

진동 유동해석기법을 이용한 자동차 실내소음 저감 및 음질 개선

이 상 권*

A Study on Improvement of Sound Quality of Vehicle Using the Vibrational Power Flow

Sang-Kwon Lee

Abstract

Reduction of structure-borne noise of the compartment in a car is an important task in automotive engineering. Transfer path analysis using vibroacoustic reciprocity technique or multiple path decomposition method has generally been used for structure-borne noise path analysis. These methods are useful in solving particular problem but do not quantify the effectiveness of vibration isolation of each isolator of a vehicle. To quantify the effectiveness of vibration isolation, the vibrational power flow has been used for a simple isolation system or a laboratory based isolation system. It is often difficult to apply the vibrational power flow technique to the complex isolation system like a car. In this paper, a simple equation is derived for calculation of the vibrational power flow of an isolation system with multiple isolators such as a car. It is successfully applied to not only quantifying the relative contributions of eighteen isolators but also reducing structure-borne noise of a passenger car. According to the results, the main contributor of eighteen isolators is the rear roll mount of an engine. The reduced structure-borne noise level is about 5dBA.

제 1 장 서 론 (Introduction)

많은 자동차의 구성 요소는 하부 구조 (under body)와 같은 비교적 유연한 지지 구조로 되어 있다. 진동 방진 장치 (compliant vibration isolator)는 엔진에서 지지 구조까지의 원치 않는 전달을 줄이는데 종종 사용된다. 그러나 방진에도 불구하고, 자동차 공학 분야에서 진동절연 문제는 자동차의

경량화와 고출력 경향과 맞물려 진동과 소음 레벨에 대한 엄격한 요구와 함께 중요한 연구과제가 된다. 특히 경쟁적 자동차 시장에서 주어진 생산비용 내에서 소음 레벨을 가능한 최소화하려는 필요성이 있다. 그러한 절차는 상대적인 소음의 기여도를 해석하기 위한 일종의 구조기인 소음 (structure borne noise)에 민감하게 관련되어 있다. 이것은 현재 상반기술 (reciprocity technique)을 사용하여 적용시킬 수 있다. 이러한 방식들은 특수한 문제를 해결하는데 유용하지만 차량의

* 인하대학교 기계공학과

각 방진 장치의 진동 방진 효율 (the effective of vibration isolator)을 정량적으로 분석하는데 어려움이 있다. Pinnington (pinnington, 1987)은 진동 동력 흐름 방식 (vibrational power flow technique method)을 방진 장치의 진동 방진 효율 (the effectiveness of vibration)과 그것의 기계 공학 분야로의 적용을 정량적으로 분석하는 방식으로 설명하는데 훌륭한 성과를 남겼다.

이것이 발표되기 전, Goyder (Goyeler & white, 1980)는 진동 발생 기계로부터 지지 구조로 전달된 진동 동력을 계산함에 대해 절점 모빌리티 (the point mobility)를 적용시키는 개념을 소개했다. Pinnington (Pinnington, 1982)은 그때 단일 방진기로 이루어진 방진 시스템에 대해서 진동 발생 기계에서 지지 구조까지의 동력 전달을 지배하는 패러미터들을 연구했다. Petersson (Petersson, 1982)은 디젤기관 시스템에서 구조기인 음향 전달 (structure-borne sound transmission)을 예측에 대한 실제적인 진동 동력 흐름 (vibrational power flow)을 적용하는 방식을 보여주었다. 이 논문에서 단순 방정식 (simple equation)은 차량과 같은 다중 방진 장치를 갖는 방진 시스템에 대한 진동 동력의 흐름 계산에 관해 유도되었다. 승용차에서 구조 본 소음 (structure-borne noise)을 증가시키는데 지배적 영향을 미치는 방진 장치를 확인하는데 성공적으로 적용되었다. 시험 차량의 18 개의 방진 장치들은 진동 전달 경로 - 엔진 마운트, 기어 박스 마운트, 배기 마운트 등 - 로서 간주될 수 있다. 각각의 방진 장치의 진동 동력 흐름의 평가에 의해 엔진의 후면 롤 마운트 (rear roll mount of the engine)가 주요한 경로이고 그것의 감소된 강성 (stiffness)은 약 1800 rpm 에서의 5 dBA 까지 붐밍 소음 (booming noise)의 감소를 가져온다.

2. 진동동력흐름의 이론 (Theory of vibrational power flow)

동력은 단위 시간 동안에 행해진 일이고, 다음과 같은 관계로 주어진다.

$$P_i = F_i V_i \quad (1)$$

여기서 F_i 와 V_i 는 한 점에서의 힘과 속도이다. 진동 동력 흐름 (vibrational power flow)이 방진 장치를 통해 흐를 때, 그것을 강도로 보는 것은 필수적이고 따라서, 동력으로 결정된 힘 F_i 으로서 보아야 한다. 진동 구조물에서 진동 동력 흐름 (vibrational power flow)의 평균값은 순간적인 값보다 중요하고, 힘과 속도는 조화 함수의 형태이고 다음과 같이 주어진다.

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T F_i V_i dt \quad (2)$$

$\vec{M} = |M| e^{j\phi}$ 의 모빌리티 (mobility)를 가진 구조물의 한 점에 가해진 힘 ($F_i = \vec{F} e^{j\omega t}$)은 그 점에서의 속도 $V_i = \vec{V} e^{j\omega t}$ 를 유발시킨다. 여기서 \vec{F} 와 \vec{V} 는 복소수이다. 평균 진동 동력은

$$P = \frac{1}{2} |F| |V| \cos \phi \quad \text{혹은,}$$

$$P = \frac{1}{2} \text{Re} \{ \vec{F}^* \cdot \vec{V} \} = \frac{1}{2} \text{Re} \{ \vec{F} \cdot \vec{V}^* \} \quad (3)$$

으로 주어진다. 여기서 ϕ 은 상대 위상 차이이고 * 는 공액 복소수를 나타낸다. 구조물의 가속도는 속도를 대신해 사용되고, 평균 동력인 식(3) 은 다음과 같이 재정의 될 수 있다.

$$P = \frac{1}{2\omega} \text{Re} \{ \vec{F}^* \cdot \vec{a} \} = \frac{1}{2\omega} \text{Re} \{ \vec{F} \cdot \vec{a}^* \} \quad (4)$$

여기서 $\vec{a} = j\omega \vec{V}$ 이다. 그러므로 방진 장치로 전달되는 평균 진동 동력은 지지 구조 (seating structure; receiver)위의 한 점에서 작용하는 힘과 그 점에서의 가속도의 곱으로써 표시된다. 이 힘은 다음과 같이 어퍼어런트 질량 (apparent mass)을 사용해서 계산될 수 있다

$$\begin{aligned} \vec{V}_r &= \frac{\vec{V}_r}{a_r} \vec{a}_r + \frac{\vec{V}_r}{a_s} \vec{a}_s \\ &= \vec{M}_{rr} \vec{a}_r + \vec{M}_{rn} \vec{a}_n \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 \vec{M}_{rr} 과 \vec{M}_{rn} 는 전달 어퍼어런트 질

량 (transfer apparent mass), \vec{F}_r 는 지지 구조에서의 힘이고 \vec{a}_s 와 \vec{a}_r 는 Fig.1 에서와 같이 기계 (source)와 방진 시스템의 지지 구조에서 가속도이다. 또한 식(4)을 이용하면 지지 구조에서의 진동 동력을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$P = \frac{1}{2\omega} \text{Im} \{ \vec{M}_{rs} \vec{a}_s \vec{a}_r^* + \vec{M}_{rr} \vec{a}_r \vec{a}_r^* \} \quad (6)$$

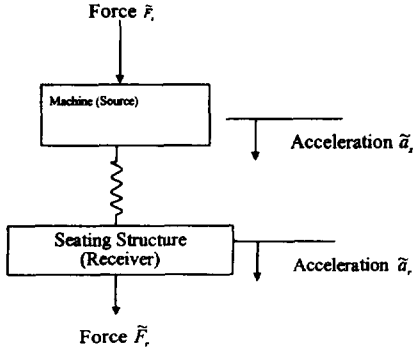


Fig.1 Geometry for calculation of power flow through an isolator

절연재 천연고무와 같은 댐핑 (damping)을 가졌다면, 전달 어패어런트 질량 (transfer apparent mass)은 간단하게.

$$\vec{M}_{rs} = \frac{K}{\omega^2} + j\eta \frac{K}{\omega} \quad (7)$$

으로 표시될 수 있다. 단, K는 동적 탄성계수이고 η 는 방진 장치의 손실 계수이다. 유사하게 두 개의 단일 방진 장치로 전달되는 평균 진동 동력은 다음과 같은 두 개의 힘들을 이용해서 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \vec{F}_{r,1} &= \frac{\vec{F}_{r,1}}{a_{r,1}} \vec{a}_{r,1} + \frac{\vec{F}_{r,1}}{a_{s,1}} \vec{a}_{s,1} + \frac{\vec{F}_{r,1}}{a_{r,2}} \vec{a}_{r,2} + \frac{\vec{F}_{r,1}}{a_{s,2}} \vec{a}_{s,2} \\ &= \vec{M}_{r,11} \vec{a}_{r,1} + \vec{M}_{n,11} \vec{a}_{s,1} + \vec{M}_{r,12} \vec{a}_{r,2} + \vec{M}_{n,12} \vec{a}_{s,2} \\ &= \vec{M}_{r,11} \vec{a}_{r,1} + \vec{M}_{r,12} \vec{a}_{r,2} + \vec{M}_{n,11} \vec{a}_{s,1} + \vec{M}_{n,12} \vec{a}_{s,2} \end{aligned} \quad (8)$$

그리고,

$$\begin{aligned} \vec{F}_{r,2} &= \frac{\vec{F}_{r,2}}{a_{r,1}} \vec{a}_{r,1} + \frac{\vec{F}_{r,2}}{a_{s,1}} \vec{a}_{s,1} + \frac{\vec{F}_{r,2}}{a_{r,2}} \vec{a}_{r,2} + \frac{\vec{F}_{r,2}}{a_{s,2}} \vec{a}_{s,2} \\ &= \vec{M}_{r,21} \vec{a}_{r,1} + \vec{M}_{n,21} \vec{a}_{s,1} + \vec{M}_{r,22} \vec{a}_{r,2} + \vec{M}_{n,22} \vec{a}_{s,2} \\ &= \vec{M}_{r,21} \vec{a}_{r,1} + \vec{M}_{r,22} \vec{a}_{r,2} + \vec{M}_{n,21} \vec{a}_{s,1} + \vec{M}_{n,22} \vec{a}_{s,2} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 소첨자 1과 2는 상이한 방진 장치 1,2를 나타낸다.

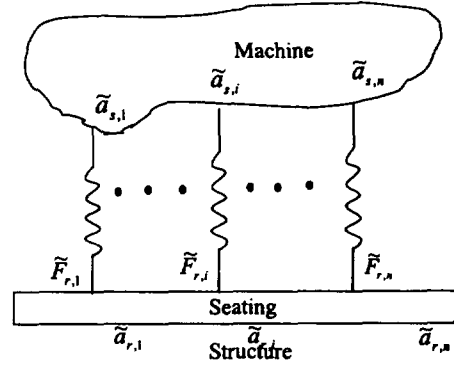


Fig. 2 Geometry for calculation of power flow through multiple isolators

Fig.2 에서와 같이 n 개의 방진 장치로 이루어진 방진 시스템에 대해 n 개의 방진 장치를 통해 전달되는 진동 동력은 힘 벡터의 계산에 의해 얻어진다.

$$\{\vec{F}\}_r = [\vec{M}]_n \{\vec{a}\}_s + [\vec{M}]_r \{\vec{a}\}_r \quad (10)$$

여기서,

$$\{\vec{F}\}_r = \begin{bmatrix} \vec{F}_{r,1} \\ \vdots \\ \vec{F}_{r,n} \end{bmatrix}, \quad \{\vec{a}\}_r = \begin{bmatrix} \vec{a}_{r,1} \\ \vdots \\ \vec{a}_{r,n} \end{bmatrix}, \quad \{\vec{a}\}_s = \begin{bmatrix} \vec{a}_{s,1} \\ \vdots \\ \vec{a}_{s,n} \end{bmatrix}$$

$$[\vec{M}]_{rr} = \begin{bmatrix} \vec{M}_{r,11} & \dots & \vec{M}_{r,1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \vec{M}_{r,n1} & \dots & \vec{M}_{r,nn} \end{bmatrix}$$

$$[\vec{M}]_{ns} = \begin{bmatrix} \vec{M}_{n,11} & \dots & \vec{M}_{n,1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \vec{M}_{n,n1} & \dots & \vec{M}_{n,nn} \end{bmatrix}$$

식 (10)에서, $\{\vec{a}\}_r$ 과 $\{\vec{a}\}_s$ 는 기계 장치와 지지 구조에서의 가속도 벡터이고 $[\vec{M}]_{rr}$ 과 $[\vec{M}]_{ns}$ 은 각각 지지 구조의 어패어런트 질량 행렬(apparent mass matrix), 그리고 기계 장치와 지지 구조 사이의 어패어런트 질량 행렬(apparent mass matrix)이다. 그러

므로, n 개의 방진 장치로 이루어진 방진 시스템에 대한 평균 진동 동력 P의 단순한 형태는 다음과 같이 계산 될 수 있다.

$$P = \frac{1}{2\omega} \text{Im} \left((\vec{a})^T, [\vec{M}_n] (\vec{a}), (\vec{a})^T, [\vec{M}_n] (\vec{a}) \right) \quad (11)$$

그러나, 식(11)은 이 방식이 문제를 야기하는 기계, 에어 본 소음 (air borne noise), 혹은 인접한 기계로부터의 동력 차이를 구별할 수 없음을 수반하며 단지 위에서 언급했듯이, 지지 구조에 대한 전체 동력 입력을 측정함에 대조적으로 지지 구조에 의해 흡수된 전체 동력만을 얻게 한다. 각 개개의 진동 장치로 전달된 진동 동력은 측정될 수 있고, 다른 기계 장치들(sources)에 무관하다. 식 (5)로부터 임의의 진동하는 기계에 대해 지점 어패어런트 질량 (point apparent mass) \vec{M}_n^* 의 허수 부는 일반적으로 전달 어패어런트 질량 (transfer apparent mass) \vec{M}_n^* 의 허수 부보다 작고, 지지 구조의 가속도 \vec{a}_s 또한 기계 장치의 가속도 \vec{a}_i 보다 작다. (Pinnington, 1981) 유사하게, 지지 구조의 어패어런트 질량 행렬 (apparent mass matrix) \vec{M}_n^* 의 허수 부는 기계 장치와 지지 구조 사이의 어패어런트 질량 행렬 (apparent mass matrix) \vec{M}_n^* 의 허수 부보다 작다. 또한 기계 장치의 i 번째 점과 지지 구조의 j 번째 점 사이의 전달 어패어런트 질량 (transfer apparent mass) $\vec{M}_{n,i+j}$ 의 허수 부 - 어패어런트 질량 행렬 (apparent mass matrix) \vec{M}_n^* 의 원소 - 는 선형 방진 시스템에 대한 전달 어패어런트 질량 (transfer apparent mass) $\vec{M}_{n,i+j}$ 의 허수 부보다 작다. 전달 어패어런트 질량 (transfer apparent mass) $\vec{M}_{n,i+j}$ 는 i 번째 방진 장치의 손실 계수와 기계 장치의 i 번째 점과 j 번째 점 사이의 구조 손실 계수 (structural loss factor)의 곱을 의미한다. 일반적으로 기계 구조의 구조 손실 계수 (structural loss factor)는, 방진 장치가 고무로 되어 있다면 방진 시스템의 구조 손실 계수 (structural

loss factor)보다 작다. 또한 지점 어패어런트 질량 (point apparent mass) $\vec{M}_{n,i+j}$ 는 i 번째 방진 장치의 손실 계수를 의미한다. 그러므로 식(11)로부터 첫 번째 항에서의 전달 어패어런트 질량 (transfer apparent mass) $\vec{M}_{n,i+j}$ 와 두 번째 항에서의 전달 어패어런트 질량 (transfer apparent mass) \vec{M}_n^* 에 의해 연관된 진동 흐름을 무시한다면 기계 장치로부터 지지 구조까지 i 번째 각각의 방진 장치에 의해 전달된 진동 동력은 다음과 같다.

$$P \cong \frac{1}{2\omega} \text{Im} \left(\vec{M}_{n,i} \vec{a}_{s,i} \vec{a}_{r,i}^* \right) \quad (12)$$

이론적으로 이 방식은 방진 장치의 물성치가 알려져야 할 필요가 있고 감성 계수 K_i 를 가진 방진 장치에 대해 $\vec{M}_{n,i} \cong \frac{K_i}{\omega^2}(1+j\eta_i)$ 일 때 매우 유용하다. n 개의 방진 장치의 전체 동력을 알아내기 위해서 식(12)로부터 알 수 있는 각 방진 장치의 기여도는 합산되어야 할 것이다.

3. 차동차 실내소음 응용 (Reduction of Noise in Compartment)

3.1 연구 배경 (Research Background)

시험 차량은 2.0 L 4 기통 엔진과 자동 변속기를 장착했다. 이 논문의 목적은 저주파대의 붐밍 (booming) 문제에 대해 엔진 진동에서 차량의 내부 음향 압력에 이르는 구조 에너지 흐름의 상이한 전달 경로의 기여도를 결정·개선하는데 있다. 연구에 따르면 구조 전달 경로는 두 가지의 주된 요인으로 분석할 수 있다. 첫 번째는 엔진에서 차체까지의 직접 전달 방식이다. 이것은 엔진, 기어 박스, 배기 마운트를 통한 전달이다. 간접 전달 역시 매우 중요한데 엔진으로부터 구동 축을 통해 가진 된다. 바퀴로부터 서스펜션 (suspension triangles)와 쇼크 업저버 (shock absorbers)를 통한 진동 에너지는 차

체로 전달된다. 베이스라인 테스트 (baseline test)에 의해, 이 차량은 약 1800 rpm 과 2400 rpm 에서 차량 뒷좌석에서의 내부 붐밍 소음 (interior noise booming)이 발생한다. 내부 붐밍 소음 (interior noise booming)의 발생은 노면 혹은 실험실 롤링 로드 (rolling road)에서 차량을 주행할 때 명백히 느낄 수 있다. 주파수는 엔진 속도의 2차 오더 요소 (the second order component)이다. 내부 소음이 에어 본 혹은 구조 본 (air-borne or structure-borne)인지를 결정하기 위해 평가되어지는 것은 내부 소음과 진동 (interior noise and vibration)의 소음 레벨과 주파수 성분에서의 경계 조건의 영향이 우선적이다. 이 평가는 내부 붐밍 소음 문제 (interior booming noise problem)가 에어 본 소음 (air-borne noise)에 기인하지 않고 구조 본 현상 (structure-borne phenomena)에 기인함을 보여준다. 그러므로, 구조기인 소음 경로 분석 (structure-borne transmission path analysis)이 이러한 내부 붐밍 소음 (interior noise booming)을 발생시키는 현상임을 확인하기 위해 수행된다.

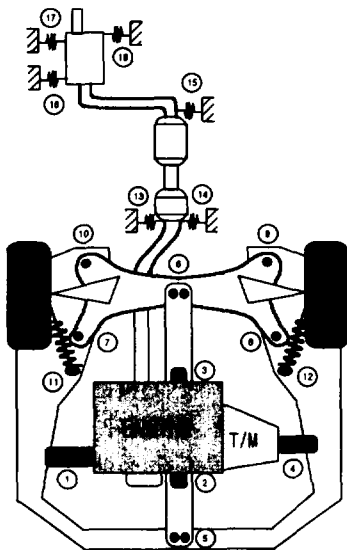


FIGURE 3 Layout of the powertrain and suspension of the test vehicle

3.2 진동 동력 흐름의 적용 (Application of Vibrational Power Flow)

Fig.3 은 엔진 진동에서 구획에서의 음향 압력에 이르기까지 전달된 구조 에너지를 흡수한 18개의 방진 장치를 사용한 시험 차량이다. 방진 장치를 통한 평균 시간 진동 동력 흐름은 식12 을 사용해 측정했고 복소 동적 강성률은 특별히 방진 장치의 강성률을 측정하기 위해 고안된 시험 리그 (test rig)를 통해 측정했다. Fig.4 는 엔진 후면 롤 마운트의 복소 강성률의 양과 위상을 보여준다. (즉, Fig.3 에서의 방진 장치3) 이 방진 장치는 120 Hz 까지 공진이 발생하지 않는다.

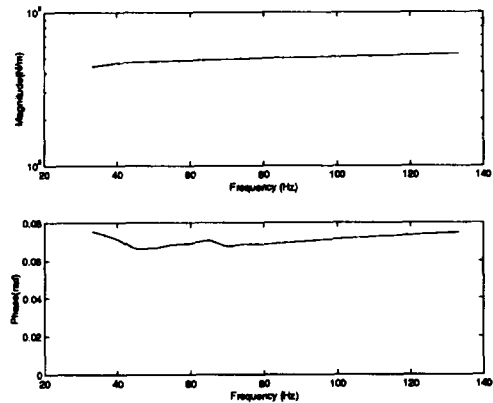


FIGURE 4 Measured complex dynamic stiffness of the rear roll mount

Fig.5 는 방진 장치 1,2,3,4 을 통한 진동 동력 흐름을 보여주는데 이들은 엔진 마운트 전면 롤 마운트와 후면 롤 마운트 그리고 기어 박스 마운트에 설치되어 있다. 실선은 양의 진동 동력 흐름 (positive vibrational power flow)을 나타낸다. 이들 4개의 방진 장치를 통한 진동 동력은 나머지 14개의 방진 장치를 통해 흐른 진동 동력보다 현저히 크을 Fig. 6 을 통해 알 수 있다. Fig.6 은 약 1800 rpm 에서 방진 장치를 통한 진동 동력 흐름의 기여도를 설명한다.

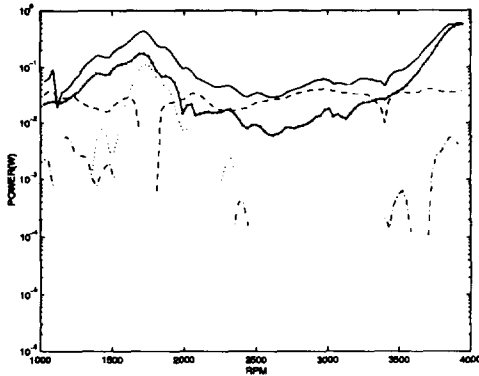


FIGURE 5 Measurement of vibrational power flow through each mount (a) the engine mount (b) the front roll mount (c) the rear roll mount (d) the gear box mount ;

— : The positive vibrational power flow,
 - - - : The negative vibrational power flow

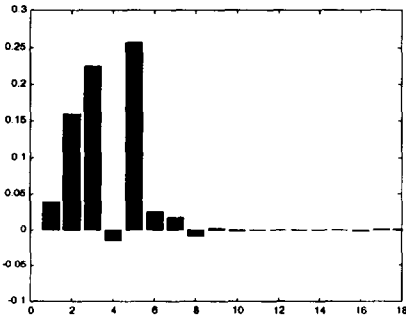


FIGURE 6 Comparison between the vibrational power flow through eighteen isolators of the test vehicle

이 결과에 따르면 약 1800 rpm 에서의 뽐밍 노이즈 (booming noise)의 중요 영향 인자는 두 개의 엔진 롤 마운트임을 결론지을 수 있다. 엔진 마운트와 함께 엔진 후면 롤 마운트는 약 2400 rpm 에서도 영향 인자임을 알 수 있다. 기어 박스 마운트는 진동 동력 흐름이 음이기 때문에 진동 동력 흐름 흡수하

는 역할을 한다. Fig.6 으로부터 방진 장치6의 전면 부쉬 마운트 (front bush mount of center member)역시 중요한 진동 전달 경로이다. 그러므로, 진동 동력은 두 개의 엔진 롤 마운트로부터 전면 부쉬 마운트 (front bush mount of center member)로 흐른다고 결론 지어진다. 이것은 Fig.7 에서 보듯 방진 장치 2, 3 과 5, 6 을 통한 전체 진동 동력을 비교하면 확연히 알 수 있다.

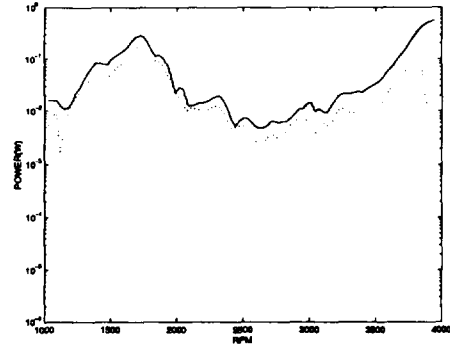


FIGURE 7 Comparison between total vibrational power flow through roll two mounts of the engine and that through two bush mounts of the center member

두 개의 롤 마운트와 전면 부쉬 마운트 (front bush of center member)를 통한 진동 동력 흐름은 에어 본 노이즈 (air-borne noise)로 기인한 약간의 차이를 보일 뿐 거의 동일하다. 그러므로, 약 1800 rpm 에서 내부 뽐밍 노이즈 (booming noise)는 적절히 개선되어야 한다. 이 차량에서 전면 부쉬 마운트 (front bush mount of center member)의 수정에는 약간의 제약이 있다. 게다가 후면 롤 마운트의 복소 동적 강성 계수는 15% 줄어든다. 이러한 개선은 그림8에서 보듯 내부 소음 레벨을 5 dBA 까지 줄여준다. 결국, 객관적으로 평가 할 때 누구도 차량 내부에서 뽐밍 노이즈 (booming noise)를 느낄 수 없다.

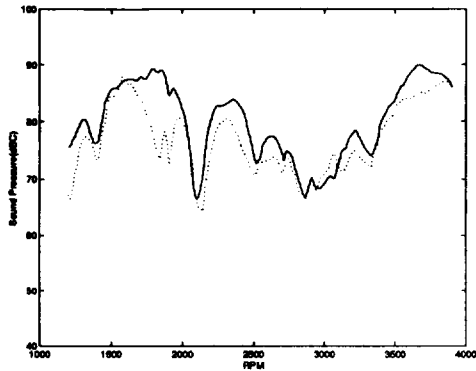


FIGURE 8 Illustration of the booming noise reduction by the modification of the rear roll mount of the engine

4. 결론 (conclusion)

엔진의 진동에서 유발된 차량 실내 소음의 원인이 되는 에너지 흐름의 기인소음 전달 경로 (structure-borne transmission path)의 확인은 내부 소음 감소에 대단히 유용하다. 각 전달 경로를 통한 진동 동력 흐름의 예측은 방진 장치들의 진동 방진의 효율을 평가하는데 유용한 도구가 된다. 이 논문에서, 2.0L 4 기통 엔진과 자동 변속기를 장착한 시험 차량이 사용되었다. 시험 차량의 18개 방진 장치를 통한 진동 동력 흐름이 측정되었다. 시험결과는 엔진으로부터의 진동 동력은 주로 엔진의 후면 롤 마운트 (rear roll mount)를 통해 차 구조로 전달되었다. 만약 후면 롤 마운트 (rear roll mount)의 동적 탄성계수는 15% 감소시키면 1800 rpm에서 5 dBA 정도의 내부 소음 레벨의 감소를 가져온다.

5. 참고문헌

(1) Goyder, H. G. D. and White, R. G., 1980, Vibrational power Flow From Machines into Builtup Structure, Part I, II, III, Journal of Sound and Vibration, Vol.68. No.1, pp59-75.

(2)Hendricx, W., and Vandebroek, D., 1993, Suspension Analysis in View of Road Noise Optimization, SAE 931343.

(3) Petersson, B. and Plunt, J., 1982, On Effective Mobilities in the Prediction of Structure-Borne Sound Transmission between a Source Structure and a Receiving Structure, Part I, II, III, Journal of Sound and Vibration, Vol.82, N0.4, pp.517-540.

(4) Pinnington, R. J., 1981, Power Flow Through Machine Isolators to Resonant and Non-Resonant Beams, Journal of Sound and Vibration, Vol.75. No.2, pp179-197.

(5)Pinnington, R. J., 1987, Vibrational Power Flow Transmission to a Seating of a Vibration Isolated Motor, Journal of Sound and Vibration, Vol. 118, No. 3, pp.515-530.

(6) Van der Linden, P. J. G and Fun, J. K., 1993 Using Mechanical-Acoustic Reciprocity for Diagnosis of Structure Borne Sound in Vehicles, SAE 931340.