

〈논 문〉

## 판넬 기여도 분석에 의한 승용차의 실내 소음 저감

Interior Noise Reduction of a Passenger Car using Panel Contribution Analysis

이 두 호\* · 김 태 정\*\*

Dooho Lee and Taejeong Kim

(1999년 3월 4일 접수 : 1999년 4월 9일 심사완료)

**Key Words** : Booming Noise(부밍 노이즈), Panel Contribution Analysis(판넬 기여도 분석), Acoustic Transfer Function(음향 전달함수), Boundary Element Method(경계요소법)

### ABSTRACT

The panel contribution analysis to reduce interior booming noise of a passenger car is carried out using both experimental method and numerical one. The accelerations of panels are measured on the outer surface of car body during operation. The acoustic characteristic of cavity is represented by two different ways. One is the acoustic transfer function obtained by experiment with reciprocal manner. The other is the boundary element model and numerical results of the model are calculated using SYSNOISE. The results from numerical method show more good agreement with measured sound pressure levels than the experimental one. Contributions of panels for interior noise are ranked and structure of the car is reinforced according to the results, which shows that the panel contribution analysis is a powerful tool to lessen structure-borne noise of passenger vehicle.

### 1. 서 론

최근의 자동차는 점차 보급이 확대되고 수송 수단으로써만 아니라 인간 생활의 한 공간으로 인식되면서 진동/소음에 관한 성능이 승용차 선택의 중요한 척도가 되었다. 이러한 소비자의 인식 변화에 따라 차량의 개발 초기부터 최종 생산까지 소음/진동에 대한 성능평가 및 효과적인 개선 방법은 차량 개발의 중요한 과제가 되었다.

저진동/저소음의 차량을 구현하기 위해서는 차체의 구조 진동과 차실 공간의 소음 전달 특성을 파악하는 것이 중요하다. 승용차의 실내소음은 소음의 전

달 방법에 따라 구조기인소음(structure-borne noise)과 공기기인소음(air-borne noise)으로 구별된다. 구조기인소음을 일으키는 기진력으로 엔진의 관성 및 폭발력, 노면의 입력, 구동계 진동, 풍력 등이 있지만 엔진의 폭발력에 의해서 생기는 엔진 회전수의 조화성분은 가장 큰 소음원의 하나이다. 엔진에 의해서 발생된 기진력은 엔진 마운트 등을 통하여 차체에 전달되고 최종적으로 대쉬, 루프 등의 판넬을 떨게 만들고 이러한 진동은 50~200 Hz 대역에서 차실 공간의 음향 특성에 따라 가감되어 저주파 부밍 노이즈(booming noise)를 발생시킨다. 부밍 노이즈를 저감하기 위해서는 크게 소음원의 저감, 소음 전달 경로의 저감, 소음 방사원의 저감 등의 방법이 있다<sup>(1,2)</sup>.

진동소음의 저감을 위해서 설계 초기부터 선험적 및 해석적인 방법을 통하여 진동소음 특성을 개선하

\* 정회원, 삼성자동차 중앙연구소 시험개발팀

\*\* 삼성자동차 중앙연구소 시험개발팀

기 위해 많은 노력을 기울이지만 차체의 대부분이 박판의 복잡한 형상으로 되어 있고 제진재, 흡/차음재 등의 많은 내장재가 부착되어 있기 때문에 모든 진동소음 특성을 해석적으로 파악하는데는 한계가 있다. 그러므로 시작 차량의 평가 후 진동/소음 문제가 발생하였을 때 얼마나 효율적으로 진동/소음 성능을 개선할 수 있는가 하는 것은 성능 및 개발비 관점에서 대단히 중요하다.

본 연구에서는 시작 차량 단계에서 발생하는 부밍 노이즈 문제를 해결하기 위한 방법으로 실차 판넬 진동 측정 및 차실 음장의 해석 모델 또는 음향 전달함수(acoustic transfer function) 측정을 통하여 판넬의 소음 기여도를 분석하였다. 그리고 판넬 기여도 분석에 바탕을 둔 구조 보강을 통하여 판넬 기여도 분석법이 승용차의 구조기인 소음 저감에 효과적임을 보였다.

## 2. 판넬 기여도 분석법

차량개발 단계의 후반부로 갈수록 진동/소음 성능 향상을 위한 차체 골격 구조의 변경은 개발 비용 및 개발 일정의 관점에서 점차 어려워지고 시작차 이후의 소음/진동 문제점 해결을 위한 선택의 폭은 점차 줄어들게 된다. 이러한 이유 때문에 선행개발 단계에서 해석적인 방법으로 진동/소음 성능을 만족하는 최적의 차체 구조를 결정하지만 차체의 구조는 대단히 복잡하여 해석적 접근에는 한계가 있다. 그러므로 시작차의 제작으로 설계 성능의 확인은 많은 비용이 들지만 필수적인 것이다. 이 시점에서의 저소음/저진동 승용차의 개발 경쟁력은 얼마나 효과적으로 소음의 원인 및 전달경로를 파악해서 경제적인 대책을 마련할 수 있는가에 크게 좌우된다. 상기 목적으로 소음원 제거 등의 기본 시험부터 모달 시험(modal testing), 실변형 모습(operational deflection shape, ODS), 전달 경로 해석(transfer path analysis, TPA), 판넬 기여도 분석(panel contribution analysis) 등이 행해지고 있다. 판넬 기여도 분석은 차실을 이루는 각 판넬의 소음에 대한 기여도를 판단하는 방법으로써 가진원 및 전달경로에 대해서는 알 수 없지만 나타난 소음현상에 대해서 어느 부분의 차체 판넬에서 방사되는 소음이 가장 기여가 큰가를 알 수 있기 때문에 효과적인 대책안을 마련할 수 있는 정보를 제공하여 준다. 자동차 운행시 차실을 이루고 있는 각 판넬들이 실내소음에 미치는 기여도를 분석하기 위해서는 차량이 주행할 때 판넬의

움직임과 판넬의 움직임에 따른 차실 공간의 소음 전달 특성을 알아야 한다. 판넬의 진동이 크지 않아도 차실 공간의 공명과 근접하여 차실 음향 모드를 효과적으로 가진할 수 있는 위치의 진동이라면 실내 소음이 큰 폭으로 커질 수 있는 것이다. 판넬 기여도 분석 방법을 상기 두 특성을 구하는 방법을 기준으로 분류해 보면 시험적 방법, 해석적 방법, 혼합 방법으로 나눌 수 있다.

### 2.1 시험적 방법

각 판넬의 차실 소음에 대한 기여도를 분석하기 위해서는 크게 판넬의 진동과 특정 판넬이 진동할 때 차실 내부의 음장에 어떠한 영향을 미치는지를 나타내는 음향 전달함수를 알아야 한다. 시험적 방법에 의한 판넬 기여도 분석법은 차실을 이루는 각 판넬을 관심 있는 주파수 영역에 따라 적당한 크기의 요소로 나누고 각 판넬의 진동 상태와 소음 전달 특성이 일정하다고 가정한다. 그리고 필요한 소음 전달특성과 판넬의 진동상태를 모두 측정에 의해서 구한다. 판넬의 크기는 관심 주파수 영역의 진동 모양을 충분히 표현할 수 있도록 세밀하게 나누어야 한다. 중주파수의 영역까지 관심이 있을 경우 많은 수의 측정이 필요하게 되지만, 컴퓨터 및 계측장비의 급속한 발달에 힘입어 넓은 주파수 폭에 대해서도 수백 채널의 동시 측정이 가능하게 되어 충분한 경쟁력을 갖게 되었다.

승용차의 운전시 판넬의 진동량은 가속도계에 의한 측정으로 정확한 값을 얻을 수 있다. 판넬의 진동량은 차량의 운전시 각 판넬의 가속도를 측정하여 특정 판넬의 속도 대표값을 구한 후 판넬의 면적을 곱하여 체적속도(volume velocity)로 나타낸다. 판넬이 진동할 때 차실 공간의 소음 전달 특성은 음향 또는 구조/음향 전달함수(structural-acoustic transfer function)의 측정을 통해서 구한다.

#### 음향전달함수에 의한 방법<sup>(3)</sup>

차실을 이루는 각 판넬의 진동에 의한 실내 음장의 응답 특성을 안다면 실내 소음은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$p_a = \sum_i p_i = \sum_i Q_i \cdot \left( \frac{p}{Q} \right)_i \quad (1)$$

여기서  $p_a$  : 실내 소음의 총합

$p_i$  : 실내 소음에 대한  $i$ 번째 판넬의 기여도

$Q_i$  :  $i$ 번째 판넬의 체적 속도

$(p/Q)_i$  :  $i$ 번째 판넬의 음향 전달 함수이다.

음향전달함수  $(p/Q)_i$ 는 직접 측정법과 역원리(principle of reciprocity)<sup>(4)</sup>에 의한 측정 방법이 있다. 직접 측정법은 각 판넬의 위치에 크기를 알고 있는 음원을 두고 응답점의 음압을 측정하여 음향전달함수를 구하는 방법이고 역측정법은 동일 경계조건인 음장에서 응답점과 가진원의 위치를 바꾸어두고 비는 같다는 역원리를 이용하여 소음 응답점에 크기를 알고 있는 음원을 두고 각 판넬의 최대 근접점 중앙에서 음압을 측정하여 음향 전달함수를 구한다<sup>(5)</sup>. 일반적인 경우 설계 목표값으로 정해지는 실내소음 측정점보다 판넬의 요소 수가 많으므로 직접 측정법 보다는 역원리를 이용하여 다채널 데이터 수집 시스템을 사용한 다채널 동시 측정이 효율적이다. 역원리를 이용한 측정시에는 차실 공간의 경계조건이 원래의 시스템과 동일하다는 가정을 한다. 그러므로 승용차와 같이 얇은 판으로 이루어진 경계면을 갖는 경우에는 소음/진동의 연성 효과가 생기지 않도록 주의를 해야 한다.

## 2.2 해석적 방법

판넬의 진동에 의한 실내 소음을 해석적으로 계산하기 위해서는 구조물인 차체와 차실 공간의 음장뿐만 아니라 구조물과 음장간의 상호작용을 고려하는 연성해석이 필요하다<sup>(6-8)</sup>. 차체 진동과 차실 음장의 상호작용을 고려할 경우 구조의 자유도에 음장의 자유도를 합한 식을 동시에 풀어야 하므로 차체 또는 음장만을 계산할 때보다 많은 비용과 해석 시간이 필요하게 된다. 승용차 문제의 경우 차체의 진동은 차실 음장에 영향을 주지만 차실 음장이 차체 구조진동에 주는 영향을 미미하다는 가정은 공학적인 관점에서 충분히 유효하며 구조계와 음향계를 순차적으로 계산할 수 있어 경제적이다. 판넬의 기여도 분석시 가장 일반적으로 많이 쓰이는 방법은 차체의 구조해석은 유한요소모델을 사용하고 차실 공간은 경계요소로 모델링하는 경우이다. 유한요소법에 의한 차체의 해석은 가장 일반적으로 이루어지고 있으며 경계요소법을 이용한 음장 해석의 경우 내부 임의의 한 점의 음압이 전체 경계의 합으로 나타내어지기 때문에 판넬의 기여도 계산에 적합할 뿐만 아니라 차실 공간의 경계만을 모델링하기 때문에 모델링 비용이 절감되는 장점이 있다

임의의 차실 공간의 점  $x$ 에서의 음압을 직접 경계 적분방정식으로 표현하면 다음과 같다<sup>(9)</sup>.

$$p(x) = \int_{\Gamma} \left[ G(x, y) \frac{\partial p}{\partial n}(y) - \frac{\partial G(x, y)}{\partial n} p(y) \right] d(y), \Gamma(y), x \in \Omega \quad (2)$$

여기서  $G(x, y)$ 는 Green의 기본해(fundamental solution)<sup>(9)</sup>이고  $\Omega$ 는 영역내부,  $\Gamma$ 는 차실 경계를 의미하며  $n$ 은 차실 경계의 외향법선 벡터(outward normal vector)이다. 차체와 연성되는 차실의 경계조건은 차체 구조해석을 통하여 알 수 있으므로 식(2)를 경계의 임의의 점에 대한 식으로 변환한 다음 경계요소와 보간함수(shape function)를 도입하여 이산화시키고 경계 절점마다 적용한 후 경계조건을 대입하면 일반 대수방정식의 형태가 되고 이 식을 풀면 경계에서의 음압 및 음압의 변화율을 알 수 있다. 경계에서의 값들을 다시 식(2)에 대입하면 차실 내부의 임의의 점  $x$ 에서의 음압을 계산할 수 있게 된다. 그러므로 차실 내부의 임의의 점  $x$ 에서 전체 음압에 대한  $i$ 번째 경계 요소의 기여도  $p_i$ 는 다음과 같이 쓸 수 있게 된다.

$$p_i(x) = \int_{\Gamma_i} \left[ G(x, y) \frac{\partial p}{\partial n}(y) - \frac{\partial G(x, y)}{\partial n} p(y) \right] d(y), \Gamma(y), x \in \Omega \quad (3)$$

여기서  $\Gamma_i$ 는  $i$ 번째 경계요소를 의미한다. 판넬 기여도  $p_i$ 는 실수부와 허수부를 갖는 벡터양이며 모든 경계요소에 대한  $p_i$ 의 합이 모든 판넬의 영향에 의해서 발생된 소음이 된다

## 2.3 혼합방법

실내 소음에 대한 판넬의 기여도 분석을 위해서 해석 또는 시험만의 방법으로 분석하기에는 많은 어려움이 따른다. 차체는 복잡한 형상의 박판으로 이루어져 있고 용접, 볼트 등으로 다양하게 체결되어 있으며 제진재, 흡차음재 등의 많은 부착물이 장착되어 있어 해석적인 방법을 이용하는 경우 효과적으로 중주파수 영역까지 잘 맞는 유한요소 해석 모델을 만드는데 많은 어려움이 있다. 이에 반하여 200 Hz 이하의 낮은 주파수 영역에서는 차실 음장의 유한요소 또는 경계요소법에 의한 해석은 적은 비용으로도 정확한 계산 결과를 얻을 수 있다. 시험에 의한 판넬 기여도 분석은 판넬 진동량 등의 정확한 값을 얻을 수 있는 반면 시험 및 분석에 많은 비용과 시간이 투입되어야 한다. 그러므로 해석적 방법 및

시험적 방법을 상호 보완적으로 이용하여 판넬 기여도를 계산하면 효율적인 결과를 얻을 수 있다<sup>(10,11)</sup>. 혼합방법에는 구조진동 데이터를 시험으로 얻는 방법과 음향 전달함수를 시험적으로 추출하는 방법으로 분류할 수 있다. 많은 경우 실차 유한요소모델을 이용하여 200 Hz 미만의 대역까지 판넬의 진동량을 계산하는 것은 많은 비용을 수반하는 반면 차실 음향 모델의 경우는 비교적 적은 비용으로도 정확한 모델을 만드는 것이 가능하다. 그러므로 차체의 실차 진동 데이터는 시험적인 기법을 사용하여 각 판넬의 진동량을 측정하고 차실은 경계요소법 등의 해석적 방법을 이용하는 것이 효과적이다. 이런 경우 측정된 판넬의 진동 데이터는 차실 모델의 경계 조건으로 입력하면 해석적 방법과 동일하게 각 판넬의 소음 기여도를 분석할 수 있다.

### 3. 실차의 판넬 기여도 분석

직렬 4기통 엔진을 장착한 승용 차량의 부밍 소음의 저감을 위하여 차실을 이루는 각 판넬의 소음에 대한 기여도 분석을 실시하였다. 직렬 4기통 엔진을 장착한 승용차는 주행시 엔진 회전수의 2차 성분(C2)이 가장 큰 소음원의 하나이다<sup>(1)</sup>. 본 연구의 대상차량의 경우 뒷좌석 1800~2000 rpm 영역에서 부밍 소음이 발생하였다. 소음원 판별을 위해서 소음원 제거 등의 사전 시험을 수행한 결과, 상기 대역의 소음은 흡배기 소음, 구동계 또는 노면의 입력에 의한 소음이 아닌 C2 성분이 엔진 마운트를 거쳐 차체를 공진시켜 일어난 구조기인 소음임을 알 수 있었다. 이와 같은 구조 기인 소음에 대한 대책 마련을 목적으로 판넬 기여도 분석을 실시하였다.

#### 3.1 판넬의 진동량 측정

엔진이 동작할 때 차체의 진동 상태를 측정하기 위하여 가속도계를 이용하여 차실을 이루는 판넬의 진동을 측정하였다. 관심 영역의 부밍 소음은 차량이 주행할 때나 정차 상태(idling)나 동일하게 발생하였기 때문에 시험의 용이성을 위하여 정차 상태의 진동을 측정하였다. 판넬 가속도 측정을 위한 시험 장치의 구성은 Fig. 1과 같다. 각 판넬의 크기 결정은 관심 주파수 영역과 밀접하게 관련되어 있다. 판넬의 크기에 대한 기준은 분할된 판넬이 소음에 영향을 미치는 차체의 진동모드를 충분히 나타낼 수 있도록 충분히 세밀해야 된다는 것이다. 본 시험의 판넬 분할은 이 기준을 적용한 차실 공간 유한 요소

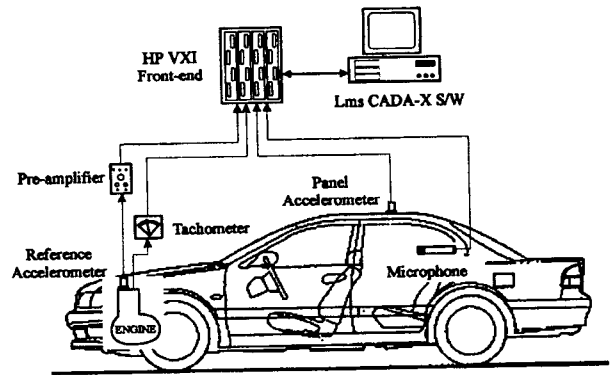


Fig. 1 Test set-up for measuring a panel acceleration

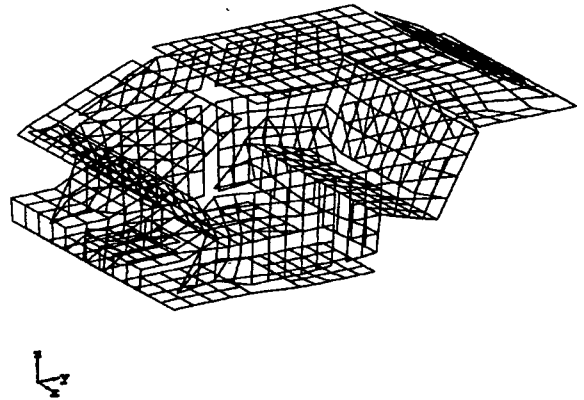


Fig. 2 A measuring mesh for the panel contribution analysis

모델을 이용하여 이루어졌다. 차실 공간은 CAD 모델로부터 유한요소 모델화한 다음 이 모델의 경계면의 요소를 추출하고 이를 기준으로 각 부위의 판넬을 Fig. 2와 같이 15~20 cm의 사각형으로 분할하였다. 판넬의 가속도는 일반 모달용 가속도계를 사용하여 판넬의 중앙에서 판넬에 수직인 성분을 측정하였다. 측정기기의 채널 수보다 많은 판넬의 가속도를 여러 번으로 나누어 측정하기 위하여 엔진 상단부에 기준 가속도계를 부착하였다. 기준 가속도계는 반복 시험간의 가진력의 일관성 검증과 측정간의 위상 기준 신호로 사용되었다. 정지상태의 차량에서 운전자가 엔진 회전수를 서서히 올릴 때 각 판넬의 가속도 성분 중 엔진의 2차 조화성분(C2)만을 차수분석법(order tracking)에 의해서 추출하였다. 엔진 회전수 영역은 1000~4000 rpm이었다. 차수분석법에 의한 차체 한 점의 판넬 가속도의 예를 Fig. 3에 보였다. 차실 공간의 내장재는 제거하지 않았으며 가속도계는 차실 외부면에 부착하여 면에 수직인 성

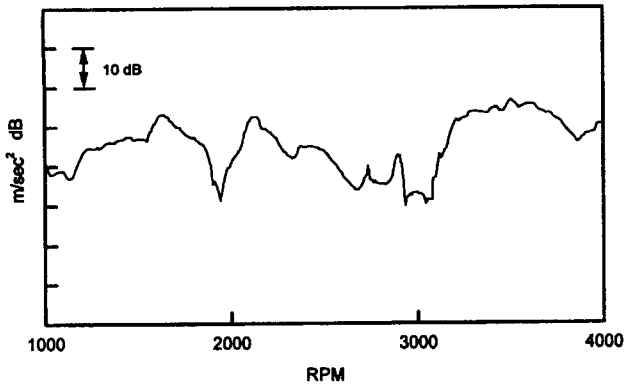


Fig. 3 An acceleration(C2) of a body panel

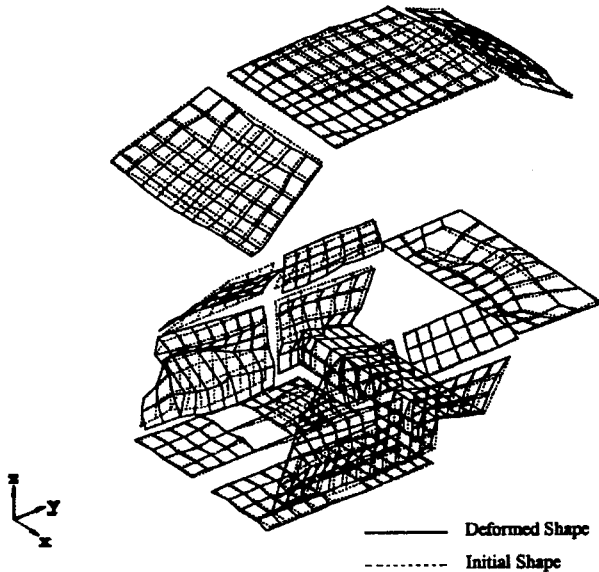
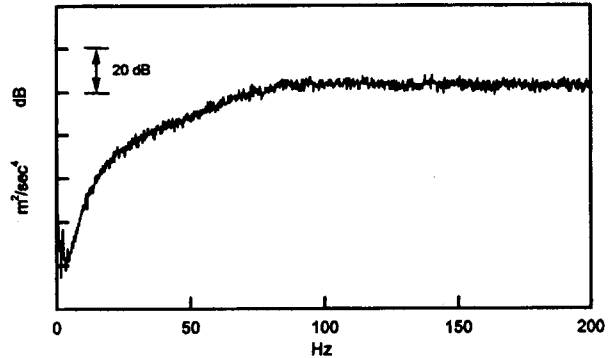


Fig. 4 Operational deflection shape of the body panels at 1920 rpm

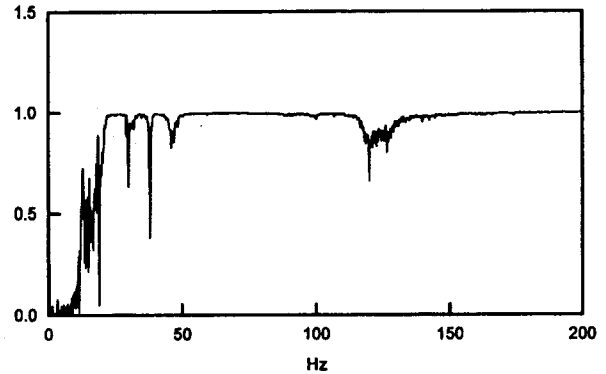
분만을 측정하였다. 대쉬 판넬 및 시트 부분은 측정에서 제외하여 총 699점에 대한 측정이 이루어졌다. 측정은 LMS CADA-X S/W와 96 채널의 VXI Front-end를 사용하였다. 모든 판넬 가속도의 측정이 완료되면 주행할 때 차실을 이루는 각 판넬의 엔진 회전수에 따른 실변형 모습을 애니메이션을 통해 볼 수 있다. Fig. 4에는 문제 영역에서 차체가 진동하는 모양을 보여준다. 이러한 데이터만으로도 소음 저감 대책 마련이 가능하지만 차실 공간의 소음 전달 특성에 대한 정보를 알 수 없기 때문에 각 판넬이 실내 소음에 어느 정도 영향을 미치는지는 알 수 없어 많은 시행착오가 발생하게 된다. 이러한 시행착오를 줄이기 위해서는 소음에 대한 판넬 기여도 해석이 필요하다.

### 3.2 시험적 방법에 의한 판넬 기여도 분석

식 (1)의 시험적 방법으로 판넬 기여도를 분석하기 위하여 음향 전달함수를 측정하였다. 음향 전달함수는 역원리를 이용하여 소음원을 소음 응답 기준이 되는 앞좌석 및 뒤좌석 귀위치에 놓고 마이크로폰은 내장재를 제거하지 않고 차실에서 판넬의 중앙에 최대한 근접시켜 측정하였다. 소음원으로서의 인



(a) Autopower acceleration spectrum



(b) Spectrum coherence of the acceleration

Fig. 5 Characteristics of a sound source

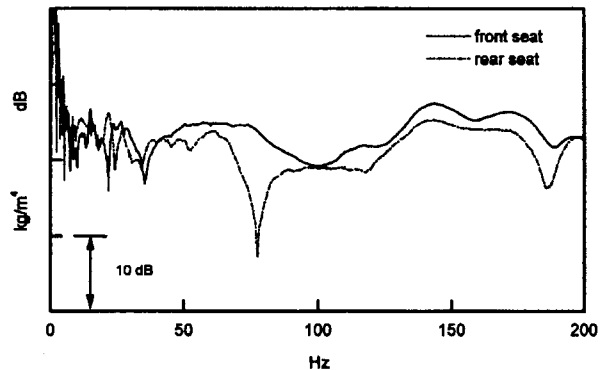
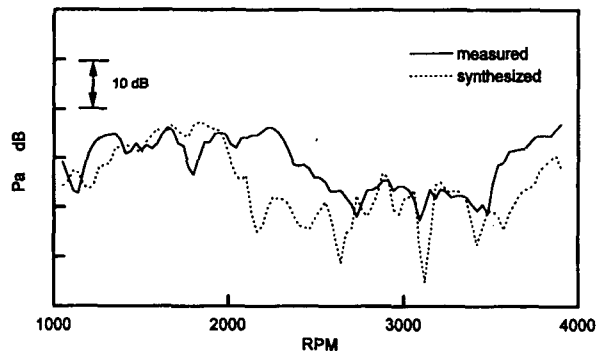
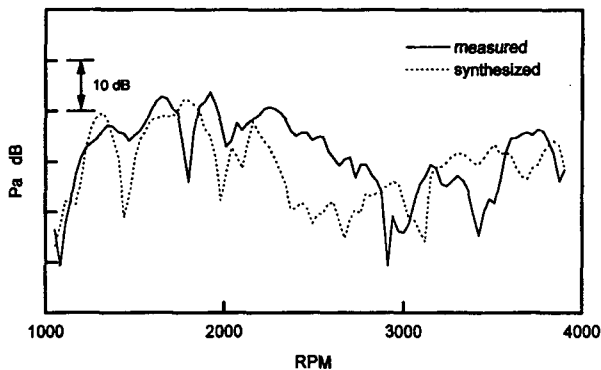


Fig. 6 Typical acoustic FRFs of a body panel to passenger's ear microphone positions

클로저가 부착된 스피커를 사용하였고 가진 신호는 랜덤신호(random signal)를 사용하였다. 소음원의 체적 속도는 소형 가속도계를 이용하여 측정하였으며 가진 특성을 Fig. 5에 보였다. 저주파 가진의 효율을 높이기 위해서는 직경이 큰 스피커를 사용해야 하나 차실 공간의 체적을 많이 차지하므로 한계가 있다. 본 시험에서는 직경 6"의 것을 사용하였다. 측정된 음향 전달함수의 예를 Fig. 6에 보였다. 그림에서 보듯이 차실 음향 특성은 감쇠가 커서 음향 전달함수는 날카로운 피크가 없이 부드러운 곡선을 이루며 적은 가진으로는 측정에 충분한 S/N비를 얻을 수 없다. 그러나 가진력이 커지면 차체구조와 연성 효과가 생기게 되어 오차의 원인이 된다. 연성 효과가 없는 강체벽 경계 조건하에서 음향 전달함수를 측정하기 위해서는 충분히 단단한 재료로 모의 차실 공간을 제작하거나 차체의 판넬을 납과 같은 무거운 물질로 차폐하는 작업이 필요하다. 본 시험에서는 비용 및 시간상의 이유로 소음원의 크기를 최대한 줄인 상태로 시험을 행하여 총 판넬 수만큼의 전달함수를 측정하였다.



(a) Sound pressure level of front seat



(b) Sound pressure level of rear seat

Fig. 7 Sound pressures synthesized by the experimental panel contribution analysis

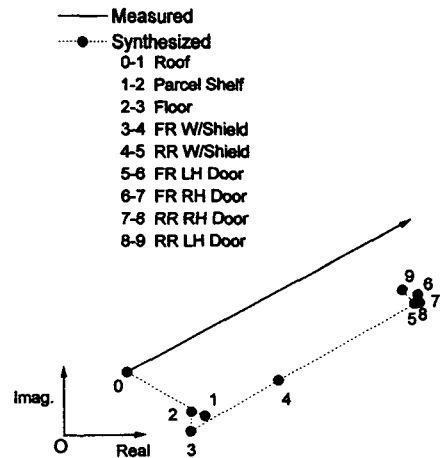


Fig. 8 Experimental panel contribution analysis for rear passenger's ear position at 1860 rpm

측정한 판넬의 가속도와 음향 전달함수를 이용하여 계산된 실내소음을 Fig. 7에 그렸다. 문제가 발생한 후석의 경우 관심영역 앞뒤로 두개의 피크가 존재하나 이는 서브 프레임의 공진 및 서브 프레임의 공진 모드와 차실-음향 모드 공명에 의한 것이며 판넬 기여도 분석을 통한 구조보강으로 문제를 해결하는 것 보다는 서브 프레임의 공진주파수 이동 등으로 경제적인 대책이 가능한 것이었다. 각 판넬의 기여도의 합 소음 곡선은 대체적으로 측정값을 재구성하고 있으나 2300 rpm 부근에서는 많은 차이를 보였다. 이는 음향 전달함수를 측정할 때 진동/소음 연성효과를 완전히 배제하지 못하였고 차실 내부 내장재 효과가 음향 전달함수의 측정시 제외되었기 때문에 생긴 오차와 측정에서 제외된 판넬의 영향이라 판단된다. Fig. 8에는 후석 소음에 대한 각 판넬의 기여도를 그렸다. RR W/Shield가 뒷좌석 소음에 가장 큰 영향을 미치며 Roof 및 FR W/Shield도 큰 영향을 미치고 있다. 그림에서 보듯이 각 판넬의 기여도는 크기만이 아니라 상대적인 위상도 중요한 요소이다.

### 3.3 경계요소 모델에 의한 판넬 기여도 해석

측정으로부터 얻어진 판넬의 진동량을 이용하고 차실 공동의 수치해석 모델을 결합하여 판넬의 기여도를 분석하기 위하여 Fig. 9와 같은 순서로 해석을 수행하였다. 먼저 실내음장을 해석하기 위하여 차실 공동을 Fig. 10과 같이 2164개의 경계요소로 모델링 하였다. 앞좌석 및 뒤좌석이 차지하는 공간은 제외하였고 좌우 대칭으로 모델링 하였으며 트렁크

Table 1 Impedance values used in BE model

	Component Name	Impedance ( $\text{pa} \cdot \text{s} / \text{m}$ )
1	Roof Parcel shelf Door	11100- $j$ 4900
2	Floor	15600- $j$ 2800
3	Seat	5600- $j$ 5700

$$j = \sqrt{-1}$$

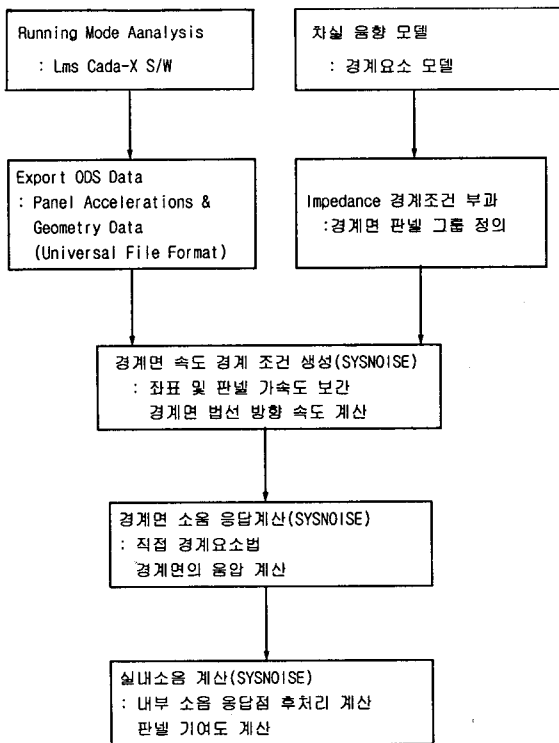


Fig. 9 A flow chart for calculating the panel contribution using the boundary element model

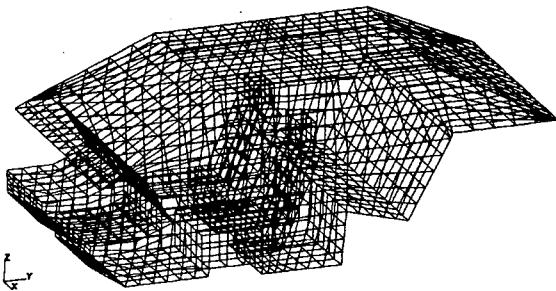
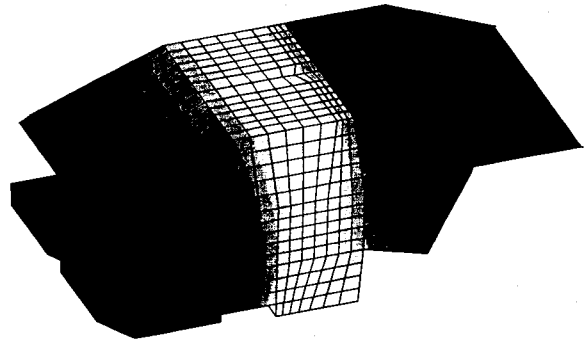
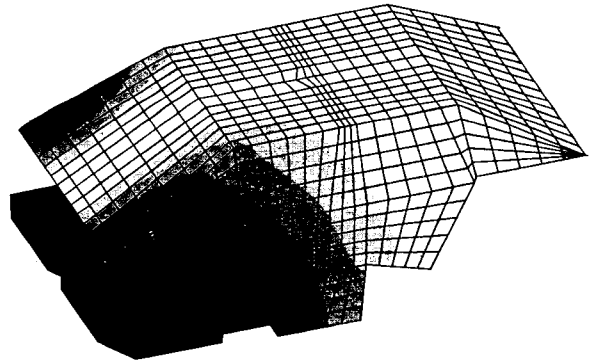


Fig. 10 An acoustic cavity boundary element model

공간은 차실 내부는 완전히 차단된 것을 가정하고 포함하지 않았다. 해석 범위가 200 Hz 미만의 낮은 주파수였기 때문에 이를 고려하여 많은 부분의 곡률과 세밀한 요철을 무시하고 모델링하여 효율을 높였다. 내장재 효과를 고려하기 위하여 내장재 시편의 임피던스(impedance)를 임피던스 튜브로 측정하여 경계 조건으로 부여 하였다(Table 1). 차실 내부 음장



(a) First mode (74 Hz)



(b) Second mode (100 Hz)

Fig. 11 Acoustic cavity modes of the passenger car

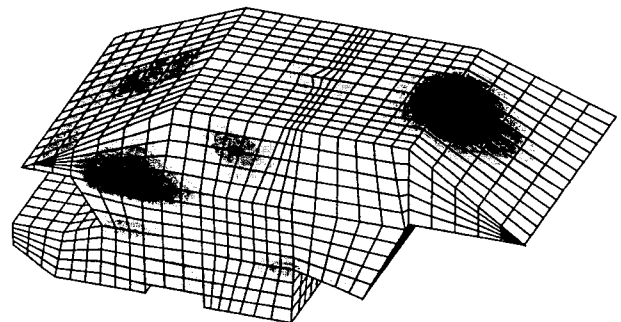


Fig. 12 Velocity boundary conditions of the body panels at 1920 rpm

Model Mesh [1]  
[C]:Surface pressure at 1920 rpm (Amplitude)

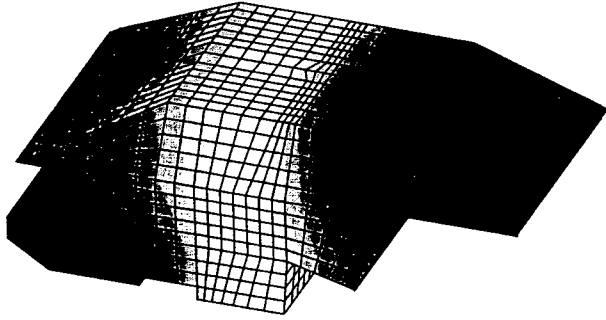
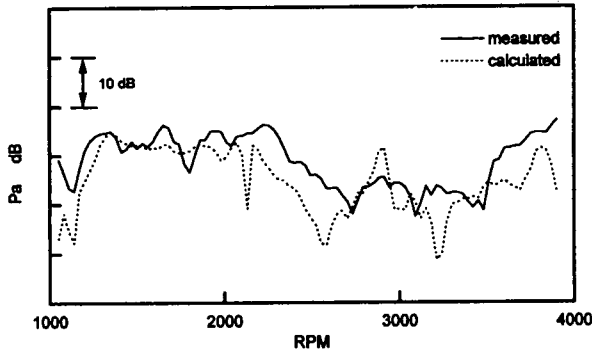
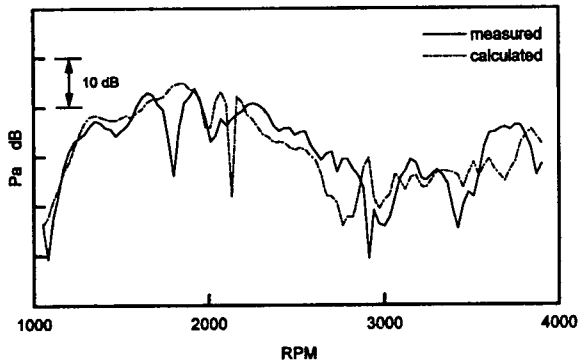


Fig. 13 Sound pressures of the body panels at 1920 rpm



(a) Front passenger's ear position



(b) Rear passenger's ear position

Fig. 14 Sound pressures calculated using the boundary element model

을 해석하기 위해서 상용 소프트웨어인 SYSNOISE를 이용하였다<sup>(9)</sup>. 이와 같은 모델의 차실 공명 모드는 유한 요소 모델을 구성하여 해석해 보면 Fig. 11과 같다. 측정된 판넬의 가속도는 적분하여 속도로 변환한 뒤 유니버설 파일 형식(universal file format)을 이용하여 경계요소 모델의 각 절점에 속도 경계조건

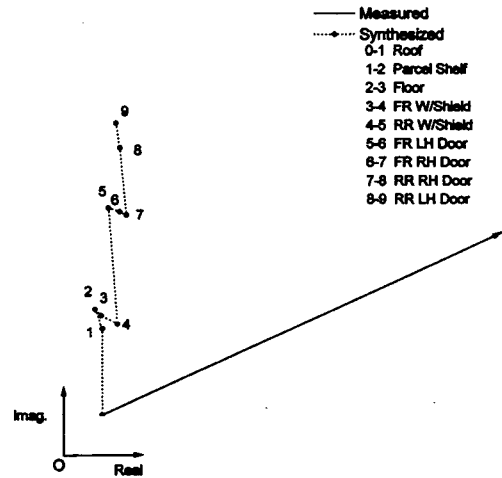


Fig. 15 Panel contributions for rear passenger's ear position at 1920 rpm

으로 입력하고 SYSNOISE를 사용하여 각 주파수에서의 경계면 응답을 계산하였다. 문제 영역에서 경계면 속도 경계조건의 분포를 Fig. 12에 보였고 이때 계산된 경계면 음압의 분포를 Fig. 13에 그렸다. 경계면의 음압 분포는 차실 공간 1차 공명 모드(74 Hz)와 매우 유사한 모양을 갖는다. 계산된 경계면의 값을 이용하고 내부점을 후처리 하여 계산된 실내소음 응답을 측정된 실내소음과 비교하면 Fig. 14와 같다. 경계요소 모델을 이용하여 계산된 결과는 측정된 실내 소음을 시험 음향 전달함수를 이용한 경우보다 정확하게 재구성해내고 있음을 알 수 있다. 이는 내장재의 임피던스 측정치 사용으로 경계요소 모델의 정확도를 높였고 수치모델에서는 전달함수를 측정할 때 나타나는 연성효과 등에 의한 측정오차 문제가 없었기 때문이라고 판단된다. 문제 영역에서의 뒷좌석 소음에 대한 각 판넬의 기여도를 판넬별로 나누어 그려 보면 Fig. 15와 같다. 후석 실내 소음에 대해서 Roof, RR W/Shield, RR RH Door의 판넬이 기여도가 큰 것을 알 수 있다. 시험에 의한 방법과는 달리 FR W/Shield의 기여도가 적게 나타난 대신 RR RH Door의 기여도가 큰 것으로 나타났다. 그러나 Roof와 RR W/Shield의 기여도는 크게 나타나며 이는 실변형 모습(running mode)으로 확인된 진동이 큰 부분과 일치한다.

#### 4. 구조 변경에 의한 실내 소음 개선

판넬의 진동 측정과 문제 영역에서의 차체의 진동 모양, 각 판넬의 기여도 분석 결과 문제 대역의 부



밍 소음은 Roof와 RR W/Shield 부의 영향이 가장 큼이 판명되어 문제 대역의 소음 개선을 위해 Fig. 16와 같이 문제 부위의 차체 구조를 보강하였다. 구조 보강의 강도를 결정하기 위해서는 보강 후의 진동 상태를 알 수 있어야 하고 이런 진동의 변화가 음장에 어떤 영향을 미치는지를 시뮬레이션(simulation) 할 수 있어야 한다. 이를 위해서는 구조/소음 연성

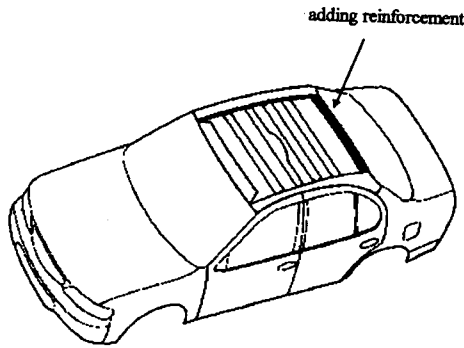
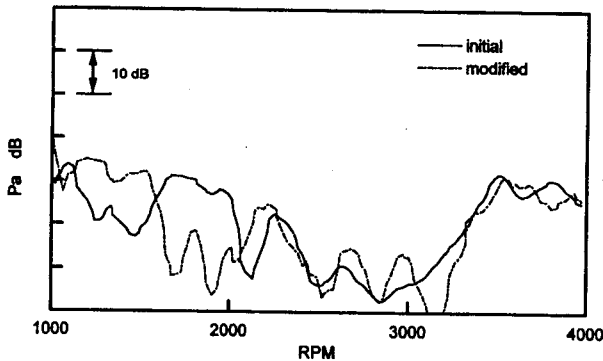
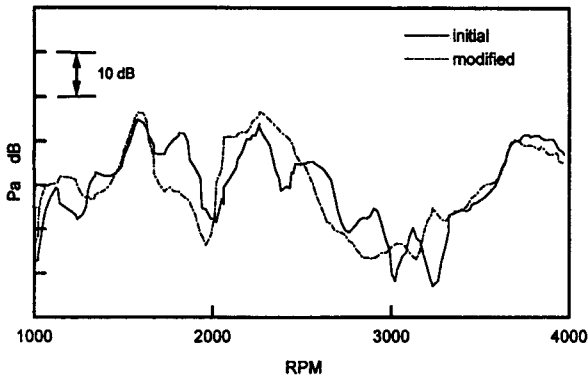


Fig. 16 Structure modification



(a) Front passenger's ear position



(b) Rear passenger's ear position

Fig. 17 Result of the structure modification

계의 정확한 유한요소 모델이나 시험 모달 모델이 필요하다. 본 시험에서는 문제 대역의 부밍 소음의 제어 가능성만을 확인하기 위하여 기존 보강판의 두께를 2배로 올려서 강도를 보강하였다. 차체 보강 전후의 샤시 다이내모(chassis dynamometer) 상에서의 주행 중 실내 소음을 Fig. 17에 비교하여 그렸다. 그림에서 보듯이 1800~2000 rpm 영역의 뒷좌석 소음 피크가 차체 보강 후 대폭 감소하여 수행한 판넬 기여도 분석에 의한 실내소음 개선 방법이 잘 적용되고 있음을 알 수 있다. 그러나 앞뒤의 피크에는 약간의 악영향을 미치므로 앞뒤 피크에 대한 대책과 연계되어서 적용되어야 함에 주의해야 한다. 앞좌석의 실내 소음의 경우는 절대적 소음 수준이 충분히 낮아 구조 보강에 따른 문제는 발생하지 않았다.

### 5. 결 론

승용차의 실내 소음 저감을 위해서 실차 실변형 모습에 대한 분석과 판넬 기여도 분석을 수행하였다. 판넬 기여도 분석은 시험적인 방법과 시험과 경계요소 모델을 이용한 방법을 동시에 수행하였다. 저주파 구조기인 소음 문제의 경우 판넬의 진동 시험 데이터와 차실 경계요소 모델을 사용하여 연성해석을 수행하면 효과적으로 판넬 기여도 분석을 수행할 수 있음을 보였다. 판넬 기여도 분석의 결과를 차체 구조 보강에 적용하여 사용된 방법이 승용차의 실내 소음 저감에 효율적으로 이용됨을 설명하였다.

### 참고 문헌

- (1) 이정권, 1993, "자동차의 실내소음에 대하여", 한국소음진동공학회지, 제 3 권, 제 1 호, pp. 11~21.
- (2) 정해일, 1996, "자동차의 부밍 소음 저감", 한국소음진동공학회지, 제 6 권, 제 2 호, pp. 127~133.
- (3) Hendricx, W., Choi, Y.B. and Ha, S.W., 1997, "Experimental Body Panel Contribution Analysis for Road Induced Interior Noise of Passenger car", SAE Paper No. 971913.
- (4) Kinsler, L.E., Frey, A.R., Coppens, A.B and Sanders, J.V., 1980, Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons.
- (5) Linden, P.J.G and Mantovani, M., 1996, "The Validity of Reciprocal Acoustic Transfer Function Measurements on Trucks for Pass-by Noise", Proceeding of INTERNOISE 96, pp. 2661~

2666.

(6) Seo, H.C., An, J.H., Kim, h. and Kim, J.B., 1994, "Interior Noise Reduction of a Mini-Bus Using Panel Contribution Analysis", SAE Paper No. 942240.

(7) 성명호, 이장무, 김석현, 박동철, 1993, "승용차의 진동 소음 특성 해석", 한국소음진동공학회, '93 추계 학술대회논문집, pp. 87~92.

(8) 김태정, 강성종, 서정범, 1994, "구조-음향 연성해석을 통한 모형차실 모델의 소음저감 기술연구", 한국소음진동공학회, '94 추계 학술대회논문집, pp.

288~294.

(9) Numerical Integration Technologies, 1996, SYSNOISE 5.3 User' s Manual.

(10) Guisset, P., and Brughmans, M., 1995, "Modal Expansion of Experimental Vibration Data for Numerical Acoustic Radiation Prediction", SAE Paper No. 951090.

(11) 성명호, 임차섭, 정기섭, 1994, "Booming 소음 저감을 위한 구조-음향의 연성해석과 차체구조 변경", 한국소음진동공학회, '94 추계 학술대회 논문집, pp. 282~287.