁵⁾

유압과워장치로는 최대출력이 7.5(kW)인 전동기에 연결된 토출유량이 0~28 [cm³/rev]인 가변용량형 피스톤 펌프를 일부 개조하여 사용하였으며,⁽⁶⁾ 1회전당 토

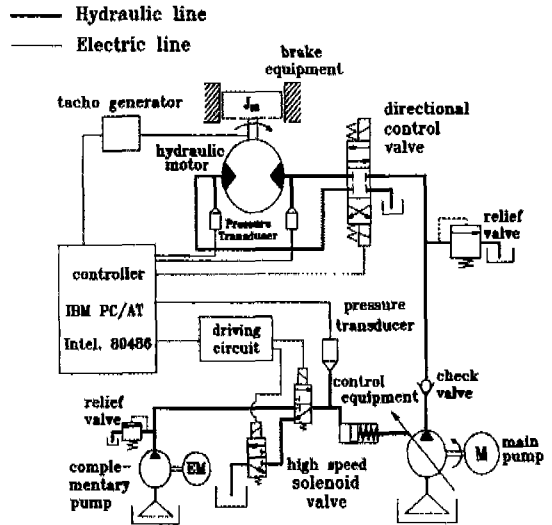


Fig. 1 Configuration of HST system

출용적이 71[cm³/rev]인 유압모터를 액츄에이터로 사용하였다. 또한 가변용량형 펌프의 사판경사각의 제어에는 2위치 3방향형 고속전자밸브를 2개 사용하며, 고속전자밸브에 안정된 유량공급을 위하여 1.5(kW)의 전동기에 연결된 저소음형 메인 펌프를 별도의 보조 유압동력원으로 사용하였다.

한편, 회전속도를 센싱하기 위하여 유압모터에 부착된 관성디스크에 플렉시블 커플링(Flexible coupling)을 이용하여 타코제네레이터를 설치하였다. 부하로는 유압모터에 부착된 관성디스크와 관성디스크를 제동하는 브레이크 장치로 구성하였다.

가변용량형 피스톤 펌프의 사판각 제어를 위한 장치는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 고속전자밸브를 이용하여 사판각 제어실린더 내의 압력을 제어함으로써 사판이 반력 스프링과 평형을 이루는 지점에서 사판각의 위치가 고정되어 목표유량을 토출하도록 구성하였으며,⁽⁷⁾ 실험장치에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table 1에 나타내었다.

3. 시스템의 해석 및 모델링

Fig. 1과 같이 구성된 HST시스템에서 신호의 전달 경로에 따라 정특성 및 동특성 실험을 통하여 모델링을 행하였다.

Fig. 2에서 제어실린더의 공급측 유량을 Q_1 , 제어실

Table 1 Specifications of experimental apparatus

Instruments		Specification	Manufacturer
Hydraulic system	Electric Motor	1160 [rpm], 7.5 [kW]	HYO SUNG
	Hydraulic Pump	0~28 [cm ³ /rev]	UCHIDA
	Hydraulic Motor	71 [cm ³ /rev]	NOP
	High Speed Solenoid Valve	max. Pres 175[kg/cm ²] max. Flow 8[l/min]	NACHI
	Relief Valve	10~350 [kg/cm ²]	UCHIDA - REXROTH
Amplifier and sensor	Dynamic Strain Amplifier	max. ± 10 [V]	KYOWA
	Pressure Sensor	max. 100 [kg/cm ²]	BOLDWIN
	Velocity Sensor		FEEDBACK
Controller	IBM PC Intel. 80486	CPU 33 [MHz]	LEM
Power Supply	Constant DC Voltage Power Supply	110A/220V 200W	TAGASAGO ED Laboratory
I/O Device	A/D, D/O Converter	12 bit ±5 [V] Range	Adventech Co.
Measurement Device	Oscilloscope	100 [MHz]	HEWLETT PACKARD

린더의 귀환측 유량을 Q_2 라고 하면, 고속전자밸브를 통과하는 유량은 오리피스 유량방정식에 의해 아래의 식 (1), (2)와 같이 표현할 수 있으며, 고속전자밸브의 개구면적 $A(t)$ (cm²)는 식 (3)과 같다.

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

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

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

여기서, C_d 는 밸브포핏의 오리피스 유량계수, $y_i(t)$ 는 밸브포핏의 변위 (cm), d 는 밸브포핏의 평균직경 (cm), θ 는 밸브포핏의 개구각도, ρ 는 작동유의 밀도 (kgf·s²/cm⁴), P_s 는 공급압력 (kgf/cm²) 그리고 P_c 는 사판각 제어실린더 내의 압력 (kgf/cm²)을 나타낸다.

Fig. 3(a), (b)는 고속전자밸브의 밸브포핏이 밸브시트 및 고정자에 닿거나 떨어지는 순간에 솔레노이드의 전류 상승속도의 변화로 인한 역기전력을 이용하여 측정

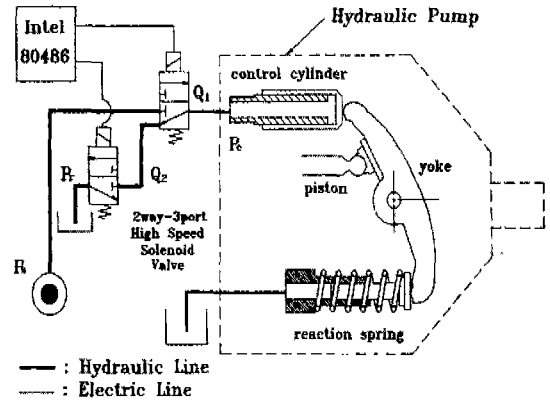
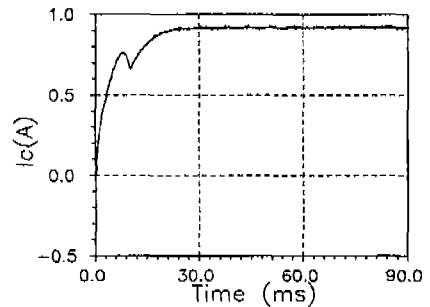
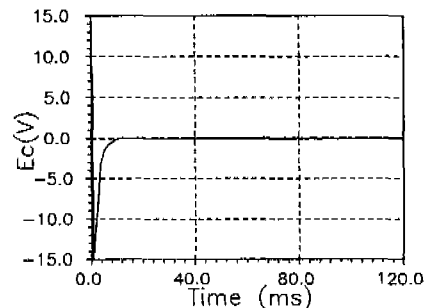


Fig. 2 Configuration of axial piston pump control unit

한 고속전자밸브의 온-오프 (on-off) 시간지연특성이다. Fig. 3(a)에 나타난 첫번째 피크값까지의 약 9~10 [ms]를 고속전자밸브의 온-타임 (on-time)으로 추정할 수 있으며, Fig. 3(b)에서 입력펄스가 오프 (off)될 때 나타난 전압 강하량이 정상상태로 돌아올 때까지의 시간인 약 10[ms]를 오프-타임 (off-time)으로 추정할 수 있다.⁽⁸⁾



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



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

Fig. 3 Characteristics of the high-speed solenoid valve

이러한 고속전자밸브의 온-오프(on-off) 시간지연특성을 고속전자밸브 포핏의 변위가 나타나지 않는 불감대(Dead Band)와 일차지연요소의 조합으로 근사하면 고속전자밸브의 포핏 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 포핏의 최대변위를 나타낸다.

또, 제어기로부터의 입력펄스에 의하여 구동되는 고속전자밸브를 통해 공급된 유량에 의한 사판각 제어실린더내의 압력 P_c (kgf/cm²)의 변화특성은 연속방정식을 적용하여 식(5)로부터 구할 수가 있다.

$$Q_1 - Q_2 = A_p \frac{dx}{dt} + \frac{V}{\beta_c} \frac{dP_c}{dt} \quad (5)$$

여기서, V 는 제어실린더의 체적(cm³), β_c 는 체적탄성계수(cm²/kgf), A_p 는 제어실린더의 수압면적(cm²), 그리고 x 는 사판각 제어실린더의 변위(cm)이다.⁽¹⁰⁾

가변용량형 펌프의 토출유량을 제어하는 사판각 제어실린더에 작용하는 힘의 자유물체도는 Fig. 4와 같으며 운동방정식을 적용하면 식(6)과 같다.^{(11), (12), (13)}

$$m\ddot{x} = P_c A_p - F_{cs} - F_c \quad (6)$$

여기서, m 는 제어실린더 피스톤의 질량(kgf/cm²)이고, F_{cs} 는 피스톤에 작용하는 점성력, F_c 는 요크에 작용하는 힘이다.

한편, 사판식 피스톤 펌프의 1 회전당 토출용적 V_p (cm³/rev)는 식(7)과 같다.

$$V_p = 2zAr \tan \alpha = 2\pi D_p \quad (7)$$

여기서 z 는 피스톤의 수, A 는 실린더 단면적, r 은 피스톤의 회전반경, D_p 는 펌프의 1라디안당의 토출용적(cm³/rad), 그리고 α 는 사판각(rad)을 의미한다. 토출

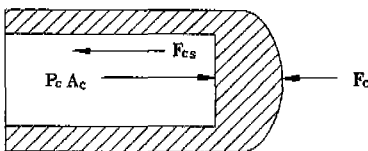


Fig. 4 Control piston free-body diagram

유량 Q (cm³/s)는 식(8)과 같이 표현될 수 있다.

$$Q = D_p \omega_p - C_d D_p \Delta P / \mu \quad (8)$$

여기서 ω_p 는 유압펌프의 회전속도(rad/s), C_d 는 누설계수, μ 는 작동유의 점도(kgfs/cm²), 그리고 ΔP 는 펌프 입출구간의 압력차(kgfs/cm²)이다.

이 때 펌프의 토출용적은 사판각 제어실린더 내의 압력 P_c 에 따라 선형적으로 변동하는 사판각 α 와 토출용적에 대하여 작동 구간 내에서는 선형요소로서 취급이 가능하다고 가정하면, 식(9)와 같이 쓸 수 있으며 식(8)의 유량식은 식(10)과 같이 쓸 수가 있다.

$$D_p = D_{p0} - K P_c \quad (9)$$

$$Q = Q_0 - K_{pc} P_c - C_d (D_{p0} - K P_c) \Delta P / \mu \quad (10)$$

여기서 Q_0 와 D_{p0} 는 각각 가변 용량형 펌프의 사판각 제어실린더 내에 압력을 가하지 않았을 때의 토출유량과 1라디안 당의 토출용적(cm³/rad)이다. 가변 용량형 펌프를 제어요소로서 보는 경우 입력은 고속전자밸브에 의해 제어되는 사판각 제어실린더 내의 압력 P_c , 출력은 토출유량 Q 로서 선형화를 위하여 식(11)과 같이 쓰면, 각 양의 변화량에 대해서 식(12)와 같이 쓸 수 있다.⁽¹⁴⁾

$$Q' = Q - Q_0 \quad (11)$$

$$\delta Q' = \left. \frac{\partial Q'}{\partial P_c} \right|_{\substack{P_c^* \\ \Delta P^*}} \delta P_c + \left. \frac{\partial Q'}{\partial \Delta P} \right|_{\substack{P_c^* \\ \Delta P^*}} \delta \Delta P \quad (12)$$

이 때 펌프의 사용을 동작점 (P_c^* , ΔP^*)근방으로 한정한다면 식(10)은 식(13)과 같이 쓸 수가 있다.

$$Q' = k_1 P_c - k_2 \Delta P \quad (13)$$

여기서

$$k_1 = -K_{pc} + \frac{C_d K \Delta P^*}{\mu}$$

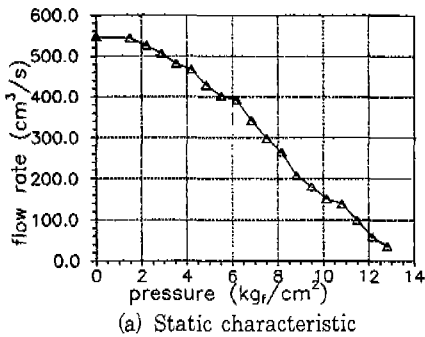
$$k_2 = \frac{C_d (D_{p0} - K P_c^*)}{\mu}$$

이다.

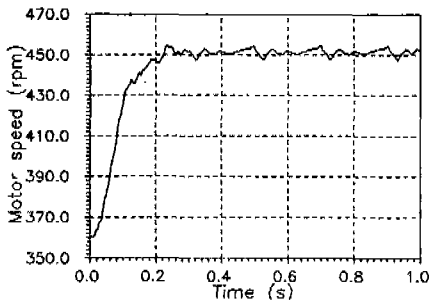
식(13)에 근거하여 가변 용량형 펌프의 토출유량은

사판각 제어실린더 내의 압력 P_c 와 부하압력 ΔP 에 의하여 결정되므로 ΔP 를 일정하게 한 후 사판각 제어실린더 내의 압력 P_c 의 변화에 대한 정특성 및 동특성을 측정하여 k_1 값과 동특성식을 결정하고 P_c 를 일정하게 한 후 부하압력 ΔP 를 변화시켜 k_2 값을 결정하면 되지만 개루프 시스템에서 고속전자밸브를 이용하여 사판각 제어실린더 내의 압력 P_c 를 일정압력으로 인가하기는 곤란하므로 정확한 특성실험을 위하여 가변용량형 펌프의 제어실린더에 비례 전자 감압 밸브의 2차측 압력을 인가하여 사판각 제어실린더 내의 압력 P_c 의 변화에 대한 유량변화의 정특성 및 동특성과 부하압력-유량에 대한 실험을 행하였다.

먼저, 무부하 상태에서 비례 전자 감압 밸브의 2차 압력을 0(kgr/cm²)에서 13(kgr/cm²)까지 변화시켜 비례 전자 감압 밸브의 2차 압력의 변화에 대한 유량변화의 정특성 실험결과를 Fig. 5(a)에 나타내었다. 무부하 상태에서 비례 전자 감압 밸브에 스텝입력을 인가하여 사판각 제어실린더 내의 압력 P_c 의 변화에 대한 유량변화의 동특성을 Fig. 5(b)에 나타내었다. Fig. 5(a)에서



(a) Static characteristic



(b) Step response of the system

Fig. 5 Characteristics of pump flow rate under control pressure variation

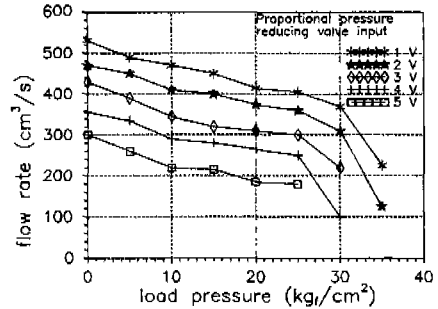


Fig. 6 Static characteristics of flow rate and load pressure

보는 바와 같이 비례 전자 감압 밸브 2차 압력에 대하여 유량은 거의 선형적으로 변하고 있어, 선형요소로서의 가정이 타당함을 보여 주고 있다. 이 때 계인의 값은 $k_1 = -47.74$ 이다. 한편, Fig. 5(b)에서 보는 바와 같이 사판각 제어실린더 내의 압력 P_c 의 변화에 대한 유량변화의 동특성은 일차 지연 요소로서 근사화될 수 있다.

Fig. 6은 비례 전자 감압 밸브에 일정 전압을 인가한 상태에서 부하압력을 0(kgr/cm²)에서 40(kgr/cm²)까지 변화시키면서 그 때의 유량의 변화를 측정한 실험 결과이다. 실험결과로부터 부하압력-유량의 계인은 $k_2 = 5.46$ 이며, Fig. 5 및 Fig. 6의 실험결과로부터 식 (13)은 식(14)와 같이 수정하여 쓸 수가 있다.

$$Q' = \frac{k_1}{T_p s + 1} P_c - k_2 \Delta P \quad (14)$$

여기서 T_p 는 시정수로서 0.08(s)이다. 가변용량형 펌프를 이용한 유압시스템의 설계 및 해석에 있어서는 사판각 제어부의 동특성이 고찰의 대상이므로 정용량형 유압모터의 누설과 작동유의 압축성을 무시하고, 가변용량형 펌프의 입구측 압력과 유압모터의 출구측 압력이 같으며 관로손실이 없다고 가정하면, 유압모터에 가해지는 부하로서 관성부하 J_m (kgr·cm·s²)과 외부에서 가해지는 부하외란 T_L (kgr·cm)의 항만을 고려한 유압모터의 운동방정식은 식(15)와 같이 표현될 수 있다. 한편, 컴퓨터 시뮬레이션에 사용된 시스템의 파라미터 값들은 Table 2에 나타내었다.

$$D_m \Delta P = T_L + J_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (15)$$

Table 2 Parameters of the system used in computer simulation

Parameters		Value	Dimension
Hydraulic Pump	D_p	4.45	cm^3/rad
	T_p	0.08	s
Hydraulic Motor	D_m	11.36	cm^3/rad
Inertia Load	J_m	0.032	$\text{kg}\cdot\text{s}^2\cdot\text{cm}$
Velocity Sensor	K_g	0.0762	$\text{V}\cdot\text{s}/\text{rad}$
Flow rate gain	K_f	-47.74	$\text{cm}^3/\text{kg}\cdot\text{s}$
Flow-load pressure gain	K_c	5.46	$\text{cm}^5/\text{kg}\cdot\text{s}$
High Speed Solenoid Valve	d	0.57	cm
	y_{max}	0.12	cm
	T_1	2	ms
	T_2	6.3	ms
Control Cylinder	m	0.15	$\text{kg}\cdot\text{s}^2/\text{cm}$
	c	3.50	$\text{kg}\cdot\text{cm}/\text{s}$
	k	44.38	kg/cm
	A_p	2.48885	cm^2

4. 사판각 제어기의 설계

가변용량형 피스톤 펌프의 사판각 제어기로서 A/D, D/O변환기를 장착한 퍼스널 컴퓨터를 사용하였으며, 제어 논리 회로는 C프로그래밍 언어로 구성하였다. 사판각의 제어기는 유압모터의 출력량인 회전수 ω_m 를 전기적량으로 변환하는 타코제너레이터의 신호 $K_g\omega_m$ 를 피드백신호로서 사용하였으며, 사판의 경사각은 식(16)과 같이 목표 회전수 r 과 출력신호 $K_g\omega_m$ 간의 오차신호에 따라 제어가 행하여지도록 구성하였다. 이때 비례제어기 단독으로서는 출력에 정상상태오차가 발생하므로 정상상태오차 제거와 속응성 향상을 위하여 식(17)과 같은 PID제어기를 구성하여 PWM방식으로 고속전자밸브를 구동하도록 설계하였다.⁽¹⁵⁾

$$e(z) = r(z) - K_g\omega_m(z) \quad (16)$$

$$u(z) = K_p \left(1 + \frac{Tz}{T_I(z-1)} + \frac{T_D(z-1)}{Tz} \right) e(z) \quad (17)$$

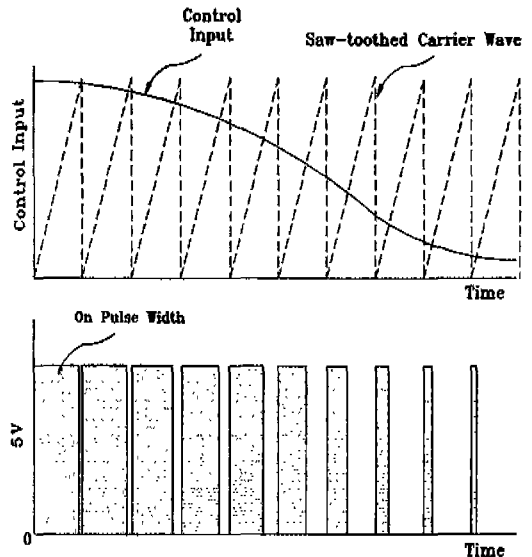


Fig. 7 Schematic diagram of pulse width modulation

본 연구에서 사용된 PWM방식은 시스템의 대역폭을 고려한 짧은 샘플링 타임의 선정이 가능하고, 고정밀도의 제어 및 속응성의 구현이 가능한 톱니파형 반송파 (Saw-toothed Carrier Wave)를 이용한 방식으로 Fig. 7에서 보는 바와 같이 오차량에 의해 계산된 제어 입력량이 톱니파형 반송파의 크기보다 클 때는 고속전자밸브에 온(on)신호를, 제어입력량이 톱니파형 반송파의 크기보다 작을 때는 오프(off)신호를 출력하도록 구성하였다.^{(16), (17), (18)}

5. 결과 및 고찰

Fig. 8(a),(b)는 고속전자밸브의 온-오프(on-off) 시간지연특성 실험결과인 Fig. 3(a), (b)에 의하여 식(4)와 같이 모델링되어진 고속전자밸브 포핏의 변위 y_f 의 파라미터 값 T_1, T_2 를 $T_1 = 2(\text{ms}), T_2 = 6.3(\text{ms})$ 로 정했을 때의 스텝응답에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 보는 바와 같이 입력펄스에 대한 고속전자밸브 포핏변위의 시간지연이 고속전자밸브의 온-오프(on-off) 시간지연특성 실험결과인 Fig. 3(a),(b)와 잘 일치하게 나타나고 있다. 또, Fig. 9(a),(b)는 입력펄스의 폭을 변화시켰을 때의 고속전자밸브 포핏의 동적거동에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 결과이다. 특히 그림에서 보는 바와 같이 짧은 입력펄스를 연속적으로 변화시켰을 때

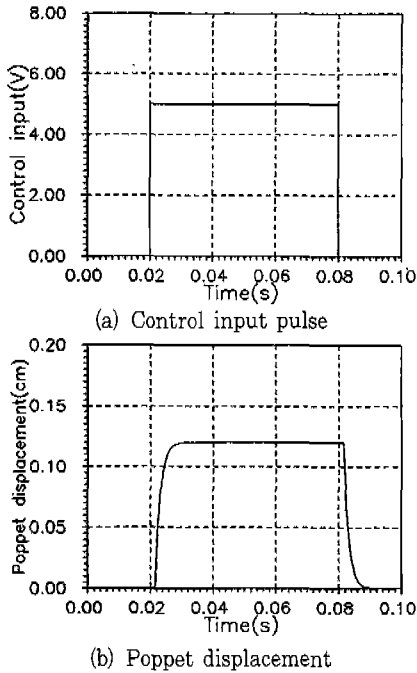


Fig. 8 Simulation result of displacement of high-speed solenoid valve poppet

는 고속전자밸브의 포핏이 완전히 열리거나 닫히지 않는 상태에서 움직이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10은 비례제어계로 구성된 HST 시스템의 무부하 때의 비례게인 변화에 따른 스텝입력에 대한 실험결과이다. 비례게인 값이 0.6일 때의 정착시간은 0.27(s), 정상상태오차는 28.5%이고, 비례게인 값이 0.83일 때의 정착시간은 0.25(s), 정상상태오차는 1.5%이며, 또 비례게인 값이 1.3일 때는 정착시간이 0.38(s), 정상상태오차가 2%, 오버슈터량이 약 55.5%로 과도응답특성이 오히려 나빠졌음을 알 수 있다. 비례제어계로 구성된 HST 시스템의 응답특성에서 알 수 있는 바와 같이 최소한 약 1.5% 정도의 정상상태오차가 발생하고 있으므로 비례제어계만으로는 정상상태 응답 특성 및 과도응답 특성을 개선할 수 없음을 알 수 있다.

Fig. 11(a),(b)는 비례제어계로 구성된 HST 시스템의 무부하 때의 비례게인의 변화에 따른 스텝응답에 대한 시뮬레이션 결과를 나타낸 것으로서 (a)는 가변용량형 펌프의 사판각 제어실린더 내의 압력변동을 나타내고 (b)는 유압모터의 회전수 변동을 나타낸 것으로 Fig. 10의 실험결과와 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다.

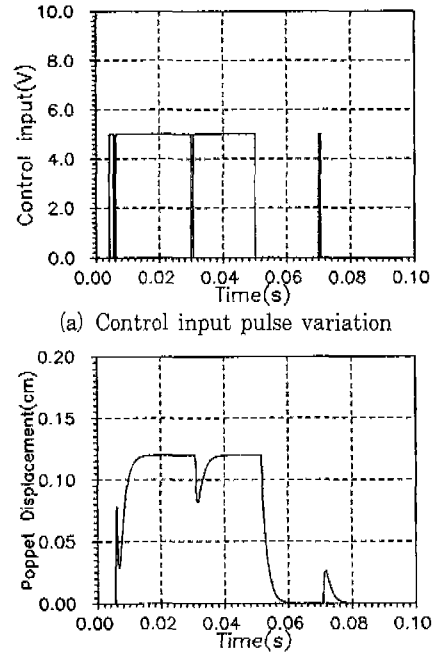


Fig. 9 Simulation results of dynamic characteristics of high-speed solenoid valve poppet under input pulse variation

Fig. 12 (a),(b)는 PID제어계로 구성된 HST 시스템의 무부하 때의 스텝입력에 대한 실험결과를 나타낸다. PID제어계는 Ziegler-Nichols의 안정한계법에 의하여 선정되었으며 샘플링타임은 HST 시스템의 대역폭을 고려하여 0.5(ms)로 선정하였다. (a)는 유압모터의 회전수 변동으로 Fig. 10에 나타난 비례제어계인 경우의

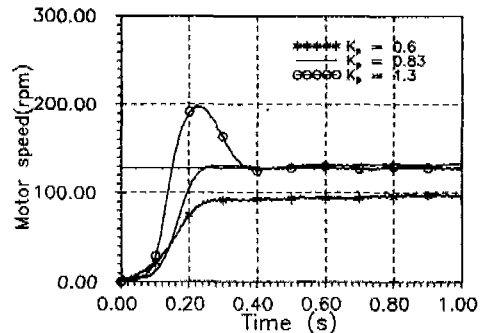
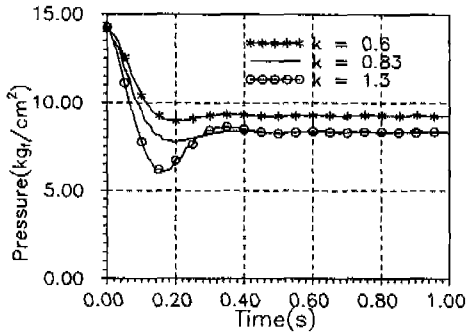
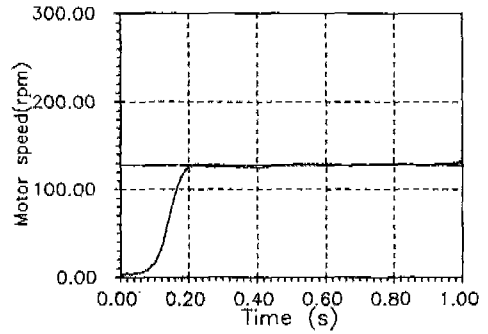


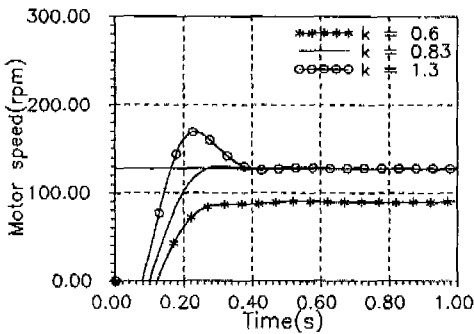
Fig. 10 Experimental results of P control system



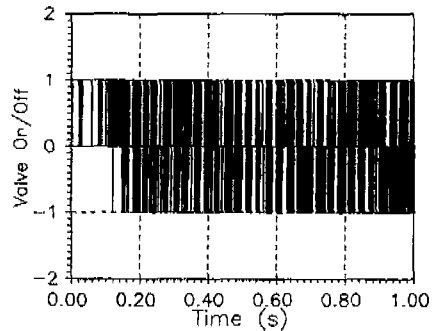
(a) Control pressure variations in control cylinder chamber



(a) Hydraulic motor speed



(b) Hydraulic motor speed



(b) Characteristics of control input pulse

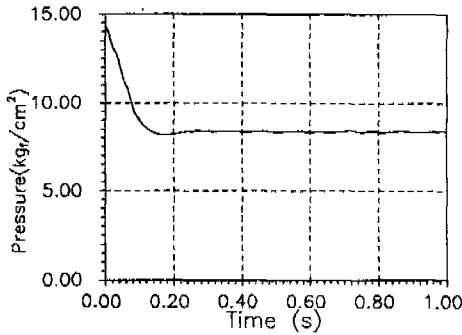
Fig. 11 Simulation results of P control system

Fig. 12 Experimental results of PID control system

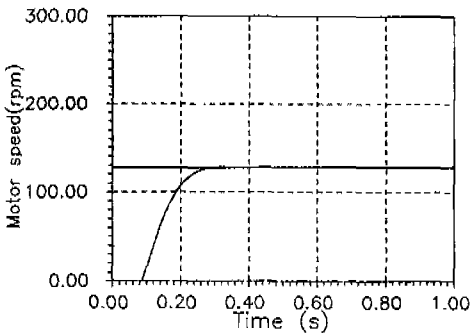
실험결과와 비교하여 정상상태오차가 1% 이하이며 정착시간 또한 0.2(s)로 응답특성이 훨씬 개선 되었음을 알 수 있다. 이와같은 실험결과는 PWM방식으로 제어되는 고속전자밸브를 이용하여 가변용량형 펌프의 사판각 제어실린더내의 압력을 제어함으로써 사판의 반력 스프링과 평형을 이루는 지점에서 사판경사각 α (rad)를 고정시키는 안정적인 사판경사각 제어를 통하여 가능하였다. (b)는 고속전자밸브에 인가되는 제어입력펄스를 나타낸 것으로 본 연구에 사용된 고속전자밸브는 온-오프(on-off)형의 밸브이므로 1은 사판각 제어실린더의 귀환측 밸브의 온(on)신호를 나타내고 -1은 사판각 제어실린더의 공급측 밸브의 온(on)신호를 나타내며 0은 오프(off)신호를 나타낸다. 그림의 제어입력펄스의 특성에서 보는 바와 같이 정착시간 이후에는 제어실린더의 공급측과 귀환측 고속전자밸브가 연속적으로 온-오프(on-off) 동작을 반복하여 시스템의 정상상태를 유지하고 있으며, 이는 본 연구에서 사용된 고속전자밸브가 스위칭(switching)시간이 짧고 Fig. 7과 같은 방식으

로 0.5(ms)마다 제어입력과 톱니파형 반송파(Saw-toothed Carrier Wave)의 크기를 비교하여 톱니파형 반송파의 주기인 30(ms)에 대하여 펄스폭 변조를 행한 제어입력펄스가 인가되어, Fig. 9에 나타난 것처럼 고속전자밸브가 완전히 온-오프(on-off)되지 않은 상태에서 스위칭되면서 정상상태를 유지하게 된다. 또, 고속전자밸브는 고속으로 스위칭되므로 사판각 제어실린더내의 압력변동은 미소하게 일어나는 것으로 사료되나, 일치지연요소로서의 가정이 가능한 가변용량형 펌프도 저역통과필터(low pass filter)의 역할을 함으로써 정상상태에서 유압모터의 속도변화는 거의 나타나지 않는 것을 알 수 있다.

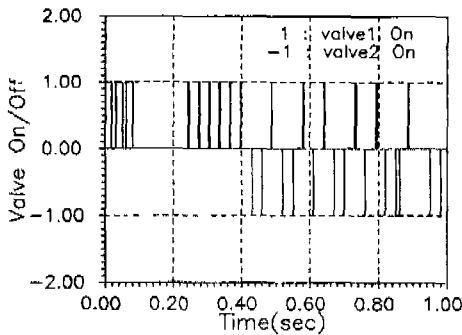
Fig. 13(a),(b),(c)는 PID제어계로 구성된 HST 시스템의 무부하 때의 스텝응답에 대한 시뮬레이션 결과이다. (a)는 가변용량형 펌프의 사판각 제어 실린더내의 압력변동을 나타낸 것이며, (b)는 유압모터의 회전수 변동을 나타내고 (c)는 고속전자밸브에 인가되는 제어입력 특성을 나타낸 것으로서 Fig. 12의 실험결과와 거의 일



(a) Control pressure variation in control cylinder chamber



(b) Hydraulic motor speed



(c) Characteristics of control input pulse

Fig. 13 Simulation results of PID control system

치하고 있다. 이상의 시뮬레이션 결과로부터 HST시스템의 수학적 모델링 또한 타당함을 확인할 수 있다.

6. 결 론

고속전자밸브를 이용하여 가변용량형 펌프의 사판각을 연속적으로 펌프 디지털 제어할 수 있는 유압전동 장치의 속도제어 시스템을 구성하고 각각의 요소에 대한 정특성 및 동특성 실험을 행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 근사화된 모델의 파라미터를 동정하여 모델링되어진 수식으로 컴퓨터 시뮬레이션을 행하고 실험결과와 비교함으로써 모델링의 타당성을 확인하였다.

(2) PWM방식으로 제어되는 고속전자밸브를 이용하여 가변용량형 펌프의 사판각 제어실린더내의 압력을 제어함으로써 사판의 반력 스프링과 평형을 이루는 지점에서 사판경사각 $\alpha(\text{rad})$ 를 고정시키는 안정적인 사판경사각 제어를 할 수 있었다.

(3) PWM제어시 톱니파형 반송파(Saw-toothed Carrier Wave)를 이용하여 샘플링타임을 0.5(ms)로 단축시킴으로써 0.2(s)의 정착시간을 갖는 속도성이 뛰어난 제어가 가능하였으며, PID 제어기를 구성하여 정상상태응답 특성 및 과도응답 특성이 개선 되었음을 확인하였다.

7. 참고문헌

1. 伊藤博 “油壓機器의 메카트로화,” 油壓と空氣壓, 第18卷, 第5號, pp.363-369, 1987.
2. 박성환, 이진걸, “고속전자밸브를 이용한 유압실린더의 PWM 제어에 관한 연구,” 한국정밀공학회지, 第12卷, 第7號, pp.138-147, 1995.
3. 田中裕久 “高速電磁弁に 關する研究,” 日本機械學會論文集, 第50卷, pp.1594-1601, 1984.
4. 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, 1985-2.
5. John.F.Blackburn, “Fluid Power Control,” MIT press, pp.90-95, 1960.
6. 정용길, 신민수, 이일영, “고속전자밸브 PWM제어에 의한 유압구동식 선박용 축발전장치의 정속제어,” 대한기계학회 논문집, 第18卷, 第6號, pp.1374-1381, 1994.

7. W. Bache, "Electro-hydraulic pump control," JHPS, int. symposium on Fluid Power, Session A2, pp.67-74, 1989.
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, "선형 제어시스템 공학," 淸文閣, pp.18-53, 1990.
10. H.E.Meritt, "Hydraulic Control Systems," John Willey & Sons, New York, pp.132-157, 1967.
11. Schoenau, G. J., Burton, R.T., and Kavanagh, G. P., "Dynamic Ananalysis of a Variable Displacement Pump," ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.112, pp.122-132, 1990.
12. S.J.Lin, A.Akers, G. Zeiger, "The Effect of Oil Entrapment in an Axial piston Pump," ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.107, pp.246-251, 1990.
13. Zeiger, G., Akers, A., "Torques on the Swashplate of an Axial Piston Pump," Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.107, No.3, pp.220-226, 1985.
14. 日本油空壓會, "油空壓便覽," オーム社, 東京, pp.67, 1989.
15. G.F.Franklin, J.D.Powell, M.L.Workman, "Digital Control of Dynamic Systems," 2nd ed., Addison Wesley, pp.222-229, 1990.
16. 권봉환, 민병덕, "IGBT를 사용한 PWM정류기," 電氣學會論文集, 第42卷, 第6號, pp.18-26, 1993.
17. 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.
18. R. Wu, S.B. Dewan and G.R.Slemon, "A PWM AC To DC Converter with Fixed Switching Frequenc," IEEE Trans. Ind. Appl., Vol.IA-26, No.5, pp.880-885, Sept./Oct. 1990.