

유체봉입 마운트의 유로 조절에 따른 진동감쇠 성능향상

Dynamic Analysis of Switchable Hydraulic Engine Mount with an Inertia Track and a Decoupler

안 영 공[†]

Young Kong Ahn

(Received October 27, 2016 ; Revised December 29, 2016 ; Accepted December 29, 2016)

Key Words : Hydraulic Engine Mount(유체 마운트), Switchable Mount(변환구조 마운트), Vibration Isolation(진동 감쇠), Dynamic Stiffness(동강성), Transmissibility(전달률)

ABSTRACT

This paper describes switching method of the cross-sectional area of the fluid passage way to improve the performance of a hydraulic engine mount with an inertia track and a decoupler. The mount has nonlinear dynamic characteristics depending on the vibrational frequency and amplitude. For the convenience of analysis, two linear motion equations were derived on the basis of the mechanical model according to the low-and high-frequencies. The properties of the transmissibility and dynamic stiffness derived from the equations were investigated according to switching the cross-sectional area of the inertia track and decoupler. Switching method of the cross-sectional area can be derived from the transmissibility plot. In comparison between transmissibility of passive and switchable mounts with an inertia track and a decoupler, the performance of the switchable mount is improved greatly than the passive mount. The resonant peak is remarkably reduced in the high frequency region.

1. 서 론

내연기관 차량의 엔진 마운트는 최근 연비향상 기술과 연계되면서 보다 많은 성능 요구조건을 갖추어야 한다. 즉, 자동차의 연비향상을 위해서 가변 실린더 엔진을 사용하게 되었고, 구동 실린더 개수에 따라서 적응적으로 엔진 진동을 감쇠시켜야 하므로 능동형 엔진 마운트가 개발 및 상용화되었다⁽¹⁾. 능동형 엔진 마운트 개발과 관련된 연구들은 90년대 초부터 미국 및 일본 기업 중심으로 연구가 진행되어져 왔다⁽²⁻⁴⁾. 국내의 경우 대학에서 연구를 해왔

고⁽⁵⁾, 기업에서는 2007년 후반 참고문헌⁽¹⁾의 벤치마킹을 바탕으로 연구를 추진하였지만⁽⁶⁾, 성공적인 상용화에 대한 결과는 보고되지 않았다.

엔진 마운트는 초기의 단순 고무 마운트를 시작으로 고무마운트의 성능을 향상시키기 위해 유체마운트(fluid mount, hydraulic mount)에 대한 연구가 80년대 초부터^(7,8) 지속적으로 개발 되어왔다. 마운트는 엔진의 고정 및 진동소음의 감쇠라는 두 가지의 기능을 가져야 하는데, 엔진의 고정 기능을 향상시키기 위해 강성을 높게, 진동 및 소음의 감쇠 기능을 높이기 위해서는 강성대미 감쇠를 높여야 한다. 문제는 강성 및 감쇠를 높이면 엔진으로부터 진

[†] Corresponding Author; Member, KITECH(Korea Institute of Industrial Technology)
E-mail : blueahn@kitech.re.kr

[‡] Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

동 및 소음이 자체와 운전자에게로 전달되는 비율이 높아지는 문제점도 있다. 따라서, 엔진 마운트는 정적으로는 엔진을 강하게 고정할 수 있는 기능과, 동적으로는 유연한 기능이 요구되어진다.

고무 마운트의 성능을 향상시키고, 문제의 주파수 진동을 효과적으로 감소시키기 위해서 고무 마운트의 내부에 2개의 챔버와 챔버 사이로 이동하는 유체 이동통로(유로)를 설계하여 유체의 작동(동흡진기 효과)을 이용하는 유체봉입 마운트가 개발되었다. 유체작동이 문제 주파수의 진동을 감소시킬 수 있지만, 유체에 의해서 또 다른 주파수의 진동 피크가 발생하여 상대적으로 고주파수 영역에서의 소음 감소 성능이 저하되는 문제가 발생한다. 초기 유체봉입 마운트의 내부에는 상대적으로 길이가 긴 유로 inertia track이 설계되어 큰 진폭의 저주파수 진동을 저감시켰지만, 그 후 고주파수의 진동감쇠 성능을 향상시키기 위하여 상대적으로 길이가 짧은 유로 Decoupler를 설계하여 저진폭의 고주파수 진동을 저감시킬 수 있게 되었다.

고무의 비선형 특성으로 인하여 유체봉입 마운트는 진동주파수 및 진동 진폭에 의존하는 비선형 동특성이 나타나므로⁽⁹⁻¹¹⁾, 해석의 편의성을 위해서 진폭이 큰 저주파수 및 진폭이 작은 고주파수에 따라서 마운트의 수학적 모델을 개발하여 마운트의 동특성 해석을 수행하였다⁽¹⁰⁾.

엔진 마운트의 성능을 향상시킨 마운트가 상용화 되기 위해서는 마운트의 성능이 극대화되는 것도 중요하지만, 제품을 구성하는 가격도 중요하다. 또한, 능동형 엔진 마운트의 경우 차량에 탑재된 후에 구동 액추에이터가 작동하는 과정에 전기적 에너지의 과도한 소비로 인하여 엔진의 연비 저감에 대한 역효과 문제도 고려되어야 한다. 따라서, 진동저감 성능의 극대화를 위해서 불필요한 진동 제어를 수행하지 않고 수동적으로 해결 가능한 진동감쇠 기능을 극대화시키며 수동적으로 해결이 곤란한 진동피크를 능동적인 방법으로 감소시키는 전략이 필요하다.

따라서, 이 연구에서는 특정 엔진 및 차량에 장착되는 능동형 엔진 마운트에 비해서 적정 수준의 진동 감쇠성능과 가격면에서의 장점을 가지며 가변구조 기능을 갖는 유체 엔진 마운트를 제안한다. 주요 내용으로는 수동적 유체의 운동으로 진동감쇠 효과

가 발생하는 노치 주파수(notch frequency) 영역에서는 기존 수동 마운트의 상태를 유지하고, 나머지 주파수 영역에서는 유로를 폐쇄 및 최대로 개방하는, 즉 주파수에 따라 유로를 단순히 조절함으로써 엔진 마운트의 성능을 향상시킬 수 있음을 이론적으로 입증하였다.

2. 엔진 마운트의 운동방정식

이론적 검토를 위한 엔진 마운트는 관성통로(inertia track)와 디커플러(decoupler)란 2개의 유체 통로를 갖고, 또한 마운트 내부에 2개의 유체 챔버를 갖는 유체봉입 마운트를 대상으로 하였다⁽¹⁰⁾. 유체봉입 마운트의 동특성은 진동진폭 혹은 진동주파수에 따라 비선형 특성을 갖는 관계로, 선형적 해석의 편의를 위하여 저주파수 및 고주파수의 2개 모델을 나누어서 사용하게 된다. 이들 2개의 모델을 뉴턴의 운동

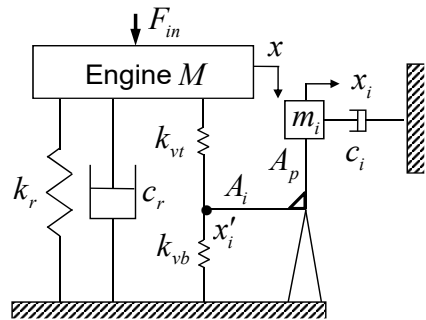


Fig. 1 Mechanical model with an inertia track at lower frequencies (< 30 Hz)

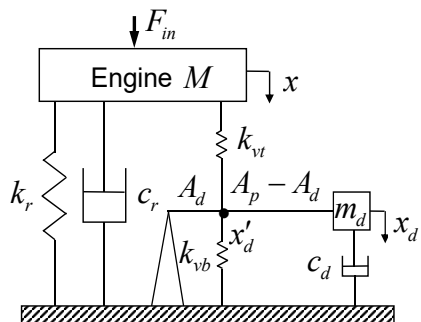


Fig. 2 Mechanical model with a decoupler at frequencies between 50 Hz and 250 Hz

법칙에 따른 운동방정식을 유도하기 위하여 기계적으로 모델화하면 Fig. 1과 2로 나타낼 수 있다.

고무의 동특성은 진동진폭에 의존하는 특성을 나타내고, 이 진동진폭은 진동주파수와 관련이 있다. 즉, 저 주파수의 진동은 진폭이 크고, 고주파수의 진동은 작은 진동 진폭을 가진다. Fig. 1과 2의 모델에 대해서 뉴턴의 운동법칙으로부터 유도된 저주파수 모델의 전달력 F_{T-L} 과 고주파수 모델의 전달력 F_{T-H} 는 다음 식과 같이 나타내어진다.

$$F_{T-L} = k_r x + c_r \dot{x} + k_{vt} (x - \frac{A_i}{A_p} x_i) \tag{1}$$

$$F_{T-H} = k_r x + c_r \dot{x} + k_{vt} (x - \frac{A_d}{A_p} x_d) - m_d \ddot{x}_d \tag{2}$$

저주파수 및 고주파수 모델 전달력 식의 차이점은 유체의 운동력 $m_d \ddot{x}_d$ 의 유무이다. 위 식으로부터 마운트의 동특성을 나타내는 저 및 고 주파수 마운트 모델의 동강성 K_{T-L}^* 및 K_{T-H}^* 은

$$K_{T-L}^* = \frac{F_{T-L}}{X} = k_r + k_{vt} + c_r s - k_{vt} \frac{A_i}{A_p} \frac{X_i}{X} \tag{3}$$

$$K_{T-H}^* = \frac{F_{T-H}}{X} = k_r + k_{vt} + c_r s - (k_{vt} \frac{A_d}{A_p} + m_d s^2) \frac{X_d}{X} \tag{4}$$

로 되고, 여기서 X, X_i 및 X_d 는 M, m_i 및 m_d 의 각각 변위에 대한 진폭, s 는 라플라스 연산자 ($s = j\omega$), ω 는 진동주파수이다. 다음은 각 질량에 대한 운동방정식을 아래 식과 같이 유도할 수 있다.

$$M\ddot{x} + k_r x + c_r \dot{x} + k_{vt} (x - x_i) = F(t) \tag{5}$$

$$m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i - k_{vt} \frac{A_i}{A_p} x + (\frac{A_i}{A_p})^2 (k_{vt} + k_{vb}) x_i = 0 \tag{6}$$

$$m_d \ddot{x}_d + c_d \dot{x}_d - k_{vt} \frac{A_d}{A_p} x + (\frac{A_d}{A_p})^2 (k_{vt} + k_{vb}) x_d = 0 \tag{7}$$

여기서, $F(t) = F_m$ 는 엔진의 가진력이고, 위 식을 저주파수 및 고주파수 모델에 대한 행렬형태 및 라플라스 변환하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} Ms^2 + c_r s + (k_r + k_{vt}) & -k_{vt} \frac{A_i}{A_p} \\ -k_{vt} \frac{A_i}{A_p} & m_i s^2 + c_i s + (k_{vt} + k_{vb}) (\frac{A_i}{A_p})^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X(s) \\ X_i(s) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{F}(s) \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{8}$$

$$\begin{bmatrix} Ms^2 + c_r s + (k_r + k_{vt}) & -k_{vt} \frac{A_d}{A_p} \\ -k_{vt} \frac{A_d}{A_p} & m_d s^2 + c_d s + (k_{vt} + k_{vb}) (\frac{A_d}{A_p})^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X(s) \\ X_d(s) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{F}(s) \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{9}$$

위 행렬방정식의 외력항을 $\bar{F}(S) = 0$ 로 두면, 동강성 K_{T-L}^* 및 K_{T-H}^* 에 포함된 $X_i / X, X_d / X$ 를 다음 식과 같이 구할 수 있다

$$\frac{X_i}{X} = k_{vt} \frac{A_i}{A_p} \frac{1}{m_i s^2 + c_i s + (k_r + k_{vt}) (A_i / A_p)^2} \tag{10}$$

$$\frac{X_d}{X} = k_{vt} \frac{A_d}{A_p} \frac{1}{m_d s^2 + c_d s + (k_{vt} + k_{vb}) (A_d / A_p)^2} \tag{11}$$

위 식을 동강성 식 (3)과 (4)에 대입하면,

$$K_{T-L}^* = k_r + k_{vt} + c_r s - (\frac{A_i}{A_p})^2 \frac{k_{vt}^2}{m_i s^2 + c_i s + \frac{(k_{vt} + k_{vb})}{(A_i / A_p)^2}} \tag{12}$$

$$K_{T-H}^* = k_r + k_{vt} + c_r s - \frac{k_{vt}^2 (\frac{A_d}{A_p})^2 + m_d s^2 k_{vt} \frac{A_d}{A_p}}{m_d s^2 + c_d s + (\frac{A_d}{A_p})^2 (k_{vt} + k_{vb})} \tag{13}$$

로 된다. 동강성은 복소수로서 실수부 K' 는 마운트의 강성특성을 허수부는 감쇠특성을 나타낸다. 따라서, 동강성의 크기 및 손실각(loss angle) 식은 다음과 같은 식으로 된다.

$$|K^*_{T-L}| = \sqrt{K'^2_{T-L} + K''^2_{T-L}} \tag{15}$$

$$|K^*_{T-H}| = \sqrt{K'^2_{T-H} + K''^2_{T-H}}$$

$$\phi_{T-L} = \tan^{-1}\left(\frac{K''_{T-L}}{K'_{T-L}}\right), \phi_{T-H} = \tan^{-1}\left(\frac{K''_{T-H}}{K'_{T-H}}\right) \tag{16}$$

가진주파수 ω 가 아주 낮은 경우($\omega \approx 0$), 계산의 편의를 위하여 미소 감쇠요소를 무시하는($c_r = c_i = c_d = 0$) 비감쇠 마운트로 가정하면 동강성 식은 다음과 같이 2개 모델의 식이 동일하다.

$$K^*_{T-L} = k_r + k_{vt} - \frac{k_{vt}^2}{(k_{vt} + k_{vb})}$$

$$= k_r + \underbrace{\frac{k_{vt}k_{vb}}{(k_{vt} + k_{vb})}}_{\approx k_{vt}} = k_r + k_{vb} \tag{17}$$

비감쇠 동강성의 최저값을 갖는 노치 주파수는 동강성의 분자가 0되는 경우에서 유체 진동 주파수를 구하면 되고, 다음 식으로 나타내어진다.

$$\omega_{notch_T-L} = \frac{A_i}{A_p} \sqrt{\frac{k_r(k_{vt} + k_{vb}) + k_{vt}k_{vb}}{m_i(k_r + k_{vt})}} \tag{18}$$

$$\omega_{Notch_T-H} = \frac{A_d}{A_p} \sqrt{\frac{k_r(k_{vt} + k_{vb}) + k_{vt}k_{vb}}{m_d\{(k_r + k_{vt}) - (A_d / A_p)\}}}$$

유체의 의한 공진주파수는 비감쇠 동강성의 극(pole, 최대값)의 조건으로부터 진동주파수를 계산하면 되므로 동강성의 분모가 0이 되는 경우의 공진주파수를 계산하면 아래 식과 같이 된다.

$$\omega_{fluid_peak_K^*_{T-L}} = (A_i / A_p) \sqrt{(k_{vt} + k_{vb}) / m_i} \tag{20}$$

$$\omega_{fluid_peak_K^*_{T-H}} = (A_d / A_p) \sqrt{(k_{vt} + k_{vb}) / m_d} \tag{21}$$

설계자에게 중요한 노치 주파수의 위치는 유체의 공진주파수 보다 낮은 영역에 위치한다. 문제가 되는 엔진 진동주파수에 노치 주파수를 일치시킴으로써 엔진의 진동을 최소화 할 수 있다. 동적 전달률 T 는 입력에 대한 출력의 비로서 다음과 같이 정의된다.

$$T_F = \frac{F_T}{F_{in}} = \left| \frac{K^*}{Ms^2 + K^*} \right| = \sqrt{\frac{(K'^2 + K''^2)}{(K' - M\omega^2)^2 + K''^2}} \tag{22}$$

Table 1 Mount parameters of hydraulic model

Hydraulic model parameters	Value
Effective piston area of the upper compliance : A_p	$2.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
Cross-sectional area of the inertia track : A_i	$5.72 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
Length of the inertia track : L_i	$212 \times 10^{-3} \text{ m}$
Cross-sectional area of the decoupler : A_d	$6.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Length of the decoupler : L_d	$481 \times 10^{-4} \text{ m}$
Density of fluid ρ	$1.028 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$
Fluid inertia passing through the inertia track : $I_i = \rho L_i / A_i$	$3.8 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^5$
Fluid inertia passing through the decoupler : $I_d = \rho L_d / A_d$	$7.5 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^5$
Fluid resistance of the inertia track : R_i	$1.05 \times 10^8 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^5$
Fluid resistance of the decoupler : R_d	$1.17 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^5$
Compliance of the upper chamber : $C_1 = \Delta V / \Delta P$ ΔV : Volume change, ΔP : pressure	$3.0 \times 10^{-11} \text{ m}^5/\text{N}$
Compliance of stiffness of lower chamber : C_2	$2.6 \times 10^{-9} \text{ m}^5/\text{N}$
Stiffness of the main rubber : K_r	$225 \times 10^3 \text{ N/m}$
Damping of the main rubber : B_r	$100 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$
Mass of engine : M	123 kg

Table 2 Mechanical equivalent of hydraulic model

Mechanical model parameters	Hydraulic parameters
Fluid mass passing through the inertia track : M_i	$I_i A_i^2$
Fluid mass passing through the decoupler : M_d	$I_d A_d^2$
Volume Stiffness of the upper chamber : K_{vt}	A_p^2 / C_1
Volume Stiffness of the lower chamber : K_{vb}	A_p^2 / C_2
Damping of the Inertia track : C_i	$A_i^2 \times R_i$
Damping of the decoupler : C_d	$A_d^2 \times R_d$

이 해석에 사용된 변수들의 값을 Table 1 및 2에 나타내었고, 특히 이 논문에서는 기계적 모델을 바탕으로 운동방정식을 유도하였으므로 Table 2의 변수를 이용하였다.

3. 엔진 마운트의 동특성 분석 및 유로 조절에 따른 성능분석

식 (15) 및 (22)의 동강성 및 전달률 식에 위 Table 1 및 2의 변수를 대입하여 얻은 결과는 Figs. 3~6에 나타내었다. 동특성 분석은 3가지의 경우, 즉 기존 유로 통로 단면적(A_i, A_d), 기존 단면적의 200% 크게 확대($A_i \times 2, A_d \times 2$) 및 유로 통로를 닫은 (closed) 경우($A_i = A_d = 0$)에 대해서 검토하였다. 이것은 마운트 내부 유체의 운동에 의한 마운트 동특성을 분석하기 위함으로써, 수동적 유체의 진동감쇠 효과를 최대한 활용하고, 단점이 되는 유체의 공진 피크를 감쇠시키기 위하여 유로 단면적의 조절 방안을 도출하고자함 이었다

엔진 마운트 설계의 핵심 사항은 노치 주파수 (notch frequency)의 위치는 변동이 없이 유로 단면적을 조절해야 한다. 또한, 적정 진동감쇠 성능 확보와 마운트 가격, 그리고 제어기 작동에 필요한 에너지의 최소화를 제어 목표로 하기 때문에, 성능 극대화를 위한 복잡한 제어기는 고려하지 않는다. 노치 주파수 영역은 마운트 내부의 구조가 유체의 진동을 감쇠시키도록 설계되었기 때문에 특별히 제어기를 작동할 필요는 없다.

현실적으로 문제가 되지 않는 노치주파수 영역의 진동을 더 줄이기 위하여 제어기를 작동하게 되면 진동 감쇠 효과도 크지 않을 뿐만 아니고, 제어기를 작동하기 위한 전기적 에너지를 소모하기 때문에 자동차의 연비가 나빠지는 다른 차원의 문제가 발생한다. Fig. 4와 6은 참고적으로 유로 크기 변화에 따른 마운트의 동강성 특성을 나타내었다.

최종적으로, 유로 단면적의 조절 조건은 Fig. 3과 5에서 도출할 수 있고, 저주파수 영역에서는

$$\begin{cases} 7\text{Hz} > \text{Frequency} : A_i = 0 \\ 7\text{Hz} < \text{Frequency} < 11.8\text{Hz} : A_i \\ 11.8\text{Hz} < \text{Frequency} < 19.3\text{Hz} : A_i \times 2 \\ 19.3\text{Hz} < \text{Frequency} < 30\text{Hz} : A_i = 0 \end{cases} \quad (23)$$

로, 고주파수 영역에서는

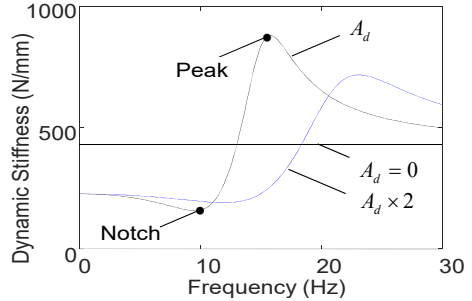


Fig. 4 Dynamic stiffness of mechanical model with an inertia track at lower frequencies (< 30 Hz)

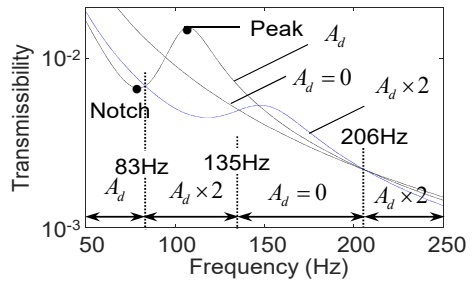


Fig. 5 Transmissibility of mechanical model with a decoupler at frequencies between 50 Hz and 250 Hz

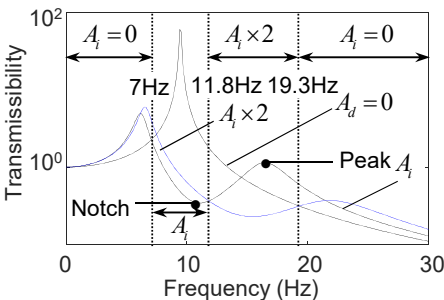


Fig. 3 Transmissibility of mechanical model with an inertia track at lower frequencies (< 30 Hz)

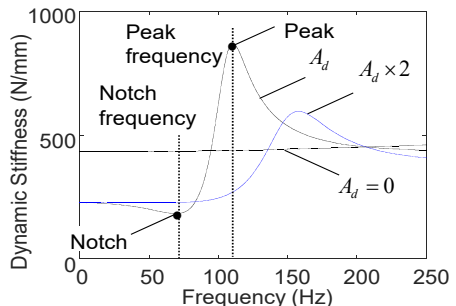


Fig. 6 Dynamic stiffness of mechanical model with a decoupler at frequencies between 50 Hz and 250 Hz

$$\begin{cases} 83\text{Hz} < \text{Frequency} : A_d \\ 83\text{Hz} < \text{Frequency} < 135\text{Hz} : A_d \times 2 \\ 135\text{Hz} < \text{Frequency} < 206\text{Hz} : A_d = 0 \\ 206\text{Hz} < \text{Frequency} < 250\text{Hz} : A_d \times 2 \end{cases} \quad (24)$$

로 조절하면 된다.

한편, 자동차 타이어로부터의 충격력에 의한 큰 진동에 대한 특성은 저 주파수 모델에서 분석이 가능하고, Fig. 7은 이때의 자유진동의 특성을 나타내고 있으며 유로(inertia track) 단면적이 A_i 일 때 가장 효과적으로 감쇠됨을 알 수 있다. 따라서, 외부로 가해지는 큰 진동이 발생하는 경우에는 유로 단면적 A_i 값을 유지하도록 조건을 추가 한다.

엔진의 회전수로부터 확보된 진동 주파수에 따른 유로 단면적 조절결과는 Fig. 8과 9에 나타내었다. 수동의 마운트에 비해서 문제가 되는 진동의 전달률은 상당히 감쇠되었음을 알 수 있다. 유체에 의한 노치 주파수 영역에서의 진동감쇠 효과는 유지되고, 유체의 공진에 의한 진동 피크는 크게 감쇠됨을 알

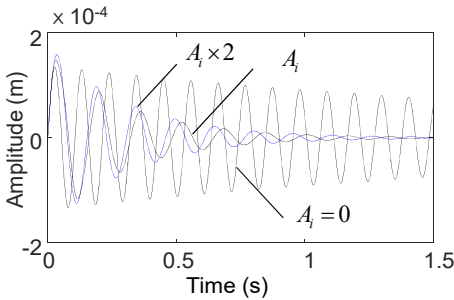


Fig. 7 Time history of low-frequency model with inertia track

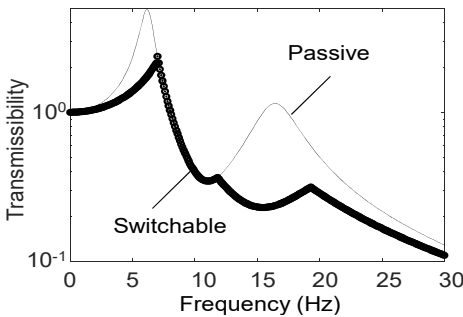


Fig. 8 Comparison between the switchable and passive mounts of low-frequency model with an inertia track(transmissibility)

수 있다. 특히, 각 마운트 모델의 고주파수 영역에서의 진동 및 소음 감쇠 효과가 향상됨을 알 수 있다. Fig. 10과 11은 유로 전환에 따른 동강성의 변동을 나타내고 있으며 진동감쇠 특징은 마운트 동강성의 저감 특성과 관련이 있음을 알 수 있다.

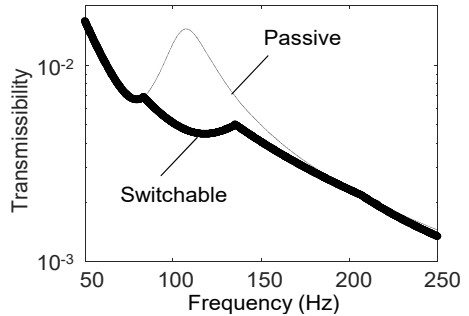


Fig. 9 Comparison between the switchable and passive mounts of high-frequency model with a decoupler(transmissibility)

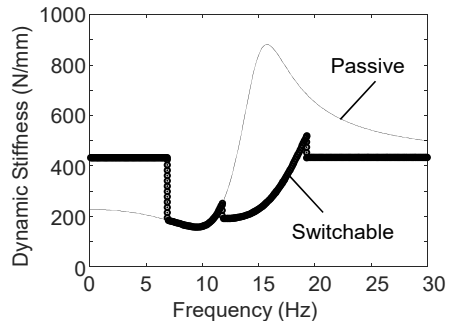


Fig. 10 Comparison between the switchable and passive mounts of low-frequency model with an inertia track(dynamic stiffness)

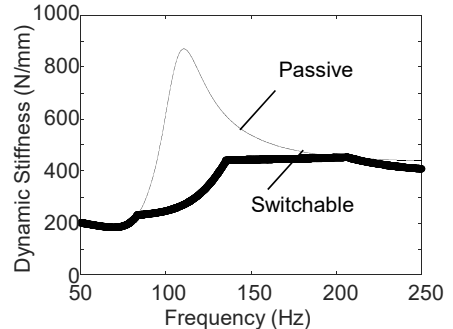


Fig. 11 Comparison between the switchable and passive mounts of high-frequency model with a decoupler(dynamic stiffness)

4. 결 론

이 논문은 수동의 유체 엔진 마운트의 성능을 향상시키기 위한 방안에 대해서 분석한 연구내용이다. 유체의 이동통로인 관성통로(inertia track)와 디커플러(decoupler)를 갖는 엔진 마운트의 경우, 동특성은 비선형성을 갖기 때문에 하나의 운동 방정식으로 특성을 나타내기는 쉽지 않은 관계로 고 및 저 주파수의 영역에 따라서 2개의 선형 운동방정식으로써 마운트의 동특성을 분석한다. 이들 2개의 방정식을 기계적 모델화 및 이를 이용한 운동방정식을 유도하여 동강성 및 전달률의 주파수에 대한 특성 및 유체 이동 통로를 조절함에 따라서 나타나는 동특성을 분석하였다. 이들 분석 결과를 바탕으로 마운트의 성능을 향상시키기 위한 2개의 유체 이동 통로의 단면적 조절방안을 도출하였다. 조절 방안으로서는 외부로부터 큰 충격으로 인하여 발생하는 진동에 대해서는 기존 설계방식으로 설계된 유체 통로를 기존 단면적을 선택한다. 또한, 엔진의 진동에 대해서는 진동 주파수 정보를 바탕으로 유체 통로 단면적을 기존 크기, 기존의 2배 및 유체 통로를 폐쇄하는 단순 조절 기능을 바탕으로 제어와 관련된 에너지 소모를 최소화 하면서도 문제가 되는 진동 및 소음을 효과적으로 감쇠시킬 수 있음을 확인 하였다. 마운트의 노치 주파수 영역에서 수동적 진동 감쇠 효과를 활용하고 유체의 공진에 의한 진동피크를 감쇠시킴으로써 각 마운트 모델의 고주파수 영역에서 성능이 크게 향상될 수 있음을 확인하였다.

References

(1) Matsuoka, H., Mikasa, T. and Nemoto, H., 2004, NV Countermeasure Technology for a Cylinder-On-Demand Engine-development of Active Control Engine Mount, SAE Technical Paper Series, 2004-01-0413.

(2) Genesseeux, A., 1993, Research for New Vibration Isolation Techniques: From Hydro-mounts to Active Mounts, SAE Technical Paper, 931324.

(3) Swanson, D. D., 1993, Active Engine Mounts for Vehicles, SAE Technical Paper, 932432.

(4) Aoki, K., Shikata, T., Hyoudou, Y., Hirade, T. and Aihara, T., 1999, Application of an Active Control

Mount(ACM) for Improved Diesel Engine Vehicle Quietness, SAE Technical Paper, 1999-01-0832.

(5) Lee, Y. W. and Lee, C. W., 1995, Design of Active Engine Mount Using Electro-magnetic Actuator, Proceedings of the KSNVE Autumn Annual Conference, pp. 208~213.

(6) Hong, S. W., Lee, H. C., Choi, S. M., Kim, J. H. and Lee, D. W., 2008, Development of Electromagnetic Active Engine Mount, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 280~281.

(7) Flower, W. C., 1985, Understanding Hydraulic Mounts for Improved Vehicle Noise, Vibration and Ride Qualities, SAE Technical Paper 850975, pp. 123~131.

(8) Nozawa, A., 2007, Introduction of Engine Mount Technology for Automotive Application : Characteristic Rubber Spring, Vibration Analysis of Engine Mount, Transactions of Japan Society of Spring Engineers, Vol. 2007, No. 52, pp. 45~64.

(9) 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.

(10) Geisberger, A., 2000, Hydraulic Engine Mount Modeling Parameter Identification and Experimental Validation, Thesis for Master of Applied Science in Mechanical Engineering, University of Waterloo.

(11) Bae, M. D., Lee, J. H. and Kim, K. J., 2003, 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, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 5, pp. 393~399.



Young Kong Ahn received the B.S. and M.S. degrees in Mechanical Engineering from Pukyong National University in 1990 and 1992 respectively, and Ph.D. degree from Yokohama National University in 1996. He is currently Principal Researcher in Korea Institute of Industrial Technology. His research interests are vibration isolation.