

## 충격장치의 반 능동 제어시스템 설계

김동환\*, 최문철\*\*, 이교일\*\*\*

### Semi-Actively Controlled Impact System Design

Dong Hwan Kim\*, Moon-Chul Choi\*\*, and Kyo-Il Lee\*\*\*

#### ABSTRACT

A semi-actively controlled impact system which adjusts an impulse exerted by the external impact is studied. The main control variables are internal pressure difference inside the cylinder and the shock absorber displacement while it travels. Compared to a conventional one so called a passive system with a variable orifice inside the cylinder, a semi-actively controlled system utilizes an external orifice controlled by a highly fast responding electrical proportional valve. This device overcomes the temperature and viscosity change due to continuous operating and keeps the desired pressure difference and displacement in every operation.

In this article a new prototype impact system is designed and manufactured based on a semi-actively control system. Through computer simulations and experiments, we verify the possibility of controlling the shock absorber pressure and displacement. After investigating the control performance a modified semi-actively controlled system with better control performance is also proposed.

**Key Words :** variable orifice (가변오리피스), passive system (수동시스템), impact pressure control (충격압력제어), proportional pressure control valve (비례압력제어밸브), semi-actively controlled system (반능동제어시스템)

#### 기호설명

$M_{pp}$ ,  $C_{pp}$ ,  $K_{pp}$  : poppet mass, damping coeff., stiffness

$z_{pp}$  : poppet displacement

$P_h$ ,  $P_l$  : high chamber and low chamber pressure

$M_{ps}$ ,  $C_{ps}$  : piston mass and damping coeff.

$V_h$ ,  $V_l$  : volume of high and low chamber

$\beta_h$ ,  $\beta_l$  : bulk modulus of high and low chamber

$F_{imp}$  : impulse force

$x_{ps}^d$ ,  $\dot{x}_{ps}^d$  : desired position and velocity of piston

\* 서울산업대학교 기계설계학과

\*\* 삼성종합기술원 정밀기기 Lab

\*\*\* 서울대학교 기계설계학과

$P_d^d$ ,  $\dot{P}_d^d$ : desired pressure and pressure

rate of piston

$W_1, \dots, W_4$  weighting factors

$K_p, K_d$ : control gains

## 1. 서론

충격흡수기는 충격이후 반사되는 충격을 흡수하여 충격력을 조절하기 위하여 제작된 요소이다. 기존의 충격흡수기는 충격에너지 흡수를 제어하기 위하여 Fig. 1과 같이 오리피스 (orifice)의 크기를 피스톤 위치에 따라 조정하여 각 위치에서의 댐핑효과가 다르게 나타나도록 설계되었다<sup>[1]</sup>. 즉 실린더 내벽과 피스톤 사이의 단면적을 변화시켜 오리피스의 효과를 매 이동위치마다 다르게 되도록 설계 것이다. 여기서 가변 오리피스의 설계는 원하는 충격흡수력-시간궤적을 정의한 후 각 충격흡수위치에서 필요한 오리피스 형상을 가지도록 설계한다.

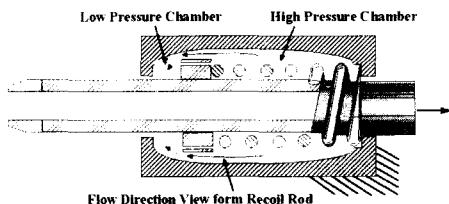


Fig. 1 Structure of Conventional Shock Absorber System

이렇게 설계된 충격흡수기는 최악의 조건을 기준으로 설계되므로 실제 동작 조건이 변함에 따라 충격흡수력 및 충격흡수거리에 대한 최적의 성능을 발휘하지 못하는 단점이 있다.

충격흡수기 성능을 좌우하는 충격흡수력-시간궤적은 충격이 발생하는 압력의 크기는 작게하고 충격흡수 거리 또한 적절하도록 설계된다<sup>[2]</sup>. 하지만 이 두 개는 서로 상반되는 성질의 것이어서 두 개를 동시에 낮춰줄 수는 없다. 압력이 낮으면 충격흡수거리가 길어지고, 압력이 높을 경우는 실린더 내에 큰 압력이 걸린다. 따라서 적절한 압력이 오랫동안 지속되도록 충격흡수력-시간 궤적이 설계되지만 조건이 바뀜에 따라서 설계했던 대로의

상태가 나타나지 않게 된다. 이를 보상하기 위하여 충격흡수압력이나 거리를 제어의 상태 변수로 하여 되먹임 제어를 통하여 외부에서 별도로 오리피스를 변화시킬 수 있는 제어 시스템을 고려하는 것이 요구된다. 즉 외부적 제어를 통하여 충격흡수기의 성능을 결정하는 압력 파형을 원하는 형태로 하기 위하여 압력에 결정적인 영향을 주는 오리피스를 자동적으로 조절하는 시스템의 설계가 요구된다 (Fig. 2).

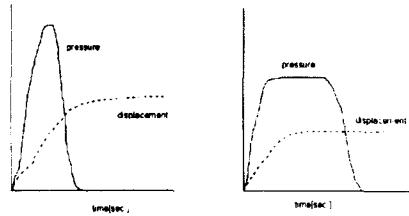


Fig. 2 Histories of pressure and displacement (left:passive system, right: desired system)

이 시스템과 유사하게 적용되는 대표적인 예는 자동차의 현가장치에 대한 반동동 또는 능동제어 시스템이다<sup>[3]</sup>. 그러나 이 시스템은 본 논문에서 소개하는 충격흡수제어와 같이 아주 빠른 응답을 요구하지 않기 때문에 제어 요소의 설계가 엄밀하지 않다.

본 논문에서는 서로 상반되는 두 개의 상태 변수인 실린더 내의 압력과 피스톤의 변위를 적절히 조절할 수 있는 시스템을 외부에 가변 오리피스를 부착한 반동동형(semi-active) 충격흡수시스템을 제안하고자 한다. 본 연구에서는 충격흡수기의 동작 특성을 참조하여 충격흡수기를 상사하여 설계 제작하였다. 압력의 상태를 되먹임하기 위해 압력 측정 장치를 부착하였고, 압력 형성과 변위에 직접 관계되는 압력을 제어하기 위해 비례 압력제어밸브 (proportional pressure control valve)를 이용하여 오리피스를 실린더내의 압력의 상태에 따라 가변 시킨다. 본 연구에서 제시하는 제어 방법을 모사시스템에 적용하여 제어 가능성을 검증하였다. 모사 시스템에 대한 연구는 실제 충격흡수 시스템과는 차이가 있으나 모사 시스템에 대한 유압 해석 및 제어 기법을 제시함으로써 실제 충격흡수 시스템에 적용하기 위한 기반

기술이 될 수 있다.

극히 짧은 시간의 충격에 의한 충격흡수력을 제어하기 위해서는 일반적인 시스템에 비해 응답성이 빠른 밸브가 요구된다. 따라서 현재의 유압 부품으로 이런 조건을 만족시키기 위해서는 새로운 방법이 필요하다. 본 연구에서는 이를 위하여 유량을 형성시켜 주는 밸브를 두 개로 나누고 각각이 필요한 때에 제 기능을 하도록 하는 개념을 도입하였다. 즉 기존의 충격흡수 시스템에 단순히 압력 조절 밸브를 부착하여 반자동식 충격흡수 시스템을 구성하는 것은 여러 가지 면에서 제한이 수반된다. 즉 충격 초기에는 과도한 유량이 충격 흡수기 내부에서 고압부에서 저압부로 공급된다. 이 과도 유량은 현실적으로 압력 조절 밸브 단독으로 제어하는 것은 한계가 있다. 비례 압력 조절 밸브는 정격 유량이 크며 응답성이 느린 것이 일반적이므로 빠른 응답성을 지속하기 위해서는 가능한 한 적은 유량이 충격 초기에 공급되어야 한다. 이를 위해 충격 시 흐르는 유량을 분산시키는 것이 요구된다. 본 연구에서는 이 유량 분산을 위해 유량 조절 밸브 (throttle valve) 쪽으로 압력 조절 밸브와 병렬로 연결하여 초기 과도 유량을 bypass시킨다. 이로 인해 일반적인 유압 부품으로 시스템의 빠른 상태변화를 목적에 맞게 제어할 수 있게 되었다. 이 외에 대 유량을 순간적으로 방출할 수 있게 하기 위하여 고속의 방향밸브 (directional valve)에 의한 로직밸브(logic valve)를 이용하는 방안도 가능하다<sup>[6]</sup>.

두 개의 밸브와 압력 측정 장치와 변위 측정 장치를 이용한 모형 충격흡수 장치에 대하여 시뮬레이션과 실험을 수행하여 본 논문에서 제시한 제어 방법의 유용성을 확인하고 현 실험 장치로부터의 결과는 추후 수행할 실제의 충격흡수 장치에 적용하는데 근간이 된다.

## 2. 시스템 구성

본 연구에서 새로운 충격흡수기 형태로서 제시하고자 하는 시스템은 다음의 Fig. 3과 같은 구조로 되어 있다. 이 시스템은 실제 충격흡수기를 상사하여 축소로 제작한 시스템이다. 실제 시스템을 직접 대상으로 하기에는 고가의 장비가 필요하여 우선 축소 모델로 제작한 시스템을 통해 제어 가능성성을 검증하는 것이 필요하다. 대신 실

제 시스템이 요구하는 기본 사항은 축소시험장치에서 충분히 고려되게 설계하였다.

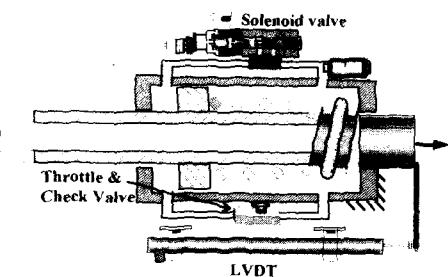


Fig. 3 Structure of new recoil system

실린더 내부의 전채길이와 직경은 기존의 충격 흡수기와 다름이 없다. 다만 실린더 내벽에 오리피스를 만들지 않고 외부에 두 개의 유로가 형성되어 있다. 이 유로를 제어하는 두 개의 밸브 (pressure control solenoid valve와 throttle & check valve) 가 붙어 있고, 실린더의 변위 측정을 위하여 LVDT가 장착되고 고압부의 압력 측정을 위하여 압력 센서가 붙어있다.

충격으로 인한 충격 힘이 발생하면 이것의 반작용으로 피스톤에 힘이 가해지고 스프링과 함께 피스톤이 움직이기 시작한다. 이 변위에 따라서 스프링 힘과 내부 작동유에 의한 압력이 형성된다. 충격흡수 시기에는 스프링의 힘이 미약하므로 작동유의 압력에 따라서 피스톤의 변위가 결정된다. 충격에 의해 초기에 큰 압력이 발생한다. 이 최고 압력이 형성되는 동안 쓰로틀 밸브 쪽으로 유량이 형성되어 최고 압력의 크기는 많이 낮춰질 수 있다. 압력제어 솔레노이드 밸브도 이 시기에 같이 열어 주어 압력을 더 낮춰줄 수 있다. 이 최고 압력이 끝나고 난 후에는 복귀 시간을 줄이기 위해 피스톤의 변위는 가능한 한 억제시켜야 한다. 이를 위해 유량을 억제시켜 낮아지는 압력을 유지시켜 주어야 한다. 이 역할 역시 솔레노이드 밸브에서 하도록 되어 있다. 솔레노이드 밸브에 인가되는 전압의 크기를 압력과 변위 신호를 통해서 결정하고 이 신호에 따라서 밸브의 오리피스 면적을 제어하는 것이다.

다음으로 충격을 모사할 수 있는 외부 충격장치를 충격해머 (impact hammer)로 대체시켰다.

제어기로서는 측정장치로부터 받은 정보를 통

해 솔레노이드 밸브에 인가할 전압을 결정하는 제어기는 PC를 통해서 구성이 가능하다. 센서에서 제어기로의 입력은 A/D 변환을 통해 이루어진다. 그리고 PC내부에서 제어 알고리즘에 따라서 출력 전압이 계산된다. 이 전압은 다시 D/A 변환기를 통해서 솔레노이드 밸브 쪽으로 인가된다. 따라서 제어기를 구성하는 Hardware는 PC와 A/D-D/A변환기가 되고 Software는 C언어로 구현된 제어 알고리즘이 된다.

### 3. 시스템 각요소의 모델링

최적의 압력 조절밸브와 유량 조절밸브를 선정하기 위하여 각 유압요소에 대한 해석이 필요하게 된다. 이는 각 요소의 동 특성이나 응답성을 빠르고 느림이 충격흡수기와 같이 고속 응답성을 요하는 제어 시스템에 결정적인 영향을 미친다. 여기서는 시뮬레이션의 근간이 되는 각 요소별로 모델링하는 과정을 소개한다. 비례압력 솔레노이드 밸브 내의 포랫 부는 Fig. 4와 같은 구조로 되어 있다.

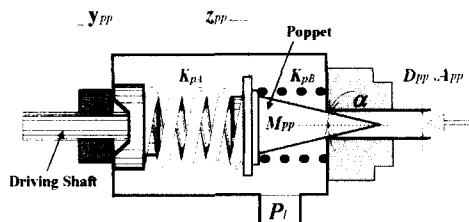


Fig. 4 Schematic of poppet port

포렛에 대하여 운동 방정식을 기술하면 다음과 같다.

$$M_{pp} \ddot{z}_{pp} = -C_{pp} \dot{z}_{pp} - K_{pp}(z_{pp} + y_{pp}) + A_{pp}P_h - A_{pp}P_l$$

여기서  $z_{pp}$ 는 포렛의 변위,  $y_{pp}$ 는 구동 축의 변위,  $K_{pp}$ 는 포렛 스프링의 강성,  $C_{pp}$ 는 댐핑 계수,  $M_{pp}$ 는 포렛 질량을 표시하고  $A_{pp}$ 는 작동유가 포렛에 힘을 미치는 단면적을 나타낸다. 그리고  $P_h$ 는 포렛부의 입구쪽 압력을 나타낸다.

다음으로 전자석에 의하여 구동되어 스프링을

압축시키는 구동 축에 대한 운동방정식은 2차의 시스템으로 다음과 같이 작성하고 그 계수들은 시뮬레이션과 실험을 통하여 맞추기로 한다. 입력 전압 ( $I$ )에 대한 출력 변위 ( $\omega_{pp}$ )의 전단 흡수는 2차의 시스템이라고 가정한 경우 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{y_{pp}(s)}{V_{in}(s)} = \frac{\omega_{ds}^2 K_{disp}}{s^2 + 2\zeta_{ds}\omega_{ds}s + \omega_{ds}^2} \quad (2)$$

여기서  $K_{disp}$ 는 정상 상태에 도달하였을 경우의 변위를 나타내고  $\zeta_{ds}, \omega_{ds}$ 는 각각 댐핑 계수와 고유 진동수를 나타낸다. 실제로 실험을 통하여 밸브의 특성을 알아본 결과 약간의 오버슈트(overshoot)현상을 나타내고 있으므로 1차로 모델링하기보다는 2차로 하는 것이 더 실제의 현상과 가까이 접근할 수 있다. 실제의 현상과 같도록 파라미터를 조정하면  $\omega_{ds} = 200$  (Hz),  $\zeta_{ds} = 0.38$ ,  $K_{disp} = 0.29$  (mm/V)로 된다.

실린더와 유량조절 밸브는 Fig. 5와 같은 구조로 되어있다.

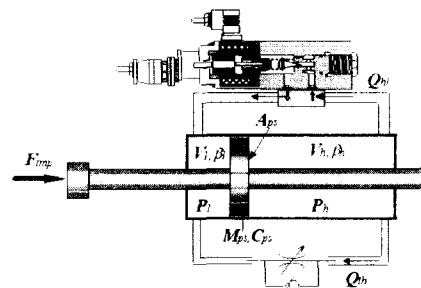


Fig. 5 Structure of cylinder with valves

피스톤의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$M_{ps} \ddot{x}_{ps} = -C_{ps} \dot{x}_{ps} + A_{ps}(P_l - P_h) + F_{imp} \quad (3)$$

여기서  $M_{ps}$ 는 피스톤 질량,  $C_{ps}$ 는 실린더 댐핑 계수,  $A_{ps}$ 는 피스톤의 수압 면적,  $P_h$ 는 피스톤의 움직임을 막아주는 고압쪽 챔버( $h$ 챔버)의 압력,  $P_l$ 은 충격 하중이 작용하는 피스톤의

머리 부분에 있는 저압쪽 챔버(  $l$  챔버 )의 압력,  $F_{imp}$  는 충격 하중을 나타낸다.  $h$ 챔버에서 솔레노이드 밸브를 통해 흐르는 유량(  $Q_{hl}$  )과 쓰로틀 밸브를 통하여 흐르는 유량(  $Q_{th}$  )의 합은 다음과 같이 표시된다.

$$Q_{hl} + Q_{th} = C_d(A_{hl} + A_{th})\sqrt{\frac{2}{\rho}(P_h - P_l)} \quad (4)$$

여기서  $C_d$  는 유량 계수를 나타내고,  $A_{hl}$  는 식 (4)에서 제시한 바와 같이 유량이 흐르도록 솔레노이드 밸브가 열어주는 유로의 단면적을,  $A_{th}$  는 유량조절 밸브가 열어주는 유로의 단면적을 나타낸다. 유량조절 밸브는 일정한 크기의 오리피스를 가지므로 상수가 된다.

$h$ 챔버 내의 압력과 유량 사이의 연속 방정식은 다음과 같다 [8-9].

$$\frac{V_h}{\beta_h} \frac{dP_h}{dt} = A_{ps}\dot{x}_{ps} - Q_{hl} - Q_{th} - C_{ip}P_h \quad (5)$$

여기서  $V_h$  는 고압챔버 내의 체적,  $\beta_h$  는 고압챔버 내의 체적 탄성 계수(bulk modulus)를 나타낸다. 그리고  $C_{ip}$  는 실린더내의 누설에 관련된 상수이다. 압력이 대기압에서 시작하여 변하기 때문에 체적 탄성 계수는 일정한 값으로 보지 않고 압력에 대한 함수로 생각하였다. 공기를 포함하는 유체의 체적 탄성 계수는 작용하는 압력과 유관하다[17]. 압력에 따라서  $P_h$  를  $Pa [N/m^2]$  단위로 할 경우 다음과 같은 식으로 모델링하였다.

$$\beta_h = C_o(6*10^8 \log_{10}(P_h + 10^5) - 3*10^9) \quad (6)$$

$l$ 챔버 내의 압력과 유량 사이의 연속 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{V_l}{\beta_l} \frac{dP_l}{dt} = -A_{ps}\dot{x}_{ps} + Q_{hl} + Q_{th} \quad (7)$$

여기서도 체적 탄성 계수  $\beta_l$  는 압력에 의존하는 값으로서 앞의 식과 같이 모델링 하였다.

본 시스템에서 충격 하중을 부여하는 방법은 Fig. 6과 같은 자유낙하 방식이다.

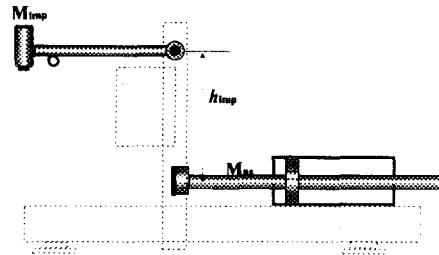


Fig. 6 Impact test diagram

충격 힘을 다음과 같은 정현파라고 가정한다 [10].

$$F_{imp}(t) = \begin{cases} F_0 \sin \omega t & 0 < t < \frac{\pi}{\omega} \\ 0 & t < 0, \quad t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases} \quad (8)$$

여기서 각속도를 나타내는  $\omega t$ 는 충격력의 형태가 반 주기의  $\sin$  함수로 고려될 수 있으므로 반주기에 해당하는 점이  $\pi$  이므로 반 주기의 점이  $\omega t = \pi$ 가 된다. 따라서  $\omega$  는  $\pi$  를 충격 시간으로 나눈 값이다.  $F_0$  를 알고 있는 항들로 표시하면 다음과 같다.

$$F_0 = \frac{\omega}{2} \frac{M_{ps}M_{imp}(1+e)}{M_{ps} + M_{imp}} \sqrt{2gh_{imp}} \quad (9)$$

여기서  $e$  는 탄성계수이다. 다음으로는 충돌 물체 사이에 탄성을 고려하여 충격 하중을 모델링 하여 보자. 충돌하는 두 물체는 서로 변형하면서 충돌 힘을 전달하게 된다. 이 변형을 탄성적이라고 가정하면 스프링을 이용하여 모델링 할 수 있다.

자유 낙하를 하는 해머 하중이( $M_{imp}$ )이 초기 속도로 정지하는 피스톤( $M_{ps}$ )에 충돌하는 경우 이 두 물체 사이에 가상의 스프링이 있다고 가정하면 두 물체의 변위에 이 스프링의 강성이 곱해진 만큼의 힘이 서로에게 전달된다.

$$F_{imp} = \begin{cases} K_{head}(x_{imp} - x_{ps}) & 0 < (x_{imp} - x_{ps}) < L_{spring} \\ K_{head}L_{spring} & (x_{imp} - x_{ps}) > L_{spring} \\ 0 & (x_{imp} - x_{ps}) < 0 \end{cases} \quad (10)$$

여기서  $L_{spring}$ 은 스프링이 최대로 수축할 수 있는 길이,  $K_{head}$ 는 스프링 강성을 나타낸다. 그리고  $x_{imp}$ 는 충격 하중의 변위를 나타내는 것으로서 다음과 같은 식으로부터 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} M_{imp} \ddot{x}_{imp} &= C_{imp} \dot{x}_{imp} - F_{imp}, \\ x_{imp}(0) &= \sqrt{2gh_{imp}} \end{aligned} \quad (11)$$

여기서  $C_{imp}$ 는 점성계수이다. 이와 같이 모델링을 할 경우 충격 시간을 임의로 정하지 않아도 되므로 시뮬레이션으로 현상을 맞출 때 좀 더 쉽게 접근할 수가 있다. 또한 정현파로 모델링을 하는 경우에는 충격량을 계산할 때에 압력에 의한 충격량은 무시하게 되므로 오차가 있을 수 있다. 그리고 피스톤의 변위에 상관없이 같은 모양으로 힘이 전달된다고 가정하기보다는 이와 같이 두 물체의 변위에 의해 힘이 전달된다고 하는 것이 더 실제적인 현상에 가까울 것이다. 최대 힘의 차이는 있다고 하더라도 생성되는 압력 과정의 모양에는 큰 차이가 없도록 파라미터를 각각 조절할 수가 있다. 따라서 두 개의 모델링이 모두 유효하다고 할 수 있다.

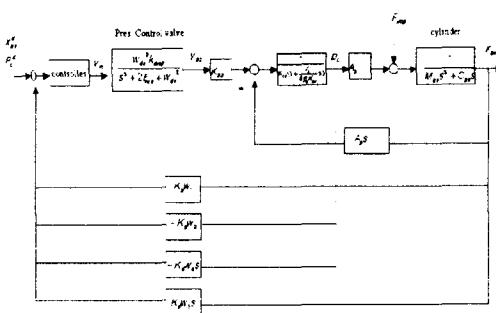


Fig. 7 Block diagram of the semiactive recoil system

이상의 각 요소별로 시스템의 모델링을 수립하였으며 전체 시스템의 체계를 이해하기 위하여 블록선도를 Fig. 7에서 예시한다.

#### 4. 시뮬레이션 및 실험

선정된 유압 시스템의 제어 성능을 검증하기

위하여 앞장에서 제시한 수학적 모델링을 관계하여 실현과 비교하여 모델링의 유효성을 검증하고자 한다. Fig. 8의 실선은 쓰로틀 밸브를 장착하고 그것의 오리피스를 3회전 시킨 후 충격하중 실험을 하여 그것의 압력 선도를 그린 것이다. 그리고 점선은 이 상황을 시뮬레이션 하여 실험과 일치하도록 파라미터를 맞춘 것이다.

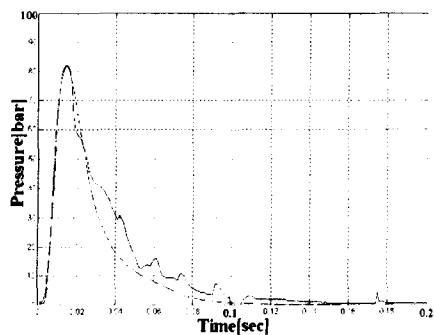


Fig. 8 Pressure plot of impulse test

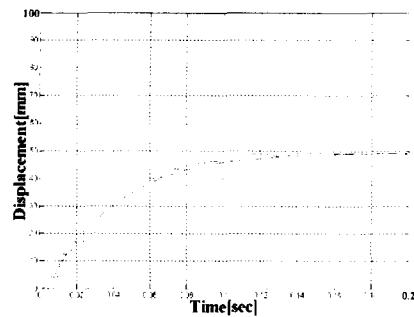


Fig. 9 Displacement plot of impulse test

Fig. 9에서 나타나는 실선은 위에서의 실험에서 나타나는 변위를 그린 것이고 점선은 이 상황을 시뮬레이션 했을 때의 변위를 나타내는 것이다. 변위 역시 잘 맞고 있음을 볼 수 있다.

본 연구에서 충격흡수기의 실험 모형으로 제작한 시스템은 Fig. 10과 같으며 전체 제어 시스템의 구성도는 Fig. 11에 예시되어 있다.

전체 시스템은 충격 하중 부하 장치, 실린더 부분, 비례 압력 제어 솔레노이드 밸브, 쓰로틀과

체크밸브, 압력 측정 장치(Pressure Transducer), 변위 측정 장치(LVDT), 이 측정 장치에서 나오는 신호를 증폭시켜주는 앤프(Strain Amplifier). 이 신호를 PC로 받아들이는 A/D 변환기, 이 신호

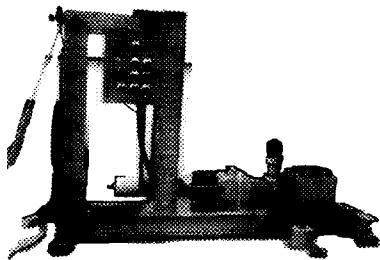


Fig. 10 Experiment setup for semi-active recoil system

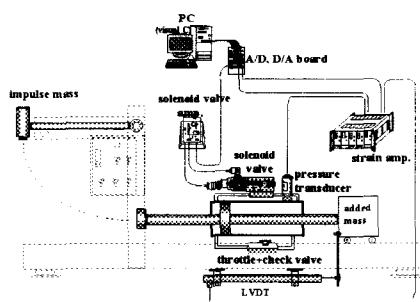


Fig. 11 Schematic diagram of experimental system

로부터 제어 입력을 계산하는 PC, 이 신호가 변환되는 D/A 변환기, 이 신호를 입력으로 받아 들여 솔레노이드 밸브에 필요한 전류를 보내주는 솔레노이드 밸브로 구성되어 있다. 자유 낙하에 의해 충격 하중(impulse mass)이 피스톤의 머리를 치게 되면 실린더 내의 피스톤이 운동을 시작한다. 피스톤 변위에 따라서 실린더  $h$ 챔버(고압쪽 챔버) 내의 압력은 상승하게 되고 이 압력이 일정 압력 이상으로 높아지면 솔레노이드 밸브의 포켓을 열어주게 된다. 이 설정 압력은 솔레노이드 밸브에 인가하는 전압의 크기에 의해 외부에서 조절할 수가 있다. 충격 힘은 매우 빠른 시간에 형성되었다가 사라지게 되므로 이것을 제어하는 밸브는 고속이어야 한다. 그리고 실린더가 고속으

로 움직이게 되므로 유량 또한 크게 된다. 고속이면서 대 유량인 밸브는 일반적인 유압 부품으로는 만족시키기 어렵므로 이렇게 대 유량을 통과시켜주는 쓰로틀 밸브를 부착하였다. 이것은 기존의 충격흡수기의 실린더 내부에 있는 가변 오리피스와 같은 역할을 하게 된다.

제어 방법으로는 제어 입력 신호를 위해 변위와 압력 신호를 모두 되먹임하는 것이다. 이것을 비례 미분 제어기로 제어했을 때의 경우는 다음과 같이 표현된다.

$$u = K_p (W_1 \cdot (x_{ps} - x_{ps}^d) - W_2 \cdot (P_h - p_h^d)) \quad (12)$$

여기서  $x_{ps}^d$ 는 기준 피스톤 변위이고  $p_h^d$ 는 기준 압력이다. 비례 미분 제어기를 썼을 경우는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} u &= K_p (W_1 \cdot (x_{ps} - x_{ps}^d) - W_2 \cdot (P_h - p_h^d)) \quad (13) \\ &\quad + K_d (W_3 \cdot (\dot{x}_{ps} - \dot{x}_{ps}^d) - W_4 \cdot (\dot{P}_h - \dot{p}_h^d)) \end{aligned}$$

여기서  $\dot{x}_{ps}^d$ 는 기준 피스톤속도이고  $\dot{p}_h^d$ 는 기준 압력변화율이다. 충격 후 제어적용시점은 충격 시에 접촉센서를 부착하여 충격이 되었음을 트리거 기능을 이용하여 확인하고 제어작용을 준비시키고 이후 약 10 msec 이후부터 컴퓨터로부터의 제어 신호를 시스템에 보낸다. 그 이유는 충격 후 10msec 이후부터 실질적으로 실린더에 충격에 의한 압력이 형성되므로 이 시간이후 제어를 수행하는 것이 효과적이다. 제어 입력 신호는 두 개의 변수인 실린더 변위와 고압쪽의 압력에 의해 영향을 받는다. 직관적으로 보았을 때 위의 제어 입력은 다음과 같은 역할을 한다. 우선 초기에 압력이 높은 경우에는 압력의 항에 음의 부호가 붙어 있으므로 솔레노이드 밸브에 들어가는 전압을 최저로 낮추게 된다. 그리하여 솔레노이드 밸브가 형성시켜줄 수 있는 최대의 유로를 만들어 주게되고 이것은 압력을 낮춰주는 역할을 한다. 압력이 최고점을 지나 점점 줄어들고 있는 경우에는 유량을 막아주어 변위를 최소화하는 것이 요구된다. 이를 위해 실린더 변위 신호가 양의 부호로 앞에 있는 것이다. 최고 압력 범위를 지나 실린더 변위가 늘어날 경우 솔레노이드밸브로 들어가는 전류의 크기는 변위에 비례하여 커지게 될 것이다. 그러면 유로를 막아주는 신호가 솔레노이드 밸브로 들어

가게 되어 변위를 막아주게 되는 것이다. 짧은 시간에 일어나는 현상이므로 이 역시 미분값을 이용하는 PD 제어가 효과적이라고 예상할 수 있다.

Fig. 12는 압력과 변위를 모두 되먹임하는 제어에 대한 시뮬레이션 결과를 나타낸다. weighting 값은  $W_1 = 1250$ ,  $W_2 = 10^{-5}$ ,  $W_3 = 10$ ,  $W_4 = 10^{-12}$ 로 하였다. 그리고 PD 제어에서의 계인 값  $K_p = 0.1$ 과  $K_D = 4 * 10^{-3}$ 으로 하고 시뮬레이션을 수행하였다.

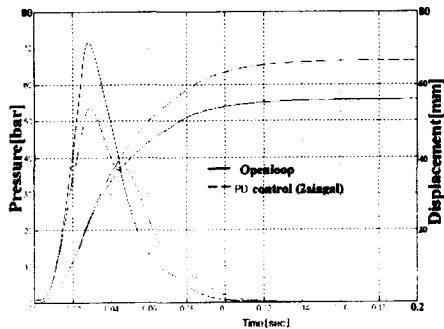


Fig. 12 Simulation of control effect by 2 signal inputs ( $K_p = 0.1$ ,  $K_D = 4 * 10^{-3}$ )

기준 압력은 40 bar이며 20msec부터 60msec까지 일정하게 유지되는 것을 목표로 하였고 피스톤의 변위는 50mm를 목표 값으로 정하였다. 앞의 그림에서 볼 수 있듯이 두 개의 신호를 이용할 때에는 최고 압력이 많이 떨어지는 현상을 볼 수 있다. 그리고 최고 압력 형성 시기가 지난 후에는 압력을 계속 유지시켜 주어야 하므로 이 때에는 솔레노이드 밸브를 사용하여 제어를 하는 것이다. 이 때에는 앞부분보다는 현상이 늦으므로 현재의 솔레노이드 밸브의 응답성으로서도 충분히 압력 제어를 할 수가 있을 것이다. 다음의 Fig. 13은 앞의 시뮬레이션을 실험으로 검증하고 있다.

개회로 (open loop) 보다 PD 제어가 압력을 낮추는데 크게 기여함을 볼 수 있다. 그러나 충격흡수거리는 오히려 증가됨을 볼 수 있다. 따라서 피이드백 제어에 의한 효과는 실린더 양단의 압력을 어느 정도 평평하게 (flat) 할 수 있음을 알 수 있다. 아울러 실험에서도 시뮬레이션 결과와 거의

일치하는 성질을 보여주고 있다.

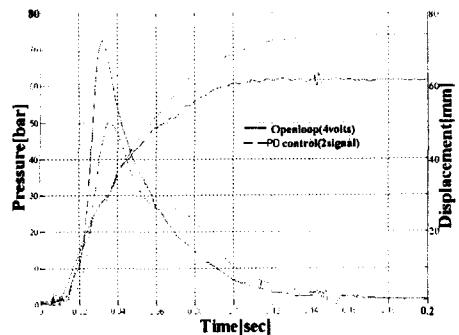


Fig. 13 Experiment result by 2 signal inputs ( $K_p = 0.1$ ,  $K_D = 4 * 10^{-3}$ )

여기서 주의할 사항은 압력 제어는 되었지만 변위에 대한 제어는 아직 충분하지 않다는 것이다. 즉 제어를 했을 경우의 변위가 제어를 하지 않은 경우보다 더 많이 움직이고 있다. 그 이유는 최고 압력 형성 이후 압력 형성이 필요한 시기에 고정된 쓰로틀 밸브 쪽으로 유량이 방출되기 때문이다. 다음 Fig. 14에서 시뮬레이션 상에서 나타난 유량의 상태를 볼 수 있다.

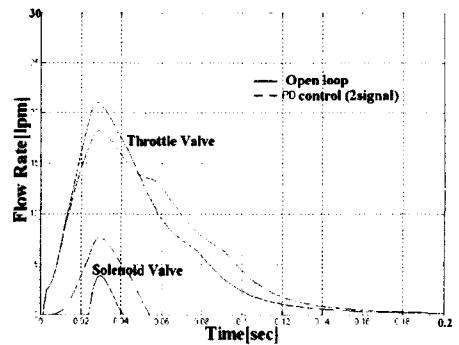


Fig. 14 Simulation of flow rate by 2 signal inputs ( $K_p = 0.1$ ,  $K_D = 4 * 10^{-3}$ )

여기서 쓰로틀 밸브로의 유량이 너무 커서 솔레노이드 밸브에서 제어를 하더라도 변위 제어에 충분

하지 못하다는 것이다. 초기의 최고 압력 형성 시기에 생기는 대 유량을 통과시키는 역할로서 달아 눈 쓰로틀 밸브가 이 때에는 불필요한 부분이 된 것이다. 이를 해결하기 위한 대안을 소개하고자 한다.

#### 4.1 압력과 변위를 제어하기 위한 보완된 시스템

상기에서 제기한 제어성능의 한계를 극복하고 보다 압력과 변위를 목표치에 근사하게 접근시키기 위하여 본 회로를 보완한 시스템을 제시한다. 여기서는 변위까지 제어할 수 있는 것이 요구된다. 본 시스템에서 적용한 등동 가변형 밸브를 부착하여 최고 압력 이후의 압력 형성 필요 시기에는 밸브를 닫아 주어 나머지 한 쪽에서 변위의 제어가 가능한 시스템을 만든다면 변위를 줄이는 제어가 가능할 것이다. 즉 밸브 두 개를 설치하여 한 개는 최고압력 설정용으로 사용하고 그 이후에는 닫아 주고, 나머지 한 개의 밸브는 최고 압력이 생성되고 난 이후의 변위 제어 밸브용으로 사용하는 것이다. Fig. 15는 이를 위한 회로를 보여준다.

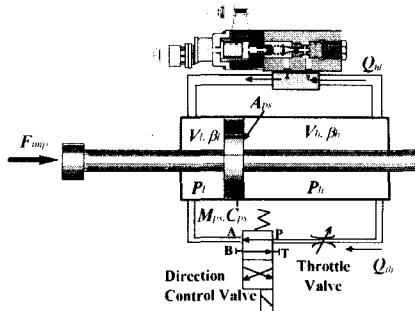


Fig. 15 New structure with directional control valve

다음 Fig. 16과 Fig. 17은 위에서 가정한 상황을 시뮬레이션 하여 압력과 변위와 유량을 나타낸 것이다. 즉 고압 챔버 내의 압력의 기울기가 일정 값 이하로 떨어질 때 쓰로틀 밸브를 닫도록 한다. 이 경우 초기에 과도한 유량이 쓰로틀 밸브로 bypass되고 압력 상승이 둔화될 시점에 방향밸브 (directional valve)를 통해 쓰로틀 밸브로 유출되는 유량을 차단하고 이 유량을 솔레노이드 밸브

쪽으로 흘르게 함으로써 솔레노이드 밸브가 적절히 제어되게 한다. 따라서 솔레노이드 밸브에 충분한 유량이 공급되어 제어의 효과를 볼 수 있다. 먼저 현재의 쓰로틀 밸브의 개도 면적이 40ms의 장착 시간의 성능으로 줄어든다고 가정했을 때의 상황을 시뮬레이션 하였다. 비례 가변 쓰로틀 밸브를 적용하는 제어는 두 개의 신호를 되먹임 하는 비례 제어기를 사용하였다. weighting값은  $W_1=1250$ ,  $W_2=1.e-5$ 로 하였다. 그리고 P 제어에서의 개인 값  $K_p = 0.1$ 로 하였다.

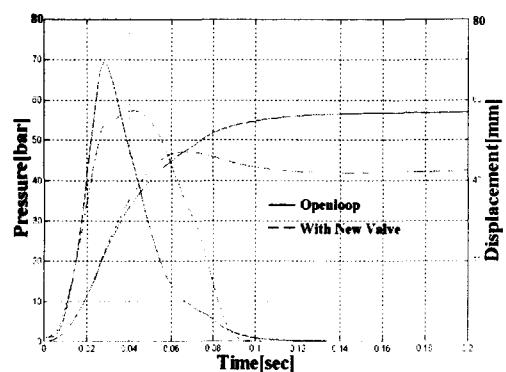


Fig. 16 Pressure-displacement plot of the modified system

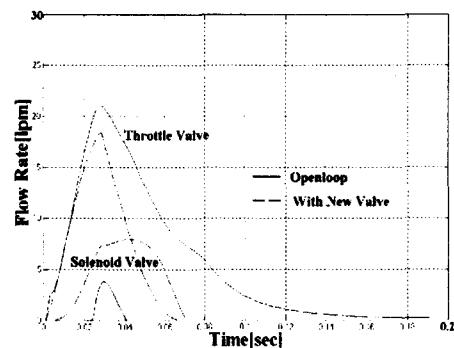


Fig. 17 Flow rates of the modified system

앞의 시스템과 비교하여 볼 때 변위에 대한 제어가 가능함을 알 수 있다. 쓰로틀에 대한 기

능을 줌으로써 제어가 가능하고 원하는 기능을 만족시킬 수 있음을 알 수 있었다. 실제의 시스템에서는 스플이나 포켓 또는 다른 여러 가지 형태의 질량이 오리피스를 형성시키거나 막아주게 되므로 쓰로틀에 대해서도 동 특성을 줄 필요가 있다. 앞에서 사용한 방향 제어 밸브는 솔레노이드 밸브에 전류가 가해지지 않은 상태에서는 열려 있다. 그리고 그것의 오리피스 크기는 쓰로틀 밸브에 비해서 상당히 크다. 그래서 열려 있는 경우에는 밸브 양단에서의 압력 차가 거의 없어 전체 시스템의 성질에 영향을 주지 않는다. 그리고 유로를 달아야 하는 경우에는 솔레노이드에 전류를 인가하여 빠른 시간에 닫을 수 있도록 한다.

실제 밸브의 특성에 가깝도록 하기 위하여 이 밸브의 특성을 1차 자연으로 가정하였다. 시정수를 5ms로하여 장착시간이 20ms정도가 되도록 방향 제어 밸브의 특성을 가정하고 오리피스는 원형(circular type)이라고 가정하였다. 압력의 맥동을 줄이기 위해 비례 미분 제어기를 사용한 경우를 다음 Fig. 18에서 보여준다. weighting값은  $W_1=1500$ ,  $W_2=1.e-5$ ,  $W_3=50$ ,  $W_4=1.e-5$ 로 하였다. 수정된 시스템에서 이와 같은 비례미분제어를 이용하였을 경우 압력과 변위를 모두 제어할 수 있음을 알 수 있다. 그리고 비례 제어기에서 생기는 압력의 맥동을 제거하여 압력 형성의 크기가 비교적 균일하게 나타나는 것을 볼 수 있다.

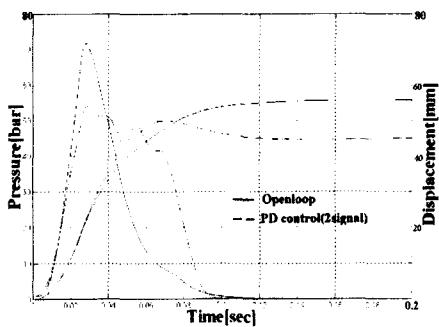


Fig. 18 Pressure of PD control with direction control valve ( $K_p=0.1$ ,  $K_d=0.1$ )

## 5. 결론

본 논문에서는 기존 충격흡수기의 문제점을 해결하기 위하여 가변형 오리피스를 사용하고 압력을 되먹임 받아서 최고 압력과 변위를 제어하는 시스템을 제안하였다. 기존의 충격흡수기를 외부의 가변 오리피스를 사용하여 제어할 경우, 아주 빠른 시간에 일어나는 최고 압력을 제어할 수 있음을 실험과 시뮬레이션을 통하여 검증하였다. 기존의 수동적 충격흡수기의 한계를 극복하고 외부장치에 의한 피이드백 제어를 통한 방안이 보다 우수한 제어 성능을 보장함을 확인할 수 있었고 모사 시스템의 해석을 통하여 실제 시스템으로의 적용의 가능성을 제시하였다. 비례 압력 제어 밸브만으로 구성한 경우는 압력 제어에 한계가 있으므로 본 보고서에서 제시한 유량조절밸브의 유량을 적절한 시점에서 차단하는 회로의 구성이 제어에 보다 효과적임을 확인하였다. 이는 제어입력요소를 두 개로 함으로써 두 압력을 상황에 맞게 적절히 제어하는 것이 효과적임을 확인할 수 있었다. 충격 하중은 상당히 짧은 시간에 일어나므로 이를 제어하기 위한 밸브 또한 응답성이 빨라야 한다는 것을 알 수 있다.

충격 하중은 일반적으로 정현파의 힘이 일정 시간동안에 가해지는 것으로 모델링 한다. 그러나 충격흡수기 시스템처럼 힘을 받는 부분이 충격을 가하는 부분과 같이 움직이는 시스템에 대해서는 이렇게 일방적인 모델링을 하기보다는 가상의 스프링을 가정한 본 논문의 모델링이 적당할 것이다. 이 모델을 이용하면 충격 하중의 형성 시간을 가정하지 않고 스프링 강성을 가정하기 때문에 좀 더 현상에 접근하기가 용이하다.

가변 오리피스만을 사용하여 제어를 시도한 본 연구는 능동적으로 압력을 형성시켜서 제어하는 일반적인 유압 시스템과 달리 제어에 대하여 많은 제약을 가진다. 압력을 능동적으로 형성할 수 있는 펌프를 가지는 서보 밸브 시스템을 만든다면 좀 더 능동적인 제어를 할 수 있을 것으로 기대된다. 즉 충격흡수작용이나 복귀작용 모두 일괄적으로 제어하는 것이 가능 할 것이다. 다만 능동적 제어 방식은 유압 원을 필요로 하므로 실제 시스템에 적용 시 이 문제를 극복해야 한다.

## 참고 문헌

- Dupont, A. M., "XM150 Recoil Mechanism and

- Facility Mount for the 152-mm Gun, Control Orifice Design (U)," *Tech. Note* No. 18-66. Rock Island Arsenal, Rock Island, IL, May 1966.
2. Rossmiller, R. G., "Calculation for the Mount and Recoil Mechanism Used on the 152-mm , XM150 Gun," *Tech. Report* No. 25-66, Research and Engineering Division, Development Engineering Branch, Rock Island Arsenal, Rock Island, IL, 1966.
3. Ekawati, E., Soenarko, B., Kadiman, K., and Yuliar S., "The Design of Nonlinear Semi-Active Suspension Control on A Quater Car Using Dissipative Methods," *Proceedings of the 9th International Pacific Conference on Automotive Engineering*, pp. 633-637, 1997.
4. Nagai, M., Onda, M., Hasegawa, T., and Yoshida, H., "Semi-Active Control of Vehicle Vibration Using Continuously Variable Damper," *Proceedings of Third International Conference on Motion and Vibration Control*, pp 153-158, 1996.
5. Sampei, M., and Kubota, K., "Nonlinear  $H_{\infty}$  Control to Semi-Active Suspension," *Proceedings of Third International Conference on Motion and Vibration Control*, pp 418-421, 1996.
6. *Hydraulic Trainer*, Volume 4, Mannesmann Rexroth, 1989.
7. Merritt, H.E., "Hydraulic Control Systems", JOHN WILEY & SONS.
8. McCloy, D., and Martin, H.R., "Control of Fluid Power," 2nd Ed., JOHN WILEY & SONS, 1980.
9. Watton, J. "Fluid Power Systems," Prentice Hall, 1989.
10. Meirovitch, L., "Elements of Vibration Analysis," 2nd Ed., McGRAW-HILL, 1986.