

# 차량 능동현가장치용 유압 제어시스템의 동적거동 해석

## Dynamic Behaviour Analysis of a Hydraulic Control System for Vehicle Active Suspension

정 용 길 · 이 일 영  
Y. G. Jung and I. Y. Lee

**Key Words** : Active Suspension System(능동 현가장치), Hydraulic Damper(유압 감쇠기), Damping Force(감쇠력), Proportional Pressure Control Valve(비례 압력 제어밸브)

**Abstract** : Active suspension systems have been using for improving ride quality and stability for vehicles. An active suspension system is composed of a hydraulic pump, pressure control valves, hydraulic dampers, vehicle body, tires and other components. In this study, the mathematical model for the active suspension system based on the quarter car concept is derived, and a program for analysing the dynamic behaviour of the suspension system is developed. The computed results by the developed program are compared with the experimental results for confirming the reliability and usefulness of the developed program.

### 1. 서 론

능동 현가장치(active suspension system)는 종래의 수동 현가장치(passive suspension system)<sup>1)</sup> 또는 반능동 현가장치(semi-active suspension system)<sup>2, 4)</sup>와는 달리 외부 에너지원으로부터 유압식 감쇠기로 압력유를 공급하여 노면 상태 및 주행조건에 따라 감쇠기의 움직임을 적극적으로 제어함으로써 차체의 진동레벨과 자세 변화를 최소로 억제시키는 기능을 갖는다<sup>5, 6)</sup>.

능동 현가장치를 구성하는 유압 제어 시스템은 수동 현가장치나 반능동 현가장치에 비하여 훨씬 복잡한 구조를 가지며, 수많은 설계 파라미터들이 복합적으로 작용하면서 현가장치의 감쇠력 제어 특성에 영향을 미치게 된다<sup>9)</sup>. 현재까지 능동 현가장치용 유압시스템의 설계 최적화는 주로 시행착오를 통한 실험에 의존하고 있으며, 이러한 설계 과정에서는 많은 시간과 비용이 소요된다. 따라서, 능동 현가장치 설계 과정에서의 시간 단축 및 비용 절감을 위해서는 대상 시스템에 대한 보다 신뢰성이 우수한 해석 기법이 절실히 필요하다. 그러

나, 능동 현가장치의 특성 해석에 관련된 종래의 연구<sup>5, 10)</sup>에서는 시스템 기술 방정식들을 대개 선형화, 단순화시킨 모델들을 사용함으로써 유압 시스템 구성부품의 미세한 설계 파라미터 변화에 따른 현가장치의 감쇠력 제어 특성의 해석이 곤란하였다.

따라서, 본 연구에서는 이를 개선할 목적으로 유압시스템 기술 방정식들을 되도록 엄밀한 비선형 방정식으로 기술하였으며, 여기서 얻어진 수학 모델을 사용하여 현가장치용 유압 시스템의 동적 거동 해석 프로그램을 개발하였다. 아울러, 수치 해석의 영역을 유압시스템 기름 회귀 관로에서의 서지 압력 해석까지로 확대시켰으며, 관로계 해석에는 특성곡선법<sup>11, 12)</sup>을 사용하였다.

본 연구에서 개발한 수치 해석 프로그램의 신뢰성 확인을 위하여, 저자들이 설계 제작한 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터를 사용한 실험 결과와 수치 해석 결과를 비교, 검토하였다.

### 2. 현가 시스템 모델링

#### 2.1 능동 현가시스템의 구성

능동 현가장치용 유압시스템은 유압펌프, 압력제어밸브(PCV), 어큐뮬레이터 및 유압식 감쇠기 등으로 구성되어 있으며, 유압펌프로부터 압력유가

접수일 : 1999년 8월 20일  
정용길 : 경상대학교 수송기계공학부, 해양산업연구소  
이일영 : 부경대학교 기계·자동차공학부

PCV로 공급되면, PCV는 유압식 감쇠기 내의 압력을 제어한다. 유압식 감쇠기는 내부에 내장된 피스톤 감쇠밸브, 몸체 감쇠밸브 및 댐퍼 어큐뮬레이터에 의해서 차체의 진동을 감쇠시키는 감쇠력을 발생시킨다. 능동 현가장치 1/4 차량 모델의 구조 및 구성요소를 Fig. 1에 나타내었으며, 각부의 운동방정식 및 연속방정식은 다음과 같다.

## 2.2 압력제어밸브(PCV) 관련 기초 방정식

### 2.2.1 스펴밸브 관련 방정식

Fig. 1에 나타낸 현가 시스템에서 PCV에 관련된 운동방정식 및 연속방정식을 아래에 기술한다. 먼저 PCV 스펴의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} + f_s \frac{dx_s}{dt} + k_s (x_s - x_{s0}) - (P_{sf} - P_{sp}) A_s - F_{sh} = 0 \quad (1)$$

여기서,  $x$ ,  $P$ ,  $t$ 는 각각 변위, 압력 및 시간,  $m$ ,  $f$ ,  $k$ ,  $A$ 는 각각 질량, 감쇠 계수, 스펴링 탄성계수 및 단면적을 나타낸다. 그리고 첨자  $s$ 는 스펴을 나타내고, 첨자배열에서 두번째 첨자 0,  $f$ ,  $p$ ,  $h$ 는 각각 초기값, 피드백 체임버, 파일럿 체임버, 유체력 관련 변수임을 나타낸다.  $F_{sh}$ 는 스펴에 작용하는 유체력이며, 다음 식으로 표현된다<sup>13)</sup>.

$$F_{sh} = \rho Q_s v_s \cos \theta_s \pm \rho L_s \frac{dQ_s}{dt} = C_{s1} x_s \pm C_{s2} \frac{dx_s}{dt} \quad (2)$$

여기서,  $Q_s$ 는 스펴을 통하여 유입 또는 유출하는 유량,  $\theta_s$ 는 유체가 스펴을 통하여 유출입하는 각도,  $v_s$ 는 유속,  $\rho$ 는 유압작동유의 밀도이다. 또한,  $C_{s1} = 2\pi c c_v D_s \Delta P \cos \theta_s$ ,  $C_{s2} = \pi c L_s D_s \sqrt{2\rho \Delta P}$ 이며<sup>13)</sup>, 이 식에서  $D_s$ 는 스펴의 직경,  $L_s$ 는 밸브 포트간 거리,  $c$ 는 유량계수,  $c_v$ 는 속도계수이다. 식 (2)에서 부호  $\pm$ 는 밸브 스펴 끝의 교축부에서의 흐름 방향이 스펴로부터 포트일 경우는 +, 포트로부터 스펴일 경우는 - 이다.

PCV로 공급되는 유량의 연속방정식은 다음과 같다.

$$Q_u - Q_{sm} - Q_{pi} = 0 \quad (3)$$

$$Q_{sm} = c a_{sm} \sqrt{2(P_u - P_{sm})/\rho} \quad (4)$$

$$Q_{pi} = c a_{pi} \sqrt{2(P_u - P_{pi})/\rho} \quad (5)$$

여기서  $Q_u$ ,  $Q_{sm}$ ,  $Q_{pi}$ 는 각각 펌프 토출 유량, PCV 압력 제어실로 유입하는 유량 및 포핏밸브실로 유입하는 유량을 나타내며,  $a$ 는 유로내 교축부 단면적을 나타낸다. 또한 첨자  $u$ 는 PCV 공급부 관련 변수를 나타내고, 첨자배열에서 첫 번째 첨자  $p$ 는 포핏밸브 관련 변수, 두 번째 첨자  $i$ ,  $m$ 는 각각 포핏밸브실 및 PCV 압력 제어실 관련 변수임을 나타낸다.

PCV 피드백부에서의 연속방정식은 다음 식으로 표현된다.

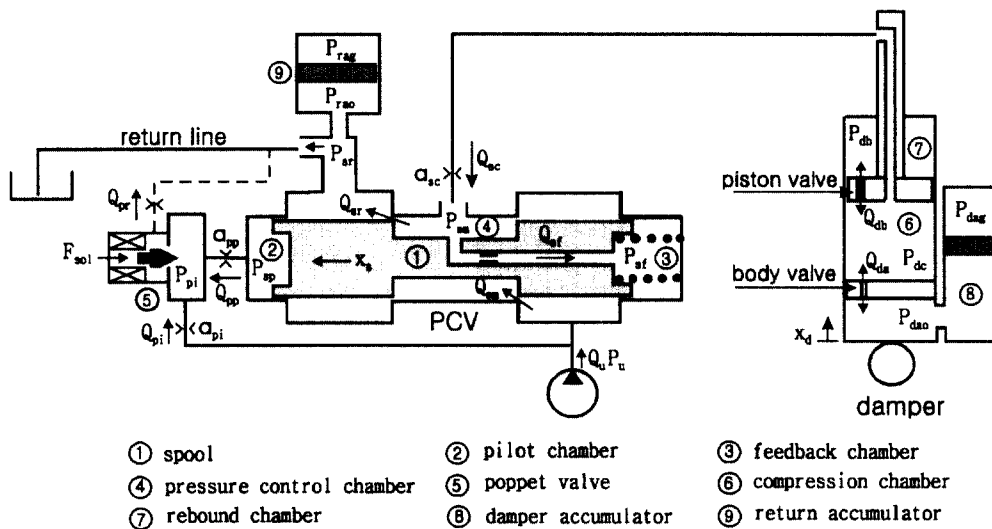


Fig. 1 Schematic diagram of the active suspension system

$$Q_{sf} - A_s \frac{dx_s}{dt} - \frac{V_{sf}}{\beta_o} \frac{dP_{sf}}{dt} = 0 \quad (6)$$

$$Q_{sf} = c a_{sf} \sqrt{2(P_{sm} - P_{sf})/\rho} \quad (7)$$

여기서  $Q_{sf}$ 는 피드백 유로 내의 유량,  $V$ 는 기름 체적,  $\beta_o$ 는 기름의 체적탄성계수를 나타낸다.

PCV 압력 제어실에서의 연속방정식은 다음 식으로 표현된다.

$$Q_{sm} - Q_{sf} - Q_{sr} - \frac{V_{sm}}{\beta_o} \frac{dP_{sm}}{dt} + Q_{sc} = 0 \quad (8)$$

$$Q_{sr} = c a_{sr} \sqrt{2(P_{sm} - P_{sr})/\rho} \quad (9)$$

$$Q_{sc} = c a_{sc} \sqrt{2(P_{sm} - P_{dc})/\rho} \quad (10)$$

여기서  $Q_{sr}$ ,  $Q_{sc}$ 는 각각 기름 탱크로의 회귀 유량 및 감쇠기로 흐르는 제어 유량이며,  $P_{dc}$ 는 감쇠기 압축실의 압력이다. 또한 첨자배열에서 두 번째 첨자  $r$ ,  $c$ 는 각각 기름 회귀관로 및 감쇠기 압축실 관련 변수임을 나타낸다.

그리고, PCV 파일럿 압력 제어실에서의 연속방정식은 다음과 같다.

$$A_s \frac{dx_s}{dt} - Q_{pp} - \frac{V_{sp}}{\beta_o} \frac{dP_{sp}}{dt} = 0 \quad (11)$$

$$Q_{pp} = c a_{pp} \sqrt{2(P_{sp} - P_{pi})/\rho} \quad (12)$$

여기서  $Q_{pp}$ 는 PCV 파일럿 압력 제어실에서 포핏 밸브실로 흐르는 유량이다.

### 2.2.2 파일럿 밸브 관련 방정식

PCV의 파일럿 밸브인 비레 전자 포핏 밸브의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + f_b \frac{dx_p}{dt} - (P_{pi} - P_{pr}) A_p + F_{sol} + F_{ph} = 0 \quad (13)$$

여기서  $P_{pr}$ ,  $F_{sol}$  및  $F_{ph}$ 는 각각 포핏밸브의 배압, 비레 스프링 전하력 및 포핏에 작용하는 유체력이며,  $F_{ph}$ 는 다음 식으로 표현된다<sup>13)</sup>.

$$\begin{aligned} F_{ph} &= \rho Q_{pv} v_p \cos \theta_p \\ &= \pi c D_p x_p (P_{pi} - P_{pr}) \sin 2 \theta_p \end{aligned} \quad (14)$$

여기서  $\theta_p$ 는 포핏의 반정각,  $D_p$ 는 포핏직경,  $v_p$ 는 유속이다.

포핏밸브실  $V_{pi}$ 에서의 연속방정식은 다음과 같다.

$$Q_{pi} - \frac{V_{pi}}{\beta_o} \frac{dP_{pi}}{dt} - Q_{pv} + Q_{pb} - A_p \frac{dx_p}{dt} = 0 \quad (15)$$

$$Q_{pv} = c a_{pv} \sqrt{2(P_{pi} - P_{pr})/\rho} \quad (16)$$

$$a_{pv} = \pi x_p \sin \theta_p (D_p - x_p \sin \theta_p \cos \theta_p) \quad (17)$$

여기서  $Q_{pv}$ 는 포핏밸브 환상 유로에서의 유량,  $a_{pv}$ 는 포핏 밸브 환상 교축 유로의 단면적이다.

또한, 포핏밸브 배압부에서의 연속방정식은 다음과 같다.

$$Q_{pv} - Q_{pr} - \frac{V_{pr}}{\beta_o} \frac{dP_{pr}}{dt} = 0 \quad (18)$$

$$Q_{pr} = c a_{pr} \sqrt{2(P_{pr} - P_{sr})/\rho} \quad (19)$$

### 2.3 감쇠기 관련 기초 방정식

감쇠기 압축실(compression chamber)에서의 연속방정식은 다음 식으로 표현된다.

$$A_{dc} \frac{dx_d}{dt} - Q_{sc} - Q_{db} - Q_{da} - \frac{V_{dc}}{\beta_o} \frac{dP_{dc}}{dt} = 0 \quad (20)$$

여기서  $Q_{db}$ ,  $Q_{da}$ 는 각각 피스톤 감쇠밸브 및 몸체 감쇠밸브를 통하여 흐르는 유량이다. 또한, 첨자배열에서 첫 번째 첨자  $d$ 는 감쇠기를 나타내며, 두 번째 첨자  $c$ ,  $b$ ,  $a$ 는 각각 압축실, 반동실(rebound chamber) 및 어큐뮬레이터 관련 변수임을 나타낸다.  $Q_{db}$ 와  $Q_{da}$ 에 대한 모델링은 감쇠밸브 구조의 복잡성 때문에 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 각 감쇠밸브의  $P$ - $Q$  선도를 실험으로부터 구하고, 실험 데이터를 이용하여 식(21)로 표시되는 1차 근사식을 구하였다. Fig. 2에서 실선과 점선은 각각 실험결과로부터 얻은 근사식에 의한 계산 결과를 나타낸다.

$$Q = k_1 \Delta p + k_2 \quad (21)$$

여기서  $Q$ 는 유량  $Q_{db}$ ,  $Q_{da}$ 를 공통적으로 나타내며,  $k_1$ ,  $k_2$ 는 근사식의 기울기 및 절편이다.

감쇠기 반동실에서의 연속방정식은 다음 식으로 표현된다.

$$(A_{dc} - A_{db}) \frac{dx_d}{dt} - Q_{db} + \frac{V_{db}}{\beta_o} \frac{dP_{db}}{dt} = 0 \quad (22)$$

감쇠기에서의 감쇠력  $F_d$ , 즉 피스톤 양 단면에 작용하는 힘의 차이는 다음 식으로 표현된다.

$$F_d = (A_{dp} - A_{dr}) P_{dr} - A_{dp} P_{dc} \pm F_{d1} + F_{d2} - F_{d3} \quad (23)$$

여기서,  $F_{d1}$ 은 쿨롱마찰력,  $F_{d2}$ 는 점성마찰력,  $F_{d3}$ 는 감쇠기의 초기 작용력이다.

## 2.4 어큐물레이터 관련 기초 방정식

### 2.4.1 감쇠기측 어큐물레이터 관련 방정식

감쇠기에 연결된 피스톤식 어큐물레이터에서의 운동방정식 및 연속방정식은 다음과 같다<sup>14)</sup>.

$$Q_{da} - \left( \frac{V_{dao}}{\beta_o} + \frac{V_{dal}}{\beta_h} \right) \frac{dP_{dao}}{dt} - \frac{V_{dag}}{kP_{dag}} \frac{dP_{dag}}{dt} = 0 \quad (24)$$

$$\frac{d^2 P_{dag}}{dt^2} - d_2 P_{dag}^{-1} \left( \frac{dP_{dag}}{dt} \right)^2 + d_3 \frac{dP_{dag}}{dt} - d_4 (P_{dag})^{d_2} (P_{dao} - P_{dag}) = 0 \quad (25)$$

여기서  $d_1 = (V_{dag0} P_{dag0}^{1/k}) / (kA_{dap})$ ,  
 $d_2 = 1 + 1/k$ ,  
 $d_3 = f_{dap} / (m_{dao} + m_{dap})$ ,  
 $d_4 = A_{dap} / (d_1 (m_{dao} + m_{dap}))$ 이다.

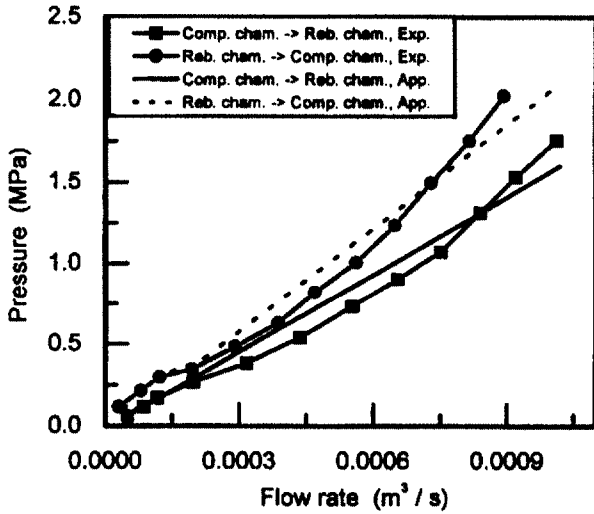
또한,  $\beta_h$ 는 고압 호스의 유효 체적탄성계수이며, 침차배열에서 첫 번째 침차  $d$ 는 감쇠기, 두 번째 침차  $a$ 는 어큐물레이터, 세 번째 침차  $o$ 는 기름,  $l$ 은 연결관로,  $g$ 는 가스,  $p$ 는 어큐물레이터 내의 피스톤, 네 번째 침차  $0$ 은 초기값을 나타낸다. 또한,  $k$ 는 가스의 단열지수이다.

### 2.4.2 회귀관로측 어큐물레이터 관련 방정식

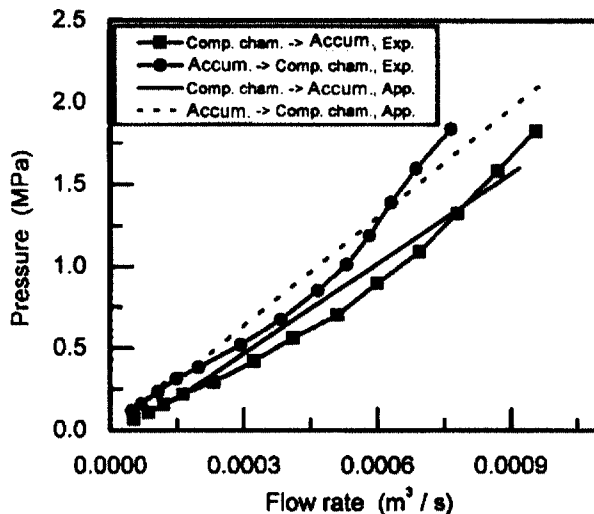
회귀관로측에 설치되는 서지(surge) 압력 흡수용 피스톤식 어큐물레이터에서의 운동방정식 및 연속방정식은 다음과 같다<sup>14)</sup>.

$$Q_{sr} - \frac{(V_{rao} + V_{rap})}{\beta_o} \frac{dP_{rao}}{dt} - \frac{V_{rag}}{kP_{rag}} \frac{dP_{rag}}{dt} = 0 \quad (26)$$

$$\frac{d^2 P_{rag}}{dt^2} - r_2 P_{rag}^{-1} \left( \frac{dP_{rag}}{dt} \right)^2 + r_3 \frac{dP_{rag}}{dt} - r_4 (P_{rag})^{r_2} (P_{rao} - P_{rag}) = 0 \quad (27)$$



(a) piston valve



(b) body valve

Fig. 2  $P$ - $Q$  curves of the piston valve and body valve

$$r_1 = (V_{rag0} P_{rag0}^{1/k}) / (k A_{rap}),$$

$$r_2 = 1 + 1/k,$$

$$r_3 = f_{rap} / (m_{rao} + m_{rap}),$$

$$r_4 = A_{rap} / (r_1 (m_{rao} + m_{rap})) \text{ 이다.}$$

그리고, 첨자배열에서, 첫 번째 첨자  $r$  은 회귀 관로(return line)를 나타내며, 두 번째 첨자  $a$ , 세 번째 첨자  $o$ ,  $g$ ,  $p$ , 네 번째 첨자 0의 의미는 앞에서 정의한 바와 동일하다.

### 2.5 기름 회귀관로의 기초 방정식

기름 회귀관로에서의 서지압력 해석에는 특성곡선법을 이용하며<sup>11,12,15)</sup>, Fig. 3에 표시한 특성곡선  $C^+$ ,  $C^-$  선상에서의 유체 유동에 관한 방정식은 다음과 같다.

$$C^+ : H_P = C_P - BQ_{PL} \quad (28)$$

$$C^- : H_P = C_M + BQ_{PR} \quad (29)$$

여기서,  $B = c_s / (g A)$ ,  $C_p = H_A + BQ_{AR} - h_f$ ,  $C_M = H_B - BQ_{BL} + h_f$  이다.  $H$ ,  $Q$ 는 압력수두 및 유량,  $c_s$ 는 음속,  $g$ 는 중력가속도,  $h_f$ 는 관로의 단위길이당 비정상 층류 압력손실을 나타낸다. 첨자 P, A, B는 Fig. 3에 표시된 격자점의 위치를 나타낸다. 격자점 좌, 우의 유량은 별개의 값을 가지는 것으로 보고 좌, 우의 유량에는 첨자 L, R을 부가하여 표시한다.

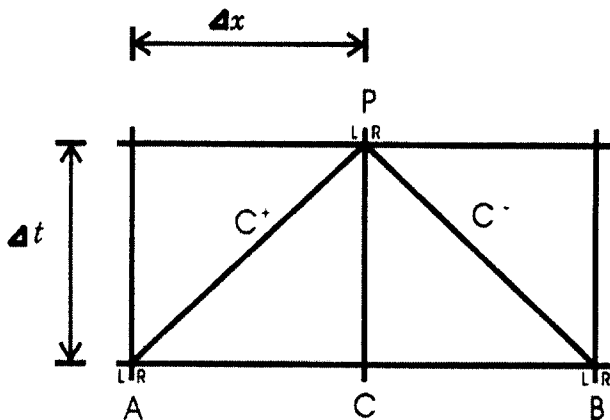


Fig. 3  $x - t$  grid

## 3. 실험 및 수치 해석

### 3.1 실험 장치 및 방법

본 연구에서 대상으로 하는 능동 현가 시스템의 동적 거동을 실험하기 위한 실험장치의 구성을 Fig. 4에 나타내었다. 이 장치는 감쇠기를 가진하는 가진부와 감쇠기 로드 에 작용하는 감쇠력을 측정하는 로드 셀, 그리고 가진 변위 계측을 위한 변위센서(LVDT) 등으로 구성되어 있다. 가진부는 유압 서보 실린더와 서보 밸브 등으로 구성되며, 입력되는 임의의 가진 변위 신호에 추종하여 실린더 변위가 얻어지도록 제어된다.

본 실험의 목적은 본 연구에서 개발한 능동현가 장치용 유압 제어 시스템 거동 해석 프로그램의 신뢰성 확인에 필요한 비교 연구용 실험 데이터를 얻는 데에 있다. 따라서, 능동 현가장치용 유압 감쇠기를 가진시켰을 때의 감쇠력~변위 사이의 상관 관계를 조사하는 실험만을 수행하며, 이를 위하여 수동 현가 모드(passive suspension mode)와 능동 현가 모드(active suspension mode)의 두 가지 경우에 대한 실험을 수행한다.

능동 현가 모드 실험에서는 압력 제어 밸브에 인가되는 입력전류를 조정하여 유압 감쇠기 내부의 압력이 5 MPa이 되도록 PCV 제어 입력 전류를 설정한 상태에서 감쇠기를 가진시킨다. 그리고, 수동 현가 모드 시험에서는 유압 액추에이터 내부의 압력을 5 MPa로 설정한 상태에서 압력 제어 밸브와 유압 감쇠기 사이의 연결 관로를 차단한 후 감쇠기를 가진시킨다.

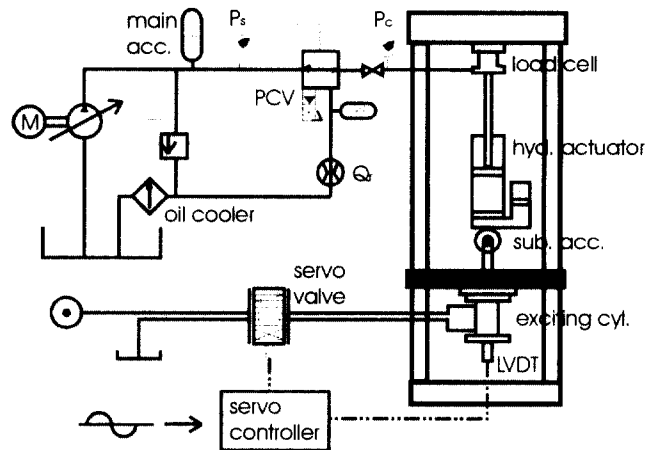


Fig. 4 Schematic diagram of a quarter car experimental apparatus

### 3.2 수치해석 프로그램

본 연구에서 개발한 차량 능동 현가장치용 유압 제어시스템의 동적 거동 특성 해석 프로그램에서 각 부의 운동방정식과 연속방정식은 Runge-Kutta 법으로 계산하였으며, 기름 회귀 관로부의 해석에는 특성곡선법을 사용하였다. 유압 제어시스템의 동적 거동 특성 해석 프로그램의 플로 차트를 Fig. 5에 나타내었으며, 수치해석에 사용한 압력 제어 밸브, 어큐뮬레이터 및 감쇠기 등의 파라미터 값들은 Table 1에 나타내었다.

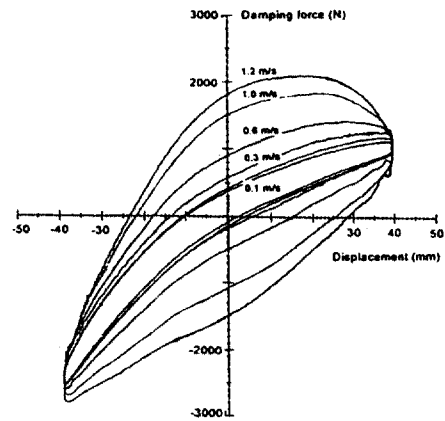
### 4. 결과 및 고찰

본 연구에서 개발한 능동현가장치 제어 시스템 거동 해석 프로그램의 정확성을 검증하기 위하여, 대상 현가 시스템의 감쇠 성능에 대한 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교하였다.

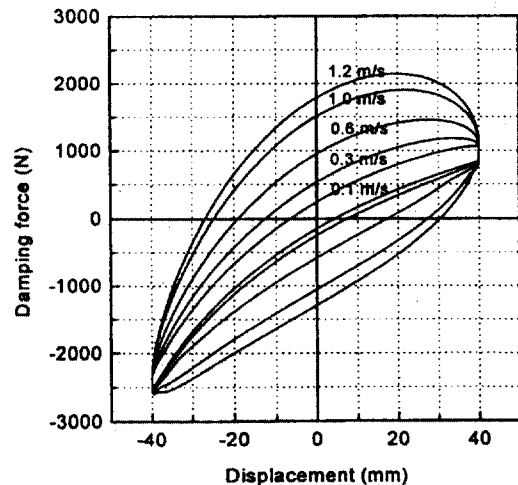
Fig. 6은 수동 현가 모드에서 유압 감쇠기를 가진시킬 때 감쇠기의 로드에서 발생하는 감쇠력과 감쇠기 변위와의 관계를 나타낸 것이다. 실험에서 실린더의 변위는  $\pm 40$  mm로 설정하였으며, 감쇠기 실린더의 가진 속도는 각각 0.1, 0.3, 0.6, 1.0, 1.2 m/s로 하였다. 거동 특성 해석 프로그램을 이용한 시뮬레이션 결과는 실험결과와 비교적 잘 일치함을 알

Table 1 Parameter of PCV, damper accumulator and hydraulic damper

| Parameter                                 | Value  | Unit             |
|-------------------------------------------|--------|------------------|
| Bulk modulus of hyd. oil                  | 1.38e9 | N/m <sup>2</sup> |
| Dia. of PCV control orifice               | 0.002  | m                |
| Overlap of PCV spool                      | 0      | m                |
| Dia. of damper piston                     | 0.035  | m                |
| Dia. of damper piston rod                 | 0.025  | m                |
| Stroke of damper                          | 0.16   | m                |
| Volume of gas in the damper accumulator   | 160    | cm <sup>3</sup>  |
| Pressure of gas in the damper accumulator | 1.5    | MPa              |



(a) experiment



(b) simulation

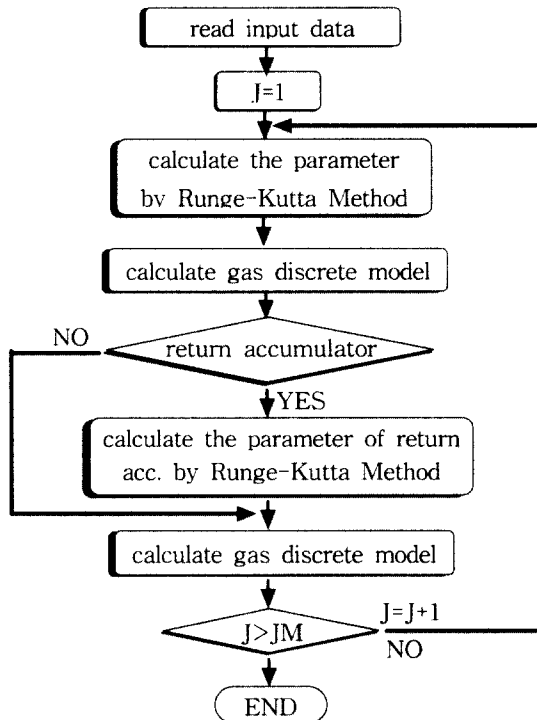


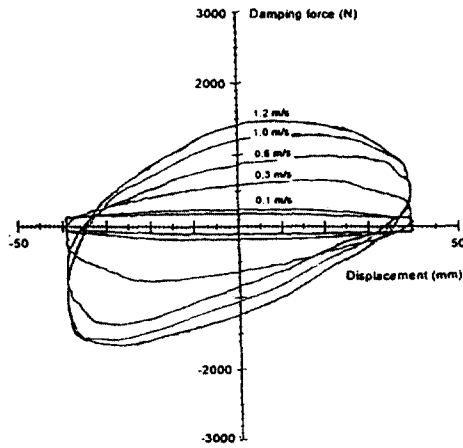
Fig. 5 Flow chart of hydraulic damper analysis program

Fig. 6 Damping forces according to displacement of the damper at passive mode

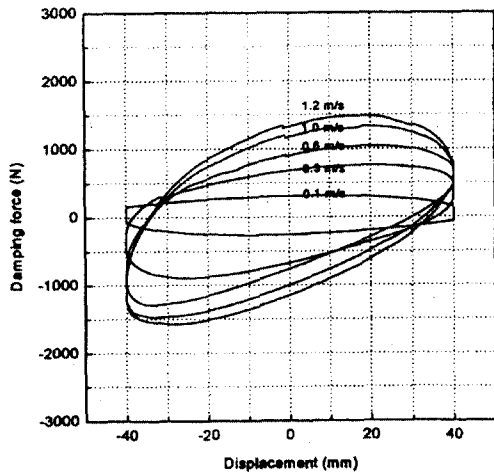
수 있다.

Fig. 7은 능동 현가 모드에서 유압 감쇠기 실린더를 가진시킬 때 감쇠기 로드에서 발생하는 감쇠력과 변위와의 관계를 나타낸 것이다. 실험에서 감쇠기 실린더의 변위는  $\pm 40$  mm로 설정하였으며, 감쇠기 실린더의 가진 속도는 각각 0.1, 0.3, 0.6, 1.0, 1.2 %로 하였다. 능동 현가장치용 압력 제어 밸브 및 감쇠기의 거동 해석 프로그램을 이용한 시뮬레이션 결과는 실험결과와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 8은 Fig. 7의 실험조건에서 감쇠기 실린더의 가진속도를 0.3 %로 하였을 때, 감쇠기 압축실 내의 압력변동을 나타낸 것이다. 압축실 내의 압력 변동 시뮬레이션 결과는 실험결과와 비교적 잘 일

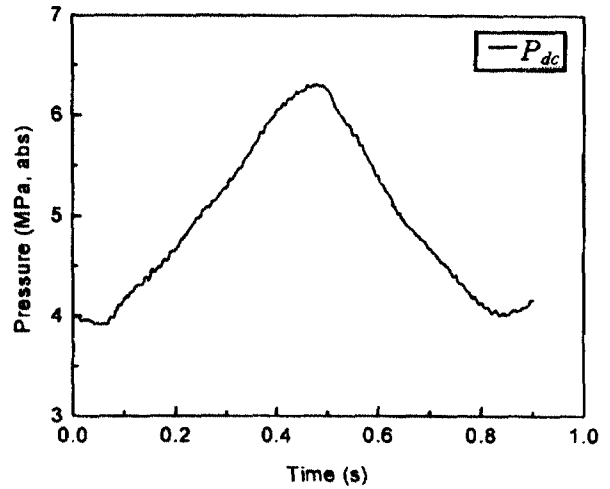


(a) experiment

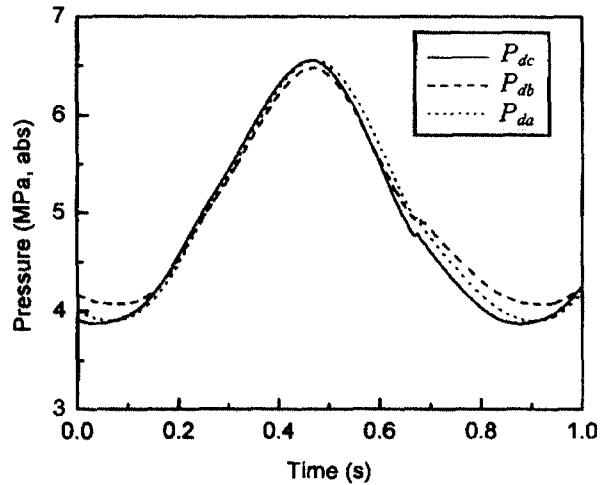


(b) simulation

Fig. 7 Damping forces according to displacement of the damper at active mode



(a) experiment

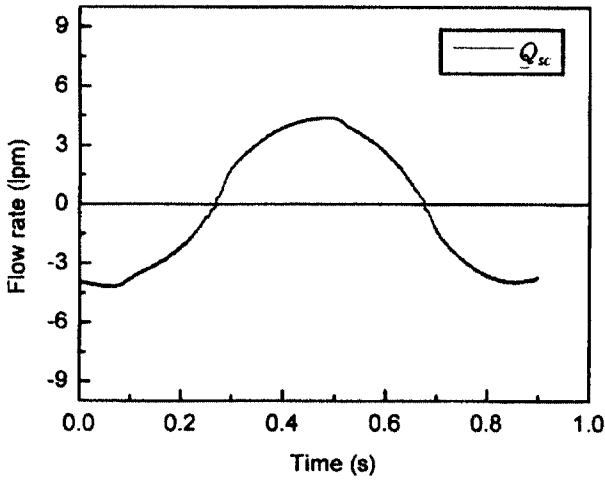


(b) simulation

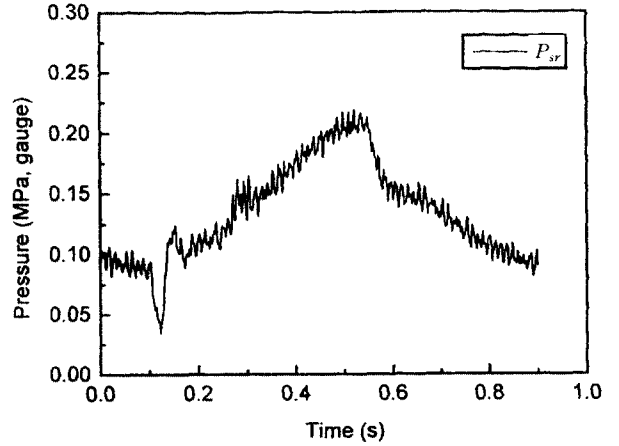
Fig. 8 Record of pressure wave at compression chamber, rebound chamber and damper accumulator chamber

치함을 알 수 있으며, 시뮬레이션 결과로부터 감쇠기 반동실 내의 압력( $P_{db}$ )과 감쇠기 어큐뮬레이터 내의 압력( $P_{da}$ )도 감쇠기 압축실 내의 압력( $P_{dc}$ )과 비슷한 경향으로 변화하고 있음을 알 수 있다.

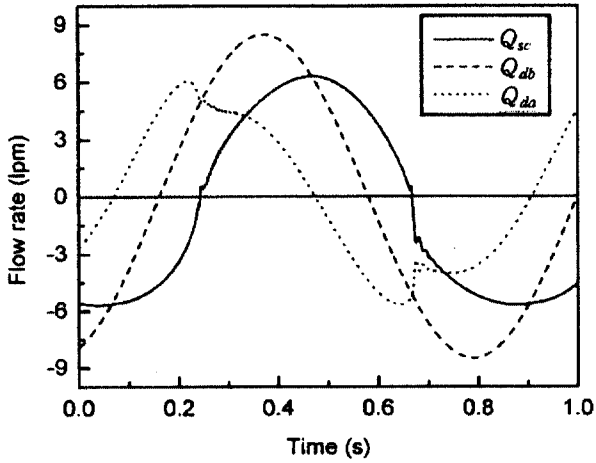
Fig. 9는 Fig. 7의 실험조건에서 감쇠기 압축실로부터 압력 제어 밸브를 통과하는 유량과 감쇠기의 피스톤 감쇠밸브, 그리고 감쇠기 몸체 감쇠밸브를 통과하는 유량을 나타낸 것이다. 감쇠기 압축실로부터 압력 제어 밸브를 통과하는 유량( $Q_{sc}$ )은 측정하였으나, 피스톤 감쇠밸브와 몸체 감쇠밸브를 통과하는 유량( $Q_{db}$ ,  $Q_{da}$ )은 시뮬레이션 결과만을 나타내었다. 그림에서 유량의 방향은 감쇠기 압축실



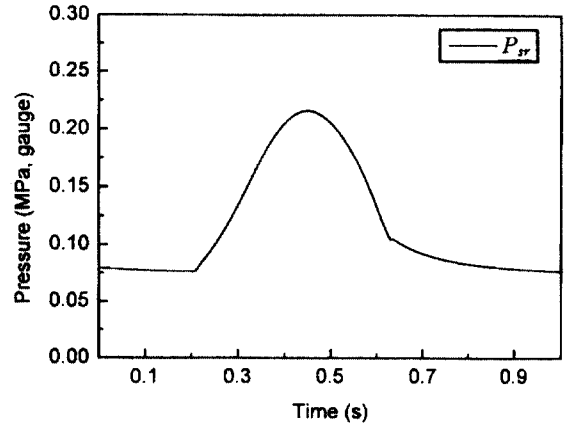
(a) experiment



(a) experiment



(b) simulation



(b) simulation

Fig. 9 Record of flow rate through the PCV, the piston valve and the body valve

로부터 압력 제어 밸브로, 압축실로부터 반동실로, 압축실로부터 감쇠기 어큐물레이터로 흐르는 유량이 각각 플러스 방향이다. 감쇠기 압축실로부터 압력 제어 밸브를 통과하는 유량의 시뮬레이션 결과는 실험결과와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 10은 Fig. 7의 실험조건에서 압력 제어 밸브로부터 기름탱크로 회귀하는 회귀관로에 서지압력 저감용 어큐물레이터를 설치한 상태에서 발생하는 과도 압력 변동을 나타낸 결과이다. Fig. 10에서 회귀관로에서 발생하는 과도압력의 최고 값은 실험결과 0.21 MPa이었으며, 유압 제어시스템 거동 해석 프로그램을 이용하여 계산한 최고압력은 0.215 MPa로서 실험결과와 계산결과의 최고압력은 비교적 잘 일치하였다. 그러나 압력 파형에서 압력

Fig. 10 Record of pressure wave at return line with return accumulator (acc. capacity : 70 cm<sup>3</sup>, acc. gas charge press. : 0.15MPa, gauge)

상승곡선 및 압력하강곡선의 기울기는 실험결과보다 계산결과가 급격하게 변하고 있다. 이는 서지압력 저감용 어큐물레이터 및 회귀관로 등의 파라미터 추정값과 실제값과의 오차에 기인한 것으로 사료된다.

이상의 기술 내용에서와 같이, 본 연구에서 개발한 프로그램을 이용한 계산결과와 실험결과를 비교한 결과, 개발한 프로그램을 사용함으로써 능동현가 장치용 유압 제어시스템의 동적 거동을 비교적 정확하게 예측할 수 있음을 확인하였다.



## 5. 결 론

본 연구에서는 자동차 능동 현가장치용 유압 제어 시스템을 구성하는 압력 제어 밸브, 유압 감쇠기, 어큐뮬레이터 등의 요소 기기들에 대한 비교적 엄밀한 모델링을 통하여, 능동 현가 장치용 유압 제어시스템의 동적 거동 해석 프로그램을 개발하였다.

개발한 프로그램의 신뢰성을 확인할 목적으로, 현가장치 작동시의 감쇠력, 제어 압력, 제어 유량 등에 관한 실험결과와 본 연구에서 개발한 프로그램을 사용하여 얻은 계산 결과를 비교, 검토하였다. 이러한 과정을 통하여, 본 연구에서 개발한 프로그램의 사용으로 능동 현가장치 유압 제어시스템의 동적 거동을 비교적 정확하게 예측할 수 있음을 확인하였다.

본 연구에서 개발한 프로그램은 능동 현가장치 유압 제어 시스템의 구성요소인 압력 제어 밸브, 유압식 감쇠기, 감쇠기 어큐뮬레이터 등의 설계 파라미터가 감쇠 특성에 미치는 영향을 정성적 및 정량적으로 분석하는데 유용하게 활용할 수 있으며, 따라서 본 연구의 성과는 능동 현가 제어 시스템 설계 최적화에 널리 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

## 참고문헌

1. 박재우, 신상운, 주동우, 이시복, "자동차용 충격흡수기의 동적거동 해석", 한국정밀공학회지, 제14권, 제6호, pp. 28~36, 1997
2. D. Karnopp, M. J. Crosby and R. A. Harwood, "Vibration Control using Semi-active Force Generators", Journal of Eng. for Industry, Trans. of ASME, Vol. 98, pp. 619~626, 1974
3. 허승진, "승용차용 전자제어식 가변댐퍼의 개발동향", 대한기계학회지, 제31권, 제1호, pp. 26~233, 1991
4. 김대원, 배준영, 신중호, "반지능형 현가시스템에 의한 차량의 능동적인 동적거동제어", 한국정밀공학회지, 제15권, 제6호, pp. 15~21, 1998
5. 武馬修一, 佐藤宏毅, 米川 隆, 大沼敏男, 服部勝彦, 杉原正己, "アクティブコントロールサスペンションの解析と開発", 日本機械學會論文集(C編), 57卷, 534號, pp. 599~605, 1991
6. 福島直人, 入江南海雄, 赤津洋介, 佐藤正, 高橋俊春, "油壓アクティブサスペンションによる車兩の振動制御", 日本機械學會論文集(C編), 57卷, 535號, pp. 722~726, 1991
7. 홍예선, 황요하, 김동윤, 김영범, 심재진, "승용차용 능동제어식 현가시스템의 개발(1) : 실험차량의 구성", 한국자동차공학회논문집, 제2권, 제2호, pp. 73~82, 1994
8. 황요하, 홍예선, 이종민, 배준영, "승용차용 능동제어식 현가시스템의 개발(2) : 실차 성능실험 및 결과", 한국자동차공학회논문집, 제2권, 제2호, pp. 83~94, 1994
9. 장주섭, 윤영환, "차량 능동현가장치용 비례압력제어밸브의 설계변수 최적화에 관한 연구", 대한기계학회논문집, A권, 제22권, 제6호, pp. 1664~1674, 1998
10. 김동윤, 홍예선, 박영필, "능동제어식 현가계의 압 구동장치에 대한 단순화 모델 유도", 한국자동차공학회논문집, 제2권, 제4호, pp. 27~38, 1994
11. E. B. Wylie, V. L. Streeter, "Fluid Transients in Systems", Prentice hall, pp. 37~74, 1993
12. E. B. Wylie, "Simulation of Vaporous and Gaseous Cavitation", Journal of Fluids Eng., Trans. of ASME, Vol. 106, pp. 307~311, 1984
13. D. McCloy, H. R. Martin, "Control of Fluid Power", Ellis Horwood, pp. 182~199, 1983
14. 이일영, 정용길, 윤영환, "유압관로계 고압부에서의 압력 맥동 및 저압부에서의 서지 압력 저감기술", 만도기계(주) 중앙연구소, pp. 90~92, 1995
15. 정용길, 이일영, 윤영환, "자동차 능동 현가장치 유압계 회귀 관로에서의 서지 압력 저감법" 자동차공학회논문집, 제6권, 제5호, pp. 111~118, 1998