

공학석사 학위논문

고속온오프밸브를 사용한 유압 실린더 위치 및 압력 제어에 관한 연구



2006년 2월

부경대학교 산업대학원

자동차학과

임 종 현

이 논문을 임종현의 공학석사
학위논문으로 인준함

2006년 1월 6일

주 심 공학박사 백운경 (인)

위 원 공학박사 이일영 (인)

위 원 공학박사 장지성 (인)



목 차

Abstract	ii
Nomenclature	iv
1. 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구의 목적	2
2. 시스템의 개요	3
2.1 시스템의 구성	3
2.1.1 고속 온·오프 전자 밸브	3
2.1.2 장치의 구성	5
2.2 밸브 드라이버 회로	8
2.2.1 정전류형 구동 드라이버	8
2.2.2 3전압형 구동 드라이버-1형	9
2.2.3 3전압형 구동 드라이버-2형	10
3. 기초 이론	11
3.1 제어 신호	11
3.1.1 유공압 제어의 개념적 분류	11
3.1.2 펄스폭 변조 (PWM)	12
3.2 유량 제어의 특성	13
4. 밸브의 응답 특성	19
4.1 밸브의 응답성 개선	19
4.2 정상상태 압력 제어 특성	21
5. 밸브의 제어 특성 실험 결과 및 고찰	23
5.1 실린더-스프링 부하계의 위치제어	23
5.2 고정 실린더 내의 압력제어	27
6. 결론	34
참고문헌	35

A Study of Position and Pressure Control of Hydraulic Cylinder with High Speed On/Off Valve

Jong-Hyun Im

*Department of Automotive Engineering, Graduate School
of Industry, Pukyong National University*

Abstract

High speed on/off solenoid valves have been used for pressure control or flow control in hydraulic servo system for various machines. These systems require faster valve switching speed to improve control precision. The authors designed and manufactured an electronic valve driving circuit with fast response characteristics by using a 3 power source. In experiments by using a hydraulic system incorporating the new valve driving circuit, the new circuit shortened the switching delay time from 5 ms to 1.3ms. And also the hydraulic system with the new circuit showed excellent position tracking control performances. And also the author investigated characteristics of pressure in the hydraulic cylinder.

The main results obtained are as follows :

(1) When we use the three power source type valve driver designed and manufactured in this paper, the valve opening time was shortened from 5ms to 1.3ms. Accordingly the valve opening duration time has been shortened drastically by 1/5, compared to the timing of the traditional constant current type valve driver circuit.

(2) The steady state control characteristics are investigated by applying three power source type valve driver designed and

manufactured to the hydraulic cylinder.

In case of using three power source type valve driver to control hydraulic system, the range which the system has no response investigated by changing carrier wave frequency.

When carrier wave frequency is 100Hz, using three power source type valve driver, the high speed on/off valve is not moving from duty ratio 0% to 20%.

(3) Position tracking control characteristics are investigated using PI controller. When using three power source type valve driver(2), good position control characteristics are shown by comparing between three power source type valve driver and constant current type valve driver.

(4) Pressure control characteristics are investigated by using three power source type valve driver and good pressure control characteristics are obtained applying PI controller

(5) It is possible to use high speed on/off valve in the pressure control of clutch actuation with automatic transmission system. The author investigated pressure reduced method using PI controller and also it is known that the characteristics of pressure increases during power shift which causes vibration in vehicle.

Nomenclature

A, A_s	: area	[m ²]
C_d	: discharge coefficient	[·]
f_c	: carrier frequency	[Hz]
K_i	: integral gain	[·]
K_p	: proportional gain	[·]
P_a	: atmospheric pressure	[N/m ²]
P_L	: load pressure	[N/m ²]
P_s	: supply pressure	[N/m ²]
$\overline{P_L}$: mean load pressure	[N/m ²]
$\overline{P_L}^*$: dimensionless mean load pressure	[·]
$\overline{Q_{in}}$: mean flow entering to control volume through valve	[l/min]
$\overline{Q_L}$: mean load flow	[l/min]
$\overline{Q_L}^*$: dimensionless mean load flow	[·]
$\overline{Q_{out}}$: mean flow leaving control volume through valve	[l/min]
t	: on time	[s]
T	: period	[s]
t_a	: actual on time	[s]
t_{on}	: delay time of valve opening	[s]
t_{off}	: delay time of valve closing	[s]
X_p	: displacement of piston	[m]
ρ	: fluid density	[kg/m ²]
τ	: duty ratio	[%]
τ_a	: dimensionless actual on time	[·]
τ_{on}	: dimensionless delay time of valve opening	[·]
τ_{off}	: dimensionless delay time of valve closing	[·]

1. 서 론

1.1 연구 배경

유압 서보 제어계에서 유량 또는 압력 제어를 위해 사용되는 밸브로는 서보 밸브(servo valve), 비례 전자 밸브(proportional control valve), 고속 온·오프 전자 밸브(high speed on/off solenoid valve)가 있다.

유압밸브 제어기는 아날로그식과 디지털식이 있으나 아날로그 방식으로 제어하는 고성능 유압밸브인 서보밸브나 비례제어밸브는 디지털 제어기와 연결 될 때에는 A/D변환기, D/A변환기와 증폭기를 사용하여 신호를 변환하여야 하므로 제어회로가 복잡하여지고 시스템 구성에 비용이 많이 든다.^[1]

비례 전자 밸브와 고속 온·오프 전자 밸브의 성능은 제어의 정밀성과 응답성의 면에서 서보 밸브의 성능에 미치지 못하는 못하지만 가격이 저렴하고 오염 관리가 용이한 이점이 있기 때문에 일반 산업용 유압 서보 시스템에 널리 이용되어 왔다.

위의 밸브들 가운데서 고속 온·오프 전자 밸브는 비교적 적은 유량을 정밀하게 제어할 목적으로 사용하기에 유리한 밸브로서, 중·대용량 비례 전자 밸브의 파일럿 밸브로 사용되거나, 가변 용량형 펌프의 사판 제어용,^[2] 소형 유압 실린더의 위치·압력제어용, ABS 브레이크 장치에서 밸브 등 널리 사용되어 질 수 있다. 하지만 고속 온·오프 전자 밸브는 펄스 폭 변조(pulse width modulation, PWM) 신호에 의하여 수십 Hz의 주파수로 개-폐(on-off) 작동하면서 부하 측의 유량 또는 압력을 제어하는 관계로 부하 측 유로에 큰 압력 맥동이 존재하는 것이 특징이다. 이 맥동은 제어의 응답성저하와 장치가 복잡해지는 단점을 초래한다.

고속 온·오프 전자 밸브는 펄스 폭 변조(PWM) 신호에 의하여 고속으로 개폐함으로써 유체 펄스열을 만들어서 평균적인 유압출력을 제어하게 된다. 이러한 유체 펄스 폭 변조제어법은 컴퓨터와의 접목성이 우수하고 작동 신뢰성을 높일 수 있기에 자동차, 건설기계 등의 전자유압제어에 널리 사용되고 있다. ^[3]

하지만 PWM 제어에 의한 전자 유압 서보 기구에서는 변조 주파수를 높여야 따라 제어 정밀도가 높아지기 때문에 전기적 입력 신호에 대하여 신속히 동작하는 고속응답밸브가 필요하므로^[4] 고속 온·오프 전자 밸브를 정밀 제어에 사용하기 위해서는 밸브와 구동회로의 개선이 필요하다. 따라서 밸브의 제어 용량을 유지하면서도 고속화를 달성하려면 솔레노이드를 여자 하는 전자회로를 개선하

여 응답 지연을 전기적으로 보상하는 방법이 효과적이다. 솔레노이드의 인덕턴스에 의한 전압 응답의 지연을 보상하는 밸브 구동회로로는 솔레노이드 전압 피드백에 의한 정 전류형(constant current type) 회로, 3전원형(3 power source type) 회로 등이 알려져 있다. 이러한 전압 응답 지연 보상회로 가운데 매우 효과적인 방법을 사용하여 고속 온·오프 밸브의 응답성 개선과 유체 클러치 등 유압계에서 필요로 하는 응답성을 얻기 위한 방법을 제안하고 실험을 통하여 검증하고자 한다.

1.2 연구의 목적

본 연구에서는 고속 온·오프 전자 밸브의 응답성을 개선하기 위해 밸브 구동 회로를 통상적으로 사용되고 있는 정 전류형 구동회로 대신에 3전원형 밸브 구동회로로 개선하였으며 실험적으로 정 전류형 회로와 3전원형 회로를 사용했을 시의 고속 온·오프 전자 밸브의 개폐시간을 측정하여 그 효과를 검증하였다.

또한 실린더 변위의 폐루프 제어에 3전원형 밸브 구동회로를 적용한 고속 온·오프 전자 밸브를 사용하여 제안한 구동회로의 효과를 원하는 압력 및 위치에 도달할 수 있도록 제어하였으며 그 결과를 나타내었다. 또한 산업용이나 건설용 차량 변속기에서 충격 완화를 할 수 있는 부드러운 변속이 가능한 가를 보여 준다.^[5]

2. 시스템의 개요

2.1 시스템의 구성

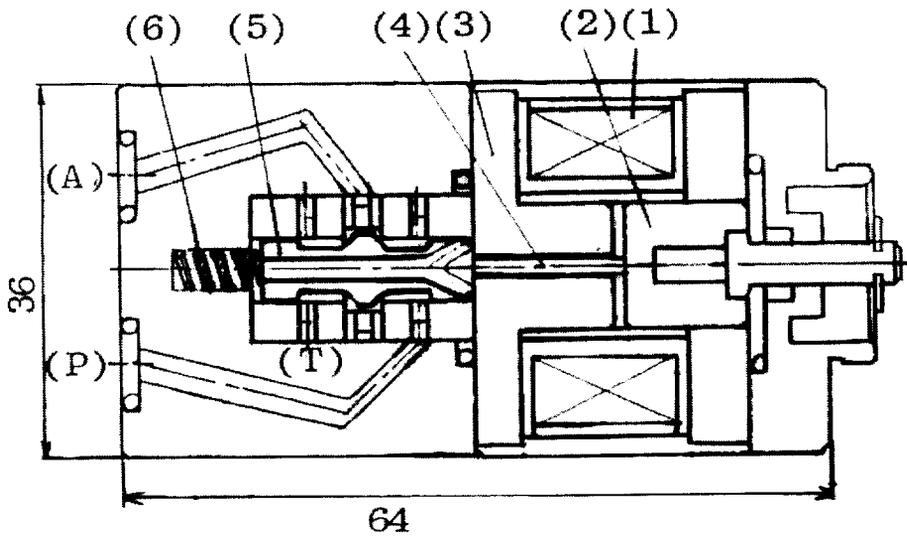
2.1.1 고속 온·오프 전자 밸브

고속 온·오프 전자 밸브에는 2위치 2방향밸브와 2위치 3방향밸브가 있으나 이 실험에서는 2위치 3방향 밸브를 사용하고 있다. 이 밸브는 미소한 유체펄스열을 형성하여 유량이나 압력을 제어함으로써 유압실린더나 유압모터의 힘, 속도 그리고 위치 등을 제어 하는 용도로 사용된다. 전기적 펄스신호를 유체펄스열로 변환하는 밸브에는 고속 온·오프 전자 밸브가 있는데 이 밸브는 구동회로가 단순하고 개폐시간이 2~5ms인 양호한 응답성을 가지고 12V의 전원을 사용하므로 마이크로컴퓨터와의 연결도 적합하다. 상기한 고속 온·오프 전자 밸브로서 유체 펄스열을 만들어 유압 액추에이터(실린더나 모터)를 제어하는 방법은 작동상의 신뢰성 향상과 제어밸브의 구조나 전류증폭기를 단순화할 수 있고 저가격으로 유압서보기구를 구성할 수 있을 뿐 아니라, 이와 같이 구성된 시스템은 서보밸브 등에 비하여 오염에 강한 등 여러 가지 장점을 가지고 있다.

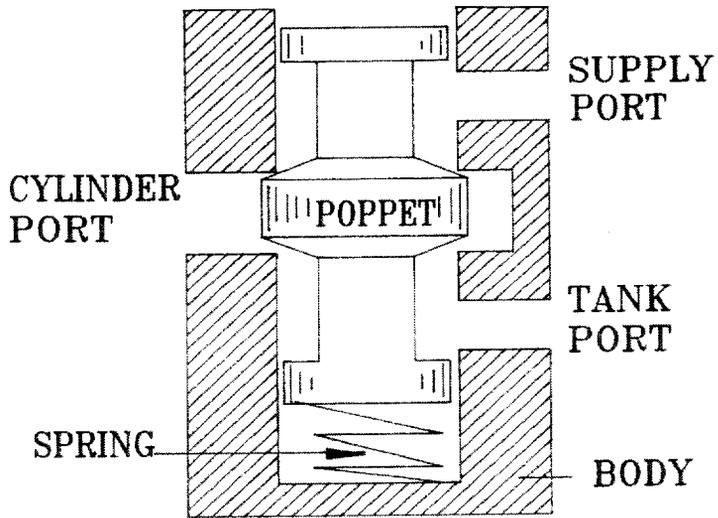
이러한 고속 온·오프 전자 밸브에 의한 유체제어의 구상은 컴퓨터로 제어되는 유압시스템으로 구체화되고 저 가격화 되어 넓은 용도의 전기·유압시스템의 구성에 활용코자 하는데 그 목적이 있다. 전기신호에서 기계적 조작력을 얻는 방법은 솔레노이드, 가동코일, 혹은 압전소자 등이 있고 여기에 사용되는 밸브는 누설을 최소화하기 위해서 시트형인 볼 밸브나 포핏 밸브형이 많다.^[6]

본 연구에서 사용하는 밸브는 Nachi사가 제조한 3방향형 고속 온·오프 전자 밸브이며, 그 전체 구조를 Fig. 1의 (a)에 나타내었다. 이 밸브는 밸런스형 포핏 밸브와 솔레노이드로 구성된 2위치 3방향 밸브이며, (1)은 솔레노이드, (2)는 가동자(plunger), (3)은 고정자, (4)는 푸쉬 로드, (5)는 3방향 밸브, (6)은 스프링이다. Fig. 1 (b)는 이 밸브의 포핏부 구조에 대한 이해를 돕기 위한 그림이다.

대상 밸브는 정격전압 및 전류가 12/24 V, 2.4/1.2 A, 제품규격서상의 밸브 개방 시간(T_{on}) 및 밸브 폐쇄시간(T_{off})는 각각 4~6 ms와 1.5~2.5 ms, 최고압력 170 bar, 최대/정격유량 8/3 ℓ /min, 코일 저항(20°C에서) 5 Ω 이다.



(a) structure of the high speed on/off solenoid valve [3 way 2 position type]



(b) the poppet portion of the HSSV

Fig. 1 Structure of the high speed on/off solenoid valve

2.1.2 장치의 구성

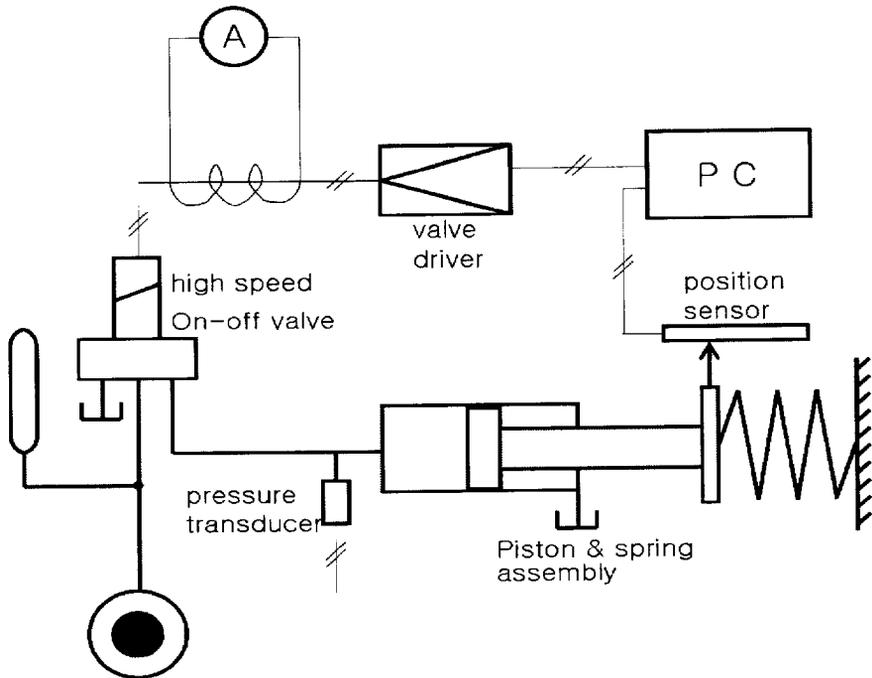


Fig. 2 Configuration of the experimental system

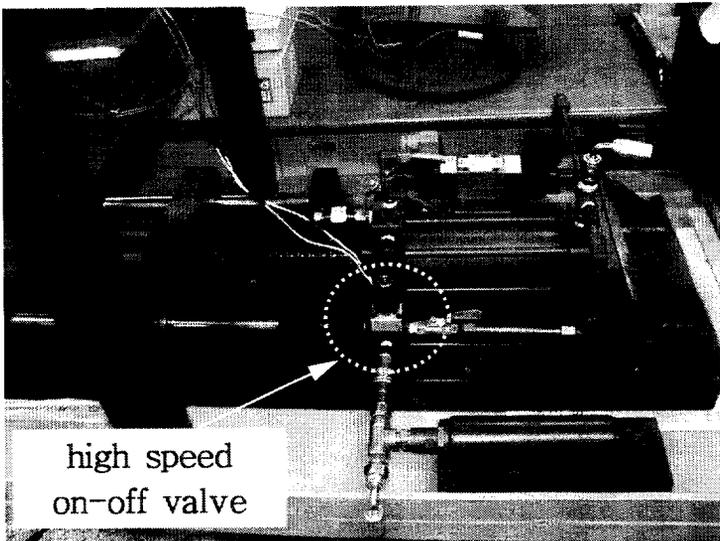


Fig. 3 Photograph of the experimental system(1)

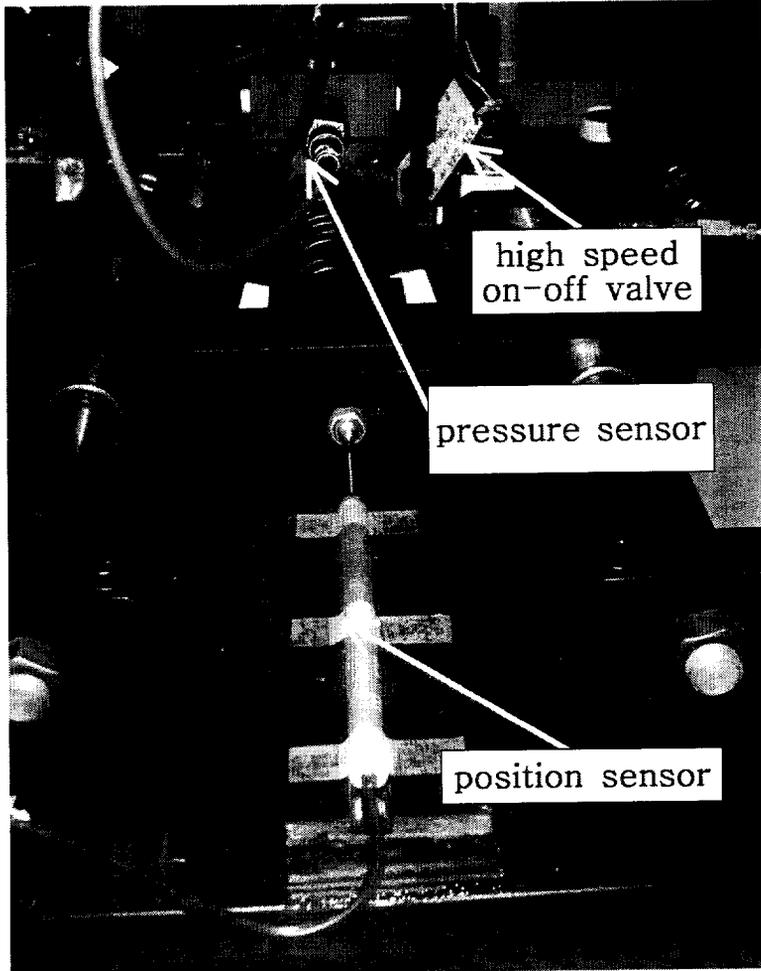


Fig. 4 Photograph of the experimental system(2)

① 밸브 드라이버

duty time을 드라이버에서 설정해주면 PC에서 드라이버로 공급되는 전압신호에 따라 밸브로 공급되는 PWM신호를 생성한다.

② 제어용 컴퓨터

simulink 로 구성된 구동용 프로그램을 사용하여 제어한다.

- AD/DA 카드 : PCI-6024E
- 제어용 기반 S/W : real time windows target of Matlab 6.5

③ 위치 센서(position sensor)

최대 스트로크 138mm이다. 센서로의 공급 전원은 15V이며 1V당 0.75cm를 나타낸다.

④ piston & spring assembly

- piston head area : 10cm^2
- 스프링 탄성계수 : 84880 N/m

저 마찰형 피스톤으로 구성되어 있다.

⑤ 압력 센서(pressure sensor)

정격압력 200bar이며, 압력 스트레인 앰프에서 게인과 영점을 조정한다.

⑥ 고속온오프 밸브(high speed on/off solenoid valve)

12/24V를 가할 때 2.4/1.2A를 필요로 한다. 따라서 솔레노이드 코일의 저항은 5Ω 이다.

⑧ 전류 센서(current sensor)

비 접촉방식의 홀센서를 사용한다.(정격 측정 전류: 최대 200A)

⑨ 전원 공급 장치(power supply)

밸브의 전원(12V, single power supply), overshoot & undershoot 전원(각 30V, double power supply), 위치 센서로의 전원(15V, SMPS)

Fig. 2, Fig. 3과 Fig. 4 는 실험에 사용한 유압 시스템의 회로도 및 실험장치의 사진을 나타낸 것이다. 유압실린더 헤드측 단면적은 10cm^2 , 초기체적 즉 실린더 내 압력이 0 bar일 때의 체적이 30cm^3 , 부하 발생용으로 사용한 코일 스프링의 탄성계수는 84,880 N/m이며, 유압실린더는 저마찰형으로 제작된 실린더이다. 실험에서 계측하는 신호는 컴퓨터로부터의 출력전압, 솔레노이드로 공급되는 전압 및 전류, 실린더내 압력, 피스톤 변위의 5종이다. 전류측정에는 응답시간 $5\mu\text{s}$ 의 유도형 전류계를 사용하였다.

2.2 밸브 드라이버 회로

2.2.1 정전류형 밸브 구동 드라이버

Fig. 5는 달링턴 회로를 사용한 종래의 일반적인 고속 온·오프 전자 밸브용 정전류형(constant current type) 구동회로[이후 드라이버 (1)로 칭함]의 회로도이며, Fig. 6는 3전원형 회로의 작동원리에 기초하여 본 연구자들이 설계, 제작한 구동회로[이후 드라이버 (2)로 칭함]의 회로도를 나타낸 것이다. Fig. 7은 제작한 드라이버 (2)의 사진이다.

Fig. 5에 나타낸 드라이버 (1)의 회로 사용시에는 밸브 솔레노이드에 계단상으로 정격 전압신호(on 신호)를 가했을 때에 코일에서의 역기전력 때문에 밸브 개방 시간이 다소 지연되며, 전압공급을 차단했을 때는 코일을 통하여 흐르던 전류의 관성에 의하여 서지(surge) 전압이 발생할 수 있다.

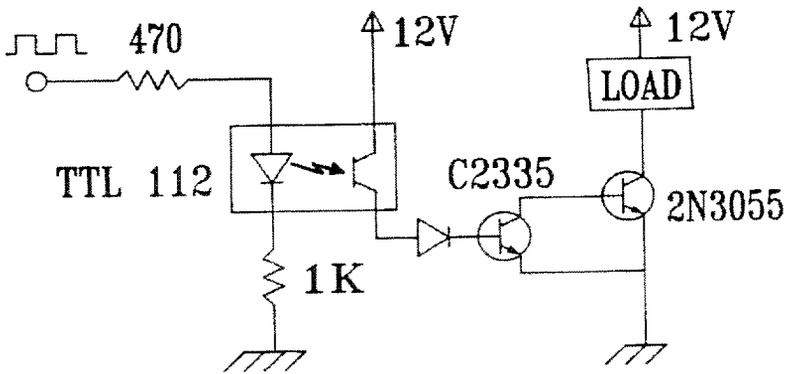


Fig. 5 Electric circuit of the driver (1)

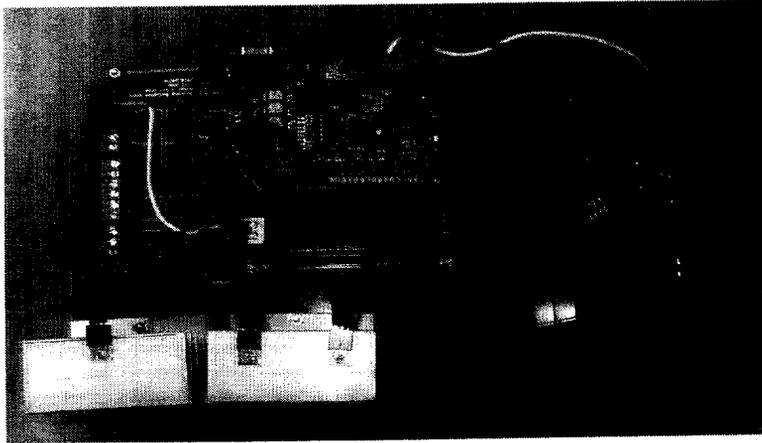


Fig. 6 Photograph of the driver (2)

2.2.2 3전압형 구동 드라이버 - 1형

Fig. 7에 나타낸 드라이버 (2)의 회로는 솔레노이드에 3종의 전압을 가할 수 있는 트랜지스터 회로로 제작하였으며, 코일에 20Ω 의 저항을 직렬로 연결함으로써 전압 인가 초기에 비교적 높은 전압을 인가하면서도 정상상태 전류치를 정격치 이하로 제한하고, 큰 역기전력의 발생이 없도록 설계하였다. 또한 전압공급 차단 시에 코일을 통하여 흐르던 전류의 관성에 의하여 발생하는 서지 전압으로부터

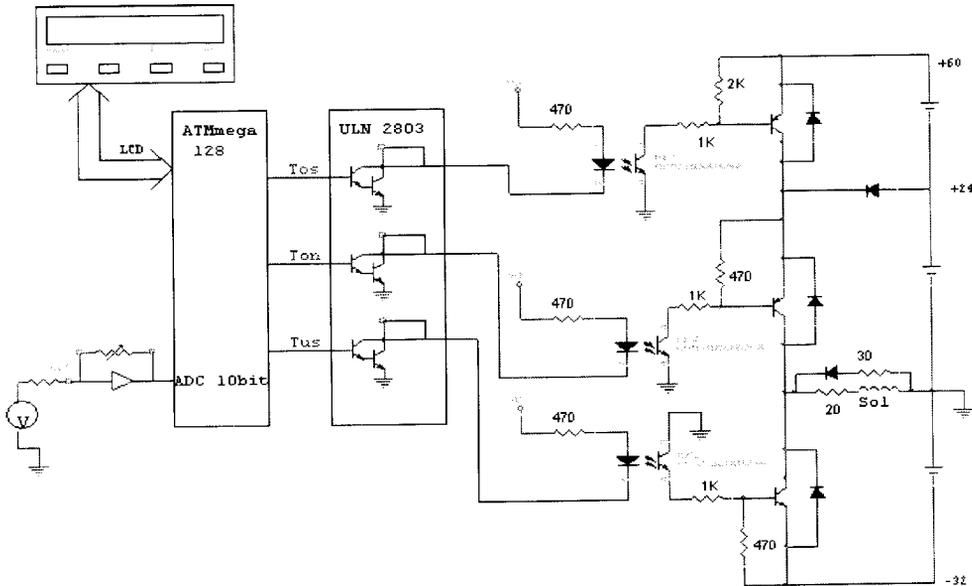


Fig. 7 Electronic circuit of the driver (2) - 1형

트랜지스터를 보호할 목적으로 솔레노이드코일에 병렬로 다이오드 및 저항을 설치하였다. 드라이버 (2)의 회로는 Fig. 4에서 보는 바와 같은 오버슈트 전압 존속 시간(T_{os}), 언더슈트 전압 존속 시간(T_{us}), PWM 신호 듀티 시간(duty time)을 설정하고, PWM 신호를 생성하는 기능을 갖는 마이크로프로세서(ATMega 128), 신호증폭용 달링턴 회로(ULN 2803) 등으로 구성하였다.

2.2.3 3전원형 구동 드라이버 회로 - 2형

서지 전압에 대하여 회로를 보호하기 위해 밸브에 연결된 직/병렬의 저항이 성능에 크게 영향을 미치지 못하고 단지 과도한 에너지 소모를 일으킨다는 판단으로 밸브에 공급되는 전압은 12V를 사용하고 밸브에 연결되어 있는 30Ω의 저항은 단락시키고 20Ω의 저항은 점프시켜 사용하였다.

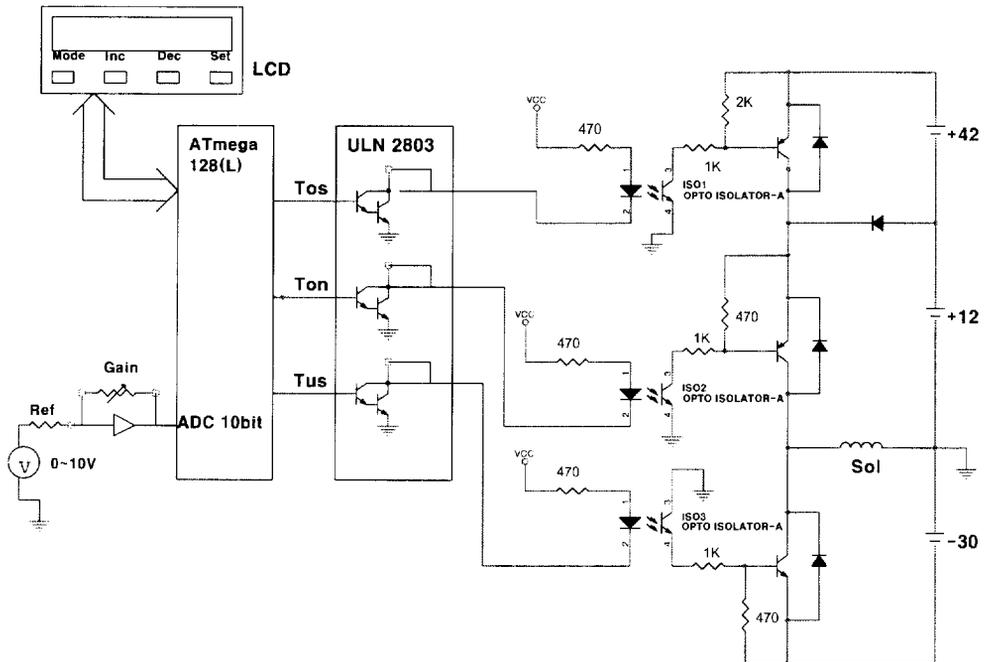


Fig. 8 Electronic circuit of the driver (2) - 2형

3. 기초 이론

3.1 제어신호

3.1.1 유공압 제어의 개념적 분류

Table 1은 유공압 디지털제어를 개념적으로 분류한 것이다. 유체제어의 관점에서 보면 유체를 연속적으로 제어하는 방법과 펄스적으로 제어하는 방법이 있으며 각 제어에 사용하는 밸브와 그 구동회로는 서로 다르게 구성된다.

Table 1 Conceptual classification of hydraulic control ^[7]

Control type	Valve type	control form
Continuously hydraulic control	Servo valve	
	Proportional valve	
	Pulse motor controlled valve	
Pulse hydraulic control	High speed on/off valve	PWM(pulse width modulation)
		PFM(pulse frequency modulation)
		PNM(pulse number modulation)
		PCM(pulse code modulation)
		PAM(pulse amplitude modulation)

연속적 유체제어법은 아날로그형으로 작동하는 밸브로써 압력, 방향 그리고 유량을 제어하는 것으로 서보 밸브와 전자 비례 제어 밸브 등이 그 작동수단으로 되며 이러한 밸브들은 디지털 또는 아날로그 컴퓨터 등으로 연산된 결과를 선형 증폭기 또는 D/A변환기 등에 의하여 형성된 아날로그신호로서 구동되며 출력 또한 연속적으로 제어하는 것이다. 그러나 이러한 시스템은 그 구성요소들로 인하여 시스템이 복잡하게 되는 경향이 있다.

이와는 달리 펄스적 유체제어법은 연산처리 된 디지털 펄스 신호열로써 밸브를 직접 구동(On/Off 작동)하여 간헐적인 유체출력펄스열을 형성하여 그 평균유량으로 유압시스템을 제어하는 것으로 이러한 제어법은 연속적 제어법에 비하여 시스템의 에너지를 절약할 수 있고 고속제어에 필요한 고주파수의 유체출력복조가 가능해지며 작동원리가 간단하고 밸브 구동회로가 단순해짐에 따라 시스템의 구성이 매우 간단하게 된다.

3.1.2 펄스폭 변조(Pulse Width Modulation : PWM)

유체 펄스열을 형성하는 펄스 변조법에는 펄스진폭변조법(Pulse Amplitude Modulation : PAM), 펄스주파수변조법(Pulse Frequency Modulation : PFM), 펄스폭변조법(Pulse Width Modulation : PWM), 펄스수변조법(Pulse Number Modulation : PNM) 그리고 펄스부호변조법(Pulse Code Modulation : PCM)등이 있는데 Fig. 9는 이러한 변조법의 형태를 나타낸 것으로서 유공압 제어에 있어서는 PWM 제어법이나 PCM 변조법이 실용화되고 있다.

펄스열에 의한 변조 제어법의 하나로 일정한 주기로 샘플링 되는 펄스의 폭을 입력신호에 따라 변환하는 변조법을 펄스폭변조법(Pulse Width Modulation : PWM)이라하며 PWM방식에 의한 밸브 구동은 입력 신호의 크기에 따라 밸브에 인가되는 On또는Off 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. 유압 또는 공기압 장치를 디지털제어 하는 한 가지 방법으로 온·오프(ON/OFF)의 2개의 값으로 작동하는 전자밸브를 펄스폭변조(PWM)로 구동하는 방식이 있다.

유압장치의 PWM제어의 장점은 고속전자밸브의 강인함과 저렴한 가격이고 마이크로컴퓨터의 도움으로 고속전자밸브에 대한 조정이 D/A변환이 없이 바로 디지털제어가 된다는 것이다. PWM제어계에 사용되고 있는 고속 온·오프 전자밸브는 일반적으로 포펫이 이동함에 따른 작동 지연시간과 절환 시간(포펫이 열리고 닫히는데 요구되는 시간폭)을 가지며 이것은 제어계의 고속화, 고성능화에 장애요인이 된다.

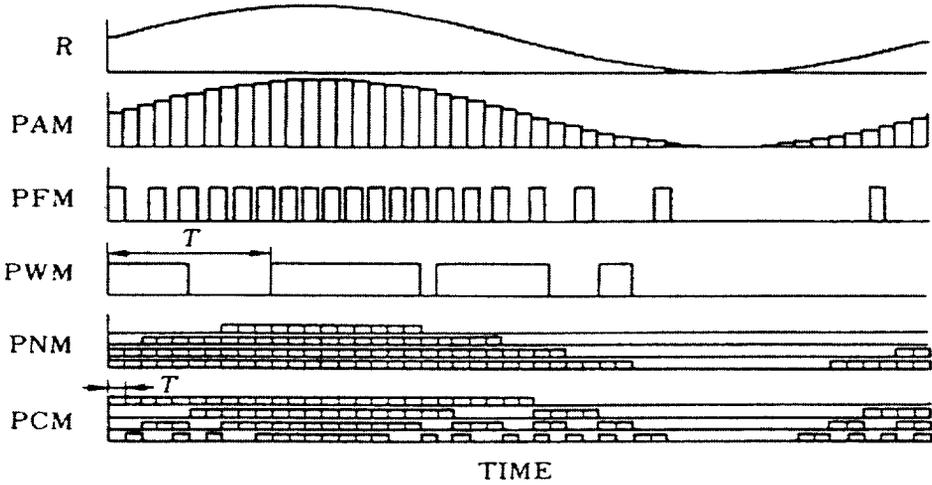


Fig. 9 Kinds of the pulse modulation methods

3.2 유량 제어의 특성

고속 온·오프 전자밸브는 구동 시 on/off 동작밖에 하지 않으므로 유량제어는 밸브가 열려 있는 시간의 제어에 의해 실행된다. Fig. 10에서 나타내는 바와 같이 주기를 T 라 하고 on 시간을 t 이라 하면 반송주파수와 변조율은 다음과 같다.

$$\text{반송주파수}(f_c) = \frac{1}{T}$$

$$\text{변조율}(\tau) = \frac{\text{On time}(t)}{\text{Period}(T)} \times 100 \%$$

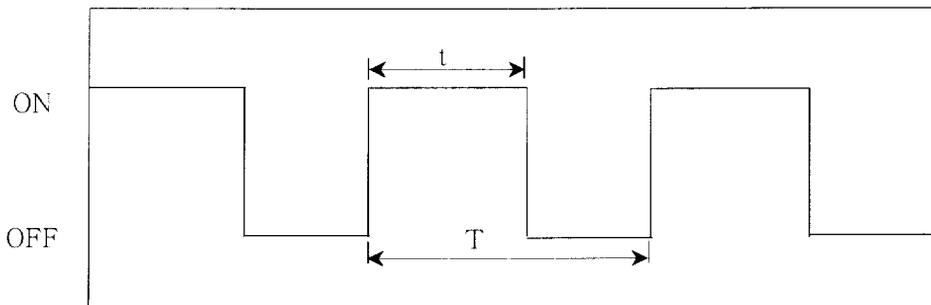


Fig. 10 PWM Signal

그리고 본 논문에서 사용된 2위치 3방향 밸브의 단면을 Fig. 11 같이 나타낼 수 있다.

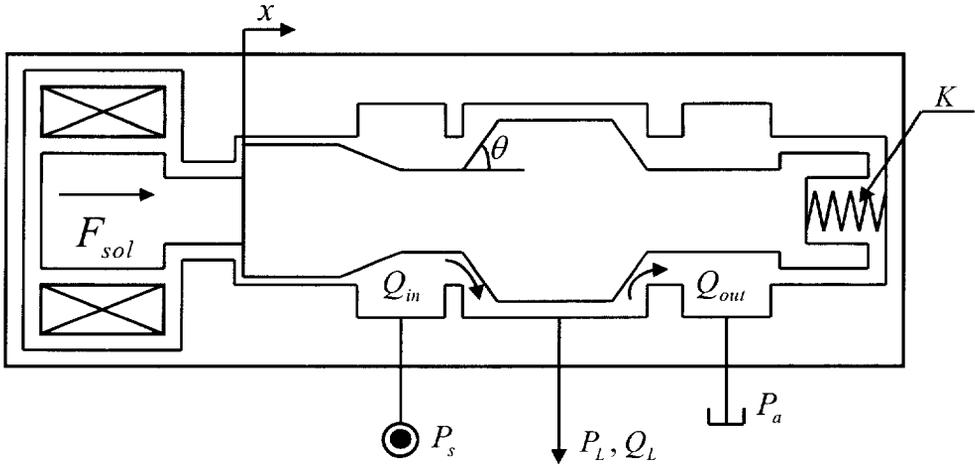


Fig. 11 Geometry of high speed on/off solenoid valve

유압제어시스템에서 이론 유량특성은 다음과 같다. [8]
 펌프에서 밸브내로 들어가는 평균유량은

$$\overline{Q_{in}} = \tau C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_L)} \quad (1)$$

펌프 내에서 탱크로 유출되는 평균유량은

$$\overline{Q_{out}} = (1 - \tau) \tau C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} P_L} \quad (2)$$

따라서 출력포트에서 유출되는 평균유량은

$$\overline{Q_L} = \overline{Q_{in}} + \overline{Q_{out}} \quad (3)$$

위의 관계에서 무차원화 된 평균 유량의 특성식을 유도하면

$$\overline{Q_L} = \tau \sqrt{1 - \overline{P_L}^*} - (1 - \tau) \sqrt{\overline{P_L}^*} \quad (4)$$

여기서 $\tau = \frac{t}{T}$

$$\overline{P_L^*} = \frac{\overline{P_L}}{\overline{P_S}}$$

$$\overline{Q_L^*} = \frac{\overline{Q_L}}{\overline{Q_S}}$$

$$Q_s = C_d A_s \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s}$$

C_d : 밸브의 유량계수(0.6~0.7)

ρ : 작동유의 밀도 (약 $0.86 \times 10^3 \text{kg/m}^3$)

A_s : 밸브의 최대 개구면적

실제 밸브는 제어 펄스폭 t 에 대해 밸브의 개폐지연시간이 존재하므로 밸브가 개방되어 있는 시간은 $t_a = t - t_{on} - t_{off}$ 이 된다.

여기서 t_a : 실제 밸브개방시간

t_{on} : 개방지연시간

t_{off} : 폐쇄지연시간

그래서 위의 식이 성립되는 구간은 대체로 $t_{on} < t < T + t_{on} - t_{off}$ 가 되며

이 조건을 변조주기 T 로 무차원화하면 아래와 같다.

$$\tau_a = \tau - \tau_{on} + \tau_{off} \quad (5)$$

밸브를 제어 할 수 있는 입력제어 펄스 τ 는 다음과 같다.

$$\tau_{on} < \tau < 1 - \tau_{on} + \tau_{off} \quad (6)$$

여기서 $\tau = \frac{t}{T}$

$$\tau_{on} = \frac{t_{on}}{T}$$

$$\tau_{off} = \frac{t_{off}}{T}$$

3.3 압력제어 특성

고속 온·오프 전자 밸브를 사용한 전기 유압서보 제어계에 있어서의 문제점은 PWM신호에 의한 듀티 시간이 포핏의 작동지연시간보다 작을 경우 밸브를 통한 흐름이 발생되지 않는 불감대가 Fig. 12와 같이 존재하여 제어가 행해지지 않는 것이다. 이로 인하여 제어 목표값 근방에서의 정밀한 제어가 곤란하다. 이를 제어신호를 오프셋함으로써 조금은 보상해 줄 수 있으나 불감대의 크기가 작동유의 온도, 포핏의 마모정도, 밸브마다 다른 치수오차 등에 의해 크게 변하기 때문에 언제나 정밀제어가 되기를 기대하기는 어렵다.

고속전자밸브는 PWM신호의 변조율을 제어하여 어떤 체적내의 압력을 제어할 수 있다. 3방향 고속전자밸브는 $\overline{Q}_L = 0$ 일 때에 출력압력을 PWM 신호의 변조율을 변화시킴으로서 연속적으로 압력을 제어할 수 있다.

이론적인 압력제어 특성식을 $\overline{Q}_L^* = 0$ 으로 하여 구해보면 다음과 같다.

$$\overline{P}_L^* = \frac{\tau^2}{\tau^2 + (1 - \tau)^2} \quad (7)$$

개폐지연시간 t_{on}, t_{off} 가 압력제어특성에 미치는 영향은 Fig. 12와 같다.

개폐에 요하는 시간이 길어지면 압력제어에 대한 사용 가능한 변조율 범위가 좁아지는 (즉, 무효율 부분이 커지는) 특성이 있다.

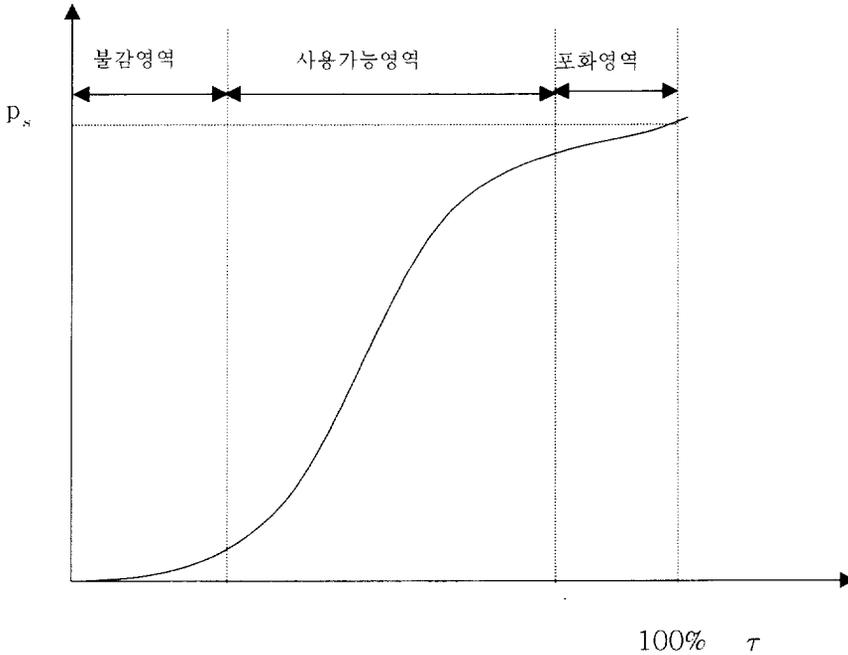


Fig. 12 Characteristic of pressure control

3.4 밸브의 응답성 패턴

고속전자밸브가 전기적 신호를 유체펄스열로 변환하는데 있어서 그 구동부인 솔레노이드는 직류저항성분과 인덕턴스로 이루어져 있으며 솔레노이드를 자화시키는 기전력은 직류저항성분과 인덕턴스에 의한 전압강하량으로 나타낼 수 있다.

밸브 포핏은 개폐동작이 끝나는 순간 즉 밸브시트 및 고정자에 닿거나 떨어지는 순간에 솔레노이드의 전류상승속도의 변화가 생기며 이때 역기전력이 발생한다. 이 변화를 이용하여 밸브의 개폐시간(열리는 시간과 닫히는 시간)을 계측할 수 있다.

Fig. 13에는 드라이버 회로에 가해지는 전압 on/off 신호, 드라이버 회로(2) 사용 시 솔레노이드에 가해지는 전압신호(오버슈트 및 언더슈트가 부가된 전압신호), 코일을 통하여 흐르는 전류신호 드라이버(2) 사용에 따른 전류응답의 개선 형태를 나타내었다.

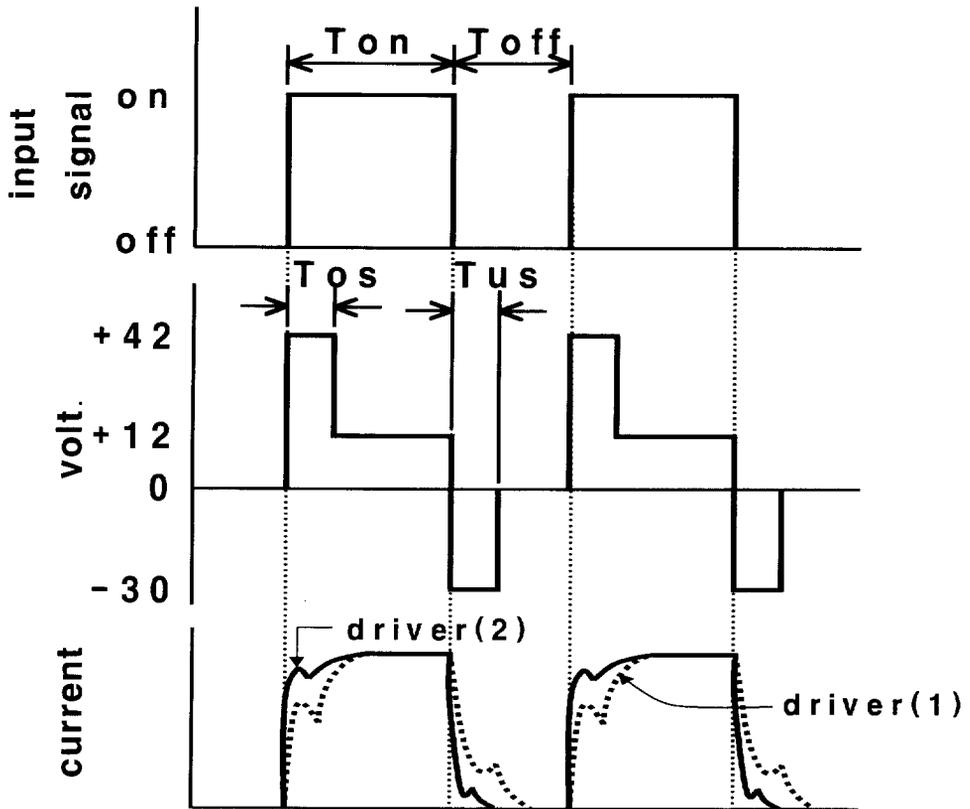


Fig. 13 Pattern of electric switching transients
 [showing improvement of current response by the driver (2)]

4. 밸브의 응답 특성

4.1 밸브의 응답성 개선

Fig. 14는 Fig. 3의 실험장치에서 밸브 드라이버 (1)를 사용하여 개루프 상태로 고속 온·오프 밸브를 구동했을 때 코일에 가해지는 전압 V_c , 코일을 통하여 흐르는 전류 I_c , 유압실린더 내 압력 p 의 계측치를 나타낸 것이다. 이 때 PWM 반송 주파수는 30 Hz, 듀티 비(τ)는 80 %, 펌프로부터의 공급압력 p_s 는 80 bar로 하였다. 계측 결과로부터 전류 응답에 시간 지연이 발생하며, 전압 차단시에 부의 방향으로 절대치가 큰 서지 전압이 발생하고 있음을 알 수 있다. 전자밸브의 개방 시각은 전류 파형으로부터, 밸브 폐쇄 시각은 전압 파형으로부터 계측이 가능한 것으로 알려져 있다. 계측된 전류 파형에서 전류 흐름 개시 후 약 5 ms의 시점에서 전류치가 감소하며, 이러한 현상은 플런저와 포핏의 이동에 따라서 코일의 인덕턴스가 변화함에 따라 발생한다. 이 시점에서 밸브가 개방되기 시작함을 압력 파형으로부터도 확인할 수 있다. 이 때의 지연 시간을 밸브 개방 지연 시간 T_{on} 이라 부르기로 한다. 그 후 다시 전류치가 상승하기 시작하는 점이 플런저 및 포핏의 이동이 완료되는 시점이다. 전압 차단시의 전압 파형에는 서지 전압이 발생하고, 서지 전압이 소멸하는 과정에서 전압 파형 기울기가 급격하게 변화하는 곳(전압 차단 후 약 2.2 ms의 시점)이 존재하며, 이것은 플런저와 포핏이 이동하면서 코일의 인덕턴스가 감소함에 따른 현상이다.

따라서 드라이버 (1) 사용시의 밸브 개방 및 폐쇄 지연 시간인 T_{on} , T_{off} 는 각각 5 ms와 2.2 ms로 나타났다.

Fig. 15에는 3전원형인 밸브 드라이버 (2)를 사용하여 개루프 상태로 고속 온·오프 전자 밸브를 구동했을 때 코일과 직렬연결 저항 결합체에 가해지는 전압 V_c , 코일을 통하여 흐르는 전류 I_c , 유압실린더 내 압력 p 의 계측치를 나타내었다. 이 때 PWM 반송 주파수는 100 Hz, 듀티 비는 80 %, 공급압력 p_s 는 80 bar로 하였다. 이 실험에서는 +42 V의 오버슈트 전압을 가하는 시간 T_{os} 를 2 ms로, -30 V의 언더슈트 전압을 가하는 시간 T_{us} 를 2 ms로 설정하였다. 밸브 개방 지연 시간 T_{on} 이 1.1 ms로 나타났으며, 오버슈트 전압의 공급으로 드라이버 (1)에 비하여 T_{on} 이 대폭 단축되었음을 알 수 있다. 밸브 폐쇄 지연 시간 T_{off} 는 2.1 ms로 계측되었으며, 드라이버 (1)에서와 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 이러한 결과는 드라이버 (2) 회로에서는 전압공급 차단시에 발생하는 서지 전압으로부터

트랜지스터를 보호할 목적으로 솔레노이드 코일에 병렬로 다이오드 및 저항을 설치하였기 때문이며, 보호회로의 영향을 I_c 의 기록으로부터도 확인할 수 있다.¹⁹⁾

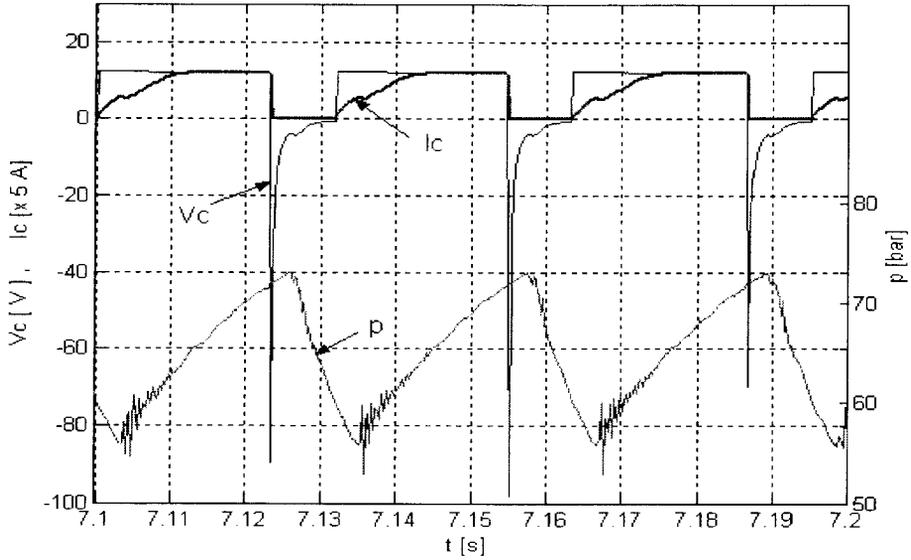


Fig. 14 Measured voltage(V_c), electric current(I_c) in the driver circuit and pressure in the cylinder(p) [driver(1)]

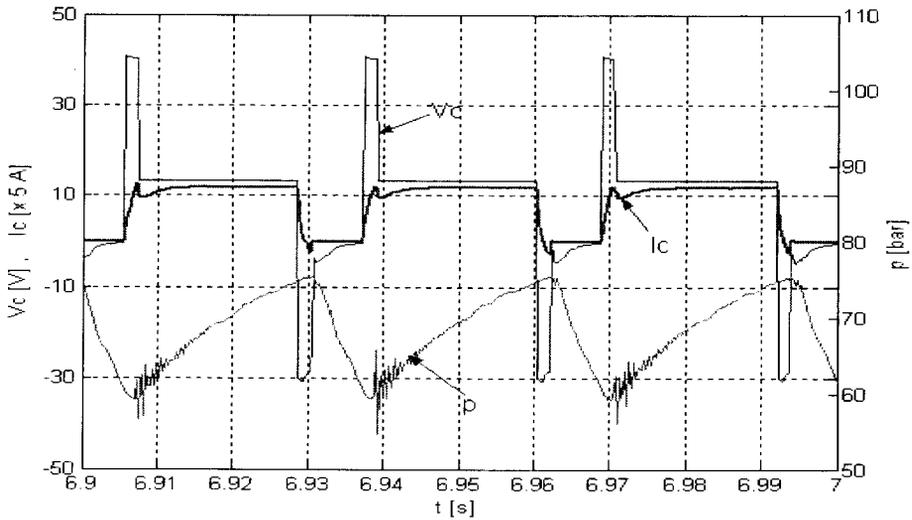


Fig. 15 Measured voltage(V_c), electric current(I_c) in the driver circuit and pressure in the cylinder(p) [driver(2)]

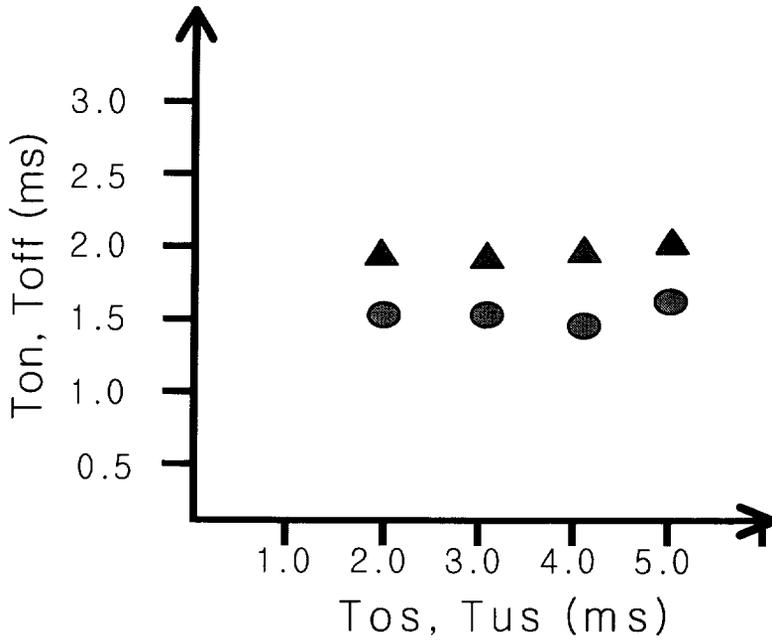


Fig. 16 Measured switching lag time [T_{on} (●) versus T_{os} , T_{off} (▲) versus T_{us}]

Fig. 16은 밸브 드라이버 (2) 사용시의 밸브 개방 지연시간 T_{on} 및 폐쇄 지연시간 T_{off} 를 나타낸 것이다. Fig. 50에서와 동일한 실험 조건에서 데이터를 계측하되 T_{os} 및 T_{us} 를 변경시키면서 실험을 수행하였으며, T_{os} 가 2~5 ms의 범위에서 T_{on} 이 1.3 ms 이하, T_{us} 가 2~4 ms의 범위에서 2.1 ms 이하로 나타났다.

4.2 정상상태 압력 제어 특성

드라이버(1) 및 드라이버(2) 사용 시에 듀티 비 변화에 따른 실린더 변위의 정상상태 특성을 Fig. 17에 나타내었다. 실험에 사용한 유압 시스템이 스프링으로 지지된 저마찰형 유압실린더이기 때문에 이 실험에서 기록된 변위는 근사적으로 평균압력과 비례관계를 갖는다. 실험 결과로부터, 드라이버(1)로는 PWM 신호를 100 Hz로 구동시에 응답 가능 듀티 비의 범위가 매우 좁음을 알 수 있다.

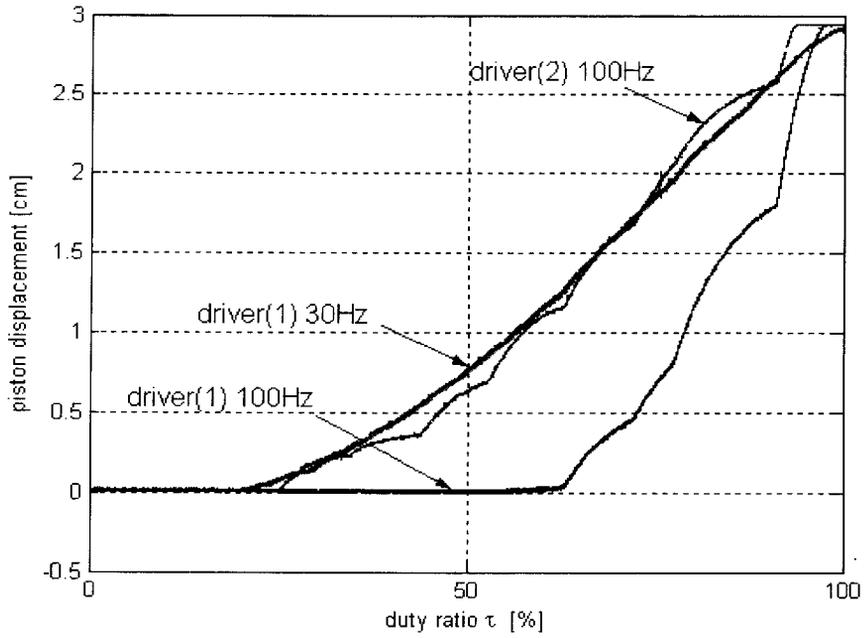


Fig. 17 Steady state pressure control characteristics in the test system [p_s : 50 bar, T_{os} and T_{us} in Driver (2): 2 ms as the same value]

5. 밸브의 제어 특성 실험 결과 및 고찰

5.1 실린더-스프링 부하계의 위치제어

Fig. 18, 19 및 20은 대상 유압시스템에 PI 제어를 적용하여 목표 변위(계단상으로 0 → 4 cm를 움직여서 7초 동안 유지한 이후에 0.5초 동안에 0.5 cm의 거리를 등속도로 이동한 후 그 위치에 머무르는 변위 궤적)을 추적하는 폐회로 제어를 수행했을 때의 계측 결과를 나타낸 것이다. 실험에서 공급압력 p_s 는 50 bar, 비례제어 게인 K_p 및 적분제어 게인 K_i 는 각각 30 및 20로 설정하였으며, 제어의 루프 시간은 1 ms로 하였다. 또한, 드라이버 (2) 사용시의 T_{os} 및 T_{us} 는 공히 2 ms로 설정하였다. PI 제어에서 와인드업(wind-up) 현상 방지를 위하여 제어 출력이 포화할 동안에는 적분제어 기능을 중지시켰다.

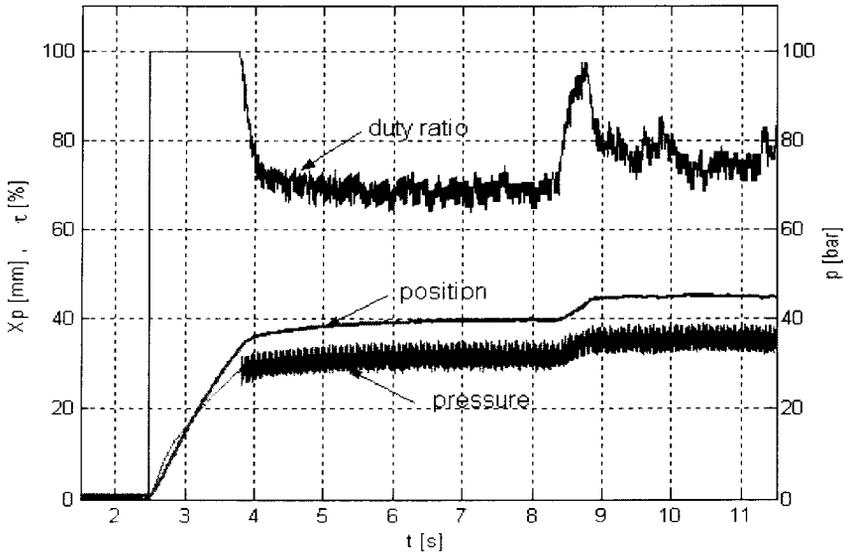


Fig. 18 Position tracking control characteristics in the test system [driver (1), carrier wave frequency 30 Hz, PI controller with K_p : 30, K_i : 20]

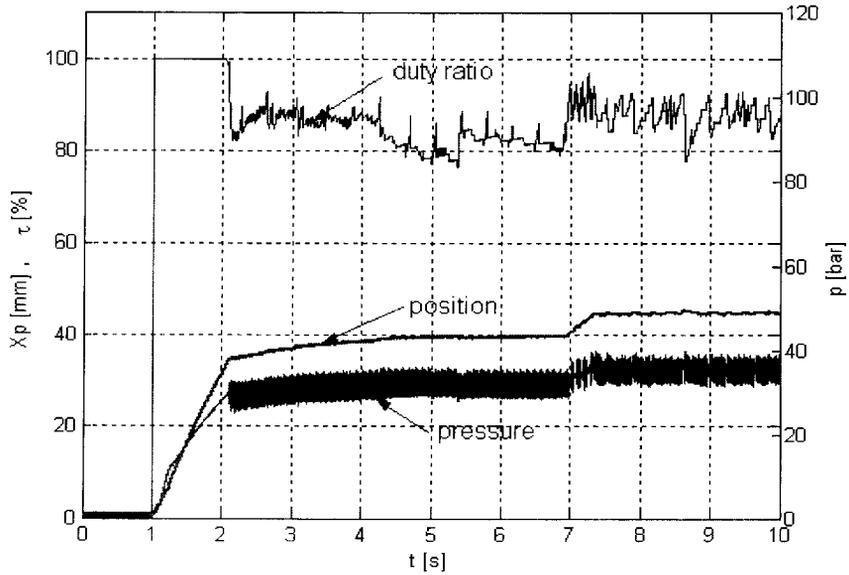


Fig. 19 Position tracking control characteristics in the test system [driver (1), carrier wave frequency 100 Hz, PI controller with K_p : 30, K_i : 20]

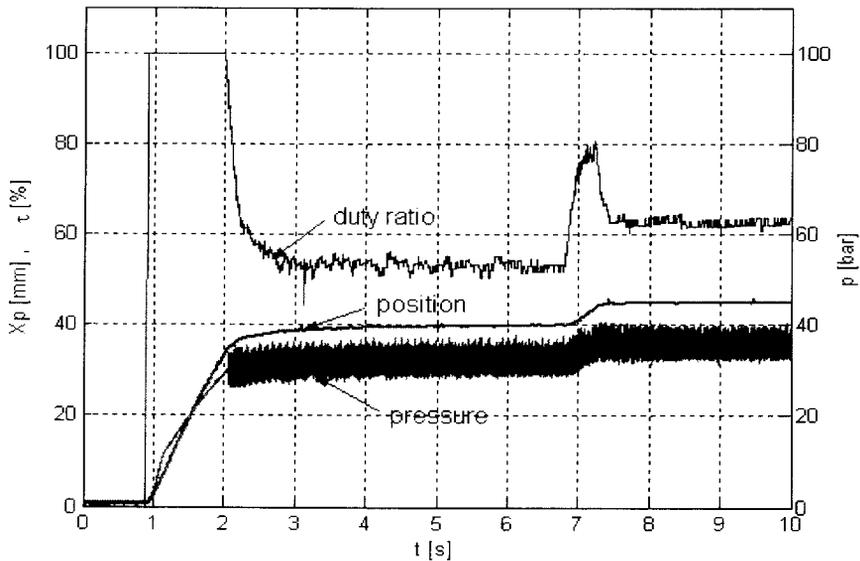
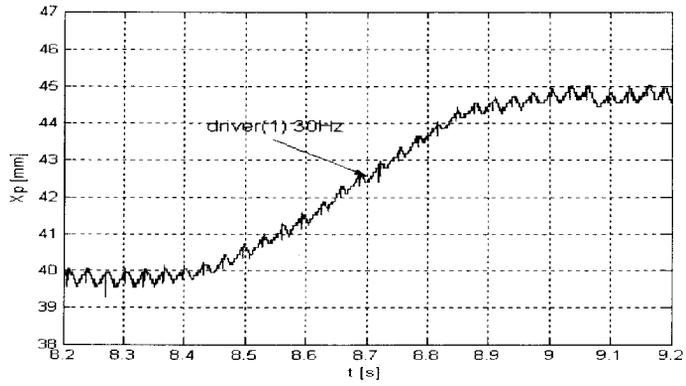


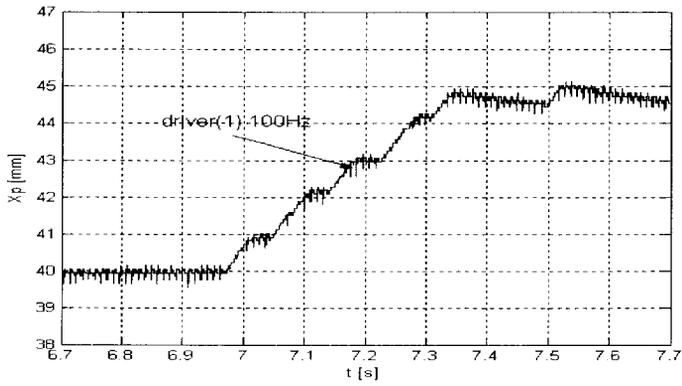
Fig. 20 Position tracking control characteristics in the test system [driver (2), carrier wave frequency 100 Hz, PI controller with K_p : 30, K_i : 20]

Fig. 18, 19 및 20을 비교할 때 위치 추적 성능에서는 그다지 큰 차이를 나타내지는 않았으며, 어느 경우에서나 피스톤 위치의 최종 목표치를 정상편차 없이 추적할 수 있음을 보였다. Fig. 19에서는 다른 경우에 비하여 듀티비가 큰 값으로 나타났으며, 이는 Fig. 17에서 보는 바와 같이 드라이버 (1)로 PWM 신호 100 Hz로 구동시의 응답 가능 듀티비의 범위가 좁기 때문이다.

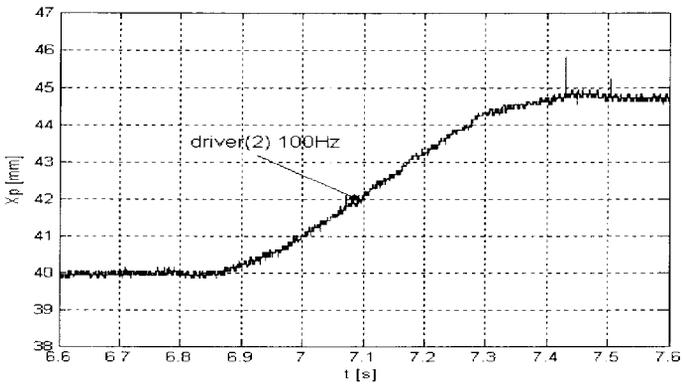
Fig. 21은 Fig. 18, 19 및 20에서 위치 신호의 목표치가 0.5초 동안에 0.5 cm의 거리를 등속도로 이동하는 구간에서의 위치 신호 계측치를 확대하여 나타낸 것이다. 이 그림의 (a), (b), (c)를 비교해보면 밸브 드라이버 (2)를 100 Hz로 구동하여 제어를 수행한 (c)의 경우[Fig. 20의 위치신호 확대]에서 가장 정밀한 제어가 수행되었음을 알 수 있다.



(a) X_p in Fig. 18



(b) X_p in Fig. 19



(c) X_p in Fig. 20

Fig. 21 Partial enlargement of position X_p records in Fig. 18, 19 and 20

5.2 고정 실린더 내의 압력제어

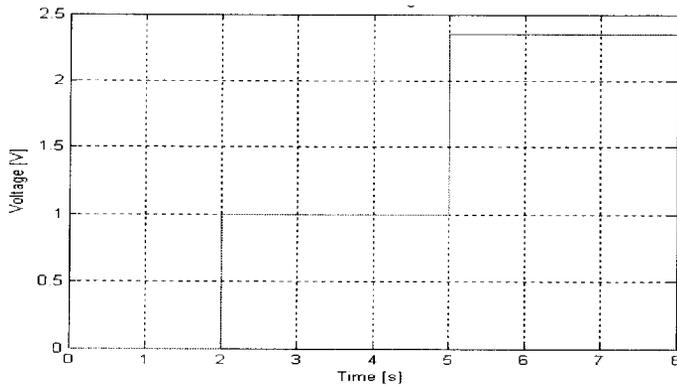
시스템의 제어 성능을 만족할 수 있는 PI 제어 계인을 찾기 위하여 밸브 드라이버에 Fig. 22 (a)와 같은 스텝 입력을 가하였다. 2초에서 1V로 스텝입력을 가한 후 3초 동안 유지하여 실린더 내의 압력이 정상상태가 되도록 한 후 다시 스텝 입력 2.35V를 가하였다. 여기서 밸브 드라이버로 입력 전압 1V는 공급압력 $p_s = 30\text{bar}$ 에서는 5bar, 2.35V는 15bar를 얻을 수 있다. 이렇게 결정된 비례게인 $K_p = 6$, 적분게인 $K_i = 0.15$ 이다. 이러한 제어 계인을 사용하였을 경우 Fig. 22 (b)에서 보는 바와 같이 실린더 내의 압력 결과값에서 정상상태 오차가 나타나지 않고 만족스러운 제어 결과를 나타냈다.

Fig. 23의 (a)에서는 밸브의 정상상태 응답을 알아보기 위하여 10초동안 밸브드라이버로의 입력값을 0~10V로 등간격으로 변화시켰다. 이러한 신호는 밸브로의 입력 듀티신호를 0~100%까지 변화 시킨다. Fig. 23 (b)에서 보는 바와 같이 드라이버로의 입력이 약 4.5V일때 밸브로의 듀티신호는 100%를 나타내며 포화되었다. 이는 (c)에서 실린더내의 압력이 공급압력30bar를 나타내는 것을 보면 알 수 있다.

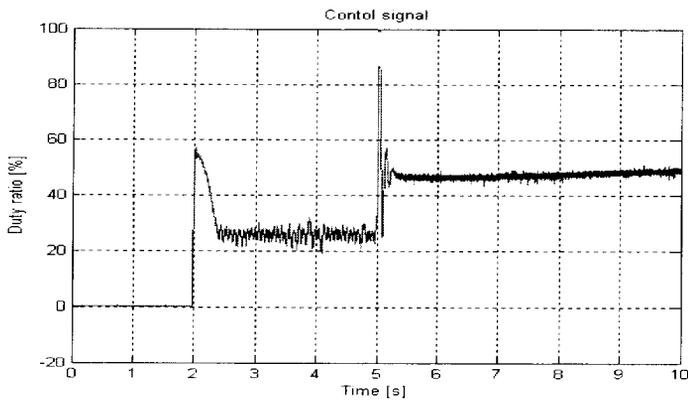
다음의 Fig. 24~27은 0~1.2초 동안에 ramp입력을 가하여 실린더 내의 압력이 어떻게 변화하는지를 나타낸다. Fig. 24는 2초에서 1V로 스텝입력을 가한 후 3초 동안 유지하여 정상상태가 되도록 한 후 0.3초 동안 램프로 2.35V까지 증가시킨 경우를 나타낸다. 또한 Fig. 25,26 그리고 27은 0.6, 0.9, 1.2초 동안 램프로 2.35V까지 밸브 드라이버로의 입력값을 변화 시켰을 때의 결과를 나타낸다.

Fig. 24~27의 (c)그림에서 보는 바와 같이 원하는 제어 입력에 대해서 오버슈트 및 정상상태 오차를 나타내지 않고 만족스러운 제어 결과를 나타내고 있다.

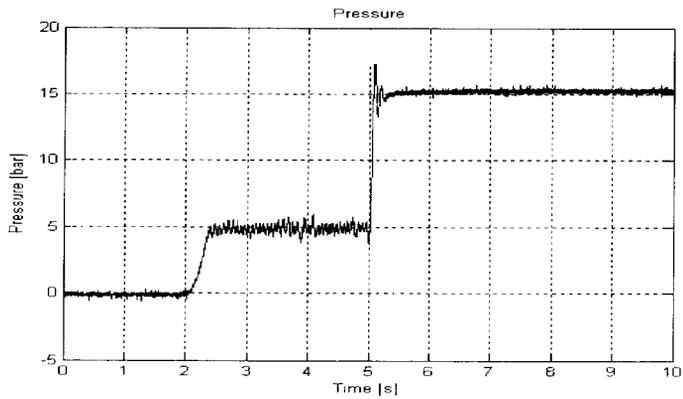
이와 같은 시험 결과로서 자동변속기에서 변속 충격 완화(power smoothness)를 할 수 있는 압력을 응답을 얻을 수 있음을 보여 준다.^{[10][11]}



(a) The Reference signal for pressure control ($K_p=6, K_i=0.15$)

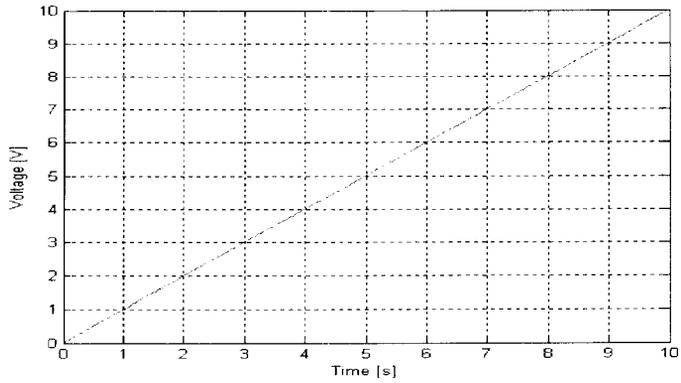


(b) Newly generated duty signal by the valve driver

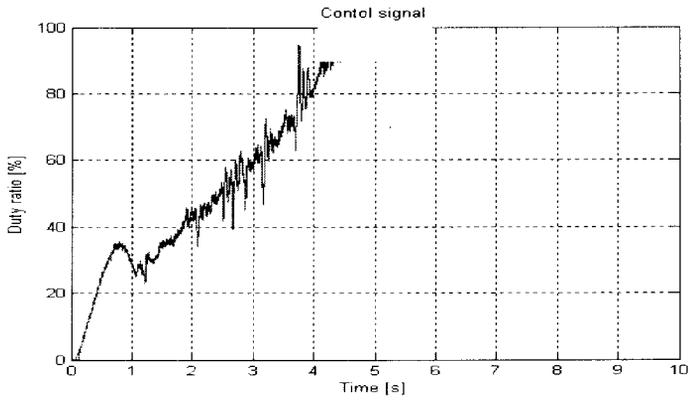


(c) Pressure in the cylinder

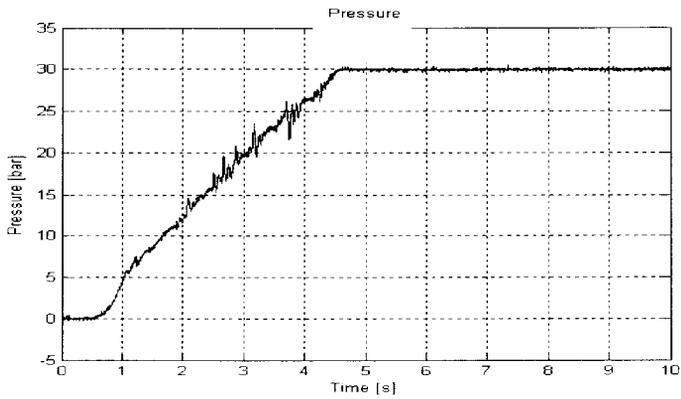
Fig. 22 Experimental results of pressure control in the hydraulic system



(a) The Reference signal for pressure control ($K_p=6, K_i=0.15$).

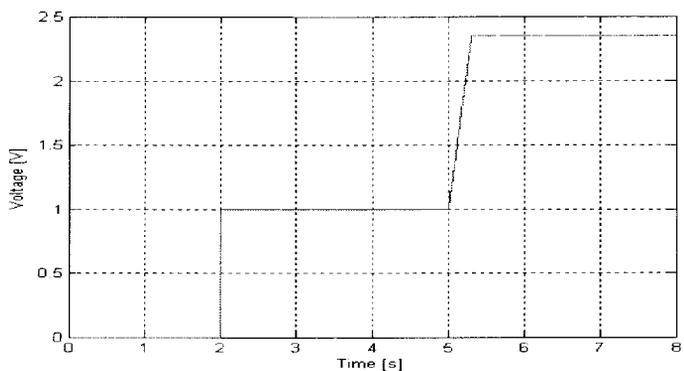


(b) Newly generated duty signal by the valve driver

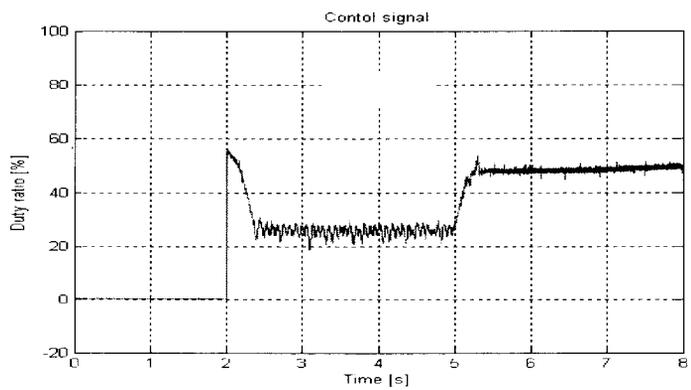


(c) Pressure in the cylinder

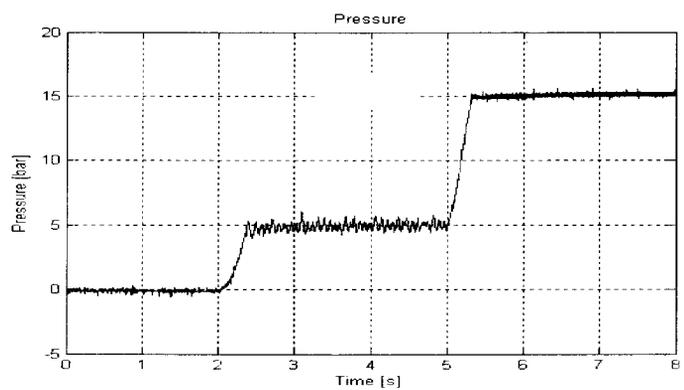
Fig. 22 Experimental results of pressure control in the hydraulic system



(a) The Reference signal for pressure control ($K_p=6, K_i=0.15$)

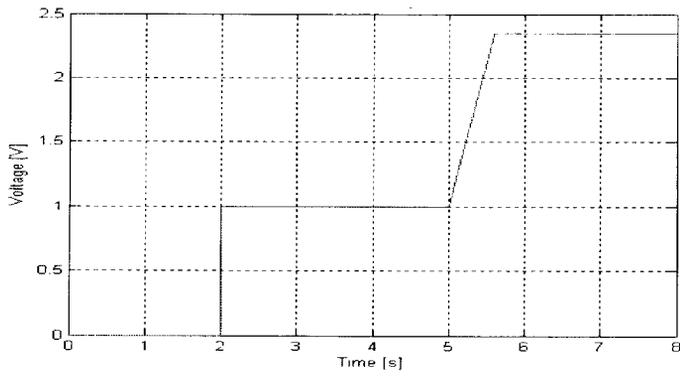


(b) Newly generated duty signal by the valve driver

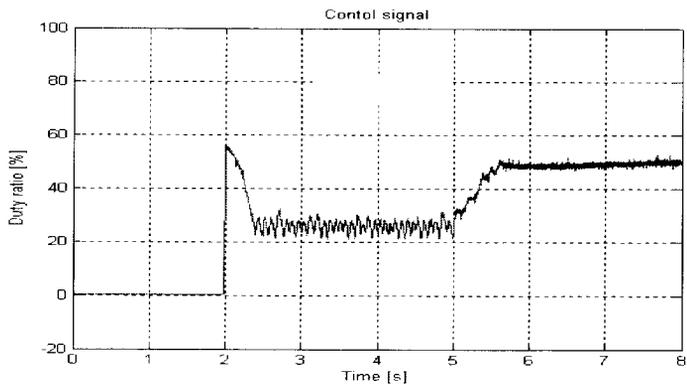


(c) Pressure in the cylinder

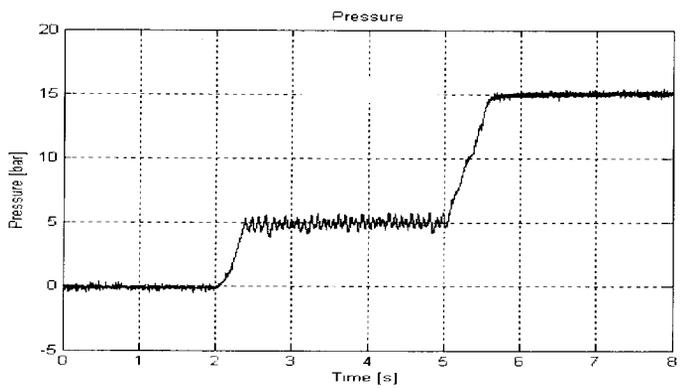
Fig. 22 Experimental results of pressure control in the hydraulic system



(a) The Reference signal for pressure control ($K_p=6, K_i=0.15$)

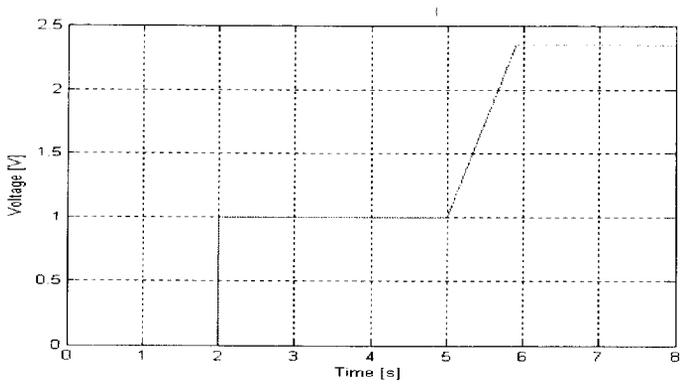


(b) Newly generated duty signal by the valve driver

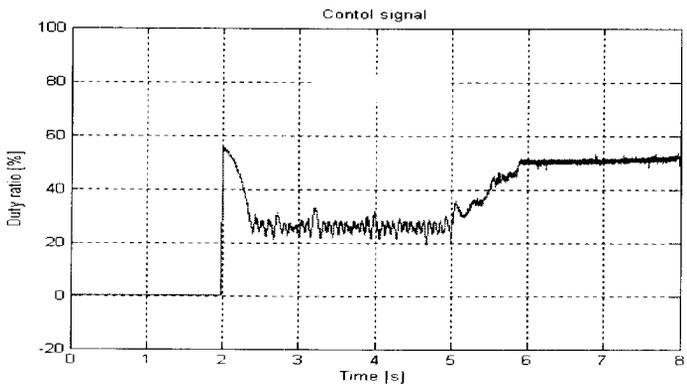


(c) Pressure in the cylinder

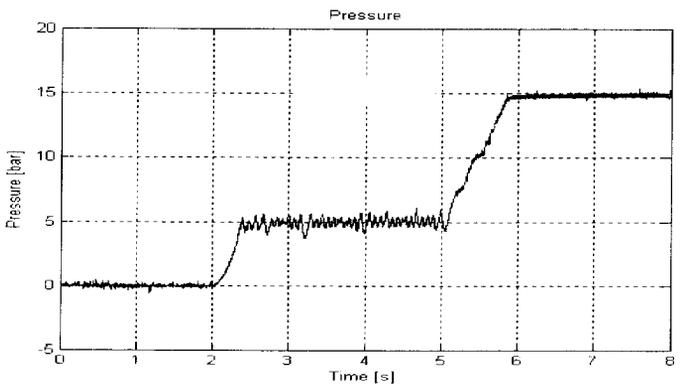
Fig. 22 Experimental results of pressure control in the hydraulic system



(a) The Reference signal for pressure control ($K_p=6, K_i=0.15$)

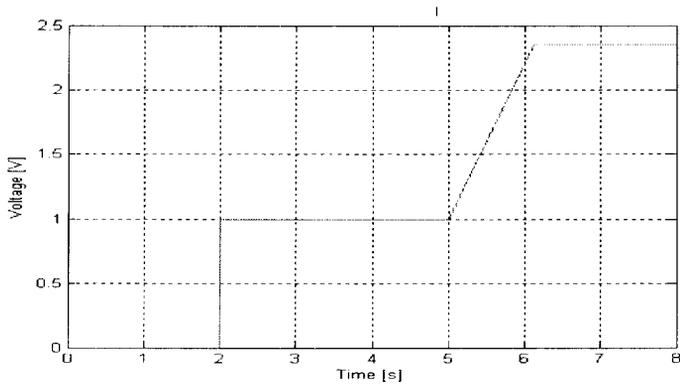


(b) Newly generated duty signal by the valve driver

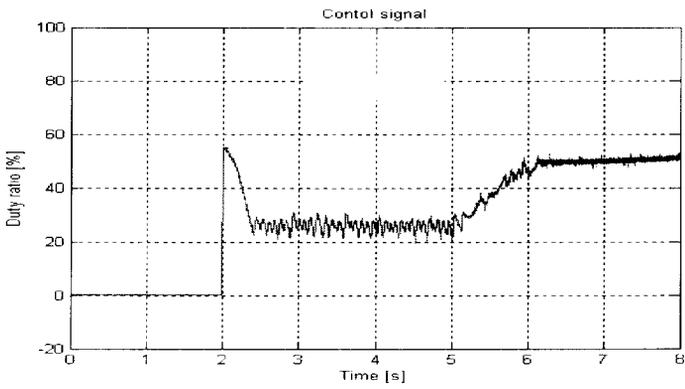


(c) Pressure in the cylinder

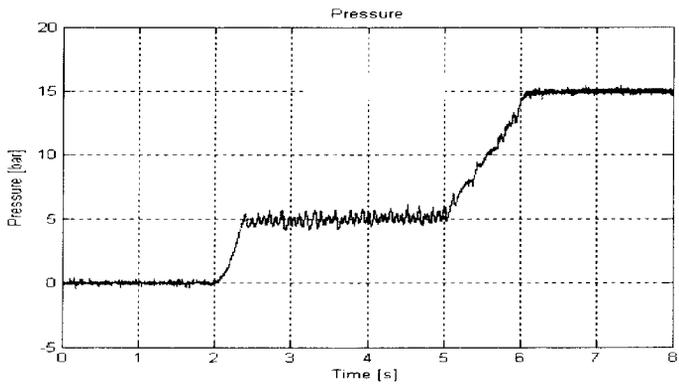
Fig. 22 Experimental results of pressure control in the hydraulic system



(a) The Reference signal for pressure control ($K_p=6, K_i=0.15$)



(b) Newly generated duty signal by the valve driver



(c) Pressure in the cylinder

Fig. 22 Experimental results of pressure control in the hydraulic system

6. 결 론

본 논문에서는 고속 온·오프 전자밸브 구동을 위하여 종래에 사용해 온 정 전압형 밸브 드라이버와 3전원형 회로에 기초하여 설계, 제작한 드라이버를 사용하여 고속 온·오프 전자밸브를 구동했을 때의 밸브 응답 개선 특성을 실험적으로 조사하여 보고하였다.

(1) 본 논문에서 설계, 제작한 3전원형 드라이버 사용시의 밸브 개방 시간은 1.3 ms 정도, 폐쇄 시간은 2.1 ms 정도였다. 따라서 밸브 개방 시간은 종래의 정전압형 드라이버에 비하여 1/5 정도로 대폭 단축되었음을 알 수 있다.

(2) 설계, 제작한 밸브 드라이버를 실제 유압 시스템 제어에 적용하여 정상상태 제어 특성을 조사하였다. 3전원형 드라이버를 사용하였을 경우 반송주파수에 따른 제어 불가능 영역을 조사하였으며, 반송주파수 100Hz 일 때 3전원형 드라이버를 사용했을 경우 듀티비 0~20%까지 밸브가 움직이지 않는 것을 볼 수 있다.

(3) 실린더의 폐루프 위치추적 제어 특성을 조사하였으며, 3전원형 드라이버인 드라이버 (2)를 사용하였을 때에 더욱 우수한 위치 추적 제어가 가능함을 확인하였다.

(4) 실린더내의 압력제어 특성을 조사하였으며, PI제어만으로도 만족스러운 실린더내의 압력제어가 가능함을 알 수 있다.

(5) 변속장치 클러치 조작용 유압계에서도 고속온오프전자 밸브를 사용하여 클러치 체결시 압력 상승기울기를 최적의 형태로 제어 할 수 있음을 확인하였다.

참고문헌

- [1] 박성환, 이진걸(1995) : 고속전자밸브를 이용한 유압실린더의 PWM 제어에 관한 연구, 한국정밀공학회지, 제12권, 제7호, pp.138-147.
- [2] 정용길(1994) : 軸發電裝置用 油壓 轉動 시스템의 定速制御에 關한 研究, 부경대학교 박사학위논문.
- [3] 이일영, 양경욱, 김상수, 서정주, 양정규(1999) : 고속 온-오프 전자 밸브를 사용한 유압 실린더의 압력 제어, 박용기관학회지, 제23권, 제1호, pp.69-77
- [4] P H Prest, N D Vaughan(1987) : Drive Circuits For Pulse Width Modulate Valves, Interational Conference on Fluid Power March, pp.24-26.
- [5] 양경욱(1994) : 자동변속기 클러치 체결용 유압제어계의 압력제어에 관한 연구, 부경대학교 박사학위논문
- [6] 田中裕久(1984) : 高速電子弁に 關する 研究, 日本機械學會文集, 第 50卷, 457號, pp.1594-1601
- [7] 田中裕久(1998) : 油空壓 デジタル制御, 油壓ヒ空氣壓, 第 16卷, 1號, pp.3-11
- [8] 田中裕久(1989) : 유공압의 디지털 제어와 응용, 기전연구소, pp.72-87
- [9] 이일영, 권정호, 박정환(2004), “고속 온·오프 전자밸브를 사용한 유압실린더 힘 제어계의 응답성 개선”, 유공압시스템학회 논문집 제4호, pp.15-21
- [10] 이일영, 양경욱, 윤소남(1995) : 차량용 자동변속기 유압 제어계의 개발 동향, 한국자동차공학회지, Vol.17, No. 5, pp.28-35
- [11] 김영운(1998) : 자동변속기 클러치 조작용 유압계의 개루프 제어, 부경대학교 석사학위논문