

유압 블리드-오프 회로의 특성 재검토 및 실험적 동특성 모델링

정헌술[†] · 이광현^{*} · 김형의^{**}
(2001년 11월 14일 접수, 2002년 4월 26일 심사완료)

Reexamination and Derivation of Empirical Dynamic Model for a Hydraulic Bleed-Off Circuit

Heon-Sul Jeong, Kwang-Heon Lee and Hyoung-Eui Kim

Key Words: Bleed-Off Circuit(블리드-오프 회로), Relief Valve(릴리프밸브), Pressure Control System(압력제어시스템), Empirical Dynamic Model(실험적 동특성 모델)

Abstract

Meter-in, meter-out and bleed-off circuits are widely utilized in order to adjust the speed of a hydraulic actuator by using a flow control valve and in order to regulate the pressure of a hydraulic volume by using a simple on-off valve. In these circuits, a relief valve serves either to maintain constant system pressure or to protect the system from over-pressure loading. The relief valve of a bleed-off circuit is the second case frequently undergoing on-off action during operation. It makes the analysis of the pressure control characteristics of the circuit highly difficult. In this paper, steady-state flow rate, pressure, heat loss and efficiency of the three circuits are reexamined and basic experiments for obtaining the characteristics of a pump and relief valve are conducted. Finally, simple empirical first-order dynamic models of decreasing and increasing pressure were separately proposed and verified by comparison with experiment. As the result, the basis for the theoretical analysis of the pressure control characteristics of a bleed-off circuit using a simple on-off valve is established.

기호설명

A_{CH}, A_{CR} : 실린더 헤드, 로드측 면적	P_1 : 회로입구 공급압력
A_P, A_V : 밸브/피스톤 면적, 밸브 개구면적	P_2, P_3 : 실린더 헤드, 로드 측 압력
C_d : 오리피스 유량계수	P_i, P_m, P_o : 압력보상형 유량제어밸브의 입구, 내부, 출구 압력
d : 밸브 스톱의 직경	P_{cr} : 릴리프밸브 크래킹압력
F_C, V_C : 실린더 속도, 부하	P_O : 블리드-오프 회로의 잔류 압력
H : 소모동력 또는 발열량	P_R : 릴리프밸브 설정압력
	P_S : 유압 파워팩 공급압력
	Q_P, Q_S : 펌프, 유압 파워팩 공급유량
	Q_R, Q_V : 릴리프 귀환, 밸브통과 유량
	Q_{CH}, Q_{CR} : 실린더 헤드, 로드측 유출입 유량

[†] 책임저자, 회원, 군산대학교 기계공학부
E-mail : hsjeong@kunsan.ac.kr
TEL : (063)469-4723 FAX : (063)469-4727
^{*} 군산대학교 대학원 기계공학부
^{**} 회원, 한국기계연구원 유공압연구실

- V : 실린더 체적
- x_V : 밸브 스펙의 변위
- β : 체적탄성계수(bulk modulus)
- θ : 스펙의 포핏 각도
- η : 시스템 동력 효율 ρ : 유체 밀도

아래첨자

- BO : 블리드-오프 회로 f : 압력 하강 시
- MI : 미터-인 회로 MO : 미터-아웃 회로
- O : 오리피스 r : 압력 증가 시
- T : 탱크 V : 밸브

1. 서론

유압 작동기(hydraulic actuator)로서 선형운동을 하는 유압 실린더(cylinder)와 회전운동을 하는 유압 모터(motor)의 속도제어시스템에는 유압회로 내에 통과 유량을 조절하는 유량제어밸브(flow control valve)의 위치에 따라 미터-인(meter-in), 미터-아웃(meter-out) 그리고 블리드-오프(bleed-off) 방식의 세 가지 회로가 일반적으로 사용된다. 반면, 압력제어시스템에는 고속전자밸브(high speed solenoid valve)와 같은 저가의 개폐식밸브를 미터-인 회로와 블리드-오프 회로로 구성하여, 이 밸브를 펄스폭 변조(pulse width modulation, PWM)신호로 구동함으로써 제어체적 내의 압력을 조절한다.

한편 유압시스템에 사용되는 펌프(pump)는 높은 시스템 압력이 가해지기 때문에 용적형(positive displacement, hydrostatic) 펌프가 사용된다. 그런데 용적형 펌프는 비용적형(non-positive displacement, hydrodynamic) 펌프와 달리 과도한 부하가 가해졌을 때 시스템 내에 과도한 압력이 형성되며, 따라서 시스템을 보호하기 위한 안전장치로서 펌프의 출구에 반드시 릴리프밸브(relief valve)가 설치된다. 이 릴리프밸브는 회로의 구성에 따라 그 역할이 크게 두 가지로 구분될 수 있다. 대부분의 경우, 유압 공급원인 펌프로부터 대상 시스템에 일정한 압력의 유압유를 공급하기 위한 목적으로 사용되는 반면에, 부하 상태에 따라 시스템 내에 과도한 압력이 형성되는 것을 방지하는 역할로 사용되는 경우도 있다.

앞에서 언급한 미터-인과 미터-아웃 회로에서

릴리프밸브는 전자의 경우에 해당한다. 한편, 블리드-오프 회로는 후자의 경우에 해당하며, 이 회로에서 릴리프밸브는 부하에 따라 즉 펌프의 출구압력이 릴리프밸브의 설정 크래킹압력 P_{cr} 보다 상승 또는 하강할 때마다 개폐동작을 겪게 된다. 한편 본 논문의 주된 관심사인 압력제어시스템 중에서, 미터-인 회로의 PWM구동신호에 따른 압력특성은 이미 상세한 해석 및 실험적 검증을 통해 확립되었다.^(1,2) 반면, 블리드-오프 회로의 PWM 압력제어 특성은 릴리프밸브의 동특성이 혼합되어 있기 때문에, 시뮬레이션 해석이 아닌 이론적 해석을 통해 유도하는 것은 거의 불가능하다. 따라서 정헌술 등⁽³⁾은 블리드-오프 회로의 압력제어 특성을 미터-인 회로와의 실험적 비교를 통해 그 유사성을 확인한 바 있다.

이러한 맥락에서, 본 논문의 2장에서는 유압 작동기의 속도 및 압력제어에 많이 사용되는 블리드-오프 회로와 미터-인, 미터-아웃 회로의 전반적 정상상태 특성을 비교 검토하고, 블리드-오프 회로 및 이 회로의 핵심요소인 릴리프밸브 특성파악을 위한 기초실험을 3장에서 수행한다. 4장에서는 3장에서 실험한 블리드-오프 회로 핵심요소들의 복합적인 비선형 특성에도 불구하고, 빠르게 변동하는 시간응답 특성을 두 개의 1차 미분방정식으로 정확히 묘사할 수 있는 수학적 모델을 제시하고 이를 실험결과와 비교한다. 마지막으로 5장에서 결론을 유도하며, 그 결과 단순 개폐식밸브를 사용한 블리드-오프 압력제어 회로의 이론적 해석을 위한 기초를 수립하고자 한다.

2. 미터-인, 미터-아웃 및 블리드-오프 유압회로의 정상상태 특성 재검토

미터-인 회로는, Fig. 1에 도시한 바와 같이, 실린더의 입구 즉 헤드(head)측에 설치된 유량제어 밸브로서 피스톤의 전진속도를 조절하는 회로를 지칭하며, 실린더의 출구 즉 로드(rod)측에 유량제어 밸브가 설치되면 미터-아웃 회로 그리고 실린더 입구에 병렬로 유량제어 밸브가 설치된 경우를 블리드-오프 회로라고 각각 지칭한다.

2.1 속도제어시 정적특성 비교

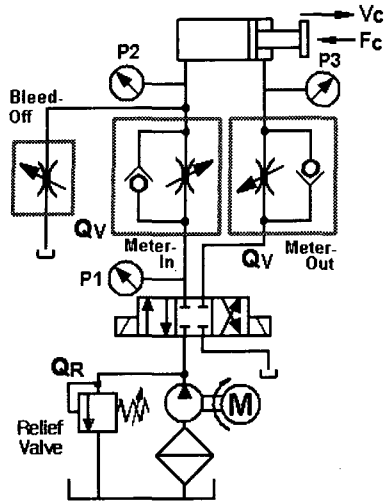


Fig. 1 Hydraulic speed control system

부하 F_C 를 받는 실린더가 일정한 속도 V_C 로 이동하는 정적 상태의 경우, 미터-인과 미터-아웃 회로에서 유량제어 밸브를 통과하는 유량 $Q_{V,MI}$ 과 $Q_{V,MO}$ 는 다음 식 (1)과 같이 각각 실린더의 속도에 대응하는 실린더 헤드 측과 로드 측의 유량과 동일하며, 릴리프밸브를 통해 탱크로 귀환되는 유량 Q_R 은 펌프에서 공급된 잉여의 유량이다.

$$\begin{cases} Q_{V,MI} = Q_{CH} = A_{CH}V_C \\ Q_{R,MI} = Q_P - Q_{CH} \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} Q_{V,MO} = Q_{CR} = A_{CR}V_C \\ Q_{R,MO} = Q_P - Q_{CH} \end{cases} \quad (2)$$

일반적으로 방향제어밸브에서의 압력 손실은 그다지 크지 않으므로 이를 무시하면, 미터-인 회로의 실린더 로드 측에는 탱크까지 관로의 압력 손실에 해당하는 압력 P_T 이 형성된다. 또한 귀환 관로의 손실압력도 작은 경우가 일반적이며, 그렇지 않더라도 시스템 내부의 모든 압력 크기의 상대적 기준을 P_T 로 설정하면 $P_T \cong 0$ 으로 표시할 수 있다. 실린더 헤드 측에는 실린더 부하에 상당한 압력이 형성되며, 유량제어밸브의 입구에는 릴리프밸브의 설정압력 P_R 에 의해 결정된다. 이들의 결과를 정리하면 다음 식 (3)과 같다.

$$\begin{cases} P_{1,MI} = P_R \\ P_{2,MI} = F_C/A_{CH} \\ P_{3,MI} = P_T \cong 0 \end{cases} \quad (3)$$

반면, 미터-아웃 회로에서 헤드 측에는 릴리프 밸브의 설정압력이 형성되며, 로드 측에는 실린더 부하에 상당하는 압력이 형성된다. 따라서,

$$\begin{cases} P_{1,MO} = P_{2,MO} = P_R \\ P_{3,MO} = (P_{2,MO}A_{CH} - F_C)/A_{CR} \end{cases} \quad (4)$$

식 (3)과 식 (4)를 비교해 보면 미터-아웃 회로의 경우, 실린더에 형성되는 압력이 상대적으로 더 크며, 특히 실린더 배압(로드 측 압력)은 부하에 상응하여 형성됨을 알 수 있다. 그 결과, 미터-아웃 회로의 경우 실린더 부하가 음의 방향(피스톤을 전진시키는 방향)으로 작용하는 경우에 로드 측에 형성되는 압력으로 인해 실린더가 폭주하는 것을 예방할 수 있다. 따라서 미터-인 회로는 변동이 적은 양의 방향(피스톤 전진에 저항하는 방향) 부하가 작용하는 경우에 적용되며, 반면에 미터-아웃 회로는 변동 가능성이 있는 음의 부하가 작용하는 경우에 주로 사용된다.

이때 릴리프밸브의 설정압력 P_R 은, 두 회로 모두, 일반적으로 실린더의 최대부하에 상응하는 압력보다 약간 크게 설정한다. 이는 다음절에서 검토한 바와 같이 불필요한 펌프의 동력손실을 최소화하기 위한 것임을 알 수 있다.

블리드-오프 회로의 경우에도, 일반적으로 실린더의 예상 최대부하보다 약간 높게 릴리프밸브를 설정한다. 따라서 정상적인 운전 상황에서 릴리프밸브는 차단된 상태에 있다. 실린더에는 실린더의 속도에 상응한 유량이 공급되며, 따라서 유량제어 밸브에는 펌프 송출유량의 잉여 유량이 통과된다. 즉 밸브를 통해 탱크로 귀환되는 유량을 조절하여, 실린더로 공급되는 유량 즉 실린더 속도를 간접적으로 조절한다.

$$\begin{cases} Q_{V,BO} = Q_P - Q_{CH} \\ Q_{R,BO} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

실린더 로드 측 압력은 탱크 압력에 해당하는 저압이며, 펌프 출구 측과 실린더헤드 측은 다음 식과 같이 부하에 상응하여 압력이 형성된다.

$$\begin{cases} P_{1,BO} = P_{2,BO} = F_C/A_{CH} \\ P_{3,BO} = P_T \cong 0 \end{cases} \quad (6)$$

따라서, 정상적인 운전상황에서는 항상 $P_{1,BO} = P_{2,BO} \leq P_R$ 상태에 있게 된다. 이 회로는 음의 부하에 대한 저항력이 없으며 크기가 변동하는 양의 부하에도 속도 변동이 크기 때문에, 일정한 크기의 양의 부하에 대하여 주로 채택된다.

2.2 발열량 및 효율 비교

정상상태 하에서, 각 회로의 유효하게 사용된 동력을 제외한 에너지 즉 발열량을 계산해 보면 다음과 같다. 먼저, 미터-인 회로와 미터-아웃 회로는 각각 릴리프밸브와 유량제어밸브에서 동력이 소모되므로, 그로 인한 발열량은 각각 다음 식과 같다.

$$\begin{cases} H_{MI} = Q_R P_{1,MI} + Q_{V,MI} (P_{1,MI} - P_{2,MI}) \\ H_{MO} = Q_R P_{1,MO} + Q_{V,MO} P_{3,MO} \end{cases} \quad (7)$$

그런데, 두 회로의 밸브 통과유량은 각각 식 (1)-(2)이고, 실린더 헤드와 로드 측에 형성되는 압력은 식 (3)-(4)임을 고려하면

$$H_{MI} = H_{MO} = \frac{(Q_P - Q_{CH})P_R}{V_C(A_{CH}P_R - F_C)} \quad (8)$$

즉, 두 회로의 발열량은 동일한 부하조건에서는 항상 동일함을 확인할 수 있다. 반면 블리드-오프 회로 경우, 릴리프밸브는 닫힌 상태에 있어 유량제어 밸브에서만 에너지가 소모되기 때문에 발열량은

$$H_{BO} = Q_{V,BO} P_{2,BO} = (Q_P - Q_{CH})P_{2,BO} \quad (9)$$

그런데, 릴리프밸브를 최대부하보다 크게 설정하므로 식 (8)에서 $A_{CH}P_R - F_C \geq 0$ 이 되고, 앞 절에서 설명한 바와 같이 블리드-오프 회로에서 $P_{2,BO} \leq P_R$ 이므로, 블리드-오프의 발열량은 항상 다른 두 회로보다 적다.

유압시스템의 효율을 펌프에서 단위시간당 송출되는 유압에너지에 대하여 실린더에서 사용된 유효한 동력의 비로 정의할 때, 각 회로의 효율은 다음과 같다. 마찰손실을 무시한 상태에서 실린더의 기계적인 일은 공급된 유압에너지에 상당하기 때문에, 미터-인 회로와 미터-아웃 회로의 시스템 효율은 각각 다음 식들과 같다.

$$\eta_{MI} = \{(Q_P - Q_R)P_{2,MI}\} / \{Q_P P_{1,MI}\} \quad (10)$$

$$\eta_{MO} = \{(Q_P - Q_R)(P_{1,MO} - P_{2,MO})\} / \{Q_P P_{1,MO}\} \quad (11)$$

그런데 두 회로에서 손실되는 유압에너지는 서로 동일하기 때문에, 동일한 부하조건에서 두 회로의 효율 역시 동일함을 알 수 있다. 한편 블리드-오프 회로의 효율은

$$\eta_{BO} = \{(Q_P - Q_V)P_{2,BO}\} / \{Q_P P_{1,BO}\} = (Q_P - Q_V) / Q_P \quad (12)$$

블리드-오프 회로의 손실동력이 항상 다른 두

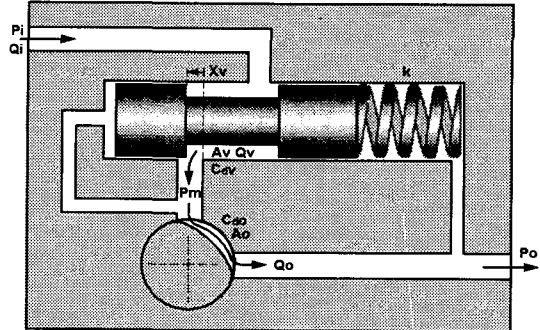


Fig. 2 Pressure compensated flow control valve

회로보다 적기 때문에, 블리드-오프 회로의 효율이 항상 크다.

2.3 입력보상형 유량제어 밸브의 경우

유량제어 밸브에 사용되는 가변 교축기(variable throttling device, orifice)는 밸브의 개도에 따른 유량으로 그 특성을 표시할 수 있다. 일반적으로 선형(linear), 수정된 선형(modified linear), 포물선형(parabolic) 또는 제곱근형(square, quick opening) 등이 채택되는데, 이 특성은 특정 온도와 압력강하 상태에서의 유량을 표시한 것이다. 하지만, 이러한 비보상형 단순 교축기의 유량특성은 부하압력에 따라 크게 변화하기 때문에, 부하 변동에도 불구하고 일정한 속도를 유지하기 위한 목적으로 입력 보상형 유량제어 밸브가 사용된다. 보상형 유량제어밸브는 Fig. 2와 같이 일종의 감압밸브를 교축기 전부 또는 후부에 추가하여 교축기 전후의 압력 차이를, 그 결과 통과 유량을 일정하게 유지시키도록 한 것이다.

Fig. 2에서 감압밸브와 교축 부분의 통과유량과 압력조절스플의 힘 평형관계는 각각 다음 두 식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{cases} Q_o = C_{d0} A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_m - P_o)} \\ Q_v = C_{dv} A_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_i - P_m)} \end{cases} \quad (13)$$

$$P_m A_p = P_o A_p + k(x_{V,0} + x_{V,max} - x_V) - C_f x_V \sqrt{P_i - P_m} \quad (14)$$

여기서 $x_{V,0}$ 는 스프링 초기 압축길이이며, (14) 식의 마지막 항은 스프링의 정상상태 유체 작용력(flow-induced force)으로서 C_f 는 유동력 계수를 나타낸다.⁽⁶⁾ 밸브 내부 누설유량을 무시하면

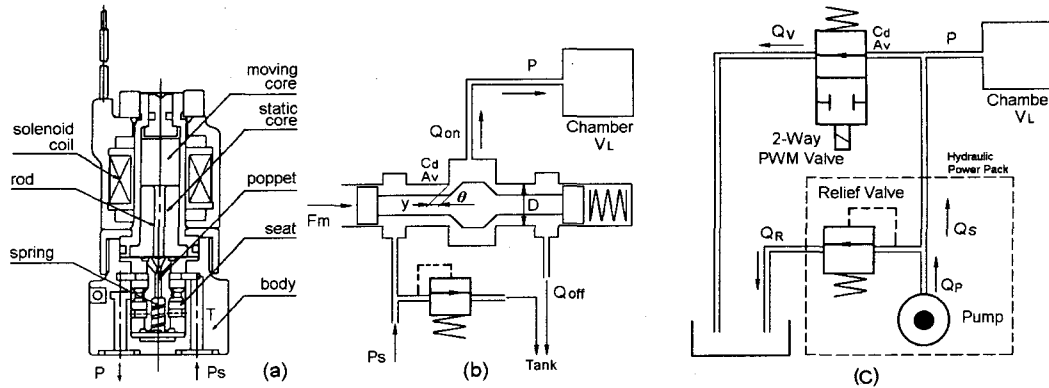


Fig. 3 PWM valve, meter-in and bleed-off pressure control system

$Q_V = Q_O$ 이므로, 식 (13)에서 중간실 압력 P_m 을 구하면

$$\begin{cases} a = (C_{d0}A_0)^2 / (C_{dV}A_V)^2 \\ P_m = (P_i + aP_o) / (1 + a) \end{cases} \quad (15)$$

스프링의 초기 압축길이에 대응하는 크래킹 (cracking) 압력을 $P_{cr} \equiv kx_{V,0} / A_P$ 라 정의하고, 식 (14)의 유체 작용력은 상대적으로 작기 때문에 이를 무시하고 스톱의 변위를 구하면

$$k(x_{V,max} - x_V) = \{P_i - P_o - (1 + a)P_{cr}\} \times A_P / (1 + a) \quad (16)$$

그런데, 압력보상 기능이 정상적으로 발휘되기 위해서 스톱 변위는 $0 \leq x_V \leq x_{V,max}$ 이어야 한다. 따라서 유량제어밸브의 입, 출구 압력은 다음 범위 내에 있어야 한다.

$$\begin{cases} P_i - (1 + a) P_{cr} - P_{V,max} \leq P_o \\ \leq P_i - (1 + a) P_{cr} \\ P_o + (1 + a) P_{cr} \leq P_i \\ \leq P_o + (1 + a) P_{cr} + P_{V,max} \end{cases} \quad (17)$$

여기서 $P_{V,max} = \frac{kx_{V,max}(1+a)}{A_P}$.

유량제어밸브 입, 출구의 압력은 2.1절에서 보듯이 각각 미터-인 회로에서는 $P_o = F_C / A_{CH}$, $P_i = P_R$, 미터-아웃 회로에서는 $P_o \approx 0$, $P_i = (P_R A_{CH} - F_C) / A_{CR}$ 이며 블리드-오프 회로에서는 $P_i = F_C / A_{CH}$, $P_o \approx 0$ 이므로, 압력보상이 구현되면서 일정속도 제어가 가능한 실린더 부하 F_C 의 범위를 각각 식 (17)로부터 결정할 수 있다.

2.4 압력제어시 특성 비교

일정한 체적 내의 압력을 제어하는 경우, Fig. 3과 같이 3방향 (3-way) 밸브를 사용한 미터-인 회로와 2방향 (2-way) 밸브를 사용한 블리드-오프 회로가 일반적으로 채택된다.^(3,4)

여기에서 사용되는 밸브는 밸브 스톱의 연속 동작이 가능한 고가의 비례제어밸브나 서보밸브 등이 사용될 수도 있지만, 상대적으로 저가의 고속전자밸브 (high speed solenoid valve) 밸브가 많이 사용된다. 이 밸브는 일정한 주기의 반송주파수 (carrier frequency) 신호에서 밸브를 개방하는 신호의 폭의 비율 즉 듀티율 (duty ratio)을 변경시키는 펄스폭변조 (pulse width modulation, PWM) 신호를 인가함으로써, 펄스 형태의 유량을 미터-인 회로에서는 체적에 공급하거나 블리드-오프 회로에서는 탱크로 귀환시킴으로써 체적 내의 압력을 조절하게 된다.

미터-인 회로에서 릴리프밸브는 시스템 공급압력 $P_S \approx P_R$ 을 항상 일정하게 유지시키는 역할을 하는 반면, 블리드-오프 회로에서는 시스템 내의 최고압력을 제한하는 역할을 한다. 따라서 듀티율이 100%인 경우 두 회로 모두 제어압력은 릴리프밸브 설정압력에 도달하고, 펌프의 공급유량은 모두 릴리프밸브를 통해 탱크로 복귀하게 된다. 반면 듀티율이 0%인 경우, 미터-인 회로는 제어압력이 $P_T \approx 0$ bar에 도달하지만 블리드-오프 회로는 펌프 송출체적 Q_P 가 모두 고속전자밸브를 통과하므로, 이 밸브의 오리피스효과 $Q_P = C_d A_V \sqrt{2P_o / \rho}$ 에 해당하는 잔류압력 P_o 가 형

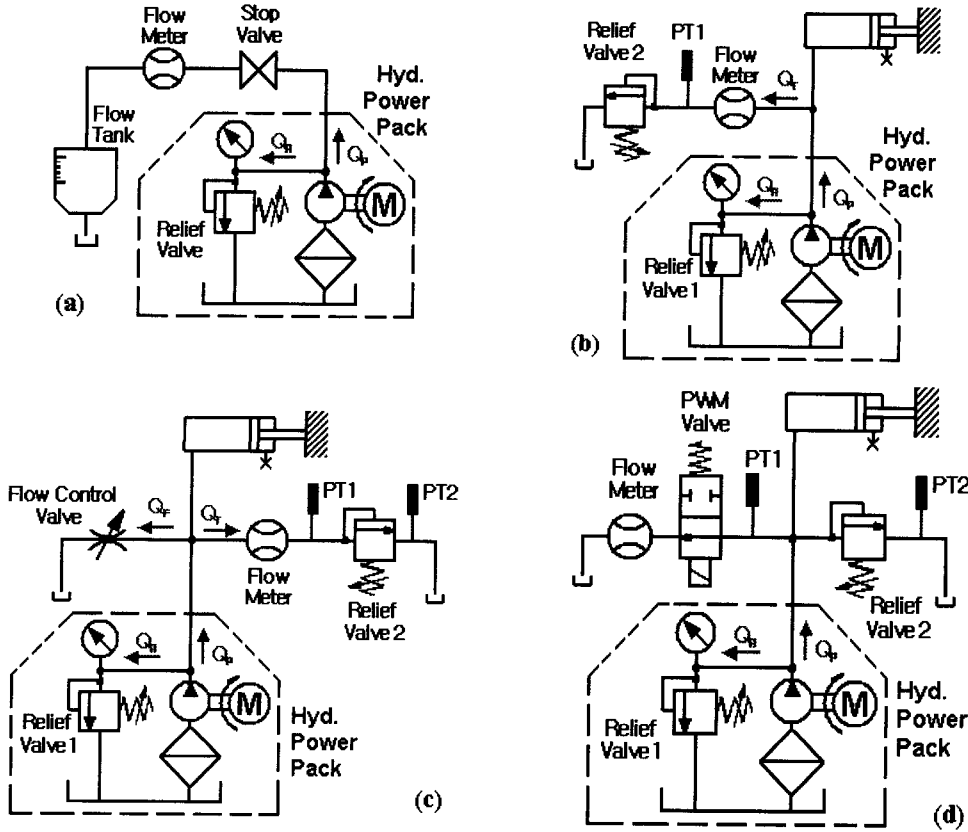


Fig. 4 Experimental test circuits (a) flow meter calibration circuit, (b) pump flow rate test circuit, (c) relief valve test circuit, (d) bleed-off test circuit

성된다. 결과적으로 미터-인 회로와 블리드-오프 회로의 제어 압력의 범위는 각각 $0 \sim P_R$ 과 $P_0 \sim P_R$ 가 된다.

압력제어 시스템은 외부 부하에 대해 유효한 일이 없기 때문에 두 회로 모두 효율은 0%라 할 수 있다. 따라서 제어압력을 P_L 로 유지하기 위해 소모되는 동력을 비교하면 미터-인 회로와 블리드-오프 회로는 각각 다음과 같다.

$$\begin{cases} H_{BO} = P_L Q_P \\ H_{MI} = P_R Q_P \end{cases} \quad (18)$$

따라서, 동일한 펌프를 사용할 경우 블리드-오프 회로의 소요 동력이 항상 미터-인 회로보다 작음을 알 수 있다.

한편, PWM 구동신호의 반송주파수 f 와 듀티율 τ 에 따라서 제어체적 내 평균압력과 압력맥동의 크기가 달리 형성된다. 미터-인 회로의 경우 이에 관한 상세한 해석 및 실험적 검증을 통해 압력제

어특성이 작동유체, 밸브 및 부하체적의 특성을

대표하는 시스템 형상계수 $a = \frac{BC_d A_V}{V \sqrt{P_R}} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ 와

구동신호 인자인 f 및 τ 로 결정됨이 확인되었다.^(1,2) 반면, 블리드-오프 회로는 PWM밸브의 개폐에 따라 형성되는 제어체적 내의 압력이 릴리프밸브의 설정 크래킹압력 P_{cr} 보다 상승 또는 하강할 때마다 릴리프밸브 또한 개폐동작을 반복하게 된다. 릴리프밸브의 모델은 직접구동형의 경우 3차, 파일럿 작동형의 경우 6차 비선형 미분방정식으로, 시뮬레이션에 의한 상세 동특성 해석은 가능하다.⁽⁷⁾ 하지만 블리드-오프 회로의 압력제어 특성방정식을 미터-인 회로와 같이 이론적 해석을 통해 유도하는 것은 릴리프밸브 동특성의 개입으로 인해 거의 불가능하며, 따라서 정현술 등⁽³⁾은 블리드-오프 회로의 압력제어 특성을 미터-인 회로와의 실험적 비교를 통해 그 유사성

을 확인한 바 있다.

3. 블리드-오프 유압회로의 특성 실험

블리드-오프 회로의 핵심 구성요소인 펌프와 릴리프밸브의 특성을 파악하기 위해 Fig. 4(a)~(c)와 같은 세가지 회로를 구성하여 기초실험을 수행하였다. 또한 압력제어시 수반되는 동특성의 측정은 Fig. 4(d)에 보인 회로를 사용하였다.

3.1 실험장치 구성

유압 파워팩은 AC 단상 유도전동기에 의해 구동되는 기어펌프, 직동형 릴리프밸브, 탱크 및 기타 부품으로 구성되어 있다.

Fig. 4(b)~(c)에서 유량계 하류에 설치된 릴리프 밸브는, 본 실험에 사용된 유압 파워팩의 구조상 유량계를 파워팩에 설치된 릴리프밸브의 전단에 직접 설치하기 곤란하여, 별도로 추가 설치한 것이다. 유량센서는 Euromatic 사의 터빈형 유량계로서 0.7~20 LPM 범위에서 4~20mA의 전류를 출력한다. 압력이 형성되는 제어체적은 작은 실린더의 헤드측 251cc 공간을 사용하였으며, 각종 관로는 편의상 직경 12.5mm 고압호스를 사용하였다. 본 논문의 각종 압력 및 유량 데이터는 약 1초 동안 1000Hz 속도로 취득한 계측 값의 평균을 사용하였다.

3.2 유량센서 보정 실험

본 실험에서 사용된 터빈형 유량계의 제작자가 제공한 성적시험 결과표는 불행히도 유압유(hydraulic oil)가 아닌 물(water)을 기준으로 한 것이다. 터빈형 유량계는 체적(volumetric) 유량계로서 대상 유체의 점도가 수백 cSt 정도로 매우 크지 않기 때문에 그 결과가 크게 차이가 나지 않을 것으로 예상된다. 하지만, 실험결과의 정확도를 기하기 위해 Fig. 4(a)의 회로에서 유면이 저유조(flow tank)의 일정높이에 도달하는 시간을 측정하여 유량으로 환산하였다. 이때 터빈유량계에서 출력되는 평균전압 V[volt]를 측정하고, 이를 저유조에 간접 측정한 유량 Q[LPM]과의 관계를 Fig. 5에 도시하였다. 이로부터 얻어진 2차 근사화 식 (19)를 이후 유량측정에 사용하였다.

$$Q = -1.72236V^2 + 9.94564V - 7.99577 \quad (19)$$

Fig. 5은 유량센서의 미약한 비선형성과 출력전

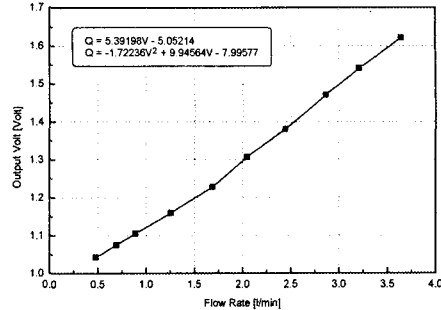


Fig. 5 Flow meter calibration curve

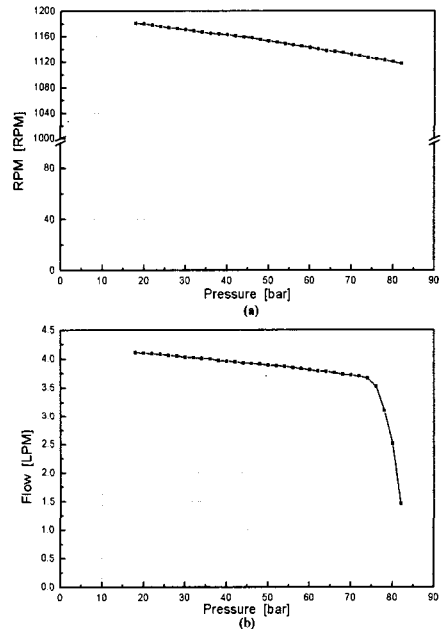


Fig. 6 Pump performance test results (a) pump pressure vs speed, (b) pump pressure vs flow rate

압의 편향(bias)이 존재함을 보여준다. 압력센서는 릴리프밸브를 조절하여 형성된 압력을 Bourdon gauge 압력계의 측정결과를 기준 값으로 하여 유량계와 비슷한 과정으로 1차 관계식을 구하여 사용하였다.

3.3 펌프 유량특성 실험

먼저, 유압 파워팩의 릴리프밸브 1은 최고압으로 설정하여 차단시켰다. 별도 릴리프밸브 2를 조절함으로써 시스템압력을 조절하면서, 펌프 송출유량 및 회전수를 측정된 결과를 보면 Fig. 6과 같다.

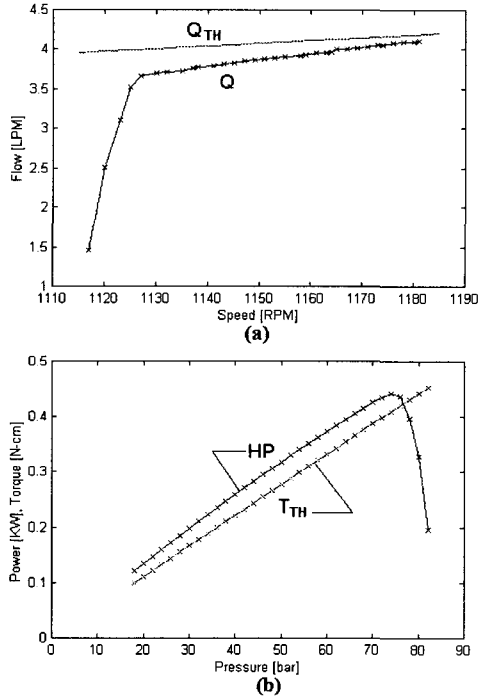


Fig. 7 Pump performance (a) pump flow rate vs speed, (b) pump power vs pressure

Fig. 6(a)으로부터 무부하 시 모터의 회전속도는 1200 RPM으로 추정된다. 사용된 AC유도전동기가 3극(pole) 모터이고 전원이 교류 60Hz임을 감안하면 모터의 무부하 회전수는 $60[\text{Hz}] \times 60[\text{초/분}] / 3\text{극} = 1200 \text{ RPM}$ 으로서, 이 측정결과는 정확한 것으로 판단된다. Fig. 6(b)에서, 압력 74[bar] 이상에서의 유량이 급격히 감소하는 것은 릴리프밸브 1이 열려 탱크로 귀환하기 때문이며, 그림의 저압구간(18~74[bar])에서의 유량을 근사화하면 무부하시 유량은 $Q_p = 4.258[\text{LPM}]$ 로 추정된다. 이로부터 실험에 사용된 펌프의 배제용적(displacement volume)은 $V_{TH} = 3.548[\text{cc/rev}]$ 으로 추정할 수 있다.

추정된 배제용적을 이용하여 계산한 이론유량 Q_{TH} 와 측정된 실제유량을 그려보면 Fig. 7(a)와 같다. 두 곡선의 차이가 펌프의 누설유량에 해당하고, 이로부터 펌프의 체적효율을 구할 수 있다. 또한 측정값으로부터 펌프에 의해 발생된 유체동력(hydraulic power) $HP = P \times Q$ 와 이론토크 $T_{TH} = V_{TH} P / (2\pi)$ 를 그려보면 Fig. 7(b)와 같이 전형적인 용적형 펌프의 특성을 보인다.

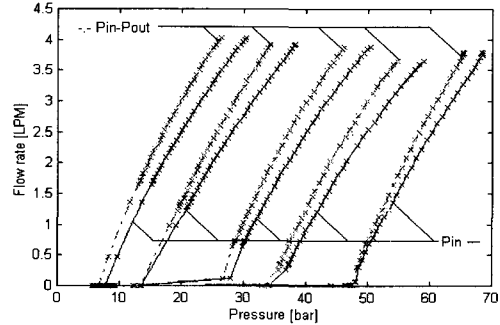


Fig. 8 Relief valve pressure-flow curve

2장에서 검토한 바와 같이, 블리드-오프 회로에서는 유압과워팩에 걸리는 부하가 수시로 변할 수 있으며, 따라서 본 절의 실험결과를 볼 때, 이 회로의 엄밀 해석에는 반드시 부하 측 압력에 따른 전기모터의 회전속도 즉 슬립률과 펌프의 누설량 변화를 고려해야 함을 알 수 있다.

3.4 릴리프밸브 특성실험

Fig. 4(c)에서 직동형 릴리프밸브 2의 설정압력을 30~70 bar까지 10 bar씩 증가시키면서, 압력-유량특성 실험을 실시한 결과를 도시하면 Fig. 8과 같다. 유량조절밸브는 릴리프밸브로 공급되는 유량을 조절하는 기능을 하며, 본 실험에서는 유량조절밸브의 손잡이를 1/4바퀴씩 돌려가며 압력과 유량을 측정하였다.

Fig. 8에서 한 무리의 측정치들은 릴리프밸브 전후 압력 차이를 그리고 다른 무리의 측정치들은 릴리프밸브 전단의 입구압력을 횡축으로 하여 그린 그래프이다. 일반적으로 흔히 사용하는 릴리프밸브의 설정압력이란, 펌프 송출유량이 릴리프밸브를 모두 통과하는 경우에 형성되는 입구압력을 가리킨다. 하지만 밸브의 유량특성은 밸브 전후의 압력 차이에 의존하며, 따라서 설정압력 또한 밸브 후단의 압력에 따라 달리 결정됨을 주의해야 된다. 본 밸브의 경우 설정압력과 크래킹 압력에 상당한 차이가 있음을 볼 수 있다.

3.5 직동형 릴리프밸브 압력-유량특성공식 유도

Fig. 8에 의하면 일반적으로 많이 사용하는 릴리프밸브의 유량특성 모델 $Q_R = K(P_1 - P_{cr})^n$, $n=1$ 과 같은 직선형상이 다름을 볼 수 있다. Fig. 9에서 $n=0.7\sim 1.0$ 일 때 이 단순 유량모델과 측정치

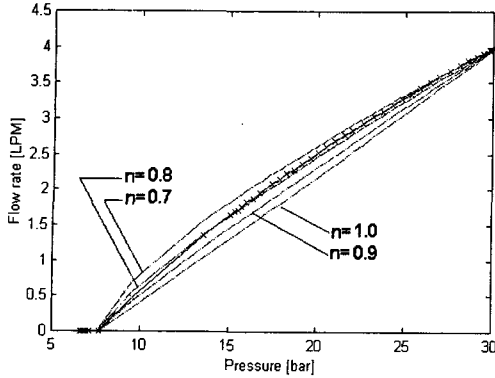


Fig. 9 Simple relief valve model

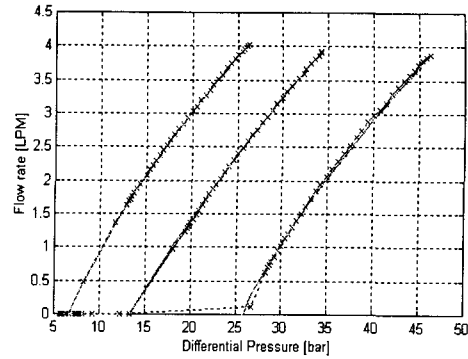


Fig. 11 Accurate relief valve model, eq. (25)

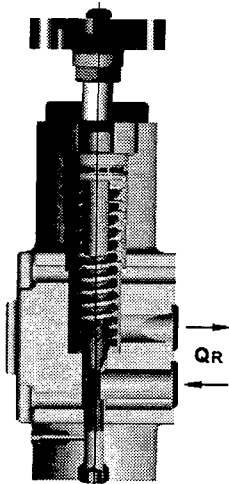


Fig. 10 Direct operated relief valve

를 비교해 보면, 오히려 설정압력 30bar인 경우에, $n=0.8$ 에 가깝다.

본 실험의 부산물로서, 좀더 정확한 릴리프밸브의 정상상태 압력-유량특성 공식을 유도하면 다음과 같다. 먼저 직동형 릴리프밸브를 살펴보면, 밸브의 통과유량은

$$Q_R = C_d A_R \sqrt{2\Delta P / \rho} \quad (20)$$

본 실험에 사용된 밸브는 Fig. 10과 같은 직동형으로서, 원추형 포핏(conical poppet)의 각도를 θ 라 할 때 밸브의 개구면적은

$$A_R = \pi d x_V \sin \theta \left(1 - \frac{x \sin 2\theta}{2d}\right) \cong \pi d x_V \sin \theta \quad (21)$$

원추형 포핏의 경우 정상상태 유체 작용력(flow

-induced force) F_{fs} 은 다음과 같다.⁽⁴⁾

$$F_{fs} = \pi C_d C_v \sin 2\theta \Delta P \times \left(1 - \frac{\sin 2\theta x_V}{d}\right) x_V \cong \pi C_d C_v \sin 2\theta \Delta P x_V \quad (22)$$

릴리프밸브 피스톤에 작용하는 압력, 유체 작용력 및 스프링에 의한 힘 평형 식은

$$A_P \Delta P - F_{fs} = k(x_o + x_V), \quad A_P = \pi d^2 / 4 \quad (23)$$

식 (22)를 식 (23)에 대입하여 정리하면, 압력차에 의한 릴리프밸브 피스톤의 변위는

$$x_V = (A_s \Delta P / k - x_o) / (1 + \lambda \Delta P / k), \quad \lambda = \pi C_d C_v \sin 2\theta \quad (24)$$

따라서, 정상상태에서 릴리프밸브 전후 압력차 ΔP 에 의한 통과유량은

$$Q_R = \frac{\alpha \Delta P - \delta}{1 + \gamma \Delta P} \sqrt{\Delta P} \quad (25)$$

$$\text{단, } w = C_d \pi d \sin \theta \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \alpha = \frac{w A_P}{k} \\ \delta = w x_o \quad \gamma = \lambda / k$$

그런데, 스프링의 초기 압축길이 x_o 로 결정되는 크래킹압력 P_{cr} 까지의 릴리프유량은 $Q_R=0$ 이며, 임의의 압력(예를 들어 설정압력) ΔP_m 에서의 통과유량(예를 들어 펌프 송출유량)이 Q_m 이었다면 식 (25)는 다음과 같은 제한조건을 만족해야 한다.

$$\begin{cases} \delta = \alpha \Delta P_{cr} \\ \gamma = \left\{ \frac{(\alpha \Delta P_m - \delta) \sqrt{\Delta P_m}}{Q_m} - 1 \right\} / \Delta P_m \end{cases} \quad (26)$$

이 제한조건 (26)은 릴리프밸브의 압력-유량특성 식 (25)가 단 하나의 변수 α 에 의해 결정됨을

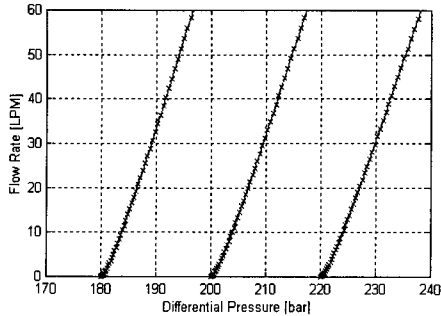


Fig. 12 P-Q curve of pilot-operated relief valve

의미한다. Fig. 11은 제한조건 식 (26)을 적용하여 설정압력 30~50 bar 경우의 특성공식 (25)와 실험 결과를 비교한 것으로, 새로 유도한 특성공식 (25)가 매우 정확함을 확인할 수 있다.

한편, 파일럿형 릴리프밸브의 압력-유량특성은 고차의 동특성으로 인해, 전술한 바 직동형과 같은 특성공식의 유도는 어려워 시뮬레이션 해석을 하였다. 참고문헌 (7)에 6차 비선형 미분방정식으로 기술된 모델과 데이터를 이용하여, 정상상태 압력-유량특성을 전산 모사한 후 이를 그려보면 다음 Fig. 12와 같다.

Fig. 11의 직동형 릴리프밸브 특성곡선과 비교해보면 직동형은 볼록(convex)한 반면에 파일럿형은 오목(concave)하며, 파일럿형이 보다 직선형에 가까움을 알 수 있다. 이러한 결과는 참고문헌 (8)에 나타난 다른 파일럿형 릴리프밸브의 특성곡선과도 그 경향이 일치한다.

3.6 블리드-오프 회로 동특성 실험

Fig. 4(d)의 회로에서, 고속전자밸브에 인가한 PWM 신호의 듀티율을 $\tau=50\%$ 로 고정시키고 반송 주파수 f 를 변경시키면서, 챔버에 형성된 압력의 시간응답을 보면 Fig. 13과 같다. 이 그림에서 릴리프밸브 설정압력과 잔압이 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.

그런데 Fig. 9에 의하면 릴리프밸브의 크래킹 압력이 설정압력보다 상당히 작고, 따라서 Fig. 13과 같은 톱니형 압력맥동이 반복될 경우, 즉

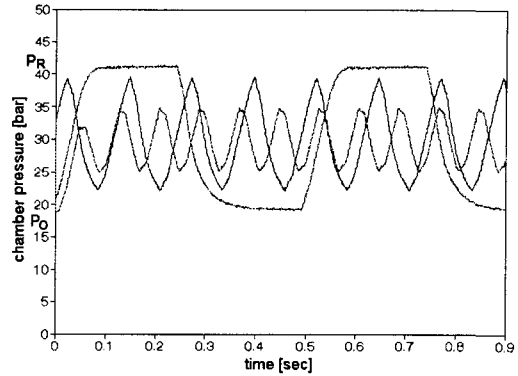


Fig. 13 Pressure response at several frequencies

회로의 부하가 자주 변할 경우 릴리프밸브의 개폐가 그에 상응하여 수반됨을 확인할 수 있다.

4. 블리드-오프 회로의 단순 동특성 모델

4.1 단순 모델의 필요성

참고문헌 (3)에서 지적한 바와 같이, 블리드-오프 압력제어 회로의 동특성 분석 및 압력제어 특성공식의 이론적 유도를 위해서는 해석적 해(solution)가 가능한 단순 모델이 필요하다.

그런데, 3.3절에 의하면 전기모터의 회전속도와 펌프 공급유량 Q_p 가 부하압력에 따라 약간씩 변함을 볼 수 있고, 3.4절의 릴리프밸브 정적 압력-유량특성은 직동형과 파일럿형 모두 비선형성을 보이고 있다. 또한 3.5절에서 의하면 부하압력의 변동에 따라 릴리프밸브 개폐가 수반되고, 이 과정의 순간 통과유량 $Q_R(t)$ 은 상당히 복잡한 거동을 하는 것으로 알려져 있다.⁽⁷⁾

일반적으로 미터-인과 미터-아웃 회로를 포함한 대부분의 유압회로에서 유압과워팩은, 일정한 공급압력 P_S 를 유지시켜 주는 일종의 압력발생원으로서의 역할을 하므로, 변동하는 부하에 대해서 " P_S =일정한 설정압력"와 같이 모델링하여도 큰 무리가 없다. 하지만 블리드-오프 회로에서 부하의 변동은, 앞에서 언급했듯이 곧바로 유압과워팩 즉 유압펌프와 릴리프밸브의 변동부하로 작용한다. 따라서 블리드-오프 회로의 유압과워팩을 단순히 유량 또는 압력 발생원으로 고려하는 것은 무리이고, 시간응답 해석시에는 반드시 펌프와 릴리프밸브의 특성을 함께 고려해야만 한다.

그런데 릴리프밸브는 직동형과 파일럿형의 경우 3차 그리고 6차 비선형 미분방정식으로 기술할 수 있다. 솔레노이드의 동특성을 무시하면 고속전자밸브는 2차 시스템으로 표현될 수 있다. 따라서 관로의 동특성을 무시하고 단순 저항요소로 고려하고 펌프와 전기모터의 동특성을 무시하더라도, 블리드-오프 회로는 적어도 5차 이상의 비선형 미분방정식으로 표시된다.

요약하면, 물리적 법칙에 근거하여 유도된 블리드-오프 회로의 동특성 모델들을 압력제어 특성의 이론적 해석에 직접 사용하기에는 너무 복잡하다. 따라서 본 논문에서는 Fig. 13의 실험적 시간응답을 바탕으로 단순모델을 구하고자 한다.

4.2 단순 모델의 추론

Fig. 3(c) 또는 Fig. 4(d)와 같은 2방향밸브에 의한 블리드-오프 시스템에 대하여, 압력제어 체적에 관한 연속방정식을 기술하면 다음 식 (27)과 같다.

$$\frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} = Q_L = Q_S - Q_V = (Q_P - Q_R) - Q_V \quad (27)$$

여기서 2방향 전자밸브를 통과하는 유량은 오리피스 방정식에 의하면 다음과 같다.

$$Q_V = C_d A_V \sqrt{2\Delta P/\rho} \quad (28)$$

참고문헌 (3)에 의하면, 고속전자밸브의 경우 실제 스펴의 운동은 지연시간과 시상수 T_C 를 갖는 1차 요소로 구성되지만, 시상수의 영향은 상대적으로 적으며 주로 지연요소에 의해 압력제어 특성이 결정된다. 따라서 밸브 개폐시 스펴의 이동시간을 무시하면, 밸브 스펴이 열려있는 경우와 닫혀있는 경우 즉 하강하는 압력 $P_f(t)$ 과 상승하는 압력 $P_r(t)$ 에 대해 별개의 시스템으로 생각할 수 있다. 이에 따라 각 경우의 지배방정식을 분리하여 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{V}{\beta} \dot{P}_f &= Q_S - Q_V \\ \frac{V}{\beta} \dot{P}_r &= (Q_P - Q_R) \end{aligned} \quad (29)$$

4.3 블리드-오프 회로의 단순 모델

4.1~2절에서 토의한 근거와 다음에 설명할 가정을 바탕으로, 설정 가능한 몇 가지 실험모델을 제시하면 다음 식 (30)~(31)과 같다.

$$\dot{p}_f = \begin{cases} q_S - a_1\sqrt{p}, & Q_S = \text{일정 Model : F1} \\ r(p_S - p) - a_2\sqrt{p} & P_S = \text{일정 Model : F2} \\ -b(p - p_o), & \text{압력 범위 Model : F3} \end{cases} \quad (30)$$

$$\dot{p}_r = \begin{cases} q_P - c\Gamma(p - p_{cr}) & Q_P = \text{일정 Model : R1} \\ d\sqrt{p_S - p}, & \text{압력 범위 Model : R2} \end{cases} \quad (31)$$

식 (30)~(31)은 참고문헌 (1,2)에서와 같이 식 (29)의 양변에 β/V 를 곱한 후 릴리프밸브의 설정압력 P_R 로 나눈 형태이다. 따라서 압력 p 는 무차원 량이고 최대 공급압력은 $p_S=1$ 이 된다. 그리고 $\Gamma(\cdot)$ 는 경사(ramp)함수로서 릴리프밸브가 열린 경우의 상당유량을 표시하기 위한 것이다.

하강압력모델 F1과 상승압력모델 R1은 각각 식 (29)의 유압 파워팩의 공급유량 Q_S 과 펌프의 공급유량 Q_P 가 일정하다는 가정에, 모델 F2는 파워팩의 공급압력이 일정하고 관로는 단순한 층류 저항에 해당한다는 가정에 기초한 것이다. 본 절에서 언급한 가정들은 모두, 3장에서 검토하였듯이 실제 현상을 단순화한 것이 아니라, 단지 식 (30)~(31)과 같은 실험모델을 제시한 배경을 설명하기 위한 것들이다.

그런데 2.4절에서 언급하고 3.5절에서 확인하였듯이, 블리드-오프 회로의 시스템 제어압력 범위는 릴리프 설정압력 P_R 과 잔류압력 P_O 이내이다. 모델 F3과 R2는 이러한 사실에 기초하여 만들어진 모델이다. 한편, 식 (30)~(31)에서 두 개의 매개변수로 표현된 모델들이 제어압력 범위 $P_O \sim P_R$ 을 만족시키는 위해서는 두 매개변수 사이에 어떤 관계가 성립해야 한다. 이러한 구속조건과 실험결과 구한 매개변수의 값들을 정리하면 다음 Table 1과 같다.

Table 1의 매개변수들은 실험결과에서 릴리프 설정압력 P_R , 잔류압력 P_O 과 크래킹압력 P_{cr} 을 확인한 다음, 각 모델의 시간응답을 실험에 의한 시간응답과 비교하여 결정된 값이다. Table 1의 구속조건은 모든 모델이 단 하나의 매개변수만을 가짐을 뜻하며, 따라서 그 값들은 비교적 손쉽게 구할 수 있다.

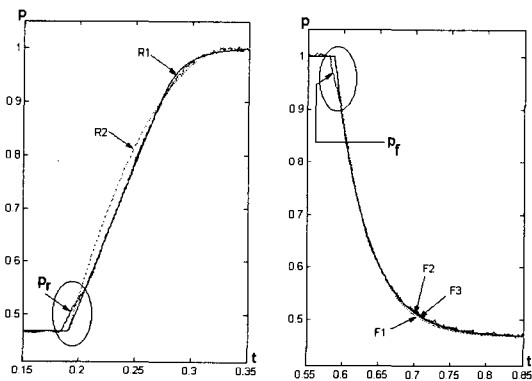
식 (30)~(31)과 같이 제시된 실험모델의 타당성

또는 정확성을 검토하기 위해, 각 모델의 계산결과와 실험결과를 동시에 그리면 Fig. 14와 같다.

그림에서 실험결과 압력 p_r 과 p_f 는 릴리프밸브의 설정압력 P_R 로 정규화(normalize)한 것이다. Fig. 14(a)~(b)의 타원부분에서 실험결과와 모델의 차이가 보이는데, 이는 고속전자밸브 스펴의 시상수 구간에 해당하는 것으로 추측되며, 특히 Fig. 14(b)의 타원부분은 릴리프밸브와 2방향 전자밸브가 동시에 열려있는 구간인 것으로 추측된다. 이 그림에서 타원부분과 상승압력모델 R2의 중간부분에 나타나는 오차를 제외하면, 다른 모델들 모두 육안으로 식별하기 어려울 만큼 실험결과와 완벽하게 일치한다. 이로서 모델 F1, F2, F3과 R1의 정확성을 확인할 수 있다. 본 논문에 게재하지는 않았지만, 다른 설정압력 P_R 에서도 역시 제시한 모델의 정확성을 확인할 수 있었다.

Table 1 Constraints and parameters of empirical models

	Model	Constraint	Parameter [1/sec]
Falling Model	F1: 유량일정	$q_s = a_1 \sqrt{p_o}$	$q_s = 953.5$, $a_1 = 217.3$
	F2: 압력일정	$r(p_s - p_o) = a_2 \sqrt{p_o}$	$r = 14.4$, $a_2 = 71.7$
	F3: 압력범위	-	$b = 21.7$
Rising Model	R1: 유량일정	$q_p = c(p_s - p_{cr})$	$c = 53.07$, $q_p = 217.5$
	R2: 압력범위	-	$d = 65$



(a) Rising pressure (b) Falling pressure
Fig. 14 Comparison of the empirical models

결과적으로 5차 이상의 고차 비선형 미분방정식으로 기술되는 블리드-오프 회로에 대하여, 단 하나의 매개변수만을 갖는 1차 미분방정식으로 표현 가능한 단순모델을 제시하였다.

5. 결론

본 논문에서는 유압 작동기의 속도 및 압력제어에 많이 사용되는 블리드-오프 회로와 함께 미터-인, 미터-아웃 회로의 전반적인 특성을 재검토하였다. 먼저 속도제어 시 정상상태 압력, 유량특성과 발열량 및 효율 특성을 비교, 검토하였으며, 압력보상형 유량제어밸브를 사용할 경우 압력보상 기능이 구현되는 외부 부하의 범위를 구하였다. 그리고 단순 개폐식밸브를 사용한 압력제어 시스템의 경우 형성되는 제어압력의 특성과 소모동력을 비교하였다.

블리드-오프 회로 및 핵심 구성요소들의 특성 파악을 위해, 먼저 유량센서 보정 실험과 펌프유량 특성실험을 통해 펌프의 배제용적과 부하압력에 따른 펌프 누설유량 및 모터의 슬립 속도를 확인하였다. 블리드-오프 응답특성에 핵심적인 역할을 하는 릴리프밸브에 대하여, 직동형의 경우 압력-유량 특성공식을 유도하여 이 공식의 정확성을 실험으로 검증하였으며, 과일릿형 특성과의 차이점을 비교, 분석하였다.

이상의 회로검토 및 구성요소 특성실험의 결과를 종합함으로써, 세계의 하강압력모델과 하나의 상승압력모델을 각각 제시하고, 실험과의 비교를 통해 정확성을 확인하였다. 이 모델들은 모두 1차이고 하나의 매개변수로 그 특성이 결정되며, 대상 회로의 매개변수는 상승, 하강압력의 시간 응답으로부터 제어압력의 범위 $P_O \sim P_R$ 과 크래킹 압력 P_{cr} 을 파악함으로써 손쉽게 구할 수 있다.

이로서, 변동하는 외부부하가 곧바로 유압과워팩의 부하로 작용하는 블리드-오프 회로의 특성에도 불구하고, 과워팩 자체에 대한 상세 모델이 불필요하며 시간응답 특성분석이 가능한 상승 및 하강압력 모델을 별개로 제시하였다. 그 결과 단순 개폐식 밸브를 사용한 블리드-오프 회로의 압력제어특성의 이론적 유도를 위한 기초가 마련되었으며, 특성공식의 유도결과를 참고문헌 (9)에 발표할 예정이다.

Fig. 3(c)와 Fig. 4(d)의 보인 블리드-오프 회로와 이 회로에 사용된 전자밸브의 특성을 감안할 때, 본 논문에 제시한 모델은 오리피스 특성의 유량부하와 유압과워팩의 특성이 집약된 단순 모델이라 볼 수 있으며, 따라서 이러한 경우의 해석 및 제어알고리즘 개발에 본 논문의 결과가 매우 유용하게 사용될 것으로 판단된다. 다만 본 논문에서 사용된 릴리프밸브는 직동형으로서, 과일렛형인 경우에도 적용이 가능한지는 검토가 이뤄져야 할 것으로 생각된다.

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) 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.
- (2) Jeong Heon-Sul and Hyoung-Eui Kim, "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.
- (3) JeongHeon-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.
- (4) 田中 裕久, 昭和 62年, 油空壓の デジタル制御わ 應用, 近代圖書(株).
- (5) 河在賢, 2000, 最新油壓工學, 淸文閣.
- (6) Pitch, E. C. and Hong, I. T., 1998, *Hydraulic Component Design and Selection*, BarDyne Inc.
- (7) Robert Piche, Asko Ellman, Matti Vilenius, 1994, "Integration of Numerically Stiff Fluid Power Circuit Models Using L-Stable Runge-Kutta Method," *7th Bath Intl. Fluid Power Workshop*.
- (8) Kaliafetus, P., Costopoulos, T. and Fameliaris, D., 1995, "Modeling and Simulation of a Pilot Operated Pressure Relief Valve in Industrial Hydraulics," *Modeling, Identification and Control*, pp. 393~396.
- (9) Jeong Heon-Sul and Kim Hyoung-Eui, 2002, "Pressure Control Characteristics of a 2-Way Solenoid Valve Driven by PWM Signal," *Transaction of KSME, A*, Vol. 26, No. 8, pp. 1565~1576.