

쇼크 업소버의 소음 발생 요인과 진동감쇠 특성에 관한 연구

A Study on the Noise Generation Cause and Vibration Damping Characteristics of Shock Absorber

신귀수\* · 김경모\*\* · 박태원\*\*\* · 이기형\*\*\*\* · 정인성\*\*\*\*

G.S. Shin · K.M. Kim · T.W. Park · K.H. Lee · I.S. Jung

(1998년 9월 5일 접수, 1998년 12월 12일 채택)

ABSTRACT

Shock absorber has a great influence on the performance of the vehicle(ride comfort, manipulation, noise, vibration, turning, stability). Therefore, in this study we consider theoretically about general damper, variable damping oil damper, the control of vehicle Characteristics for the suspension, and undesirable phenomenon. And we measured the vibration/noise characteristics of shock absorber for the real car experimentation, strain change, and noise characteristics of shock absorber using experimental equipment. The study of domestic company and research institute on the vehicle shock absorber is active, but that of basis is not. So we think that they should be accomplished actively.

Therefore, this paper will develop theoretical system on the vibration/noise characteristics of shock absorber by theoretical consideration and experimental result analysis of dynamic characteristics of shock absorber that were accomplished in this study. Then we will use it as the optimistic design data for shock absorber development.

1. 서 론

현대에 있어서 살아가는 인간의 욕구는 안락

함과 안전성을 고려한 최적의 설비를 생산하는데 있다고 볼 수 있다. 모든 기계장치의 제조 공정에서와 같이 자동차 생산에 있어서도

\* 전북대학교

\*\* 호원대학교 기계과

\*\*\* 전주공업대학 금형설계과

\*\*\*\* 전북대학교 기계공학부

기본 설계와 세부적 설계에 의하여 시작품을 제작하여 주행 시험, 내구성 시험 등 많은 시험을 거쳐서 취약점을 보완하게 되는데, 이의 제작에는 많은 시간과 경비가 소요된다. 그러므로 시작품 제작이전의 단계에서 이 차량에 대하여 가진 요인에 대한 동적 해석에 의한 시뮬레이션을 행할 수 있게 되면 상사법칙에 따른 실험 모델에 대하여 실험을 행할 수 있게 되어 쇼크 업소버의 설계에 있어서 많은 시간과 경비의 절감을 기대할 수 있게 된다.

실제 차량에서는 현가 장치에 의한 차량의 강제 진동과 차체의 구조 진동 등 여러가지 진동 모드가 존재하며, 이러한 진동 모드가 엔진 지지계와의 연성에 의해 서로의 동특성에 미치는 영향은 매우 크다. 더욱이 최근 차량의 고출력, 경량화 추세에 따라 엔진 가진력은 증가하고, 차체는 진동에 대해 취약해졌기 때문에, 엔진 지지계 해석시 차체 진동을 고려해야 할 필요성이 점차 대두되고 있다. 이에 따라 엔진 지지계와 관련하여 차체의 진동 해석 및 최적화에 관한 연구가 진행되어 왔다<sup>1-3)</sup>. 또한 최근에는 유한 요소 해석을 통해 지지부의 정적유연성을 고려하거나 연구결과가 발표되었다<sup>4)</sup>. 본 연구와 관련된 연구 활동으로는 대형차량을 3차원 8자유도계로 모델링하여 동적 특성을 계산한 연구<sup>5)</sup>, 자동차를 현가 장치의 감쇠효과를 고려한 2차원 5자유도계로 모델링하여 승차감의 관점에서 최적화<sup>6)</sup>, 그리고 사시의 탄성까지 고려한 자동차의 동력학적 해<sup>7,8)</sup> 등이 있다.

최근 도로의 정비와 함께 장거리 도로망이 발달되어 이용자의 수가 증가되어 가는 경향이다. 이에 따라 관광 및 도시간의 고속자동차의 쾌적성을 높이기 위한 고급감이 있는 내장성능이 우수한 공조기기를 장착하는 것은 말할 것도 없고 실내소음, 진동 및 승차감을 개선시킬 수 있다<sup>9-12)</sup>. 특히 자동차 쇼크 업소버의 주요 역할인 안전한 승차감을 제공하면서 원활한 조종 안정성을 확보하는데 집중적으로 연구되어 왔다<sup>13-15)</sup>. 본 연구의 진동 특성 연구를 통해서 되풀이되는 시행착오법에 대한 이러한 문제점을 개선시킬 수 있다. 자동차 쇼크 업소버는 외통, 내통, 공기실, 피스톤, 피스톤로드, 기름, 오리피스

등으로 구성되어 있다. 또한 쇼크 업소버는 자동차의 성능(승차감, 조종성, 소음, 진동, 회전성, 안정성)에 중대한 영향을 미친다. 따라서 본 연구에서는 쇼크 업소버 장치계의 요소들에 대한 볼트 체결부 체결 특성, 접촉부 마찰 및 소음 특성을 해석하고 실험을 통하여 결과를 비교 분석함으로써 쇼크 업소버 장치계의 이론 및 실험적 연구를 통하여 쇼크 업소버 장치의 개발을 위한 설계 자료로 이용될 수 있으리라 생각한다.

현재 국내에서 시판되고 있는 차량에 대하여 객관적인 승차감 수준을 평가할 수 있도록 노면 침하와 주행조건에 따른 진동 전달 특성과 승차감에 영향을 주는 부품들의 인자별 기여도를 실험에 의해 측정 데이터로 분석함으로써 승차감 영향 요소들에 대한 진동 특성 및 감쇠 특성을 찾아 정립시키고 또한 시뮬레이션과 실험 결과를 비교 분석함으로써 설계 변경을 용이하게 하고자 한다.

자동차 쇼크 업소버에 대한 국내의 업체 및 연구소의 연구는 활발한 실정이지만 쇼크 업소버의 기초 분야에 대한 연구가 활발히 수행되어야 할 것으로 사료된다. 그런 의미에서 본 연구에서는 쇼크 업소버의 개별적 요소들에 대한 동 특성을 해석하고, 또한 그에 대한 실험을 통하여 그 결과를 비교 분석함으로써 쇼크 업소버 진동에 대한 이론적 체계를 수립하여 향후 쇼크 업소버 개발을 위한 최적 설계 자료로 이용하고 결과를 고찰함으로써 진동, 소음 및 승차감에 대한 문제를 해결할 수 있으리라 사료된다. 또한, 쇼크 업소버 파라미터에 대한 진동 발생요인과 동적해석 모델을 확립하고 승차감과 안정성에 영향을 줄 수 있는 쇼크 업소버 변수에 대한 다양한 진동 영향을 분석하고자 한다.

## 2. 이론해석

Fig. 1은 본 연구를 위한 계획표이다. 본 연구를 위한 자동차 쇼크 업소버 모델에 대한 이론 해석을 수행하고, 실차 실험 및 실험 모델을 설계 제작하여 가속도계를 부착시킨 후 FFT(A & D 3524)를 사용하여 고유진동수를 측정한 후 결과를 비교하고 분석한다.

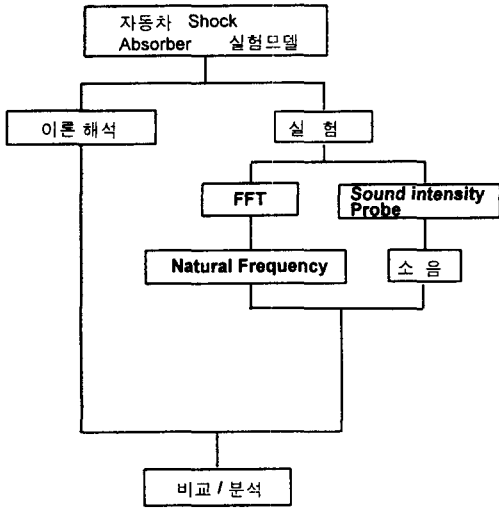


Fig. 1 Schematic diagram for the study

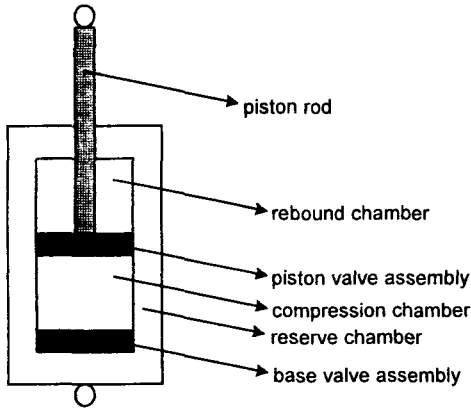


Fig. 2 Schematic of dual tube

듀얼 튜브 타입 쇼크 업소버는 Fig. 2와 같이 리바운드챔버, 압축챔버, 리저브챔버로 구성되어 있다. 체적  $V$ 인 전체 챔버는 질량이  $m_o$ 인 오일과 질량이  $m_{gb}$ 인 기포 가스로 채워져 있고, 그리고 리저브챔버내에는 이외에 동종의 가스 체적  $V_{ge}$ 이다. 오일 밀도  $\rho$ 와 이상기체 방정식을 이용하면 챔버 체적은 다음식과 같이 얻을 수 있다.

$$V = \frac{m_o}{\rho} + \frac{m_{gb}RT}{p} + V_{ge} \dots\dots\dots (1)$$

매우 미세한 기포 지름에 기인해 기포 내에

서 발생한 열은 동시에 액체 주위로 전달되기 때문에 기포는 등온상태에서 압축 또는 팽창된다. 그러나, 큰 동종의 가스 체적의 팽창과 압축은 등엔트로피 법칙( $\gamma=1.4$ )에 의해 설명되는 단열조건하에서 좋게 모델화 된다.

$$V_{ge} = \sqrt{\frac{p_{initial}}{p}} V_{initial} = \frac{\xi}{\sqrt{\gamma p}} \dots\dots\dots (2)$$

여기서  $\xi$ 는 리저브 챔버의 단열 상수이다. 편의상 가스 기포 질량과 오일 질량 비를  $r$ 이라 하면 다음과 같다.

$$r = \frac{m_{gb}}{m_o} \dots\dots\dots (3)$$

방정식 (2)와 (3)을 식(1)에 대입하면 아래 식이 얻어진다.

$$V = \left[ \frac{(1-\alpha p)}{\rho_0} + \frac{rRT}{p} \right] m_o + \frac{\xi}{\sqrt{\gamma p}} \dots\dots\dots (4)$$

여기서  $\alpha$ 는 오일 압축율이고  $\rho_0$ 는 오일 밀도이다. 따라서, 시간에 대하여 뒷 식을 미분하면, 체적변화율이 다음과 같이 얻어진다.

$$\dot{V} = Q - \left( \frac{\alpha}{\rho_0} + \frac{rRT}{p^2} \right) \dot{p} m_o - \frac{rRT}{p} m_o - \frac{\xi \dot{p}}{\gamma \sqrt{\gamma p} r^{r+1}} \dots\dots\dots (5)$$

댐퍼는 동종의 가스 상이 실린더 내부로 뽑어지는 가스는 없다는 다시 말하면  $\xi$ 가 일정하다는 식으로 배플이나 멤브런스를 이용하여 설계된다. 또한 챔버 온도  $T$ 의 변화는 무시한다.  $Q$ 는 챔버에서의 net mass flow로 정의된다.

$$Q = \left[ \frac{(1-\alpha p)}{\rho_0} + \frac{rRT}{p} \right] \dot{m}_o \dots\dots\dots (6)$$

유동을  $Q$ 는 압축챔버와 리바운드챔버간의 유동을  $Q|_{r-c}$ 이고, 각각의 챔버압력에 종속적이다. 팽창의 영향으로, 압축 챔버를 관통하고 리바운드 챔버로부터 밀어내진 유동을  $Q|_{r-c}^c$ 는 유동을  $Q|_{r-c}^r$ 와는 다르다. 질량보존의 법칙을 이용하면 다음식과 같다.

$$m_o = \frac{Q|_{r-c}^r}{\frac{1-\alpha p_r}{\rho_0} + \frac{rRT}{p_r}} = \frac{Q|_{r-c}^c}{\frac{1-\alpha p_c}{\rho_0} + \frac{rRT}{p_c}} \dots\dots\dots (7)$$

압축 챔버와 리저브 챔버간의 유동에 대해서도 유사한 관계식을 얻을 수 있다.

$$\frac{Q|_{s \rightarrow c}^s}{\rho_0 \frac{1 - \alpha p_s}{b_s} + \frac{rRT}{b_s}} = \frac{Q|_{s \rightarrow c}^c}{\rho_0 \frac{1 - \alpha p_c}{b_c} + \frac{rRT}{b_c}} \quad (8)$$

방정식 (5)의 두 번째 항은 gas와 oil 혼합체의 압축율에 기인하는데, 실린더 벽면의 컴플라이언스 때문이다.

세 번째 항은 Henry의 법칙으로 설명되는 액체 내에서 gas의 용해성으로부터 기인된다<sup>16)</sup>.

$$p = H \frac{m_{gs}}{V_{oil}} \quad (9)$$

여기서,  $H$ 는 혼합과 온도의 함수이다.

질량과 체적이 주어진다고 가정하면  $H$ 는 상수이다.  $m_{gs}$ 는 gas의 질량이다. 구해진 gas 질량은 각각의 밀도와 oil 질량에 oil 체적을 대입하여 식(9)로 부터 계산된다.

$$m_{gs} = \frac{m_o}{\rho_o} \frac{p}{H} \quad (10)$$

비율  $r$ 은 그러므로 전체 기체 질량  $m_{gt}$   $m_{gt}$ 와 구해진 gas 질량  $m_{gs}$ 에서 구할 수 있다.

$$r = \frac{m_{gt} - m_{gs}}{m_o} = r_t - \frac{p}{H\rho_o} \quad (11)$$

전체 비율  $r_t$ 는 일정하다. 왜냐하면 이 비율은 단지 유체에 관계된 기포의 대류 증기로 변화될 수 있기 때문이다. 투명한 쇼크 업소버로 실험하면 기포는 유체에 비해 무시할 정도로 작은 속도를 가졌다는 것을 알 수 있다. 스톡 공식은 oil에서 기포의 상대속도를 제공한다.

$$v = \frac{(\rho_{oil} - \rho_{gas})d^2g}{18\mu} \quad (12)$$

이 공식은 밀도 차와 점성 마찰력에 기인한 아르키메데스 힘간의 균형으로부터 발산한다.

$\rho_{oil} = 935 \text{ kg/m}^3$ (oil 밀도),  $\rho_{gas} = 1.3 \text{ kg/m}^3$ (gas 밀도),  $d = 1e-4 \text{ m}$ (gas 기포 직경),  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ,  $\mu = 0.037 \text{ kg/ms}$ (oil 점성 계수)가 직경이  $1e-4 \text{ m}$ 보다 작은 기포에 대해 사용된다면, 기포의 상대속도는 개략  $0.001 \text{ m/s}$ 이다. oil의 유동속도와 비교하면 이것은 무시될 수 있다.

방정식(11)으로부터, 임계압력  $p_k$ 위의 범위에

서는 모든 기포는 사라진다( $r=0$ ). 이것은 모든 기체는 남아있다는 것이다. 따라서,

$$p_k = r_t H \rho_o \quad (13)$$

방정식(4)에 식(11)을 대입하면  $m_o$ 에 대한 다음 식을 얻는다.

$$m_o = \frac{V - \frac{\xi}{\sqrt{p}}}{\frac{(1 - \alpha p)}{\rho_o} + \frac{r_t RT}{p} - \frac{RT}{H\rho_o}} \quad (14)$$

방정식(5)에 식(11)을 대입하면,

$$\dot{V} = Q - \left( \frac{\alpha}{\rho_o} + \frac{r_t RT}{p^2} \right) \dot{p} m_o - \frac{\xi \dot{p}}{\gamma \sqrt{p}^{\gamma+1}} \quad (15)$$

방정식(15)에 식(14)를 대입하면,

$$\dot{V} = Q - \frac{\left( V - \frac{\xi}{\sqrt{p}} \right) \left( \frac{\alpha}{\rho_o} + \frac{r_t RT}{p^2} \right) \dot{p}}{\frac{(1 - \alpha p)}{\rho_o} + \frac{r_t RT}{p} - \frac{RT}{H\rho_o}} - \frac{\xi \dot{p}}{\gamma \sqrt{p}^{\gamma+1}} \quad (16)$$

챔버 체적은 또한 리바운드 챔버 체적에 대한 각각의 기하학적 관계로부터 얻을 수 있다.

$$V_r = (L - x)A_r \quad (17)$$

그리고 압축 챔버 체적에 대해서는,

$$V_c = (L + x)A_c \quad (18)$$

체적은 내부 실린더의 절반 길이  $L$ 인 피스톤의 중간위치로부터 피스톤의 변위인  $x$ 에 종속한다. 리바운드 챔버의 단면적  $A_r$ 은 압축 챔버의 단면적  $A_c$ 보다 더 작다. 왜냐하면 단면적  $A_d$ 인 피스톤 로드기가 있기 때문이다.

$$A_r = A_c - A_a \quad (19)$$

리저브 챔버의 체적  $V_s$ 는 상수이다. 전체 시스템의 역학은 세개의 미분 방정식으로 묘사할 수 있다. 이 미분 방정식들은 세 챔버내의 압력이 어떻게 압력과 변위와 속도의 함수로 변환되는지를 보여준다. 방정식(16)-(18)를 조합하면 다음과 같다.

리바운드 챔버: ( $p_r < p_k$ )

$$\dot{p}_r = \frac{[Q|_{c \rightarrow r} + \dot{x}A_r]}{(L - x)A_r}$$

$$\frac{\left[ \frac{(1-\alpha p_r)}{\rho_0} + \frac{r_r RT}{p_r} - \frac{RT}{H\rho_0} \right]}{\left( \frac{\alpha}{\rho_0} + \frac{r_r RT}{p_r^2} \right)} \dots\dots\dots (20)$$

압축 챔버: ( $p_c < p_k$ )

$$\dot{p}_c = \frac{[(Q |_{s \rightarrow c}^c - Q |_{c \rightarrow r}^c) - \dot{x}A_c]}{(L+x)A_c}$$

$$\frac{\left[ \frac{(1-\alpha p_c)}{\rho_0} + \frac{r_r RT}{p_c} - \frac{RT}{H\rho_0} \right]}{\left( \frac{\alpha}{\rho_0} + \frac{r_r RT}{p_c^2} \right)} \dots\dots\dots (21)$$

리저브 챔버:

$$\dot{p}_s = \frac{Q |_{s \rightarrow c}^s}{\frac{\left( \frac{\alpha}{\rho_0} + \frac{r_r RT}{p_s^2} \right) \left( V_s - \frac{\xi}{r\sqrt{p_s}} \right)} + \frac{\xi}{r\sqrt{p_s}^{r+1}}}$$

$$\frac{\left( \frac{\alpha}{\rho_0} + \frac{r_r RT}{p_s} - \frac{RT}{H\rho_0} \right)}{\dots\dots\dots (22)}$$

수 행정 후에 용해된 기포와 공기는 세 챔버에서 동차적으로 설명할 수 있고, 따라서 비  $r_r$ 는 모든 챔버에서 동일하다고 정의할 수 있다. 충분히 오랫동안 휴지한 후, 기포는 리바운드 챔버 윗부분까지 야기되고 큰 기체 기포가 형성된다. 새로운 여진이 저속의 리바운드 행정을 야기시킨다면, 가스는 리저브 챔버내의 피스톤 로드와 로드 가이드간의 고도로 제한된 공간을 통해 배출될 것이다. 실험이 수행되기 전에, 저속 사인함수 변위로 된 댐퍼를 재설치하는 것이 일반적이다.

리저브 챔버에 대한 것을 제외하고,  $\xi$ 는 영이다. 방정식 (20)-(22)는 임계압력  $p_k$  이하의 압력에 대해 형성된다. 보통 리저브 챔버는 높은 압력이 발생하지 않는다는 가정에서 설계되지만 다른 두 챔버에 대해서는 이 가정을 합당하지 않다. 임계압력보다 더 높은 압력에 대하여 방정식 (20)과 (21)은 다음과 같이 간략화할 수 있다.

리바운드 챔버: ( $p_r \geq p_k$ )

$$\dot{p}_r = \frac{[Q |_{c \rightarrow r}^r + \dot{x}A_r]}{(L-x)A_r} \frac{(1-\alpha p_r)}{\alpha} \dots (23)$$

압축 챔버: ( $p_c \geq p_k$ )

$$\dot{p}_c = \frac{[Q |_{s \rightarrow c}^c - Q |_{c \rightarrow r}^c - \dot{x}A_c]}{(L+x)A_c} \frac{(1-\alpha p_c)}{\alpha} \dots\dots\dots (24)$$

리바운드 챔버 압력  $p_r$ 은 독립변수이고, 압축 행정시에  $Q_{c \rightarrow r}$ 과 리바운드 행정시  $Q_{s \rightarrow c}$ 가 미정 계수라고 가정한다. 그러므로 이진 방정식은 이런 항들이 나타나지 않도록 재배열 하게 된다.  $p < p_k$ 일 때는 다음 두식을 사용하고,

리바운드 phase :

$$\dot{p}_r = \frac{(Q |_{c \rightarrow r}^r + \dot{x}A_r)}{(L-x)A_r}$$

$$\frac{\left( \frac{(1-\alpha p_r)}{\rho_0} + \frac{r_r RT}{p_r} - \frac{RT}{H\rho_0} \right)}{\left( \frac{\alpha}{\rho_0} + \frac{r_r RT}{p_r^2} \right)} \dots (25)$$

압축 phase :

$$\dot{p}_r = \frac{-(Q |_{c \rightarrow s}^r + \dot{x}A_d)}{L(A_r + A_c) + xA_d}$$

$$\frac{\left( \frac{(1-\alpha p_r)}{\rho_0} + \frac{r_r RT}{p_r} - \frac{RT}{H\rho_0} \right)}{\left( \frac{\alpha}{\rho_0} + \frac{r_r RT}{p_r^2} \right)} \dots (26)$$

$p \geq p_k$ 일 때는 아래 식을 사용한다.

리바운드 phase :

$$\dot{p}_r = \frac{(Q |_{c \rightarrow r}^r + \dot{x}A_r)}{(L-x)A_r} \frac{(1-\alpha p_r)}{\alpha} \dots (27)$$

압축 phase :

$$\dot{p}_r = \frac{-(Q |_{c \rightarrow s}^c + \dot{x}A_d)}{L(A_r + A_c) + xA_d} \frac{(1-\alpha p_r)}{\alpha} \dots (28)$$

우리는 측정된 감쇠력 F로부터 곧바로 리바운드 압력  $p_r$ 을 계산할 수 있음을 가정하였다. 따라서

리바운드에 대해서는  $p_r = (F + A_c p_s) / A_r$ 이고, 압축에 대해서  $p_r = F / A_r - A_c$ 이다.

이 압력은 또한 측정된 리바운드 압력으로 정의된다. 1차 도함수  $\dot{p}_r$ 은 주기를 가진 여진이 적용되기 때문에 주파수 영역뿐만 아니라 시간 영역에서도 얻을 수 있다.

각각의 밸브 조합은 4개의 독립 매개변수로

특징지워 지는데  $K_1, K_2, G$ , 그리고  $\Delta p_0$ 이다. 여기서,  $K$ 는 압력손실계수이고,  $G$ 는 밸브 전도를,  $\Delta p_0$ 는 압력이다. 전체 역학은 세개의 매개 변수로 특징지어진다. 즉 오일유통을  $\alpha$ , 전체 가스 마찰  $r_b$ , 그리고 압력  $p_k$ 이다. 시뮬레이션 절차는 세 개의 역학적 변수와 네 개의 밸브 변수를 최소제곱법으로 평가한다. 이 평가는 다음과 같이 정의한 비용함수를 최소화하여 얻는다.

$$Z = \sum_{i=1}^N \frac{(p_r(t_i) |_{meas} - p_r(t_i) |_{mod})^2}{N} \dots \dots \dots (29)$$

여기서, 압력은 샘플수  $N$ 과 샘플 주파수  $f_{sample}$ 에 따른 정규시간  $t_i = i/f_{sample}$ 로 표본되었다.

나머지는 모델 에러, 측정 소음, 그리고 수치 오차 등을 일으킨다. 변이(variance)  $\sigma^2$  또는 측정소음레벨은 온도효과가 중요하지 않다면 구간  $M$ 으로 평가할 수 있다.

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^N \sum_{j=0}^{M-1} \frac{(F(t_i + j\tau) |_{meas} - \overline{F(t_i) |_{meas}})^2}{N(M-1)} \dots \dots \dots (30)$$

$$\overline{F(t_i) |_{meas}} = \sum_{k=0}^{M-1} \frac{F(t_i + k\tau) |_{meas}}{M} \dots \dots \dots (31)$$

여기서  $\tau = N/f_{sample}$ 은 가진 주기이다. 소음에 대한 특정 경계가 모델 에러와 동일한 경우에 rms이고, 나머지는 중요한 수치 에러가 있을 때  $\sqrt{2}\sigma$ 와 같다. 최적화 동안에 매트릭스 계산 조건 수를 관찰하면 수치문제 존재여부를 알 수 있다. 모델을 최종적으로 평가하기 위해 나머지를  $\sqrt{2}\sigma$ 와 비교해야 한다. 나머지가 이 값보다 훨씬 작아지면 과모델로 되게되고 이 과모델은 소음 스펙트럼의 한 부분을 모델링하는 것을 의미한다. 몇 개의 모델 변수들은 측정되는 소음에 의해 마스크 처리가 되기 때문에 정확하게 평가되지 않는다. 이것은 더 정확한 측정을 수행하거나 불충분한 변수들을 제거해야 하는데 왜냐하면 그것들은 본 연구의 시뮬레이션에 대해서 적절하지 않기 때문이다.

반면에, 나머지가  $\sqrt{2}\sigma$ 보다 훨씬 더 크다면, 이 모델은 아마도 너무나 단순해서 정확하게 측정 결과를 묘사할 수 없다는 것을 의미하는 것으로 불충분한 요소를 극복하기 위해 더 복잡한 모델이 된다.

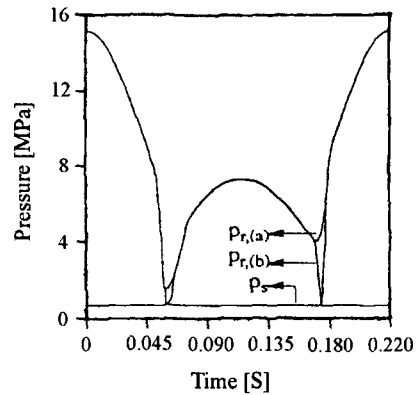


Fig. 3 Result of simulation

### 3. 수치해석

이상의 이론식을 증명하기 위해서 식(20)~(24)의 전체 식들과 식(25)~(28)로 수정된 식들로 시뮬레이션 한다. 상미분방정식은 4차나 5차의 Runge-Kutta공식을 사용하여 계산하였다. 사인파 가진  $x$ 는 진동수 4Hz와 5cm 진폭을 사용하였다. 이에 대한 시뮬레이션 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 역 계산을 사용함으로써 기포 비율  $r$ 의 시간이력은 Fig. 3의 +와 같이 얻어진다<sup>17)</sup>.

먼저 기포 비율  $r$ 이 Morman의 모델과 유사한 상수(즉  $H = \infty$ )로 가정된 유사 모델에서는 충격 신호로부터 얻어진 측정치에 잘 맞는다. 모델 감쇠력은 뒷부분에서 보여지는 어떤 효과를 설명하지 못한다. 따라서 모델변수가 정확하고 기포 비율  $r$ 이 모델과 시뮬레이션에 일치하게 계산된다고 가정하였다. 리바운드 압력(o)과 기포 비율의 결과는 Fig. 4에 나타내었다. 기포 비율은 가진 시간이 긴 부분에 대해 낮은 수준으로 나타난다. 그러나 피스톤 속도가 0에 가까워지는 즉, 압력이 감소할 때 기포의 질량은 증가하고 역도 또한 같다. 역 계산으로부터 기포 비율  $r$ 은 0에 도달하지 않는데 이는 변수들이  $r$ 에 대해 일정한 시간 평균값이 얻어진 적합치로부터 얻어지기 때문이다. 이는 계산 기포 비율의 편향을 이끄는 모든 변수에 대한 편향오차를 설명하는 것이다.

더욱이 기포 비율이 최소값에 도달하는 임계

압은 기포 비율이 최소값으로부터 상승하는 압력과 다르다는 것을 Fig. 4로부터 알 수 있다. 리바운드와 압축행정에서 모두 기포는 기포 비율이 단지 4MPa의 효과적인 압력 주위로 그 최소값에 도달하는 동안 3MPa 근처에서 나타나기 시작한다. 이러한 지연은 아마도 기포 직경이 유한하여 Henry의 법칙에서 가정된 것처럼 즉각적으로 생기지 않는 기포가 용해되기 때문이다.

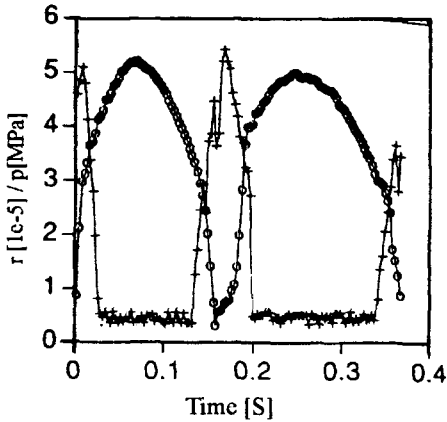


Fig. 4 Time history of bubble fraction

쇼크 업소버는 4초의 근사 가진주기인 충격 신호에 대해 가진된다. 이때 감쇠력의 측정치, 피스톤 변위와 속도는 주어진 모델의 변수에 적합한 과정이 된다. 무한대로 고정된  $p_k$ 를 갖는 모델을 이용하였고, 이때 cost function은 Levenberg-Marquardt 알고리즘을 사용함으로써 최소화하였다.

측정력(o)과 ( $p_k = \infty$ ) 모델(+)로부터 재구성된 힘의 계산 결과를 Fig. 5에 보여주고 있다. 모델은 힘이 최대값과 최소값에 도달할 때 근사하게 일치하였다. 그러나 힘이 0에 가까워질 때  $t=0.235s$ 부근에서 오차가 있음을 볼 수 있다.

주어진 물체의 질을 적합성에 대해 측정하기 위해 측정 소음의 표준편차  $\sigma$ 가 4개의 연속적인 주기를 띠는 식(30)을 따라 계산된다. 온도효과는 이런 짧은 기간동안에 무시된다고 가정한다. 이 시간에 걸쳐 힘은 약 40N의 선형경향을 갖는 것으로 나타나 있다.  $\sigma$ 의 값은 52N/

sample이다. 두 모델에 대해 나머지는 각각 (a) ( $r=cste$ )모델에서 99N/sample, (b)전체 모델에서 82N/sample이다. 향상치는 중요하지 않지만 이는 Henry의 법칙에 의해 설명되는 용해성에 의존하는 압력의 2차 효과의 중요성에 기인한다. 전체 모델의 나머지는  $\sqrt{2}\sigma = 73N/sample$  값에 가깝다.

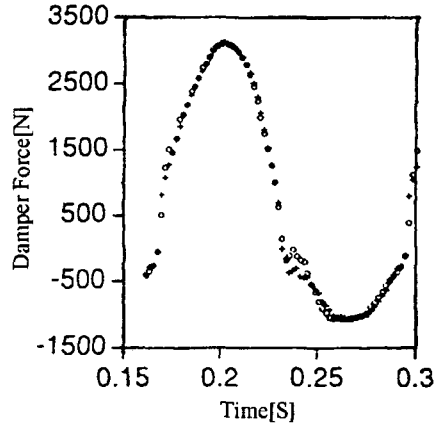


Fig. 5 Model of simulation

#### 4. 실험

##### 4.1 실차 실험

본 연구의 검증을 위한 실험을 위해 Fig. 10과 같은 실험장치를 구성하였고, 실험의 신뢰성을 확인하기 위해 현대자동차의 겔로퍼를 실차로 한 실험을 수행하였다. 실차 실험은 실제차량에서 후차축 양쪽 모두의 완충장치를 제거했을 때와 신형 완충장치(가스 쇼크 업소버)를 교체하여 부착한 후 정지시 진동특성을, 그리고 구형 완충장치(오일 쇼크 업소버)를 부착했을 때의 차량 승차감을 비교하기 위하여 차량내 하중을 고려한 진동/소음 실험을 FFT로 가속도계 및 마이크로폰을 사용하여 실험을 하였으며, 실험결과에서 Fig. 6은 실차 실험시 쇼크 업소버를 장착한 고유진동수를 나타내고 Fig. 7은 실차 실험시 쇼크 업소버를 제거한 후 고유진동수를 나타내고, 그리고 Fig. 8과 Fig. 9는 동일 조건하에서의 1/3 옥타브 밴드를 보여주고 있다.

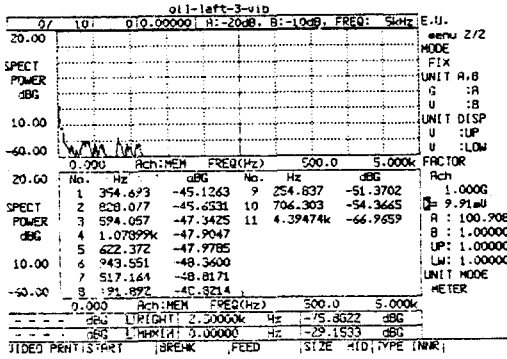


Fig. 6 Natural frequency of oil shock absorber setting

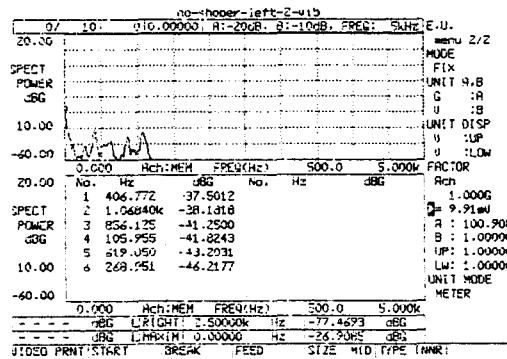


Fig. 7 Natural frequency of shock absorber remove

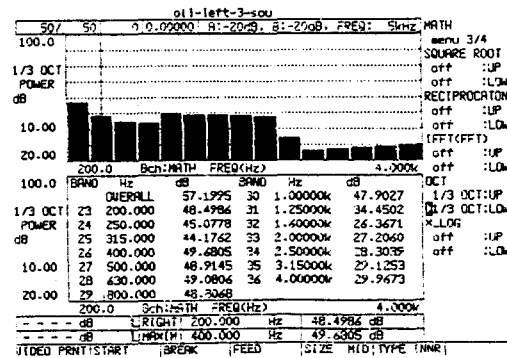


Fig. 8 1/3 octave band of oil shock absorber setting

#### 4.2 실험장치

Fig. 10은 본 실험을 위해 제작한 실험장치의 개략도를 나타낸 것으로 다음과 같은 방법에 의해 설치하였다. Fig. 10에서와 같이 고정용 정반

위에 편심원판과 모터, 로드셀을 장치하기 위한 지지기둥을 외부로부터 전달되는 진동을 차단하기 위한 방진용 고무판을 삽입하여 설치하였다.

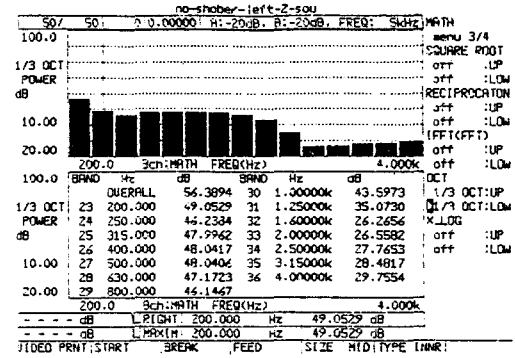


Fig. 9 1/3 octave band of shock absorber remove

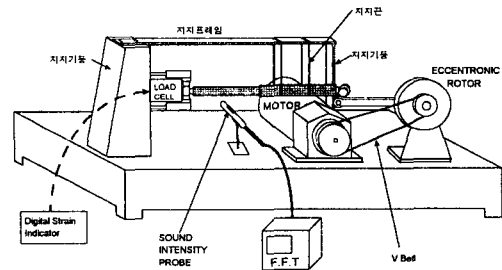


Fig. 10 Measurement system of shock absorber

편심원판은 쇼크 업소버에 압축, 이완작용을 하게 하는 장치로 4쌍의 구멍을 뚫어 편심량을 최대 16mm에서 4mm까지 조절할 수 있도록 하였다. 편심원판의 회전 지지대에는 원활한 회전을 위하여 주유구를 설치하였고, 편심원판과 연결된 로드는 그 길이를 변화시킬 수 있게 하여 쇼크 업소버의 스트로크를 조절할 수 있게 하였다. 이때 로드와 쇼크 업소버가 나란히 놓이도록 하기위해 연결편을 사용하였는데, 연결편 한쪽은 수나사를 만들어 편심원판과 연결된 로드와 연결하고 다른 한쪽은 암나사를 만들어 M16 볼트로 쇼크 업소버에 고정하였다. 그리고 쇼크 업소버의 연결링에는 고무 부시를 넣어 완충작용을 하도록 하였다. 로드의 연결편도 편심원판에서와 마찬가지로 원활한 회전을 위해 주유구를 만들어 실험시 윤활유를 주입하였다.



편심원판은 V-벨트를 이용하여 모터로서 회전시켰다. 구동모터는 회전을 조절할 수 있는 가변 저항 모터(5KW 단상유도 전동기)로서 회전을 150 rpm에서 1500 rpm까지 조절하였다.

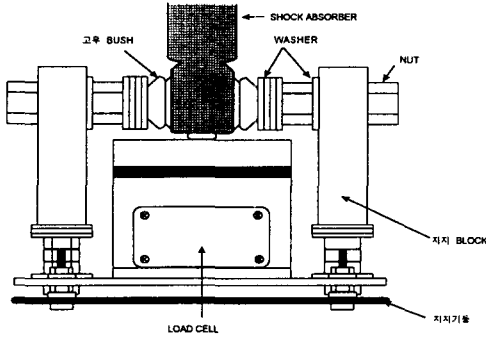


Fig. 11 Diagram of Load Shell Block

쇼크 업소버에서 작용하는 힘을 측정하기 위해 하중범위가 100kgf인 로드셀(KYOWA)을 Fig. 11과 같이 설치하였다. 로드셀을 고정시키기 위해 3mm 강판에 구멍을 뚫어 로드셀과 지지 block을 볼트로 고정시킨 후 이것을 지지기둥에 부착시키는 방법을 사용하였다. 먼저 로드셀을 강판에 부착시킨 후 양옆에 쇼크 업소버를 잡아주기 위한 지지 블록을 M14볼트로 체결하였다. 이때 각 블록의 길이를 약간 짧게하여 그 사이에 와셔를 삽입하고 볼트를 조여줌으로서 쇼크 업소버의 연결링이 로드셀의 하중 측정부에 완전히 밀착되게 하였다.

쇼크 업소버를 로드셀에 접촉시키는 방법은 쇼크 업소버의 끝부분에 있는 링에 고무부시를 끼우고 길이가 160mm인 M16볼트를 그 구멍에 넣은 다음 볼트의 양끝을 블록에 너트로 고정시킨다. 이렇게 만들어진 □형의 블록을 로드셀이 부착된 3mm강판에 볼트로 연결한 후 이것을 지지기둥에 연결한다. 블록의 길이가 약간 짧기 때문에 와셔를 이용하였고 양쪽의 볼트를 같은 힘으로 조여 쇼크 업소버의 연결링이 로드셀에 밀착되도록 한다.

로드셀에 작용되는 하중은 digital strain indicator(P-3500)를 통하여 측정하게 되는데 digital strain indicator에서 읽은 변위 값에 게이

지 계수를 곱함으로써 작용하중을 측정한다.

### 4.3 실험 결과 및 고찰

Fig. 10과 같이 쇼크 업소버를 설치한 후 다음과 같은 방법으로 실험을 실시하였다. 모터의 회전수 조절을 200rpm이 되게 한 뒤 1시간 간격으로 digital strain indicator에 나타나는 스트레인 값을 읽어 그 변화량을 기록하였다.

실험을 위한 시편은 신형 가스 쇼크 업소버와 구형 오일 쇼크 업소버를 준비하여 모터를 1시간 작동시킨 뒤 1시간정도 정지시키고 다시 실시하는 반복 실험과 연속 80시간을 계속 작동하여 측정하는 두가지 방법을 실시하여 비교 검토하였다.

또한 실험중에 발생하는 쇼크 업소버의 소음을 측정하기 위해 사운드 인텐시티 프로브로 쇼크 업소버 주위의 소음 강도 및 음원 탐색을 병행 수행하였다.

본 실험의 결과들은 다음과 같다. Fig. 12는 실험에 의한 사운드 인텐시티의 결과를 보여주고 있다. 소음 분포를 확인한 결과 350Hz에서 800Hz 대역에서 쇼크 업소버의 소음 분포가 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. Fig. 13은 쇼크 업소버의 반복실험과 연속실험에 대한 비교를 나타내고 있다. Fig. 13(a)의 □는 반복실험에서 실험을 시작한 후 초기 측정된 값이고, ○는 한 시간 작동후의 값을 측정된 결과로 전반적인 감쇠력이 감소하였다가 증가하고 있음을 볼 수 있다. (b)는 80시간 연속 측정된 결과로 역시 초기 감소 후 증가함을 알 수 있었다.

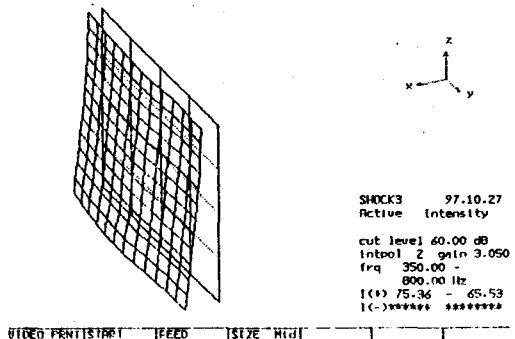
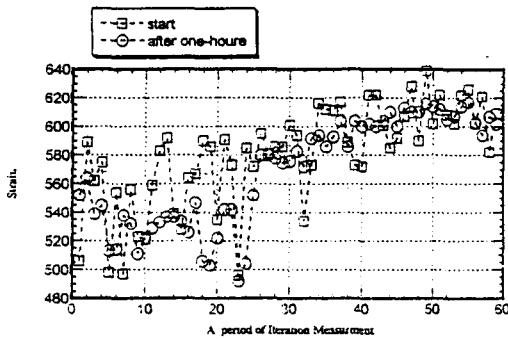
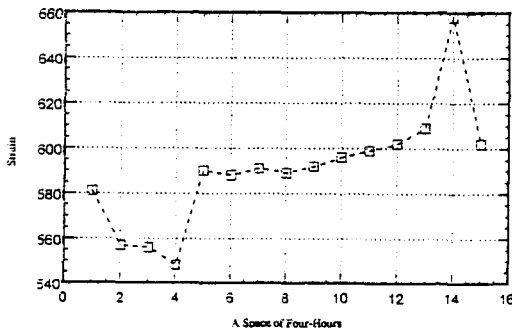


Fig. 12 Measurement of sound intensity probe



(a) Result of Measurement of 80 hour repeated test



(b) Result of Measurement of 80 hour continuous test

Fig. 13 Measurement of shock absorber

## 5. 결 론

쇼크 업소버를 측정하기 위하여 이론검증 및 실험을 수행한 본 연구에 의하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 쇼크 업소버의 히스테리 거동에 있어서 히스테리는 기름의 압축성과 존재하는 기포의 압축성에 의해 보다 심하게 야기된다. 쇼크 업소버의 특성에는 작동속도와 감쇠력, 주파수와 감쇠력, 신축행정과 압축행정의 감쇠력 비율, 과도 특성 등이 있으며 차량의 특성에 영향을 미치므로 각각의 차량의 특성에 맞춰 쇼크 업소버의 특성을 설정하는 것이 필요하다.
- 2) 쇼크 업소버 댐퍼에 있어서 기포는 Henry의 법칙에 의해 심한 히스테리시스를 일으키고, 속도와 변위가 계산되고, 오차는 변수에 관하여 편향오차를 야기 시킬 수 있다.

- 3) 실험결과에 의하면 실험시간이 길어질수록 스트레인 값이 증가하였다. 즉 쇼크 업소버 내부의 오일 변질 및 오일량의 감소와 실린더와 피스톤로드 사이의 접촉부 표면이 거칠게 변했음을 나타내며, 이로 인하여 마찰력이 증가하고 또한 감쇠력이 커져서 경계치에서 벗어나게 되어 진동에 대한 완충역할을 적절하게 해주지 못하게 되고 심하면 소음이 발생될 수도 있다. 따라서 적절한 설계치의 감소량을 유지시키기 위한 피스톤 로드 및 실린더에 대한 재료 선정과 열처리 및 표면 처리에 대한 연구가 수행되어야 만 한다.

본 연구는 전북대학교 자동차신기술연구소의 지원을 받아 수행하였으며 이에 감사 드립니다.(연구과제번호 : AR9601A)

## 참 고 문 헌

- 1) H. Eishima, K. Hamam, Y. Tanala, Y. Kamato, "Method of Front Wheel Drive Car Body Shake Reduction at Engine Idling", SAE Paper 870630.
- 2) Alan E. Duncan, "Application of Modal Modelling and Mount System Optimization to Light Duty Truck Ride Analysis", SAE Paper 811313.
- 3) Clark J. Radcliffe, Mark N. Pickemann, Charles E. Spickermann, Donald S. Hine, "Simulation of Engine Idle Shake Vibration", SAE Paper 830259.
- 4) H. Ashrafuion, C. Natoraj, "Dynamic Analysis of Engine-Mount", Journal of Vibration and Acoustic, Vol. 114, pp. 79~83, Jan, 1992.
- 5) 조병관, "노면가진에 의한 차체의 동적 반응에 관한 연구", 서울대학교 공학석사 학위논문, 1986.
- 6) 김효룡, 최섭, "자동차 현가장치의 최적설계에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제11권, 제3호, pp. 437~443, 1987.
- 7) 유완석, "샤시의 탄성을 고려한 자동차의 동

- 력학적 해석”, 대한기계학회논문집, 제11권 제4호, pp. 570~578, 1987.
- 8) 이종원, 박윤식, 박관홍, 조양호, “수치적 방법에 의한 승용차 동적 해석”, 자동차 공학회지, Vol. 5, No. 3, 1983.
  - 9) 정창모, 유완석, “스스펜션 슈우퍼 엘리먼트 기법을 이용한 자동차의 동력학적 해석”, 대한 기계학회논문집, 제12권, 제3호, pp. 450~456, 1988.
  - 10) 이장무, 임홍재, 김종현, 조시기, “차체의 유연성을 고려한 엔진 지지계의 동특성 해석”, 한국자동차 공학회, 춘계학술대회, 1993.
  - 11) 이재형, 조시기, 유홍희, 이장무, “프레임의 유연성을 고려한 차량의 동특성 해석”, 한국자동차공학회, 춘계학술대회, 1993.
  - 12) 사중성, 김광식, “엔지장착 조건에 따른 4WD자동차의 진동 저감에 대한 실험적 연구”, 한국자동차공학회 춘계학술대회, 1993.
  - 13) Yasufumi Suzuki, Katunori Akutsu, “Theoretical Analysis of Flexural Vibration of Car Body”, QR of RTRI, Vol. 31, No. 1, '90, Feb.
  - 14) 송철기, 박호, 오재응, 염성하, “민감도 해석에 의한 자동차 현가 장치의 성능 개선에 관한 연구”, 대한기계학회논문집, 제14권, 제 6호, pp. 1464~1473, 1990.
  - 15) 조선휘, 이건우, 박종근, 조병관, 송성재, 한규진, “노면가진에 의한 차체의 동적거동에 관한 연구”, 대한기계학회논문집, 제12권, 제 3호, pp. 419~425, 1988.
  - 16) Coulson JM. JF Richardson, JR Backhurst and JH Harker, “Chemical Engineering”, Vol. 2, 4th Edition, Pergamon Press Oxford, 1991.
  - 17) Stiens R, “Parametrische Identificatie van Schokdempers”, Thesis burgerlijk werktuigkundig-electrotechnisch ingenieur, Vrije Universiteit Brussel, Mei, 1996.
-