

최적화 기법에 의한 원통형 유체 엔진마운트의 설계변수 동정 및 최적화

Optimizing and Identification of Design Parameters of a Cylindrical Hydraulic Engine Mount by an Optimization Method

안영공*†
Young-Kong Ahn*†

(Received 08 March 2017, Revision received 01 May 2017, Accepted 02 May 2017)

Abstract: In order to identify the design parameters of a hydraulic engine mount with a nonlinear characteristics, an experimental method has been used generally. The method takes a considerable time and expense because of preparing an experimental apparatus, conducting a test, and analyzing results.

Therefore, this paper presents a simple method to identify the design parameters of a cylindrical hydraulic engine mount, and optimize the design parameters. The physical model and mathematical equations of the mount were derived, and values of the design parameters of the mount were identified by optimization method with minimizing difference between the analytical results with the equations and the experimental results. This method is more simpler than the conventional experiment method and identify successfully the design parameters. In addition, the technique can optimize the design parameters of the mount to improves the isolation performance of the mount.

Key Words : Hydraulic Engine Mount, Vibration Isolation, Design Parameter, Identification, Optimization

1. 서 론

엔진마운트는 단순 고무마운트를 기점으로 성능을 향상시키기 위하여 유체마운트 (fluid mount, hydraulic mount)에 대한 연구가 80년대 초부터¹⁻³⁾ 지속적으로 개발되어 왔다. 엔진마운트는 엔진의 고정 및 지지 기능의 향상을 위해 강성은 높게, 공진 주파수영역에서의 진동폭크를 저감시키기 위하여 감쇠도 높게, 그렇지만 진동수비의 $\sqrt{2}$ 배

이상의 진동절연 주파수 영역에서 전달률을 낮추기 위해서는 감쇠를 낮추는 것이 요구된다. 강성 및 감쇠를 높이면 엔진으로부터의 진동 및 소음이 자체와 운전자에게로 전달되는 비율이 높아지는 역효과가 발생하므로, 엔진 마운트는 정적으로는 엔진을 강하게 고정하는 기능과, 동적으로는 유연한 기능이 요구되어진다.

유체마운트 내부에 설치된 유체 이동통로를 통하여 2개의 챔버 사이로 이동하는 유체의 운동(동

*† 안영공(교신저자) : 한국생산기술연구원
E-mail : blueahn@kitech.re.kr, Tel : 052-249-3033

*† Young-Kong Ahn(corresponding author): Korea Institute of Industrial Technology.
E-mail : blueahn@kitech.re.kr, Tel : 052-249-3033

흡진기 효과)을 문제의 진동 주파수에 동조시킴으로써 진동을 효과적으로 줄이는 방법은 유체 마운트의 주요 설계개념이다. 하지만 유체운동이 문제 주파수의 진동을 감소시킬 수는 있지만, 또 다른 주파수의 진동피크가 발생되어 상대적 고주파수 영역에서의 진동소음 절연성능이 저하되는 문제가 발생한다.

한편, 마운트의 해석방법에서, 유체봉입 마운트는 진동 주파수 및 진폭에 의존하는 비선형 동특성이 나타나므로,^{4,5)} 해석의 편의성을 위해서 진폭이 큰 저 주파수와 진폭이 작은 고 주파수의 주파수 영역에 따라서 2개의 선형 마운트 모델을 개발하여 마운트의 동특성을 선형적으로 해석하는 등, 엔진 마운트의 진동 감쇠특성을 향상시키기 위한 다양한 연구들이 진행되어져 왔다. 하지만 엔진 마운트를 생산하는 국내 중소형 기업에서는 이들 마운트의 작동개념 및 이론적 연구결과 등을 제품의 성능 및 품질향상에 활용하는 노력과 관심이 미흡한 실정이다. 현실적으로는, 엔진마운트의 정적 및 동적 시험결과 등 수요처의 성능요구 조건이 어떤 의미를 갖는지에 대한 분석과 개선방안을 도출하기보다는 수요처에서 요구하는 성능요구조건에 맞추어 단순히 제작, 생산 및 납품을 수행하는 수준에 머무르고 있는 기업이 아직 많이 있는 실정이다. 이런 환경은 국내 중소기업이 세계적 수준의 기업으로 성장하기 어려운 이유 중의 하나일 수 있다. 따라서 본 논문은 엔진마운트를 생산하는 중소기업에서 보다 적은 노력과 시간으로 마운트의 특성을 분석하고 성능을 향상시키는데 도움이 될 수 있는 연구내용을 나타내었다.

엔진 마운트의 진동절연의 성능을 향상시키기 위해서는 마운트의 특성을 분석하는 것이 중요하다. 마운트의 특성분석을 수행하기 위해서는 마운트의 물리적 모델 및 수학적 방정식을 도출하여 이론적으로 마운트의 설계변수와 응답특성과의 상관관계를 분석하고, 성능향상 방안을 도출하여 마운트의 설계변수를 결정하는 과정이 요구된다. 유체 마운트에 대한 작동 개념 및 이론적 모델도출에 대한 연구는 이미 세계적으로 상당한 수준

에 도달하였다.⁵⁾ 따라서 본 연구는 기존 연구자료를 응용하여 개선대상 마운트의 맞춤형 물리적 모델 및 운동방정식을 도출하고, 최적화 기법⁶⁾을 이용하여 마운트의 설계변수를 동정 및 최적화를 수행하였다. 구체적으로 실험적 및 이론적 동특성의 차이를 최소화시키는 과정으로 설계변수를 동정하고, 추가적으로 기존 및 신규 마운트의 성능을 향상시키기 위하여 마운트의 설계변수를 최적화하는 연구과정 및 연구결과를 나타내었다.

2. 유체 엔진 마운트의 운동방정식

연구개발 대상인 원통형 유체봉입 마운트의 형상적 특성을 Fig. 1에 나타내었다. 마운트의 구조적 특징은 엔진을 지지하는 메인과 보조 챔버 사이를 유체가 이동하는 관성통로 (inertia track)가 1개 설치되어 있고, 또한 보조 챔버는 2개로 분리되어 오리피스로 연결되어 있다. 그러나 보조챔버는 메인챔버의 동특성에 비해서 지배적이지 않으므로 2개로 분리된 보조챔버를 1개로 간주하여 마운트의 기계적 모델을 Fig. 2와 같이 나타내었다. 마운트의 유체 모델의 설계변수를 Table 1, 유체 및 기계적 모델의 변수변환 관계식을 Table 2에 나타내었다.

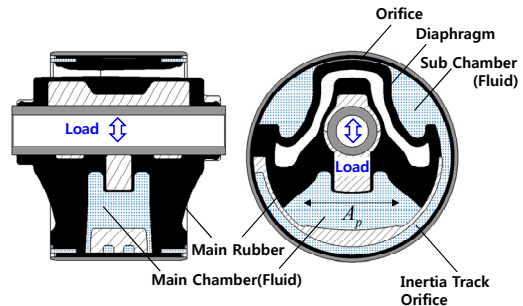


Fig. 1 Cylindrical hydraulic engine mount properties with an inertia track

Fig. 2의 모델에 대해서 뉴턴의 운동법칙을 적용하여 마운트의 동특성 해석 및 분석에 필요한 운동방정식을 유도하였다. 엔진의 가진력 F_{in} 에

대한 마운트의 전달력 F_T 및 동강성 K_T^* 는 다음 식과 같이 유도할 수 있다.

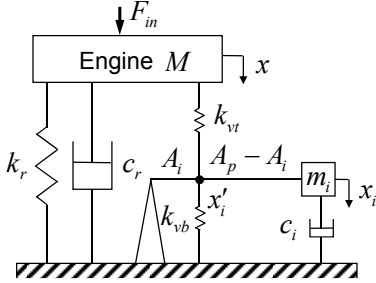


Fig. 2 Mechanical model with an inertia track

Table 1 Parameters of hydraulic model

Stiffness of the main rubber : K_r [N/m]
Damping of the main rubber : c_r [N·s/m]
Effective piston area of the upper compliance : A_p [m ²]
Cross-sectional area of the inertia track : A_i [m ²]
Compliance of the upper chamber : $C_1 = \Delta V / \Delta P$ [m ⁵ /N]
ΔV : Volume variation, ΔP : Pressure variation
Compliance of lower chamber : $C_2 = \Delta V / \Delta P$ [m ⁵ /N]
Length of the inertia track : L_i [m]
Density of fluid ρ [kg/m ³]
Fluid inertia passing through the inertia track : $I_i = \rho L_i / A_i$ [N·s ² /m ⁵]
Fluid resistance of the Inertia track : R_i [N·s / m ⁵]
Mass of engine : M [kg]

Table 2 Parameters of mechanical model

Fluid mass passing through the inertia track : $m_i = I_i \cdot A_i^2$
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 : $c_i = R_i A_i^2$

$$F_T = k_r x + c_r \dot{x} + k_{vt} (x - \frac{A_i}{A_p} x_i) - m_i \ddot{x}_i \quad (1)$$

$$K_T^* = \frac{F_T}{X} = k_r + k_{vt} + c_r s - (k_{vt} \frac{A_i}{A_p} + m_i s^2) \frac{X_i}{X} \quad (2)$$

여기서, X 와 X_i 는 M 과 m_i 의 각각에 대한 변위의 진폭, $s = j\omega$ 는 라플라스 연산자, j 는 허수부호, ω 는 진동 주파수이다. 각 질량에 대한 운동방정식은 아래 식과 같이 유도된다.

$$M\ddot{x} + k_r x + c_r \dot{x} + k_{vt} (x - x_i') = F(t) \quad (3)$$

$$m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i - k_{vt} \frac{A_i}{A_p} x + (\frac{A_i}{A_p})^2 (k_{vt} + k_{vb}) x_i = 0 \quad (4)$$

여기서, 가지력은 $F_{in} = F(t)$ 이다. 위 식을 라플라스 변환하면,

$$\begin{bmatrix} Ms^2 + c_r s + (k_r + k_{vt}) & -k_{vt} \frac{A_i}{A_p} \\ -k_{vt} \frac{A_i}{A_p} & m_i s^2 + c_i s + (k_{vt} + k_{vb}) (\frac{A_i}{A_p})^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X(s) \\ X_i(s) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{F}(s) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

로 된다. 위 식에서 외력항을 $\bar{F}(s) = 0$ 으로 두고, 동강성 K_T^* 에 포함된 X_i 를 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$X_i = k_{vt} \frac{A_i}{A_p} \frac{1}{m_i s^2 + c_i s + (k_{vt} + k_{vb}) (A_i / A_p)^2} X \quad (6)$$

식 (6)을 동강성 식 (2)에 대입하면,

$$K_T^* = k_r + k_{vt} + c_r s - \frac{k_{vt}^2 (\frac{A_i}{A_p})^2 + m_i s^2 k_{vt} \frac{A_i}{A_p}}{m_i s^2 + c_i s + (\frac{A_i}{A_p})^2 (k_{vt} + k_{vb})} \quad (7)$$

로 된다. 식 (7)은 복소수로서 마운트의 강성과 감

쇠특성을 나타내는 실수부 K' 와 허수부 K'' 로 분리 할 수 있고, 동강성의 크기 및 손실각(loss angle) 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$|K_T^*| = \sqrt{K_T'^2 + K_T''^2} \quad (8)$$

$$\phi_r = \tan^{-1}\left(\frac{K_T''}{K_T'}\right), \text{ or } \underbrace{\tan(\phi_r)}_{\text{Tan delta}} = \frac{K_T''}{K_T'} \quad (9)$$

가진 주파수 ω 가 아주 낮은 경우($\omega \cong 0$), 계산의 편의를 위해 미소 감쇠요소를 무시하는 비감쇠 마운트로 가정하면, 동강성의 식은 다음과 같이 나타내어진다.

$$K_T^* = k_r + k_{vt} - \frac{k_{vt}^2}{(k_{vt} + k_{vb})} \cong k_r + k_{vb} \quad (10)$$

동강성의 값이 최저가 되는 노치 주파수(notch frequency)는 동강성의 분자가 0이 되는 조건으로부터 진동 주파수를 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$\omega_{Notch_T} = \frac{A_i}{A_p} \sqrt{\frac{k_r(k_{vt} + k_{vb}) + k_{vt}k_{vb}}{m_i \{ (k_r + k_{vt}) - (A_i / A_p)k_{vt} \}}} \quad (11)$$

유체에 의한 공진 주파수는 비감쇠 동강성에서 극 (pole, 최대값) 조건으로부터 아래 식과 같이 나타내어진다.

$$\omega_{fluid_peak_K_T^*} = (A_i / A_p) \sqrt{(k_{vt} + k_{vb}) / m_i} \quad (12)$$

식 (12)의 주파수 보다 낮은 영역에 위치하는 식 (11)의 노치 주파수를 문제의 진동 주파수에 동조시킴으로써 엔진의 진동을 저감시킬 수 있다. 진동절연 성능을 나타내는 전달률 T 는 입출력의 비로서 다음과 같이 정의된다.

$$T = \frac{F_T}{F_{in}} = \left| \frac{K^*}{Ms^2 + K^*} \right| = \sqrt{\frac{(K'^2 + K''^2)}{(K' - M\omega^2)^2 + K''^2}} \quad (13)$$

3. 기존 마운트의 설계변수 동정

최적화 기법⁶⁾은 마운트의 설계변수를 동정하는데 유용하게 사용할 수 있고, 또한 마운트의 진동절연 성능을 높이기 위한 설계변수 최적화 수단으로도 사용할 수 있다. 이를 위한 과정을 Fig. 3에 나타내었다. 최적화 알고리즘은 다양하게 제안 및 공개(Matlab cod)⁷⁾되어 있으므로 적절하게 선정 및 활용하면 된다. 이를 통하여 마운트 생산현장에서 마운트 해석과정에 수반되는 시험 및 분석과 관련된 시간과 비용 등을 감축하고, 보다 단순화된 과정으로 마운트의 해석 및 최적설계를 수행할 수 있다.

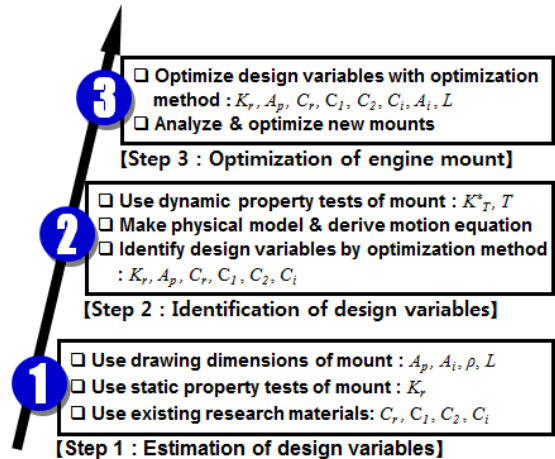


Fig. 3 Analysis and optimization process to improve performance of a conventional mount

먼저, 마운트의 설계변수 중에서 마운트의 도면으로부터 유체통로의 단면($A_i = 1.36 \times 10^{-5}$) 길이($L = 2.32 \times 10^{-1}$), 유체 밀도($\rho = 1.055 \times 10^3$), 유체의 관성($I_i = 1.7997 \times 10^7$) 및 엔진질량($M = 127$)의 값을 확보하고, 고무강성(K_r)은 정강성 시험으로 구할 수 있다. 설계변수 동정의 초기 값을 구하기 위하여, 동강성 식 (7)의 실수부 및 허수부, 식 (13)의 전달률 값이 MTS의 가진 시험에 의한 마운트 동강성의 실수부, 허수부 및 전달률 값에 근접하도록 시행착오적으로 추정(estimated)하였고,

추정된 값은 Table 3에 나타내었고, 이들 값은 최적화 기법으로 설계변수 동정 과정에 초기 값으로 사용된다.

Table 3 Estimated design parameters

Estimated parameters	
K_r [N/m]	2.3×10^5
c_r [N·s/m]	1.0×10^2
C_1 [m ⁵ /N]	7.20×10^{-12}
C_2 [m ⁵ /N]	2.210×10^{-11}
R_i [N·s / m ⁵]	1.68×10^9
A_p [m ²]	8.4×10^{-4}

최적화 기법을 이용하기 위하여, 마운트의 이론 해석결과 값이 실험 값을 추정하도록 아래 수식과 같은 최적화 함수 및 조건을 설정하여,

- ① Optimization function : Minimize

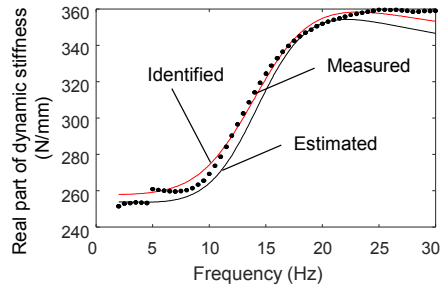
$$\sum \left\{ \begin{array}{l} \text{실수부} (K_{T-\text{실험}}^* - K_{T-\text{이론}}^*)^2 \\ + \text{허수부} (K_{T-\text{실험}}^* - K_{T-\text{이론}}^*)^2 \end{array} \right\}$$

- ② 주파수 영역 : 5~30 Hz
 - ③ 설계변수 값 변동 범위 : 추정 값의 ±50%
 - ④ 정강성 조건 : $k_r \geq 1.717 \times 10^5$
- 최적화 기법으로 설계변수를 동정하였다.

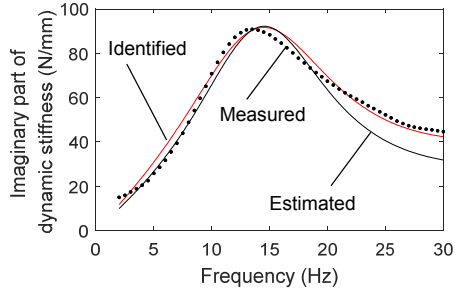
Table 4 Identified design parameters

Design Variables	Original Values		Identified values
	Min.	Max	
k_r	1.717×10^5	2.323×10^5	2.227×10^5
c_r	7.315×10^1	1.194×10^2	1.463×10^1
C_1	3.831×10^{-12}	1.149×10^{-11}	7.662×10^{-12}
C_2	8.384×10^{-11}	2.515×10^{-11}	1.677×10^{-11}
R_i	9.552×10^8	2.865×10^9	1.91×10^9
A_p	4.633×10^{-4}	1.39×10^{-3}	9.266×10^{-4}

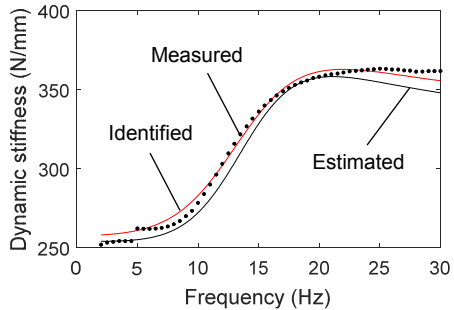
동정된(identified) 마운트의 설계변수를 Table 4, 실험(점선), 추정 및 최적화 기법⁶⁾에 의한 동정된 동특성을 Fig. 4에 나타내었다. 최적화 기법에 의한 동정 결과가 시행착오적으로 추정된 결과에 비해서 실험결과를 우수하게 동정하고 있음을 알



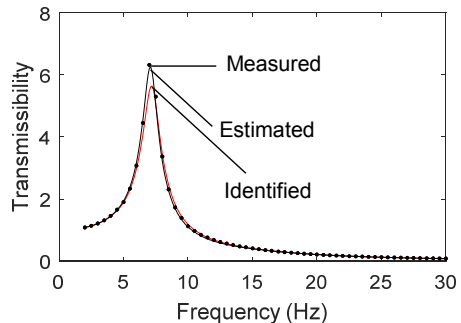
(a) Real part of dynamic stiffness



(b) Imaginary of dynamic stiffness



(c) Dynamic stiffness



(d) Transmissibility

Fig. 4 Comparison of experimental results(dot line) with identified results(solid line) by optimization method

수 있고, 엔진의 질량이 고려하지 않은 최적화 기법의 경우가 전달률의 공진피크 값에 다소 차이가 크다. c_r, A_p, C_1, C_2, R_i 값들은 최적화 기법에 의해 설계변수 값을 구하지 않고, 실험적으로 구하는 경우⁵⁾, 실험장치 제작 및 시험 등의 상당한 시간, 비용, 결과분석의 노력이 필요하게 된다.

4. 마운트 설계변수의 최적화

마운트의 최적화에 앞서 마운트 설계변수에 대한 감소해석은 중요하다.^{6, 8)} 유체를 포함하는 챔버는 유체가 없는 경우에 비해서, 유체에 의한 체적강성이 작용하여 마운트의 강성이 증가하고, 또한 유체의 이동과정에서 감쇠의 기능도 증가하게 됨을 알 수 있다.

최적화 기법에 의해서 동정된 설계변수를 바탕으로 마운트의 진동감쇠 성능을 향상시키기 위하여 다음 2가지 경우에 대해서 서로 다른 최적화 조건 및 목적함수를 설정하고 설계변수에 대해서 최적화를 수행하였다.

1) 최적화 Case 1

엔진의 아이들(Idle) 주파수가 약 10 Hz 부근에 존재하고, 엔진 시동과 동시에 통과하는 10 Hz 이하 공진 주파수 영역은 마운트의 절연 대상이 아니므로 10 Hz 이상의 영역에서 진동절연 성능을 극대화시키는 것이 요구되므로 아래와 같은 최적화 목적함수 및 조건을 설정하고,

① Optimization function : Minimize

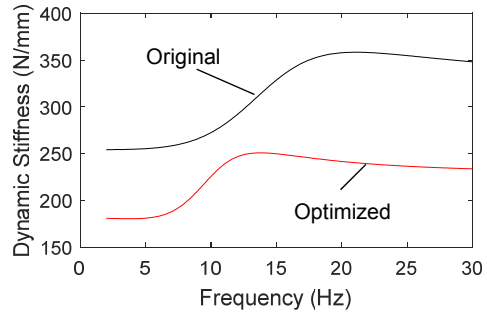
$$\sum \{ |K_r^*(10 \text{ Hz})| + |K_r^*(22 \text{ Hz})| + |K_r^*(300 \text{ Hz})| \}$$

② 구속조건 : Tan delta(식 9) > 0.3

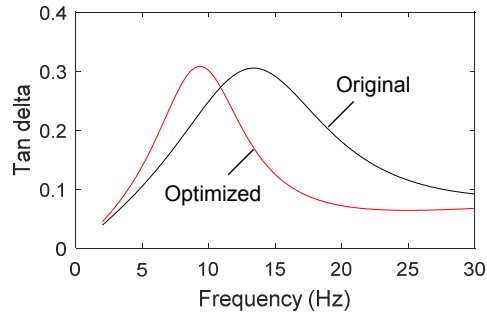
③ 구속조건 : 전달률 피크 값 $T_{\max} \geq$ 기존 전달률의 피크 값

④ 구속조건 : $k_r \geq 1.717 \times 10^5$

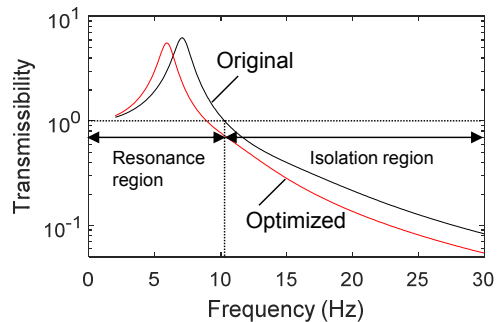
최적화를 수행하였다. 10 Hz 이상의 주파수 영역에서 전달률 감소 및 진동절연 성능이 향상, Tan delta 및 전달률 그림에서 ② 및 ③의 구속 조건이 만족함을 Fig. 5에서 알 수 있다. 정강성의 요구조건 역시 Table 5의 최적화된 설계변수에서 만족함을 알 수 있다.



(a) Dynamic stiffness



(b) Tan delta



(c) Transmissibility

Fig. 5 Optimization results of the mount in case 1

Table 5 Optimized design parameters in case 1

Design Variables	Original Values		Optimized values
	Min.	Max	
k_r	1.717×10^5	2.323×10^5	1.718×10^5
c_r	7.315×10^1	1.194×10^2	7.386×10^1
C_1	3.831×10^{-12}	1.149×10^{-11}	4.979×10^{-12}
C_2	8.384×10^{-11}	2.515×10^{-11}	2.502×10^{-11}
R_i	9.552×10^8	2.865×10^9	2.813×10^9
A_p	4.633×10^{-4}	1.39×10^{-3}	5.272×10^{-4}
L_i	1.160×10^{-1}	3.480×10^{-1}	3.372×10^{-1}
A_i	6.800×10^{-6}	2.040×10^{-5}	6.805×10^{-6}

2) 최적화 Case 2

기존 엔진 마운트의 전달률 피크가 과다한 경우, $\omega_{peak} \times \sqrt{2}$ (약 10 Hz) 이상의 진동절연 주파수 영역에서의 진동절연 성능은 다소 저감되지만 공진피크를 감쇠시키기 위해서 아래와 같이 최적화 목적함수 및 조건을 설정하여 최적화를 수행하였다.

① Optimization function : Minimize T_{max} (전달률 피크)

② 구속조건 : T_{max} 주파수 (ω_{peak}) 는 6-8Hz 사이에 위치할 것

③ 구속조건 : $\omega_{peak} \times \sqrt{2}$ 이상의 주파수 영역에서 $T \leq 1$, 여기서, ω_{peak} 는 비감쇠 동강성 식(10)으로부터

$$\omega_{peak} = \sqrt{(k_r + k_{yb}) / M}$$

④ 구속조건 : $k_r \geq 1.717 \times 10^5$

Fig. 6에 최적화 결과를 나타내었다. 최적화된 결과에서, 전달률의 공진피크는 크게 감쇠되었고, 또한, $\omega_{peak} \times \sqrt{2}$ (약 10 Hz) 이상의 주파수 영역인 진동절연 영역의 주파수에서도 $T \leq 1$ 가 만족함을 알 수 있다. 그러나 약 18 Hz 근처에서 유체의 운동에 의한 2차 공진피크가 나타났고, 이 공진피크를 제거할 수 있으면 전달률을 낮출 수 있음을 알 수 있다. 따라서 유체의 공진 주파수를 나타내는 식(12)에서 m_i 의 값을 변화시키면 이 공진주파수가 이동함을 알 수 있으므로 Table 6의 최적화 값에서 $A_i = 2.62 \times 10^{-5}$ 값을 $A_i = 3.72 \times 10^{-5}$ 로 변경하면 Fig. 6의 “Revised Optimization Result”의 결과

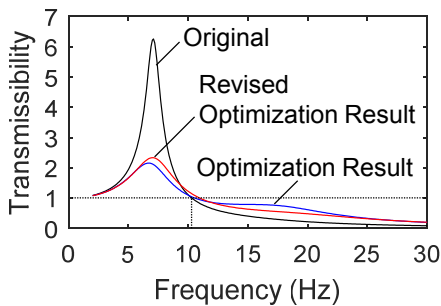


Fig. 6 Optimization results of the mount in case 2

Table 6 Optimized design parameters in case 2

Design Variables	Original Values		Optimized values
	Min.	Max	
k_r	1.717×10^5	2.323×10^5	1.79×10^5
c_r	5.00×10^1	2.00×10^2	1.48×10^1
C_1	3.60×10^{-12}	1.44×10^{-11}	6.21×10^{-12}
C_2	1.11×10^{-11}	4.42×10^{-11}	2.11×10^{-11}
R_i	8.40×10^8	3.36×10^9	1.50×10^9
A_p	4.20×10^{-4}	1.68×10^{-3}	1.65×10^{-3}
L_i	1.160×10^{-1}	4.64×10^{-1}	4.33×10^{-1}
A_i	6.800×10^{-6}	2.72×10^{-5}	2.62×10^{-5}

와 같이 유체 공진피크가 사라져 진동절연 성능이 향상될 수 있음을 알 수 있다. 최적화 기법은 공학적 및 물리적 의미를 반영할 수 없기 때문에 비현실적인 결과 및 기대치에 도달하지 못하는 결과를 제공할 수 있다. 따라서 설계자는 공학적 지식을 바탕으로 최적화된 결과 값을 선별하여 활용하는 것이 중요하다.

이상 설계변수가 최적화된 마운트의 진동절연 성능이 미흡하다고 판단이 되는 경우에 마운트의 성능을 더욱 향상시키기 위해서는, 능동적 혹은 준 능동적으로 마운트의 설계변수를 엔진의 운전 주파수에 따라서 조절하는 마운트를 개발하면 해결할 수 있다.^{3,8)}

5. 결 론

비선형 특성이 큰 유체 엔진마운트의 설계변수를 구하기 위해 실험적인 방법이 일반적으로 사용되어 왔다. 그래서 실험장치를 제작하고, 시험수행 및 결과분석 등의 과정에서 상당한 시간과 비용을 필요로 하게 된다. 따라서 본 논문은 보다 손쉬운 방법으로 유체 엔진마운트의 특성을 분석, 설계변수를 동정 및 설계변수를 최적화하여 엔진 마운트의 성능을 향상시키는 방안을 제시하였다.

엔진 마운트의 특성을 분석하기 위한 수단으로서, 우선 마운트의 물리적 모델 및 수학적 방정식을 도출하고, 도출된 방정식의 해석적 결과가 마

운트의 실험적 결과와의 차이를 최소화 시키는 최적화 과정으로 설계변수를 동정하였다. 이 최적화 기법은 기존 실험에 의한 것보다 단순화된 방법이지만, 성공적으로 설계변수를 동정하였다.

또한 동일한 최적화 기법은 진동 절연성능을 향상시키기 위해 기존 및 신규 개발 마운트의 설계변수를 최적화하는 연구과정 및 연구결과를 검증하였고, 그 결과 본 연구방법이 엔진마운트의 산업현장에서 마운트의 진동절연 성능을 향상시키는 데 실용적 및 유용하게 활용될 수 있음을 본 연구를 통하여 확인할 수 있었다.

References

1. W. C., Flower, 1985, "Understanding Hydraulic Mounts for improved Vehicle Noise, Vibration and Ride Qualities", SAE Technical Paper 850975, pp. 123-131.
2. A. Nozawa, 2007, "Introduction : Characteristic Rubber Spring, Vibration Analysis of Engine Mount", Transactions of Japan Society of Spring Engineers, Vol. 2007, No. 52, pp. 45-64.
3. O. S. Kim, W. C. Park and H. C. Lee, 2004, "Control Performance for Semi-active Mount Featuring Magneto-Rheological Fluid", Journal of The Korean Society for Power System Engineering, Vol. 8, No. 2, pp. 53-58.
4. A. Geisberger, A. Khajepour, and F. Golnaraghi, 2002, "Non-Linear Modeling of Hydraulic Mounts: Theory and Experiment", Journal of Sound and Vibration. Vol. 249, No. 2, pp. 371-397.
5. A. Geisberger, 2000, "Hydraulic Engine Mount Modeling Parameter Identification and Experimental Validation", Thesis for Master of Applied Science in Mechanical Engineering, University of Waterloo.
6. Y. K. Ahn, J. D. Song, B. K. Yang, 2003, "Optimal design of engine mount using an artificial life algorithm", Journal of Sound and Vibration, Vol. 261, No. 2, pp. 309-328.
7. Optimization Toolbox, MathWorks.
8. B. S. Benjamin Barszcz, 2010, "Dynamic Tuning of Hydraulic Engine Mount Using Multiple Inertia Tracks", Thesis for Master of Science in the Graduate School, The Ohio State University.