

# 유체기구를 이용한 유압계통에서의 충격치 제어에 관한 연구

이주성\* · 이계복\*\* · 이충구\*\*

## A Study on the Control of Shock in the Hydraulic System Using the Fluid Device

Joo Seong Lee, Kye Bock Lee and Chung Gu Lee

**Key Words:** Hydraulic System(유압계통), Control of Shock(충격제어), Hydraulic Actuator(유압 액추에이터), Orifice(오리피스), Diameter Ratio(직경비)

### Abstract

Reduction in pressure transients may be important in the hydraulic system and necessary to avoid failure and to improve the efficiency of operation. This study addresses the design and use of an orifice to provide the desired control of the hydraulic actuator system. The experimental apparatus is a model of an automobile shift system. Control is accomplished by installing four different diameter ratio of orifices at appropriate locations in the system. Experimental results show that the orifice can be used to obtain the control of shock and the control level depends on the orifice size, orifice type, operating conditions.

### 기호설명

F	: 작동력	$C_v$	: 오리피스 속도계수
W	: 부하	$C_d$	: 오리피스 유량계수
C	: 음속	$\Delta P$	: 압력강하
$\beta_o$	: 체적탄성계수	$P'$	: 충격치
KE	: 운동에너지	$\Delta P'$	: 오리피스 유무에 따른 충격치 차
S	: 유압라인 길이	$P_{OP}$	: 작동압력
A	: 배관 단면적	D	: 배관 직경
$V_1$	: 초기속도	$D_o$	: 오리피스 내경
$V_2$	: 후기속도	L	: 오리피스 폭
PE	: 포텐셜에너지	$\beta$	: 오리피스 직경비(= $D_o/D$ )
$P_{is}$	: 최대압력상승값	$\rho$	: 밀도
$\xi$	: 충격치 보정계수	$\beta^2$	: 오리피스의 면적비(= $A_o/A$ )
Q	: 작동유량	K	: 작동압력계수
$C_c$	: 오리피스 수축계수		

### 1. 서론

유압계통 내에 흐르는 유체는 밸브나 오리피스를 사용하여 유량이나 유속을 제어하게 된다. 따라서 이러한 유체기구를 사용하는 경우에 대해

\* 충북대학교 대학원 기계공학과

\*\* 회원, 충북대학교 기계공학부

E-mail : kblee@cbucc.chungbuk.ac.kr

TEL : (043)261-3232 FAX : (043)263-2448

유량 측정이나 유속변화 특성에 대한 연구가 많이 수행되고 있지만<sup>(1~2)</sup> 배관의 양 끝단이 열려 있는 개방형(open type)이 대부분이다. 오리피스외의 경우 수축계수  $C_c$ , 속도계수  $C_v$ , 그리고 유량계수  $C_d$ 와 유량과의 관계가 확립되었고<sup>(3~5)</sup> 이것을 오리피스와 배관의 단면적비로 정량화하려는 연구가 수행되었다. 그러나 이러한 연구결과는 유압배관이 밀폐형(closed type)에 가까운 액추에이터를 포함하는 배관에는 적용하기 어렵다. 유압계통 압력이 높은 유압장치에서는 기기가 대형화되고 기기효율이 떨어져 경제성이 없기 때문에 특별한 이유가 없는한 낮은 압력으로 유지하는 것이 바람직하다. 따라서 원하는 압력강하( $\Delta P$ )를 얻기 위해 오리피스가 많이 사용된다. 그러나 이때 오리피스 양단의 압력차가 크면 캐비테이션이 발생할 가능성도 높으므로 이에 대한 연구도 수행되고 있다.<sup>(6)</sup> 개방형 배관은 정상상태의 유동현상이 유지될 수 있으나 액추에이터가 포함된 밀폐형 배관은 순간적인 흐름에 이어 바로 흐름이 강제로 차단되는 유동현상이 일어나게 된다. 따라서 고압의 유압장치 회로 내에 있는 유압 액추에이터는 작동시에 배관의 시작점 또는 끝점에서 순간적으로 충격을 발생시키는 특성을 갖게 된다. 이러한 과도현상은 유압계통의 안전에 치명적인 영향을 줄 수 있고 유압계통의 성능저하를 가져오게 된다. 이때 발생하는 순간 충격값을 제어하기 위해 밀폐형 배관 내에 오리피스가 경험적인 방법에 의해 많이 사용되지만 오리피스외의 충격값 제어특성에 대한 정량적인 연구결과는 보고된 것이 거의 없다. Moody<sup>(7)</sup>는 관에서 갑작스런 유동의 방출(blowdown)이나 차단에 의해 야기되는 반력을 시간과 공간의 함수로 특성곡선법(Method of characteristics)을 사용하여 해석적으로 구하였다. Wright 등<sup>(8)</sup>은 오리피스 등의 유체기구를 사용하여 과도현상을 제어할 때 요동압력이 계통 내에 설치된 유체기구에서 반사되지 않는 조건들을 구하였다. 그러나 이러한 결과의 적용범위는 매우 제한적이다. 따라서 실제로 충격이 발생하는 유압장치 설계시에 충격치 제어에 대한 정량화된 설계자료의 부족 때문에 예비모델을 제작하여 수 차례의 실험을 통한 시행착오법에 의존하게 되므로 시간적, 경제적 측면에서 많은 손실을 감수하고 있다. 따라서 본 연구에서는 일반적으로 사용하는 압력범위 및 유량범위 내에서

오리피스 직경비를 달리하여 고압을 사용하는 유압장치 회로 내에 설치하고, 유압 액추에이터의 작동시 발생하는 충격치 제어특성에 대한 실험을 수행하여 유압계통에서의 충격치 제어특성을 연구하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 충격발생 원리

액추에이터가 유압력을 받아 작동할 때 Fig. 1과 같이 작동력(F)과 액추에이터의 부하(W)와의 관계가  $F \leq W$ 의 조건일 때는 로드는 고정상태를 유지하며  $F > W$  조건이 만족될 때 로드는 속도를 갖게된다. 여기서  $F \leq W$ 에서  $F > W$  조건까지 변화하여 초기속도를 갖는 위치와  $F > W$  조건에서 로드의 속도가 다시 0으로 되는 위치에서 각각 유압작동회로는 충격(shock)이 발생하게 된다.

작동유체 내에서의 음속을 C로 두면

$$C = \sqrt{\frac{\beta_e}{\rho}} \quad (1)$$

여기서  $\beta_e$ 는 체적탄성계수(kg/cm<sup>2</sup>)이며  $\rho$ 는 밀도이다. 액추에이터가 갑자기 정지하는 순간에 유체의 운동에너지 KE는 다음과 같다.

$$KE = \frac{1}{2} \rho SA V^2 \quad (2)$$

또 압축된 유체에 주어지는 포텐셜에너지 PE는

$$PE = \frac{1}{2} \frac{SA}{\beta_e} P^2 L \quad (3)$$

여기서 S는 유압라인의 길이, A는 배관단면적,  $P_{1S}$ 는 최대 압력상승값이다.

식 (2)와 (3)으로부터 최대 상승압력값은 다음과 같이 얻어진다.

$$P_{1S} = \rho CV_2 \quad (4)$$

따라서 압력충격치를 낮추기 위해서는 파이프의 단면적을 크게 하여 유체의 속도를 줄여야 한다. 식 (4)는 액추에이터가 순간적으로 정지되는 경우에 유효하므로 액추에이터가 순간적은 아니지만 짧은 시간 내에 정지하는 경우의 압력충격치와 과도특성에 대해서는 적용할 수 없다. 이런 경우 압력 충격치값은 순간적으로 정지되는 경우에 비해 작지만 유압계통에 치명적인 손상을 줄 수 있으므로 정확한 예측이 요구된다. 본 연구에서는 유압계통에서 액추에이터가 순간적은 아니지만 짧은 시간에 멈추는 경우 발생하는 압력충

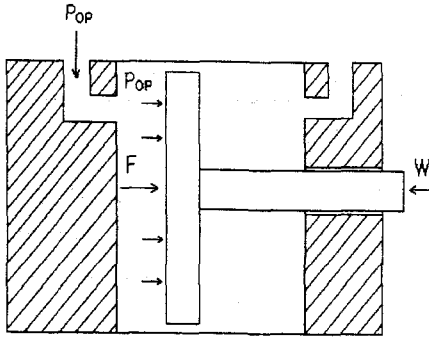


Fig. 1 General view of the actuator

격자의 특성과 오리피스를 이용한 충격치 제어 특성을 실험을 통해 분석하였다.

## 2.2 실험장치

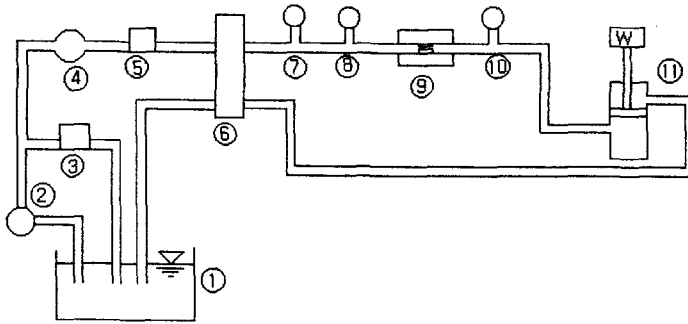
본 연구에서 설계 제작한 유압장치의 기본구성은 Fig. 2와 같다. 먼저 유압펌프에 의해 토출된 고압 유압유는 릴리프 밸브에 의해 해당 작동 압력으로 조정된다. 이 압력은 방향전환 밸브를 변속레버로 변속함에 따라 해당 액추에이터로 고압의 유압유를 보내고 해당 액추에이터는 행정만큼 이동한 후 급정지하게 된다. 여기서 급정지에

따른 아주 짧은 시간 내의 압력변화는 유압회로 내에 충격을 발생시킨다.

## 2.3 실험방법

실험은 유압 액추에이터를 포함한 파일럿 유압장치에서 일반적으로 운전되는 유량범위, 압력범위 및 오리피스 직경비 범위 내에서 수행되었으며 실험조건은 다음과 같다.

- 1) 주위온도는 실내온도로 한다.
- 2) 작동유의 온도는 55℃를 기준으로  $\pm 10\%$ 의 오차범위 내에서 실험한다. 이는 실험이 진행됨에 따라 고압으로 인한 작동유의 온도상승을 피할 수 없으므로 이를 고려하여 실험 온도범위를 유지시켰다.
- 3) 작동유의 압력은 20 bar에서 50 bar 범위로 한다.
- 4) 작동유의 유량은 20 lpm에서 60 lpm 범위로 한다.
- 5) 액추에이터는 로드(rod)가 인장방향으로 운동하는 조건에서 실험하고 이 때 로드는 상방향으로 운동하도록 설치한다.
- 6) 유압배관 내 유속은 3~5 m/s 범위로 한다. 이 때 유압배관의 직경 D는 유량에 따라 9 mm



- ① Oil tank ② Hydraulic pump ③ Relief valve ④ Flow rate control valve  
 ⑤ Pressure control valve ⑥ Directional control valve ⑦ Flow rate gauge  
 ⑧ Upstream pressure gauge ⑨ Orifice ⑩ Downstream pressure gauge

Fig. 2 Schematic diagram of experimental model

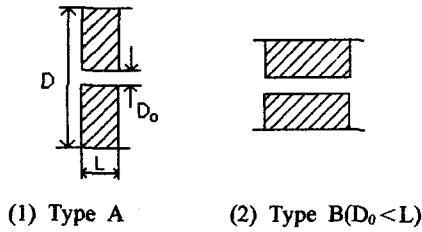


Fig. 3 The orifice types for the test

Table 1 Experimental conditions

Parameter	Condition
$\beta (= \frac{D_0}{D})$	$\beta 1=1.0, \beta 2=0.8,$ $\beta 3=0.6, \beta 4=0.4,$ $\beta 5=0.2$
Pressure(bar)	20, 30, 40, 50
Flow rate(lpm)	20, 30, 40, 50, 60

~16 mm 범위로 한다.

7) 오리피스는 각 직경비를 달리하여 적용하고 그 면적비 ( $\beta^2$ )에 따라 충격치 제어특성을 연구한다.

Fig. 3은 본 실험에서 사용한 오리피스의 형상을 나타낸다. Table 1은 실험에 사용된 오리피스의 직경비  $\beta$  값과 실험조건을 나타낸다.

본 실험에서는 액추에이터의 작동으로 인해 발생하는 충격치와 오리피스에 의한 충격치 제어특성을 압력센서를 오리피스 전후에 설치하여 측정하였다.<sup>(9-10)</sup> 측정된 압력신호는 증폭된 후 A/D 변환기를 통해 컴퓨터에 저장되고 프린터로 출력된다. 측정오차 범위는  $\pm 0.25\%$ 이다. 주어진 실험조건에 따라 실험을 수행하여 유량, 유속, 오리피스의 형태, 오리피스의 크기에 따른 충격치 제어특성을 분석한다.

### 3. 실험결과 및 고찰

본 실험장치에서 유압 액추에이터의 작동시 발생하는 충격에 의한 맥동압력은 오리피스의 유, 무에 따라 Fig. 4와 같은 압력파형을 나타낸다. 여기서  $P'$ 값이 실질적인 유압 액추에이터 작동시의 충격치를 나타내며 작동조건에 따라 변하게 된다. 이러한 충격치는 유압시스템의 안정성을 해

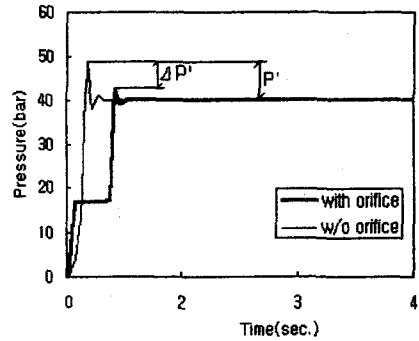


Fig. 4 Typical pressure variation by actuator operation

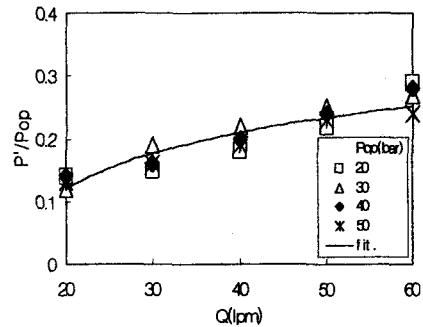


Fig. 5 The shock pressure for various flow rate

치게 되므로 적절한 제어가 필요하다.<sup>(11-13)</sup> 오리피스는 그림과 같이 충격치의 최대값을 감소시키거나 전체 계통압력의 반응시간에 영향을 미치므로 이를 고려한 최적설계가 요구된다. 그림에서 보면 오리피스가 있는 경우와 없는 경우에  $\Delta P$  만큼의 충격치 감소가 발생한다. 이는 오리피스의 면적비( $\beta^2$ )와 유체와의 접촉면에 따라 유량감소와 압력강하가 발생한 결과로서, 이러한 변수들에 대한 충격치 제어특성을 파악하여야 한다.

#### 3.1 유량변화에 따른 충격치 제어특성

Fig. 5는 일정압력에서 면적비가 16%( $\beta=0.4$ )인 오리피스를 사용한 경우 유량변화에 따른 충격치 제어특성을 나타냈다. 모든 경우에서 유량  $Q$ 가 증가함에 따라 충격치가 증가하는 것을 보여준다.

#### 3.2 압력변화에 따른 충격치 제어특성

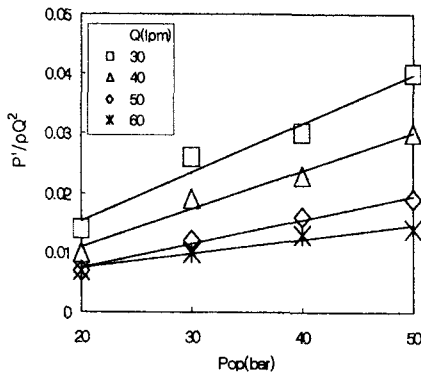


Fig. 6 The performance curves for various operating pressure

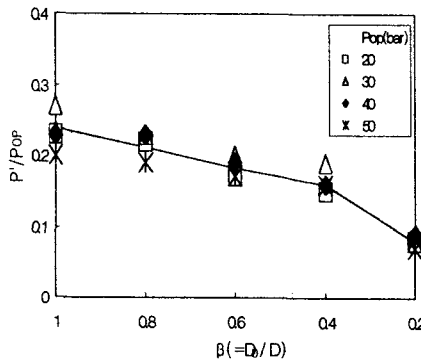


Fig. 7 The shock pressure for various orifice diameter ratio

Fig. 6은 일정유량에서 오리피스를 장착하고 압력변화에 따른 충격치 특성을 나타냈다. 모든 경우에서 작동압력이 증가함에 따라 충격치가 커지는 것을 보여준다.

### 3.3 오리피스의 면적비변화에 따른 충격치 제어특성

Fig. 7은 유량이 30 lpm이고 압력이 일정한 조건에서 오리피스 면적비( $\beta^2$ )에 따른 충격치의 최대값을 나타낸다. 여기서 충격치  $P'$ 는 오리피스 면적비가 감소함에 따라 모든 작동압력에서 일정 비율로 감소하다가 면적비가 4%(직경비  $\beta = 0.2$ )에서  $P'$ 의 감소율이 크게 증가하는 것을 보여준다.

이러한 현상은 모든 형태의 오리피스에서 똑같

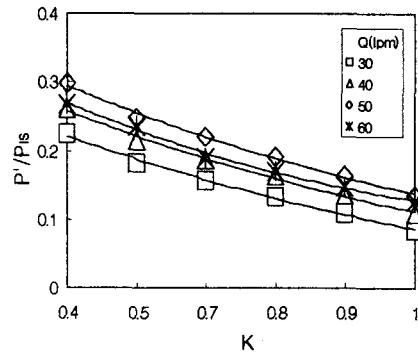


Fig. 8 K -  $P'/P_{18}$  curves

이 나타난다. 즉, 충격치의 절대값을 제어하는 관점에서는 오리피스 면적이 관면적의 4%( $\beta = 0.2$ )일 때 효과가 상대적으로 증대되는 것을 보여준다. 오리피스 면적비가 16%( $\beta = 0.4$ )일 때를 기점으로 하여 그 효과는 급격히 증대되었다.

### 3.4 작동압력, 유량 및 충격치 제어곡선

Fig. 8은 실험에서 나타난 결과들을 이용하여 작성한 K -  $P'/P_{18}$ 선도를 보여준다. 여기서 K는 작동압력계수이다.

## 4. 결론

유압계통의 작동시 발생하는 충격치를 유체기구를 사용하여 제어하는 실험을 수행하였다. 이때 유체기구는 오리피스를 사용하되 적용한 직경비는 일반적으로 사용되는 범위 내에서 정하였다. 유압계통에서 주로 사용되는 범위 내에서의 작동압력과 유량의 변화에 따라 실험을 통해 다음과 같은 충격치 제어특성을 얻었다.

(1) 유압계통을 작동시 유량변화에 따라 충격치는 각 작동압력에서 일정비율로 증가하였다. 이는 작동압력에 따라 유량변화에 따른 충격치 변화율을 최적설계에 적용할 수 있음을 보여주었다.

(2) 유압계통을 작동시 작동압력의 변화에 따라 충격치는 각 작동유량에서 일정비율로 증가하였다. 이는 각 유량별로 작동압력에 따른 충격치 변화율을 충격치 제어를 위한 최적설계에 적용할 수 있음을 보여주었다.

(3) 오리피스의 면적비가 감소함에 따라 충격치

는 일정비율로 감소하였다. 이때 직경비  $\beta$  가 0.4 인 부분을 기점으로 하여 이보다 작아지면 그 감소율이 큰 폭으로 증대되는 충격치 제어특성을 보여 주었다.

(4) 상기 실험결과를 이용하여 작동압력, 유량 및 충격치의 함수관계인  $K - P/P_{15}$  선도를 작성 완료하므로써 오리피스를 이용한 유압계통에서의 충격치제어용 설계자료를 체계화하였다.

### 참고문헌

- (1) Wylie, E. B. and Streeter, V. L., 1993, "Fluid Transient in Systems," Prentice Hall.
- (2) Moody, F. J., 1990, "Introduction to Unsteady Thermofluid Mechanics," John Wiley & Sons.
- (3) Goodwin, A. B., 1976, "Fluid Power systems," Macmillan Press Ltd., pp. 78~112.
- (4) Vockroth, R. W., 1994, "Industrial hydraulics," Delmar Publishers Inc., pp. 43~60.
- (5) Henke, R. W., 1986, "Fluid power systems & circuits," Penton Publishing, Inc., pp. 7~31.
- (6) Wiggert, D. C. and Sundquist, M. J., 1979, "The Effect of Gaseous Cavitation on Fluid Transients," J. Fluids Engineering, ASME Transactions, Vol. 01, pp. 79~86.
- (7) Moody, F. J., 1973, "Time-Dependent Pipe Forces Caused by Blowdown and Flow Stoppage," J. Fluids Engineering, ASME Transactions, pp. 422~428.
- (8) Wright, S. J., Wylie, E. B. and Taplin, L. B., 1983, "Matched Impedance to Control Fluid Transients," J. Fluids Engineering, ASME Transactions, Vol. 105, pp. 219~224.
- (9) Hydro Technik, 1995, "Operation Manual-Measuring Instruments," Hydro Technik.
- (10) Idelchik, I. E., 1994, "Handbook of hydraulic resistance," CRC Press, Inc., pp. 208~235.
- (11) 小栗幸正, 1979, "油壓と回路," 理工學社, pp. 13~17.
- (12) 汁 茂, 1998, "油壓裝置設計の實際," たいが出版, pp. 41~50.
- (13) 田中裕久, 1991, "油壓のデジタル制御と應用," 近代圖書, pp. 43~66.