

2방향 전자밸브의 PWM 신호에 의한 압력제어 특성

정헌술[†] · 김형의^{*}

(2001년 11월 14일 접수, 2002년 5월 27일 심사완료)

Pressure Control Characteristics of a 2-Way Solenoid Valve Driven by PWM Signal

Heon-Sul Jeong and Hyoung-Eui Kim

Key Words: 2-Way Solenoid Valve(2방향전자밸브), Pulse Width Modulation(펄스폭변조), Pressure Control(압력제어), Bleed-Off Circuit(블리드-오프 회로), Mean Pressure(평균압력), Pressure Ripple(압력맥동), Duty Ratio(듀티율)

Abstract

By way of driving a 2-way on/off solenoid hydraulic valve with a pulse width modulation (PWM) signal, control of the pressure in a certain volume is frequently used in various applications. However, the pressure built-up according to the duty ratio and carrier frequency of the PWM signal is not so well understood. In order to clarify the characteristics of 2-way valve hydraulic pressure control systems, in this paper two formula for the mean and ripple of the load pressure were derived through theoretical analysis. And the accuracy of the derived formula were verified by comparison with the experimental test result. Generally 2-way valve systems are constructed as a bleed-off circuit, while 3-way valves are used as a control element in a meter-in circuit pressure control system. In a bleed-off circuit, the system supply pressure from a hydraulic power pack does not remain constant, but changes according to their external load. In turn, the relief valve in the hydraulic power pack reacts accordingly showing complicated dynamic behavior, which makes an analytical study difficult. In order to resolve the problem, simple but accurate empirical dynamic models for a bleed-off system were used in the course of formula derivation. As the result, selection criteria for two major control parameters of the driving signal is established and the basic strategy to suppress the unnecessary pressure fluctuation can be provided for a hydraulic pressure control system using a 2-way on/off solenoid valve.

기호설명

a : 시스템 형상계수(configuration coefficient)
 A_V : 밸브 개구 면적(port area)
 C_d : 유량계수(flow coefficient)
 f : PWM 신호의 반송주파수(carrier frequency)
 P : 실제 압력
 p : 압력 P_R 로 정규화한 압력
 P_o : 오리피스 효과에 의한 잔류 압력
 P_R : 릴리프밸브 설정압력(setting pressure)

P_S : 시스템 공급압력(supply pressure)
 Q : 유량
 q : 정규화한 등가 유량
 t : 밸브 스풀의 움직임을 나타내는 시간
 T_c : 밸브 스풀의 시상수(time constant)
 T_d : 밸브 스풀의 지연시간(delay time)
 T_p : PWM 신호의 반송 주기(carrier period)
 t_p : PWM 신호의 ON 신호 시간
 V_L : 압력 제어 체적
 $W(\cdot)$: Lambert의 W 함수
 β : 체적탄성계수(bulk modulus)
 ρ : 유체의 밀도(fluid density)

[†] 책임저자, 회원, 군산대학교 기계공학부

E-mail : hsjeong@kunsan.ac.kr

TEL : (063)469-4723 FAX : (063)469-4727

* 회원, 한국기계연구원 유공압연구실

τ : PWM 신호의 듀티율(duty ratio)

아래첨자

cr : 릴리프 밸브 크래킹 압력(cracking pressure)
 d : 압력 맥동(ripple)
 f : 하강하는 압력(falling pressure)
 h : 첨두치 봉우리 압력(peak pressure)
 l : 골짜기 압력(valley pressure)
 m : 평균 압력(mean pressure)
 off : PWM 신호 개방(OFF)
 on : PWM 신호인가(ON)
 p : 구동 펄스(driving pulse)
 P : 유압 펌프(hydraulic pump)
 S : 시스템 공급(system supply)
 r : 상승하는 압력(rising pressure)
 R : 릴리프 밸브(relief valve)
 V : 제어 체적(control valve)

1. 서 론

유압식 서보시스템을 구성하기 위해서는 일반적으로 연속조절이 가능한 비례제어밸브나 서보밸브가 필요하다. 한편, 작업환경이 좋지 못한 일반 산업기계에서의 응용이나 적은 투자의 간이 자동화에 단순한 개폐식 전자밸브(on/off solenoid valve)를 이용하고자 시도되고 있다.

개폐식 전자밸브는 가격이 저렴하고 오염에 민감하지 않으며 제어방법이 간단하기 때문에 실린더의 위치제어나 압력제어용으로 많이 사용되며, 그 예로서 펌프의 사판각도 제어, 농기계나 트랙터의 위치제어 또는 자동차의 자동변속기, 브레이크장치 등의 압력제어 등 여러 분야에 사용되고 있다. 또한 큰 용량의 유량제어가 필요할 경우에는 유량제어밸브를 조절하는 파일롯(pilot) 밸브로서 사용되기도 한다.^(1,10) 그런데, 전자밸브로 개폐동작을 반복하면 압력맥동이 주기적으로 발생하며 유체의 급격한 차단으로 발생하는 수격(water hammer)현상과 고압 반사파가 필연적으로 수반되어 시스템의 수명을 단축시키거나 진동 및 소음을 발생시키는 요인이 된다.

단순 전자밸브는 밸브포트(port)의 형상에 따라 크게 3방향(3-way) 또는 2방향(2-way) 밸브가 사용된다. Tanaka 등은 개폐식 3방향 고속전자밸브(high-speed solenoid valve)에 대한 펄스폭변조 부

하-압력, 부하-유량특성, 밸브의 압력제어 특성 및 압력맥동의 크기에 대하여 연구하였다.^(2,3) 이들에 따르면 제어압력과 압력맥동의 크기가 각각 밸브를 구동하는 펄스폭변조(pulse width modulation, PWM) 신호의 듀티율(duty ratio, DR) τ 와 반송주파수(carrier frequency, CF) f 중 하나의 변수에 의해 결정되는 특성식을 제시한 바 있다.

하지만 여러 실험 결과^(4,5,9)를 보면, PWM제어시 압력제어 특성 즉 평균압력과 맥동크기는 반송주파수와 듀티율 모두에 의해 지배됨을 볼 수 있으며, Tanaka 등의 특성식은 제한적인 반송주파수와 듀티율 범위에서만 압력제어 특성의 표현이 가능하다. 따라서 Jeong H. S. 등은 3방향 전자밸브의 압력제어 특성에 관한 이론적 해석을 바탕으로 평균압력과 맥동압력의 크기가 작동유체, 밸브 및 부하체적의 특성을 대표하는 시스템 형상계수 $a = \beta C_d A_v \sqrt{2/\rho} / (V_L \sqrt{P_R})$ 와 구동신호 인자인 반송주파수 f 및 듀티율 τ 로 결정되는 공식을 유도하고, 제안한 공식이 모든 반송주파수와 듀티율 영역에서 타당함을 실험적으로 확인한 바 있다.^(4,9) 이와 같이 3방향 밸브의 압력제어 특성에 대한 연구는 근사적 해석 또는 엄밀한 해석이 수행되어 단순 전자밸브로 서보시스템을 구성하기 위한 기초가 충분히 마련되어 있다.

반면에, 2방향 밸브의 경우는 주요 제어변수인 반송주파수와 듀티율에 따른 실험적인 압력 특성^(1,5)은 발표된 바 있지만, 압력제어특성에 관한 해석 및 특성공식이 발표된 것이 없으며, 따라서 PWM 구동신호의 제어인자인 반송주파수와 듀티율을 선정할 수 있는 근거가 전혀 마련되지 않았다. 그 주요 이유는, 일반적으로 2방향밸브 압력제어 시스템은 블리드-오프(bleed-off)회로로 구성되어 유압동력원인 펌프와 함께 설치되는 릴리프 밸브(relief valve)의 동특성이 압력형성에 결정적인 역할을 하는데, 이를 해석하기 위한 적절한 수단이 없었기 때문이다.⁽⁵⁾

따라서 본 논문에서는 단순 개폐식 2방향 전자밸브를 사용한 압력제어회로에 대하여, 이론적 해석을 통해 PWM 압력제어 특성공식을 유도하고 그 타당성을 실험적으로 확인하고자 한다. 먼저 2장에서 3방향밸브와 2방향밸브를 사용한 압력제어시스템의 전반적 특성을 비교하고, 3장에서는 2방향밸브 압력제어시스템의 시간응답 측정

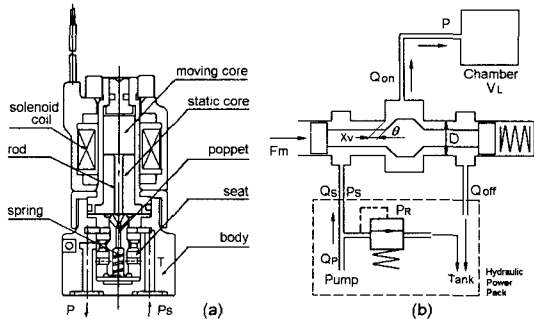


Fig. 1 Schematic diagram of 3-way solenoid valve system

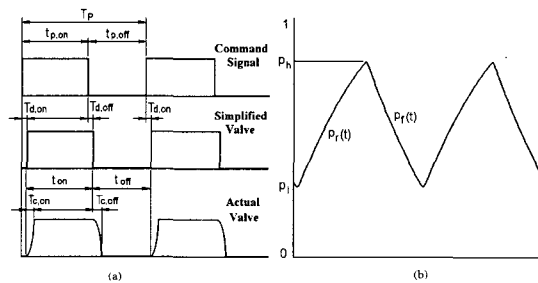


Fig. 2 Valve timing chart and pressure response

결과 및 주요 구성요소의 특성을 검토한 후 참고 문헌 (6)에서 제시된 블리드-오프 회로의 실험적 모델에 대하여 서술한다. 이를 바탕으로 4장에서 PWM 압력제어 특성공식을 유도하고, 5장에서는 유도된 공식에 의한 계산결과와 실험장치에서 측정된 압력특성의 비교 검토를 수행한 다음 6장에서 결론을 유도한다.

이로서 2방향 단순개폐식 전자밸브를 사용하여 서보시스템을 구성할 때의 설계변수로서 반송주파수와 듀티율의 선정기준을 제공하며, 또한 압력제어 시 수반되는 맥동을 억제하기 위한 전략 수립의 이론적 근거자료를 제시하고자 한다.

2. PWM 압력제어 시스템의 특성비교

일반적으로 3방향밸브를 사용한 압력제어 시스템은 Fig. 1과 같이 미터-인(meter-in)방식으로 구성된다. 그리고 단순한 개폐식 전자밸브를 구동하는 PWM 신호와 그에 따라 제어체적에 형성되는 압력파형의 개요를 도시하면 Fig. 2와 같다.

3방향 전자밸브에, Fig. 2(a)와 같이 일정한 주기 T_p , 전자석(solenoid)을 작동시키는 시간 비율

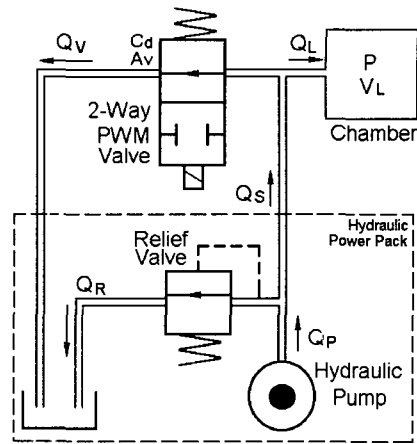


Fig. 3 2-way solenoid valve system

(듀티율, $\tau_p = t_{p,on}/T_p$)을 갖는 PWM 신호를 인가하면 밸브가 개방 또는 폐쇄를 반복하면서 Fig. 2(b)와 같은 톱니형 압력이 형성된다. 일반적으로 듀티율이 증가하면, 대략 그에 비례하는 평균유량이 부하 체적에 공급되고 그에 따라 비례하는 평균압력이 형성된다. 이때 유압 동력공급원(hydraulic power pack)의 공급유는 부하에 필요한 최대압력보다 약간 큰 설정압력 P_R 로 릴리프 밸브에 의해 항상 유지되어야 하며, 부하에 소요되지 않고 남은 잉여의 펌프유량은 릴리프밸브를 통해 탱크(tank)로 되돌아간다.

한편 2방향밸브를 사용한 압력제어 시스템은 일반적으로 Fig. 3과 같이 블리드-오프 방식으로 구성된다. 이 회로에서 밸브는 압력제어 체적과 병렬로 연결되어 유압과워팩 공급유량의 일부를 탱크로 귀환시킴으로서 간접적으로 압력을 조절한다. 이 회로에서는 릴리프 밸브에 의하여 시스템 공급압력을 항상 P_R 로 유지시킬 필요가 없으며, 펌프 공급압력은 제어체적 내 필요한 압력만 형성되고, 따라서 동일한 부하조건에서 미터-인 회로보다 전체 효율이 좋고 열 발생이 적다.⁽⁶⁾

장시간 전자석을 여자(excite)시켜 밸브가 폐쇄된 경우, Fig. 3과 같은 2방향밸브 시스템의 부하 체적 압력은 점차 상승하여 크래킹(cracking)압력 P_{cr} 이상이 되면 릴리프밸브의 스풀이 개방되고, 이어서 최종적으로 릴리프밸브의 설정압력 P_R (펌프의 공급유량 Q_P 와 릴리프밸브의 크래킹압력 P_{cr} 에 의해 결정되는 압력으로, 릴리프밸브의 특

성에 의존함,⁽⁶⁾ 즉 유압 파워팩의 최대 공급가능 압력 P_R 에 도달하게 된다. 이 상황은 Fig. 1의 3방향밸브 시스템에서 부하압력이 유압동력원의 일정한 공급압력 $P_S \approx P_R$ 에 도달하는 것에 해당한다.

반대로 밸브를 장시간 개방시키면, 3방향밸브 시스템의 부하압력은 탱크의 대기압($P_T \approx 0$ bar)으로 하강한다. 반면 Fig. 3의 2방향밸브 시스템에서는, 펌프 공급유량 Q_p 이 모두 밸브로 유출되어 제어압력이 최소가 되기는 하지만 밸브의 교축(orifice) 효과로 인해 대기압까지 도달하지 못하고 일정한 잔류압력(殘溜壓力) P_o 을 형성하게 된다.

$$Q_p = C_d A_v \sqrt{2P_o/\rho} \quad (1)$$

결과적으로 압력제어 가능한 구간은 3방향밸브 시스템과 블리드-오프방식의 2방향밸브 시스템의 경우 각각 $0 \sim P_R$ 과 $P_o \sim P_R$ 이 된다.

한편 PWM 압력제어시 제어체적에 형성되는 압력의 크기와 진폭은, 두 시스템 모두 구동신호의 반송주파수나 듀티율에 따라 크게 달라진다. 특히 맥동압력의 진폭이 커질수록 시스템에 지속적인 진동을 유발하기 때문에 시스템의 수명에 크게 영향을 주고, 맥동 크기를 감소시키기 위해 반송주파수를 키우면 밸브의 응답지연으로 인해 고 듀티율과 저 듀티율 부근에 불감대가 형성되어 제어 가능한 듀티율 영역이 제한된다.

3. 2방향밸브 시스템의 동특성 모델

3.1 2방향밸브 회로의 시간응답

Fig. 3의 2방향밸브 압력제어회로와 5.1절에 설명한 실험장치를 사용하여, 고속전자밸브에 인가한 PWM 신호의 듀티율을 $\tau=50\%$ 로 고정시키고 반송주파수 f 를 변경시키면서 챔버에 형성된 압력의 시간응답을 보면 Fig. 4와 같다. 이 그림에서 릴리프밸브 설정압력 P_R 과 잔압 P_o 가 각각 40, 18 [bar]이며, 주파수가 커지면 톱니형의 압력 상승과 하강이 반복되면서 일정 수준의 평균압력이 형성됨을 볼 수 있다. 반대로 주파수를 고정시키고 듀티율을 변경시키면, 본 논문에는 보이지 않았지만 역시 톱니형 압력이 발생하며, 대략 듀티율에 비례하는 평균압력이 형성된다.

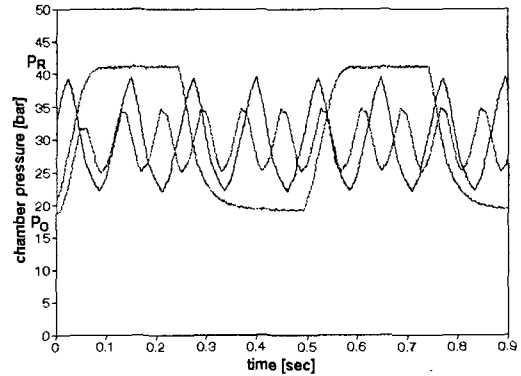


Fig. 4 Pressure response at several frequencies

그런데 대상시스템의 릴리프밸브 압력-유량 특성실험에 의하면, 릴리프밸브의 크래킹압력이 예상보다 상당히 작음을 볼 수 있었다.⁽⁶⁾ 따라서 Fig. 4와 같은 톱니형 압력맥동이 반복될 경우, 릴리프밸브의 개폐가 그에 상응하여 지속적으로 수반됨을 예측할 수 있다.

3.2 단순 모델의 필요성

일반적으로 미터-인 회로를 포함한 대부분의 유압회로에서 유압파워팩은, 일정한 압력 P_S 의 유체를 공급하는 일종의 압력발생원으로서의 역할을 하며, 변동하는 부하에 대해서 " P_S =일정한 설정압력"와 같이 모델링하여도 큰 무리가 없다.^(4,9) 하지만 Fig. 3과 같은 블리드-오프방식의 2방향밸브 압력제어시스템 경우는 이와 같은 단순화가 불가능하다.

5.1절에 설명한 대상 유압파워팩의 특성실험에 의하면,⁽⁶⁾ 부하압력 $P_S=73\text{bar}$ 에서 전기모터 회전속도의 슬립률과 기어펌프 이론유량에 대한 누설유량의 비율이 각각 6.7%와 8.3%로서 부하압력에 따라 상당히 크게 변화한다. 한편 릴리프밸브의 전후 압력차 ΔP 에 의한 정상상태 통과유량은, 직동형인 경우⁽⁶⁾

$$Q_R = \frac{a(\Delta P - \Delta P_{cr})}{1 + \gamma \Delta P} \sqrt{\Delta P} \quad (2)$$

여기서 a 와 γ 는 밸브의 내부크기에 의존하는 상수이다. 식 (2)를 이용하여 직동형 릴리프밸브의 P-Q특성곡선을 그려보면 전반적으로 볼록(convex)한 비선형성을 보여주는 반면에 파일럿형은 오목(concave)한 특성을 보인다. 또한 3.1절에 의하면 부하압력의 변동에 따라 릴리프밸브 개폐

가 수반되고, 이때의 순간통과유량 $Q_R(t)$ 은 상당히 복잡한 거동을 하는 것으로 알려져 있다.⁽⁷⁾

이상 여러 요소들의 특성을 종합해 볼 때, 2방향 밸브 시스템에서 부하의 변동은 곧바로 유압과 워팩 즉 유압펌프와 릴리프밸브의 변동부하로 작용한다. 따라서 2방향밸브 시스템의 유압과 워팩을 단순히 유량 또는 압력 발생원으로 고려하는 것은 무리이고, 반드시 펌프와 릴리프밸브의 특성을 함께 고려해야만 함을 알 수 있다.

그런데 유압과 워팩을 포함한 제어체적, 솔레노이드, 개폐식 밸브 및 관로 등으로 구성된 2방향밸브 시스템의 동특성 모델은 매우 고차의 비선형 미분방정식이 될 것이다. 따라서 물리적 법칙에 근거한 모델 대신, 본 논문에서는 실험적 시간응답을 바탕으로 제안된 동특성모델을 사용하고자 한다.

3.3 블리드-오프회로의 실험적 동특성 모델

유압과 워팩의 출구에서 교축(orifice)특성의 유량부하가 개방 또는 차단되는 블리드-오프 회로에 대하여, Jeong H. S., Lee K. H. and Kim H. E.⁽⁶⁾ 등은 압력이 하강하는 경우의 회로특성을 표현하는 다음 식 (3)의 세 가지 모델과, 압력이 상승하는 경우의 회로특성을 표현하는 다음 식 (4)의 한가지 실험적 동특성 모델을 각각 별개로 제안하였다.

$$\dot{p}_f = \begin{cases} q_S - a_1\sqrt{p} & Q_S = \text{일정 Model : F1} \\ r(p_S - p) - a_2\sqrt{p} & P_S = \text{일정 Model : F2} \\ -b(p - p_o) & \text{압력 범위 Model : F3} \end{cases} \quad (3)$$

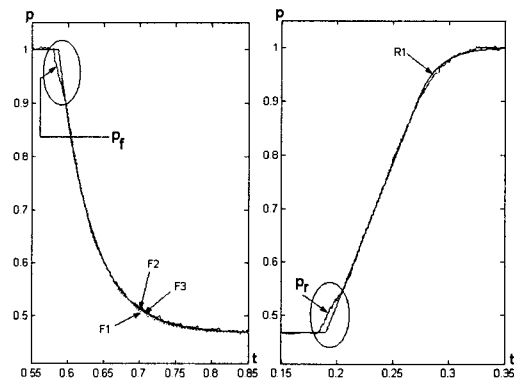
$$\dot{p}_r = q_P - c\Gamma(p - p_{cr}) \quad Q_P = \text{일정 Model : R1} \quad (4)$$

식 (3)-(4)에서 소문자 p 는 릴리프밸브의 설정 압력 P_R 로 무차원화한 압력이고 최대 공급압력 $p_S=1$ 이며, $\Gamma(\cdot)$ 는 ramp함수로서 릴리프밸브가 열리는 경우의 상당유량을 뜻한다. 그런데 2장에서 언급했듯이 블리드-오프방식인 2방향밸브 시스템의 제어압력 범위는 $P_o \sim P_R$ 이므로, 각 모델의 매개변수들은 다음 표 1과 같은 조건을 만족해야 함을 알 수 있다.

식 (3)-(4)와 표1에서 " $Q_P=$ 일정"이나 "압력일정"과 같은 모델 명칭은 실제 현상을 단순화한

Table 1 Constraints of empirical models

	model name	constraint
falling pressure	F1: 유량일정	$q_S = a_1\sqrt{p_o}$
	F2: 압력일정	$r(p_S - p_o) = a_2\sqrt{p_o}$
rising pressure	R1: 유량일정	$q_P = c(p_S - p_{cr})$



(a) Falling pressure (b) Rising pressure

Fig. 5 Comparison of the empirical models

것이 아니라, 단지 각 실험모델을 유추한 배경을 나타내기 위한 것들이다. 제안된 모델들의 시뮬레이션 결과와 실험결과 압력을 P_R 로 정규화하여 비교하면 다음 Fig. 5와 같다.

각 모델의 매개변수는 먼저 릴리프밸브 설정압력 P_R , 잔류압력 P_o 과 크래킹압력 P_{cr} 을 확인한 다음, Fig. 4와 같은 실험결과와 비교하는 과정에서 구해지며, 표1의 구속조건에 의하면 각 모델은 단 하나의 매개변수만을 가지므로 비교적 손쉽게 구할 수 있다. 그럼에서 각 모델들 모두 타원부분을 제외한 전구간에서 실험결과와 거의 완벽하게 일치함을 볼 수 있으며, 제안된 모델들의 정확성을 확인할 수 있다. Fig. 5에서 타원부분의 오차는 Fig. 2(a)에서 실제밸브 스펙이 개폐되는 시상수 구간 T_c 에 기인된 것으로 짐작된다.⁽⁴⁾

4. 압력제어 특성공식의 유도

4.1 실험적 동특성 모델의 해

3.3절에서 제시된 실험모델을 바탕으로 블리드-오프회로로 구성된 PWM 압력제어시스템의 특성

공식을 유도하고자 한다. 먼저 하강압력 모델 식 (3)의 해를 구하면, 초기압력을 p_h 라 할 때 모델 F1, F3의 해 SF1, SF3는 각각 다음 식 (5)~(6)과 같다. 반면에 모델F2의 해 SF2는 독립변수인 시간 t 에 대한 양함수(explicit function) 형태의 해를 구할 수가 없다.

$$SF1 : p_f(t) = \frac{q_s^2}{a_1^2} \left[1 + W \left(-\frac{e^x}{q_s} \right) \right]^2 \quad (5)$$

$$\begin{cases} y_o = q_s - a_1 \sqrt{p_h} \\ x = \left(-\frac{a_1^2 t + 2y_o - 2 \log(y_o) q_s}{2q_s} \right) \end{cases}$$

$$SF3 : p_f(t) = p_o + (p_h - p_o) e^{-bt} \quad (6)$$

여기서 $W(\cdot)$ 은 Lambert의 W 함수⁽⁸⁾를 표현한 것이며, 이 함수에 대한 개략적인 설명과 비선형 미분방정식인 모델 F1과 F2의 해 SF1과 SF2를 구하는 과정은 부록에 설명하였다. 상승압력모델 R1 즉 식 (4)의 해 SRI은 초기압력을 p_i 라 하면 다음과 같이 구할 수 있다.

$$SRI: p_r(t) = \begin{cases} p_i + q_p t & \text{if } p_i < p_{cr} \\ p_{cr} + \frac{q_p}{c} (1 - e^{-ct}) & \text{if } p_i > p_{cr} \end{cases} \quad (7)$$

그리고, 표 1에서 모델 R1의 구속조건을 식 (7)에 대입하면 다음 식 (8)과 같다.

$$SRI': p_r(t) = \begin{cases} p_i + c(p_s - p_{cr})t & \text{if } p_i < p_{cr} \\ p_s - (p_s - p_{cr})e^{-ct} & \text{if } p_i > p_{cr} \end{cases} \quad (8)$$

이상과 같이 유도한 각 모델의 해를 검토해 보면, 하강모델 F1의 해 SF1은 식 (5)로서 상당히 복잡하고 모델 F2의 해 SF2는 식 (A5)로서 음함수 형태로 표현된다. 따라서, 이후 본 논문의 이론적 특성공식 유도에는 상대적으로 간편한 모델 F3과 R1의 해를 사용한다.

4.2 평균압력과 맥동압력

개폐식 밸브를 PWM 신호로 구동할 경우, 정상상태(steady state)에서의 압력파형은 Fig. 2(b)와 같다. 즉 밸브가 개방되면 초기 봉우리압력 p_h 에서 하강하여 골짜기압력 p_l 에 도달하였다가, 밸브를 폐쇄하면 압력이 상승하여 다시 압력 p_h 에 도달하는 과정이 반복된다. 따라서 정상상태 도달

조건을 다음과 같이 표현할 수 있다.^(4,9)

$$p_f(t_{off}) = p_l, \quad p_r(t_{on}) = p_h \quad (9)$$

여기서 시간 t_{on} 과 t_{off} 는, Fig. 2(a)에 표시한 바와 같이 PWM 구동펄스 이후 시간 T_d 만큼 지연되어, 실제 밸브스풀이 개폐되어 있는 기간을 뜻한다. 그러므로 Fig. 2(b)의 봉우리압력 p_h 가 릴리프밸브의 크래킹압력 p_{cr} 보다 작은 경우, 봉우리와 골짜기압력 p_h, p_l 을 구하면 각각 다음과 같다.

$$\begin{cases} p_h = p_o + c(p_s - p_{cr})t_{on}/(1 - e^{-bt_{on}}) \\ p_l = p_o + c(p_s - p_{cr})t_{off}/(1 - e^{-bt_{off}}) \end{cases} \quad (10)$$

식 (10)은 하강압력 식 (6)에서 $t = t_{off}$, 상승압력 식 (8)의 첫 번째 식에서 $t = t_{on}$ 그리고 정상상태 도달조건 식 (9)로부터 구한 것으로, $p_h < p_{cr}$ 인 경우에 성립된다.

한편, 상승압력이 p_i 에서 p_{cr} 에 도달하는 시간 $t_{on,cr}$ 은 식 (8)의 첫 번째 식으로부터 다음 식 (11)이 됨을 알 수 있고, 식 (10)의 첫 번째 식으로부터 정상상태 봉우리압력 $p_h \geq p_{cr}$ 이 되는 밸브 개폐시간의 상호관계는 다음 식 (12)와 같음을 알 수 있다.

$$t_{on,cr} = (p_{cr} - p_l) / \{c(p_s - p_{cr})\} \quad (11)$$

$$t_{on} \geq \frac{p_{cr} - p_o}{c(p_s - p_{cr})} (1 - e^{-bt_{on}}) \quad (12)$$

따라서, 봉우리압력이 $p_h > p_{cr}$ 인 경우 정상상태 봉우리와 골짜기압력 p_h, p_l 을 구하면, 하강압력 식 (6)에서 $t = t_{off}$, 식 (8)의 두 번째 식에서 $t = t_{on} - t_{on,cr}$ 그리고 정상상태 도달조건 식 (9)로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{cases} p_h(t) = p_s + (p_s - p_{cr})W(-e^x)e^{bt_{off}} \\ p_l(t) = p_o + (p_s - p_o)e^{-bt_{off}} + (p_s - p_{cr})W(-e^x) \end{cases}$$

$$x = \frac{p_{cr} - p_o}{p_s - p_{cr}} - (ct_{on} + bt_{off}) - \frac{p_s - p_o}{p_s - p_{cr}} e^{-bt_{off}} \quad (13)$$

식 (10)과 (13)의 유도과정은 부록에 상세히 설명하였다. PWM 제어시 형성되는 평균압력을 $p_m = (p_h + p_l)/2$, 맥동압력을 $p_d = p_h - p_l$ 라 정의한다면, $p_h < p_{cr}$ 와 $p_h > p_{cr}$ 경우의 평균압력과 맥동압력은 각각 다음 두 식과 같이 밸브 개폐시

간 t_{on}, t_{off} 의 함수로 표시될 수 있다.

$$\begin{cases} p_m = p_o + \frac{c(p_s - p_{cr})t_{on}(1 + e^{-bt_{off}})}{2(1 - e^{-bt_{off}})} \\ p_d = c(p_s - p_{cr})t_{on} \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} p_m = p_o + \{(p_s - p_o)e^{-bt_{off}} + (p_s - p_{cr})W(-e^x)\}(e^{bt_{off}} + 1)/2 \\ p_d = \{(p_s - p_o)e^{-bt_{off}} + (p_s - p_{cr})W(-e^x)\}(e^{bt_{off}} - 1) \end{cases} \quad (15)$$

식 (14)와 (15)는 각각 식 (10)과 (13)으로부터 평균압력과 맥동압력의 정의에 따라 정리한 결과이다.

4.3 PWM 구동신호와 밸브스풀의 운동

Fig. 2(a)에 도식화한 바와 같이, 주기가 T_p 인 PWM 신호의 밸브구동시간 $t_{p,on}$ 은 듀티율에 따라 변한다. 한편 실제 밸브스풀의 거동은 개폐시 일정한 지연시간(delay time) T_d 후에 움직이기 시작하여 시상수 구간 T_c 를 지나서 개폐가 완료된다. 시상수 구간 T_c 는 3방향 고속전자밸브의 경우 1msec 이하로 추정된바 있다.⁽⁴⁾ 따라서 지연시간에 비해 상대적으로 작기 때문에 이를 무시하면, 전자식 구동 PWM 펄스신호와 실제 밸브스풀의 개폐시간 t_{on}, t_{off} 사이에는 다음과 같은 관계를 갖게 된다.

$$\begin{cases} t_{on} = t_{p,on} - T_{d,on} + T_{d,off}, & t_{off} = t_{p,off} - T_{d,off} + T_{d,on} \\ \text{if } t_{p,on} < T_{d,on} & t_{on} = 0, \quad t_{off} = T_p \\ \text{if } \begin{cases} t_{on} > T_p \\ t_{p,off} < T_{d,off} \end{cases} & t_{on} = T_p, \quad t_{off} = 0 \end{cases} \quad (16)$$

식 (16)에서 두 번째 줄은 구동시간이 지연시간보다 짧아서 밸브가 작동되지 않는 경우이고, 세 번째 줄은 반대의 이유로 밸브스풀이 닫히지 않는 경우에 해당한다.

결과적으로 말하면, PWM신호 즉 밸브 개폐시간 t_{on}, t_{off} 이 주어지면 밸브스풀의 타이밍에 관한 구속조건 식 (16)과 함께, 식 (12)에 의해 봉우리 압력 p_h 가 릴리프밸브의 크래킹압력 p_{cr} 보다 큰지 여부를 판단할 수 있으며, 그에 따라 압력제어 특성을 식 (14)~(15)으로부터 결정할 수 있다.

5. PWM 압력제어 실험

5.1 실험장치의 구성

개폐식 2방향 전자밸브를 사용한 PWM 압력제어 특성을 확인하기 위해, 다음 Fig. 6과 같이 소형 유압과워팩을 이용하여 실험장치를 구성하였다. 밸브는 2방향 포핏형 고속전자밸브를 사용하였다. 유압시스템의 공급압력은 $P_R=50\text{bar}$ 를 기준으로 실험하였으며, 실험결과 잔압은 $P_o=18\text{bar}$ 이었다. 압력이 형성되는 부하체적은 체적 251cc인 작은 실린더의 헤드측 챔버를 사용하였으며 실린더와 밸브블록 사이는 직경 12.5 mm 및 길이 2m의 고압호스로 연결하였다.

실험은 약 1초 동안 측정된 2천여 개의 압력값 중에서 정상상태에 도달한 이후의 데이터를 사용하여 최대값과 최소값을 선별하여 압력의 봉우리와 골짜기 압력을 계산한 후, 이 최소값과 최대값의 평균을 평균압력으로 그리고 이 차이를 맥동크기로서 구했다. 그런데 반송주파수가 클 경우엔 맥동압력은 크기가 매우 작아서 불연속적인 곡선이 구해지므로 이를 15차 커브 피팅하여 표시하였다.

5.2 실험 결과 검토

반송주파수를 고정시키고, 듀티율을 100%까지 2% 간격으로 증가시킨 경우, 실험결과와 4절에서 유도한 공식에 따라 계산한 결과를 평균압력은 각각 Fig. 7~8 그리고 맥동압력은 각각 Fig. 9~10에 표시하였다. 본 논문에 표시하지는 않았지만 듀티율을 증가시킨 다음 다시 감소시켰을 때에 이력현상(hysteresis)은 발견되지 않았다. Fig. 7~10

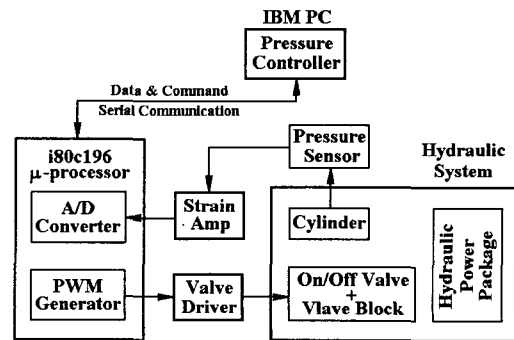
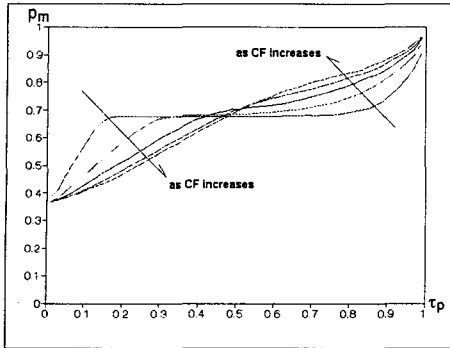
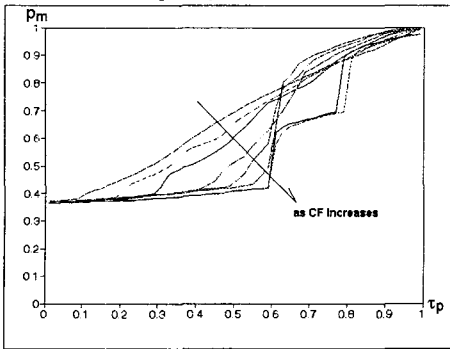


Fig. 6 Experimental setup of the 2-way valve system

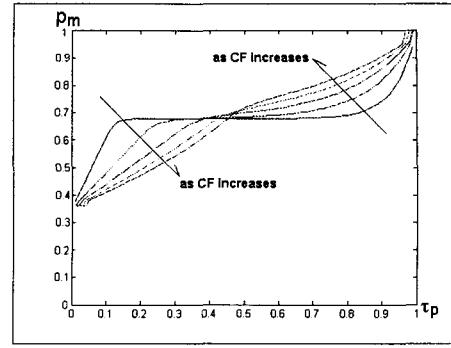


(a) Carrier frequency 2~10Hz, 2Hz interval

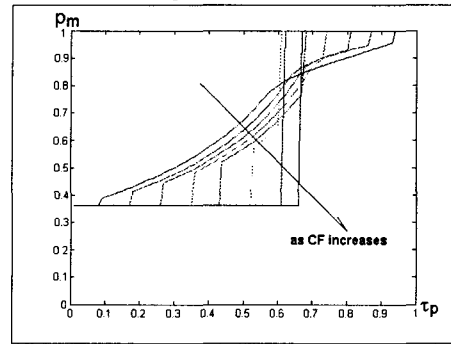


(b) Carrier frequency 20~150Hz, 20Hz interval

Fig. 7 Mean Pressure due to DR change(Experiment)

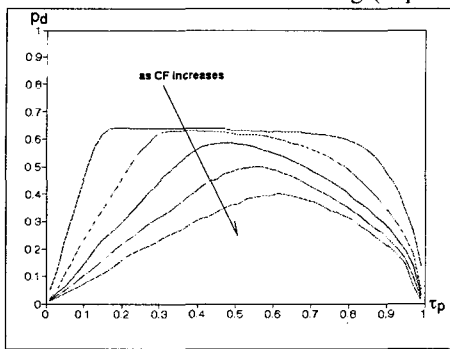


(a) Carrier frequency 2~10Hz, 2Hz interval

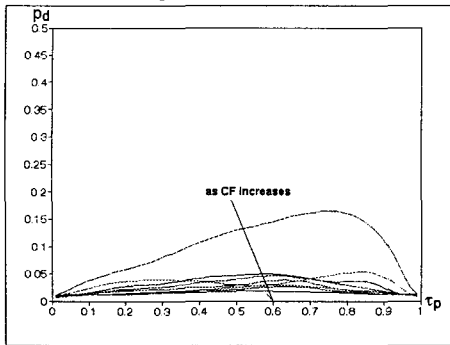


(b) Carrier frequency 20~150Hz, 20Hz interval

Fig. 8 Mean Pressure due to DR change(Calculation)

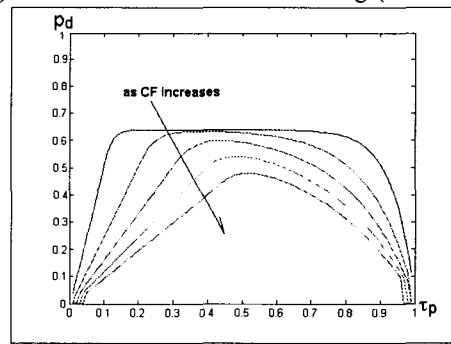


(a) Carrier frequency 2~10Hz, 2Hz interval

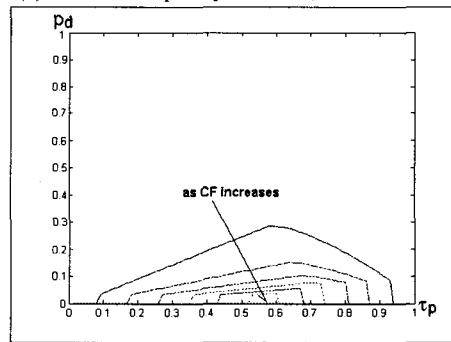


(b) Carrier frequency 20~150Hz, 20Hz interval

Fig. 9 Pressure Ripple due to DR change(Experiment)



(a) Carrier frequency 2~10Hz, 2Hz interval



(b) Carrier frequency 20~150Hz, 20Hz interval

Fig. 10 Pressure Ripple due to DR change(Calculation)

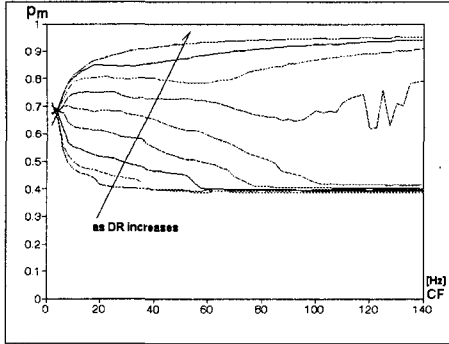


Fig. 11 Mean Pressure due to CF change(Experiment)

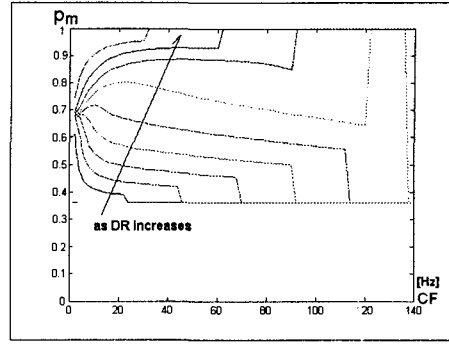
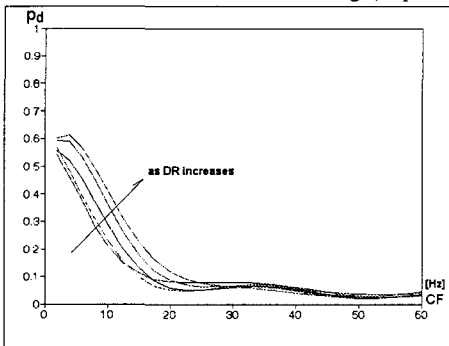
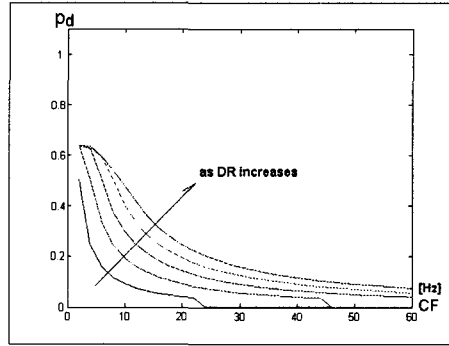


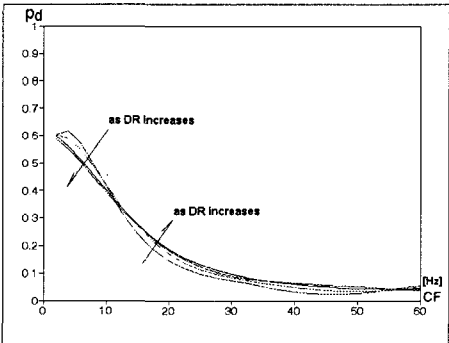
Fig. 12 Mean Pressure due to CF change(Calculation)



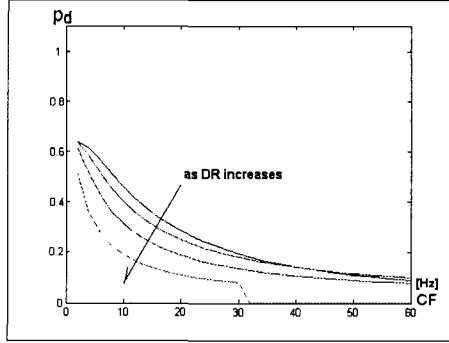
(a) Duty Ratio 10~50%, 10% interval



(a) Duty Ratio 10~50%, 10% interval



(b) Duty Ratio 60~90%, 10% interval



(b) Duty Ratio 60~90%, 10% interval

Fig. 13 Ripple due to CF change(Experiment)

Fig. 14 Ripple due to CF change(Calculation)

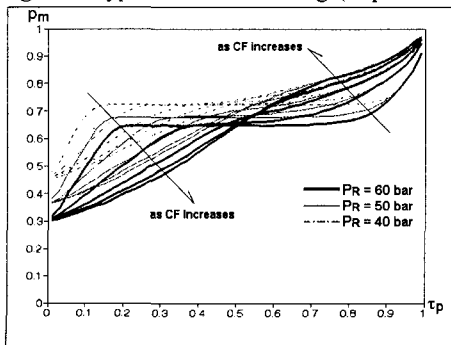


Fig. 15 Mean Pressure due to P_r change(Experiment, Carrier frequency 2~10Hz, 2Hz interval)

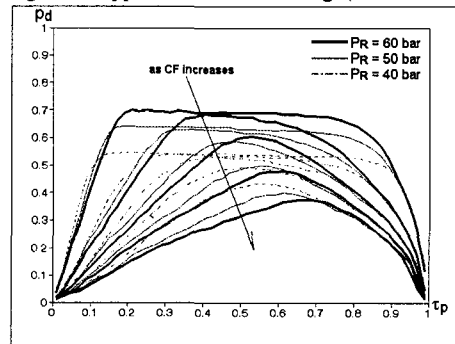


Fig. 16 Pressure Ripple due to P_r change(Experiment, Carrier frequency 2~10Hz, 2Hz interval)

의 그래프들은 반송주파수를 2Hz에서 10Hz까지 2Hz 간격으로 그리고 20Hz에서 150Hz까지 20Hz 간격으로 증가시킨 경우를 표시한 것이다.

이 절에 보인 모든 계산은 릴리프밸브의 크래킹압력 $P_{cr}=45\text{bar}$, 모델 F3과 R1의 매개변수 $b=32$, $c=103$ 그리고 밸브 개폐시 지연시간 $T_{d,on}=4.4\text{msec}$, $T_{d,off}=3.3\text{msec}$ 를 사용한 결과이다. 밸브 구동신호에 따라 형성된 Fig. 5와 같은 시간응답으로부터, 제일 먼저 크래킹압력 P_{cr} 을 추정하는 다음 3.3절에 언급한 과정으로 두 모델의 매개변수를 결정하였다. 그리고 지연시간은 구동펄스와 압력변화 시점의 차이로부터 추정하였다. 그런데 릴리프밸브의 압력-유량 특성실험에 의하지 않고 시간응답만으로 크래킹압력을 정확히 추정하는 것은 어려우며, 따라서 매개변수 c 는 항상 P_{cr} 과 함께 선정되어야 한다.

Fig. 7(b)와 Fig. 8(b)의 각 그래프들이 잔류압력 P_o 에서 갑자기 상승하는 순간은 시간지연에 의해 밸브스풀이 비로소 개방되는 시점으로, 이 순간의 듀티율을 시간으로 환산해보면 대략 $T_{d,on}$ 과 일치함을 확인할 수 있다. Fig. 8(b)의 계산과 달리 Fig. 7(b)의 실험결과에서 잔류압력이 약간씩 증가하는 현상을 보이는데, 이는 식 (16)의 전체와 달리 밸브가 약간씩 움직이기 때문이며 Fig. 2(a)의 시상수 구간에 기인한 것으로 판단된다. Fig. 7(a), Fig. 8(a)와 Fig. 9(a), Fig. 10(a)에서 평균압력과 압력맥동 그래프가 수평인 부분은 봉우리와 골짜기압력이 각각 $p_h = p_s = 1$, $p_l = p_o$ 인 경우이다.

반대로 듀티율을 일정하게 고정시킨 채, 반송주파수를 150Hz까지 2.5Hz 간격으로 증가시켰을 때 형성되는 평균압력의 실험 및 계산결과를 보면 각각 Fig. 11~12, 그리고 맥동압력은 각각 Fig. 13~14와 같다. 그림에서의 각 그래프들은 듀티율을 10%에서 90%까지 10% 간격으로 증가시킨 경우를 표시한 것이다.

위 그림들로부터 전반적으로, 특히 Fig. 10(b)과 Fig. 13에서 보듯이 높은 반송주파수에서, 압력맥동의 크기가 실험결과보다 크게 계산된 것을 볼 수 있다. 이는 주기적인 밸브개폐로 인해 압력 반사파가 중첩되고 그에 따라 압력 봉우리가 찌그러지기 때문이며, 측정에 사용된 A/D 변환기의

자릿수 한계도 또 다른 이유중 하나이다. Fig. 7(b)와 Fig. 11에 보이는 이상현상은 120Hz 이상 반송주파수에서 발생되는데, 이는 본 실험에 사용된 고속전자밸브의 성능 한계를 보여준다.

시스템 최대압력 P_R 의 영향을 살펴보기 위해, 릴리프 설정압력을 50 bar에서 40 bar와 60 bar로 변경시켜, 실험결과 얻어진 평균압력과 맥동압력을 최대압력 P_R 로 정규화하여 표시하면 각각 Fig. 15 및 Fig. 16과 같다. Fig. 15에서 무차원 잔류압력 p_o 는 각각 다르지만, 실제 잔류압력 $P_o = p_o P_R$ 은 모두 18bar로 동일함을 알 수 있다. 이는 식 (1)에서 보듯이 릴리프밸브의 설정압력과 무관하며, 동일한 펌프 송출유량이 모두 동일한 밸브를 통해 빠져나가기 때문이다.

설정압력이 변하는 경우 Fig. 15~16의 전체적인 형상은 비록 유사하지만, 부분적으로 약간씩 변화가 생김을 볼 수 있다. 하지만 부하조건에 따라 시스템의 최대압력 P_R 이 결정되면, 3.3절에서 설명한 절차에 따라 각 모델의 매개변수를 시간응답으로부터 먼저 구한 다음, 4절에서 유도된 특성공식으로 전체적인 압력제어특성은 파악할 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 단순 개폐식 2방향 전자밸브를 PWM 신호로 구동하는 압력제어시스템에 대하여, 구동신호의 반송주파수와 듀티율에 따라 제어체에 형성되는 평균압력과 압력맥동의 크기를 표현하는 특성공식을 유도하였다.

먼저, 전형적인 압력제어 시스템의 특성을 검토한 후, 유압파워팩 특히 릴리프밸브의 동특성이 혼재된 블리드-오프 방식으로 구성된 개폐식 2방향전자밸브 압력제어시스템의 실험적 상승압력 및 하강압력 모델의 해를 구하였다. 이 모델의 해와 PWM 제어시 정상상태 도달조건 그리고 밸브스풀 거동의 구속조건으로부터 특성공식을 유도하고, PWM 압력제어 실험을 수행하였다.

실험과 특성공식의 비교결과를 종합함으로써, PWM신호의 전 듀티율과 반송주파수 영역에서 평균압력과 맥동크기의 경향이 일치함은 물론 평균압력의 크기 또한 상당히 정확하게 일치함을 확인할 수 있었다. 이로써 유도된 특성공식의 타

당성을 확인할 수 있었으며, 릴리프밸브의 크래킹압력을 정확하게 측정한다면 계산결과의 정확성은 더욱 향상될 것으로 예상된다.

이상의 결과로서, 개폐식 2방향 전자밸브를 사용하여 PWM 신호로 구동되는 압력제어시스템을 구성할 때 주요 제어변수인 반송주파수와 듀티율의 선정기준을 마련하였으며, 이상의 결과는 압력제어시 수반되는 불필요한 맥동을 억제하기 위한 전략수립의 기초자료로 사용될 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 목적기초연구(과제번호 2000-1-30400-002-3)의 지원과 과학기술부의 국가지정연구실사업(과제번호 2000-N-NI-01-C-177)의 일부 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) 田中 裕久, 昭和 62年, 油空壓の デジタル 制御와 應用, 近代圖書(株).
- (2) Tanaka, H., Araki, K., Ogimura, Y. and Hamamoto, S., 1985, "Electro-Hydraulic Digital Servo-Mechanism by the Pulse Flow Control," *Proc. Int. Symposium on Fluid Control and Measurement*, Tokyo, Japan, pp. 429-434.
- (3) Tanaka, H., Hiroyoshi, T., 1988, "Fluid Power 8, Pulse Flow Control Valves and Simplified Proportional Valves," *Proc. 8th Int. Symp. on Fluid Power*, BHRA.
- (4) Jeong Heon-Sul, 1977, "Pressure Control Characteristics of ON/OFF 3-way Solenoid Valve Driven by PWM Signal," *Transaction of KSME*, A, Vol. 21, No. 3, pp. 485-501.
- (5) Jeong Heon-Sul, Park Seong-Jin and Kim Chang-wan, 1997, "Experimental Comparative Study of PWM Pressure Control Characteristics of 2-Way Solenoid Valve," *Spring conference of KSPE* pp. 107-111.
- (6) Jeong Heon-Sul, Lee Kwnag-Heon and Kim Hyoung-Eui, "Reexamination of Derivation of Empirical Dynamic Model for a Hydraulic Bleed-Off Circuit," *Transaction of KSME*, to be published.
- (7) Piche, R., Ellman, A., Vilenius, M., 1994, "Integration of Numerically Stiff Fluid Power Circuit Models Using an L-stable Runge-Kutta Method," *7th Bath International Fluid Power Workshop*, University of Bath.
- (8) R. M. Corless, G. H. Gonnet, D. E. G. Hare, D. J. Jeffrey, and D. E. Knuth, 1996, "On the Lambert W function," *Advances in Computational Mathematics*, Vol. 5, pp. 329-359.
- (9) Jeong Heon-Sul, Kim Hyoung-Eui, "Experimental Based Analysis of the Pressure Control Characteristics of a Oil Hydraulic 3-Way On/Off Solenoid Valve Controlled by PWM Signal," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurements, and Control*, Vol. 124, No. 1, pp. 196-205.
- (10) Chang Hyo-Whan, Ahn Byeong-Hong and Lee ChoonHo, 1987, "A Study on Discontinuous Control Methods for a Hydraulic Position-Control System," *Transaction of KSME*, A, Vol. 11, No. 3, pp. 465-72.

부 록

A.1 Lambert의 W 함수

Lambert의 W 함수 $W(\cdot)$ 은 다음 식 (A1)을 변수 y 에 대하여 구한 해 $y=W(x)$ 로 정의된다.

$$ye^y = x \quad (A1)$$

이와 유사하게, 다음 식 (A2)의 역함수(inverse function)는 Tree함수라 불리며, W 함수와는 $T(x) = -W(-x)$ 의 관계를 갖는다.

$$T(x)e^{-T(x)} = x \quad (A2)$$

실수 x 에 대하여 $W(x)$ 의 그래프를 다음과 같은 MathWorks사의 수치계산용 프로그램인 Matlab의 다음과 같은 명령어로 그리면 Fig. A1과 같다.

$$x=[-4:0.1:1]; \quad y=x.*\exp(x); \quad \text{plot}(y,x)$$

Fig. A1에서 보듯이, $-1/e \leq x < 0$ 의 실수 구간에서 두 개의 값을 갖는다. 보통 $-1 \leq W(x)$ 부분의 가지를 $W_0(x)$ 또는 그냥 $W(x)$ 로 표기하며, 이를 주가지(principal branch)라 부른다. 그리고 $W(x) \leq -1$ 부분의 가지는 $W_{-1}(x)$ 로 표기한다.

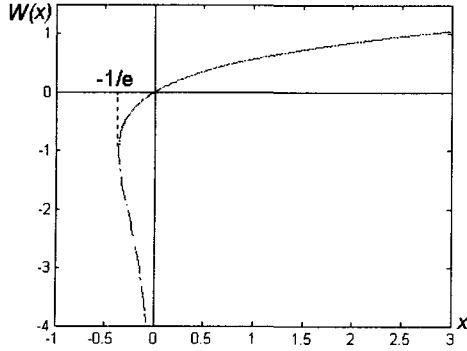


Fig. A1 Lambert W function

다. 주가지 $W_0(x)$ 는 $x > 0$ 구간에서 (A1)의 정의에 의해 다음 식 (A3)을 만족함을 알 수 있다 (이 함수의 좀더 상세한 사항은 참고문헌 (8) 참조).

$$\log W_0(x) + W_0(x) = \log x \quad (A3)$$

A.2 하강압력 모델 F1과 F2의 해

초기값이 $p_f(0) = p_h$ 라고 할 때, 식 (3)의 하강압력모델 F1의 해 SF1을 Matlab의 Symbolic Math Toolbox를 사용하여 구했다. 먼저 변수 $y = q_s - a_1\sqrt{p}$ 를 도입하여 식 (3)의 첫 번째 식을 정리하면, 초기값이 $y(0) = y_0$ 이라고 할 때 다음과 같다.

$$2(q_s - y)\dot{y} = -a_1^2 y, \quad y_0 = q_s - a_1\sqrt{p_h} \quad (A4)$$

이식의 해 SF1을 구하기 위해 Matlab 명령어 "YFI=dsolve('2*(qs-y)*Dy=-a^2*y','y(0)=yo')"를 실행하면 식 (5)를 얻을 수 있다. 모델 F2에 대하여, 식 (3)의 두 번째 식에 변수 $y = \sqrt{p}$ 를 도입하여 치환한 후, 해를 구하기 쉬운 형태로 정리하면

$$2y\dot{y} = \gamma(p_s - y^2) - a_2 y$$

$$\frac{2y}{y^2 + (a_2/\gamma)y - p_s} \dot{y} = \left[\frac{2y + (a_2/\gamma)}{y^2 + (a_2/\gamma)y - p_s} - \frac{(a_2/\gamma)}{\{y + (a_2/2\gamma)\}^2 + \{p_s - (a_2/2\gamma)^2\}} \right] \dot{y} = -\gamma$$

이식의 양변을 적분하면 다음과 같은 음함수 형태의 해 SF2를 구할 수 있다.

$$\log\left(y^2 + \frac{a_2}{\gamma}y - p_s\right) - \frac{a_2}{\gamma d} \tan^{-1}\left(\frac{y}{d} + \frac{a_2}{2\gamma d}\right) = -\gamma t + C \quad (A5a)$$

$$\log\left(y^2 + \frac{a_2}{\gamma}y - p_s\right) + \frac{a_2}{2\gamma d} \log\left\{\frac{d + \frac{a_2}{2\gamma} + y}{d - \frac{a_2}{2\gamma} - y}\right\} = -\gamma t + C \quad (A5b)$$

여기서 $d = \sqrt{p_s - (a_2/2\gamma)^2}$ 이며, 표1의 구속조건을 대입하면 $d = \sqrt{\{4p_s p_o - (p_s - p_o)^2\}/(4p_o)}$ 이 된다. 식 (A5a)와 (A5b)는 각각 d 가 실수 또는 허수, 즉 p_o/p_s 가 $3 - 2\sqrt{2}$ 보다 클 때와 작을 때의 해이며, C 는 적분상수이다.

A.3 봉우리와 골짜기압력 식 (10)과 식 (13)의 유도

4.2절의 식 (10)은 다음 Matlab 명령어 "[PhL, PIL]=solve('po+(ph-po)*exp(-b*toff)=pl','pl+c*(ps-pcr)*ton=ph','ph,pl');"를 실행한 다음, 이 결과를 정리하면 얻을 수 있다. 그리고 $p_h > p_{cr}$ 경우의 봉우리와 골짜기압력을 구하기 위해, 먼저 Matlab 명령어 "[PhH, PIH]=solve('po+(ph-po)*exp(-b*toff)=pl','ps-(ps-pcr)*exp(-c*ton+(pcr-pl)/(ps-pcr))=ph','ph,pl');"를 실행한 후, 그 결과를 정리하면

$$\begin{cases} e^{-bt_{off}} p_h(t) = p_{cr} - p_o(1 - e^{-bt_{off}}) - (p_s - p_{cr})(ct_{on} + bt_{off} + F_x) \\ p_l(t) = p_{cr} - (p_s - p_{cr})(ct_{on} + bt_{off} + F_x) \end{cases} \quad (A6)$$

여기서 $F_x = \log\{-LW(-e^x)\}$ 이고, x 는 식 (13)에 정의되어 있다. 한편 Lambert함수의 성질에 의하면 $\log\{-LW(-e^x)\} = x - LW(-e^x)$ 이므로, 이를 이용하여 식 (A6)을 좀더 정리하면 식 (13)을 구할 수 있다.