

## 차동PWM방식에 의한 유압실린더의 위치제어

\*권기수 · \*\*이창돈 · \*\*\*이진걸

Position Control of a Hydraulic Cylinder by a Differential PWM Method

K.S.Kwan, C.D.Lee, J.K.Lee

## Abstract

This study deals with the position control of a hydraulic cylinder system operated by two port 3-way high speed solenoid valve in Pulse-Width-Modulation mode, instead of using conventional electro-hydraulic servovalve. Due to the complexity and the relatively poor reliability of the servovalve, an actuator using simpler and more sturdy high speed solenoid valve will be presented. The high speed solenoid valve acts as converters of electronic pulse signal to hydraulic ones. It has been pointed out that there are practical problems to be solved in the PWM system, that is (1) accuracy of positioning control becomes considerably insufficient because the system is affected by on/off action of the solenoid valves, and (2) serious nonlinearity appears in the valve characteristics as a result of the switching behavior of the valves. As a method to overcome these defects, the differential PWM driving method of a hydraulic cylinder that improved the steady-state-error, flow rate nonlinearity in simple PWM, and the hydraulic hunting of dead time compensated-PWM driving is proposed in this study.

## 기호설명

$A_i$  : 유압실린더의  $i$ 방향의 유압실(Chamber)의 단면적 [cm<sup>2</sup>]  
 $DF$  : 차동펄스 시간폭 [msec]  
 $E_M$  : 고속전자밸브의 솔레노이드에서의 전압 강하량 [V]  
 ERROR : (Reference Input)-(Position Feedback) [%]

$F$  : 밸브스풀의 유동력 벡터 [kg<sub>f</sub>]  
 $FF$  : 플로우차트에서 PWM신호에 따른 닫는 시간폭 [msec]  
 $F_i$  : 밸브에 작용하는  $i$ 방향의 유동력 [kg<sub>f</sub>]  
 $H$  : 피스톤 운동방정식에서의 질량 무차원수  $\left(\frac{t_0^2 P_s A_a}{m x}\right)$  [ $\cdot$ ]  
 $K$  : 작동유의 Bulk Modulus [kg/cm<sup>2</sup>]  
 $K_p$  : 비례게인 [ $\cdot$ ]  
 $L_m$  : 고속전자밸브의 솔레노이드 인덕턴스

\* 정회원, 부산대학교 대학원

\*\* 동명중공업(주)

\*\*\* 부산대학교 정밀기계공학과

- [Henry]
- NN : 플로우차트에서 PWM 신호에 따른 여는 시간폭 [msec]
- P : 밸브스풀의 운동량 벡터 [kg · m/sec]
- $P_a$  : 유압탱크로 복귀되는 압력 [kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>]
- $P_i$  : 유압실린더의 i방향의 유압실에 작용하는 압력 (i=1, 2) [kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>]
- $P_s$  : 시스템의 공급압 [kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>]
- $\bar{Q}$  : 밸브에서의 평균유량 [cm<sup>3</sup>/sec]
- $Q_N$  : 단위시간당 밸브를 통과하는 유량 [cm<sup>3</sup>/sec]
- $R_C$  : 시멘트저항 [ $\Omega$ ]
- $R_M$  : 고속전자밸브의 솔레노이드의 직류 저항 성분 [ $\Omega$ ]
- TT : 플로우차트에서 PWM 신호의 주기 (=NN+FF) [msec]
- $V_i$  : 검사면 I에서의 유체의 속도 [cm/sec]
- $V_i$  : 유압실린더의 i방향 유압실의 체적 [cm<sup>3</sup>]
- $V_o$  : 밸브내의 유체 체적 [cm<sup>3</sup>]
- $V_p$  : 1회의 동작동안 밸브를 통과하는 평균유량 [cm<sup>3</sup>/sec]
- X : 피스톤 변위의 무차원수 (=x/x<sub>0</sub>) [·]
- $a_{pa}$  : 유압탱크로 복귀되는 관로의 단면적 [cm<sup>2</sup>]
- $a_{vi}$  : 밸브의 개구면적 (i=1, 2) [cm<sup>2</sup>]
- c : 유압실린더의 감쇠계수 [kg<sub>f</sub> · sec/cm]
- d : 밸브의 개구면의 평균지름 [cm]
- $f_s$  : 1/ts [Hz]
- i : 전류 [A]
- $l_a$  : 유압탱크로 복귀되는 관로의 길이 [cm]
- m : 피스톤의 질량 [kg]
- $mi$  : 검사면 i에서의 질량 변화율 [kg/sec]
- $q_a$  : 유압탱크로 복귀되는 유량 [cm<sup>3</sup>/sec]
- $q_i$  : 유압실린더의 i방향의 유압실에 유입되는 유량 (i=1, 2) [cm<sup>3</sup>/sec]
- $q_s$  : 시스템 공급유량 [cm<sup>3</sup>/sec]
- $q_{vi}$  : 밸브 i를 통과하는 유량 (i=1, 2) [cm<sup>3</sup>/sec]
- t : 시간 [sec]
- $t_o$  : 주기  $t_p$ 내에서 밸브가 열리도록 하는 입력펄스폭 [sec]
- $t_{on}, t_{off}$  : 고속전자밸브가 여닫히는 시간 [sec]
- $t_{op}$  : 밸브가 실제 열리는 시간 [sec]

- $t_s$  : 주기 [sec]
- x : 피스톤의 변위 [cm]
- $x_o$  : 피스톤의 기준변위 [cm]
- $y_i$  : 밸브 포핏의 변위 (i=1, 2) [cm]
- $P_i$  :  $P_i$ 의 무차원수 [·]
- $\alpha$  : 검사면 1, 2가 이루는 각도 또는 밸브내 작동유가 형성하는 분류의 분출각도 [°]
- $\xi$  : 피스톤 운동방정식에서의 감쇠 무차원수 (=  $\frac{c \cdot t_o}{m}$ ) [·]
- $\rho$  : 작동유의 밀도 [kg<sub>f</sub>/cm<sup>3</sup>]
- $\tau$  : 변조율 (=  $t_o/t_s$ ) [%]
- $\phi$  : 밸브의 개구각도 [°]

## 1. 서 론

종래에 널리 사용되고 있는 전기유압서보밸브나 전자비례제어밸브는 전기·전자에 의한 제어기술을 유압기와 연결시킨 소위 전기유압기의 작동수단이며 최근 공장자동화와 메카트로닉스의 발전에 따라 그 용도가 점차 확대되고 있다. 그러나 이러한 밸브는 아날로그 전류값으로 제어되므로 마이크로컴퓨터등의 디지털기로 제어하는 경우 D/A변환기와 증폭기를 사용하여 디지털신호를 아날로그신호로 변환하여야 함에 따라 제어회로가 복잡해지므로 고가로 되고 또한 기기자체가 작동유의 오염에 취약하므로 건설기계, 차량, 농업기계등과 같은 작동유가 오염되기 쉬운 작업조건하에 있는 유압시스템에서는 작동신뢰성의 확보가 어렵다. 따라서 저렴하면서 오염에 강한 신뢰성이 높은 밸브가 요구되고 있다. 이러한 요구조건을 만족하기 위한 하나의 대안으로서 연산처리된 디지털펄스신호열로 밸브를 직접구동하며 간헐적인 유체출력펄스열을 형성하여 그 평균유량으로 유압시스템을 제어하는 고속전자밸브가 최근 심도있게 연구 개발되고 있다.<sup>1)</sup> 그러나 국내에서 고속전자밸브를 이용한 디지털식 전기유압제어에 관한 연구는 아직 미미한 실정임으로 본 연구에서는 고속전자밸브의 특성을 파악하고 단순PWM구동시스템으로 위치제어를 실시했을 때 On-Off 밸브의 기계적인 특성으로 인해 나타나는 제어특성상의 한계를 극복하기 위해 차동PWM방식을 적용하여

그 성능을 개선하고 검토한다.

반도체 산업의 급진적인 발달에 힘입어 저렴한 면서도 精度높은 마이크로컴퓨터가 널리 보급되었고 근래에는 이 마이크로 컴퓨터가 각 산업분야에 없어서는 안 될 중요한 위치를 구축하게 되었다. 이러한 마이크로컴퓨터의 보급으로 새로운 유압기술의 개발이 촉구되어 특히 조립기계, 사출성형기계, 건설기계, 의료기계, 통신위성용기계 그리고 수송기계등의 분야에서 고성능의 전자유압기술의 확립을 목적으로한 제어에 필요한 전자장치와 유공압제어를 위한 하드웨어 및 소프트웨어의 발달을 촉진하고 있다.

표 1은 유공압제어를 개념적으로 분류한 것으로 유체제어의 관점에서 보면 유체를 연속적으로 제어하는 방법과 펄스적으로 제어하는 방법이 있으며 각 제어에 사용하는 밸브와 그 구동회로는 서로 다르게 구성된다.

**Table 1. Conceptual Classification for Hydro-Pneumatic Control<sup>2</sup>**

연속적 유체 제어	{ 서어보밸브 전자비례제어밸브 펄스모터 조작밸브 고속온-오프밸브
펄스적 유체 제어	

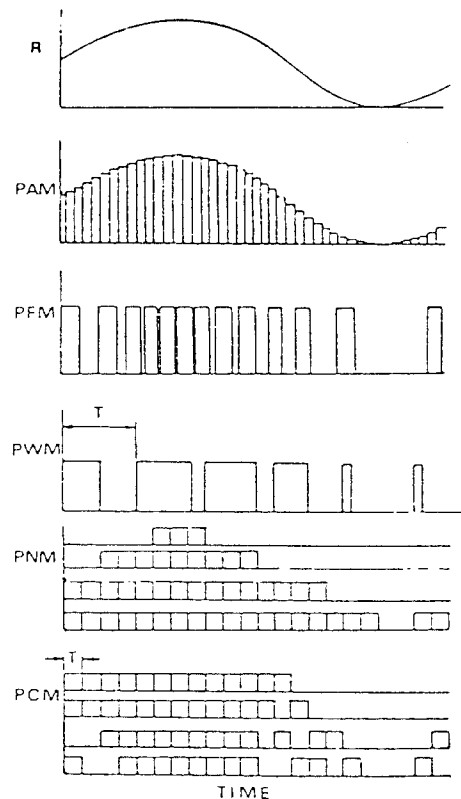
연속적 유체제어법은 아날로그형으로 작동하는 밸브로서 압력, 방향 그리고 유량을 제어하는 것으로 서어보밸브와 전자비례제어밸브등이 그 작동 수단으로 되며 이러한 밸브들은 디지털 또는 아날로그컴퓨터등으로 연산된 결과를 선형증폭기 또는 D/A변환기등에 의하여 형성된 아날로그신호로 구동되며 출력 역시 연속적으로 나타난다.

이와는 달리 펄스적 유체제어법은 연산처리된 디지털 펄스신호열을 이용하여 밸브를 직접 구동(On-off 작동)하여 간헐적인 유체출력펄스열을 형성하고 그 평균유량으로 유압시스템을 제어하는 것으로 이러한 제어법은 연속적 제어법에 비하여 시스템의 에너지를 절약할 수 있고 고속제어에 필요한 고주파수의 유체출력복조가 가능해지며 작동 원리가 간단하고 밸브 구동회로가 단순해짐에 따라 시스템의 구성이 매우 간단하게 된다.

## 2. 고속전자밸브와 PWM제어

### 2-1. 펄스폭변조(Pulse Width Modulation: PWM)

유체펄스열을 형성하는 펄스변조법에는 펄스진폭 변조법(Pulse Amplitude Modulation: PAM), 펄스주파수변조법(Pulse Frequency Modulation: PFM) 그리고 펄스부호변조법(Pulse Code Modulation: PCM)등이 있는데<sup>3)</sup> Fig. 2-1은 이러한 변조법의 형태를 나타낸 것으로서 유공압 제어에 있어서는 PWM제어법이나 PCM 변조법이 실용화되고 있다.



**Fig. 2-1** 펄스변조법

펄스폭변조법(PWM)이란 펄스열에 의한 변조 제어법의 하나로 일정한 주기로 샘플링되는 펄스의 폭을 입력신호에 따라 변환하는 변조법이며<sup>3)</sup> 이러한 PWM방식에 의한 밸브 구동은 입력 신호의 크기에 따라 밸브에 인가되는 On 또는 Off 펄스 신호의 시간폭(Pulse Width)을 조절(Modulation)하는 방식으로서 변조신호의 형성은 마이크로 컴퓨터에 의해서 행하여지며, 보다 간단하게는 아날로그 연산소자에 의한 발진회로로서도 구성할 수 있다. Fig.2-2는 아날로그 연산소자에 의한 PWM 변조회로의 회로도이다.

2-2. 고속전자밸브(High Speed Solenoid Valve)의 개요

전기적 펄스신호를 유체펄스열로 변환하는 고속 전자밸브로는 2위치 2방향밸브와 2위치 3방향밸브가 있으며 이 밸브에 의하여 형성된 미소한 유체펄스열로써 유량이나 압력을 제어하여 유압실린더나 유압모터의 힘, 속도 그리고 위치등을 제어하는 밸브로서 그 구동회로가 단순하고 개폐시간이 2~5 [msec]인 양호한 응답성을 가지고 12 [V]의

전원을 사용하므로 마이크로 컴퓨터와의 연결도 적합하다.<sup>4)</sup> 위와 같은 고속전자밸브로서 유체펄스열을 만들어 유압액츄에이터(실린더나 모터)를 제어하는 방법은 작동상의 신뢰성 향상과 제어밸브의 구조나 전류증폭기를 단순화할 수 있고 저가격으로 유압서어보기구를 구성할 수 있을 뿐 아니라, 이와 같이 구성된 시스템은 서어보밸브등에 비하여 오염에 강하고 여러가지 장점을 가지고 있다.

2-3. 2위치 3방향형 고속전자밸브

3방향형 고속전자밸브는 솔레노이드의 절환에 의하여 출력포트를 공급포트 또는 배출포트와 접속할 수 있으므로 유량제어 이외에도 압력을 제어할 수 있다. 특히 서어보액츄에이터를 풀브리지(Full Bridge)회로로 제어할 때 2방향형 밸브에서는 4개의 밸브가 필요한 데 비하여 3방향형 밸브를 사용하면 2개로도 제어할 수 있다. Fig.2-3은 본 논문에서 사용되어진 2위치 3방향 포핏형 고속 전자밸브인 일본 NACHI사의 AS-A21-D1B의 제원과 구조를 나타낸 것이다.

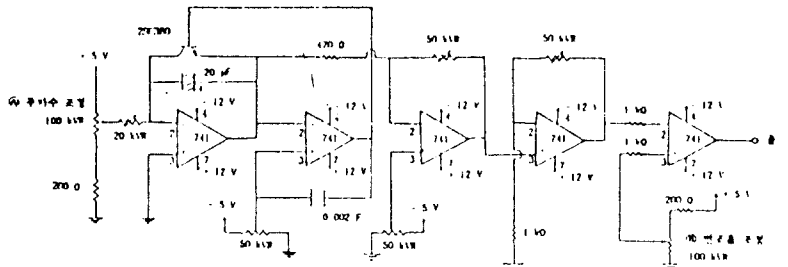
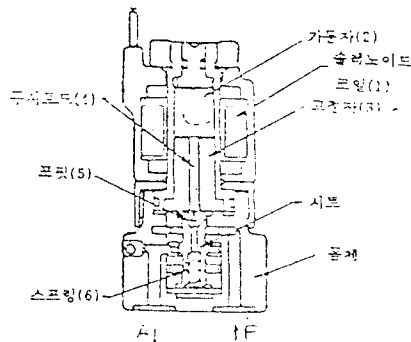


Fig. 2-2 아날로그 연산소자에 의한 PWM 변조 회로



최대압력	175(Kg/cm <sup>2</sup> )
최대유량	8(l/min)
유로형태	2위치3방향
정격전압	12 [V]
전 류	max. 2.6 [A]
On 시간	4~6[msec]
Off 시간	1.5~2.5[msec]
사용유온	-20~+90[*C]

Fig. 2-3 3방향 고속 전자 밸브

2-4. 개폐시간특성

고속전자밸브가 전기적 신호를 유체펄스열로 변환하는데 있어서 그 구동부인 솔레노이드는 직류저항성분  $R_M$ 과 인덕턴스  $L_M$ 으로 이루어져 있으며 솔레노이드를 자화시키는 기전력은 직류저항성분  $R_M$ 과 인덕턴스  $L_M$ 에 의한 전압강하량  $E_M$ 으로 나타낼 수 있다. 밸브포핏은 개폐동작이 끝나는 순간 즉, 밸브시트 및 고정자에 닿거나 떨어지는 순간에 솔레노이드의 전류상승속도의 변화가 생기며 이때 역기전력이 발생한다. 이 변화를 이용하여 밸브의 개폐시간-열리는 시간  $t_{on}$ 과 닫히는 시간  $t_{off}$ -을 측정할 수 있다. Fig.2-4가 개폐시간을 측정하기 위한 시험회로이며 이 시험회로는 식 (2-1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$E_M = R_M \cdot i + L_M \cdot \frac{di}{dt}$$

$$i = \frac{V}{R_c} \cdot (1 - e^{-tL/Rc}) \quad (2-1)$$

Fig.2-5는 측정기로 측정한 열리는 시간  $t_{on}$ 으

로서 본 연구에서 사용된 고속전자밸브의 경우에  $t_{on}$ 은 약 5[msec]정도로 측정되었다. 그림의 하단 부가 측정기로 측정한 열리는 시간  $t_{off}$ 이다.

가. 개폐시간 해석

밸브의 입력전압을  $V$ , 솔레노이드 코일에 흐르는 전류를  $i$ , 포핏부의 변위를  $y$ 라 하면 입력전압  $V$ 를 주기가  $t_s$ , On신호의 시간 폭이  $t_0$ 인 펄스 신호로 가하여  $i$ 와  $y$ 를 실측하면 Fig.2-6과 같은 파형이 형성됨을 확인할 수 있다.

Fig.2-6에서 전압  $V$ 의 Step변화가 주어졌을 때 솔레노이드의 인덕턴스의 크기에 따라 전류  $i$ 는 서서히 증대되고 그에 비례한 전자기력이 발생된다. 그래서 전자기력이 포핏부를 지지하는 스프링력을 이겼을 때 변위  $y$ 의 이동이 시작되고 어떤 시간 폭을 지나 밸브는 전개상태에 도달한다. 이때 변위  $y$ 의 이동에 따라 인덕턴스가 변화하고 Fig.2-6과 같이 전류  $i$ 의 변동이 일어난다. 이때 밸브의 이동이 단시간내에 이루어지는 고속전자밸브에서  $y$ 의 거동은 데드타임과 일차적관계로 근사적으로

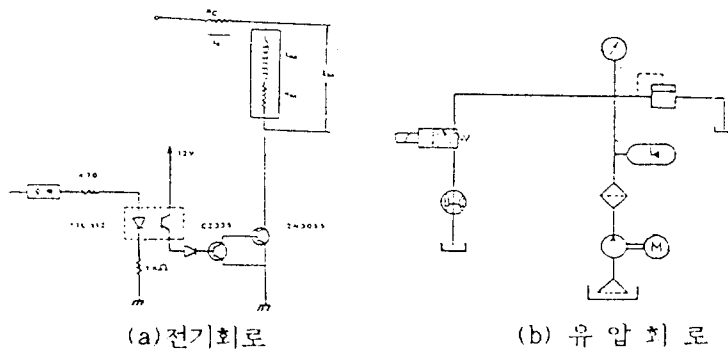


Fig. 2-4 개폐 시간 시험 회로

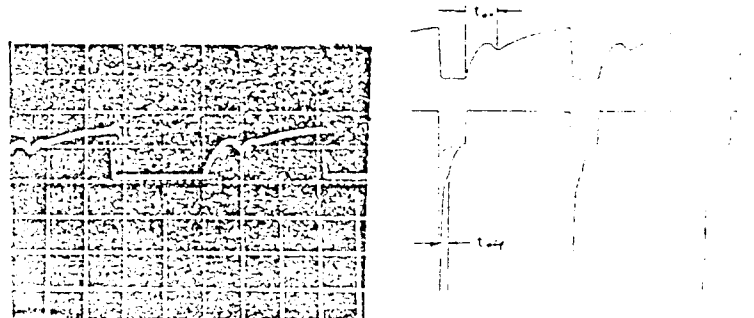


Fig. 2-5 On-Off 동작시의 전압의 변화

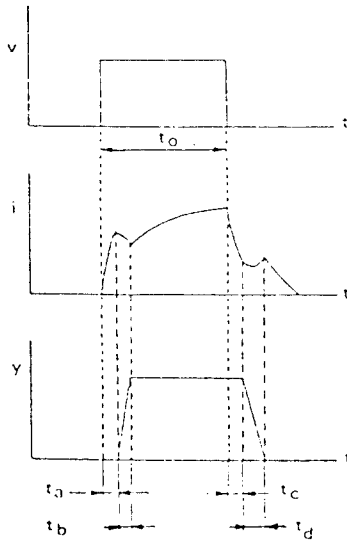


Fig. 2-6 밸브 구동 입력 전압, 전류 및 밸브 포핏의 파형

표현되고 밸브의 개폐운동에 대해서는 Fig. 2-6에 나타낸 4개의 파라미터  $t_a$ ,  $t_b$ ,  $t_c$  그리고  $t_d$ 에 의해 규정된다.

앞에서 설명한  $t_{on}$ 와  $t_{off}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} t_{on} &= t_a + t_b \\ t_{off} &= t_c + t_d \end{aligned} \quad (2-2)$$

의 식이 성립된다.

Fig. 2-5와 위식으로부터 밸브가 실제 열려있는 시간  $t_{op}$ 는 다음과 같다.<sup>6)</sup>

$$t_{op} = t_0 - t_{on} + t_{off} \quad (2-3)$$

나. 개폐시간 특성선도

고속전자밸브의 PWM구동시에는 위와 같은 작동지연-개폐특성이 제어계의 성능에 중요한 영향을 미친다.

Fig. 2-7은 개폐시간특성을 나타낸 것으로 공급되는 압력을 변화시켰을 때 밸브가 개폐되는 시간은 압력 즉, 유동력에 의해서 늦어지고 저압에서의 개폐시간은 빠르므로 고압에서 이 시간과 같은 개폐시간을 얻으려면 솔레노이드에 공급하는 전류의 량을 증대시켜 기자력(起磁力)을 크게 하여야 한다.

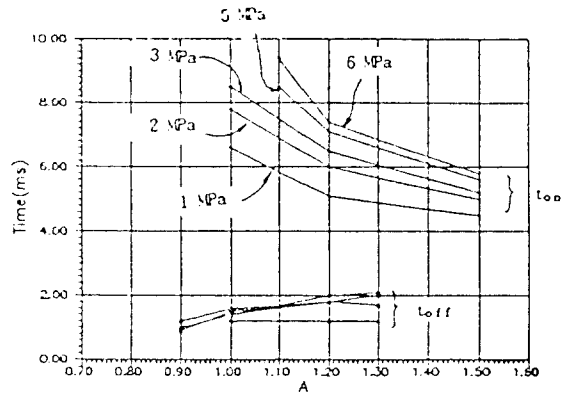


Fig. 2-7 고속전자밸브의 개폐시간 특성

### 2-5. 유량특성

고속전자밸브는 단순한 개폐동작밖에 하지 않으므로 평균유량제어는 밸브가 열려있는 시간의 제어에 의하여 실시된다. 즉, Fig. 2-8에서와 같이 주기를  $t_s$ 라 하고 열려 있는 시간을  $t_0$ 라 하면 변조율(Duty Ratio)  $\tau$ 는 다음과 같다.

$$\tau = \frac{t_0}{t_s} \quad (2-4)$$

이상적인 밸브에 있어서 평균유량은  $\bar{Q}$ 은 다음과 같다.

$$\bar{Q} = V_s \cdot f_s = Q_N \cdot t_0 \cdot f_s \quad (2-5)$$

$$\text{여기서 } V_s = \int_0^{t_0} Q_N dt = Q_N \cdot t_0, \quad f_s = 1/t_s$$

Fig. 2-9는 밸브의 유량과 변조율  $\tau(\%)$ 의 관계( $Q-\tau$ 특성)로서 주파수(주기)를 파라미터로 하여 측정된 결과이며 이  $Q-\tau$ 특성선도에 의하여 불감대, 포화대, 불연속부등으로 인한 비선형성이 나타남을 알 수 있고 이들은 파라미터  $f_s$ 의 증가와 함께 강하게 나타나며 이러한 비선형특성은 밸브의 개폐시간특성에 기인한다.

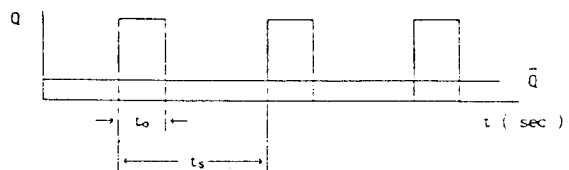


Fig. 2-8 이상적 밸브에서 주기당 열리는 시간과 유량

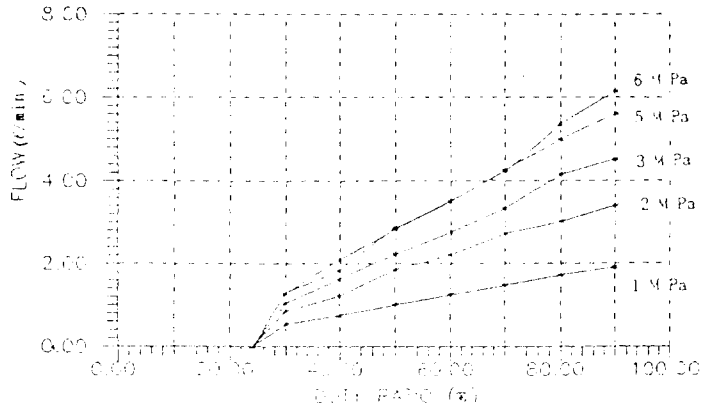


Fig. 2-9 변조율-유량 특성 곡선 ( $t_s=50\text{msec}$ )

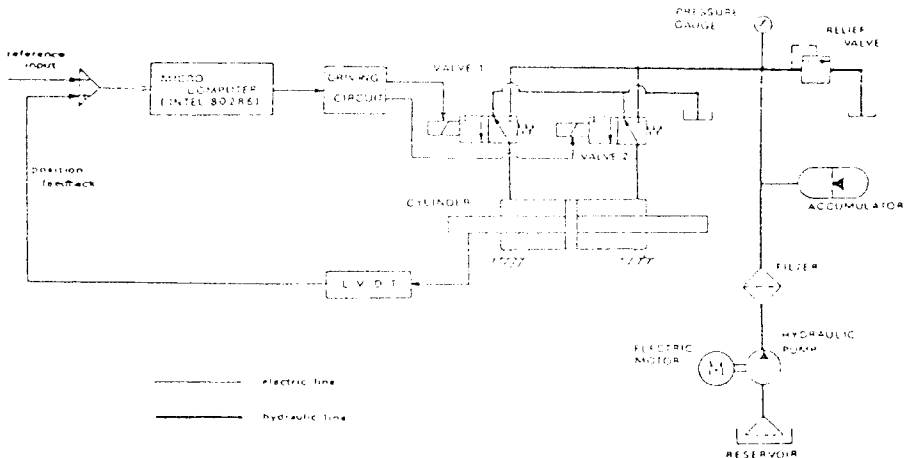


Fig. 3-1 치의 블록 선도

### 3. 유압 실린더의 PWM 위치제어

#### 3-1. 실험장치의 구성

2개의 3방향 고속전자밸브, 양로드복동실린더 및 마이크로컴퓨터를 주요요소로 하는 실험장치의 블록선도를 Fig. 3-1에 나타낸다. 여기서 마이크로컴퓨터는 PWM 변조에 의해서 LVDT로부터 측정된 위치와 기준신호와의 차이인 오차변위의 크기에 비례한 펄스폭변조율  $\tau$ 가 계산되어 VALVE 1, VALVE 2의 구동신호 입력으로 주어지게 된다.

밸브의 개폐속도는 솔레노이드의 전류상승속도

에 비례하며 Fig. 3-1의 VALVE1, VALVE2의 구동신호  $t_0$ 는 마이크로컴퓨터의 TTL신호로서 그 크기는 0~5[V]이다. 이 신호크기로는 고속전자밸브를 구동하기에는 미약하므로 고속전자밸브를 구동할 수 있는 12 [V]로 증폭하기 위한 달링턴회로와 전류의란으로 부터 제어회로를 보호하기 위한 포토커플러를 결합하여 구동회로를 구성하였으며 Fig. 3-2는 이 회로를 보여준다. 고속전자밸브를 이용한 위치제어를 행하기 위하여 필요한 PWM 구동용 제어신호를 마이크로컴퓨터 (Intel 80286-16MHz와 입·출력장치 (PCL-712)로 연산 및 입출력한다.

여기에서 추응성의 향상을 위하여 오차변위에

비례게인 (Proportional Gain)  $K_p$ 를 곱하여 변조율  $r$ 를 계산하며 Fig. 3-3은 비례게인을 포함하여 연산하는 실린더 제 플로우차트로서 TT는 주기를, NN은 여는 시간의 폭을, FF는 닫는 시간의 폭을 나타낸다. Fig. 3-4는 이러한 제어에 따라 생성되는 제어펄스의 예이다.

3-2. 실험결과

Step응답실험을 한 결과 Fig. 3-5의 위쪽 그래프는 변위오차를 나타낸 것이며 아래쪽 그래프는 Step입력을 나타낸다. Fig. 3-1에서 유압실린더에 설치된 LVDT에서는 변위에 따라  $-5[V] \sim +5[V]$ 가 생성된다.

가. PWM 주파수의 영향

PWM 주파수는 적분효과를 충분히 얻을 수 있

도록 적어도 구동주파수대역의 4~5배 이상이어야 한다. 특히, PWM 주파수가 낮으면 Limit Cycle이 일어날 가능성이 높다. 그러나, 이 주파수가 높으면 마모등에 의하여 밸브의 수명이 짧아지며 솔레노이드 밸브의 유한한 반응시간이 PWM주기의 큰 몫을 차지하여 충분한 선형이득 범위를 얻지 못하게 된다. PWM펄스의 유효범위는 밸브포핏이 움직일 수 있는 최단폭이 펄스로부터 포핏을 계속적으로 열어주는 최장폭의 펄스까지 이용이 가능하다. 따라서 PWM주파수의 상한은 솔레노이드밸브의 반응시간에 의해 결정되며 충분한 선형이득범위를 얻기 위한 솔레노이드밸브의 반응시간은 PWM 주파수에 의해 결정되며 충분한 선형이득범위를 얻기 위한 솔레노이드밸브의 반응시간은 PWM 주파수의 일정범위이내가 되어야 한다.

Fig. 3-6은 주파수 변동에 따른 입력신호에 대한 오차변위의 실험결과로서 주파수는 각각 25, 20, 10 [Hz]에 대하여 실험하였으며 각각의 주파수에 대한 정상상태오차를 Fig. 3-6의 (a)~(b)에 병기하였다. 정상상태오차는 주파수가 20 [Hz]에서 0.4[%], 그리고 정정시간은 주파수가 10[Hz]에서 0.5[sec]로서 가장 양호하였다.

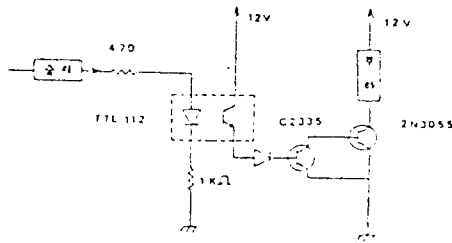


Fig. 3-2 고속전자밸브의 구동회로

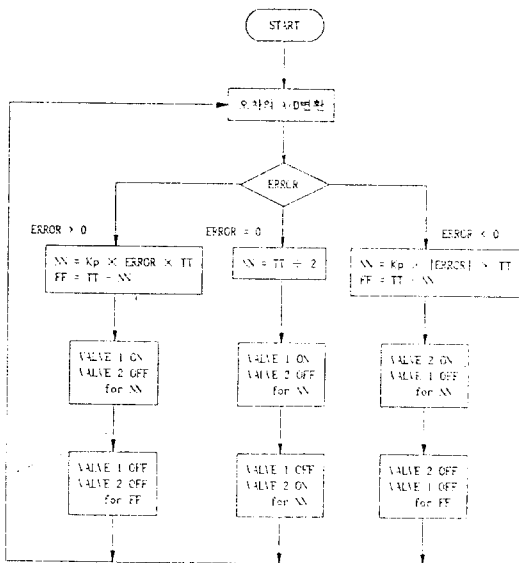


Fig. 3-3 비례게인을 포함한 제어 플로우 차트

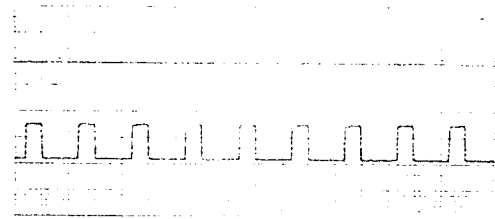


Fig. 3-4 Valve 1과 2에 전달되는 제어펄스의 예

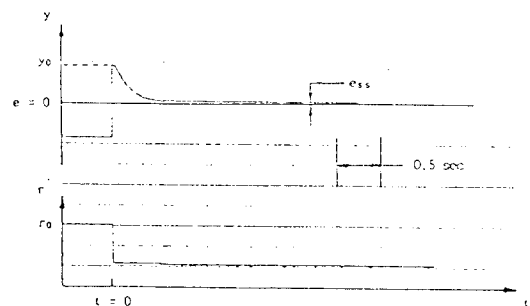


Fig. 3-5 Step 응답의 예



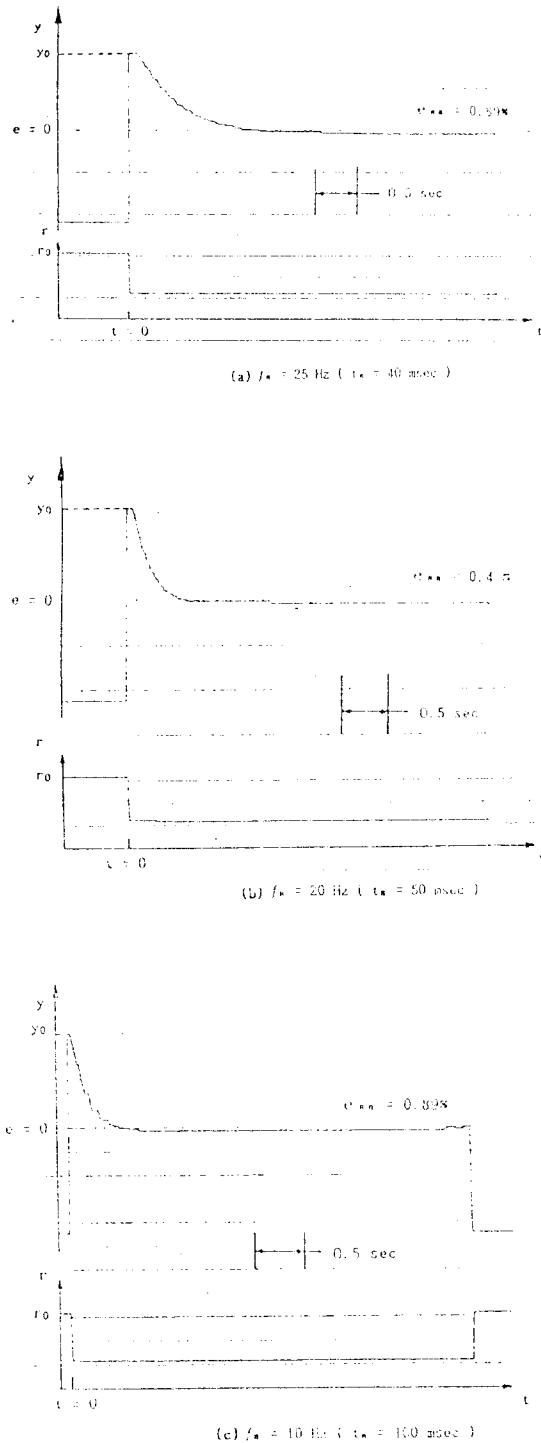


Fig. 3-6 주파수변동에 따른 입력 신호에 대한 변위 오차

나. 비례게인의 영향

Fig. 3-7은 비례게인  $K_p$ 에 따른 입력과 변위오차에 대한 실험결과이다. 여기서 구동주파수는 50[Hz]로 설정하였고 비례게인  $K_p$ 는 1~30까지 변화시키며 실험하였다. 유압실린더서어보기구는 제1형 제어계로서 정상상태오차는 발생하지 않는다. 실험결과 비례게인  $K_p$ 가 1인 경우, 정상상태오차는 밸브의 열리는 시간과 피스톤의 마찰등으로 각각의 방향에 대해서는 4% 또는 8%정도의 정상상태오차가 발생하였으나  $K_p$ 가 3이상인 경우에는 1%미만으로 줄어 들었고 특히  $K_p$ 가 10이상인 경우에는 오버슈트와 함께 헛팅이 일어남을 알 수 있었다. 특히  $K_p$ 가 30인 경우 0.5[sec]동안 8~10회 발생하여 시스템이 불안정하게 되었다. 그리고 정정시간은  $K_p$ 가 1인 경우 0.45[sec]이었고 그 이상의 경우에는 약 0.25[sec] 정도로 일정하였다.

4. 위치제어의 개선

4-1. 데드타임의 보상

가. 데드타임 보상의 원리

On-Off 작동하는 고속전자밸브를 사용한 유압 액츄에이터의 제어를 전장의 PWM방식에 의해서 행하여 보았다. 이 방식에 의하면 ① 밸브의 On-Off 작동에 따른 위치결정정도에 한계를 가지며 ② 밸브의 개폐특성 및 변조율-유량특성의 비선형성등 극복하여야 할 문제가 있다. 그러나 비례게인  $K_p$ 를 증가시키면 정상상태오차 및 정정시간을 개선할 수는 있으나 헛팅의 발생으로 시스템의 불안정을 초래하였다. 그러므로 이런 문제를 해결하기 위하여 밸브의 데드타임을 보상해 주는 PWM 제어법을 제안하고 실험하였다.

데드타임의 보상방법은 VALVE1, VALVE2의 구동(On)시간에 정상상태오차 발생량 4[%]~8[%]를 감안하여 변위오차량에 정상상태오차량(본 실험에서는 2, 3, 4, 8[%]를 적용)을 더하여 줌으로써 밸브 구동신호의 시간폭  $t_0$  즉, 변조율  $\tau$  를 재구성하여 유압 실린더를 동작시킴으로써 정상상태오차량을 감소시키고자 하는 방법이다.

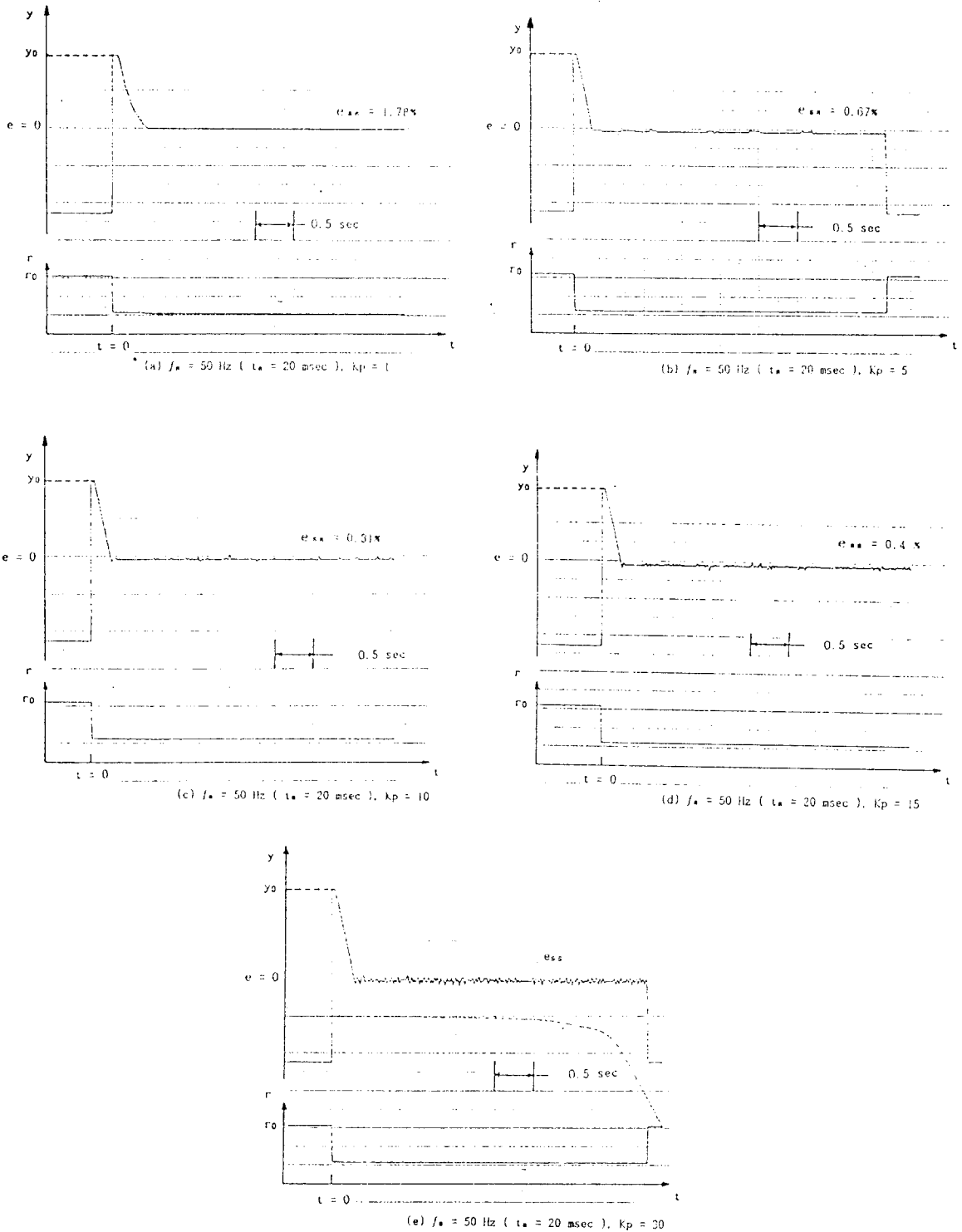


Fig. 3-7 비례게인  $K_p$ 의 변동에 따른 입력신호와 변위 오차

Fig. 4-1은 데드타임의 보상 제어를 위한 플로우 차트이며 플로우차트에서 DT%는 보상되는 정상상태 오차량을 의미하고, 그외의 기호는 Fig. 3-3과 동일하다.

나. 실험 및 결과고찰

Fig. 4-2~4-5는 각각 2, 3, 4[%]의 보상을 실시하였을 때의 실험결과로서 Fig. 4-2는 데드타임을 3[%] 보상,  $K_p=1$ 인 경우의 주파수 변동에 따른 입력신호에 대한 변위오차의 실험결과이다. 이 결과에서는 주파수를 감소시킬수록 헤팅의 정도는 심하게 나타났으며 정정시간은 주파수 변동에 무관하게 나타났다. Fig. 4-3~4-4는 데드타임을 3 그리고 4[%] 보상하고, 주파수를 50[Hz]로 고정하였을 때  $K_p$ 의 변동에 따른 입력신호에 대한 변위오차의 실험결과이다. 정착시간은 상기 3가지 경우 공히  $K_p$ 가 증가하면 단축됨을 알 수 있으나

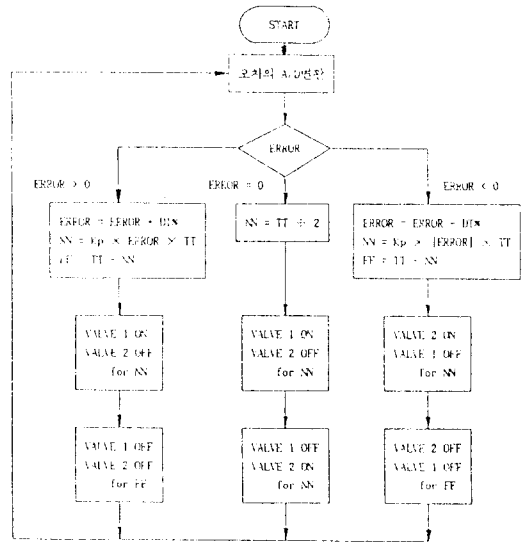


Fig. 4-1 데드타임 보상을 위한 제어 플로우 차트

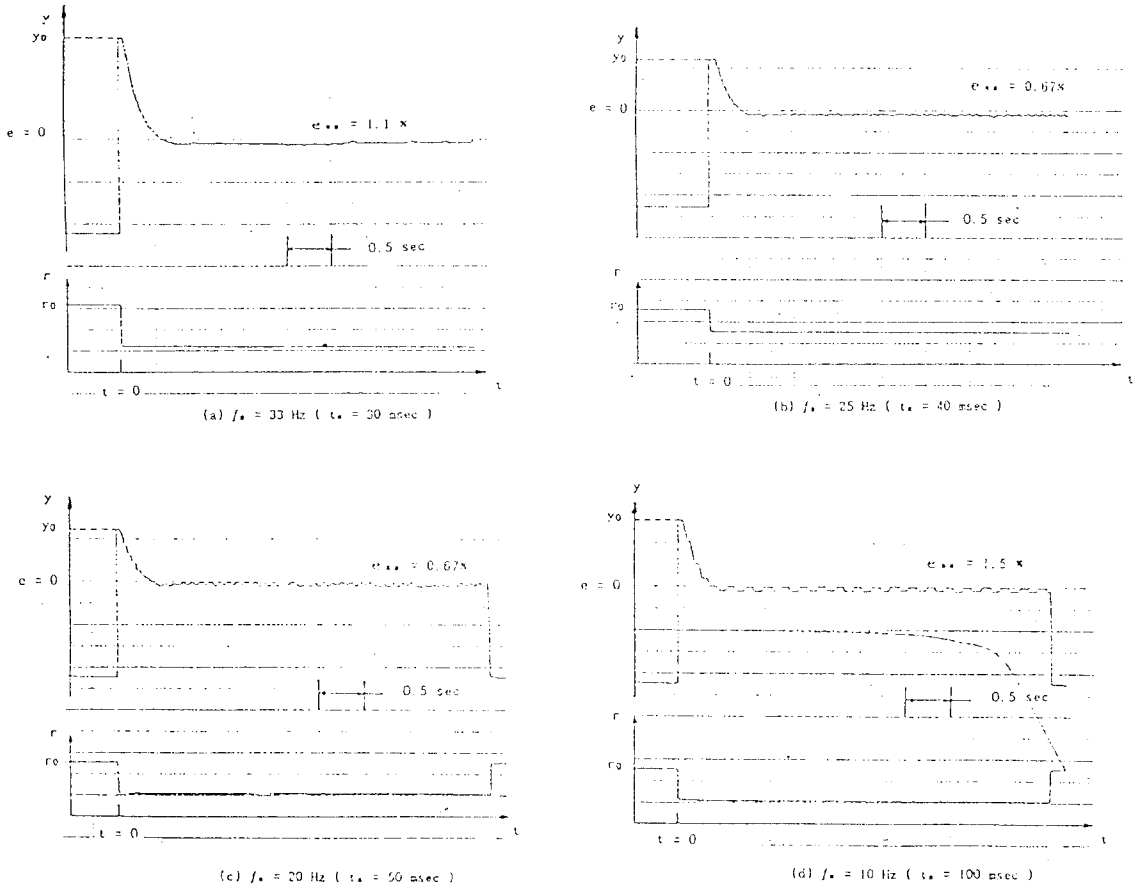


Fig. 4-2 파수 변동에 따른 입력신호에 대한 변위 오차 (데드타임 3% 보상,  $K_p=1$ )

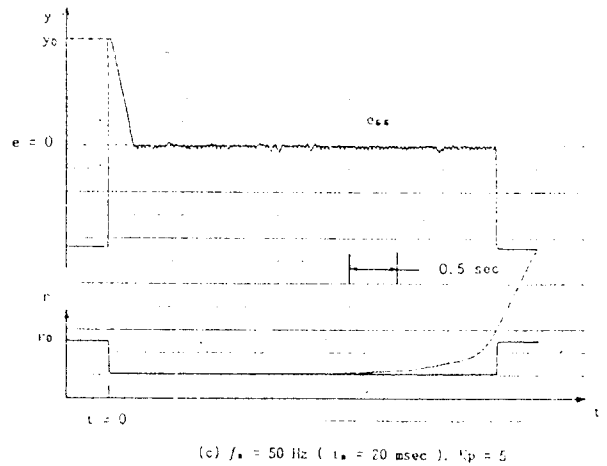
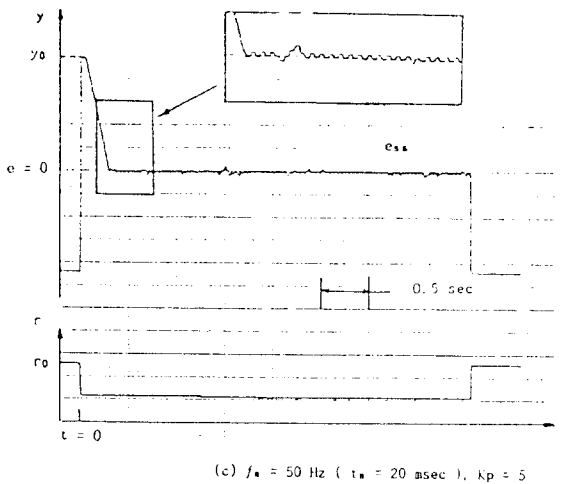
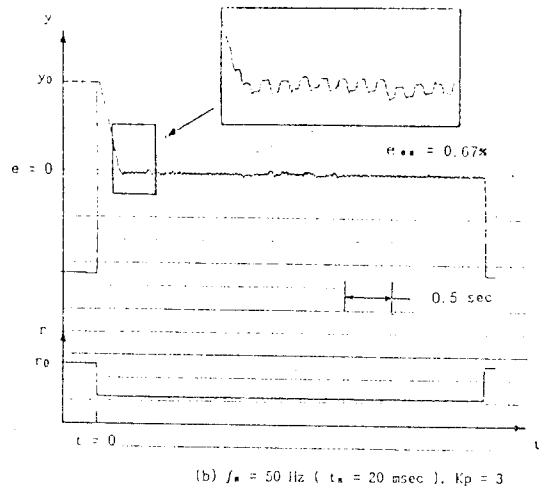
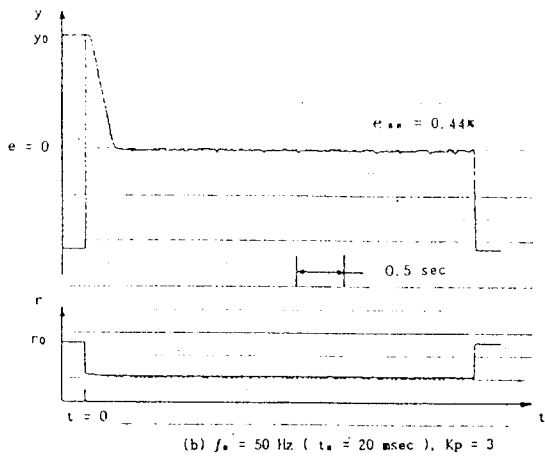
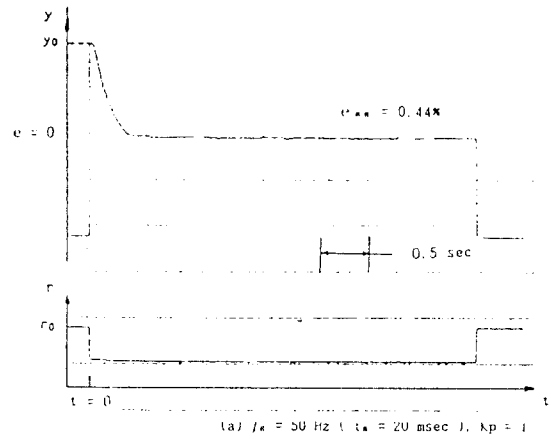
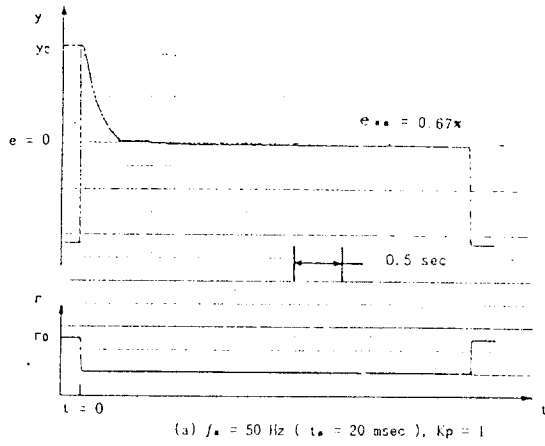


Fig. 4-3 데드타임 2% 보상에 따른 입력 신호에 대한 변위 오차

Fig. 4-4 데드타임 3% 보상에 따른 입력 신호에 대한 변위 오차

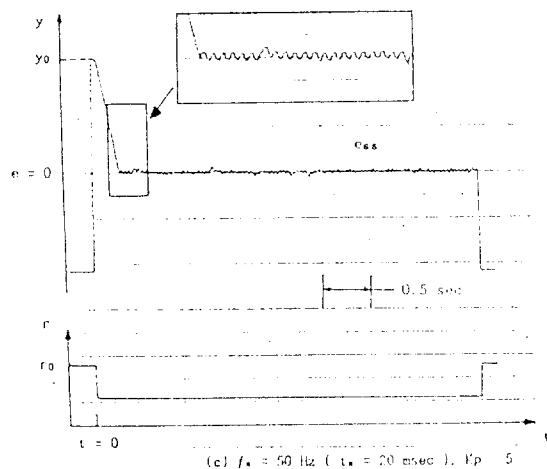
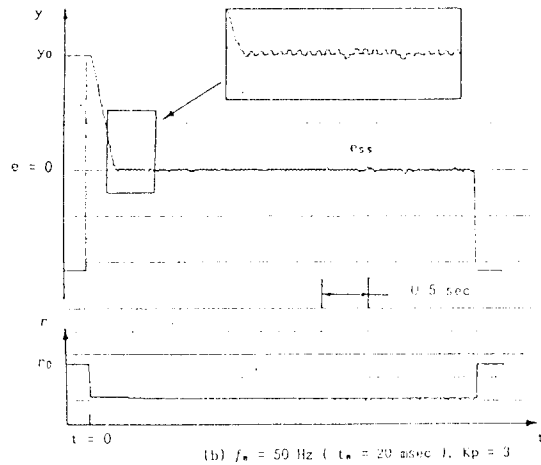
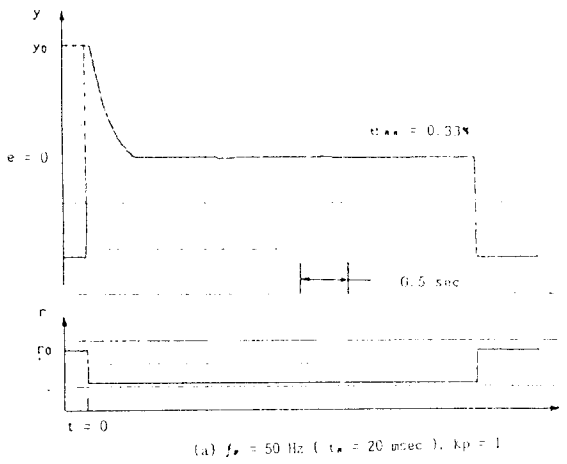


Fig. 4-5 데드타임 4% 보상에 따른 입력 신호에 대한 변위 오차

전장의 단순 PWM에서는  $K_p$ 가 5에서 현팅이 발생하기 시작하는데 비해 이 경우 정착시간의 고찰과 마찬가지로  $K_p$ 가 3에서 이미 현팅이 발생하므로 오차신호에 대하여 감도가 큰 불안정한 제어가 행하여짐을 알 수 있다. Fig. 4-5는 데드타임 2[%] 보상, 주파수 50[Hz]에 대한 실험으로서  $K_p$ 가 5 일 때 앞서서와 같은 현상이 발생함을 알 수 있다. 따라서 데드타임의 보상은 정상상태오차를 감소시킬 수는 있으나 현팅에 의한 시스템의 불안정을 야기시킬 수 있어 데드타임의 보상량을 적정선으로 한정하지 않으면 안된다. 본 실험에서는 2[%] 정도의 보상으로 양호한 결과를 얻을 수 있었다.

#### 4-2. 차동PWM제어의 제안

전장에서 지적한 단순 PWM의 몇가지 단점과 데드타임보상시 나타난 문제점을 해결하기 위하여 두 개의 고속전자밸브의 개폐타이밍을 조정하는 차동PWM(Differential PWM)방식을 제안한다. 차동PWM방식이란 두 개의 고속전자밸브의 개폐타이밍을 조정하여 피스톤 전후에 임의의 폭의 유체 Pulse를 주는 방식으로서 차동변조율-유량 특성은 Fig. 4-6에서 보는 바와같이 미소한 변조율에 대해서도 양호한 선형적 관계를 유지하므로 위치결정 정도에 대폭적인 개선을 가져왔다.

##### 가. 구동원리

Fig. 3-1의 전자유압시스템에서 액츄에이터의 구동력은 양 실린더실내의 유체Pulse에 의해서 주어진다. 예를 들면 Fig. 3-1의 시스템에서 Valve 1을 변조율 50%로서 구동(On)하는 경우 (이때 Valve 2는 Off이다), 양 실린더실내에는  $\tau=50\%$ 의 유체펄스파형이 생기고 이것에 의해 피스톤은 오른쪽 방향( $x>0$ )으로 구동된다. 먼저 양 실린더실

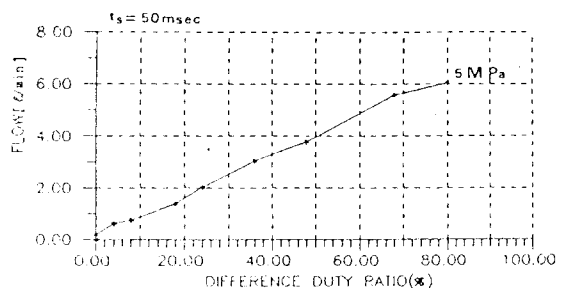


Fig. 4-6 차동PWM제어에 있어서  $\Delta r$ 와 유량 관계

내의 유체Pulse에 주목하고 이것을 변조율에 의하여 제어하는 경우에 관하여 생각한다. 지금 입력으로서의 변조율을  $\Delta\tau = \tau_1 - \tau_2$ 로서 정의하고  $\tau_1$ 에 의해서는 P<sub>1</sub>의 압력 Pulse를,  $\tau_2$ 에 의해서는 P<sub>2</sub>의 유량Pulse로 만드는 것으로 한다. 여기서  $\Delta\tau = 0$ 인 경우에는 P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>가 모두 변조율이 50%이고 같은 위상의 펄스열을 주는 것으로 한다. 이때 밸브의 개폐 타이밍이 밸브 1, 2가 모두다 동시에 있다고 하면 차압 P<sub>1</sub>-P<sub>2</sub>=0이므로 액츄에이터는 움직이지 않는다. 이상과 같은 원리로 단순 PWM 제어의 단점과 데드타임 보상시의 문제점을 해결하고 고정도의 위치제어를 실현하고자 한다.

Fig. 4-7은 차동PWM 제어를 위한 플로우차트이며 여기서 DF는 차동펄스폭을 나타낸다. 차동 변조율(Differential Duty Ratio)  $\Delta\tau$ 의 값으로서 입력오차의 크기에 따라 Valve1과 Valve2에 전달되는 제어펄스를 형성하여 Valve 1dptsms df만큼 닫아주고 Valve 2에서는 같은 양만큼 열어 주어 유량을 공급하게 된다. Fig. 4-8은 이러한 차동PWM방식 제어에 따라 Valve 1과 2에 주어지는 제어펄스의 예이다.

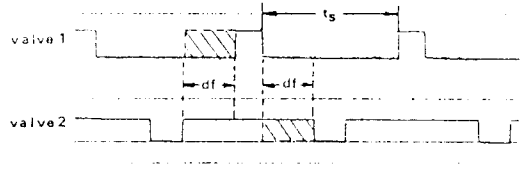


Fig. 4-8 Valve 1과 2에 전달되는 제어펄스의 예

나. 실험 및 결과고찰

Fig. 4-9는 차동PWM방식으로 제어할 때 주파수 변화에 따른 입력과 변위오차에 대한 실험결과로서 주파수를 10~50[Hz]로 변화시켜 가며 실험하였다. 주파수가 50[Hz]일 때 정상상태오차는 6.67%로서 대단히 큰 오차가 발생하였으며 정정시간은 약 0.9[sec]로 나타났다. 이는 고주파수로 인하여 차동 PWM의 제어효과가 충분히 나타나지 않은 것으로 사료된다. 주파수를 33[Hz]로 조정하였을 때 정상상태오차는 현저히 감소하여 4%로 나타났으나 정정시간은 각각 1.5[sec]로서 주파수의 변화에 대하여 무관함을 알 수 있다. 주파수를 25, 20 그리고 10[Hz]에서 실험한 결과 정상상태오차는 모두 나타나지 않았으며 정정시간은 주파수가 10[Hz]일때 0.7[sec]로서 약간 향상되었다. 한편 데드타임 보상시 나타났던 헌팅의 현상은 어느 경우에서는 전혀 발생하지 않았다.

이상과 같은 차동PWM방식 제어의 실험결과에 대하여 다음과 같은 사실을 알 수 있다. 먼저 정상상태오차는 Fig. 4-9에서 보는 바와 같이 단순 PWM제어에 있어서 발생하는 극단적인 변조율-유량의 비선형성이 차동PWM식 제어에서는 양밸브의 동시작동으로 해소되기 때문에 유량특성이 선형성을 유지할 수 있어 전체적으로 제1형의 전달함수형태를 유지하므로 정상상태오차가 발생하지 않는 것이다. 그러나 Fig. 4-6의  $\delta$ 와 같이 Valve1과 Valve2의 개체차(Physical Difference of Device)로 인하여 완전한 차동변조율-유량특성의 선형성은 이루어지지 않으며 계에서의 이러한 개체차에 대한 보상이 이루어져야 될 것으로 사료된다. 그러나 정정시간은 단순PWM제어나 데드타임 보상식에 비하여 길게 나타난 이유는 Fig. 4-8에서 df라는 작은 유체Pulse로서 유압 실린더를 구동하기 때문으로 판단된다.

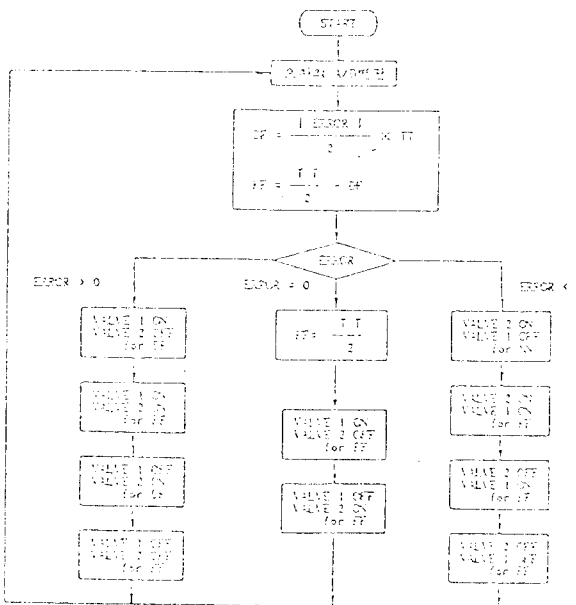
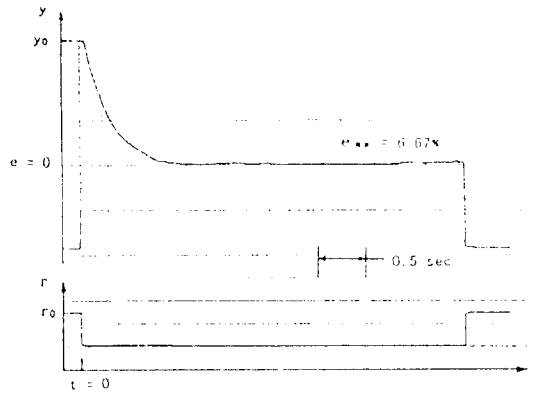
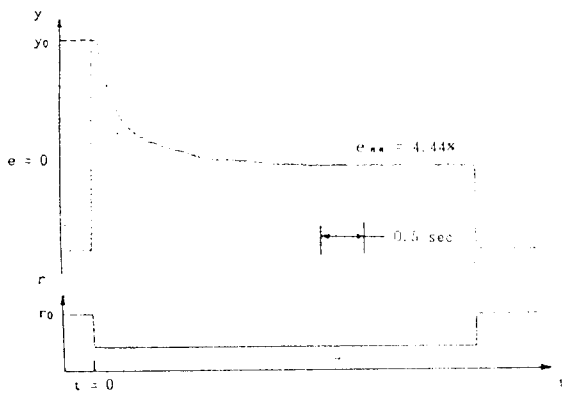


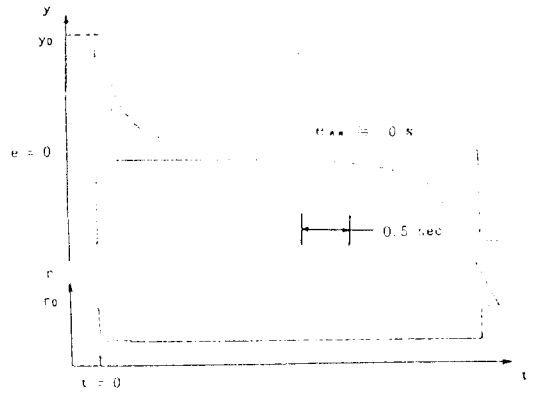
Fig. 4-7 차동식 PWM 제어를 위한 플로우 차트



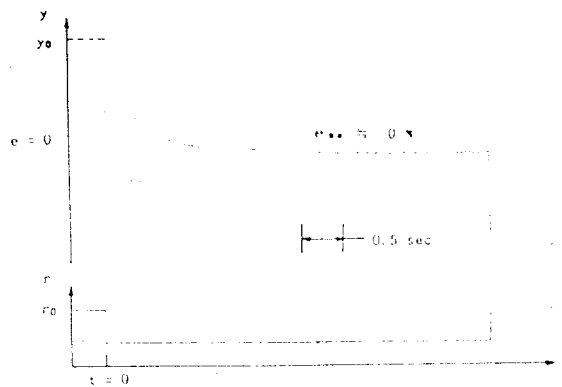
(a)  $f_n = 50 \text{ Hz}$  ( $t_n = 20 \text{ msec}$ )



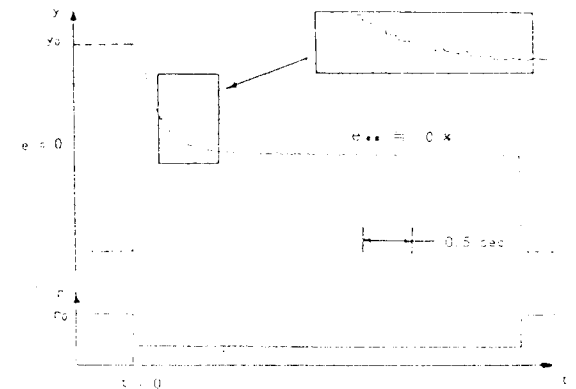
(b)  $f_n = 33 \text{ Hz}$  ( $t_n = 30 \text{ msec}$ )



$e_{max} = 0\%$



(d)  $f_n = 20 \text{ Hz}$  ( $t_n = 50 \text{ msec}$ )



(e)  $f_n = 10 \text{ Hz}$  ( $t_n = 100 \text{ msec}$ )

Fig. 4-9 입력 신호에 대한 변위 오차 (자동식 PWM 제어)

## 5. 결 론

고속전자밸브를 이용한 디지털 유압서어보제를 구성하여 마이크로컴퓨터로서 PWM신호를 발생시켜 위치제어를 행하기 위하여 먼저 고속전자밸브의 개폐시간, 유량-압력선도 그리고 유량-변조율선도등의 특성실험을 실시하였다. 유압실린더의 마찰, 밸브의 개폐시간, 유량과 변조율에 따른 비선형성 그리고 밸브의 기계적 특성에 기인한 정상상태오차를 감소시키고 정착시간의 개선을 위해서 변조율에 대한 데드타임 보상을 실시하였고 차동PWM방식을 적용하여 실험을 실시한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 데드타임 보상을 행한 결과 정상상태오차는 감소하였으나 정정시간을 개선하기 위하여 비례게인을 높여준 결과 헌팅등에 의한 유압실린더의 불안정이 발생하였고 보상한 데드타임량에 따라 차이가 있었다.

(2) 차동PWM방식에 의한 유압실린더의 위치제어를 실시한 결과 고주파수에서는 대단히 큰 정상상태오차가 발생하였으나 저주파수역에서는 정상상태오차가 제거되었으며 헌팅등에 의한 불안정이 개선되어 만족할 만한 결과를 얻었다.

향후 밸브등의 개체차에 대한 계에서의 보상문제, 유체출력펄스열의 해석, 최적 PWM주파수의 이론적 증명, 고급제어기법에 의한 PWM구동-전기유압어제에의 응용에 관한 연구가 이루어져야 한다.

## 참고문헌

1) Robert H. Maskrey, "A Brief History of

Electro-Hydraulic Servomechanism", ASME 100, DSMC 1978.

2) 田中裕久, "油空壓の ディジタル制御", 油壓と空氣壓, 第16卷 第1號, pp. 3-11, Jan 1988.

3) 田中裕久, 油空壓の ディジタル制御と應用, 近代圖書株式會社, 1977.

4) Hirohisa Tanaka, Hiroyoshi Tanaka, and Kazuo Araki: "Electro-Hydraulic Digital Control of 3-Way On/Off Solenoid Valves", 日本機械學會論文集, 50卷458號, pp. 2663~2666, 1985.

5) 田中裕久, "高速電磁弁に關する研究", 日本機械學會論文集, 50卷 457號, pp. 1594~1601, 1984-9.

6) 武藤高義, 山田宏尚, 末松良一, "2方向型電磁弁によ油壓アクチュエータのPWMディジタル制御", 油壓と空氣壓, 第19卷 第7號, pp. 564~571, 1988.

7) G. Mansfeld, "Fast Switching Ball Valves as Digital Control Elements for an Electro-Hydraulic Servo Actuator", 6th International Fluid Power Symposium, Apr. 6~10, 1981.

8) Herbert E.Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, 1967.

9) Robert H. Marskrey, "The Role of Microprocessor in Closed Loop Electrohydraulic Control Systems", Moog Technical Bulletin 142, 1978, Moog Inc.

10) 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, 1988.