대한기계학회 2001년도 춘계학술대회논문집 B pp. 410~415 KSME 01S225

유체 봉입 마운트 선형 모형의 해석적 구성 기법

이준화*. 김광준*. 원광민**. 강구태**

An Analytic Technique for Making a Linear Model of a Hydraulic Mount

Jun-Hwa Lee, Kwang-Joon Kim, Kwang-Min Won and Koo-Tae Kang

Key Words : Hydraulic Mount(유체 봉입 마운트), Linear Model (선형 모형).

Abstract

Hydraulic mounts have been used as an alternative to the conventional rubber mounts for they can provide more desirable stiffness and damping properties which may vary with frequency and excitation amplitude. Although a lumped-parameter non-linear model of the hydraulic mount developed by a simple fluid dynamic analysis can be successfully used for representing the inertia track dynamics, a linear model is still preferred. In this paper, an analytic technique for making a linear model of the hydraulic mount is proposed.

1. 서 론

엔진 마운트는 높은 주파수 영역에서의 작은 가진 진폭 하에서는 작은 강성 및 감쇠를 가지고, 낮은 주파수 영역에서의 큰 가진 진폭 하에서는 큰 강성 및 감쇠를 가지는 것이 요구되나[1], 기존의 고무 마운트는 가진 진폭 및 주파수에 거의 무관하게 일정한 강성 및 감쇠를 가지고 있어 엔진 마운트에 요구되는 위의 두 가지 조건을 만족시키는 데에는 부족함이 있다. 이러한 단점을 해결하기 위한 방법으로 유체 봉입 마운트가 사용되고 있는데, 유체 봉입 마운트는 유체의 관성 및 감쇠 효과를 이용하여 특히 낮은 주파수 영역에서의 큰 가진 진폭 하에서 큰 감쇠가 나타나게 할 수 있는 등 고무 마운트에 비해 보다 적절히 엔진 마운트에 요구되는 조건을 만족시킬 수 있는 장점을 가지고 있다.

이러한 유체 봉입 마운트를 사용하는 엔진/마운트 계의 동적 해석을 위해서는 유체 봉입 마운트의 강성 및 감쇠 특성을 적절히 묘사할 수 있는 모형을 구성하여야 한다. 위에서 기술한 것과 같이 유체 봉입 마운트는 대진폭 가진 하의 특성과 소진폭 가진 하의 특성이 전혀 다르게 나타나게 되는데, 본 논문에서는 이 중 대진폭 가진 하의 특성을 묘사하기 위한 선형 모형을 해석적으로 구성하는 기법에 대해 다루고자 한다.

* 한국과학기술원 기계공학과
** 현대자동차 소음진동팀

2. 유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수

2.1 유체 봉입 마운트의 구조

다양한 구조의 유체 봉입 마운트가 사용되고 있으나, 본 논문에서는 Fig. 1 에서와 같이 한 개의 환형 통로(circular track or inertia track)와 분리기(decoupler)를 가지는 유체 봉입 마운트에 대해 선형 모형을 구성하는 절차를 보이고자 한다.

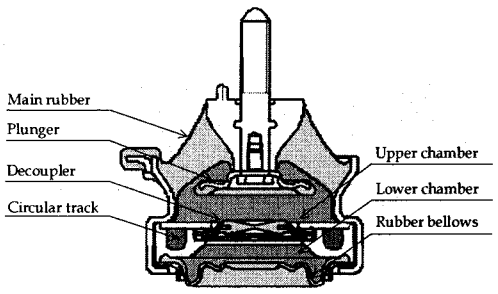


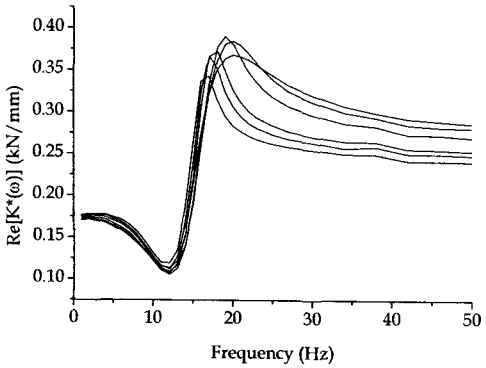
Fig. 1. Schematic diagram of hydraulic mount

Fig. 1 에서 알 수 있듯이 대상 유체 봉입 마운트는 주 고무 부분(main rubber)과 유체로 채워져 있는 상부 유실(upper chamber) 및 하부 유실(lower

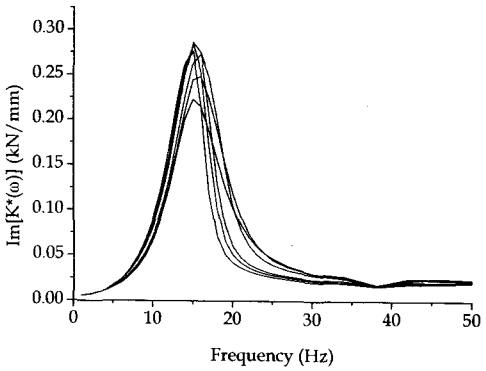
chamber), 상부 유실과 하부 유실 간의 유체의 이동 경로인 환형 통로, 그리고 플런저(plunger), 분리기, 하부 유실을 이루는 고무 막(rubber bellows) 등으로 구성되어 있다.

2.2 유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수

유체 봉입 마운트의 강성 및 감쇠 특성은 주파수의 함수인 복소 강성 계수(complex stiffness)로 적절히 나타내어질 수 있는데, 이것은 조화 가진 실험을 통해 측정할 수 있다. 대진폭 가진 하에 측정한 복소 강성 계수를 Fig. 2 에 나타내었다.



a) Real part



b) Imaginary part

Fig. 2. Complex stiffness of hydraulic mount

Fig. 2 에서 알 수 있듯이 유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수는 실수부인 동강성 계수(dynamic stiffness)의 경우 대체적으로 주파수가 증가함에 따라 감소하다가 10~20Hz 구간에서 급격히 증가한 후 다시 감소하며 특정 값으로 수렴하는 특성을 보이며, 감쇠 특성을 나타내는 허수부의 경우 15~16Hz 에서 극대값을 갖는 등 주파수에 따라 그 특성이 크게 변하고 있음을 확인할 수 있다.

3. 유체 봉입 마운트의 비선형 모형

Fig. 2 에서 알 수 있듯이 유체 봉입 마운트의 강성 및 감쇠 특성은 강한 주파수 의존성을 보이는데, 유체 봉입 마운트의 구성 요소 중 환형 통로가 위의 특성에 대한 지배적인 역할을 한다[1]. 참고 문헌[2]에서는 간단한 유체 역학 해석을 통하여 이에 대한 집중 매개 변수(lumped-parameter) 모형을 구성하였는데, 본 장에서는 약간의 수정이 포함된 내용을 반복하고자 한다. 이후 구체적으로 논의되겠으나, 이 모형은 비선형 모형이 된다.

3.1 수력학적 모형

대진폭 가진 하의 유체 봉입 마운트의 거동을 설명하기 위한 수력학적 모형을 Fig. 3 에 나타내었다.

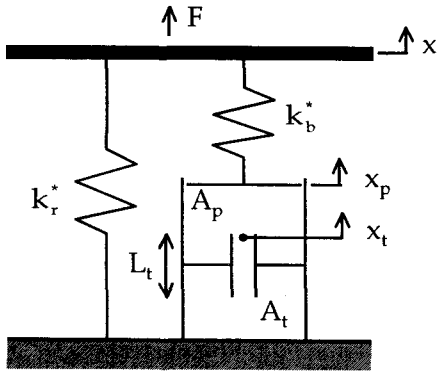


Fig. 3. Hydraulic model of hydraulic mount

Fig. 3 에서 k_r^*와 k_b^*는 각각 주 고무 부분의 복소 강성 계수 및 복소 팽창 강성 계수(complex bulk stiffness)를 나타낸다. 주 고무 부분만의 복소 강성 계수는 유체를 제거한 마운트의 복소 강성 계수를 측정하는 것으로 얻을 수 있으나, 낮은 주파수에서는 유체에 의한 효과가 거의 없으므로, 예를 들어 Fig. 2 에서 1Hz 에서의 복소 강성 계수를 주 고무 부분의 복소 강성 계수로 취할 수 있다. 즉, 식(1)과 같이 구할 수 있다.

$$k_r^* = k_r(1+j\eta_r) = K^*(\omega)\big|_{\omega=2\pi\times1} \qquad (1)$$

여기서, k_r 은 주 고무 부분의 동강성 계수이고, $j=\sqrt{-1}$ 이며, η_r 은 손실률을 의미한다.

유체 봉입 마운트의 주 고무 부분은 위의 경우와 같이 주로 전단 변형을 받는 상태 하의 강성 계수 외에, 유체의 압력에 의한 팽창 강성 계수의 형태로도 유체 봉입 마운트의 특성에 영향을 미치게 된다. 환형 통로로의 유체 유동이 원활하게 되지 못하는 경우 비압축성으로 볼 수 있는 유체

는 주 고무 부분의 체적 변형을 유발하게 되는데, 주 고무 부분의 팽창 강성 계수는 이러한 변형 하에서의 강성 계수라 할 수 있다. 이러한 상황은 환형 통로를 의도적으로 차단함으로써 적극적으로 구현할 수 있으나, 또한 같은 상황이 전형적으로 높은 주파수에서 발생한다고 볼 수 있으므로, 예를 들어 Fig. 2 에서 50Hz 에서의 동강성 계수로부터 주 고무 부분의 동강성 계수를 빼어 이를 주 고무 부분의 동팽창 강성 계수(dynamic bulk stiffness)로 취할 수 있다. 즉, 식(2)와 같이 구할 수 있다.

$$k_b = k_H - k_r,$$
$$k_b^* = k_b(1+j\eta_b), \qquad (2)$$
$$k_H^* = k_H(1+j\eta_H) = K^*(\omega)\big|_{\omega=2\pi\times 50}$$

복소 팽창 강성 계수 중 감쇠와 관련된 손실률에 대해서는 체계적으로 설명하는 것에 어려움이 있으나, 식(3)과 같이 추정해 볼 수 있다.

$$\eta_b = \eta_H - \eta_r \quad \text{or} \qquad (3)$$
$$\eta_b = (k_H\eta_H - k_r\eta_r)/k_b \;\leftarrow\; k_b^* = k_H^* - k_r^*$$

A_p 는 가진 하의 플런저 및 주 고무 부분의 거동을 피스톤의 왕복 운동으로 근사화할 경우 등가 피스톤 면적을 나타낸다[3]. A_t는 환형 통로의 단면적, L_t는 환형 통로의 유로 길이를 나타낸다. x의 가진 입력시 유체는 상부 유실과 하부 유실 사이를 유동하게 되는데, x_p 는 상·하부 유실에서의 유체 유동에 대응하는 피스톤 변위를 나타내고, x_t는 환형 통로에서의 유체 유동에 대응하는 변위를 나타낸다.

3.2 등가 기계 모형(비선형 모형)

3.1 절의 수력학적 모형을 가지고 대진폭 가진 하의 환형 통로를 통한 유체의 유동을 해석하면 다음과 같다. 환형 통로를 통해 유체가 흐를 때 유동에 의한 압력 강하는 유체의 관성, 마찰에 의한 손실, 입구 및 출구에서의 부차 손실 등에 의해 생기게 된다. 유체가 비압축성이라 가정하면 유동은 다음의 연속 방정식을 만족한다.

$$A_p\dot{x}_p = A_t\dot{x}_t (\equiv A_t u) \qquad (4)$$

또 운동량 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다[4].

$$\rho\frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial l} - \frac{f}{D_h}\frac{\rho}{2}|u|u \qquad (5)$$

여기서 ρ는 유체의 밀도, u 는 환형 통로에서의 평균 유속, p 는 압력, l은 유선을 따라 설정한 좌표, f 는 마찰 계수, D_h 는 환형 통로의 수력학적 지름을 나타낸다.

식(5)에서 $\partial p/\partial l \approx (p_o - p_i)/L_t$ 로 근사화하고, u=u(t)라 가정하면 식(5)는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$p_i - p_o = \rho L_t\dot{u} + f\frac{L_t}{D_h}\frac{\rho}{2}|u|u \qquad (6)$$

여기서 p_i 는 환형 통로 입구에서의 압력, p_o 는 환형 통로 출구에서의 압력을 나타낸다. 식(6)에서 환형 통로의 입구 및 출구에서의 부차 손실을 고려하여 상부 유실과 하부 유실 사이의 압력차를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta p = \rho L_t\dot{u} + \left(f\frac{L_t}{D_h} + K\right)\frac{\rho}{2}|u|u \qquad (7)$$

여기서 $\Delta p = p_i - p_o$ 이고, K 는 부차 손실 계수이다. 이 압력차에 의해 유체 봉입 마운트가 받는 힘 ΔF 를 연속 방정식을 이용하여 피스톤 변위 x_p 의 함수로 표현하면 다음과 같다.

$$\Delta F = A_p\Delta P$$
$$= \rho L_t A_t\left(\frac{A_p}{A_t}\right)^2\ddot{x}_p + \left(f\frac{L_t}{D_h} + K\right)\frac{\rho}{2}A_p\left(\frac{A_p}{A_t}\right)^2|\dot{x}_p|\dot{x}_p \qquad (8)$$

식(8)에서 마찰 계수 f 는 레이놀즈(Reynolds)수 Re 의 함수로 층류와 난류 영역에서 각각 다음과 같이 표현될 수 있다[5, 6].

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{for} \quad Re < 2300$$
$$= \frac{0.3164}{Re^{1/4}} \quad \text{for} \quad 4000 < Re < 10^5 \qquad (9)$$

여기서 레이놀즈 수 Re 는 다음과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{D_{eff}\,\bar{u}}{\nu} \qquad (10)$$

식(10)에서 D_{eff} 는 마찰 계수를 구할 때 사용하는, 수력학적 지름에 대한 보정 인자를 고려한 유효 지름으로 수력학적 지름과 다음의 관계가 있다.

$$D_{eff}/D_h = 1/\zeta \qquad (11)$$

여기서 ζ는 수력학적 지름에 대한 보정 인자로, 기본적으로 층류 이론을 전제로 하여 계산되는 값이나 난류 영역에서도 동일한 값을 사용하는 것이 수력학적 지름을 사용하는 것보다 더 정확하다고 알려져 있다[5].

식(10)에서 $\bar{u}$ 는 조화 가진 가정 하에 시간 평균한 환형 통로에서의 평균 유속으로, 연속 방정식을 이용하여 피스톤 진폭 X_p 의 함수로 표현하면 다음과 같다.

$$\bar{u} = \frac{\omega}{2\pi}\int_0^{\frac{2\pi}{\omega}}\left|\frac{A_p}{A_t}X_p\omega\cos\omega t\right|dt = \frac{2}{\pi}\frac{A_p}{A_t}X_p\omega \qquad (12)$$

식(10)에서 ν는 유체의 동점성 계수를 나타낸다.

식(9)에서 정의되지 않은 천이 영역에서의 마찰 계수는 Re_1(=2300)에서의 마찰 계수 f_1(=64/Re_1)과 Re_2(=4000)에서의 마찰 계수 f_2(= $0.3164/Re_2^{1/4}$)를 선형 보간하는 것으로 다음과 같이 근사화하였다.

$$f = \frac{f_2 - f_1}{Re_2 - Re_1}(Re - Re_1) + f_1 \text{ for } 2300 < Re < 4000 \quad (13)$$

마찰 계수 f는 식(9, 10, 12, 13)에서 알 수 있듯이 기본적으로 피스톤 진폭 X_p 및 주파수 ω의 함수이다.

식(8)에서 $|\dot{x}_p|\dot{x}_p$는 비선형 함수이므로 묘사 함수 해석(describing function analysis)[6]을 이용하여 선형화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} |\dot{x}_p|\dot{x}_p &= (X_p\omega)^2 |\cos\omega t|\cos\omega t \\ &\approx \left(\frac{\omega}{\pi} \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} |\cos\omega t|\cos\omega t \cdot \cos\omega t dt \right) (X_p\omega)^2 \cos\omega t \quad (14) \\ &= \frac{8}{3\pi} X_p \omega \dot{x}_p \end{aligned}$$

식(14)를 식(8)에 대입하면 가진 하에 상부 유실 및 하부 유실간의 압력차에 의해 유체 봉입 마운트가 받는 힘은 다음의 식으로 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta F \approx{}& \rho L_t A_t \left(\frac{A_p}{A_t}\right)^2 \ddot{x}_p \\ &+ \left(f\frac{L_t}{D_h} + K \right) \frac{\rho}{2} A_p \left(\frac{A_p}{A_t}\right)^2 \frac{8}{3\pi} X_p \omega \dot{x}_p \end{aligned} \quad (15)$$

식(15)를 피스톤 변위 x_p에 대한 등가 질량 및 등가 감쇠의 항으로 표현하면 다음과 같다.

$$\Delta F = m_e \ddot{x}_p + c_e \dot{x}_p \quad (16)$$

식(16)에서 등가 질량 m_e 및 등가 감쇠 계수 c_e는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$m_e \equiv \rho L_t A_t \left(\frac{A_p}{A_t}\right)^2 = m_t \left(\frac{A_p}{A_t}\right)^2 \quad (17)$$

$$c_e \equiv \left(f\frac{L_t}{D_h} + K \right) \frac{\rho}{2} A_p \left(\frac{A_p}{A_t}\right)^2 \frac{8}{3\pi} X_p \omega \quad (18)$$

식(17)에서 m_t는 환형 통로 내의 유체의 질량이다. 식(17, 18)에서 알 수 있듯이 등가 질량은 유체 봉입 마운트의 유체와 형상이 결정되면 상수로 정해지나, 등가 감쇠 계수는 피스톤 진폭 X_p 및 주파수 ω의 함수이다.

3.1 절의 수력학적 모형과 식(16)으로부터 대진폭 가진 하의 유체 봉입 마운트에 대한 등가 기계 모형을 Fig. 4 와 같이 구성할 수 있는데, 이에 대한 운동 방정식은 다음과 같다.

$$F = k_r^* X + k_b^* (X - X_p) \quad (19)$$

$$k_b^* (X - X_p) = -m_e \omega^2 X_p + j c_e \omega X_p \quad (20)$$

식(19, 20)으로부터 유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수를 다음의 식과 같이 구할 수 있다.

$$K^*(\omega) = F / X \quad (21)$$

그러나 식(18)에서 알 수 있듯이 c_e는 명시적으로도 X_p의 함수이고, f를 통해 암시적으로도 X_p의 함수이기 때문에 운동 방정식 (19, 20)은 비선형 연립 방정식이 된다.

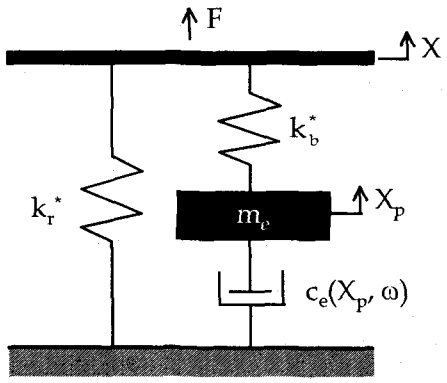


Fig. 4. Equivalent mechanical model (nonlinear model)

3.3 고정점 개념을 이용한 비선형 방정식 해법

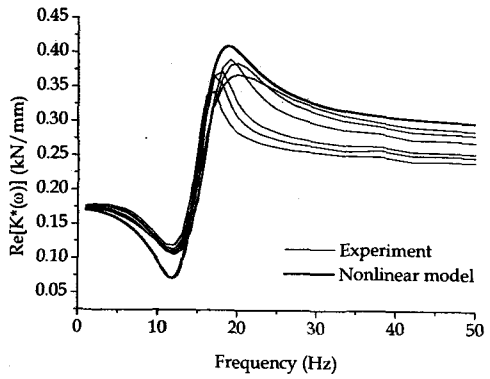
유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수를 식(21)을 이용해서 구하기 위해서는 식(19)와 식(20)을 동시에 풀어야 하는데, 3.2 절에서 설명한 바와 같이 식(20)의 우변의 두 번째 항에 있는 등가 감쇠 계수 c_e가 명시적으로, 또한 마찰 계수 f를 통해 암시적으로 피스톤 진폭 X_p의 함수이기 때문에 c_e가 상수일 때 사용하는 해법, 즉 선형 방정식을 푸는 해법으로는 등가 기계 모형의 운동 방정식을 풀 수 없다.

식(20)을 X_p에 대해 정리하면 다음과 같다.

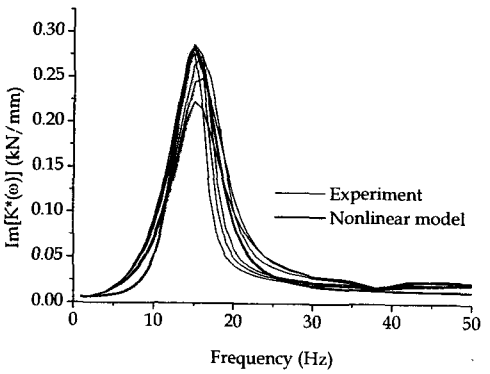
$$X_p = \frac{k_b^* X}{k_b^* - m_e \omega^2 + j c_e \omega} = \text{fn}(X_p) \quad (22)$$

식(22)의 세 번째 항에서 명시한 바와 같이 X_p는 c_e를 통해 다시 X_p의 함수가 된다. 이와 같은 방정식의 해를 함수 fn 에 대한 고정점(fixed point)이라 하는데, 이것은 그 해가 함수 fn 에 대해 변하지 않기 때문이다[7]. 이와 같은 형태의 방정식을 푸는 고전적인 방법 중의 하나는 연속적인 근사(successive approximation)를 이용하는 것인데, 즉 임의로 선정된 초기값 ${}^1X_p$를 가지고, ${}^2X_p$를 ${}^2X_p = \text{fn}({}^1X_p)$ 와 같이 계산하고, 이것을 ${}^{n+1}X_p = \text{fn}({}^nX_p)$ 와 같이 동일하게 반복해서 순차

적으로 수열 $\{^{n}X_p\}$를 만들고, 이 수열이 수렴하는 값을 방정식의 해로 구하는 것이다. 물론 수학적인 엄밀성을 위해서는 해의 존재성(existence) 및 일의성(uniqueness)을 보장하기 위한 증명을 수행해야 하나, 본 논문에서는 이에 대한 엄밀한 증명은 생략하고, 해의 존재성 및 일의성이 보장된다는 가정 하에 고정점 개념을 사용하여 비선형 운동 방정식의 해를 구하였다. 즉, 고정점 개념을 사용하여 식(22)로부터 X_p를 구하고, 이를 식(19)에 대입하여 F 를 구한 후, 식(21)을 이용하여 유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수를 구하였다. 이와 같이 계산한 유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수를 Fig. 5 에 나타내었다.



a) Real part



b) Imaginary part

Fig. 5. Complex stiffness predicted by nonlinear model

Fig. 5 에서 알 수 있듯이 비선형 모형으로 예측한 복소 강성 계수는 실험으로 측정한 유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수가 보이는 모든 정성적인 특성을 잘 묘사하고 있으며, 정량적으로도 대체적으로 만족할만한 결과를 보였다.

4. 유체 봉입 마운트의 선형 모형

3 장에서 살펴본 바와 같이 Fig. 4 의 등가 기계 모형은, 주 고무 부분의 특성을 유한 요소 해석 등을 통해 구할 경우[8], 유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수를 해석적으로 예측하는데 있어 만족할 만한 결과를 보일 것으로 사료되나, 이 등가 기계 모형에 대한 운동 방정식은 기본적으로 비선형 연립 방정식이므로 반복적인 계산을 피할 수 없다. 즉, 앞서 설명한 바와 같이 등가 감쇠 계수 c_e 의 처리 때문에 선형 모형을 구성할 수 없는 것인데, Fig. 6 에는 비선형 방정식을 풀어 구한 c_e 의 값을 나타내었다.

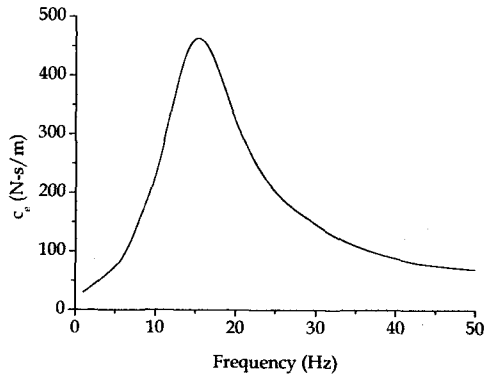


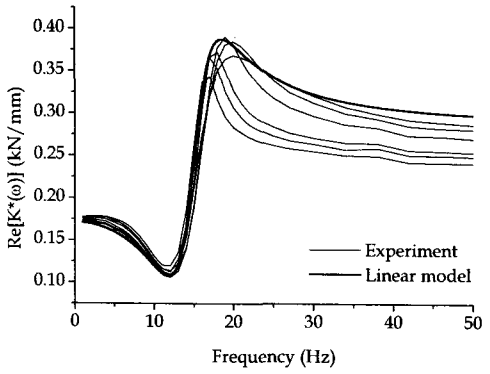
Fig. 6. Equivalent damping coefficient c_e

Fig. 6 에서 알 수 있듯이 등가 감쇠 계수는 특정 주파수에서 극대값을 가지는 특성을 나타냄을 알 수 있다. Fig. 4 의 등가 기계 모형은 유체의 효과를 1 자유도계로 모형화하고 있는데, 등가 감쇠 계수가 극대값을 가지는 주파수는 이 1 자유도계의 비감쇠 고유 진동수, 즉 $\omega_n = \sqrt{k_b / m_e}$ 와 거의 일치한다. 이러한 1 자유도계 모형에서는 그 감쇠가 주파수에 따라 변한다 하더라도 고유 진동수에서의 값만이 지배적인 역할을 하므로[9], 주파수에 따라 변하는 등가 감쇠 계수를 이 주파수에서의 값으로 대치할 수 있다. 이 경우 등가 감쇠 계수는 상수로 처리가 가능하기 때문에 선형 방정식을 푸는 해법으로 유체 봉입 마운트의 복소 강성 계수를 계산할 수 있다. 즉, 식(23)과 같이 구할 수 있다.

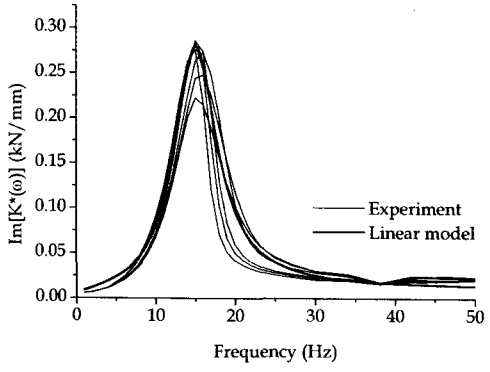
$$K^*(\omega) = k_r^* + k_b^* \frac{-m_e\omega^2 + j\omega\hat{c}_e}{k_b^* - m_e\omega^2 + j\omega\hat{c}_e} \qquad (23)$$

여기서 $\hat{c}_e$ 는 비감쇠 고유 진동수에서 취한 상수 등가 감쇠 계수를 의미한다. Fig. 7 에는 위의 방

법을 통해 구한 유체 봉입 마운트의 강성 및 감쇠 특성을 나타내었다.



a) Real part



b) Imaginary part

Fig. 7. Complex stiffness predicted by linear model

Fig. 7 에서 알 수 있듯이 전 주파수 영역에서 대체적으로 잘 일치하는 경향을 나타내었다. 이 경우는 Fig. 5 의 비선형 방정식을 풀어 얻은 결과보다 정량적으로 더 잘 일치하는 결과를 주었으나, 이와 같이 결과가 일반적으로 보장된다고는 할 수 없다. 다만 이 결과로부터 위와 같이 구성한 선형 방정식을 사용하여서도 유체 봉입 마운트의 강성 및 감쇠 특성을 충분히 묘사할 수 있음을 알 수 있다.

위에서 상수 등가 감쇠 계수 $\hat{c}_e$ 의 값은 비선형 방정식을 풀지 않고서는 알 수 없는 값이기 때문에, 본 장에서 논의한 선형 모형은 유체 봉입 마운트의 강성 및 감쇠 특성을 예측하기 위한 모형으로서 비선형 모형을 대치할 수는 없다. 그러나 이 모형은 원하는 모든 주파수에서 반복 계산을 해야 하는 비선형 모형과는 달리 특정 주파수에서 한 번의 반복 계산만으로 유체 봉입 마운트의 모형을 구성할 수 있기 때문에, 유체 봉입 마운트의 구성 요소의 치수 등의 변경에 대한 특성 변화 연구(parametric study) 등을 수행할 때 효율적인 계산이 가능하며, 주 고무 부분의 복소 강성 계수 및 복소 팽창 강성 계수를 보이트 모형(Voigt model)으로 등가화함으로써 시간 영역 모형을 해석적으로 구성할 수 있다는 장점이 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 유체 봉입 마운트의 대진폭 가진 하의 특성을 묘사하기 위한 선형 모형을 해석적으로 구성하는 기법에 대해 다루었다. 동일한 모형을 측정한 복소 강성 계수를 곡선 접합(curve fitting)함으로써 얻을 수 있음에도 불구하고, 본 논문에서 제시한 해석적 구성 방법은 유체 봉입 마운트의 설계 단계에서 그 특성을 예측하는데 있어 만족할만한 계산 효율을 가지고 사용될 수 있으며, 앞서 간단히 언급했으나, 시간 영역 모형 역시 같은 방법을 사용하여 해석적으로 구성할 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

(1) 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, 158(2), pp. 219-243.

(2) 김철순, 1989, *유체 봉입 엔진 마운트의 동특성 해석*, 한국과학기술원, 기계공학과, 석사학위논문.

(3) 이용욱, 1995, *전자석 구동기를 이용한 능동 엔진 마운트의 동적 해석 및 설계*, 한국과학기술원, 기계공학과, 석사학위논문.

(4) Ushijima, T. and Dan, T., "Nonlinear B.B.A. for predicting vibration of vehicle with hydraulic engine mount," SAE paper No. 860550.

(5) White, F. M., 1999, *Fluid mechanics*, 4th ed., McGraw-Hill.

(6) Merritt, H. E., 1967, *Hydraulic control systems*, John Wiley & Sons.

(7) Luenberger, D. G., 1969, *Optimization by vector space methods*, John Wiley & Sons.

(8) 임홍재, 최동운, 이상범, 1999, "유압 엔진 마운트의 동특성 해석 컴퓨터 시뮬레이션 방법 연구," 한국소음진동공학회지, 9(1), pp. 42~48.

(9) Crandall, S. H., 1970, "The role of damping in vibration theory," Journal of sound and vibration, 11(1), pp. 3~18.