

구조 가진과 음향 가진의 결합에 의한 차량의 구조-음향 전달 함수 측정

Measurement of Mechanical-acoustic Transfer Functions of Vehicles by Combination of Mechanical and Acoustic Excitations

고 강 호*, 이 장 무**
Kang-Ho Ko, Jang-Moo Lee

ABSTRACT

In this paper a simple measurement technique for mechanical-acoustic transfer functions is proposed. The mechanical-acoustic transfer functions, generally, are measured through mechanical excitations : impact hammers or shakers. Recently, by virtue of vibro-acoustical reciprocity principle, they are measured through acoustic excitations : loudspeakers. This kind of test needs to measure the volume velocity, the radiation characteristics of a sound source. Because the volume velocity of the sound source is changed by driving signal, it is difficult to measure it. However, the new method in this paper needs not to measure the volume velocity of a sound source by combination of mechanical and acoustic excitations. Moreover, this method has the methodological advantages, such as usage of a general loudspeaker for the reciprocal excitation, no spatial limitations for measurements of mechanical-acoustic transfer functions.

주요기술용어 : Mechanical-acoustic Transfer Function(구조-음향 전달 함수), Vibro-acoustical Reciprocity Principle(진동-음향 상반 원리), Volume Velocity(체적 속도), Acceleration Transfer Function(가속도 전달 함수)

1. 서 론

자동차의 차실은 루프, 플로어, 글라스, 도어, 트렁크 리드(lid) 등과 같은 패널(panel)로 둘러싸인 공동으로 되어 있어 불규칙한 형상을 가진 음향 공간을 형성하고 있다. 이러한 차실을 포함하

고 있는 차체는 진동원인 엔진, 동력 전달 장치, 그리고 현가 장치 등의 샴시부와 연결되어 있으며, 엔진 마운트, 서스펜션 암의 부시, 속 업소버(shock absorber) 부시, 서브 프레임 마운트, 배기계 마운트 등이 대표적인 연결부에 해당된다. 이러한 연결부들은 구동계에서 발생된 진동 에너지가 차체로 전달되는 중요한 전달 경로가 된다.

차체로 전달된 진동 에너지는 패널을 가진하여

* 정회원, 대우자동차 기술연구소

** 정회원, 서울대학교 기계설계학과

약 500 Hz 미만의 저주파성 구조 기인 소음(structure-borne noise)을 발생하게 된다. 이 주파수 범위에서 차실을 형성하는 패널이 공진 현상을 일으키거나, 차실 음향 공간이 공명 현상을 일으킬 경우에는 부밍(booming) 노이즈가 발생된다. 차실 음향 공간의 공명 주파수는 공동의 구조에 의해서 결정되나 구조 변경의 여지가 없으므로 공명 주파수 변경에 의한 부밍 노이즈 개선은 어려운 상황이다. 또한 진동이 마운트를 통하여 패널에 전달된 후에는 개선 대상 범위가 넓어지기 때문에 패널의 공진 현상 개선에 의한 부밍 노이즈 개선책은 효과적인 방법이 되지 못하는 경우가 많다. 그러므로 진동 에너지의 발생 원인이나 전달 경로에 대하여 부밍 노이즈의 개선책을 세우는 것이 바람직하며, 특히 전달 경로에 대한 실내 소음 기여도를 측정하여 개선책을 세우는 방안에 대한 많은 연구가 수행되고 있다.^{(1),(2),(3)}

차실에 발생하는 구조 기인 소음의 기여도를 측정할 때 마운트에 대한 차실 소음 전달 특성을 정확하게 구하는 것은 매우 중요하다. 소음 전달 특성은 마운트에서의 가진력에 대한 음압의 주파수 응답 함수인 구조-음향 전달 함수로 표현된다. 일반적으로 구조-음향 전달 함수는 가진 해머(impact hammer)를 사용하여 측정하게 되는데, 실제 차량에서는 가진 해머를 사용할 수 있는 공간이 없거나, 평면의 접선 방향과 같이 가진이 불가능한 경우가 있는 등 측정에 어려움이 있다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 진동-음향 상반 원리를 이용한 구조-음향 전달 함수 측정 방법이 사용되고 있다.^{(4),(5),(6)} 이 방법은 가진원으로 라우드 스피커(loudspeaker)가 사용되는데 스피커의 방사 특성을 정확하게 측정해야 하는 어려움이 있기 때문에 이론의 유효성에 비하여 널리 사용되지 못하고 있는 실정이다. 이러한 난점으로 인하여 음원의 방사 특성에 유효 면적(effective area) 개념을 도입하여 구조-음향 전달 함수를 구하는 방법도 제시되고 있다.⁽⁷⁾

본 논문에서는 가진 해머와 같은 기계적 가진

기를 이용하는 방법과 진동-음향 상반 원리를 이용하는 방법을 결합하여 기계적 가진기를 사용할 수 없는 지점에 대하여 구조-음향 전달 함수를 측정하는 방법을 제시하였다. 이 방법은 가진 해머로 측정한 구조-음향 전달 함수와 음원으로 차체를 가진하여 측정한 가속도 전달 함수를 이용하므로 음원의 방사 특성인 체적 속도를 측정할 필요가 없으며, 음향 가진원으로 일반적인 라우드 스피커를 사용할 수 있는 특징이 있다.

2. 소음 전달 경로 해석

전체 구조 기인 소음은 모든 전달 경로로 유입된 진동 에너지에 의하여 발생된 음압의 선형 조합(linear combination)으로 나타낼 수 있다.

$$p_k(\omega) = \sum_{i=1}^N p_{ki}(\omega) \quad (1)$$

여기서 $p_k(\omega)$ 는 k 지점에서의 전체 구조 기인 소음이고, $p_{ki}(\omega)$ 는 전달경로 i로 전달된 진동 에너지에 의하여 k 지점에 발생된 구조기인 소음이다.

각각의 전달 경로에 대한 구조 기인 소음 $p_{ki}(\omega)$ 는 다음 식과 같이 구조-음향 전달 함수와 가진력(operational force)의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$p_{ki}(\omega) = H_{ki}(\omega) \cdot f_i \quad (2)$$

여기서 $H_{ki}(\omega)$ 는 전달 경로 i에 대한 k 지점의 구조-음향 전달 함수이고, f_i 는 전달 경로 i를 통하여 전달되는 가진력이다. 그러므로 k 지점에서의 전체 구조 기인 소음은 다음과 같이 표현된다.

$$p_k(\omega) = \sum_{i=1}^N H_{ki}(\omega) \cdot f_i \quad (3)$$

식 (3)에서 가진력 f_i 는 다음과 같이 전달 경로 i에 위치하고 있는 마운트의 강성과 변형량의 곱으로 구할 수 있다.

$$f_i = k_i(\omega) \cdot \Delta x_i \quad (4)$$

여기서 $k_i(\omega)$ 는 마운트 i의 동강성(dynamic stiffness) 이고, Δx_i 는 마운트 i의 변형량으로서 마운트의 전후에서 상대 변위나 상대 가속도를 측정하여 구할 수 있다.

또한 식 (4)에 나타나 있는 마운트의 동강성을 사용하지 않고 모든 전달 경로에서의 진동 가속도를 동시에 측정함으로써 모든 전달 경로를 통하여 전달되는 가진력 벡터 f 을 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$f = H_s^{-1} \ddot{x} \quad (5)$$

여기서 \ddot{x} 는 모든 전달 경로에서 측정된 진동 가속도의 벡터이다. 그리고 H_s 는 가진력에 대한 가속도의 주파수 응답 함수(frequency response function) 행렬이며, 행렬의 요소는 다음과 같다.

$$H_{ij}^s(\omega) = \frac{\ddot{x}_i}{f_j} \quad (6)$$

여기서 $H_{ij}^s(\omega)$ 는 전달 경로 j에 대한 전달 경로 i의 이너턴스(inertia)이다.

식 (2)에서 전달 경로의 구조 기인 소음에 대한 민감도를 나타내는 구조-음향 전달 함수 $H_{ki}(\omega)$ 는 다음 식과 같이 표현된다.

$$H_{ki}(\omega) = \frac{p_k}{f_i} \quad (7)$$

이것은 전달 경로 i에 작용된 가진력 f_i 에 대한 k 지점에서의 음압 p_k 의 주파수 응답 함수이며, 구조-음향 상반 원리를 적용하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$H_{ki}(\omega) = \frac{\dot{x}_i}{a_k} \quad (8)$$

여기서 a_k 는 k 지점에 위치한 음원의 체적 속도 이고, \dot{x}_i 는 전달 경로 i에서의 진동 속도이다. 즉 k 지점에서 음향 가진원을 사용하여 차체를 가진할 때 전달 경로 i에서 진동 속도를 측정함으로써 구조-음향 전달 함수를 구할 수 있음을 의미한다.

3. 가속도 전달 함수

식 (8)의 음향 가진(acoustic excitation)을 통한 구조-음향 전달 함수 측정 방법은 가진 해머와 같은 기계적 가진(mechanical excitation)을 할 수 있는 공간이 없거나, 평면의 접선 방향과 같이 가진이 불가능한 경우에 효과적으로 사용될 수 있으며, 여러 개의 가속도계를 사용하여 구조-음향 전달 함수를 동시에 측정할 수 있는 특징이 있다. 그러나 음향 가진원으로 라우드 스피커가 사용될 경우 체적 속도를 정확히 측정하기가 매우 어렵기 때문에, 아래와 같이 식 (7)과 식 (8)을 결합한 방법을 사용하면 음원의 체적 속도를 직접 측정하지 않고 구조-음향 전달 함수를 효과적으로 측정할 수 있다.

일반적인 계의 주파수 응답 함수 $H(f)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Y(f) = H_{yx}(f) \cdot X(f) \quad (9)$$

여기서 $X(f)$ 와 $Y(f)$ 는 각각 입력 신호 $x(t)$ 와 출력 신호 $y(t)$ 의 스펙트럼 함수이다. 식 (9)에 $X(f)$ 의 쥘레(conjugate) 복소수 $X^*(f)$ 를 곱하여 정리하면 다음의 주파수 응답 함수를 구할 수 있다.

$$H_{yx}(f) = \frac{X^*(f) \cdot Y(f)}{X^*(f) \cdot X(f)} = \frac{S_{xy}(f)}{S_{xx}(f)} \quad (10)$$

여기서 $S_{xx}(f)$ 는 입력 신호 $x(t)$ 의 자기 스펙트럼(auto-spectrum) 밀도 함수이고, $S_{xy}(f)$ 는 $x(t)$ 와 $y(t)$ 의 상호 스펙트럼(cross-spectrum) 밀도 함수이다.

식 (8)에 나타나 있는 전달 경로 i에 대한 k 지점의 구조-음향 전달 함수 $H_{ki}(f)$ 를 식 (10)을 이용하여 스펙트럼 밀도 함수로 나타내면

$$H_{ki}(f) = \frac{S_{q_k x_i}(f)}{S_{q_k q_k}(f)} \quad (11)$$

이 된다. 여기서 $S_{q_k x_i}(f)$ 는 음원의 체적 속도와 전달 경로 i에서의 진동 속도에 대한 상호 스펙트

럼 밀도 함수이고, $S_{q_k x_i}(f)$ 는 음원의 체적 속도에 대한 자기 스펙트럼 밀도 함수이다. 또한 전달 경로 j에 대한 구조-음향 전달 함수 $H_{kj}(f)$ 를 식 (11)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$H_{kj}(f) = \frac{S_{q_k x_i}(f)}{S_{q_k q_k}(f)} \quad (12)$$

여기서 $S_{q_k x_i}(f)$ 는 음원의 체적 속도와 전달 경로 j에서의 진동 속도에 대한 상호 스펙트럼 밀도 함수이다.

식 (11)과 식 (12)를 이용하여 미지의 함수인 음원의 자기 스펙트럼 함수 $S_{q_k q_k}(f)$ 를 소거하면 다음과 같은 구조-음향 전달 함수와 상호 스펙트럼 함수의 관계식을 얻을 수 있다.

$$H_{kj}(f) = \frac{S_{q_k x_i}(f)}{S_{q_k x_i}(f)} H_{kj}(f) \quad (13)$$

식 (13)의 상호 스펙트럼 함수로 이루어진 분수 항은 다음 식과 같이 음원의 체적 속도항을 제거하여 전달 경로에서의 진동 속도나 가속도의 스펙트럼 함수로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{S_{q_k x_i}(f)}{S_{q_k x_i}(f)} &= \frac{Q_k^*(f) \cdot V_i(f)}{Q_k^*(f) \cdot V_j(f)} \\ &= \frac{V_i(f)}{V_j(f)} \Big|_{q_k} \\ &= \frac{A_i(f)}{A_j(f)} \Big|_{q_k} \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 $V(f)$ 와 $A(f)$ 는 각각 진동 속도 $\dot{x}(t)$ 와 진동 가속도 $\ddot{x}(t)$ 의 스펙트럼 함수를 나타낸다. 그리고 $Q(f)$ 는 체적속도 q 의 스펙트럼 함수이며, 하첨자 q_k 는 음향 가진원으로 가진함을 의미한다.

식 (14)의 분자와 분모에 $A(f)$ 의 켈레 복소수인 $A^*(f)$ 를 곱하여 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{S_{q_k x_i}(f)}{S_{q_k x_i}(f)} = \frac{S_{x_i x_i}(f)}{S_{x_i x_i}(f)} \Big|_{q_k} \equiv H_{ij}^g(f) \Big|_{q_k} \quad (15)$$

여기서 $S_{x_i x_i}(f)$ 는 전달 경로 i와 j의 진동 가속도에 대한 상호 스펙트럼 밀도 함수이고, $S_{x_i x_i}(f)$ 는 전달 경로 j에서의 진동 가속도에 대한 자기 스펙트럼 밀도 함수이다. 즉 식 (13)의 상호 스펙트럼 함수부는 체적 속도가 q_k 인 음원으로 구조물을 가진할 때 전달 경로 j의 가속도에 대한 전달 경로 i의 가속도의 전달 함수 $H_{ij}^g(f)$ 가 됨을 알 수 있다. Fig. 1은 이 가속도 전달 함수 $H_{ij}^g(f)|_{q_k}$ 에 대한 개념도를 나타내고 있는데, 전달 경로 j는 가속도 전달 함수를 구하는데 있어서 기준이 되는 전달 경로가 된다.

식 (15)를 식 (13)에 대입하면 다음과 같이 간단한 전달 함수의 관계식을 얻을 수 있다.

$$H_{kj}(f) = H_{ij}^g(f) \Big|_{q_k} \cdot H_{kj}(f) \quad (16)$$

즉, 전달 경로 i에 대한 구조-음향 전달 함수 $H_{kj}(f)$ 는 전달 경로 j에 대한 구조-음향 전달 함수 $H_{kj}(f)$ 와 음향 가진에 의한 마운트 j에 대한 마운트 i의 가속도 전달 함수 $H_{ij}^g(f)|_{q_k}$ 를 사용하여 간접적으로 구할 수 있음을 의미한다. 여기서 $H_{kj}(f)$ 는 기지의 구조-음향 전달 함수이며, 기계적 가진기를 적용할 수 있는 임의의 전달 경로 j에 대하여 측정된 구조-음향 전달 함수이다.

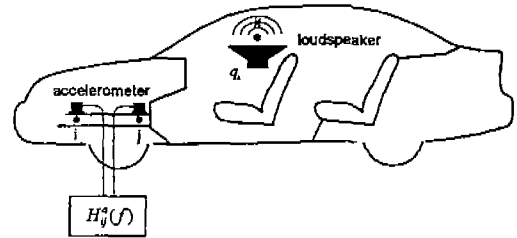


Fig. 1 The concept diagram of acceleration transfer function, $H_{ij}^g(f)|_{q_k}$

4. 실험적 적용

식 (16)의 유용성을 확인하기 위하여 엔진 배기량 2,000 cc의 세단형 승용차에 대하여 엔진 마운트에서의 구조-음향 전달 함수를 측정하였다. Fig. 2에 나타나 있는 LH 엔진 마운트의 z 방향에 대한 구조-음향 전달 함수를 제시된 방법으로 측정하였으며, 가진 해머를 사용하여 구한 구조-음향 전달 함수와 비교하였다. Fig. 1과 식 (16)에 나타나 있는 전달 경로 i는 LH 엔진 마운트의 z 방향에 해당되며, 기지의 구조-음향 전달 함수를 측정할 전달 경로 j는 RH 엔진 마운트의 x 방향으로 선정하였다. 그리고 소음을 측정하거나 음향 가진원으로 가진하는 위치인 k 지점은 운전 보조석 승객의 귀 위치로 선정하였다.

LH 엔진 마운트의 z 방향에 대한 구조-음향 전달 함수 $H_k(f)$ 를 구하기 위하여 먼저 RH 엔진 마운트의 x 방향에 대한 구조-음향 전달 함수 $H_j(f)$ 를 가진 해머를 사용하여 측정하였다. 주파수 범위는 구조 기인 소음의 주영역인 500 Hz까지 측정하였고 음압 p_k 에는 A-Weighting 처리를 하지 않았다. Fig. 3은 측정된 RH 엔진 마운트의 x 방향에 대한 구조-음향 전달 함수를 나타내

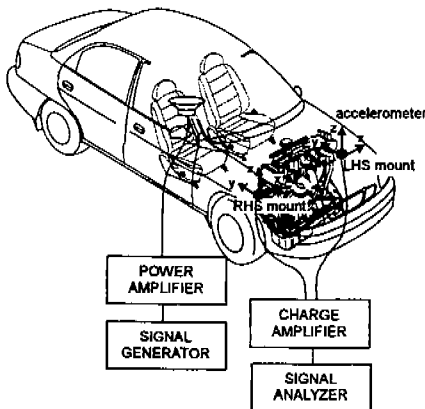


Fig. 2 Experimental setup and measurement points

고 있는데, 전 주파수 범위에 걸쳐 구조 기인 소음에 대하여 고른 민감도를 나타내고 있다.

운전 보조석의 승객의 귀 위치에 라우드 스피커를 위치시키고 이 음원으로 차체를 가진하여 RH 엔진 마운트의 x 방향의 가속도에 대한 LH 엔진 마운트의 z 방향의 가속도의 전달 함수 $H_k^z(f)|_k$ 를 측정하였다. 이 가속도 전달 함수는 무차원의 값을 가지며 Fig. 4에 나타난 것과 같이 1.0을 기준으로 값들이 분포하고 있음을 볼 수 있다. 약 280 Hz와 같은 특정 주파수 영역에서 날카로운 피크가 나타나고 있는데, 이것은 그 주파수에서 RH 엔진 마운트의 x 방향의 가속도 신호에 반공진점(anti-resonance)이 존재하거나 노이즈(noise)의 영향으로 인한 기여도(coherence) 값이 낮기 때문이며, 이러한 피크들은 시험의 정확도를 떨어뜨리는 작용을 하게 된다.

Fig. 3과 Fig. 4에 나타나 있는 두 전달 함수를 이용하여 최종적으로 LH 엔진 마운트의 z 방향에 대한 구조-음향 전달 함수를 구하였다. 이 전달 함수는 앞에서 RH 엔진 마운트의 x 방향에 대한 구조-음향 전달 함수를 측정할 때 A-weighting 처리를 하지 않았기 때문에 A-weighting 처리되지 않은 구조-음향 전달 함수가 된다. Fig. 5에 나타

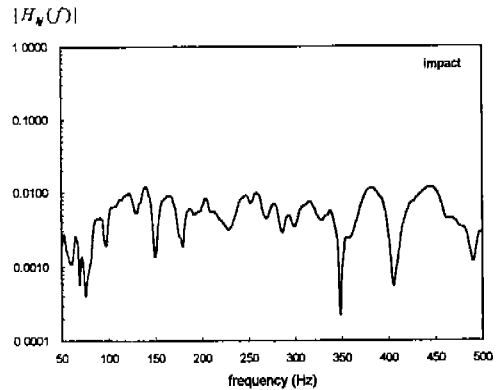


Fig. 3 Mechanical-acoustic transfer function, $H_k(f)$, measured by impact excitation ($k =$ ear position of front seat, $j =$ x-dir. of RHS engine mount)

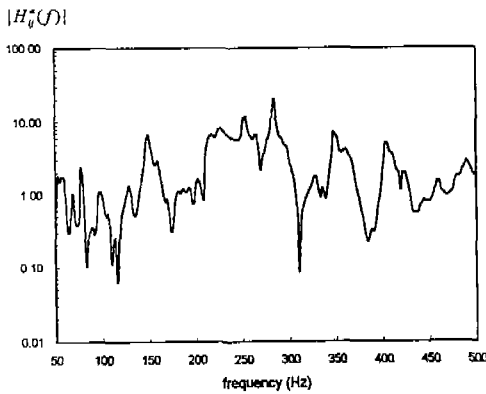


Fig. 4 Acceleration transfer function $H_a^z(f)|_a$, measured by acoustic excitation ($i = z$ -dir. of LHS engine mount, $j = x$ -dir. of RHS engine mount)

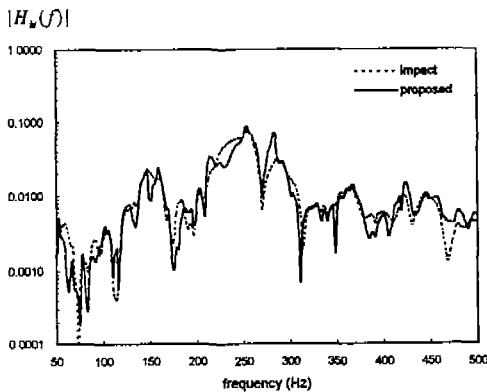


Fig. 5 Magnitude of mechanical-acoustic transfer function, $H_b(f)$ ($k =$ ear position of front seat, $i = z$ -dir. of LHS engine mount, $j = x$ -dir. of RHS engine mount)

나 있는 것과 같이 제안된 방법에 의한 전달 함수와 가진 해머를 사용하여 직접 측정된 전달 함수가 잘 일치함을 알 수 있다. 280 Hz 부근의 불일치는 가속도에 대한 전달 함수에서의 피크의 영향이며 다른 주파수 영역의 피크와는 구별되는 날카로운 피크 형상을 나타내고 있음을 볼 수 있다.

구조-음향 전달 함수의 위상(phase)은 소음의 방향성을 나타내기 때문에 중요한 파라메타가 된

다. Fig. 6에 나타나 있는 것과 같이 제시된 방법으로 측정된 구조-음향 전달 함수의 위상과 가진 해머를 사용하여 측정된 위상이 전체 주파수 영역에서 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. Fig. 5에서 날카로운 피크가 형성되었던 280 Hz 영역에서도 위상이 잘 일치하고 있다.

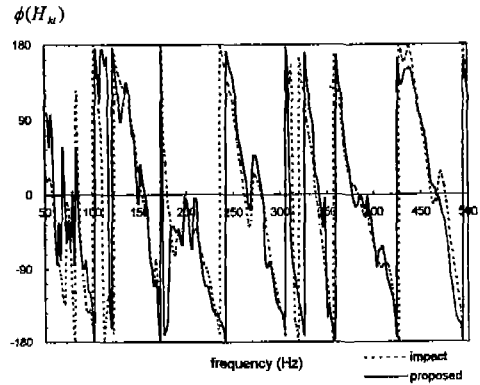


Fig. 6 Phase of transfer function, $H_b(f)$ ($k =$ ear position of front seat, $i = z$ -dir. of LHS engine mount, $j = x$ -dir. of RHS engine mount)

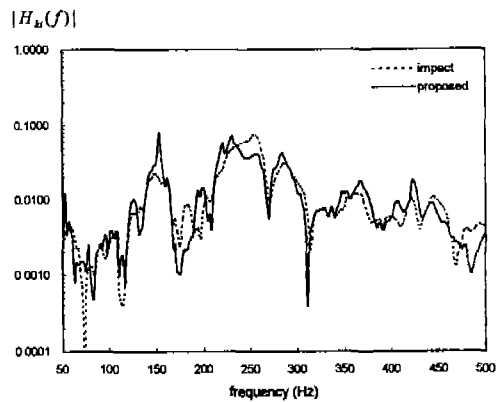


Fig. 7 Comparison of mechanical-acoustic transfer function, $H_b(f)$ ($k =$ ear position of front seat, $i = z$ -dir. of LHS engine mount, $j = z$ -dir. of RHS engine mount)

Fig. 7은 기지의 구조-음향 전달 함수 $H_b(f)$ 를 RH 엔진 마운트의 z 방향에 대한 구조-음향 전

달 함수로 취하였을 때 측정된 LH 엔진 마운트의 z 방향에 대한 구조-음향 전달 함수를 나타내고 있다. 제안된 방법에 의하여 측정된 결과와 가진 해머에 의하여 측정된 결과 역시 잘 일치함을 알 수 있다. RH 엔진 마운트의 z 방향으로의 가속도 신호중 150 Hz 부근에서 반공진점이 존재하기 때문에 제안된 방법에 의한 구조-음향 전달 함수의 150 Hz 부근에서 피크가 나타나고 있다.

Fig. 5와 Fig. 7에 나타나 있는 것과 같이 마운트 j에 대한 마운트 i의 가속도 전달 함수 $H_{ij}^a(f)|_a$ 를 측정할 때, 기준이 되는 마운트 j의 가속도 신호에 반공진점이 존재하면 가속도 전달 함수에 피크가 발생되므로 반공진점이 생기지 않는 마운트를 기준 마운트 j로 선정하여 가속도 전달 함수를 측정하면 특정 주파수에서 발생하는 피크에 의한 오차를 줄일 수 있다.

5. 결론

앞에서 살펴본 바와 같이 구조-음향 상반 원리와 가진 해머 방법을 결합하여 구조-음향 전달 함수를 효과적으로 구할 수 있는 방법을 제안하였다. 제안된 방법에 대한 특징은 다음과 같다.

- 1) 가진 해머로 측정이 불가능한 전달 경로에 대하여 구조-음향 전달 함수를 구할 수 있다.
- 2) 구조-음향 상반 원리 적용시 중요한 파라메타인 음원의 체적 속도를 직접 측정하지 않아도 된다.
- 3) 음향 가진원으로 일반적인 라우드 스피커를 사용할 수 있다.
- 4) 이 방법을 이용하여 측정된 구조-음향 전달 함수는 오차가 발생한 주파수 영역에서의 피크 형상이 특이하기 때문에 오차가 발생한 영역을 쉽게 구별할 수 있다.
- 5) 동시에 모든 마운트에 대한 구조-음향 전달 함수의 측정이 가능하다.

참고 문헌

1. W. Hendricx and D. Vandenbroeck, "Suspension Analysis in View of Road Noise Optimization", SAE Paper 931343, 1993.
2. K. Wyckaert and H. Van der Auweraer, "Operational Analysis, Transfer Path Analysis, Modal Analysis : Tools to Understand Road Noise Problems in Cars", SAE Paper 951251, 1995.
3. P. P. Gu and J. Tuan, "Application of Noise Path Analysis Technique to Transient Excitation", SAE Paper 972034, 1997.
4. P. J. G. van der Linden and J. K. Fun, "Using Mechanical-Acoustic Reciprocity for Diagnosis of Structure Borne Sound in Vehicles", SAE Paper 931340, 1993.
5. W. S. Cheung, Jae-Gap Suh and Hee-Joon Eun, "Experimental Analysis of the Sound Radiation Characteristics of a Vibrating Plate Using the Reciprocity Principle", Proc. of Asia-Pacific Vibration Conference '97, Vol. II, pp. 876~881, 1997.
6. W. Hendricx, Y. B. Choi and H. K. Lee, "Experimental Body Panel Contribution Analysis for Road Induced Interior Noise of a Passenger Car", SAE Paper 971913, 1997.
7. 고강호, "진동-음향 상반 원리에 이용되는 음원의 유효면적 측정," 한국소음진동 공학회지, 제9권, 제5호, pp. 943~948, 1999.
8. D. J. Ewins, Modal Testing : Theory and Practice, Research Studies Press, 1986.