

유체 봉입 마운트의 동적 특성화를 위한 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형의 문제점 파악과 실험 방법 개선을 통한 수력학적 모형의 타당성 확인

A Study on Shortcomings of Mechanical Model with Lumped Mass for Dynamic Characterization of Hydraulic Mounts and Confirmation of Hydraulic Model by Improvement of Experimentations

배 만 석** · 이 준 화* · 김 광 준†

Man-Suk Bae, Jun-Hwa Lee and Kwang-Joon Kim

(2003년 2월 25일 접수 : 2003년 4월 16일 심사완료)

Key Words : Hydraulic Mount(유체 봉입 마운트), Inertia Effect(관성 효과), Mechanical Model with Lumped Mass(집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형), Hydraulic Model(수력학적 모형)

ABSTRACT

Hydraulic mounts show strongly frequency-dependent stiffness and damping characteristics in low frequency range, which result from so called inertia track dynamics. A lumped mass has been incorporated in several mechanical models of the literature to take the inertia effect of the fluid in the track into consideration. Although complex stiffness by the mechanical model showed good agreements with the measured values, there exists a critical pitfall. In this paper, the shortcomings of mechanical models with lumped mass for hydraulic mounts are clearly identified by illustrating actual measurements of the stiffness parameters for a hydraulic mount. It is conclusively discussed that the inertia effect of the fluid flow through the circular track is significant but latent. As an alternative to the mechanical model, a hydraulic model is claimed to be used for further dynamic analysis of engine/mount system or whole car system.

1. 서 론

엔진 마운트의 역할은 급가·감속, 제동, 불균일 노면 주행 등에 의한 충격 가진 하의 엔진 거동을 제어하는 동시에 엔진 가진력에 의한 진동이 차체 및 차실 내로 전달되는 것을 절연하는데 있다.⁽¹⁾ 바꾸어 말하면 엔진 마운트는 낮은 주파수 영역(1~30 Hz)에서는 강성과 감쇠가 클수록 좋고, 높은 주파수 영역

(30~200 Hz)에서는 강성과 감쇠가 작아야 하는 서로 상반된 설계 조건을 갖고 있다.⁽²⁾ 그러나 기존의 고무 마운트는 가진 진폭 및 주파수에 거의 무관하게 일정한 강성 및 감쇠를 가지고 있어 엔진 마운트에 요구되는 위의 두 가지 조건을 만족시키지 못하고 있다. 이러한 단점을 해결하기 위한 방법으로 사용되는 유체 봉입 마운트(hydraulic mount)는 유체의 관성 및 감쇠 효과를 이용하여, 특히 낮은 주파수 영역에서의 큰 가진 진폭 하에서 큰 감쇠가 나타나는 등 보다 나은 특성을 가지고 있다.

유체 봉입 마운트의 강성 및 감쇠 특성은 가진 진폭 및 주파수에 따라 변화하는 것으로 알려져 있다.⁽³⁾ 낮은 주파수 영역에서의 큰 가진 진폭 하에서 유체 봉입 마운트의 강성과 감쇠는 환형 통로

† 책임저자, 정회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : kjkim@mail.kaist.ac.kr
Tel: (042) 869-3024, Fax: (042) 869-8220

* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

** 한국과학기술원 기계공학과

(circular track or inertia track) 내의 유체 유동에 의한 관성 효과(inertia effect)의 결과로서 주파수에 따라 크게 변화하는 특성을 보인다. 이러한 환형 통로 내의 유체의 관성 효과를 묘사하기 위하여 집중 질량 요소(lumped mass element)를 갖는 기계적 모형(mechanical model)들이 연구 문헌들에서 제안되었으나,^(2, 4~8) 근본적인 문제점을 내포하고 있다. 구체적으로, 유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수(complex stiffness) 측정을 위한 통상적인 실험에서는 유압 구동기(hydraulic actuator)로 마운트 한쪽편을 조화 가진하고 반대편에 장착된 힘 변환기(force transducer)로 힘을 측정하여 전달 강성 계수(transfer stiffness)를 얻는 것에 비해, 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형을 통한 근사에서는 변위 가진의 위치와 힘의 측정 위치가 같은 구동점 강성 계수(driving point stiffness)를 이용해서 마운트의 동특성을 묘사하고 있다. 즉, 전달 강성 계수 측정치를 기계적 모형의 구동점 강성 계수와 비교하는 논리적인 모순이 존재한다. 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형은 구동점에서의 힘과 전달점에서의 힘이 항상 집중 질량 요소의 관성력만큼 차이가 나게 되므로, 이 경우 구동점 강성 계수와 전달 강성 계수는 같을 수 없으며, 이러한 기계적 모형의 복소 강성 계수를 완전히 묘사하기 위해서는 2개의 구동점 강성 계수와 1개의 전달 강성 계수로 구성되는 강성 행렬(stiffness matrix)이 필요하게 된다.

본 연구에서는 승용차용 유체 봉입 마운트를 대상으로 강성 행렬 추출 실험을 수행하여 얻은, 마운트의 양단에서의 구동점 강성 계수와 마운트 양단 사이의 전달 강성 계수의 실험치를 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형의 강성 행렬의 요소들과 비교하여 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형의 문제점을 밝히고자 한다. 그리고 이에 대한 대안으로 수력학적 모형(hydraulic model)을 제안하고자 한다.

2. 유체 봉입 마운트의 동적 특성화를 위한 종래의 실험 방법과 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형의 문제점

2.1 유체 봉입 마운트의 동적 특성화를 위한 종래의 실험 방법

본 연구에서 사용한 유체 봉입 마운트는 환형 통

로와 유연한 고정식 분리기(pliable fixed decoupler)를 갖는 형으로서, 유체 봉입 마운트는 Fig. 1에서와 같이, 주 고무 부분(main rubber)과 플런저(plunger), 유체로 채워져 있는 상부 유실(upper chamber) 및 하부 유실(lower chamber), 상부 유실과 하부 유실 간의 유체의 이동 경로인 환형 통로, 분리기, 하부 유실을 구성하는 고무 막(rubber bellows) 등으로 구성되어 있다.

유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수는 낮은 주파수 영역에서의 큰 가진 진폭 하에서 환형 통로를 통한 상부 유실과 하부 유실 사이의 유체 유동에 의해 주파수에 따라 크게 변화하는 특성을 갖는다.

동적 재료 시험기(dynamic materials testing system)에는 변위 가진을 할 수 있는 유압 구동기와 힘 변환기가 설치되어 있으며, 이 유압 구동기와 힘 변환기 사이에 시험편을 장착하는 것이 일반적이다. 시험편과 유압 구동기가 연결되는 구동점에서 힘을 측정하지 않는 이유는 이 경우 구동점에 장착되는 시험 지그(jig) 등의 관성력이 힘 측정치에 반영될 수 있기 때문이다. 따라서 동적 재료 시험기를 사용한 실험에서는 통상적으로 유압 구동기로 조화 가진을 하고, 이 때 반대편에 고정되어 있는 힘 변환기로 힘을 측정하여 전달 강성 계수를 얻게 된다. Fig. 2의 실선(solid line)은 대진폭 가진 하에서 측정된 유체 봉입 마운트의 전달 강성 계수를 나타낸다.

복소 강성 계수의 실수부인 동강성 계수의 경우 대체적으로 주파수가 증가함에 따라 감소하다가 10~20 Hz 구간에서 급격히 증가한 후 다시 감소하며 이후 특정 값으로 수렴하는 특성을 보인다. 그리고 감쇠 특성을 나타내는 손실각의 경우 14 Hz에서 극대 값을 가지는 등 주파수에 따라 그 특성이 크게 변하

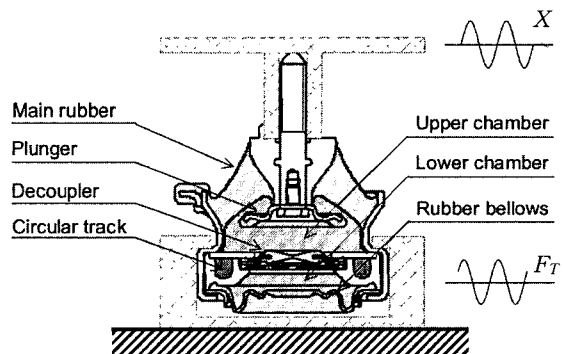


Fig. 1 Cross sectional view of hydraulic mount

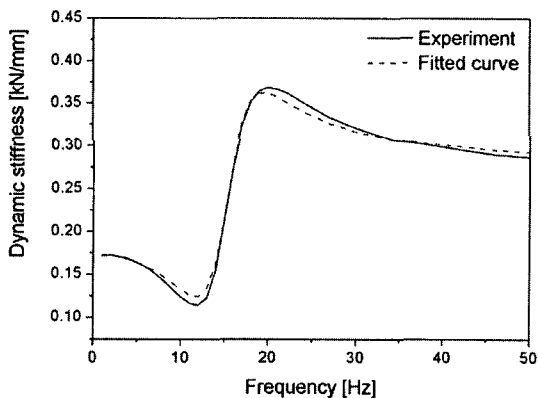
고 있음을 관찰할 수 있다.

이러한 유체 봉입 마운트의 강한 주파수 의존성을 묘사하기 위해서 Fig. 3과 같은 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형이 기존 문헌들에서 유사하게 사용되어져 왔다.^(2, 4~9) 여기서 k 는 주 고무 부분의 전달 복소 강성 계수, k_b 는 주 고무 부분의 체적 강성 계수이다. 그리고 m_e 와 c_e 는 각각 환형 통로 내의 유체 유동에 의한 관성과 감쇠 효과를 나타낸다.

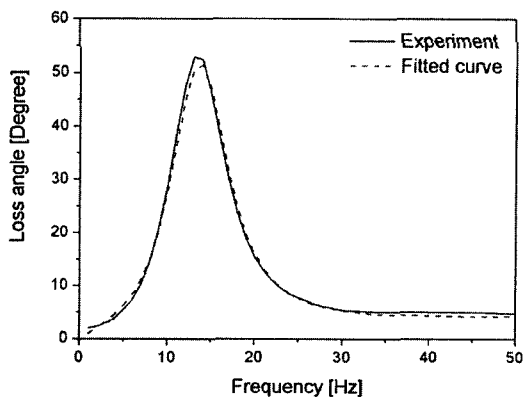
Fig. 3에 나타낸 기계적 모형의 구동점 복소 강성 계수는 식 (1)과 같이 표현된다.

$$K^*(\omega) = \frac{F}{X} = k_r^* + k_b \frac{-m_e \omega^2 + j c_e \omega}{k_b - m_e \omega^2 + j c_e \omega} \quad (1)$$

Fig. 2의 점선(dashed line)은 식 (1)의 복소 강성 계수 모형으로 곡선 적합(curve-fitting)한 결과를 나



(a) Dynamic stiffness



(b) Loss angle

Fig. 2 Measurements of complex stiffness of hydraulic mount and fitted curve

타낸다. Fig. 2에서 알 수 있듯이, 식 (1)의 복소 강성 계수 모형은 유체 봉입 마운트에 대한 실험치를 잘 묘사하고 있음에도 불구하고, 앞서 설명한 바와 같이 이와 같은 근사에는 근본적인 문제점이 있다.

2.2 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형의 문제점

서론에서 언급했듯이, 실험에서 측정된 복소 강성 계수는 전달 강성 계수인 반면, 식 (1)의 복소 강성 계수는 구동점 강성 계수이다. 진동 절연 요소의 관성 효과가 무시되어질 수 있는 경우 전달 강성 계수와 구동점 강성 계수는 동일하게 되지만, 환형 통로 내의 유체의 관성 효과가 기계적 모형 내의 집중 질량 요소로 묘사되어지는 경우 구동점 강성 계수와 전달 강성 계수는 일치하지 않게 된다. 따라서 실험을 통해 측정된 전달 강성 계수를 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형으로부터 유도된 구동점 강성 계수와 비교하는 것은 근본적으로 논리적인 모순을 갖는다.

Fig. 3에서와 같이 유체 봉입 마운트의 한쪽 끝이 지면과 같이 고정된 구조물에 부착된 경우라면, 전달력(transmitted force) F_T 은 유체 봉입 마운트를 포함하는 동역학계에 영향을 미치지 않기 때문에 전달 강성 계수와 구동점 강성 계수를 구분하는 것은 중요하지 않다. 그러나, 유체 봉입 마운트가 엔진과 움직이는 구조물인 차체 사이에 위치하는 경우에는 전달력이 전체 동역학계에 영향을 미치게 되고 따라서 전달 강성 계수와 구동점 강성 계수 간의 차이가 동역학계의 해석에 영향을 미치게 된다.

Fig. 4는 움직이는 구조물 사이에 위치한 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형을 보여주고 있다. Fig. 4

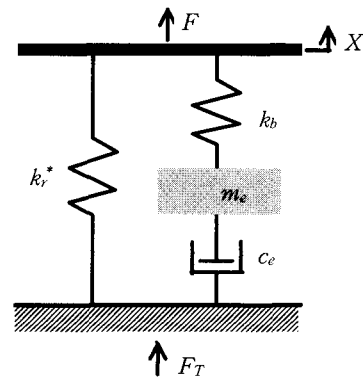


Fig. 3 Mechanical model for hydraulic mount with an end fixed

와 같이 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형의 힘-변위 관계를 완전하게 나타내기 위해서는 식 (2)의 강성 행렬이 사용되어야 한다.

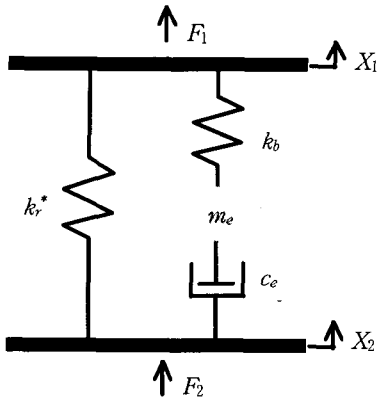


Fig. 4 Mechanical model for hydraulic mount with both ends moving

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11}^* & -K_{12}^* \\ -K_{21}^* & K_{22}^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix}$$

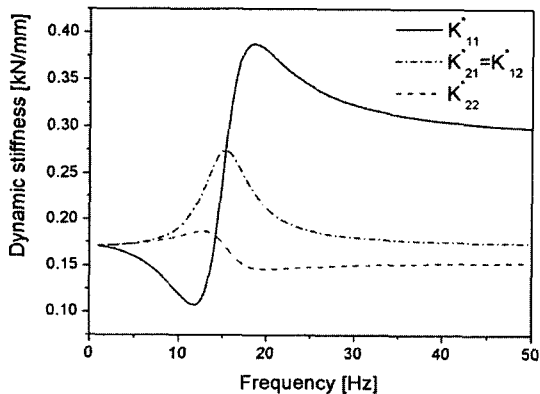
$$K_{11}^* = \left. \frac{F_1}{X_1} \right|_{X_2=0} = k_r^* + k_b \frac{-m_e \omega^2 + j c_e \omega}{k_b - m_e \omega^2 + j c_e \omega}$$

$$K_{22}^* = \left. \frac{F_2}{X_2} \right|_{X_1=0} = k_r^* + j c_e \omega \frac{k_b - m_e \omega^2}{k_b - m_e \omega^2 + j c_e \omega} \quad (2)$$

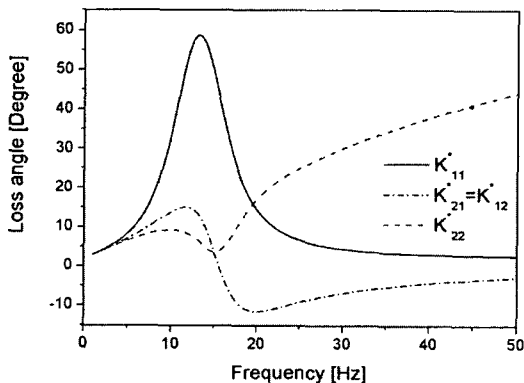
$$K_{12}^* = \left. \frac{F_1}{X_2} \right|_{X_1=0} = k_r^* + k_b \frac{j c_e \omega}{k_b - m_e \omega^2 + j c_e \omega} = \left. \frac{F_2}{X_1} \right|_{X_2=0} = K_{21}^*$$

Fig. 5는 Fig. 4의 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형의 두 개의 구동점 강성 계수와 하나의 전달 강성 계수를 보여준다. 복소 강성 계수 측정치에 대응하는 전달 강성 계수 K_{21}^* 는 실험 결과를 전혀 묘사하지 못하는 것을 알 수 있다.

또한 Fig. 5는 움직이는 구조물 사이에 장착되는 진동 절연 요소의 모형으로 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형을 적용할 경우, 기존의 연구에서와 같이 한 개의 구동점 복소 강성 계수 K_{11}^* 뿐만 아니라, K_{22}^* 과 K_{21}^* (또는 K_{12}^*)를 이용하여 그 동특성을 묘사하여야 함을 보여주고 있다.



(a) Dynamic stiffness



(b) Loss angle

Fig. 5 Complex stiffnesses of mechanical model with lumped mass for hydraulic mount

3. 유체 봉입 마운트의 동특성 규명을 위한 개선된 실험 방법

3.1 유체 봉입 마운트의 힘-변형 관계 측정 실험

유체 봉입 마운트의 힘-변형 관계를 완전히 파악하기 위해서는 식 (2)의 강성 행렬의 모든 요소를 측정하여야 하므로, 구동점에서의 힘을 측정하는 것은 물론 구동점과 전달점을 바꾸어 실험하는 것을 통해 강성 행렬의 각 요소를 측정해야 한다. Fig. 6은 식 (2)의 강성 행렬을 측정하기 위한 실험시 변위 가진의 위치와 힘 측정 위치를 보여주고 있는데, 한쪽 편에서의 변위 가진시 반대편의 변위는 고정시켰으며, 이때 전달점 뿐 아니라, 구동점에도 힘 변환기를 삽입하여 힘을 측정하였다.

3.2 구동점에서의 힘 측정시 시험 지그에 의한 관성력 보상

유체 봉입 마운트의 힘-변형 관계를 파악하기 위한

강성 행렬 측정 실험시 고려해야 할 사항은 유압 구동 기쪽, 즉 구동점에서의 힘 측정시 시험 지그에 의한 관성력 효과이다. 유체 봉입 마운트를 시험 지그에 장착하고, 시험 지그와 유압 구동기 사이에 힘 변환기를 장착하는 경우 측정되는 힘에는 시험 지그에 의한 관성력 효과가 포함되므로 이를 보정해야 한다.

예를 들어, 유체 봉입 마운트에서 유체를 제거한 경우에는 주 고무 부분만의 특성이 나타나고, 관심 주파수 범위인 1~50 Hz에서는 주 고무 부분의 관성 효과를 무시할 수 있으므로 조화 가진 하에 양단에서 힘을 측정하면 동일하게 측정되어야 함에도 불구하고, 구동점에서 측정되는 힘에는 시험 지그에 의한 관성력이 포함되게 되는데, Fig. 7은 이를 보여주고 있다. Fig. 7에서 점선은 유체를 제거한 마운트의 전달점에서의 힘을 나타내며, 실선은 구동점에서의 힘을 나타내는데, 그 차이가 시험 지그의 관성력 즉, 주

파수의 이차 함수 형상으로 나타남을 관찰할 수 있다. 따라서 시험 지그의 질량을 유체를 제거한 마운트의 전달점과 구동점에서 측정되는 힘의 차이를 곡선 접합하여 구할 수도 있다. 요약하면 구동점에 힘 변환기를 삽입하여 힘을 측정하는 경우에는 직접 측정 또는 위와 같은 방식으로 시험편 양단의 시험 지그의 질량을 평가하여 구동점에서 측정된 힘을 보정하여야 한다.

3.3 실험 결과

실제 유체 봉입 마운트의 힘-변형 관계를 규명하기 위하여 3.1절에서 설명한 방법으로 강성 행렬의 각 요소를 측정하였다.

Fig. 8은 3.2절에서 설명한 바와 같이 구동점에서 측정된 힘에 시험 지그에 의한 관성력을 보정한 후 추출한 강성 행렬의 측정 결과인데, 강성 행렬의 각 요소는 모두 거의 일치하는 결과를 보여주고 있다. 이 실험 결과로부터 유체 봉입 마운트는 세 개의 독립

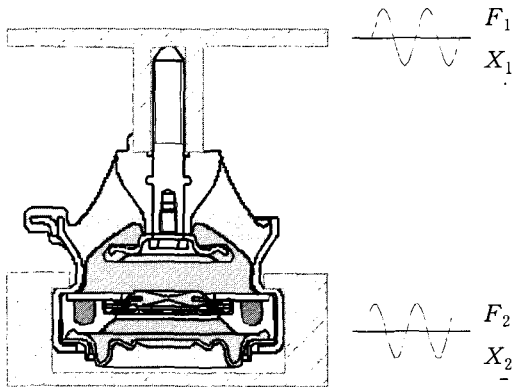
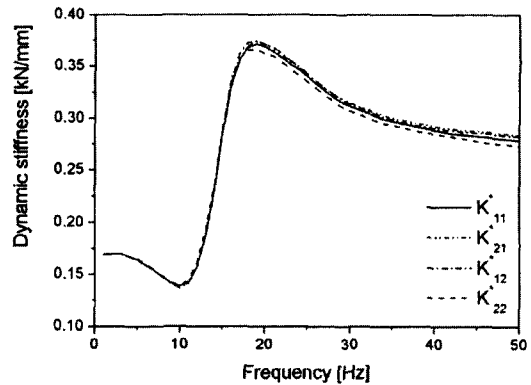


Fig. 6 Improved experimental setup for hydraulic mount with force measurements at both ends



(a) Dynamic stiffness

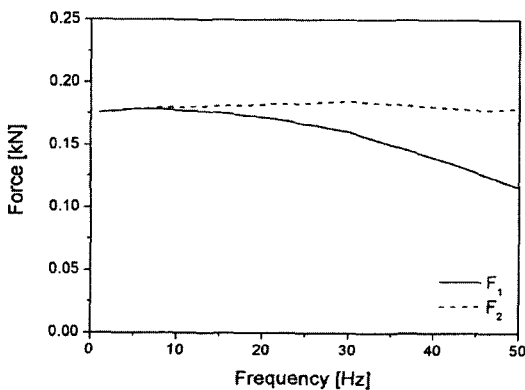
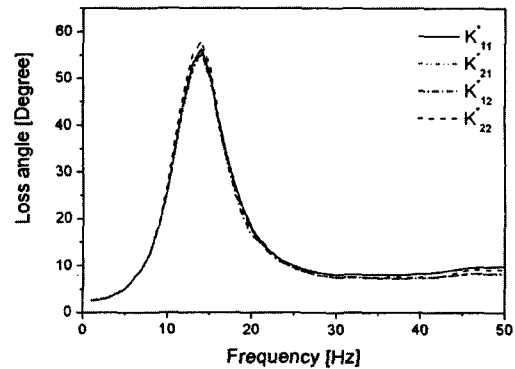


Fig. 7 Comparison of force at driving point and driven point



(b) Loss angle

Fig. 8 Complex stiffnesses of hydraulic mount

립적인 복소 강성 계수가 아니라, 하나의 복소 강성 계수를 사용하여 그 강성 및 감쇠 특성을 나타낼 수 있음을 확인할 수 있으며, 따라서 유체 봉입 마운트의 강한 주파수 의존성은 환형 통로를 흐르는 유체 유동의 관성 및 감쇠 효과에 의한 것임에도 불구하고, 그 관성 효과가 명시적으로 드러나지 않음을 알 수 있다.

또한 Fig. 5와 Fig. 8을 비교하면 알 수 있듯이 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형은 유체 봉입 마운트의 힘 전달 특성을 제대로 묘사하고 있지 못함을 확인할 수 있다. 그러나, 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형을 구성하는 경우 양단에서의 힘은 집중 질량 요소의 관성력만큼 차이가 나게 되므로 유체 봉입 마운트의 힘-변형 관계를 묘사할 수 없고, 집중 질량 요소를 포함하지 않고서는 측정된 복소 강성 계수가 보이는 강한 주파수 의존성을 유도하는 반공진(anti-resonance) 현상을 설명하기 어려운 문제점이 존재한다.

4. 개선된 실험 방법에 근거한 유체 봉입 마운트의 대진폭 진동시 동적 모형

3.3절의 실험 결과로부터 대진폭 가진 하의 유체 봉입 마운트의 힘-변형 관계를 묘사하기 위한 모형으로 기존의 문헌들에서 사용되고 있는 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형은 모순점이 있음을 확인할 수 있었다. 이에 대한 대안으로 본 연구에서는 Fig. 9의 수력학적 모형을 사용하고자 하는데, 이와 유사한 형태의 수력학적 모형을 기존 연구들로부터 찾아볼 수 있다.^(7, 10-13)

Fig. 9에서 A_p 는 조화 가진 하의 플런저 및 주 고무 부분의 거동을 피스톤의 왕복 운동으로 근사화할 경우 등가 피스톤 면적을 나타낸다. X 의 변위 가진 입력시 유체는 상부 유실과 하부 유실 사이를 유동하게 되는데, X_p 는 상·하부 유실에서의 유체 유동에 대응하는 피스톤 변위를 나타낸다. P_1 과 P_2 는 각각 상부 유실과 하부 유실의 계기압력(gage pressure)이다.

Fig. 9의 수력학적 모형에서 ①~④지점에서의 힘 평형 방정식은 다음과 같다.

$$F = k_r^* X + k_b (X - X_p) \tag{3}$$

$$F_T = k_r^* X + A_p (P_2 - P_1) + k_{bel} X_p \tag{4}$$

$$A_p P_1 = k_b (X_p - X) \tag{5}$$

$$A_p P_2 = -k_{bel} X_p \tag{6}$$

고무 막의 강성 계수 k_{bel} 은 무시할 수 있으므로 실제로 하부 유실의 압력은 대기압과 거의 동일하다. 식 (3~6)으로부터 수력학적 모형 양단에서의 힘은 서로 동일함($F = F_T$)을 쉽게 확인할 수 있는데, 이것은 Fig. 8에 나타낸 유체 봉입 마운트의 강성 행렬 측정치를 묘사하기 위한 모형의 필요 조건이라 할 수 있다.

또한 상부 유실과 하부 유실의 압력차에 의한 힘은 다음과 같이 나타낼 수 있다.^(7, 10, 13)

$$A_p (P_2 - P_1) = -m_e \omega^2 X_p + j \omega c_e X_p \tag{7}$$

식 (7)은 환형 통로를 흐르는 유체 유동에 대한 연속 방정식(continuity equation)과 운동량 방정식(momentum equation)으로부터 유도될 수 있다.^(11, 12) 식 (3~7)로부터 식 (8)의 복소 강성 계수를 유도할 수 있다.

$$K^*(\omega) = \frac{F}{X} \text{ or } \frac{F_T}{X} = k_r^* + k_b \frac{-m_e \omega^2 + j c_e \omega}{k_b - m_e \omega^2 + j c_e \omega} \tag{8}$$

식 (8)에서 알 수 있듯이 수력학적 모형은 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형과는 달리 유체 봉입

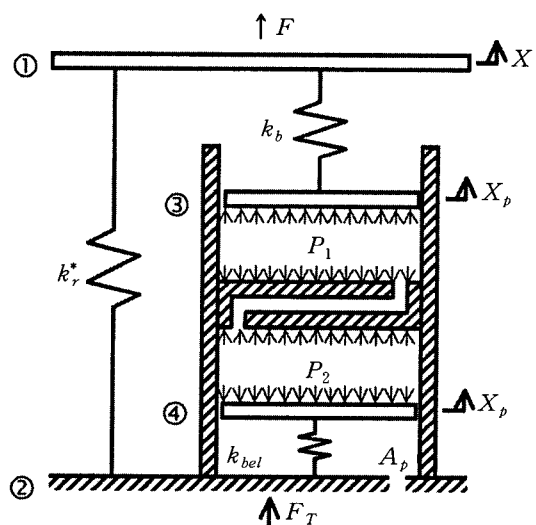


Fig. 9 Hydraulic model for hydraulic mount

마운트의 힘-변형 관계를 실험 결과에서와 같이 하나의 복소 강성 계수로 표현할 수 있음을 보여준다. 또한 식 (8)은 Fig.2와 Fig.8에서 알 수 있듯이 유체 봉입 마운트의 동특성을 충실히 묘사할 수 있으므로, 유체 봉입 마운트의 올바른 동적 특성화를 위해서는 기존의 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형이 아닌 수력학적 모형이 사용되어야 할 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 기존 문헌들^(2, 4~9)에서 사용되고 있는 유체 봉입 마운트의 대진폭 진동시 동적 모형인 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형의 문제점을 지적하고, 유체 봉입 마운트의 동특성 규명을 위해 개선된 실험 방법으로 강성 행렬을 측정하였다. 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형의 강성 행렬과 실제 유체 봉입 마운트의 강성 행렬 측정치를 비교하는 것을 통해, 집중 질량 요소를 갖는 기계적 모형은 유체 봉입 마운트의 대진폭 진동시 동적 모형으로 부적절함을 확인하였으며, 이에 대한 대안으로 수력학적 모형 및 이로부터 유도된 복소 강성 계수 모형을 사용할 수 있음을 보였다. 또한 실제 유체 봉입 마운트의 강성 행렬 측정을 통해 유체 봉입 마운트의 강한 주파수 의존성은 환형 통로를 흐르는 유체 유동에 의한 관성 및 감쇠 효과에 기인함에도 불구하고, 그 관성 효과는 명시적으로 드러나지 않고 숨어 있음을 확인할 수 있었다.

참 고 문 헌

(1) Yu, Y., Naganathan, N. G. and Dukkipati, R. V., 2001, "A Literature Review of Automotive Vehicle Engine Msystems," *Mechanism and Machine Theory*, 36, pp. 123~142.
 (2) Brach, R. M. and Haddow, A. G., "On the Dynamic Response of Hydraulic Engine Mounts," SAE Paper 931321.
 (3) Kim, G. and Singh, R., 1995, "A Study of Passive and Adaptive Hydraulic Engine Mount Systems with Emphasis on Non-linear Characteristics,"

Journal of Sound and Vibration, Vol. 179, No. 3, pp. 427~453.

(4) Bernuchon, M., "A New Generation of Engine Mounts," SAE Technical Paper Series 840259.

(5) Flower, W. C., "Understanding Hydraulic Mounts for Improved Vehicle Noise, Vibration and Ride Qualities," SAE Technical Paper Series 850975.

(6) Ushijima, T., Takano, K. and Kojima, H., "High Performance Hydraulic Mount for Improving Vehicle Noise and Vibration," SAE Technical Paper Series 880073.

(7) Singh, R., Kim, G. and Ravindra, P. V., 1992, "Linear Analysis of Automotive Hydro-mechanical Mount with Emphasis on Decoupler Characteristics," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 158, No. 2, pp. 219~243.

(8) Colgate, J. E., Chang, C.-T., Chiou, Y.-C., Liu, W. K. and Keer, L. M., 1995, "Modelling of a Hydraulic Engine Mount Focusing on Response to Sinusoidal and Composite Excitations," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 184, No. 3, pp. 503~528.

(9) 안영공, 송진대, 양보석, 김동조, 2002, "인공생명 알고리즘을 이용한 유체마운트의 최적설계," 한국소음공학회논문집, 제 12 권 제 8 호, 598~608.

(10) Geisberger, A., Khajepour, A. and Golnaraghi, F., 2002, "Non-linear Modeling of Hydraulic Mounts : Theory and Experiment," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 249, No. 2, pp. 371~397.

(11) 김철순, 1989, "유체 봉입 엔진 마운트의 동특성 해석," 한국과학기술원, 기계공학과, 석사학위논문.

(12) 이준화, 김광준, 원광민, 강구태, 2001, "유체 봉입 마운트 선형 모형의 해석적 구성 기법," 대한기계학회 춘계학술대회논문집(B), pp. 410~415.

(13) Kim G. and Singh, R., 1993, "Nonlinear Analysis of Automotive Hydraulic Engine Mount," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Transactions of the ASME, 115, pp. 482~487.