

차실내 소음 개선을 위한 차음재 및 제진재의 효과적 적용

Effective Application of Insulations and Deadeners Improving the Vehicle Interior Noise

이 정 권*, 김 인 동**, 이 영 섭***
J. G. Ih , I. D. Kim , Y. S. Lee

ABSTRACT

Vibration and vibro-acoustic characteristics of body panels enclosing the vehicle interior cabin are tested and analyzed for effective application of sound proofing materials. A set of deadener and insulation packages are proposed based on the experimentally evaluated and categorized contributions of noise radiating panels. The suggested packages are applied to a prototype vehicle, and a refined acoustic quality is achieved. A systematic experimental procedure proposed in this study can be a good tool in tuning the acoustic quality of prototype vehicles within a limited development period.

1. 서 론

승용차의 주요 소음 및 진동원(엔진연소, 구동계, 현가장치, 흡·배기계, 타이어, 바람 등)에서 발생된 진동 및 그에 수반된 구조전파 소음(Structure-borne Noise)과 공기전파 소음(Air-borne Noise)은 최종적으로 차실 내부 공간을 둘러 싸고 있는 철판 구조물을 통해 승객의 귀와 몸에 전달되어 느끼게 된다. 이에 대처하는 방법으로는 진동원의 진동 출력 자체를 감소시키고¹⁾, 동적인 힘의 전달을 적절히 차단시키고²⁾, 매개된 구조물의 동특성을 변경시키고³⁾, 소음원에 관계된 구조의 형태를 바꾸거나⁴⁾, 내부 공간의 형태

를 변경시키는 등의 작업⁵⁾ 이외에 차음재, 흡음재, 제진재 등을 사용하여 소음을 저감시키게 된다.⁶⁾ 이중 흡·차음재 및 제진재는 수동적인 소음 저감 대책의 하나로서, 이들의 적절한 사용에 따라, 내부 소음 레벨의 크기, 내부 공간에서 승객이 느끼는 음질 또는 소음(Noisiness) 및 바닥면에서 느끼게 되는 Harshness 등에 큰 영향을 미치게 된다. 특히 이러한 재질들은 그 물리적 특성상 대개 약 500 Hz 이상의 중·고주파수 대역에 큰 효과가 있으므로 인간의 언어 소통 및 민감도에 관계된 성분에 영향을 미치게 된다. 이들 음향 재료에 관련된 내부 소음의 전파 계통도가 Fig. 1에 보여지고 있다. 이 그림에서

* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

** 대우자동차㈜ 기술연구소

*** 정회원, 대우자동차㈜ 기술연구소

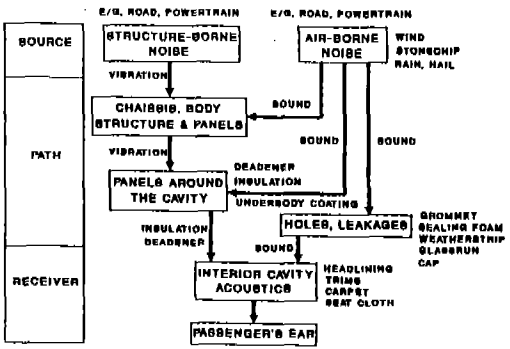


Fig. 1 A schematic model of air- and structure-borne noise transmission into the vehicle interior cavity

보이는 바와 같이 작은 틈새에 의한 소음 전달이나, 내부 공간의 경계면에서의 흡음 등도 결과적인 음장의 형성에 영향을 미치고 있으나, 본 논문에서는 차음재 및 제진재의 적용에 의한 엔진에 기인한 소음의 저감 효과만을 다룬다.

본 연구에서는 차음재와 제진재의 효과적 적용을 실험적으로 결정하는 방법에 관하여 논한다. 차실 내부를 둘러 싸고 있는 차체 판넬 부위에서 방사되는 소음의 상호관계 및 각 부위에서의 음향 방사 특성을 분석하고, 이 결과를 이용하여 결정한 제진 및 차음재를 개발 단계의 차량(Prototype)에 적용하여 소음 감쇠 정도를 확인하였다.

2. 측정에 의한 판넬의 음향 방사 특성 파악

차음재 및 제진재는 소음원의 형태, 차체 판넬의 진동 및 이에 따른 방사 소음의 특성 및 내부 공간과의 연성에 따라 적절한 재료가 선택되어야 하며, 최적의 위치에 놓여져야 한다. 이를 위하여는 내부에 전달되는 소음의 형태, 내부 공간을 구성하는 차체 판넬의 진동 특성 및 음향 방사 성능을 모두 실험적으로 파악하여야 한다. 분석 대상 차량은 후륜 구동형, 2000cc, 수동 변속의 Sedan형 초기 개발 차량으로서, 내부 Trim, 차음재, 제진재 등이 모두 제거된 Bare Steel Panel 상태로 만

들어 실험을 수행하였다.

이 상태에서, 누설 경로에 의한 소음 전달을 차단하기 위해 엔진실과 승객실 사이의 대시(Dash) 판넬에 설치되어 있는 각종 마개(Grommet)류를 약 20 kHz의 초음파를 이용하여 누설 여부를 체크한 후, 누설 부위는 모두 실리콘 고무 등으로 차폐시켰다. 또한, 문짝 및 유리창의 틈새에 의한 음향 전달도 두꺼운 테이프로 발라서 약간 저감시켰다.

참고로, 투과 손실이 $(TL)_1$ 이며 전체 면적이 S 인 홀결 벽면에 면적이 S_2 인 틈새가 있는 경우의 전체 투과 손실 $(TL)_2$ 는

$$(TL)_2 = (TL)_1 - 10 \log$$

$$\left\{ 1 - \frac{S_2}{S} + \frac{S_2}{S} \text{antilog} \left\{ (TL)_1 / 10 \right\} \right\} \quad (1)$$

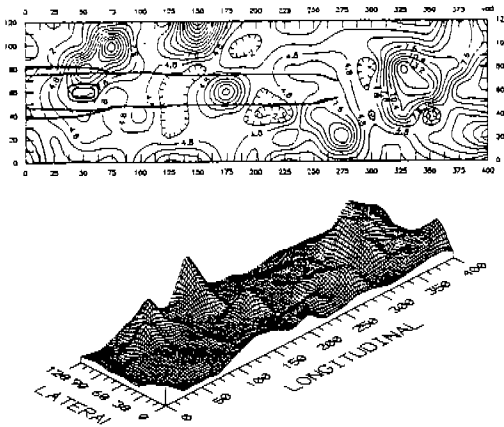
으로 주어져서 만일 원래 벽면이 47dB의 투과 손실을 갖고 있고, 틈새가 전체 면적의 0.1% 일때, 이 틈새에 의해 약 17dB 정도의 투과 손실의 손해를 보게 된다. 따라서 본 논문에서와 같이 판넬을 통한 차음 효과를 연구할 때에는 작은 간극들을 매꾸는 것이 가장 첫번째로 하여야 할 일이다.

2.1 차체 판넬 진동 특성 측정

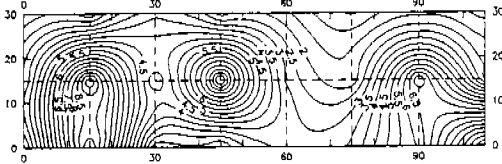
특정 rpm을 제외한 Roof 판넬에서의 진동 크기는 Floor 판넬의 진동보다 대개 약 1/3 정도의 크기로서 상대적으로 매우 작으므로 이에 의한 소음의 기여도는 작다고 가정하여 실험을 수행하였다.(Fig. 2 참조) 물론, 내부 소음을 형성하는 데에는 각 부위에서의 기여가 벡터적으로 합하여져서 이룩되지만, 실제로는 Roof 판넬에 차음재를 장착하기에는 위치상 매우 불리하여 대개는 충격 소음(비, 우박, Knuckling 등)에 대비한 접착형 제진재를 간혹 쓰는 정도에 불과하므로 본 연구에서는 위와 같이 가정하였다.

문제 rpm 대역 및 주로 높은 rpm 영역에 대해 Floor 판넬 및 Back 판넬(Parcel

FLOOR PANEL VIBRATION AT 3900 RPM (m/s**2)



BACK PANEL VIBRATION AT 3900 RPM (m/s**2)



ROOF PANEL VIBRATION AT 3900 RPM (m/s**2)

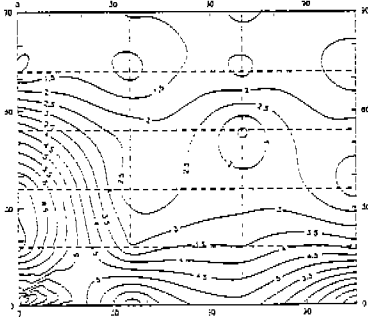


Fig.2 Isolevel contours of vibration amplitudes at various panels. Length scales are in cm's

Shelf)의 진동에 대해 측정하였다. 측정방법으로는 각 실험 rpm마다 정속으로 주행하면서(저단 Gear 위치), 미리 정해진 판넬의 위치에서 30Hz 이상의 진동을 측정하고, 그 결과를 1/3-옥타브별로 분석하여, 한개의 주파수 보다는 넓은 주파수 영역내에서의 값을 취함으로써 재현성을 향상시킨다. Fig. 2에는 Contour Map으로 표현한 주요 판넬의 각

부위에서의 진동량을 나타낸 예로서, 3400 및 3900 rpm에서의 값을 예로서 보여 주고 있다. 구조물 진동에 의해 방사되는 음향 파워는 식(2)에 나타낸 바와 같이 그 구조물의 한 부분에서 공간적 및 시간적으로 평균화한 진동 속도의 제곱에 비례하므로⁷⁾, 가속도의 크기가 크게 나타난 부분은 일단 큰 음향 파워를 발생시키는 데에 크게 기여한다고 볼 수 있다.

$$\Pi \sim \langle \dot{v}^2 \rangle \sim \frac{1}{\omega^2} \langle \dot{a}^2 \rangle \quad (2)$$

여기서, Π 는 음향 파워(watt), v 는 표면 속도(m/sec), a 는 표면 가속도(m/sec²), ω 는 각속도(rad/sec)를 의미한다.

전체 결과를 분석하면, 각 rpm 대에 따른 정도의 차이는 있으나, 공통적으로 진동 레벨이 높은 위치는 다음과 같다.

- 전방 Floor 및 Under Floor의 우측 모서리 부위
- Transmission Tunnel의 전방 부위
- Back Panel 전체
- Propeller Shaft Tunnel의 중간 부위
- Trunk Floor의 중간 부위

등 이었다.

대개는 엔진 회전에 관계된 주파수의 2차 고조파에서 진동 크기의 피크값이 존재하므로 4기통 엔진의 경우 30 Hz에서 170 Hz 사이에 있는 주파수 성분이 지배적이라고 볼 수 있다. (일반 운행 rpm 범위: 약 1500~5000 rpm) Floor 판넬에 쓰인 철판은 두께가 0.8mm 이어서 판넬에서 전파되는 굽힘파(Flexural Wave)의 위상 속도(Phase Speed)와 음파의 위상 속도가 일치하는 임계 주파수(Critical Frequency) 또는 저차 일치 주파수(Lowest Coincidence Frequency)는 다음의 식(3)에 의해 약 15.4 kHz에 존재하게 된다.⁸⁾

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{12(1-\nu^2)m}{Eh^3}} \quad (3)$$

여기서, f_c = 임계 주파수(Hz), c = 음속

(m/s), ν = 포아송비, m = 단위 면적당 질량 (kg/m^2), E = 영률 (Pa), h = 판넬의 두께 (m)를 의미한다. 다루고 있는 내부 소음의 주파수는 이 f_c 보다 훨씬 낮고, 또 대부분의 음향 에너지 성분의 판넬의 저차 성분과 관계된다. 굽힘파와 음파의 속도의 상호 관계에 따른 유효 음향 방사의 이론으로부터^{8,9)} 차의 전후 방향 및 좌우 방향에 관계된 각 (p, q) 모우드의 음향 방사 형태를 결정할 수 있다. 즉, 172 Hz 이상에서는 (4.2) 모우드 이상에 대해 Floor 판넬의 구석에서의 방사만이 유효하고 (Corner Radiation), 143 Hz ~ 172 Hz 사이에서는 $p < 3, q > 1$ 인 모우드에 대하여 Floor 판넬의 전단부 및 후단부의 모서리에서의 유효 방사 (Edge Radiation)가 발생되고, 129 Hz ~ 143 Hz 영역에서는 좌, 우 길이 방향의 모서리에서 $p > 3, q < 1$ 인 모우드가 86 Hz ~ 129 Hz 영역에서는 $p > 2, q < 1$ 인 모우드가 역시 같은 모서리에서의 유효 방사를 갖게 된다. 이와 같은 사실에 근거하여 특히 모서리 부분에서 진동 레벨이 큰 경우에는 일단 내부 소음과의 밀접한 연계성이 있을 가능성이 크다고 주목할 수 있다.

2.2 구조-음향 전달 함수 (Vibro-acoustic Transfer Function) 측정

진동 레벨이 크고, 이에 따른 음향 방사가 크다고 하여 내부 승객의 귀의 위치의 소음에 대한 기여가 꼭 크다고 (또는 증가시키는 방향이라고는) 할 수 없다. 각 판넬 부위가 승객의 귀의 위치에서의 소음에 미치는 영향도를 알아 보기 위해 그림 2에서 같이 미리 정하여진 Mesh로 나눈 각 판넬의 대표점에서 충격 망치 (PCB 086 B)로 수직의 단위힘 (F)을 가질 때 발생하는 음향 (p)을 승객의 귀의 위치에서 마이크로폰으로 측정하여 주파수 분석기 (SD380)에서 이 둘 사이의 전달함수를 구한다 (p/F). 얻어진 결과들을 보간하여 판단하게 되는데 3400 rpm 및 3900 rpm의 피크값에 해당하는 주파수에 대한 예가 Fig. 3에 보이고 있다. 그림에서와 같은 구조-음향 전달 함수의 크기는 구조 진동에 따른 내부 음향의

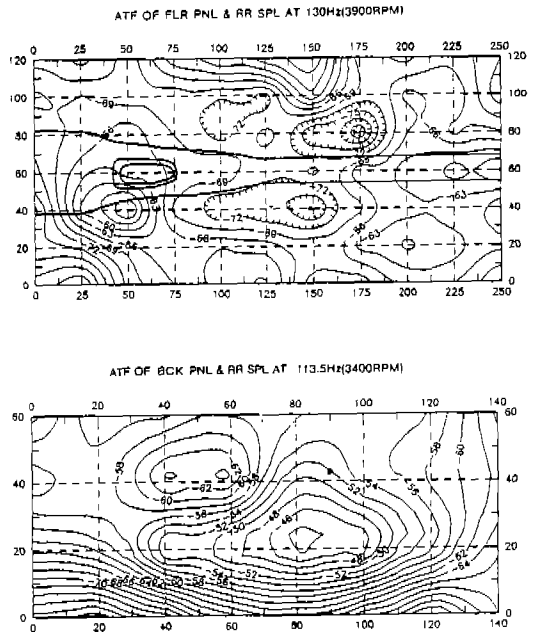


Fig. 3 Contour map of the magnitudes of vibro-acoustic transfer functions

민감도에 해당한다고 볼 수 있다. 결과들을 종합하여 보면, 구조-음향 민감도가 높게 나타나는 부위는 다음과 같다.

- Tunnel 전방 부위
- 후방 Floor 판넬의 좌 우측 부위
- 후석 및 판넬의 중간 부위
- Back 판넬 중간 부위

등이다. 이들 판넬 부위는 민감도의 크기가 상대적으로 다른 부위보다 큰 곳으로서, 내부 음향 생성에 큰 공헌을 할 수 있게 하는 큰 전달함수를 갖고 있는 부분이라고 할 수 있다. 여기서, 한가지 유의하여야 할 사항은 아래의 식(4)와 같은 내부 소음의 벡터적인 성질때문에, 민감도의 크기가 크다고 하여 꼭 내부 소음을 크게 하는 성분과 직접적 비례 관계가 있다고 단정지을 수는 없다는 사실이다.

$$\tilde{p} = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\tilde{p}}{F} \right)_i \hat{F}_i = \sum_{i=1}^N \tilde{H}_i(f) \hat{F}_i \quad (4)$$

따라서, 본 실험의 결과만에 의해서는 2.1의 진동시험과 마찬가지로 건설적이거나 파괴

적이던지 간에 내부 소음 형성에 주된 공헌을 하는 부위들을 알아내었다는 점만 주목할 수 있다.

2.3 음향 인텐시티 (Sound Intensity) 측정

내부 공간 하부의 각 판넬에서의 음향 인텐시티를 측정하여 음향의 흐름을 관찰하였다. 사시 동력계 (Dynamometer) 상에서, 정속을 유지하면서 각 rpm마다 측정작업을 수행하였다. 측정 장비로는 위상이 정합된 2개의 마이크로폰을 이용한 탐침 (B & K 3549) 및 음향 인텐시티 해석 전용 장비 (B & K 3360) 등을 이용하여, 평면상의 근접장 인텐시티를 측정하였다. Fig. 4에 실험에 쓰인 가상적 Mesh 및 측정된 인텐시티의 부호 및 크기의 한 예를 보여주고 있다. 전체 음향 인텐티 레벨 (25Hz ~ 20kHz), 언어 소통 및 안락도에 관계된 중·고 주파수 범위 (200Hz ~ 6.3 kHz), Booming 및 내부 소음의 크기를 주도하는 저주파수 범위 (50Hz ~ 200Hz), 엔진 연소에 관련된 2차 고조파 성분의 주파수 등으로 분류하여 분석하였다. 그림 4에서 보인 바와 같은 전체 음향 인텐티 레벨의 경우, 대부분 우측 전방 Floor 판넬 및 좌측 전방 판넬, 기어 박스 판넬 상부 판넬 부근에서 공간내로 전파되는 +성분의 음향 인텐티가

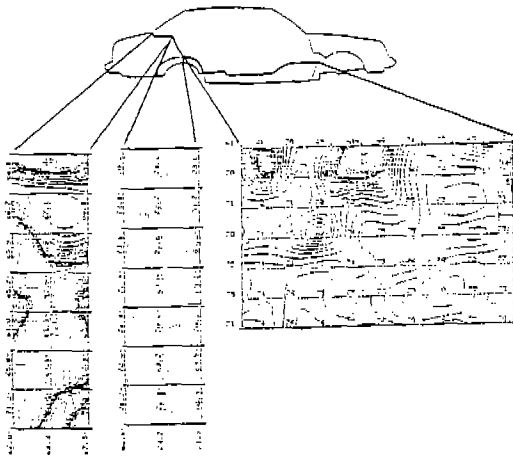


Fig. 4 A measured example of the sound intensity distribution on the interior body panels

높게 검출되었다.

내부 공간상의 임의의 평면에서 음향 인텐시티의 흐름 및 방향을 알기 위해, 3차원 음향 인텐티 분석을 차의 중심에 대해 좌측 부위의 전후 방향으로 2개의 임의의 평면을 설정하여 수행하였다. 음향 인텐티 탐침자로는 4개의 위상이 정합된 마이크로폰 짝을 이용한 것을 사용하였고 (Korman ADM 4), 분석은 신호 분석기 (GR 2515) 내에 내장된 Software를 이용하였다. 분석된 예의 하나가 Fig. 5에 보여지고 있는데, 전방 Floor 판넬 상부 공간에서의 인텐티가 높게 검출되고 있으며, 그 방향은 Floor 쪽 및 중심부를 향하고 있다. 따라서, 위의 Fig. 4의 부 (-)의 인텐티를 갖는 부위를 통과하는 평면임을 감안할 때, 두 인텐티 측정방법에 의한 결과는 일관성을 갖는다고 할 수 있다.

음향 인텐티 측정에 의하여 Floor 판넬의 전방 부위 (Lower Dash 판넬 포함)가 음향 에너지의 원천이 되고 있다고 짐작할 수는 있지만, 음향 인텐티란 근본적으로 음장의 특성을 나타내는 것이기 때문에, 우리는 바로 그 부위가 음향을 강하게 방출하는 음원이라고 정확히 지적할 수는 없다.

2.4 음원 개폐기법 (Window Method)에 의한 측정

판넬의 어느 한 부위가 내부 소음에 얼마만큼 크게 기여하는가를 알아보기 위하여, 음원 개폐기법을 사용한다. 이는 일반 기계장치

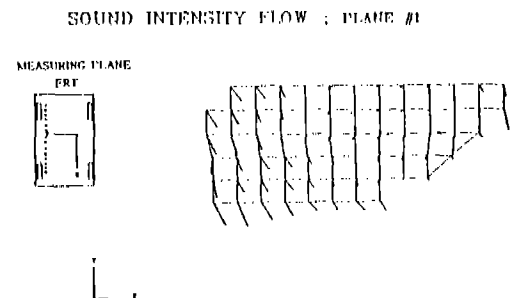


Fig. 5 Three-dimensional sound intensity flow map

에서 한 부위가 어느 정도의 기여를 하는 가를 알기 위해 다른 부위를 납비닐(Lead-loaded Vinyl) 등으로 둘러 싸서, 기여량 및 기여 특성을 측정하는 개념과 같은 것으로서, 이 방법에 의하여는 각 부위를 통해 전달되는 소음이 전체 내부 소음에 기여하는 정도를 대략적으로 추론할 수 있게 한다.

차실 내부를 구성하고 있는 판넬 중, 음향 방사가 이루어질 것으로 보이는 모든 판넬 부위에 가능한 최대한의 투과손실을 갖도록 만들어진 차음재 구조를 이용하여 크게 차음을 시킨다. 미리 분할하여 놓은 각 부위별 차음재를 하나씩 탈거하여 내부 소음을 측정하고, 재장착하는 작업을 전체 차폐 면적에 대해 반복 수행한다. 이때, 시험 차량은 저단기어 위치에서 주행상태 혹은 사시 동력계상에서 실험한다.

이때 rpm의 변화에 따라 측정된 내부 소음 레벨의 변화에서 각 판넬 부위의 rpm 범위에 따른 기여도를 알 수 있고, 또 각 부위가 열렸을 때의 소음 레벨값과 전체가 최대한 차폐되었을 때의 소음 레벨값으로부터 각 부위만의 소음 방사 특성 및 백분율에 의한 각 부위의 기여도를 결정할 수 있다.¹⁰⁾

이러한 음원 개폐 기법에 의한 측정에 있어서는 음향 파워 레벨, L_w , 를 함께 측정하여 다음과 같은 관계에 의해 측정의 정확도를 검증하여야 한다.

$$\sum_{i=1}^N (L_w)_i \cong (L_w)_{overall} \quad (5)$$

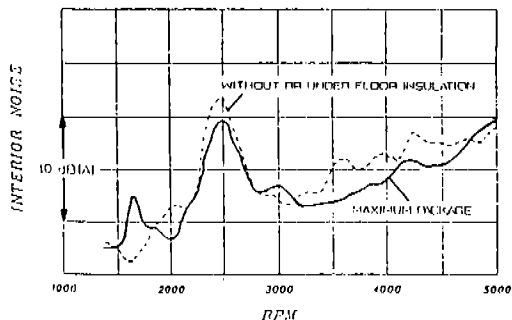


Fig. 6 Effect of rear under floor insulation by window method

Fig.6에 후방 Floor 판넬 부위에서 음원 차폐 기법을 이용해 측정된 예를 보여 주고 있다. 여기서, 2500 rpm 대역의 Booming 피크는 흡기계에 기인한 것으로서, 이 실험이 Prototype 차량 개발의 초기에 행하여져서 Tuning이 아직 되지 않은 상태였기 때문에 생긴 것이다. 결과를 분석하여 다음과 같은 부위가 내부 소음에 큰 영향을 미친다는 것을 확인하였다. (중요도 순으로 나열)

- Inner Dash
- Rear Under Floor
- Front Under Floor
- Rear Seat Back
- Back Panel Upper

이 방법은 매우 간단하고 각 음원 부위에서의 음향 파워를 알아낼 수 있는 장점이 있는데 비해, 내부 소음의 주된 크기를 이루고 있는 저주파수 음에 대하여는 비효율적이며, 음원간에 작용하는 상호 간섭을 무시하고 있는 것이 단점이다.

3. 구조-음향 특성에 근거한 제진재 및 차음재의 적용

위의 2절에서 언급한 각종 측정결과는 그 한가지 만으로서는 정확한 판단을 할 수 없으

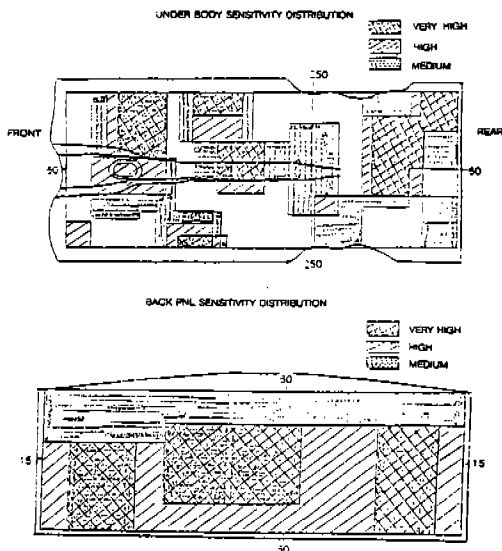


Fig. 7 Distribution of sensitive regions classified into four severity regimes

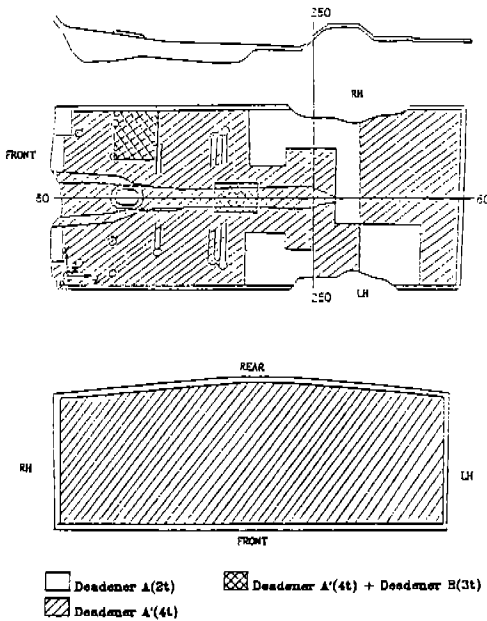


Fig. 8 Proposed deadener package

나 종합하여 볼 때 주요 소음원의 분포 및 크기 순서에 대한 추론을 할 수 있다.

3.1 제진재의 적용

진동 레벨 분포 측정결과와 구조-음향 전달함수 측정결과를 비교하여 Fig. 7과 같이 제진재가 필요한 부위를 4 단계로 분류하여 선정하였다.

세가지 종류의 제진재를 적절히 조합하여 Fig. 8과 같이 패키지를 구성하였으며, 실차에 적용하여 시험하여 본 결과 Fig. 9(a), (b)에서와 같이 Bare Steel Panel 상태의 차량에 비해 전 rpm대역에 고르게 평균 1~2dB의 소음 저감이 이루어지고, Booming이 있는 구간에서는 2~3dB 정도의 저감을 얻을 수 있었다.

대부분의 판넬이 두께 4mm의 제진재로 되어 있음을 볼 때 면적당 평균 질량을 약 3 kg/m²로 보면, 철판의 면적당 질량이 6.2 kg/m²이므로, 질량 법칙(Mass Law)에 의해서는 평균 약 3.5dB 정도의 이득이 있어야 한다.(Coating Factor = 48%) 실험에 의

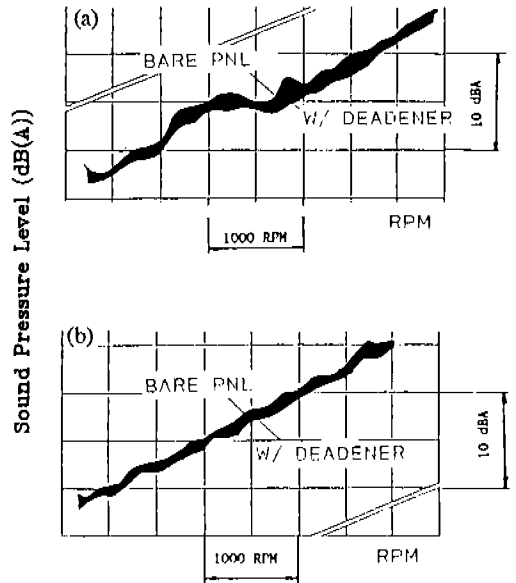


Fig. 9 Comparison of interior sound pressure levels at the front seat between the conditions with the bare steel panel and with the proposed deadener package (a) Measured in the wide-open-throttle (WOT) acceleration condition (b) measured in the part-throttle acceleration condition

하면¹¹⁾, 이러한 제진재는 상온의 200Hz에서 대개 0.15 정도의 손실계수(Loss Factor)를 갖고 있으므로 진동 감쇠에 의한 효과는 약 0.5dB 정도라고 생각된다. 따라서, 약 2dB 정도는 손해를 본 셈인데, 이는 제진재 적용에 따른 음향방사 효율의 증가로서 설명될 수 있다.⁹⁾ ($\Pi \sim \sigma : \sigma =$ 진동면의 방사효율) 즉, 제진재의 진동감쇠 효과가 나타나려면, 그 기계적 감쇠가 방사 감쇠(Radiation Damping)보다 커야 하는데, 기계적 감쇠량의 증가보다 질량 증가에 의한 방사 감쇠량의 증가 정도가 커짐에 따라서 방사 효율이 높아지게 된다.

3.2 차음재의 적용

자동차의 차음재로 많이 사용되고 있는 것으로는 EVA Sheet, PVC Sheet, Polyurethane

(PU) foam, PU Sponge, 유리섬유, marble sponge, needle felt, resin felt, vinyl 등의 재료가 있으며, 또 이와 같은 재료를 조합하여 다층구조 (Multilayer Sandwich)의 차음재를 구성하는 것이 보통이지만, 그 재질들의 밀도, 공극률, 두께, 적층 순서등에 따라 음향 투과 손실량의 차이는 매우 다양하다.¹²⁾ 그러므로, 차실 내부를 구성하는 각 판넬 부위에 적용할 차음재의 선정은 문제시 되고 있는 주파수 영역에서의 차음 정도를 고려해서 적용해야 한다. 실제로 이 과제를 해결하기 위하여는 많은 양의 투과손실 데이터를 확보하여야 하며, 여러가지 차종에 대한 적용에 관해 많은 경험과 이론 해석이 요구되어 진다. Fig. 10 은 공기 전파 소음에 대한 투과손실을 철판만 있을 경우와 비교하여 그 차이값을 보여준 한 예이고, Fig. 11은 충격소음(돌이나 물이 튀는 소리등) 대한 투과 손실의 차이값을 보여준 예이다. 이 그림들에서 보여진 EVA Sheet와 Felt의 조합에는 전형적인 2층구조 (2-Layer System)로서 표피에 쓰이는 EVA Sheet가 질량에 해당된다고 볼 수 있고 (Heavy Layer), Felt는 계의 스프링 강성

을 주는 1 자유도 형태로 볼 수 있다. 따라서 저주파수 영역에서는 공진 현상이 발생하여 차음 효과가 거의 없게 되나, 중·고주파수 영역에서는 그 특성이 좋고 또한 음향 임피던스가 큰 EVA Sheet에서의 반복적인 음파의 반사에 의해 차음층 내부에서의 흡음 효과가 증가하는 장점이 있어서 차음재로써 유용하게 쓰인다.

2절에서 언급된 각종 측정 결과에 의거하고, 차음재료의 차음특성 및 작업성등을 고려하여 Fig.12 및 Table 1과 같은 차음재 Package를 구성하였다. 이를 3.1의 제진재가 적용되어 있는 차량에 적용하여 Fig. 13과 같은 결과를 얻었다. 즉, 가속시에는 내부 음압레벨이 평균 3dB(A) 정도가 개선되는 효과를 볼 수 있었으며, 이전의 다른 차량 모델에 적용되었던 차음재 Package에 근거하여 임의로 구성되어 있던 초기의 차량 조건보다는 평균 1~2dB(A) 정도가 개선되었다. 이는 rpm의 변화에 따른 내부 소음 레벨의 변화량이라는 것이 대개는 엔진의 폭발과 관계된 저주파수 성분 (< 200 Hz)의 크기에 따라 정해지고, 차음재에 의한 저주파수 감쇠는 그리

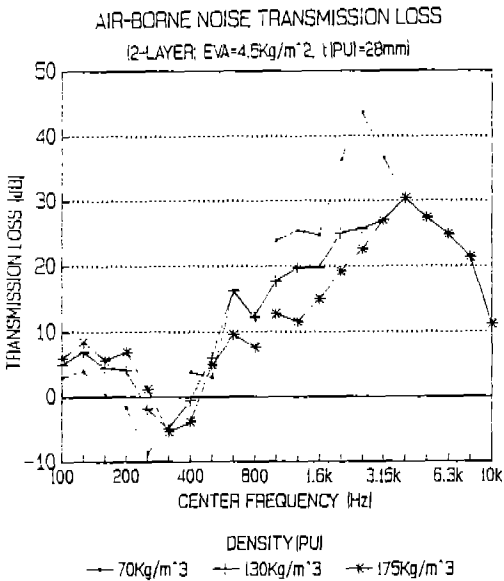


Fig. 10 Air-borne noise transmission characteristics of an insulation material

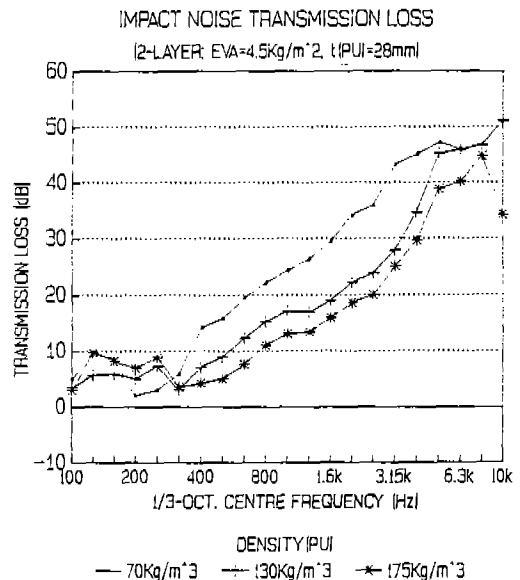


Fig. 11 Impact noise transmission characteristics of an insulation material

크지 않기 때문이다.

정속으로 주행시에 뒷좌석 귀의 위치에서 측정된 소음을 1/3옥타브로 분석하여 보면, 중 및 고주파수 대역에서는 차음재의 올바른 선택에 의해 큰 효과가 난다는 것을 볼 수 있다. Fig.14에서는 200 Hz 이상의 주파수 대역에서 차음재의 큰 효과를 볼 수 있고, 인간의 귀가 1kHz~4kHz 사이에서 매우 민감한 점을 고려하면⁷⁾, 그 개선효과가 중요하다는 것을 알 수 있다. 이 점을 정량화하기 위해 인

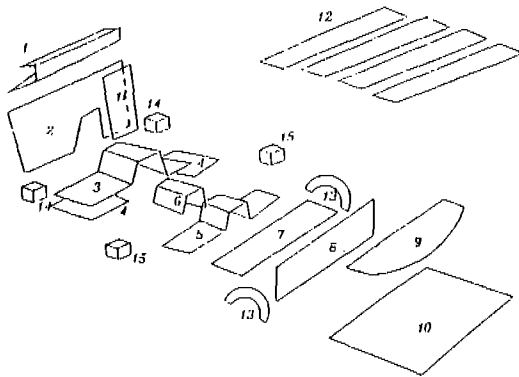


Fig.12 Locations and shapes of proposed insulation package

Table 1 Description of proposed Insulation package

No.	Part Description	Material
1	Inner Dash Upper Insulation	Poly-Urethane Foam
2	Inner Dash Insulation	EVA + Sponge
3	FRT Under Floor Insulation	EVA + Needle Felt
4	Additional FRT Under Floor	Needle Felt
5	RR Under Floor Insulation	EVA + Needle Felt
6	T/M Tunnel Insulation	EVA + Needle Felt
7	RR Seat Under Floor Insulation	EVA + Needle Felt
8	RR Seat Back Insulation	Needle Felt
9	Back Panel Upper Insulation	EVA + Needle Felt
10	Trunk Under Floor Insulation	Needle Felt
11	Additional Inner dash (RH)	EVA + Sponge
12	Roof Insulation (All)	Needle Felt
13	RR Wheel - House Insulation	EVA + Needle Felt
14	A-Pillar Insulation	Poly - Urethane Foam
15	B-Pillar Insulation	Poly - Urethane Foam

간의 언어인지 및 안락도 판단의 한 척도가 되는 Articulation Index (AI)를¹³⁾ 정속 주행하는 차량의 앞좌석과 뒷좌석 승객의 귀의 위치에서 계산한 결과가 Table 2에 보여지고 있다. 이 표에서, 차음재가 없는 상태보다 약 15% 정도의 AI 값이 증가하였는데, 이는 통상적으로 많이 사용되는 10-등급의 주관적 평가 척도¹⁴⁾의 약 2점 정도의 향상에 해당되는 매우 큰 개선을 나타낸다.

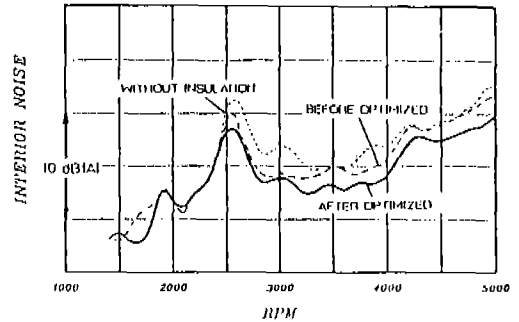


Fig.13 Result of refining activities in this study compared with the insulationless and with the initial insulation conditions. Sound pressure levels are measured at the rear seat in a WOT acceleration condition

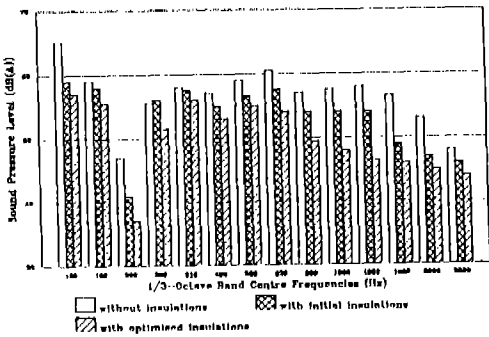


Fig.14 Reduction of high frequency components due to the application of proposed insulation package

Table 2 Comparison of evaluated articulation indices at a cruising vehicle speed showing a considerable amount of tonal quality improvement by the refining activities

	Front Seat	Rear Seat
Insulation Condition	30.1 %	48.2 %
Initial Phase Insulations	32.6 %	57.3 %
Final Refined Insulations	45.2 %	64.7 %

4. 토론 및 결론

초기 Prototype 차량의 내부 소음의 크기 및 음질 개선을 실현하기 위한 실험적인 방법을 논하였다. 차체 판넬의 진동과 이에 수반된 음향 방사, 판넬을 통한 소음 전달 특성 및 재료의 특성 등의 Data에 근거하여 제진 및 차음 Package를 구성하였고, 이에 따라 유효한 실내 소음 저감을 가져올 수 있었다.

본 연구에서 사용된 기법중 좀 더 개선하여야 할 점으로는 다음과 같다. 첫째, 차체 판넬 진동 특성의 경우 진동 레벨에 의거하여 실제 방사되는 음향을 예측하는 것과, 둘째, 구조-음향 전달함수의 측정의 경우에 위상의 지도까지 작성하여 각 부위에서의 기여도를 벡터 형식으로 표현하면 매우 직접적인 기여도가 판단될 수 있다는 점이다. 또한, 세째로, 음향 인텐시티의 측정에 있어서는, 샤시 동력계가 있는 방의 흡음이 작아서 주변 소음의 레벨이 높은 관계로 매우 정확한 인텐시티 측

정이 되지 못하였으므로 이를 개선하여야 하고, 네째로는, 3차원 인텐시티를 측정할 때 측정면의 숫자를 증가시키고 이를 함께 배치하여 가시화하면, 음장내의 음향 인텐시티(Active Intensity)의 흐름을 좀더 잘 관찰할 수 있다고 생각된다.

에너지 절약 및 가속 성능 향상을 위하여 차음재의 고효율화와 경량화가 요구되어 지고 있다. 한편, 차음에 의해 제어될 수 있는 소음 개선 정도는 한계가 있으므로, 개발 차량의 등급, 수요자의 요구 수준, 차량의 가격 및 차음재가 없을 때의 소음정도를 고려하여 적절한 개발 목표를 설정하여야 하며 주어진 짧은 시간내에 최적의 개발을 완료할 수 있는 계획을 수립하여야 한다. 따라서 차음재의 무게, 성능, 가격등의 목표치를 만족시키기 위하여는 음향 이론에 근거한 조직적인 시험을 통한 개발계획을 세워야 하고, 본 연구에서의 방법이 이에 관한 약간의 기여를 할 수 있으리라고 보며, 좀 더 개선된 연구가 계속 진행되어야 한다.

참 고 문 헌

1. D. Anderton, E. C. Grover, N. Lalor and T. Priede, "Origins of reciprocating engine noise- Its characteristics, prediction, and control," ASME 70-WA/DGP-3, 1970.
2. H. Bathelt, J. Bukovics and D. J. Young, "Development of the engine mounting of the Audi V8," ATZ, v.91, pp.93-100, 1989.
3. I. Hagiwara and M. Yaoi, "Technical development of radiated noise reduction using sensitivity analysis," Trans. JSME(C), v.53, pp.626-633, 1986.
4. L. J. Oswald and D. A. Dolby, "A technique for measuring interior wind rush noise at the clay model stage of vehicle design," in "Automotive Aerodynamics", SAE/PT-78/16, pp.267-276, 1978.
5. M. Kojic, Z. Petronijevic and V. Manojlovic, "Influence of car body constructive param-

- ters on acoustic characteristics of car cavity", *Int. J. of Veh. Des.*, v.5, pp.704-720, 1984.
6. T. Kitahara, I. Terada and T. Watanabe, "Study on effective application of sound proofing materials through low noise prototype car development," *Int. J. of Veh. Des.*, v.5, pp.490-504, 1984.
 7. L. L. Beranek, "Noise and Vibration Control," McGraw-Hill, New York, 1971.
 8. F. J. Fahy, "Sound and Structural Vibration," Academic Press, London, 1985.
 9. P. W. Smith, Jr. and R. H. Lyon, "Sound and Structural Vibration," NASA CR-160, 1965.
 10. D. E. Baxa, "Noise Control in Internal Combustion Engines," John Wiley & Sons, New York, 1982.
 11. "Standard Methods for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials," ASTM E756-80.
 12. R. W. Guy, "A preliminary study model for the absorption or transmission of sound in multi-layer systems," *Noise Control Eng. J.*, v.33, pp.117~123, 1989.
 13. "Methods for the Calculation of the Articulation Index," ANSI S3.5-1969 : Also, see K. D. Kryter, "Methods for the calculation and use of the articulation index," *J. Acoust. Soc. Am.*, v.34, pp.1689-1697, 1962.
 14. S. A. Andrews, "Modern analysis techniques associated with gearbox and axle noise," *Proc. I. Mech. Eng.*, Paper C122/79, 1979.