

능동 및 수동 특성을 고려한 전자식 구동형 능동 엔진 마운트의 최적화

Optimal Design of Electromagnetic Type Active Control Engine Mount in Consideration of Actuator Efficiency

이보하† · 이종원*

Bo-Ha Lee and Chong-Won Lee

Key Words : simulation model, active control engine mount, electromagnetic actuator

ABSTRACT

This paper investigates the performance of an electromagnetic type active control engine mount (ACM) recently developed in the laboratory. The ACM employs the basic structure of the conventional hydraulic engine mount of which upper chamber is connected to a dual magnet electromagnetic actuator. The actuator, that essentially replaces the existing decoupler of the conventional passive hydraulic engine mount, actively controls the upper chamber pressure. Using the linearized ACM model incorporated with the actuator dynamics, we suggest an optimal design of ACM, maximizing the actuator efficiency as well as the vibration isolation efficiency.

1. 서 론

엔진 마운트는 차체와 엔진 사이를 지지하는 동시에 엔진의 진동을 절연하여 불필요한 차체 진동 및 소음을 저감하는 기능을 갖는다. 엔진의 진동이 엔진 마운트를 통하여 차체로 전달되는 것을 차단하는 일차적인 방법은 강성 및 감쇠가 낮은 엔진 마운트를 사용하는 것이다. 그러나 엔진 마운트는 엔진의 하중을 지지할 뿐만 아니라 거친 노면, 시동 등의 충격 외란에 의한 과도 응답을 효과적으로 구속할 수 있어야 하는데 이를 위해서는 높은 강성과 감쇠가 요구된다. 이러한 상반된 요구는 기존의 수동 마운트 만으로는 충족시키기 어렵기 때문에 자동차 업계는 새로운 엔진 마운트의 개발에 몰두해 왔다[1-3].

이러한 상반된 요구를 만족시키기 위한 한가지 방법으로 능동 구동기를 엔진 마운트에 결합한 능동 엔진 마운트(Active control engine mount, ACM)가 제안되었다. 현재까지 개발된 대부분의 능동 엔진 마운트는 수동형 마운트 중에서 우수한 감쇠 특성을 보이며 구조 변경의 여지가 많은 유체 봉입 마운트(Hydraulic engine mount)의 구조를 기본형으로 하며 엔진의 진동을 절연하기 위한 능동 구동기가 결합되어 있는 구조를 갖는다.

능동 엔진 마운트는 유체 봉입 마운트와 능동 구동기 그리고 능동 구동기를 제어하기 위한 제어

유닛으로 구성되어 진다[4]. Ozaki[5]는 공압 구동기를 이용한 능동 엔진 마운트를 제안하였고 Haldenwanger 와 Klose[6] 그리고 Ushijim 와 Jumakawa[7]는 piezo-electric 구동기를 이용한 능동 엔진 마운트를 제안하였다. 또한 그 단위 부피 및 질량에 대한 발생 제어력이 다른 능동 구동기에 비해 상당히 높아 소형화가 가능한 전자기력을 이용한 능동엔진 마운트 또한 여러 연구자들에 의해 개발되었다[8-12]. 최근에 들어서는 능동 엔진 마운트들이 실제 차량에 적용되어 자동차 시장에 일본 기업들(Toyota[5], Nissan[11], Honda[12])에 의해서 판매되고 있다. 이와 같은 능동 엔진 마운트에 관한 연구들은 그 관심 영역에서 뛰어난 진동 절연 성능을 보이는 것에 주 관점을 두고 있으나 능동 엔진 마운트들을 설계하고 제어하는데 필연적으로 요구되는 해석 모형에 대한 연구는 아직 진전되지 못하여 왔다.

능동 엔진 마운트는 기본 형태를 유체 봉입 마운트로 하여 능동 구동기가 결합된 형태이므로 그 수동 특성은 유체 봉입 마운트와 비슷한 특성을 으며 능동 구동기에 의한 능동 특성을 추가적으로 갖게 된다. 유체 봉입 마운트와 관련된 해석 모형에 관한 연구는 많은 관련 연구자들에 진행 되어져 왔으므로 일반적으로 사용되는 유체 봉입 마운트의 모형에 능동 구동기의 동특성과 능동 구동력을 적절히 결합한 모형을 본 논문에서 제안하고 해석 하고자 한다.

능동 엔진 마운트의 성능을 모사하기 위해 제안된 해석 모형은 복소 강성 계수와 손실각으로 대표되는 수동 특성과 능동 구동기의 효율을 표현할 수 있는 힘 전달율을 제공하며 이러한 특성들은

† 한국과학기술원 기계공학과

E-mail : look@kaist.ac.kr

Tel : (042) 869-3064, Fax : (042) 869-8220

* 한국과학기술원 기계공학과

능동 엔진 마운트의 설계 변수들 즉, 고무부의 강성, 관성 유로의 면적, 능동 구동부의 무게 등등에 의해 변화하게 된다. 따라서 본 논문에서는 제안된 능동 엔진 마운트 모형을 이용하여 능동 엔진 마운트의 능동 및 수동 특성의 설계 변수의 변화에 대한 민감도에 대해서 알아보고 최적 설계를 수행하고자 한다.

2. 능동 엔진 마운트의 구조

본 연구에서 개발된 전자석 구동형 능동 엔진 마운트는 이용욱[10]과 Hideki[12]에 의해서 개발된 능동 엔진 마운트와 비슷한 유체 봉입 마운트를 기본 구조로 하여 그 분리기 부에 전자석 구동기를 연결한 구조를 갖는다. 그림 1은 유체 봉입 마운트의 구조를 설명하고 있으며 그림 2는 개발된 능동 엔진 마운트의 구조를 나타내고 있다. 즉 능동 엔진 마운트는 유체 봉입 마운트의 고무부의 강성 증가를 줄이기 위해 설치된 분리기 부를 대체하여 설치되어 있으며 능동 구동기를 이용하여 상부 유실의 압력을 제어함으로써 엔진의 진동을 절연하는 기능을 갖는다.

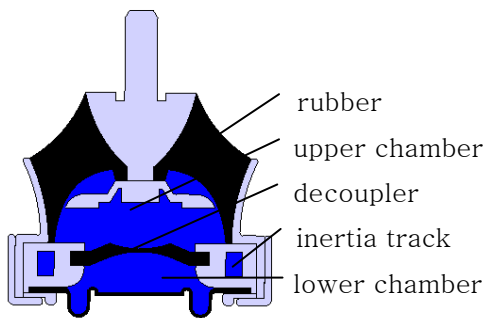


그림 1. 유체 봉입 마운트 구조

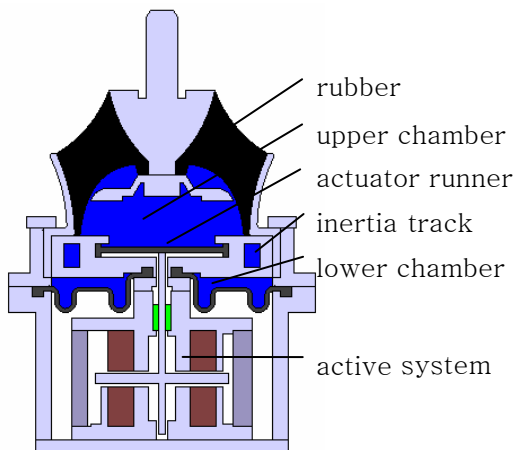


그림 2. 전자석 구동형 능동 엔진 마운트 구조

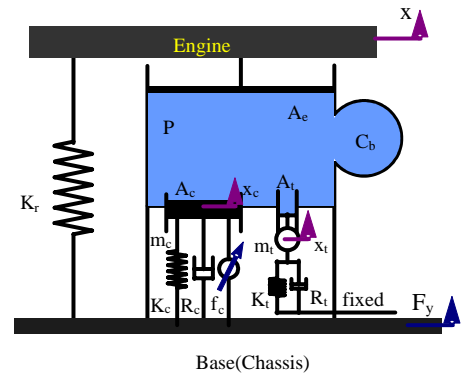


그림 3. 능동 엔진 마운트의 등가 모형

그림 3은 제작된 능동 엔진 마운트의 동특성을 설명하기 위한 능동 엔진마운트의 등가 모형을 도식화 한 것이다. 제안된 능동 엔진 마운트 모형은 과거의 모형들[10,12]에서 고려되지 않은 능동 구동기의 모형을 추가 함으로써 능동 구동기의 동특성이 전체 모형에 결합될수 있도록 하였다. 이를 통해 과거 모형에서 직접적으로 계산할 수 없었던 샤시부 즉 능동 엔진 마운트 하부로의 전달력을 계산할 수 있다. 능동 엔진 마운트 모델은 유체 봉입 마운트와 분리기부를 제외한 모든 부분이 같은 구조를 갖으며 이 분리기부가 질량 강성 감쇄 요소와 전자기력에 의한 능동 제어력으로 구성되는 전자석 구동기의 모형으로 대체되어 있다.

그림 3에서 K_r 과 C_b 는 각각 주고무 부분의 강성과 체적 컴플라이언스를 나타내며, A_c 와 A_t 는 능동 구동기 운동자의 단면적과 관성유로의 단면적을 나타낸다. 또한 A_e 는 주 고무와 상부 유실로 이루어진 부분의 엔진부 진동에 대한 등가 단면적을 나타낸다[10]. 관성 유로를 통해 흐르는 유체의 흐름은 그 등가 질량(m_t)과 감쇄(R_t)로 모형화 되며 하부 유실의 유체의 유실을 막기 위해 사용된 고무막은 강성(K_t)으로 모형화 된다. 능동 엔진 마운트나 유체 봉입 마운트의 관성 유로내의 유체의 흐름은 그 구조를 살펴보면 엔진으로부터 샤시부로 연결되는 수직방향이 아니라 수직 방향을 축으로 하여 회전하는 방향으로 유체가 흐르는 것을 알 수 있다. 따라서 관성 유로에 의한 강성과 감쇄에 의한 반력은 수직방향의 샤시부의 진동 전달에 영향을 미치지 않게 되므로 그림 3 과 같이 샤시부가 아닌 가상적인 경계에 고정되어 있는 것으로 모형화 할 수 있다. 따라서 능동 엔진 마운트는 엔진의 진동과 능동 구동력을 입력으로 하고 샤시부로의 전달력을 출력으로 갖는 MISO(multi input single output) 시스템으로

모형화 할 수 있다.

모형으로부터 능동 엔진 마운트의 샤시부로 전달되는 전달력은 주 고무에 의해 전달되는 힘과 상부 유실의 압력에 의해 전달되는 힘 그리고 능동 구동기의 수동 강성과 감쇄에 의해 전달되는 힘과 능동 구동력에 의한 반력의 합으로 표현되며 이는 다음과 같다.

$$F_y(t) = K_r x(t) - P(t)(A_e - A_c) + R_c \dot{x}_c(t) + K_c x_c(t) - f_c(t) \quad (1)$$

유체가 비압축성이라고 가정하면 상부 유실 유체의 연속방정식(continuity equation)은 다음과 같다.

$$A_e x(t) + \Delta V_b = A_i x_i(t) + A_c x_c(t) \quad (2)$$

이 때 상부유실의 내부 압력에 의해 고무부의 팽창 체적 컴플라이언스 요소의 체적변형이 다음과 같이 발생한다.

$$C_b = \frac{\Delta V_b}{P(t)} \quad (3)$$

동시에 상부 유실의 압력에 의해 관성 유로 내의 유체의 흐름이 발생하게 되는데 이는 다음과 같이 표현된다.

$$-A_i P(t) = m_i \ddot{x}_i(t) + R_i \dot{x}_i(t) + K_i x_i(t) \quad (4)$$

능동 구동기의 운동자는 상부유실의 압력 변화와 능동 구동기의 제어력에 의해 움직이게 되는데 그 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$-A_c P(t) + f_c(t) = m_c \ddot{x}_c(t) + R_c \dot{x}_c(t) + K_c x_c(t) \quad (5)$$

식 (2)~(5)를 라플라스 변환을 통하여 계산하면 상부 유실의 압력 P 를 엔진의 진동 X 와 능동 구동력 f_c 로 다음과 같이 표현된다.

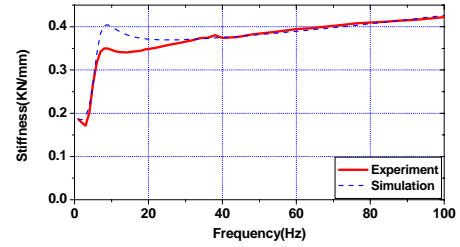
$$P(s) = \frac{-A_e(m_c s^2 + R_c s + K_c)(m_i s^2 + R_i s + K_i)}{A_e^2(m_c s^2 + R_c s + K_c) + A_c^2(m_c s^2 + R_c s + K_c) + C_b(m_c s^2 + R_c s + K_c)(m_i s^2 + R_i s + K_i)} X(s) + \frac{A_c(m_c s^2 + R_c s + K_c)}{A_e^2(m_c s^2 + R_c s + K_c) + A_c^2(m_c s^2 + R_c s + K_c) + C_b(m_c s^2 + R_c s + K_c)(m_i s^2 + R_i s + K_i)} f_c(s) \quad (6)$$

따라서 식 (1)~(6)을 이용하여 능동 엔진

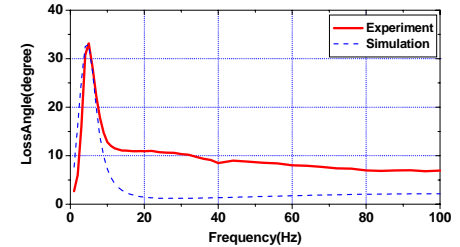
마운트 모델의 샤시부로의 전달력을 계산할 수 있으며 다음과 같이 표시된다.

$$F_y(s) = K_r X(s) + (-A_e + A_c \frac{m_c s^2}{m_c s^2 + R_c s + K_c}) P(s) - (\frac{m_c s^2}{m_c s^2 + R_c s + K_c}) f_c(s) = K_{passive} X(s) + T_{active} f_c(s) \quad (7)$$

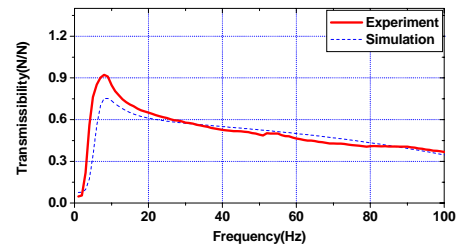
식 (7)로부터 전달력 F_y 와 엔진의 진폭 X 그리고 전자석 구동기의 제어력 f_c 사이의 전달 함수인 $K_{passive}$ 와 T_{active} 를 얻을수 있게 된다.



(a)



(b)



(c)

그림 4. 능동 엔진 마운트의 전달함수 : $K_{passive}$ 의 실수부(a) 와 손실각(b), T_{active}

능동 엔진마운트의 모형을 실험적으로 검증하기 위하여 제어력 f_c 를 가하지 않은 상태에서 재료실험기(INSTRON)를 이용하여 능동 엔진 마운트의 상부에 0.2mm 의 정현파의 변위

가진을 1~100Hz 대역에서 가하고 그 전달력과 입력 변위를 측정하여 수동 특성, $K_{passive}$ 를 얻고, 능동 엔진 마운트의 상하부를 고정된 상태에서 제어력 f_c 를 (1~100Hz, 2A) 가하고 그 전달력과 입력 힘을 측정하여 능동 특성, T_{active} 를 측정하였다. 그림 4(a)와(b)는 수동 복소 강성 $K_{passive}$ 의 결과를 나타내며 이는 동강성 값과 손실각으로 표현되어 진다. 그림 4(c)는 능동 전달 함수 T_{active} 를 나타내고 있으며 세 결과 모두 모형이 실제 능동엔진 마운트의 거동을 잘 기술하고 있음을 알 수 있다.

식 (7)은 능동 엔진 마운트의 능동 특성 및 동 특성을 마운트의 설계변수들의 조합으로 설명하고 있다. 그러나 최적 설계 또는 민감도 해석을 위해서는 이러한 설계 변수들이 무차원화되어 쓰여져야 할 필요성이 있는데 본 논문에서는 다음과 같이 무차원 변수들을 정의하고자 한다.

$$\alpha_c = \frac{A_c}{A_e}, \quad \alpha_t = \frac{A_t}{A_e}, \quad \hat{K}_b = \frac{A_e^2}{K_r C_b}, \quad \hat{K}_c = \frac{K_c C_b}{A_e^2},$$

$$\hat{K}_t = \frac{K_t C_b}{A_e^2}, \quad \xi_c = \frac{R_c}{2m_c \omega_c}, \quad \xi_t = \frac{R_t}{2m_t \omega_t}, \quad \Omega_c = \frac{\omega}{\omega_c},$$

$$\Omega_t = \frac{\omega}{\omega_t} \quad (8)$$

이때, $\omega_c = \sqrt{\frac{K_c}{m_c}}, \omega_t = \sqrt{\frac{K_t}{m_t}}$ 이다.

또한 수동 특성과 능동 특성을 대표하는 각각의 전달함수 $K_{passive}$ 와 T_{active} 도 무차원화된 형태로 다음과 같이 정리된다.

$$\frac{K_{yx}}{K_r} = 1 + \frac{\alpha_d \Omega_c^2 \hat{K}_b + (1 - \Omega_c^2 + 2i\xi_c \Omega_c) \hat{K}_b}{(1 - \Omega_c^2 + 2i\xi_c \Omega_c)} H_{passive}$$

$$T_{yc} = \frac{\Omega_c^2}{(1 - \Omega_c^2 + 2i\xi_c \Omega_c)} - \frac{\alpha_d \Omega_c^2 + (1 - \Omega_c^2 + 2i\xi_c \Omega_c)}{(1 - \Omega_c^2 + 2i\xi_c \Omega_c)} H_{active}$$

(9)

이때,

$$H_{passive} = \frac{\hat{K}_c \hat{K}_t (1 - \Omega_t^2 + 2i\xi_t \Omega_t) (1 - \Omega_c^2 + 2i\xi_c \Omega_c)}{\left[\alpha_c^2 \hat{K}_t (1 - \Omega_t^2 + 2i\xi_t \Omega_t) + \alpha_t^2 \hat{K}_c (1 - \Omega_c^2 + 2i\xi_c \Omega_c) \right] + \hat{K}_c \hat{K}_t (1 - \Omega_c^2 + 2i\xi_c \Omega_c) (1 - \Omega_t^2 + 2i\xi_t \Omega_t)}$$

$$H_{active} = \frac{\alpha_t \hat{K}_t (1 - \Omega_t^2 + 2i\xi_t \Omega_t)}{\left[\alpha_c^2 \hat{K}_t (1 - \Omega_t^2 + 2i\xi_t \Omega_t) + \alpha_t^2 \hat{K}_c (1 - \Omega_c^2 + 2i\xi_c \Omega_c) \right] + \hat{K}_c \hat{K}_t (1 - \Omega_c^2 + 2i\xi_c \Omega_c) (1 - \Omega_t^2 + 2i\xi_t \Omega_t)}$$

3. 능동 엔진 마운트의 최적화

유체 봉입 마운트는 엔진의 고유 진동 영역에서 높은 감쇄를 제공하기 위해 설계되어 있다. 그러나 이러한 감쇄의 제공을 위한 부분은 엔진의 공회전이나 운전에 의해 발생하는 진동이 발생하는 영역의 엔진마운트의 강성값을 증가시켜 마운트의 진동 절연 성능을 악화시킨다. 본 논문에서 제작된 능동 엔진 마운트도 유체 봉입 마운트를 기본형으로 하고 있으므로 능동 엔진 마운트의 수동적인 특성은 기존의 유체봉입 마운트와 비슷한 특성을 갖는다. 이와 같은 수동적인 강성의 증가는 능동 구동기가 제어해야 하는 필요 제어력을 증가 시키게 되므로 능동 엔진 마운트의 설계 시에도 큰 의미를 갖는다. 또한 능동 엔진마운트는 능동 특성, 즉 구동기의 제어력과 전달력 사이의 전달함수를 고유한 특성으로 갖게 되는데 이는 능동 구동기의 제어 효율과 밀접한 관련이 있으므로 능동 엔진 마운트의 설계 시 수동 특성과 함께 동시에 고려되어야만 한다.

그림 5 는 제안된 능동엔진마운트 모형의 수동과 능동 특성을 나타내고 있다. 엔진의 안정적인 지지를 위해서는 엔진의 고유진동영역에서 높은 감쇄값이 요구되지만 엔진 운전중의 진동 절연을 위해서는 낮은 수동 동강성이 요구된다. 동시에 능동 구동기의 효율을 위해 제어력 전달율은 가능한 높은 것이 좋다. 엔진의 운전중에 발생하는 주 진동 성분은 엔진 회전속도의 2 배 또는 3 배 성분으로써 주로 20~100Hz 영역에 존재하므로 수동 강성과 제어력 전달율은 20~100Hz 대역의 대표값을 이용하여 설명할 수 있다. 따라서 이와 같은 목표를 최적화를 위한 목적 함수를 다음과 같이 정의할 수 있다.

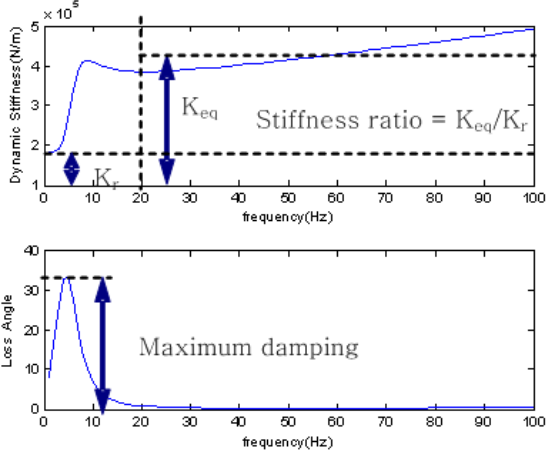
$$Ob1 = \text{Minimum} \left(\frac{\text{real part of } (K_{passive}(f))}{\text{imaginary part of } (K_{passive}(f))} \right) \quad (10)$$

$$Ob2 = \text{Average} \left(\frac{\text{real part of } (K_{passive}(f))}{K_r} \right) \quad (11)$$

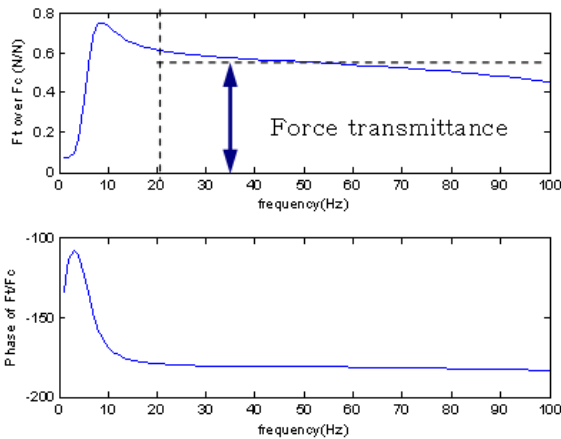
$$Ob3 = \text{Average} \left(\frac{1}{T_{active}}(f) \right) \quad (12)$$

Ob1 은 최대 손실각의 역수를 나타내는 것으로 감쇄 특성을 표현하며 Ob2 는 관심 주파수 대역의 동강성 값을 정강성 값으로 나눈것으로 능동 엔진 마운트의 수동 강성 증가의 정도를 나타내고.

Ob3 는 힘 전달율의 역수로 표현된다. 이 모든 목적 함수는 값이 작을수록 더 좋은 능동 엔진 마운트의 성능을 보장하도록 정의되어져 있다.



(a)

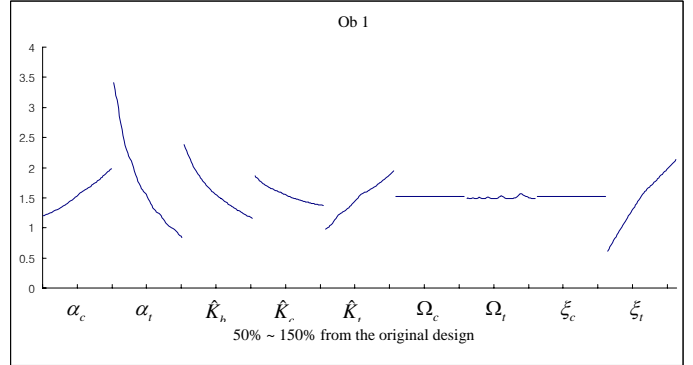


(b)

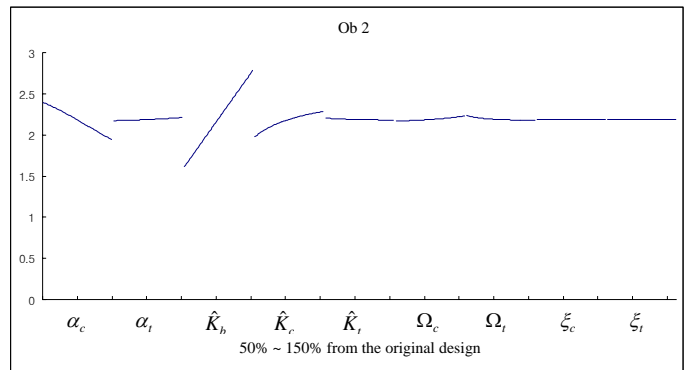
그림 5. 능동엔진마운트의 수동(a) 및 능동(b) 특성

모든 목적 함수들은 무차원 변수들로 이루어져 있는데 각각의 변수들을 초기값으로부터 50 ~ 150%의 변화를 주어 식 (10)~(12)에서 정의한 각각의 목적 함수의 민감도를 해석하였으며 그 결과를 그림 6 에 정리하였다. 변화 크기를 살펴보면 α_r , \hat{K}_r , ξ_r 의 변화는 감쇠특성을 나타내는 Ob1 에 큰영향을 미치지 않으며 Ω_c , Ω_r , ξ_c 는 모든 목적 함수에 미치는 영향이 크지 않음을 알 수 있다. 따라서 능동 엔진 마운트의 설계시 위 변수들은 크게 고려하지 않아도 됨을 예상할 수 있다. 변화 경향을 살펴보면 α_c , \hat{K}_b , \hat{K}_c 를 제외한 대부분의 변수들의 변화에 대해서는 각 목적함수들이 같은 방향의 변화를 보여주고 있다. 그러

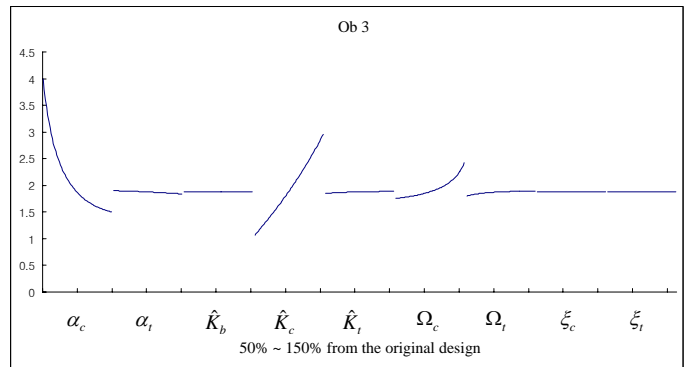
나 α_c , \hat{K}_b , \hat{K}_c 는 목적 함수이 각 변수의 변화에 따라 서로 상반되는 결과를 보여주고 있으므로 이 변수들은 능동 엔진 마운트 설계 시 중점적으로 고려되어야 함을 알 수 있다.



(a)



(b)



(c)

그림 6. 민감도 해석:Q1(a),Q2(b),Q3(c)

이러한 일정하지 않은 경향을 가진 여러 개의 목적함수를 고려하여 최적화된 능동 엔진 마운트의 설계변수를 찾는 것은 전형적인 다목적 최적화 문제로 귀결된다. 따라서 결과는 하나의 최적화된 값이 아닌 한 세트의 최적화 결과들을 얻을 수 있게 되는데 설계자들은 이러한 결과들 중에서 각각의 목적함수에 적절한 가중치를 두어 최적화 결과

를 결정하게 된다, 본 논문에서는 최적화 값을 찾기 위해 모든 목적함수들이 같은 가중치를 갖는 목적함수 OF(Q)를 다음과 같이 정의하였다.

$$OF(Q) = (Object1(Q))^2 + (Object2(Q))^2 + (Object3(Q))^2 \quad (13)$$

이때 Q는

$$Q = \{\alpha_c, \alpha_t, \hat{K}_b, \hat{K}_c, \hat{K}_t, \xi_t\}^T \quad (14)$$

$$0.5Q_0 \leq Q \leq 1.5Q_0 \quad (15)$$

Q0는 최적화 전의 초기 변수 값을 나타내는 것으로 표 1과 2에 정리되어 있다.

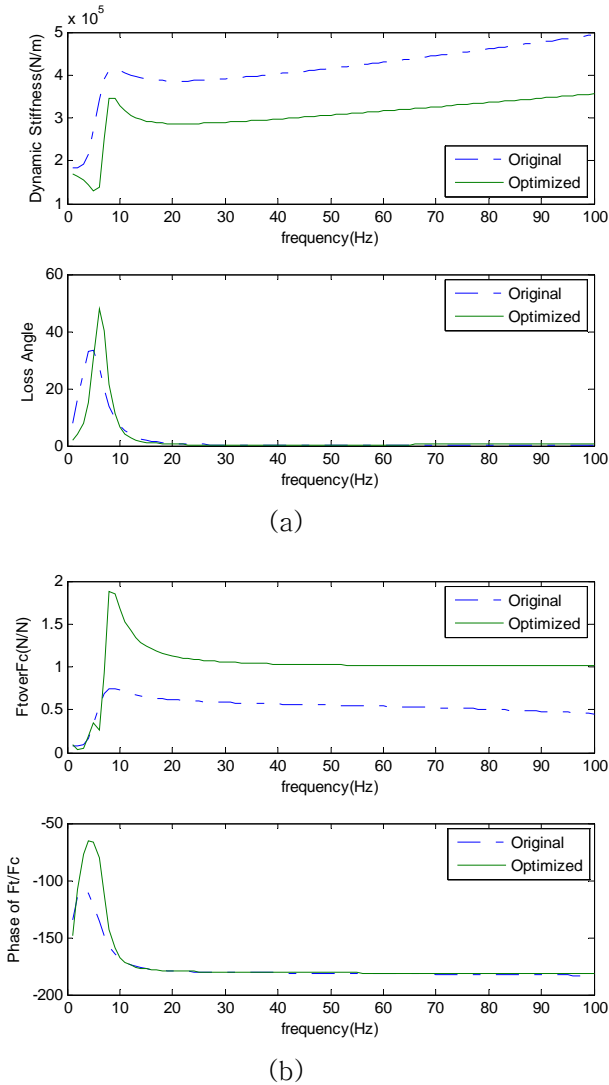


그림 7. 능동엔진마운트의 초기값과 최적값의 특성 비교:수동특성(a), 능동특성(b)

최적화에 자주 이용되는 Matlab사에서 제공하는 SQP(sequential quadratic programming) 기

법을 이용하여 OF(Q)의 최적화를 수행하였으며 구속 조건으로 최대 감쇄가 발생하는 주파수를 4~6Hz 내로 제한하였다. 그림 7은 최적화 전후의 능동 및 수동 특성을 비교한 것으로서 최적화 이후 20~100Hz 대역의 수동 동강성이 35%정도 감소한 것을 알수 있는데 이것은 수동 상태에서도 능동 엔진 마운트를 통해 전달되는 진동이 35% 줄어들 수 있다는 것을 의미하며 따라서 이를 제어하기 위한 필요 제어력이 그만큼 줄어든다는 것을 의미한다. 이와 동시에 능동 엔진마운트의 관심 유로부가 제공하는 감쇄 특성이 약 70%정도 증대된 것을 알수 있어 두 가지 수동 특성이 동시에 향상된 것을 확인할 수 있다. 또한 능동 특성을 나타내는 제어력 전달율을 살펴보면 관심 영역인 20~100Hz 영역에서 90%정도 증가한 것을 알수 있는데 이것은 능동 구동기의 효율이 그만큼 증가 하였다는 것을 의미한다. 이와 같이 최적화된 능동 엔진 마운트들의 설계값은 표 1과 2에 정리하였다.

4. 결론

능동 엔진 마운트의 수동 및 능동 동적 거동을 설명하기 위한 효과적인 해석 모형을 제안하고 이를 실험적으로 검증하였다. 제안된 해석 모형을 이용하여 능동 엔진 마운트의 수동 강성 및 능동 힘 전달율의 설계변수의 변화에 따른 민감도를 해석하였다. 이러한 민감도 해석을 위해 능동 엔진 마운트의 능동 및 수동 특성을 적절히 대표할수 있는 목적 함수들, 즉 동강성의 변화와 최대 감쇄 그리고 능동 구동기 효율을 나타내는 목적 함수를 제안하였다. 민감도 해석을 통해 몇몇 변수들은 능동 엔진마운트의 특성에 큰 영향을 끼치지 않는다는 것과 다른 몇몇 변수들은 각 목적함수에 대해서 일정하지 않고 오히려 상반된 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 마지막으로 이와 같은 민감도 해석 결과를 바탕으로 제작된 능동 엔진 마운트의 최적화를 수행하였으며 최적화를 통해 능동 엔진 마운트의 능동 및 수동 특성이 동시에 그리고 상당한 수준으로 개선되는 것을 알 수 있다.

후기

본 연구는 NGV(株)의 “차량의 진동/소음 전달 경로 규명 및 능동 엔진 마운트 개발”의 일환으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사

표합니다.

표 1. 능동 엔진 마운트의 설계 변수

| parameters | Design parameters | |
|------------------|-------------------|------------------|
| | original | optimized |
| K_r (0Hz), N/m | $0.16(1+i0.1)e6$ | $0.16(1+i0.1)e6$ |
| C_b , m^5/N | $5e(-11)$ | $6e(-11)$ |
| K_c , N/m | $1.14e(5)$ | $0.47e(5)$ |
| K_t , N/m | 1 | 0.41 |
| A_e , m^2 | $3.4e(-3)$ | $3.4e(-3)$ |
| A_c , m^2 | $1.2e(-3)$ | $1.7e(-3)$ |
| A_t , m^2 | $2e(-5)$ | $2e(-5)$ |
| m_c , kg | $7.9e(-2)$ | $3.2e(-2)$ |
| m_t , kg | $5.0e(-3)$ | $2.1e(-3)$ |
| R_c , Ns/m | 10 | 4.1 |
| R_t , Ns/m | 0.18 | 0.037 |

표 2. 능동 엔진 마운트의 무차원 변수

| parameters | Non-dimensional parameters | |
|-----------------|----------------------------|------------|
| | original | optimized |
| α_c | 0.36 | 0.5 |
| α_t | 0.0059 | 0.0062 |
| \hat{K}_b | 1.4 | 1.2 |
| \hat{K}_c | 0.50 | 0.25 |
| \hat{K}_t | $4.3e(-6)$ | $2.2e(-6)$ |
| Ω_c (Hz) | $8.3e(-4)$ | $8.3e(-4)$ |
| Ω_t (Hz) | 0.071 | 0.071 |
| ξ_c | 0.053 | 0.053 |
| ξ_t | 1.3 | 0.64 |

참고문헌

(1) Ford, D.M., 1985, "An Analysis and Application of a Decoupled Engine Mount System for Idle Isolation," SAE paper 85976
 (2) Hata, H. and Tanaka, H., 1987, "Experimental Method to Derive Optimum Engine Mount System for Idle Shake," SAE paper
 (3) Choi, Y.T., Choi, S.B. and Cheong, C.C., 1996,

"Performance Analysis of an Engine Mount Featuring ER Fluid and Piezoactuators," International Journal of Modern Physics B, Vol.10, No.23, pp. 3143~3159

(4) Nakhaie, J. and Farid, G., 2002, "Engine Mounts for Automotive Applications: A Survey," The Shock and Vibration Digest / September, pp. 363~379

(5) Ozaki, H., Tsukamoto, T., Ichikawa, A., Yamazoe, H., Shibata, A., Maeno, T. and Tajima, H., 1999, "Development of Active Engine Mount," JSAE Annual Congress, P.141~144

(6) Haldenwanger, H. and Klose, P., 1992, "Isolation and Compensation of Vibration by Means of Active Piezo-Ceramic Mounts," Proceedings of Advanced Vehicle Control '92, pp. 23~27

(7) Ushijima, S and Jumakawa, S., 1993, "Active Engine Mount with Piezo-Actuator for Vibration Control," SAE paper 930201

(8) Genesseeux, A., 1993, "Research for New Vibration Techniques: From Hydro-Mount to Active Mounts," SAE Proceedings of Noise and Vibration Conference, pp. 491~499

(9) Nakaji, Y., Satoh, S., Kimura, T., Hamabe, T., Akatsu, Y. and Kawazoe, H., 1999, "Development of an Active Control Engine Mount System," Vehicle System Dynamics, Vol.32, pp. 185~193

(10) Lee, Y.W. and Lee, C.W., 2002, "Dynamic Analysis and Control of Active Engine Mount System," Journal of Automobile Engineering, Vol. 216, No.11, pp. 921~931

(11) Aoki, K., Shikata, T., Hyoudou, T., Hirade, T. and Aihara, T., 1999, "Application of an Active Control Mount(ACM) for Improved Diesel Engine Vehicle Quietness," SAE 1999-01-0832

(12) Hideki, M., Mikasa, T. and Nemoto, H., 2004, "NV Countermeasure Technology for a Cylinder-On-Demand Engine - Development of Active Control Engine Mount," SAE International, 2004-01-0413

(13) Colgate, J.E., Chang, C.T., Chiou, Y.C., Liu, W.K. and Keer, L.M., 1995, "Modeling of a Hydraulic Engine Mount Focusing on Response to Sinusoidal and Composite Excitations," Journal of Sound and Vibration, Vol. 184, pp. 503~528

(14) Geisberger, A.A., Khajepour, A. and Golnaraghi, M.F., 2002, "Nonlinear Modeling of Hydraulic Mounts Theory and Experiment," Journal of Sound and Vibration, Vol. 249, No.2, pp. 371~397

(15) 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, pp. 427~453

(16) Singh R. Kim, G. and Ravindra, P., 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

(17) Foumani, M.S., Khajepour, A. and Durali, M., 2003, "Application of Sensitivity Analysis to the Development of High Performance Adaptive Hydraulic Engine Mounts," Vehicle System Dynamics, Vol. 39, No. 4, pp. 257~278

(18) Christopherson, J. and Nakhaie, J., 2005, "Optimization of Classical Hydraulic Engine Mounts Based on RMS Method," Shock and Vibration, Vol.12, pp. 119~149

(19) Ahn, Y.K., Song, J.D., Yang, B.S., Ahn, K.K. and Morishita, S., 2005, "Optimal Design of Nonlinear Hydraulic Engine Mount," Journal of Mechanical Science and Technology(KSME int. J.), Vol. 19, No. 3, pp. 768~777

(20) Christopherson J. and Nakhaie J., 2006, "Dynamic Behavior Comparison of Passive Hydraulic Engine Mounts. Part I: Mathematical Analysis," Journal of Sound and Vibration, Vol. 290, pp. 1040~1070