

카운터 밸런스 밸브를 내장한 양방향 유압 브레이크 시스템 개발

김형의 이용범
한국기계연구소 유공압연구소

윤소남 이일영
부산수산대학교 기관학과

Development of Double Acting Brake System Integrated Counter Balance Valve

Hyoung - Eui KIM Yong-Bum Lee
KIMM Hydraulic & Pneumatic Lab.

So - Nam YUN I - Young LEE
Dept. of Marine Engineering
Pusan National Fisheries University

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 characteristics 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. Propriety of this analysis method is verified by experiment.

For the purpose of obtaining fundamental data for preventing instability, this study experimented the effects of the spool taper, spring constant, cylindrical choke. And we developed double acting brake system integrated counter balance valve.

1. 서론

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 일반 유압 회로에서 널리 사용되고 있다. 그런데, 카운터 밸런스 밸브를 사용하는 유압 브레이크시스템에서는 때때로 이상 진동의 문제, 기동 정지시의 쇼크(Shock) 및 헌팅(Hunting)현상, 정지 부하 상태에서의 누설, 급조작에 의한 폐입압의 발생 등 시스템 동특성에 여러가지의 문제가 발생할 수 있다. 이들 문제들은 회로의 안정성과 운전자의 승차감 개선을 위해서도 중요한 요소인데, 여기에 관련된 연구보고는 매우

드문 형편이다. 그 이유는 카운터 밸런스 밸브를 포함하는 유압계에서의 이상현상이 회로내의 각종 요소, 예를 들면 제어 밸브, 액츄에이터, 관로 등의 상호 작용에 의한 자러진동에 기인하므로 해석이 용이하지 않기 때문이며, 따라서 주로 밸브의 설계는 실험 데이터에 의존하고 있다 [1].

카운터 밸런스 밸브를 사용하는 유압계의 동특성을 조사한 대표적인 종래의 연구로는 KOJIMA씨의 유압실린더 구동계의 자러진동연구[2], MIYAKAWA씨의 회전관성 부하계의 안정 문제의 연구[3]가 있다. 이들의 연구에서는 밸브의 특성을 선형화하여 안정문제와 부분적인 변수 고찰을 행하고 있으나, 이것으로는 개개 변수의 영향에 대한 엄밀한 평가가 곤란하다. 또 카운터 밸런스 밸브를 포함하는 유압계의 일반론을 확립하려면 보다 많은 연구결과와 집적이 필요하다 하겠다.

본 연구에서는 카운터밸런스밸브를 포함하는 회전관성 부하 구동용 유압 모터계에 대하여 엄밀한 모델링을 행하고, 여기서 얻어진 기초 방정식을 Runge-Kutta해법으로 수치 해석하는 동특성 해석법의 타당성을 확인하였다. 실험을 통하여 각종 변수가 밸브에 미치는 영향을 조사하였으며, 유압 카운터 밸런스 밸브를 내장한 양방향 유압브레이크 시스템을 개발하였다.

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) 유압원으로 부터의 공급압력은 언제나 일정하다.
- (2) 밸브내에서의 유체력 (Flow force)은 무시한다.
- (3) 밸브 블록내에서의 입력 손실중 밸브와 초크를 제외한부위에서 발생하는 부차적 손실은 무시한다.
- (4) 각 밸브에서의 누설은 무시한다.

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

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

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

$$(X > 0, P_1 = P_2 \text{인 경우})$$

$$= D_m \omega + C_{dr} \cdot A_{fr} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_3 - P_{4r})} + \beta(V_3 + V_4) \frac{dP_3}{dt}$$

$$(X < 0, P_3 = P_4 \text{인 경우}) \text{----- (1)}$$

여기서 C_d : 방향 변환 밸브의 유량계수, A_d : 방향 변환 밸브의 개구면적

$P_1, P_{1r}, P_2, P_3, P_4$: 유압원, (C)점, (D)점, (E)점, (F)점의 압력

D_m : 유압모터의 용량 (in^3/rev), ω : 유압모터의 회전속도 (rpm)

C_{dr}, A_{fr} : (C)점에서 카운터 밸런스 밸브와 리테이너간 체크의 유량계수 및 단면적

P_{1r}, P_{4r} : 카운터 밸런스 밸브 양끝 리테이너 압력

$V_1 + V_2$: (A)에서 (D)점간의 체적, $V_3 + V_4$: (B)에서 (E)점간의 체적

β : 기름의 압축율, t: 시간, X: 방향변환 밸브의 변위

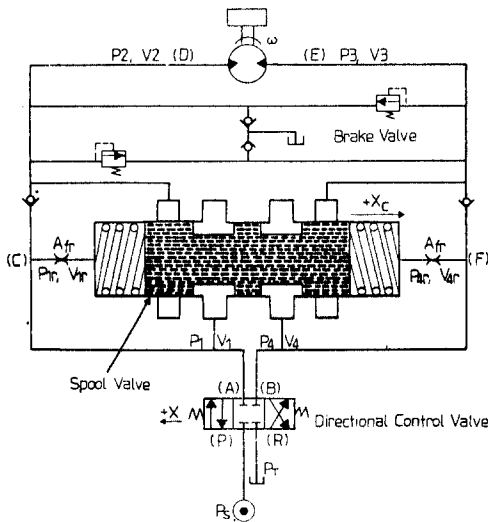


그림.1 유압모터 브레이크 시스템의 개략도
Fig. 1 Schematic diagram of hydraulic motor brake system

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

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

단, (2)식의 끝항은 $1X_{cl} < X_{co}$ 인 경우의 값이며, $1X_{cl} > X_{co}$ 인 경우는 $K_s (1X_{cl} + X_{co}) \cdot \text{Sign} (X_c)$ 가 된다.

여기서 A_s : 스톱의 단면적, m_c : 스톱의 질량
 C_c : 스톱의 마찰계수, K_s : 스프링 상수,
 X_c : 스톱의 변위
 X_{co} : 스프링의 자유길이를 부터의 초기변위

- (3) (C)점에서 V_{1r} 사이의 연속 방정식

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

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

- (4) (F)점에서 V_{4r} 사이의 연속 방정식

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

- (5) 유압모터 및 부하의 운동 방정식

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

여기서 J : 유압모터 및 부하의 관성 모멘트
 $T_f(\omega)$: 유압모터 부하계의 마찰 손실 토크의 총합

- (6) 유압모터 출구에서 카운터 밸런스 밸브 입구사이 유로에서의 연속방정식

$$D_m \omega = C_{dc} \cdot A_c \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_3 - P_4)} + \beta V_3 \frac{dP_3}{dt} \text{----- (6)}$$

- (7) 카운터 밸런스 밸브에서(R)점 사이의 유로에서의 연속방정식

① $X > 0$ 인 경우

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

② X < 0 인 경우

$$C_d \cdot A_d \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_4)} = C_{dc} \cdot A_c \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_2 - P_1)} +$$

$$C_{dr} \cdot A_{fr} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{1r} - P_1)} - \beta V_4 \frac{dP_4}{dt} \text{ ----- (7)}$$

3. 수치 시뮬레이션

위의 기초 방정식에 나타난 변수 $P_1, X_c, P_{1r}, P_4, \omega, P_3, P_2$ 의 동적인 거동을 조사하기 위하여, 7개의 비선형 미분방정식을 4개의 Runge-Kutta해법을 사용하여 연립으로 수치적분 한다. 입력으로 방향 변환 밸브의 변위 X를 가한다. 계산에 사용한 시뮬레이션 시의 정수치들은 아래와 같다.

$$\rho = 872(\text{kg} / \text{m}^3), P_s = 17.5 \text{ MPa}, D_m = 40 \times 10^{-6}(\text{m}^2/\text{rev}),$$

$$A_f = 7.854 \times 10^{-7}(\text{m}^2)$$

$$\beta = 5.4 \times 10^{-10}(\text{m}^2/\text{N}), V_1 = V_2 = V_3 = V_4 = 7.363 \times 10^{-3}(\text{m}^3),$$

$$C_c = 326.6(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$$

$$K_s = 1050(\text{N}/\text{m}), X_{co} = 0.002(\text{m}), A_s = 4.9 \times 10^{-4}(\text{m}^2)$$

$$V_f = 2.3169 \times 10^{-8}(\text{m}^3), J = 0.23(\text{kg} \cdot \text{m}^2), T_f = 68(\text{N} \cdot \text{m})$$

$$A_d = 0.008 \times (X)(\text{m}^2)$$

$$C_{dx} = 1/2.28 + 16\pi \cdot \nu \cdot 1/Q$$

[단, ν : 기름의 동점성 계수 (m^2/S)]

I : Choke의 길이 (m)

Q : 유량 (m^3/S)

C_{dc}, C_{dr} : 실험 결과를 근사하여 사용(그림.2, 그림.3)

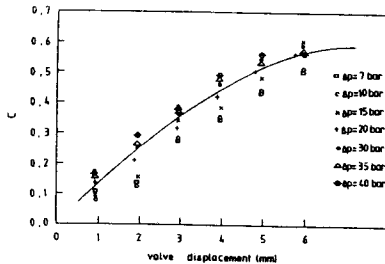


그림. 2 밸브 유량 계수

Fig.2 Flow coefficient of valve

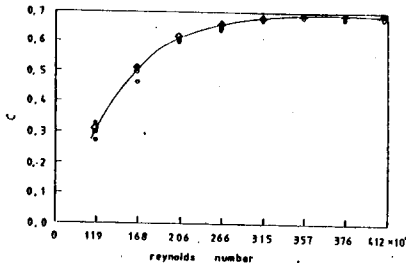


그림. 3 쇼크 유량 계수

Fig.3 Flow coefficient of choke

그림.1의 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 대치시킨다.

$$P_1 \leq 0 \rightarrow P_1 = 0, P_1 > P_{max} \rightarrow P_1 = P_{max}$$

$$P_3 \leq 0 \rightarrow P_3 = 0, P_3 > P_{max} \rightarrow P_3 = P_{max}$$

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

4. 실험장치 및 실험방법

그림.4 에 카운터 밸런스 밸브의 성능시험 측정장치를 보였고, 그림.6 에 시험장치 회로도 보였다. 그리고 밸브의 움직임을 측정하기 위하여 변위 측정기를 장착하였으며 실험장치는 그림.5에 보였다. 유압모터 브레이크 시스템의 동적성능을 측정하기 위하여 압력계, 유량계로부터 컴퓨터 인터페이스하여 컴퓨터로 자동처리 하였으며, 밸브의 내구력 시험을 위하여 SSR을 사용하였고, 실험할 스펴의 작동성 및 기본성능을 체크할 수 있게 하였다. 실험방법으로써는 부하쪽의 릴리프 밸브로 실험 압력을 조정하고, 관성부하로써 플라이휠, 오버런(Over-run)제어특성 실험을 위하여 부하쪽에 시험쪽 보다 많은 유량과 높은 압력을 가하여 체크하였고, 파라미터들의 성능을 시험하기 위하여 수치가 다른 스펴을 가공하여 실험을 하였다.

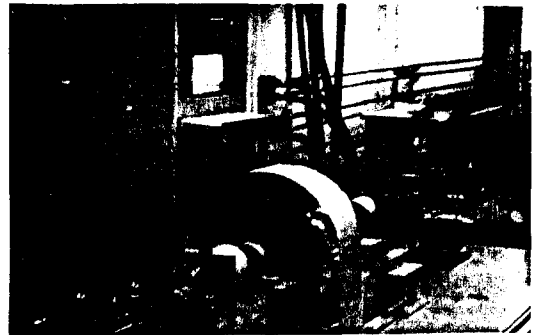


그림.4 카운터 밸런스 밸브 성능 측정장치

Fig.4 Performance measurement system of counter balance valve

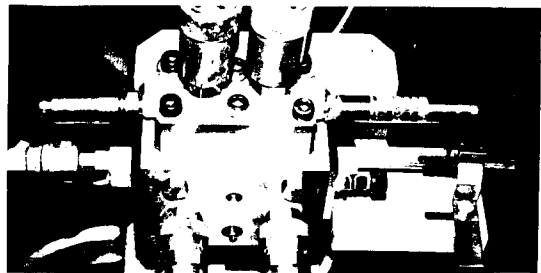


그림.5 카운터 밸런스 밸브 변위 측정 장치

Fig.5 Displacement measurement system of main spool

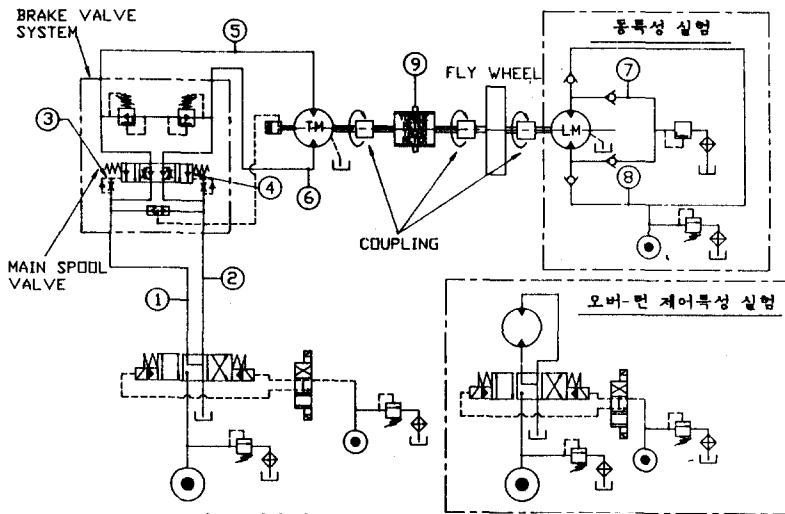


그림.6 카운터 밸런스 밸브 성능시험 회로도

Fig. 6 Circuit of counter balance valve performance test

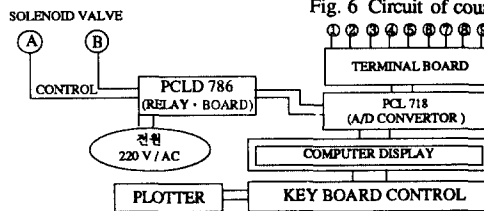


그림.7 컴퓨터 인터페이스 개략

Fig. 7 Schematic of computer interface

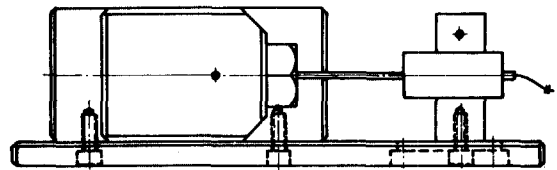


그림.10 릴리프 밸브 설정압력 측정 장치

Fig. 10 Set pressure measurement system of relief valve

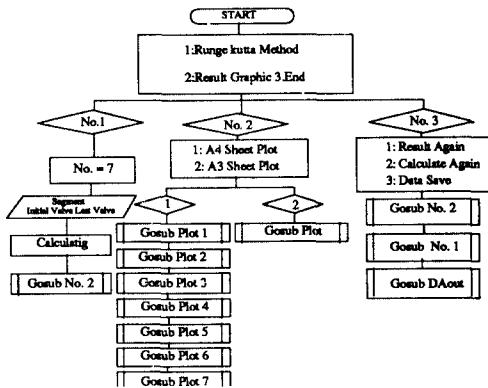


그림.8 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 흐름도

Fig. 8 Flow chart of computer simulation program

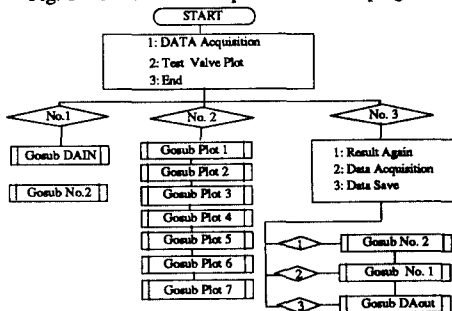


그림.9 데이터 수집 프로그램 흐름도

Fig. 9 Flow chart of data acquisition program

5. 결과 및 고찰

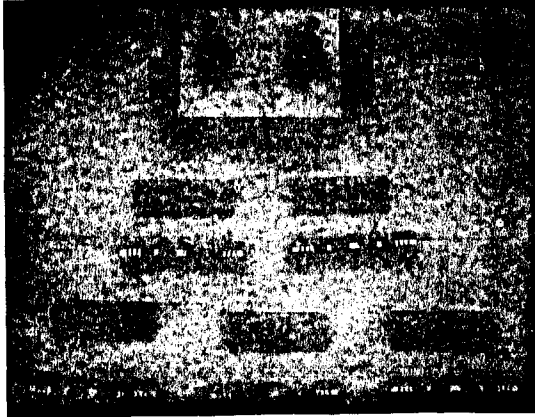
그림.11은 유압 모터 브레이크 시스템의 성능을 좌우하는 파라미터의 실험 및 설계 데이터를 얻기 위하여 파라미터들의 수치가 다른 스펴로써 실험에 이용된 것이다.

그림.12는 정상상태에서의 유량특성, 피크압력 특성 압력강하를 나타낸것으로 모델 5가 제일 우수하였다. 그림.13 및 그림.14에 노치를 한 스펴과 노치를 하지 않는 스펴의 실험결과를 보였다. 실험 결과에서도 알 수 있듯이 노치를 한 경우에 피크 압력이 상당히 떨어져 있음을 알 수 있다. 그림.15, 그림.16 그림. 17 은 노치의 크기에 따르는 실험 결과인데, No. 1인 경우가 노치길이 2mm, 폭이 3mm, 깊이 1mm 일때이며 유량특성이 다른것에 비하여 월등하다. 그림. 18에서 그림. 20까지는 초크 및 리테이너의 직경을 다르게 하여 실험한 경우인데 오염저항 능력을 고려하고, 속응성 및 댐핑효과를 고려하면 초크 직경 1mm 리테이너 직경 0.5mm 일때가 성능이 제일 좋음을 알 수 있다.

그림. 21 은 변수들의 고찰을 기초로하여 개발된 60LPM 급(40 cc/rev, 1500 rpm) 양방향 유압 브레이크 시스템이며, 그림.22에 이에 대한 시뮬레이션 결과 및 실험결과를 보였다.

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)로부터 카운터 밸런스 밸브의 응답은 매우 빠르며, 방향 변환 밸브가 완전히 열리기 이전에 스트로크 앤드에 도착하고 있음을 알 수 있다.

이것은 유압모터의 정마찰 때문에 압력 P1이 매우 단시간에 최종치 부분의 값까지 상승하기 때문이다. 그림(f)에서 회전관성 부하의 가속에는 비교적 긴시간이 소요됨을 알 수 있다.



구분	노치길이	노치폭	노치깊이	쇼크직경	리테이너직경
종류	-	-	-	1	0.5
모델 1	3	2	0.5	1	2
모델 2	3	2	0.5	1	2.5
모델 3	3	2	1	2	0.5
모델 4	2	3	1	2	2
모델 5	2	3	1	2	2.5
모델 6	2	3	1	2	2.5

그림.11 파라미터 고찰을 위하여 실험에 사용된 스풀
Fig.11 Various spools for experiment

모터 시계방향회전

구분	정상압력	R.P.M (bar)	Peak Press.	Δp_1	Δp_2
종류	35.7	910	284	5.7	3.6
모델 1	35.7	1035	216	2.7	4.5
모델 2	35.7	970	190	0.7	6.8
모델 3	35.7	1096	239	3.7	6.9
모델 4	35.7	1078	218	2.7	3.5
모델 5	35.7	1040	190	3.7	5.9
모델 6	35.7	1040	190	3.7	5.9

모터 반시계방향회전

구분	정상압력	R.P.M (bar)	Peak Press.	Δp_3	Δp_4
종류	35.7	990	255	5.7	4.5
모델 1	35.7	1058	231	2.7	5.4
모델 2	35.7	967	213	6.7	6
모델 3	35.7	1258	250	3.6	1.2
모델 4	35.7	1045	246	2.7	3.2
모델 5	35.7	1057	257	2.7	3.2
모델 6	35.7	1057	257	2.7	3.2

그림. 12 정특성 실험 결과
Fig. 12 Experimental results of steady state

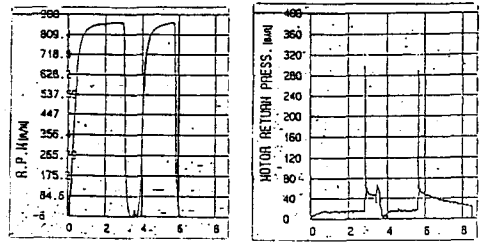


그림. 13 노치를 하지않은 경우의 피크압력 특성
Fig. 13 Peak pressure characteristics of no notch

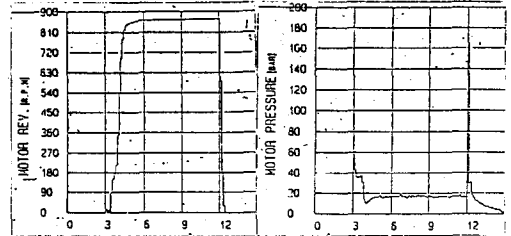


그림. 14 노치를 한 경우의 피크압력 특성
Fig. 14 Peak pressure characteristics of notch

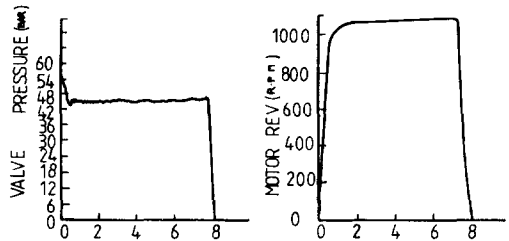


그림. 16 No. 1의 노치특성 실험결과
Fig. 16 Experimental result of notch No.1

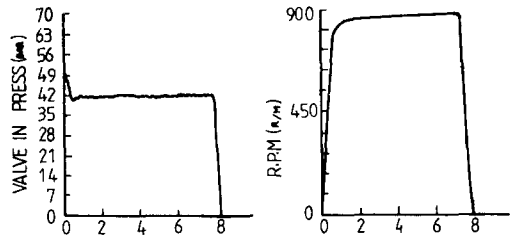


그림. 17 No. 2의 노치특성 실험결과
Fig. 17 Experimental result of notch No.2

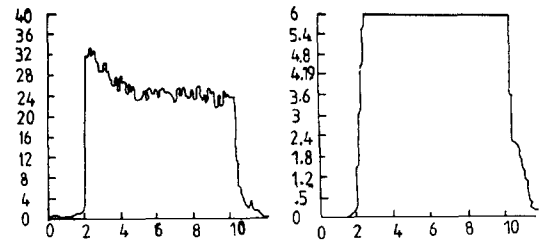


그림.18 쇼크직경과 메인스풀특성(쇼크= 1, 리테이너= 2)
Fig.18 Characteristics of choke dia. & main spool

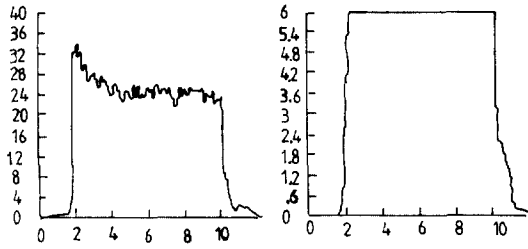


그림.19 초크직경과 메인스풀특성(초크= 1, 리테이너= 2.5)

Fig.19 Characteristics of choke dia. & main spool

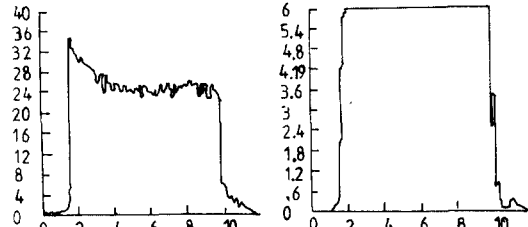


그림.20 초크직경과 메인스풀특성(초크=1, 리테이너=0.5)

Fig. 20 Characteristics of choke dia. & main spool

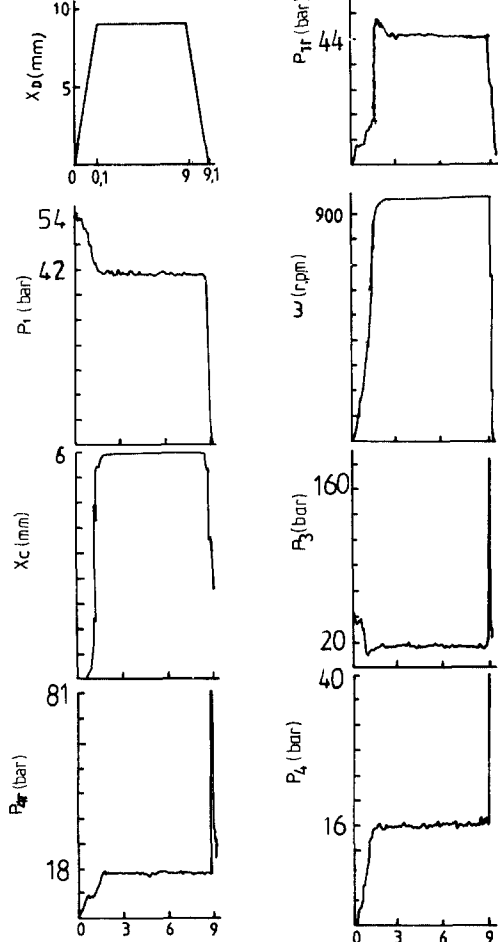


그림. 22 유압 브레이크 시스템의 동특성

Fig.22 Dynamic characteristics of hydraulic brake system



그림. 21 개발된 양방향 유압 브레이크 시스템

Fig.21 Developed double acting hydraulic brake system

6. 결론

이론해석 및 수치 시뮬레이션을 행하고, 실험을 통하여 양방향 유압 브레이크 시스템을 개발 하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 카운터 밸런스 밸브의 설계에 있어서 주요 변수로는 스프링 상수, 초크의 크기와 형상, 노치의 크기와 형상이다.
2. 본 연구에서 행한 60LPM급 밸브에서의 스프링 상수는 1.072kgf/mm가 적당함을 알 수 있었다.
3. 60LPM급 밸브에서의 초크는 직경이 1mm, 길이가 0.5mm일때가 가장 적당함을 알 수 있었다.
4. 60LPM급 밸브에서의 노치는 깊이가 1mm, 폭이 3mm, 길이가 2mm일때가 가장 적당함을 알 수 있었다.
5. 본 연구에서의 동특성 해석법은 비교적 정확하게 유압모터 동특성 및 동특성에 미치는 영향을 예측 할 수 있었다.

[참고문헌]

- [1]. Takahashi, I., Ebara Engineering Review Vol. 16, No.64, P.173, 1976
- [2]. Kojima, E., " A Study on Stability of Hydraulic Control Circuit with C.B.V " Journal of JHPS, Vol 8, No.2, P.56, 1977
- [3]. Miyakawa, S., " Stability of a hydraulic Circuit with a Counter balance valve" Bulletin of JSME, Vol. 21, No. 162, P.1750, 1978