

유압 모터 브레이크 시스템의 동특성에 관한 연구

윤 소 남* · 김 형 의**

A Study on Dynamic Characteristics of Hydraulic Motor Brake System Integrated Counter Balance Valve

So-Nam Yun · Hyoung-Eui Kim***

ABSTRACT

A counter balance valve is used as one part of hydraulic motor brake system. The function of this valve is to protect over-run or free falling of inertia load. But occasionally the brake system with counter balance valve makes some undesirable problems such as pressure surges or vibrations. In this study, for the purpose of easy estimation about dynamic chrcteristics of hydraulic system including counter balance valve, precise formulation describing fluid dynamics and valve dynamics under various boundary conditions were made. dynamic characteristics were analysed by numerical intergration using Runge-Kutta method, because the equations in this circuit with counter balance valve contain various nonlinear terms. So the analyzing method developed in this study enabled very easy estimating the relation between the performance of counter balance valve and various physical parameters related to the valve.

1. 서 론

카운터 밸런스 밸브(counter balance valve)라는 것은 어떠한 유압 회로내에서 부하 구동 상태의 평형을 유지시켜 주는 밸브이다. 이것은 굴삭기, 크레인, 선박의 윈치 및 유압 프레스와 같은 산업

기계 구동용 유압 액츄에이터의 오우버 런(over-run) 및 자중낙하 방지용으로 개발된 것으로 오늘날에 있어서는 릴리프 밸브로 이루어진 브레이크 시스템에 일체로 내장되어 유압 모터에 직접 장착할 수 있어 배관 작업을 간략화할 뿐만 아니라 스펀내에 체크 밸브를 넣어 스마트한

*유공압연구실 연구원

**유공압연구실 선임연구원

회로를 구성할 수 있는 장점도 갖고 있다. 이러한 카운터 밸런스 밸브의 특성들 때문에 일반 유압 회로에서 널리 사용되고 있다. 그런데, 카운터 밸런스 밸브를 사용하는 유압 브레이크 시스템에서는 때때로 異常 진동의 문제, 기동 정지시의 쇼크(shock) 및 헌팅(hunting) 현상, 정지 부하 상태에서의 누설, 급조작에 의한 閉入壓의 발생 등 시스템 동특성에 여러가지의 문제가 발생할 수 있다. 이들 문제들은 회로의 안정성과 운전자의 승차감 개선을 위해서도 매우 중요한 요소인데, 여기에 관련된 연구 보고는 국내·외를 막론하고 매우 드문 형편이다. 그 이유는 카운터 밸런스 밸브를 포함하는 유압계에서의 異常 현상이 회로내의 각종 요소, 예를 들면 제어 밸브, 액츄에이터, 관로 등의 상호 작용에 의한 自勵진동에 기인하므로 해석이 용이하지 않기 때문이며, 따라서 주로 밸브의 설계는 실험 데이터에 의존하고 있다[1]. 카운터 밸런스 밸브를 사용하는 유압계의 동특성을 조사한 대표적인 종래의 연구로는 KOJIMA氏의 유압 실린더 구동계의 自勵 진동 연구[2] MIYAKAWA 氏의 회전관성 부하계의 안정 문제의 연구[3]가 있다. 이들의 연구에서는 밸브의 특성을 선형화하여 안정 문제와 부분적인 파라미터 고찰을 행하고 있으나, 이것으로는 개개 파라미터의 영향에 대한 엄밀한 평가가 곤란하다. 또 카운터 밸런스 밸브를 포함하는 유압계의 일반론을 확립하려면 보다 많은 연구 결과의 집적이 필요하다 하겠다.

본 연구에서는 카운터 밸런스 밸브를 포함하는 회전관성 부하 구동용 유압 모터계에 대하여 엄밀한 모델링을 행하고, 여기서 얻어진 기초 방정식을 Runge-Kutta 해법으로 수치 해석하는 동특성 해석법의 타당성을 확인하며, 수치 계산을 통하여 밸브 설계를 위한 정확한 파라미터를 도출하기로 한다.

2. 기초 방정식

본 연구에서 대상으로 하는 유압모터 브레이크 시스템의 개략을 그림 1에 나타내었다. 이러한

유압모터 브레이크 시스템을 해석함에 있어 다음과 같은 가정을 세운다.

- (1) 유압원으로부터의 공급압력은 언제나 일정하다.
- (2) 밸브내에서의 유체력(flow force)은 무시한다.
- (3) 밸브 블록내에서의 압력손실중 밸브와 초오크를 제외한 부위에서 발생하는 부차적 손실은 무시한다.
- (4) 각 밸브에서의 누설은 무시한다.

위의 가정하에서 카운터 밸런스 밸브, 유압모터, 회로내 각점에서의 압력의 동적 거동에 관한 지배방정식을 세우면 아래와 같다.

- (1) 방향 변환 밸브에서 유압모터 입구에 이르는 유로에서의 연속 방정식

$$C_{dd} \cdot A_d(X) \frac{2}{\rho} (P_s - P_1) = D_m \omega + C_{dr} \cdot A_{fr} \frac{2}{\rho} (P_1 - P_{1r}) + \beta (V_1 + V_2) \frac{dP_1}{dt} \dots\dots\dots(1)$$

(X > 0, P₁ = P₁ 인 경우)

$$= D_m \omega + C_{dr} \cdot A_{fr} \frac{2}{\rho} (P_1 - P_{1r}) + \beta (V_1 + V_2) \frac{dP_1}{dt}$$

(X < 0, P₃ = P₄ 인 경우)

여기서 C_{dd}: 방향 변환 밸브의 유량계수, A_d(X): 방향 변환 밸브의 개구면적, P_s, P₁, P₂, P₃, P₄: 유압원, (C)점, (D)점, (E)점, (F)점의 압력, D_m: 유압모터의 용량(m³/rev), ω: 유압모터의 회전속도(rps), C_{dr}, A_{fr}: (C)점에서 카운터 밸런스 밸브 리테이너간 초오크의 유량계수 및 단면적, P_{1r}, P_{4r}: 카운터 밸런스 밸브 양끝 리테이너내의 압력, V₁+V₂: (A)에서 (D)점간의 체적, V₃+V₄: (B)에서 (E)점간의 체적, β: 기름의 압축율, t: 시간, X: 방향 변환 밸브의 변위

(2) 카운터 밸런스 밸브 스톱의 운동 방정식
스프링 센터형인 카운터 밸런스 밸브에서 스톱의 운동 방정식은 다음식으로 표시된다.

$$A_s(P_{1r}-P_{4r}) = m_c \frac{d^2 X_c}{dt^2} + C_e \frac{dX_c}{dt} + 2 \cdot K_s \cdot X_c \dots\dots\dots(2)$$

단, (2) 식의 끝항은 $|X_c| < X_{c0}$ 인 경우의 값이며, $|X_c| > X_{c0}$ 인 경우는 $K_s(|X_c| + X_{c0}) \cdot \text{sign}(X_c)$ 가 된다.

여기서 A_s : 스톱의 단면적, m_c : 스톱의 질량
 C_e : 스톱의 마찰 계수, K_s : 스프링 상수, X_c : 스톱의 변위
 X_{c0} : 스프링의 자유길이로부터의 초기 변위

(3) (C) 점에서 V_{1r} 사이의 연속 방정식

$$C_{dr} \cdot A_{fr} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_{1r})} = A_s \frac{dX_c}{dt} + \beta V_{1r} \frac{dP_{1r}}{dt} \dots\dots\dots(3)$$

여기서 V_{1r} 은 카운터 밸런스 밸브 좌측끝 리테이너 체적이다.

(4) (F)점에서 V_{2r} 사이의 연속 방정식

$$A_s \frac{dX_c}{dt} - \beta V_{4r} \frac{dP_{4r}}{dt} = C_{dr} \cdot A_{fr} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{4r} - P_4)} \dots\dots\dots(4)$$

(5) 유압모터 및 부하의 운동 방정식

$$D_m(P_1 - P_3) = J \cdot \frac{d\omega}{dt} + Tf(\omega) \dots\dots\dots(5)$$

여기서 J : 유압모터 및 부하의 관성 모멘트
 $Tf(\omega)$: 유압모터, 부하계의 마찰 손실 토오크의 총합

(6) 유압모터 출구에서 카운터 밸런스 밸브 입구 사이 유로에서의 연속방정식

$$D_m \cdot \omega = C_{dc} \cdot A_c(X_c) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_3 - P_4)}$$

$$+ \beta V_3 \frac{dP_3}{dt} \dots\dots\dots(6)$$

(7) 카운터 밸런스 밸브에서 (R)점 사이의 유로에서의 연속방정식

① $X > 0$ 인 경우

$$C_{dd} \cdot A_d(X_c) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_4)} = C_{dc} \cdot A_c(X_c) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_3 - P_4)} + C_{dr} \cdot A_{fr} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{4r} - P_4)} - \beta V_4 \frac{dP_4}{dt}$$

② $X < 0$ 인 경우

$$C_{dd} \cdot A_d(X_c) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1)} = C_{dc} \cdot A_c(X_c) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_1)} + C_{dr} \cdot A_{fr} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{1r} - P_1)} - \beta V_4 \frac{dP_4}{dt} \dots\dots\dots(7)$$

3. 수치 시뮬레이션

위의 기초 방정식에 나타난 변수 $P_1, X_c, P_{1r}, P_{4r}, \omega, P_3, P_4$ 의 동적인 거동을 조사하기 위하여, 7개의 비선형 미분방정식을 4계의 Runge-Kutta 해법을 사용하여 연립으로 수치적분 한다. 입력으로 방향 변환 밸브의 변위 X 를 가한다. 계산에 사용한 시뮬레이션시의 정수치들은 아래와 같다.

$\rho = 872(\text{kg}/\text{m}^3)$, $P_s = 17 \text{ MPa}$, $D_m = 3.4 \times 10^{-5}(\text{m}^3/\text{rev})$, $A_{fr} = 7.4 \times 10^{-7}(\text{m}^2)$, $\beta = 5.4 \times 10^{-10}(\text{m}^2/\text{N})$, $V_1 = V_2 = V_3 = V_4 = 7.8 \times 10^{-5}(\text{m}^3)$, $C_e = 350(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$, $K_s = 6566(\text{N}/\text{m})$, $X_{c0} = 0.021(\text{m})$, $A_s = 3.14 \times 10^{-4}(\text{m}^2)$, $V_{1r} = 1.2 \times 10^{-5}(\text{m}^3)$, $J = 31.25(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$, $T_f = 68(\text{N} \cdot \text{m})$, $A_d(X) = 0.008 \times (X) (\text{m}^2)$, $A_c(X_c) = 0.008 \times (X_c) (\text{m}^2)$, $C_{dr} = 1/2.28 + 16\pi \cdot v \cdot 1/Q$

[단, v : 기름의 동점성 계수(m^2/s)
 l : choke의 길이 (m)
 Q : 유량(m^3/s)

C_{dd}, C_{dc} : 실험 결과를 근사하여 사용(그림 1, 그림 2)

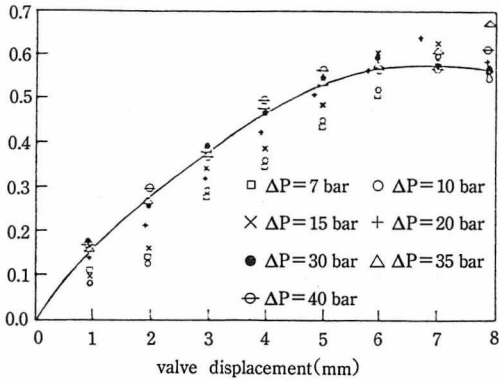


그림 1) 밸브의 유량계수

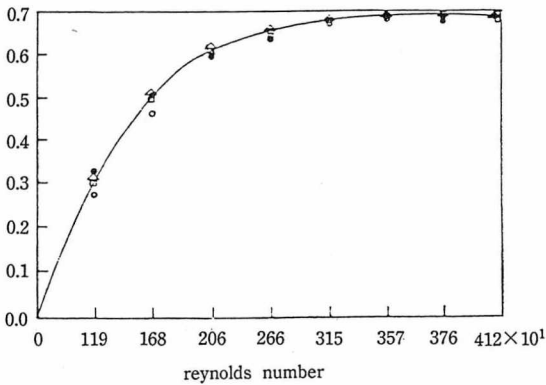


그림 2) 초오크의 유량계수

그림 3의 회로에서 브레이크 밸브의 작동시에는 위의 기초방정식들 만으로 해석이 곤란하므로 P_1, P_3 의 계산치가 다음 조건을 만족시킬 때에는 브레이크 밸브 작동으로 간주하여 P_1, P_3 값을 특정값으로 대체시킨다.

$$\begin{aligned}
 P_1 &\leq 0 \Rightarrow P_1 = 0, \\
 P_1 &> P_{max} \Rightarrow P_1 = P_{max} \\
 P_3 &\leq 0 \Rightarrow P_3 = 0, \\
 P_3 &> P_{max} \Rightarrow P_3 = P_{max}
 \end{aligned}$$

.....(8)

여기서 P_{max} 는 브레이크 밸브 설정압력이며, 일반적으로 브레이크 밸브 설정압력 $P_{max} = P_1 \times 1.1$ 의 값으로 설정한다.

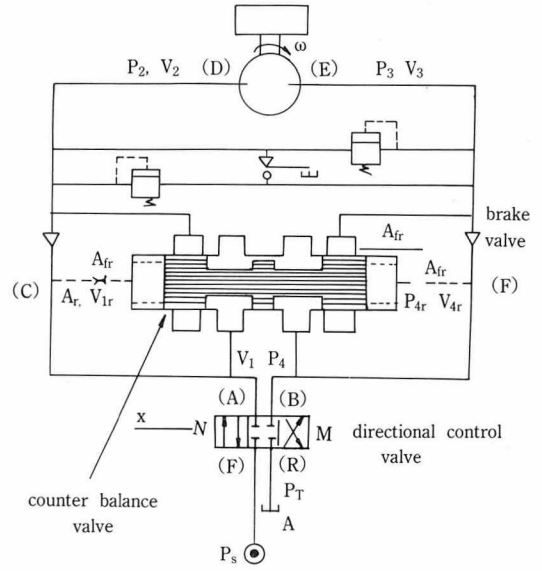


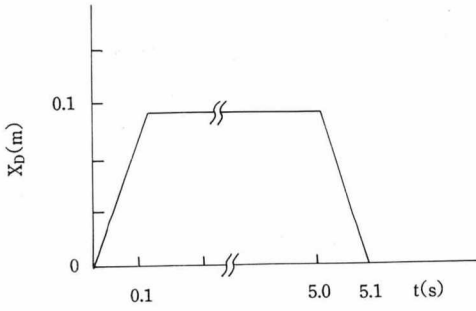
그림 3) 수치 해석 회로 개략

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

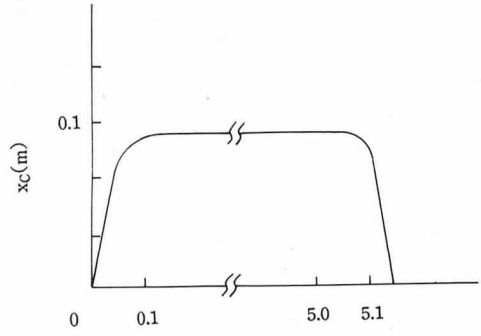
그림 4에 시뮬레이션 결과의 일례를 나타내었다. 그림(a)는 방향 변환 밸브의 변위를 나타낸 것으로, 그림 (b)~(h)는 (a)와 같은 입력에 따른 각 물리량들의 동특성을 나타내고 있다. 그림(b)로 부터 카운터 밸런스 밸브의 응답은 매우 빠르며, 방향 변환 밸브가 완전히 열리기 이전에 스트로크 엔드에 도착하고 있음을 알 수 있다. 이것은 유압모터의 정마찰 때문에 압력 P_1 이 매우 단시간에 최종치 부분의 값까지 상승하기 때문이다. 그림 (f)에서 회전관성 부하의 가속에는 비교적 긴시간이 소요됨을 알 수 있다.

5. 결론

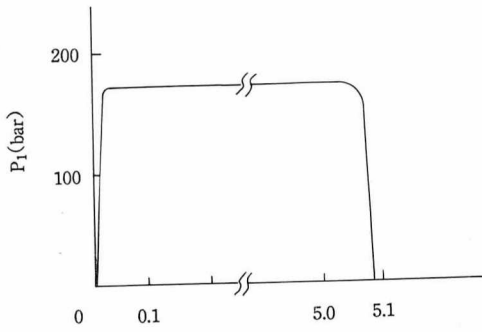
이상 본 연구에서는 카운터 밸런스 밸브를 포함하는 회전관성 부하구동용 유압모터계에 대



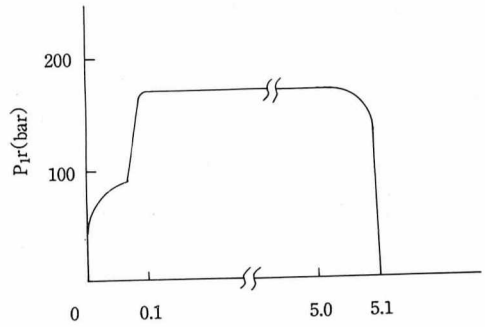
(a) $x \sim t$



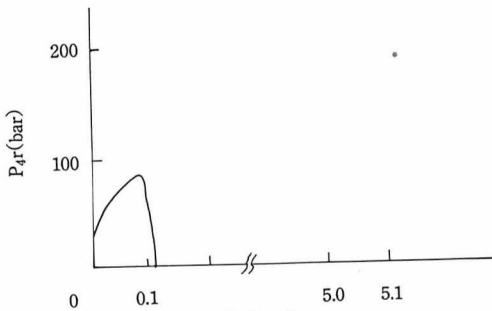
(b) $X_c \sim t$



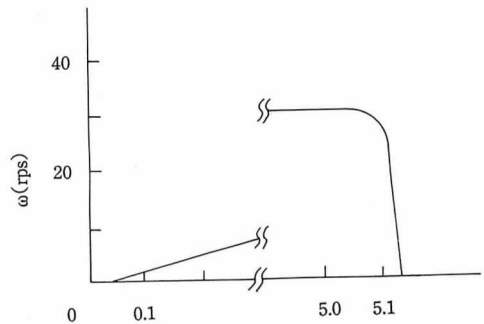
(c) $P_1 \sim t$



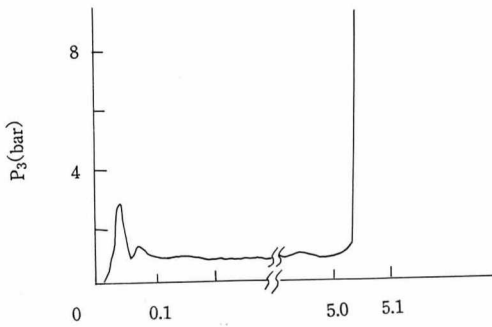
(d) $P_{1r} \sim t$



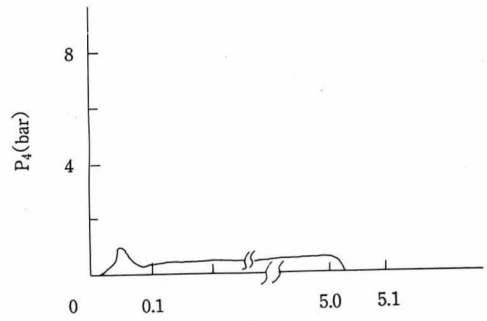
(e) $P_{4i} \sim t$



(f) $\omega \sim t$



(g) $P_3 \sim t$



(h) $P_4 \sim t$

그림 4) 수치 해석 결과

하여 엄밀한 모델링을 확립하고, 여기서 얻어진 기초방정식을 사용하여 수치 시뮬레이션을 행하였으며, 동특성 해석법의 타당성을 확인하였다. 따라서 본 해석법을 이용함으로써 카운터 밸런스 밸브의 설계 파라미터 즉, 스프링 상수, 쇼오크의 형상 및 크기, 스펙상의 노치 등이 유압 모터계의 동특성에 미치는 영향을 손쉽게 파악할 수 있게 하였다.

참고문헌

- [1] Takahashi, I., Ebara Engineering Review, Vol. 16, No. 64, P. 173, 1976.
- [2] Kojima, E., Journal of JHPS, Vol. 8, No. 2, P. 56, 1977.
- [3] Miyakawa, S., Bulletin of JSME, Vol. 21, No. 162, P. 1750, 1978.