

## 다중 전달함수합성법을 이용한 엔진마운트 시스템의 설계민감도 해석

### Design Sensitivity Analysis of an Engine Mount System using the Multi-Domain FRF-based Substructuring Method

이 두 호\*, 황 우 석\*\*  
Dooho Lee, Wooseok Hwang

#### ABSTRACT

Analyzing acoustic-structural systems such as automobiles and aircraft, the FRF-based substructuring (FBS) method is one of the most powerful tools. In this paper, a general procedure for the parametric sensitivity analysis of vibro-acoustic problems has been presented using the multi-domain FRF-based substructuring formulation. For an acoustic-structural system sub-structured by multiple domains, the substructuring formulation gives the reaction forces on the interface boundaries. The design sensitivity formula is obtained from the direct differentiation of the reaction force expression with respect to the design vector. As a practical application, the proposed design sensitivity formula is applied to an engine mount system of passenger car. An objective of the problem is to identify the most effective engine mounts and bushes in minimizing the interior noise over the concerned rpm range. The comparison of the sensitivity results with those of the finite difference method shows excellent agreement. In addition, stiffness modifications of the mounts and bushes identified through the design sensitivity analysis lead to a successful decrease of the interior noise. This results show usefulness of the present method very well.

주요기술용어 : Design sensitivity analysis(설계민감도해석), Engine mount(엔진마운트), Multi-domain FRF-based substructuring method(다중 전달함수합성법)

#### Nomenclature

$b$  : 설계변수(design variable)  
 $f$  : 외력(external force)  
 $H$  : 주파수전달함수 행렬  
 $R$  : 연결점에서의 반력  
 $x$  : 응답

#### Superscripts

A, B, C : substructure

#### 1. 서 론

엔진마운트 시스템은 엔진의 진동으로부터 발생하는 차체의 진동/소음을 방지하기 위한 진동 절연 장치이다. 엔진마운트의 설계는 보통 엔진의 관성데이터로부터 각각의 회전 운동이 각

\* 회원, 동의대학교 기계·산업시스템공학부  
\*\* 회원, 대구대학교 자동차·산업·기계공학부

각의 엔진마운트의 강성에 독립적으로 결정되도록 지지점을 결정하고, 각각의 엔진마운트 강성을 결정한 다음, 각 마운트의 상세 모양을 설계하는 순으로 이루어진다. 첫번째 단계에서 엔진마운트 및 부쉬의 위치가 결정되고 난 후 각각의 엔진마운트 및 부쉬의 강성은 실내 진동/소음에 큰 영향을 미치며 고품질의 정숙성을 달성하기 위해서는 강성의 결정시 차체의 동특성을 고려하는 것은 필수적이다.<sup>1)</sup>

차체는 박판과 부착물로 이루어진 복잡한 구조물이므로 해석적으로 이의 동특성을 고려하는 것은 많은 비용을 수반하게 된다. 그러므로, 보다 경제적으로 차체의 동특성을 고려하는 방법의 사용이 요구되는데, 그 대표적인 것이 전달함수합성법이다.<sup>2)</sup> 전달함수합성법은 자동차나 항공기와 같은 복잡한 구조물의 해석에 널리 사용되고 있는데, 이는 계산에 사용되는 주파수 응답함수(frequency response function, FRF)를 해석적인 방법이나 실험적인 방법으로 얻을 수 있고 이를 쉽게 결합할 수 있는 장점 때문이다.<sup>3,4)</sup>

설계자가 직관에 의한 설계의 한계를 벗어나 최적의 설계값을 얻고자 할 때는 수학적 계획법(mathematical programming)을 이용한 최적화 알고리즘의 도입이 필수적이다. 많은 최적화 알고리즘 중 공학적으로 이용 가능한 것의 대부분은 목적함수나 제한조건의 기울기함수(gradient function)을 사용하고 있으며 이 기울기 함수를 구하는 것이 설계민감도해석(design sensitivity analysis)이다.

부분구조합성법에 기반을 둔 설계민감도 해석의 연구는 대부분이 모드합성법을 기반으로 하여 이루어져 왔으나<sup>5)</sup> 전달함수 합성법에 기반한 연구는 거의 이루어지지 않고 있었다. 최근에 이두호 등<sup>6)</sup>은 전달함수합성법을 기반으로 하는 설계민감도 해석법을 정식화하고 엔진마운트 문제의 설계민감도 해석을 수행하여 그 유용성을 증명하였다. 그러나 이들의 연구는 2개의 부분구조만을 가정하여 수행하였기 때문에 엔진마운트 시스템의 경우 부분구조내의 구조물에

포함되는 몇몇의 엔진 마운트 및 부쉬는 설계변수로 지정하는 데는 어려움이 있었다.

본 연구에서는 이전의 연구를 확장하여 다중 전달함수합성법에 기초한 설계민감도 공식화를 새로이 수행하여 모든 연결점의 요소를 설계변수로 지정 가능하도록 하였으며 이를 엔진마운트 문제에 응용하여 차실의 소음에 영향을 미치는 엔진마운트 및 부쉬의 강성을 규명하고 실제 설계 변경을 통하여 민감도 해석의 유용성을 예시하였다.

## 2. 다중 전달함수합성법을 이용한 설계민감도 해석

Fig. 1은 3개의 부분 구조물로 구성된 일반적인 구조물을 나타낸다. 부분 구조 A, B, C는 그림과 같이 연결되어 있다. 편의상 부분 구조물의 외력  $f$ 는 부분구조 A에 작용한다고 가정하고 구하려는 응답점  $r$ 은 부분구조 C에 위치한다고 가정한다. 시스템을 선형이라고 가정하면 중첩의 원리에 따라 부분구조 A에서의 응답  $x$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$x = \begin{Bmatrix} x^A \\ x^B \\ x^C \end{Bmatrix} = {}^A H \cdot {}^A R + {}^A H_f f \tag{1}$$

여기서  $x^B$ 는 부분구조 B와 연결되는 부분구조 A의 연결점에서의 응답이고  $x^C$ 는 부분구조 C와 연결되는 부분구조 A의 연결점에서의 응답을 나타낸다. 이후의 표기에서 왼쪽 상첨자 A, B, C는 부분구조를 나타낸다.  $R$ 는 부분구조 A에 작용하는 연결점에서의 반력 벡터이고  $H$ 는 부분구조 A에서의 전달함수 행렬이다. 부분구조 A에서의 반력 벡터와 전달함수행렬은 다시 부분구조 B 또는 C와 관련된 항으로 다음과 같이 나눌 수 있다.

$$H = \begin{bmatrix} H^{BB} & H^{BC} \\ H^{CB} & H^{CC} \end{bmatrix}, R = \begin{Bmatrix} R^B \\ R^C \end{Bmatrix} \tag{2}$$

$$H_f = \begin{Bmatrix} H_f^B \\ H_f^C \end{Bmatrix} \tag{3}$$

부분구조 B와 C에서의 연결점 변위도 유사한

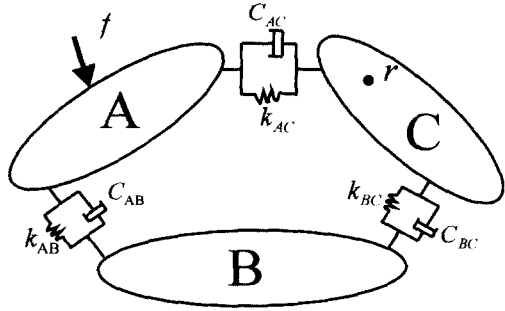


Fig. 1 A multi-domain substructure system

방법으로 표현할 수 있으며 다음과 같다.

$${}^B x = \begin{Bmatrix} {}^B x^A \\ {}^B x^C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} {}^B H^{AA} \cdot {}^B R^A + {}^B H^{AC} \cdot {}^B R^C \\ {}^B H^{CA} \cdot {}^B R^A + {}^B H^{CC} \cdot {}^B R^C \end{Bmatrix} \quad (4)$$

$${}^C x = \begin{Bmatrix} {}^C x^A \\ {}^C x^B \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} {}^C H^{AA} \cdot {}^C R^A + {}^C H^{AB} \cdot {}^C R^B \\ {}^C H^{BA} \cdot {}^C R^A + {}^C H^{BB} \cdot {}^C R^B \end{Bmatrix} \quad (5)$$

두 부분구조 간의 연결점의 힘은 작용-반작용의 관계에 있으므로 다음의 식이 성립한다.

$${}^A R^B + {}^B R^A = 0 \quad (6)$$

$${}^B R^C + {}^C R^B = 0 \quad (7)$$

$${}^A R^C + {}^C R^A = 0 \quad (8)$$

또한 연결점은 탄성 스프링과 댐퍼로 연결되어 있으므로 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$D^{AB} \cdot {}^A R^B = {}^B x^A - {}^A x^B \quad (9)$$

$$D^{BC} \cdot {}^B R^C = {}^C x^B - {}^B x^C \quad (10)$$

$$D^{AC} \cdot {}^A R^C = {}^C x^A - {}^A x^C \quad (11)$$

여기서  $D$ 는 상첨자로 나타낸 두 부분구조간의 결합력을 행렬로 나타낸 것으로 대각행렬이 되고 대각행렬의 값은 다음과 같이 표현된다.

$$D_i = \frac{1}{(k_i + \sqrt{-1\omega C_i})} \quad (12)$$

이제 식 (1), (4), (5)을 식 (9)~(11)에 대입하고 식 (6)~(8)을 적용하고 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$H \cdot R = F \quad (13)$$

여기서,

$$R = \begin{Bmatrix} {}^A R^B & {}^A R^C & {}^B R^C \end{Bmatrix}^T \quad (14)$$

$$F = \begin{Bmatrix} -{}^A H_r^B f & -{}^A H_r^C f & 0 \end{Bmatrix}^T \quad (15)$$

$$H = [H_1 \quad H_2 \quad H_3] \quad (16)$$

$$H_1 = \begin{Bmatrix} D^{AB} + {}^A H^{BB} + {}^B H^{AA} & {}^A H^{CB} & -{}^B H^{CA} \end{Bmatrix}^T$$

$$H_2 = \begin{Bmatrix} {}^A H^{BC} & D^{AC} + {}^C H^{AA} + {}^A H^{CC} & {}^C H^{BA} \end{Bmatrix}^T$$

$$H_3 = \begin{Bmatrix} -{}^B H^{AC} & {}^C H^{AB} & D^{BC} + {}^C H^{BB} + {}^B H^{CC} \end{Bmatrix}^T$$

식 (13)을 이용하면 각 분계의 연결점에 작용하는 힘을 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$R = H^{-1} \cdot F \quad (17)$$

이제 부분구조 C에 위치한 점  $r$ 에서의 응답은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} {}^C x_r &= {}^C H_r^A \cdot {}^C R^A + {}^C H_r^B \cdot {}^C R^B \\ &= {}^C H_r \cdot {}^C R \end{aligned} \quad (18)$$

여기서,  ${}^C H_r = \begin{Bmatrix} {}^C H_r^A & {}^C H_r^B \end{Bmatrix}$ 는 부분구조 C의 연결부에 단위 힘을 가졌을 때 응답점  $r$ 에서의 주파수응답이고  ${}^C R = \begin{Bmatrix} {}^A R^C & {}^B R^C \end{Bmatrix}^T$ 는 부분구조 C에 작용하는 외력벡터이다.

설계민감도 해석은 설계변수의 변화에 대한 응답의 변화율을 얻는 것이다. 설계민감도는 설계벡터에 대한 기울기함수로 표시되므로 식 (18)으로 나타내어지는 응답의 미분값을 얻기 위하여 식 (18)을 설계변수  $b$ 로 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{d {}^C x_r}{db} = -\frac{\partial {}^C H_r}{\partial b} \cdot {}^C R - {}^C H_r \cdot \frac{\partial {}^C R}{\partial b} \quad (19)$$

위 식을 살펴보면 우항의 첫 번째 식은 계산이 가능한 반면<sup>6)</sup> 두 번째 항은 연결점의 반력이 설계변수가 정해진 다음 전체 시스템의 평형을 고려하여 결정되어지기 때문에 설계변수와 함축적(implicit)으로 연결되어 있어 직접적으로 계산할 수 없다. 식 (19)를 계산하는데 필요한  $\partial {}^C R / \partial b$ 를 얻기 위하여 식 (13)을 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial H}{\partial b} \cdot R + H \cdot \frac{\partial R}{\partial b} = \frac{\partial F}{\partial b} \quad (20)$$

위 식을 정리하면 시스템 행렬  $H$ 의 역행렬을 양변에 곱하여 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial R}{\partial b} &\equiv \left\{ \frac{\partial^A R^B}{\partial b} \quad \frac{\partial^C R}{\partial b} \right\}^T \\ &= H^{-1} \cdot \left[ \frac{\partial F}{\partial b} - \frac{\partial H}{\partial b} \cdot R \right] \end{aligned} \quad (21)$$

위 식은 우변은 시스템행렬의 역행렬, 미분행렬 및 반력 벡터로 이루어져 있으므로 전달함수합성법을 이용하여 시스템을 해석하는 경우 시스템의 해석과정에서 알 수 있는 항들이거나 간단한 미분으로 얻을 수 있는 항들로 구성되어 있어 설계변수 변화에 대한 연결점에서의 반력 변화를  $\partial R/\partial R$ 를 간단하게 계산할 수 있다.

그러므로 최종적인 응답의 설계민감도는 식 (21)로부터 구해지는 반력의 설계민감도 값  $\partial^C R/\partial b$ 을 식 (19)에 대입함으로써 구할 수 있다. 여기서 유의해야 할 점은 설계민감도 해석과정 중 가장 많은 계산비용이 소요되는 시스템행렬의 역행렬 계산은 시스템의 응답 해석시에 사용한 행렬이므로 별도의 계산이 필요하지 않고, 또한 시스템 행렬의 설계변수에 대한 미분  $\partial H/\partial b$ 의 계산시에도 본 정식화가 부분구조합성법의 틀에서 이루어지고 있기 때문에 한 분계 또는 연결점의 특성을 나타내는 설계변수를 변화시키는 경우 대부분의 나머지 분계에 대한 변화는 없기 때문에 많은 항들이 영으로 되어 간편한 계산을 할 수 있다는 것이다.

### 3. 엔진마운트 시스템의 설계민감도 해석

엔진마운트 시스템은 엔진에서 발생한 진동을 효과적으로 차단하여 승용차 차실에서의 진동/소음을 저감하기 위한 장치이다. 이를 위해서 각각의 엔진마운트의 강성이 차실의 진동/소음 특성에 미치는 영향을 분석하는 것은 자동차 설계에 있어서 대단히 중요한 작업이며 복잡한 동

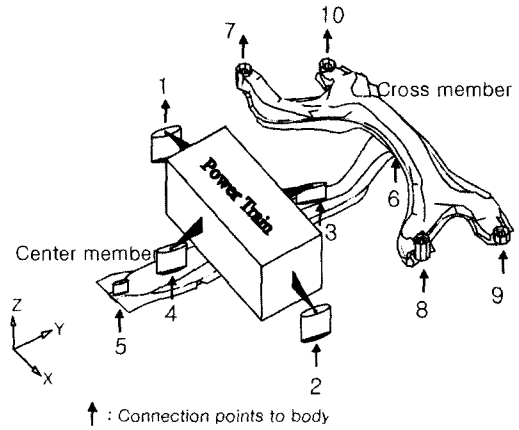


Fig. 2 An engine mount system of a passenger car

특성을 보이는 차체를 고려해야만 보다 정확한 설계가 가능하기 때문에 효과적으로 차체를 고려하는 방법이 필요하다.

본 장에서는 2장에서 다중 전달함수합성법의 틀 속에서 유도된 설계민감도 공식을 승용차의 엔진마운트 시스템에 적용하여 공식의 정확성을 검증하고 각각의 마운트 강성이 실내소음에 미치는 영향을 평가한다.

Fig. 2와 같은 승용차의 엔진마운트 시스템을 고려한다. 이 엔진 마운트 시스템은 직렬 4기통 엔진과 변속기 및 서브프레임으로 구성되어 있으며 4개의 엔진마운트와 6개의 부위가 각각의 구조물을 그림과 같이 연결하고 있다.

본 연구에서는 엔진의 폭발력 및 회전 관성력으로부터 발생한 차체의 구조진동 때문에 발생하는 차실내의 소음, 즉 엔진부밍소음(engine booming noise)을 설계자가 관심 있는 응답으로 설정한다. 엔진부밍소음은 엔진의 진동이 차체에 전달되어 나타나는 승용차에서 빈번한 소음현상의 하나이고 엔진마운트의 설계시 반드시 고려해야 할 중요한 항목이다.

엔진마운트 시스템의 설계자 결정해야 할 것은 단계별로 지지위치, 강성, 감쇄계수, 엔진마운트 모양 등이 있지만 본 연구에서 설계변수로 가정하는 것은 각각의 지지점이 결정된 후 지지점에서의 엔진마운트 강성이다. 엔진 마운트

및 부쉬의 강성은 각각 3방향의 다른 강성값을 갖을 수 있으므로 이를 고려한다.

Fig. 2의 엔진마운트 시스템을 다중 전달함수 합성법을 이용하여 해석하기 위하여 4개의 부분 구조로 나누었다. 부분구조 A는 엔진과 변속기를 포함하는 부분으로 하였고 부분구조 B는 Fig. 2의 center 멤버로 하였으며 부분구조 C는 cross 멤버로 하였다. 부분구조 D는 차실을 포함하는 차체(trimmed body)로 하였다. 관심 응답은 부분 구조 D에 있는 차실에서의 음압(sound pressure level)이다.

많은 경우 4000rpm 이하의 엔진 부밍소음 영역에서 엔진마운트 시스템의 center 멤버와 cross 멤버를 포함하는 서브프레임은 충분한 강성을 갖도록 설계되고 결과적으로 이들의 운동은 서브프레임을 연결하는 부쉬의 값에 따른 강제운동을 하는 것이 알려져 있으며 이러한 경우 서브프레임의 해석은 유한요소법 등의 탄성을 고려한 해석보다는 CAD 데이터로부터 얻어진 각각의 멤버의 관성값으로부터 주파수응답함수를 얻을 수 있으며 더욱 효율적이라는 것이 알려져 있다.<sup>7)</sup> 그러므로 본 연구에서는 엔진마운트 시스템을 이루는 분계의 주파수응답함수를 얻기 위하여 CAD 데이터로부터 얻어진 서브프레임의 관성 데이터로부터 주파수응답함수를 계산하는 방법을 사용하였다. 부분구조 D에서 연결점과 차실 후석 승객의 귀위치 사이의 소음전달함수(noise transfer function)를 구하기 위하여 충격해머시험(impact hammer test)을 수행하였다. 부분구조 A에 작용하는 폭발력은 주행시 연소압력을 측정하여 계산하였다. 설계변수가 되는 각 엔진마운트 및 부쉬의 초기 강성 및 감쇄계수는 기존 설계값으로 엔진 마운트 및 부쉬를 방진고무시험기를 이용하여 측정하여 사용하였다.<sup>4)</sup>

Fig. 3에 강체정보를 이용한 전달함수 합성법으로 해석된 실내소음을 표시하였다. 그림에 나타나는 바와 같이 초기 설계안은 1000~2000rpm 영역에서 많은 피크를 가지고 있다. 그러므로 설계목표는 각각의 엔진 마운트 및 부쉬의 강성을

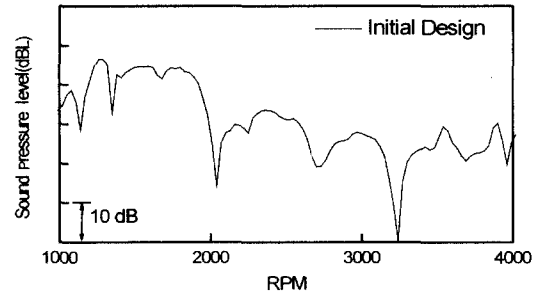


Fig. 3 Interior noise calculated by the multi-domain FBS method

조절하여 실내소음이 최소화되도록 하는 것이다. 이를 위해서는 먼저 각각의 연결점의 강성이 변할 때 실내소음의 변화율을 정확하게 예측하는 것이 중요하며 이는 유도된 설계민감도 공식을 이용하면 얻을 수 있다.

유도된 설계민감도 공식, 식 (19), (21)을 이용하여 각각의 엔진마운트 및 부쉬의 강성이 변할 때 실내소음의 변화민감도를 계산하였다. 엔진마운트 시스템의 연결점은 모두 10개가 있고 각각의 강성은 3방향별로 다른 값을 갖으므로 설계변수는 모두 30개가 된다. 계산된 설계민감도 결과를 Fig. 4에 표시하였다. 그림에 나타나는 바와 같이 설계민감도 결과는 rpm에 따라 변화가 심하며, 또한 그림에서는 편의를 위하여 크기만을 표시했지만 복소수값을 갖고 있다는데 유의하여야 한다. 즉, 설계변수가 변화할 때 실제 실내소음의 변화량은 계산된 설계민감도에 설계변수의 변화량을 곱해서 현재의 실내소음 벡터와 벡터합으로 표현되는 것이다.

식 (19), (21)을 사용해서 계산된 설계민감도의 정확성을 검증하기 위하여 유한차분법(finite difference method)의 근사 결과와 비교하였다. 유한차분법에 의한 설계민감도는 다음식을 이용하였다.

$$\frac{dx}{db} \cong \frac{\Delta x}{\Delta b} = \frac{x(b + \Delta b) - x(b)}{\Delta b} \quad (22)$$

유한차분법시의 섭동량  $\Delta b$ 는 설계변수값의 0.01%를 사용하였다. 유의할 점은 본 연구에서

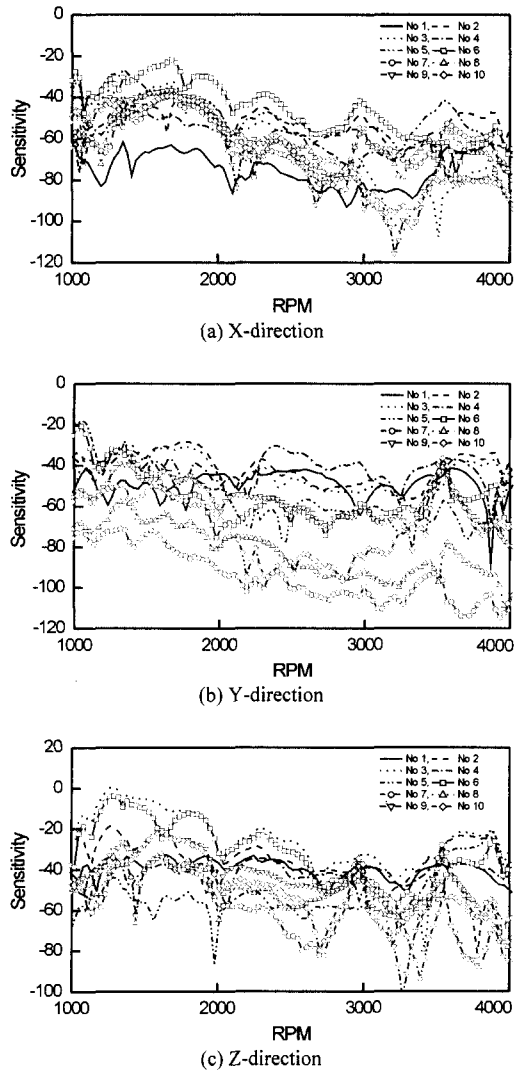


Fig. 4 Design sensitivity results with respect to stiffness of each mount and bushing

제시한 설계민감도해석법과는 달리 유한차분법은 설계민감도 계산결과가 섭동량에 따라 달라지고 설계변수의 수만큼 해석을 반복하기 때문에 비효율적이라는 것이다. 본 연구에서 제시한 설계민감도 공식과 유한차분법의 비교 결과를 다음 과 같이 유한차분법의 결과를 기준으로 하는 오차(error)로 표시하고, 이 오차값은 엔진회전수에 따라서 달라지는 값이므로 전 엔진회전수 영역에서 설계민감도 값의 최대오차를 아래

Table 1 Maximum sensitivity errors compared to those of the FDM

연결점	최대오차[%]		
	X방향	Y방향	Z방향
1	7.275E-5	-2.060E-3	-1.340E-3
2	7.500E-3	2.300E-3	8.628E-3
3	2.548E-2	8.860E-3	-6.620E-3
4	-2.972E-4	-3.280E-3	-1.620E-3
5	-1.760E-3	-1.348E-2	5.549E-2
6	2.816E-2	-6.660E-3	3.184E-2
7	-6.560E-3	1.068E-2	7.500E-2
8	4.500E-3	1.173E-2	1.177E-1
9	1.680E-3	-6.672E-2	2.231E-2
10	1.720E-3	7.062E-2	3.180E-2

식과 같이 계산하여 Table 1에 표시하였다.

$$Error[\%] = \frac{FDM - Present}{FDM} \times 100 \quad (23)$$

표를 살펴보면 두 결과는 0.12% 이내로 잘 일치하고 있는 것을 볼 수 있어 본 연구의 정식화 과정이 정확함을 보여주고 있다.

#### 4. 설계 변경

효과적인 설계변경을 위해서는 먼저 설계민감도의 크기를 비교하는 것이 필요하다. Fig. 4를 보면 1000~2000rpm 영역의 실내소음에 가장 큰 영향을 미치는 엔지 마운트 및 부쉬는 3번과 6번 Z방향임을 알 수 있다. 참고문헌<sup>6)</sup>의 결과에 따르면 서브프레임을 하나의 분계로 나누었을 때 가장 설계민감도가 큰 경우는 5번의 경우로 나타나고 있으나 위의 결과를 살펴보면 이는 3번 및 6번의 영향이 이에 포함되어 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한 앞에서 언급한 바와 같이 설계민감도 정보는 크기뿐만 아니라 실내소음과의 위상정보도 대단히 중요하다. 크기와 위상정보를 동시에 알아보기 위해서는 각각의 주파수마다 극좌

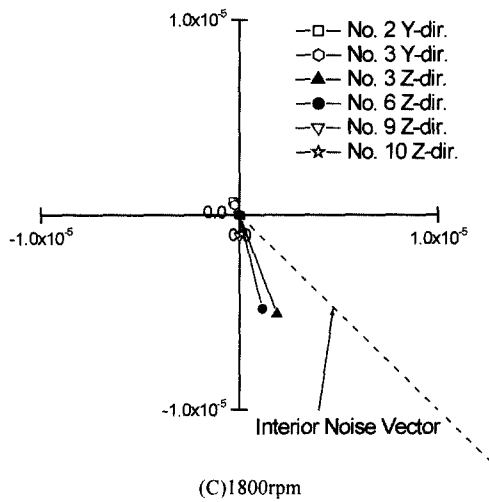
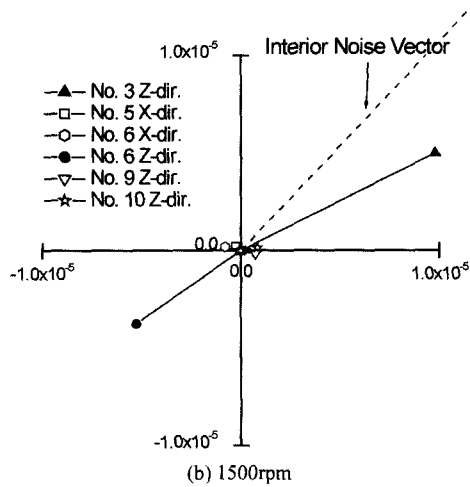
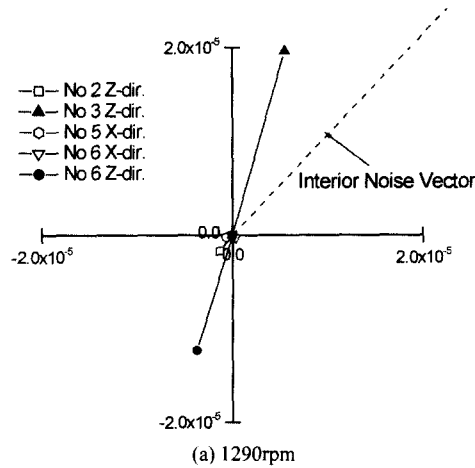


Fig. 5 Polar plots of the sensitivity results

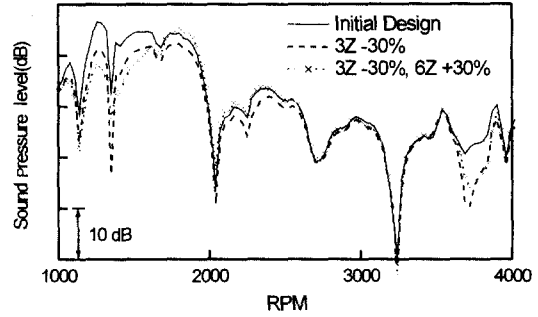


Fig. 6 Interior noise modified through the sensitivity analysis

표계에 설계민감도 값을 그리는 작업이 필요하며 실내소음의 피크가 존재하는 1290, 1500, 1800 rpm에서의 설계민감도 벡터를 Fig. 5에 나타내었다. 그림을 보면 3번 엔진 마운트의 Z방향과 6번 부쉬 Z방향의 설계민감도 벡터가 다른 설계변수에 비교하여 크기도 매우 크며 실내소음 벡터와 유사한 방향 또는 반대방향을 향하고 있어 이들 설계변수의 변화가 실내소음에 매우 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 그러나 설계변수 3번 Z방향의 경우는 모든 관심 엔진회전수 영역에서 실내소음벡터와 비슷한 방향을 가리키고 있어서 3번 Z방향의 강성을 감소시키면 관심영역에서 실내소음을 저감시킬 수 있는 것이 예상되는 반면 6번 Z방향의 경우는 1290, 1500rpm에서는 강성을 증가시키는 것이 실내소음 감소시키지만 1800 rpm에서는 위상이 바뀌어서 오히려 강성을 감소시키는 것이 실내소음 저감에 유리한 결과를 보이고 있다. 그러므로 첫 번째로 설계자가 선택할 수 있는 것은 6번의 경우는 rpm에 따라서 서로 다른 경향을 보이고 있으므로 우선 3번 Z방향의 강성만을 감소시키는 것이 바람직한 방향이다. 이 경우를 확인하기 위하여 3번 Z방향 강성을 30% 감소시킨 경우에 대하여 다중전달함수 재해석을 시행한 결과를 Fig. 6에 그렸다. 그림을 살펴보면 전체 영역에서 최대 6dB 정도의 소음감소가 이루어졌음을 볼 수 있다. 또 한가지 설계자가 생각할 수 있는 경우는 6번 Z의 강성을 증가시킬 경우 관심영역에서 서로 반대의 영향을 나타내지만 감소영역이 훨씬 크므로 이를 선택하

고 1800rpm에서 예상되는 악영향은 3번 Z방향의 강성을 감소시켜 상쇄시키는 것이다. 이 경우를 확인하기 위하여 3번 Z방향의 강성은 30% 감소시키고 6번 Z방향의 강성은 30% 증가시킨 경우에 대하여 해석을 수행하여 그 결과를 Fig. 6에 그렸다. 예상한 바와 같이 1300, 1500영역에서는 실내소음 감소는 첫 번째 경우보다 컸지만 1800 rpm 영역에서의 실내소음은 거의 변하지 않았다. 이 결과는 본 논문에서 제시한 설계민감도 방법의 유용성을 잘 보여주고 있다.

## 5. 결론

승용차의 엔진마운트 시스템의 엔진마운트 및 부쉬의 강성을 설계하는 것은 차실의 진동/소음 측면에서 대단히 중요하고 고품질의 정숙성을 달성하기 위해서는 설계단계에서 차체의 특성을 고려하는 것이 필요하다. 차체의 동특성을 해석 또는 실험으로부터 얻어진 주파수응답함수를 이용하여 고려할 수 있는 효과적인 방법 중의 하나가 전달함수합성법이다.

본 연구에서는 전달함수합성법을 이용한 설계민감도 공식을 유도하고 엔진마운트 시스템에 적용하였다. 설계민감도 정식화는 모든 엔진마운트 및 서브프레임의 부쉬를 설계변수로 포함할 수 있도록 다중 전달함수합성법에 기초하여 이루어졌으며 각각의 엔진마운트 및 부쉬의 강성이 실내소음에 미치는 영향을 파악할 수 있음을 보였다. 본 연구에서 제시한 설계민감도 정식화는 유한차분법의 결과와 비교하여 그 정확성이 검증되었으며 관심있는 영역의 설계민감도 해석을 통하여 설계변경안을 도출하고 확인

함으로써 본 연구의 방법이 차체의 동특성을 고려한 엔진마운트 시스템의 설계방향을 효과적으로 제시할 수 있는 대단히 유용한 도구임을 보였다.

향후의 과제로 검증된 다중 전달함수합성법을 이용한 민감도 해석법을 최적설계 프로그램과 연결하여 최적화 문제를 정립하고 설계를 수행하는 것이 필요하다.

## 참고 문헌

- 1) Yim Hongjae, Lee Sangbeom, "A Study of Dynamics and Engine Mount Systems," The Proceeding of 8th ICSV, Hong Kong, pp.411-418, 2001.
- 2) 長松昭男, 大態政明, 部分構造合成法, 培風館, 1991.
- 3) A. T. M. J. M. Huizinga, D. H. Campen, A. Kraker, "Application of Hybrid Frequency Domain Substructuring for Modeling and Automotive Engine Suspension," J. of Vibration and Acoustics, Vol. 119, pp.304-310, 1997.
- 4) 황우석, 이두호, "전달함수를 이용한 차실 소음의 부분구조 해석," 한국소음진동공학회지, 제10권 제3호, pp.480-485, 2000.
- 5) J. H. Heo, K. F. Ehmann, "A Method for Substructural Sensitivity Synthesis," Journal of Vibration and Acoustics, Vol.113, pp.201-208, 1991.
- 6) 이두호, 황우석, 김찬목, "전달함수합성법을 이용한 엔진마운트계의 민감도 해석," 대한기계학회논문집 A권, 제25권 제1호, pp.153-160, 2001.
- 7) W. S. Hwang, D. H. Lee, 2000, "Analysis of Booming Noise using Rigid Body Information of Components," Proceedings of InterNoise, 2001.