

# 승용차의 실내소음 패널기여도 분석에 대하여

이 두 호\* · 황 우 석\*\*

(\*동의대학교 기계/산업시스템공학부, \*\*대구대학교 자동차/산업/기계공학부)

## 1. 머리말

승용차의 실내소음은 소음의 전달 방법에 따라 구조기인소음(structure-borne noise)과 공기기인소음(air-borne noise)으로 구별된다. 구조기인 소음은 차체에 전달된 외력이 차체를 통하여 전달되고 전달된 차체의 진동이 최종적으로 차실을 이루는 패널의 진동을 일으켜 승객에 전달되는 소음이며 공기기인소음은 발생한 소음이 공기를 타고 전파되어 차실을 통과하여 승객의 귀에 전달되는 소음을 말한다. 구조기인소음을 일으키는 기진력으로 엔진의 관성 및 폭발력, 노면의 입력, 구동계 진동, 풍력 등이 있다. 발생된 기진력은 엔진 마운트, 서스펜션 등을 통하여 차체에 전달되고 최종적으로 대쉬, 루프 등의 패널을 떨게 만들며 이러한 진동은 50~500 Hz 대역에서 차실 공간의 음향 특성에 따라 가감되어 저주파 실내소음을 발생시킨다. 500 Hz 이상 대역의 실내소음은 일반적으로 공기기인 소음이 대부분을 차지하게 된다.

차체는 대부분이 박판의 복잡한 형상으로 되어 있고 제진재, 흡/차음재 등의 많은 내장재가 부착되어 있다. 차량의 실내소음을 효과적으로 개선하기 위해서는 차량의 운행시 차량 동특성을 정확히 파악하는 것이 중요하다. 이를 위하여 소음원 제거 등의 기본 시험부터 실변형 모습(operational deflection shape, ODS), 전달경로해석(transfer path analysis, TPA), 패널 기여도 분석(panel contribution analysis, PCA), 구조모드 해석(structural modal analysis, SMA), 음향모드해석(acoustic modal analysis, AMA) 등이 행해지고 있다. 이 방법들은 독립적으로도 많은 정보를 제공하지만 상호 보완적이며 그림 1에 나타난 것과 같이 유기적으로 연결되어야 효과적으로 설계 개선을

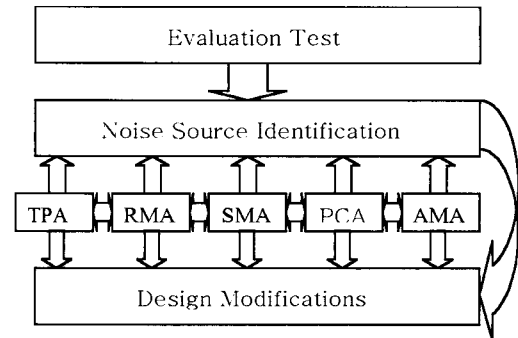


그림 1 소음진동 종합 해석방법의 체계도

수행할 수 있다<sup>(1)</sup>. 예를 들면 특정 주파수 대역의 실내소음을 개선하기 위하여 실변형 모습 해석을 통해서 관심 주파수 대역의 차체 진동모양을 파악하고 진동이 큰 부위의 보강을 통하여 실내소음의 개선을 시도하는 경우 엔지니어의 직관에 벗어나서 실내소음의 증가를 가져올 수도 있다. 각각의 패널의 진동은 실내소음에 벡터의 합으로 기여하기 때문에 패널의 진동이 실내소음과의 위상에 따라서 실내소음을 증가시킬 수도 있고 감소시킬 수도 있으며 경우에 따라서는 거의 영향을 미치지 않을 수도 있는 것이다. 그러므로 정확한 패널 기여도 분석의 바탕 위에 설계 개선을 행하는 것이 시행착오를 방지하는 더욱 효과적인 방법일 수 있다.

본 글에서는 승용차의 실내소음을 개선하기 위한 방법으로 패널의 실내 소음에 대한 기여도를 분석하는 방법을 살펴보고 각각의 장단점과 수행시 유의점을 살펴본다.

## 2. 패널기여도 분석법

패널 기여도 분석은 차실을 이루는 각 패널의 소음에 대한 기여도를 판단하는 방법으로써 가진원 및 전달경로에 대해서는 알 수 없지만 나타난 소음현상

\* E-mail : dooho@dongeui.ac.kr

에 대해서 어느 부분의 차체 패널에서 방사되는 소음이 가장 기여가 큰가를 알 수 있기 때문에 효과적인 대책안을 마련할 수 있는 정보를 제공하여 준다. 자동차 운행시 차실을 이루고 있는 각 패널들이 실내소음에 미치는 기여도를 분석하기 위해서는 차량이 주행할 때 또는 가진 상태의 패널의 움직임과 패널의 움직임에 따른 실내소음의 변화 특성을 알아야 한다. 패널의 진동이 크지 않아도 차실 공간의 공명과 근접하여 음향 모드를 효과적으로 가진할 수 있는 위치의 진동이라면 실내소음이 큰 폭으로 커질 수 있는 것이다.

패널의 기여도 분석 방법을 상기 두 특성을 구하는 방법을 기준으로 분류해 보면 시험적 방법, 해석적 방법, 혼합 방법으로 나눌 수 있다<sup>(2)</sup>.

### 2.1 시험적 방법

패널 기여도 분석을 위한 시험적 방법은 크게 전달함수법과 차폐법(windowing method)으로 나눌 수 있다. 전달함수법은 각 패널에서의 공기입사 속도와 패널과 소음 측정위치 간의 전달함수(transfer function)를 구하여 각 패널의 기여도를 분석하는 방법이고 차폐법은 관심영역의 패널을 제외한 모든 패널을 차음시켜 관심패널의 기여도를 측정하는 방법이다.

#### (1) 전달함수법

전달함수법을 이용하여 소음에 대한 기여도를 분석하기 위해서는 크게 패널의 진동에 의한 공기 입자의 속도와 특정 패널이 진동할 때 차실 내부의 소음에 어떠한 영향을 미치는지를 나타내는 음향 전달함수(acoustic transfer function)를 알아야 한다. 패널의 진동은 소음의 소스로서 작용하고 패널의 체적 속도(volume velocity)로서 표시된다. 차실 공간의 소음 전달 특성은 음향 또는 구조/음향 전달함수의 측정을 통해서 구한다. 중주파수의 영역까지 관심이 있는 패널 기여도 분석과 같은 경우 많은 수의 측정이 필요하게 되지만 컴퓨터 및 계측장비의 급속한 발달에 힘입어 넓은 주파수 폭에 대해서도 수백 채널의 동시 측정이 가능하게 되어 비용 측면에서도 경쟁력을 갖게 되었다.

저주파 영역에서는 전달함수의 위상에 따라서 기여도가 민감하게 변하기 때문에 위상의 기준신호를 설정하는 것이 중요하며 중/고주파수 영역에서는 위상의 중요도가 상대적으로 낮아져서 위상 기준신호를 생략하기도 한다<sup>(3)</sup>.

#### 가. 음향전달함수에 의한 방법<sup>(1)</sup>

차실을 이루는 각 패널에 의한 실내소음의 응답특성을 안다면 실내소음은 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 패널의 기여도

$Q_i$  :  $i$  번째 패널의 체적 속도

$(p/Q)_i$  :  $i$  번째 패널의 음향 전달 함수이다.

음향전달함수는 점음원을 갖는 경우로 정의되고 있으나 패널의 진동은 피스톤과 같이 움직이므로 식(1)이 성립하기 위해서는 각각의 패널의 크기가 관심 주파수 음파의 길이보다 매우 작아야 하며 이는 패널의 분할시 하나의 기준으로 적용된다. 보통의 경우 관심 최대주파수 파장의 1/2보다 패널의 크기를 적게 유지하면 이를 만족한다<sup>(5)</sup>.

음향전달함수  $(p/Q)$ 는 직접 측정법과 역원리(principle of reciprocity)에 의한 측정 방법이 있다. 직접 측정법은 각 패널의 위치에 크기를 알고 있는 음원을 두고 응답점의 음압을 측정하여 음향전달함수를 구하는 방법이고 역측정법은 동일 경계조건의 음장에서 응답점과 가진원의 위치를 바꾸어도 그 비는 같다는 역원리<sup>(6)</sup>를 이용하여 소음 응답점에 크기를 알고 있는 음원을 두고 각 패널의 중앙에서 음압을 측정하여 음향 전달함수를 구한다. 이러한 역원리를 이용한 방법은 정확성이 검증되어 있어 많은 수의 전달함수를 동시에 구하는 경우 많이 쓰여지고 있다<sup>(7)</sup>. 일반적인 경우 실제 목표값으로 정해지는 실내소음보다는 역원리를 이용하여 다채널 데이터 수집 시스



그림 2 역원리를 이용한 음향전달함수의 측정<sup>(4)</sup>

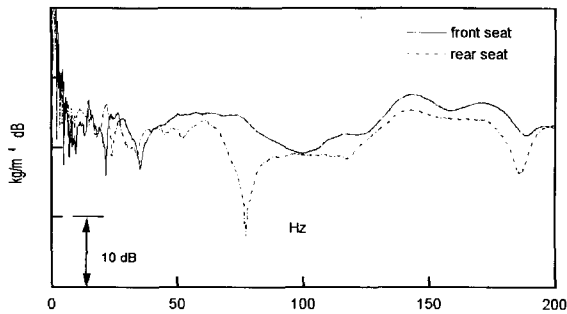


그림 3 음향 주파수응답함수의 예

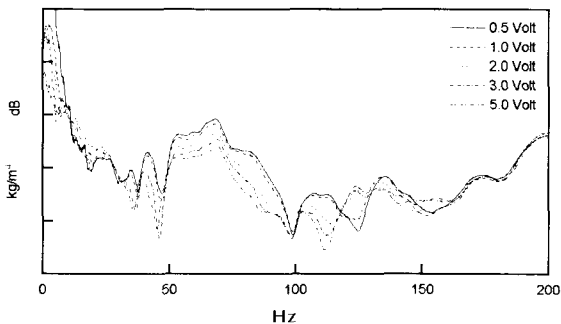


그림 4 가진력에 따른 음향전달함수의 변화

템에 의한 다채널 동시 측정이 효율적이다. 역원리를 이용한 측정시에는 차실 공간의 경계 조건이 원래의 시스템과 동일하다는 가정을 한다. 그러므로 승용차와 같이 얇은 판으로 이루어진 경계면을 갖는 경우에는 소음/진동의 연성 효과가 생기지 않도록 주의해야 한다. 그림 2에는 역원리를 이용한 음향전달 함수 측정시험의 예를 보였다.

소음원로서는 인클로저가 부착된 라우드 스피커를 많이 사용하고 중고주파의 경우 혼타입을 사용하기도 한다. 가진 신호는 랜덤신호를 사용하는 것이 일반적이다. 저주파 가진의 효율을 높이기 위해서는 직경이 큰 라우드 스피커를 사용해야 하나 차실 공간의 체적을 많이 차지하므로 한계가 있다. 측정된 음향 전달함수 ( $p/Q$ )의 예를 그림 3에 보였다. 그림에서 보듯이 차실 음향 특성은 감쇄가 커서 음향 전달함수는 날카로운 피크가 없이 부드러운 곡선을 이루며 적은 가진으로는 측정에 충분한 S/N비를 얻을 수 없다. 그러나 가진력이 커지면 차실 경계가 강체벽이라는 가정을 만족하기 어렵게 된다. 이러한 모순점으로 소음원의 입력신호의 크기에 따라서 측정된 음향 전달함수가 달라질 수 있으며 그 예를 그림 4에 보였다. 강체벽 경계 조건하에서 음향 전달함수를 측정하기 위해서는 차실내의 흡음조건을 유지시키면서 충분히 단단한 재료로 모의 차실 공간을 제작하

거나 차체의 패널을 납과 같은 무거운 물질로 차폐하는 작업이 필요하다.

가진원으로 사용되는 라우드 스피커의 체적속도는 가벼운 가속도계나 레이저 변위계를 사용하여 큰 중앙의 가속도를 측정된 다음 라우드 스피커의 면적을 곱하여주면 얻을 수 있다. 또한 저주파 영역에서는 전달함수 측정시 기준신호의 위상이 중요하므로 동일한 가진하에 여러 번 측정시에도 매 측정시 가진원의 체적속도를 측정하는 것이 필요하나 고주파인 경우 위상에 민감하지 않으므로 한번의 측정만으로도 가능하다.

나. 구조/음향 전달함수를 이용한 방법

구조와 음장이 연성되어 있는 경우에는 다음과 같은 식을 쓸 수 있다.

$$p_a = \sum_i p_i = \sum_i Q_i \cdot \left(\frac{p}{F}\right)_i \cdot \left(\frac{Q}{F}\right)_i^{-1} \quad (2)$$

여기서  $(p/F)_i$ 는  $i$ 번째 패널을 힘  $F$ 로 가진 했을 때의 소음 응답함수이고  $(Q/F)_i$ 는  $i$ 번째 패널의 포인트 모빌리티(point mobility)에 패널의 면적을 곱한 함수이다.  $(p/F)_i$ 는 다음과 같은 구조/음향 연성계의 역원리를 이용하여 효율적을 측정할 수 있다<sup>(8, 9)</sup>.

$$\frac{p}{F} = -\frac{v^*}{Q^*} \quad (3)$$

여기서  $v^*$ 는 소음 응답점에 체적속도  $Q^*$ 의 소음원을 위치시켰을 때 패널 속도의 패널에 수직인 성분이다. 그림 5에 구조/음향 전달함수를 역원리를 이용하여 측정하는 예를 보였다. 그러므로 식 (3)을 이용한 방법에서는 각 패널의 포인트 모빌리티를 측정해야 하기 때문에 역원리를 이용한 측정법을 이용하여도 두 배 이상의 노력이 측정에 필요하게 된다. 또한 라우드 스피커의 체적속도를 정확히 정의하기 위해서 식 (3)을 만족하는 라우드 스피커의 유효면적을 정의하여 사용하기도 한다<sup>(9)</sup>.

구조/음향 전달함수를 이용하는 경우 패널의 포인트 모빌리티를 측정해야 하기 때문에 패널의 크기 선정시에는 관심 주파수의 음장 길이뿐만 아니라 패널의 굽힘모드도 고려하여 패널의 크기를 결정하여야 한다. 일반적으로 저주파수영역에서는 패널의 굽힘모드의 파장이 음파의 길이보다 작으므로 모빌리티의

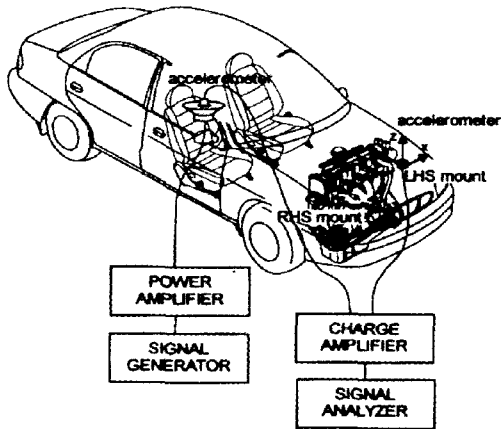


그림 5 역원리를 이용한 구조/음향 전달함수의 측정 시험 장치의 예

측정시 패널을 세분하여 측정하는 것이 필요하다.

다. 체적속도의 측정

전달함수를 이용한 패널 기여도 분석을 위해서는 차량의 운전상태 또는 가진기로 차량을 가진하고 있는 상태에서 패널부의 차실내 공기 입자 속도의 측정이 필요하다. 패널부의 공기입자 속도는 패널의 면적이 곱해져서 패널의 진동특성이 체적속도로 표현된다. 그러나 차실내의 패널에는 흡차음재 및 내장재가 부착되어 있고 고주파수 영역으로 갈수록 이러한 내장재가 공기입자의 속도에 크게 영향을 미쳐서 패널의 진동 속도와 공기입자의 속도는 다를 수 있으므로 유의하여야 한다. 공기입자의 속도 측정은 가속도계에 의한 측정, 인텐시티 프로브(intensity probe)에 의한 방법, 압력기울기 마이크로폰(pressure gradient microphone)에 의한 방법이 쓰여진다.

**가속도계에 의한 측정 :** 가속도계에 의한 체적 속도의 측정은 패널의 진동속도와 공기입자의 운동속도가 동일하다는 가정하에 패널의 중앙부에 경량의 가속도계를 부착하여 패널의 가속도를 측정한 다음 이를 적분함으로써 공기입자의 속도를 얻는 방법이다. 가속도계를 이용한 방법은 시험이 간편하고 신뢰성 높은 결과를 얻을 수 있으나 접촉식의 한계로 부드러운 내장재가 부착된 부위의 속도 측정에는 한계가 있다. 대안으로 가속도계를 직접 박판에 부착할 수 있으나 흡차음재/내장재에 의한 공기입자 속도의 변화를 고려하지 못하는 단점이 있다. 내장재가 부착된 패널의 경우 가속도계를 이용한 측정이 가능한 최대 주파수 영역은 내장재에 따라 다르지만 대략 200 Hz 미만의 영역이다. 또한 저주파영역에서는 흡차음재의

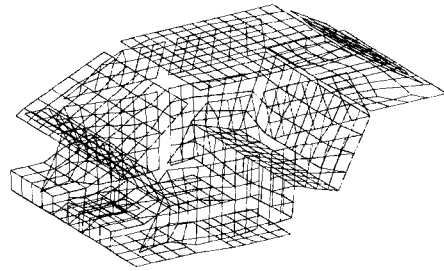


그림 6 패널의 진동측정을 위한 분할 예

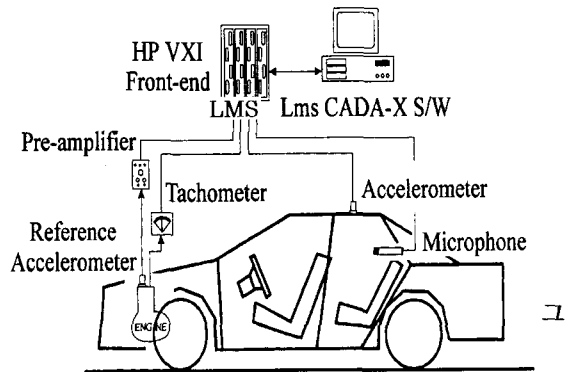


그림 7 패널진동 측정을 위한 시험장치 구성도

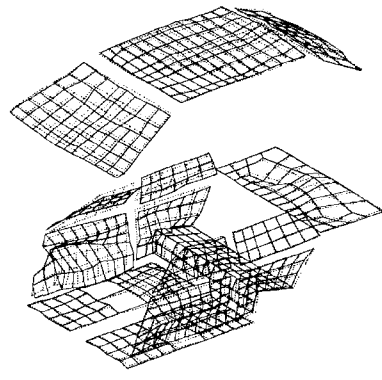


그림 8 동작모드 해석의 예(1920 rpm 진동 모습)

영향이 적으므로 플로어나 루프의 경우 차량의 외부에 가속도계를 부착하여 측정하여도 150 Hz 이하의 영역에서는 정확도의 큰 손실이 발생하지 않는다. 패널 분할 요소의 크기는 관심 주파수 영역의 진동 모양을 충분히 표현할 수 있도록 세밀해야 하므로 많은 수의 측정이 필요하게 되나 이는 많은 비용을 요구하므로 정확성과 시험의 효율성을 동시에 고려하는 것이 필요하다. 그림 6에 패널의 진동측정을 위한 분할 예를 보였다. 많은 수의 가속도계를 사용할 경우 가속도계의 질량에 의한 동특성 변화에 유의하여 경

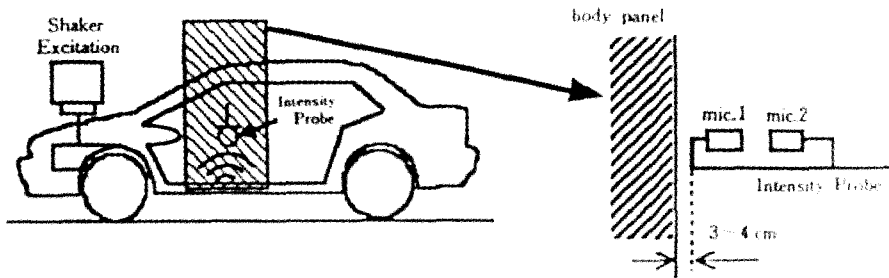


그림 9 패널의 인텐시티 측정시험<sup>(10)</sup>

량의 가속도계를 사용해야 하며 일회의 측정으로 모든 패널의 가속도 측정이 불가능할 경우 그림 7에 나타낸 것과 같이 엔진 블록 등에 위상기준신호를 선정하여 각 패널의 위상을 고려하여야 한다. 수백 점의 가속도를 측정할 경우 그림 8과 같이 측정된 진동 데이터를 이용하여 동작 모드 해석(running mode analysis)을 수행하면 효과적으로 각각의 위상 정보 오류를 확인할 수 있다. 패널의 체적속도는 차량의 운전시 각 패널의 가속도를 측정하여 특정 패널의 속도 대표값을 구한 후 패널의 면적을 곱하여 체적속도로 나타낸다.

**인텐시티 프로브 이용법** : 패널에 수직하게 인텐시티 프로브를 설치하면 인텐시티 프로브의 두 마이크로폰간의 음압차이를 이용하여 공기입자의 속도를 비접촉식으로 측정할 수 있다<sup>(10, 11)</sup>. 그림 9는 인텐시티 프로브를 이용한 측정의 예를 보여주고 있다. 측정시 다른 패널로부터의 방사되는 소음이나 차실의 정재파(standing wave)는 측정오차를 유발하지만 차실 패널에 흡차음재 및 내장재의 부착에 무관하게 전 주파수 영역에서 정확하게 공기입자의 속도를 측정할 수 있다고 알려져 있다<sup>(3)</sup>. DD 그림 10은 공기입자 속도의 측정방법에 따른 오차를 보여주고 있다.

**속도 마이크로폰을 이용 방법** : 속도 마이크로폰(velocity microphone)은 음압기울기 마이크로폰(pressure gradient microphone)이라고도 하며 마이크로폰의 진동막 양쪽이 모두 음장에 노출되어 진동막에 수직한 입사파의 음압차이를 측정할 수 있는 마이크로폰으로 공기입자 속도에 비례하는 신호를 출력하게 되어 있다. 이를 이용하여 공기입자의 속도를 측정할 수 있는데 비접촉식으로 차실 패널의 진동을 흡차음재 부착여부에 관계없이 측정할 수 있으나 교정(calibration)에 어려움이 있다는 단점이 있다<sup>(3)</sup>.

그 밖의 측정 방법으로 레이저 홀로그래피(laser holography)나 레이저 스캐닝(laser scanning) 방법

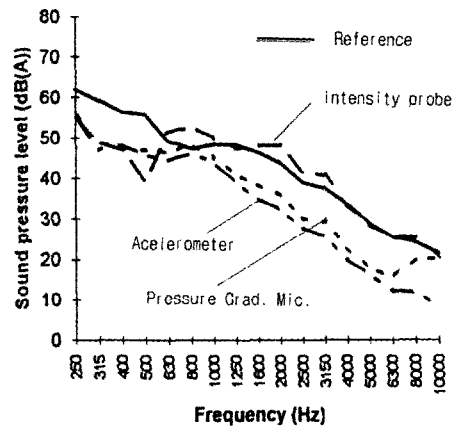


그림 10 체적속도 측정방법에 따른 실내소음의 변화<sup>(3)</sup>

이 있다. 이 방법은 레이저를 이용하여 알고 있는 주파수로 이동하는 패널의 속도를 정확히 측정할 수 있으나 장비가 고가이고 차량의 내부 측정이 어려워 제한적으로 사용되고 있다<sup>(12)</sup>.

#### (2) 차폐법(Windowing Method)

차폐법은 가장 고전적인 방법으로 차실내의 모든 패널의 방사음을 흡차음재로 밀폐한 다음 적당한 크기의 패널로 분할하고 관심있는 하나의 패널만을 흡차음재를 제거함으로써 패널의 기여도를 분석하는 방법이다. 패널 분할은 그림 11과 같이 보통 30~40개의 동일한 감쇄나 흡차음 특성을 갖는 그룹으로 분할한다.

차폐법을 위한 흡차음재는 보통 5 cm이상의 패드가 방음판 위에 부착된 형태를 사용하며 이러한 흡차음재는 고주파의 방사음을 잘 차폐하지만 저주파의 방사음을 제거하는 데는 한계가 있기 때문에 250 Hz 이상의 중고주파 영역에서 발생한 실내소음에 대한 소음패널기여도 분석에 적합하다. 그림 12에는 차폐법을 위한 흡차음재의 삽입손실의 예를 보였다. 차폐법은 패널 기여도 분석을 위한 시간이 많이 걸리는

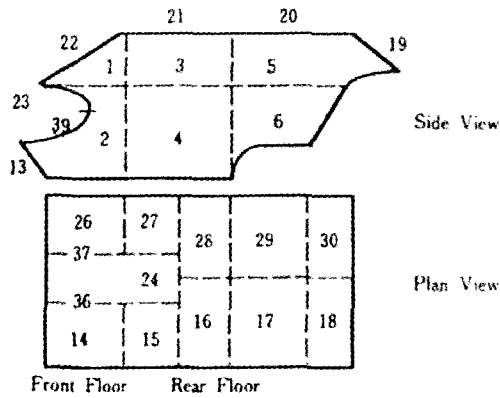


그림 11 패널 기여도 분석을 위한 패널의 분할

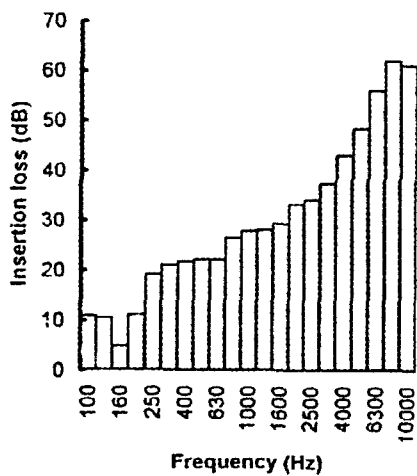


그림 12 차폐법용 흡차음재의 삽입손실<sup>(3)</sup>

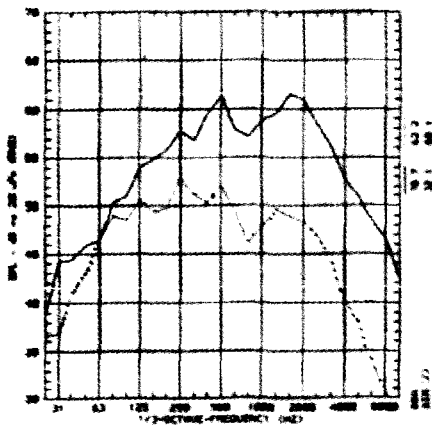


그림 13 차폐성능 비교: 내장재 제거(점선) vs. 장착(실선)시 실내소음의 변화<sup>(3)</sup>

단점이 있고 주의점으로는 차폐용 흡차음재의 질량효과로 패널의 진동특성이 변화될 가능성이 많으며 흡차음재의 차음판이 일반적인 차실보다 반사율이 크기

때문에 고주파 영역에 오차를 발생시킬 수 있다. 또한 차폐법의 결과를 확인하기 위해서는 모든 내장재를 부착한 상태의 실내소음뿐만 아니라 흡음재만 부착한 경우, 제진재만을 부착한 경우, 모두 제거한 경우 등에 대해서도 완전히 차폐한 다음 실험을 행하여 완전한 소음의 차폐가 이루어졌는지를 확인해야 하며 트림을 완전히 제거한 경우와 모두 장착한 경우에 대하여 차폐용 흡차음재를 설치했을 경우 6dB 이상의 차이가 확보되어야 정확한 패널 기여도 분석이 가능하다(그림 13)<sup>(3)</sup>.

## 2.2 해석적 방법<sup>(13~15)</sup>

패널의 진동에 의한 실내소음의 영향을 해석적으로 계산하기 위해서는 구조물인 차체와 차실 공간의 음장뿐만 아니라 구조물과 음장간의 상호작용을 고려하는 진동-음향 연성해석(Vibro-acoustic coupled analysis)이 필요하다. 구조와 음장의 상호작용을 고려할 경우 구조의 자유도에 음장의 자유도를 합한 식을 동시에 풀어야 하므로 차체 또는 음장만을 계산할 때보다 많은 비용과 시간이 필요하게 된다. 승용차 문제의 경우 차체의 진동은 차실 음장에 영향을 주지만 차실 음장의 변화가 차체 구조진동에 주는 영향을 미미하다고 가정하면 구조계와 음장계를 순차적으로 계산할 수 있다. 그림 14에는 연성해석을 위한 차체 및 차실의 유한요소 모델의 예를 보여주고 있다.

일반적으로 실내소음을 해석하기 위해서는 차체와 차실을 모두 유한요소 해석을 통하여 실내소음 또는 구조/음향 전달함수를 구하지만 패널의 기여도 분석을 수행하기 위해서는 많은 횟수의 해석이 필요하게 되어 효율적이지 못하다. 패널의 기여도 분석시 가장

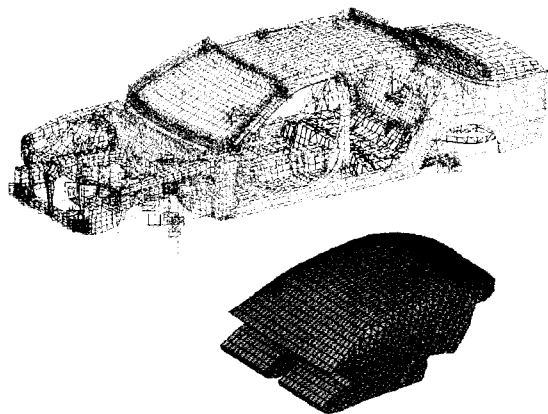


그림 14 차체 및 차실의 유한요소 모델

일반적으로 많이 쓰이는 방법은 차체의 구조해석은 유한요소모델을 사용하고 차실 공간은 경계요소로 모델링하는 경우이다. 차실공간의 해석시 경계요소법을 이용하는 경우 내부 임의의 한 점의 음압이 전체 경계의 합으로 나타내어지기 때문에 패널의 기여도 계산에 적합할 뿐만 아니라 차실 공간의 경계만을 모델링하기 때문에 모델링 비용이 절감되는 장점이 있다. 또한 직접적으로 차실 경계에서의 속도장 분포, 압력분포 및 음향 민감도를 계산할 수 있어 설계개선에 많은 정보를 준다.

임의의 차실 공간의 점  $x$ 에서의 음압을 직접 경계적분방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$p(x) = \int_{\Gamma} \left[ G \frac{\partial p}{\partial n} - \frac{\partial G}{\partial n} p \right] d\Gamma, \quad x \in \Omega \quad (4)$$

여기서  $G(x, y)$ 는 Green의 기본해이고  $\Omega$ 는 영역내부,  $\Gamma$ 는 차실 경계를 의미하고  $n$ 은 경계의 외향법선 벡터이다. 차체와 연성되는 차실의 경계조건은 구조해석을 통하여 이미 알고 있으므로 식 (4)를 경계의 임의의 점에 대한 식으로 변환한 다음 경계요소와 보간함수(shape function)를 도입하여 이산화시키고 경계 절점마다 적용한 후 경계조건을 대입하면 경계에서의 음압 및 음압의 변화율을 알 수 있다. 구한 경계에서의 값들을 식 (4)에 대입하면 차실 내부의 임의의 점  $x$ 에 대한 음압을 계산할 수 있게 된다. 그러므로 내부의 임의의 점  $x$ 에서 전체 음압에 대한  $i$ 번째 경계 요소의 기여도는 다음과 같이 쓸 수 있게 된다.

$$p_i(x) = \int_{\Gamma_a} \left[ G \frac{\partial p}{\partial n} - \frac{\partial G}{\partial n} p \right] d\Gamma, \quad x \in \Omega \quad (5)$$

여기서  $\Gamma_a$ 는  $i$ 번째 경계요소를 의미한다. 패널 기여도  $p_i$ 는 실수부와 허수부를 갖는 벡터양이며 모든 경계요소에 대한  $p_i$ 의 합이 모든 패널의 영향에 의해서 발생된 소음의 크기가 된다. 그러므로 패널 기여도를 백분율로 나타내면 다음과 같다.

$$P.C.[\%] = \frac{p_a \cdot p_i}{p_a \cdot p_a} \times 100 \quad (6)$$

여기서  $\bullet$ 는 내적(inner product)을 의미한다.

차실의 음장을 해석하기 위해서는 관심주파수 영역의 한파장 내에 4~6개의 요소를 분할하여야 정확

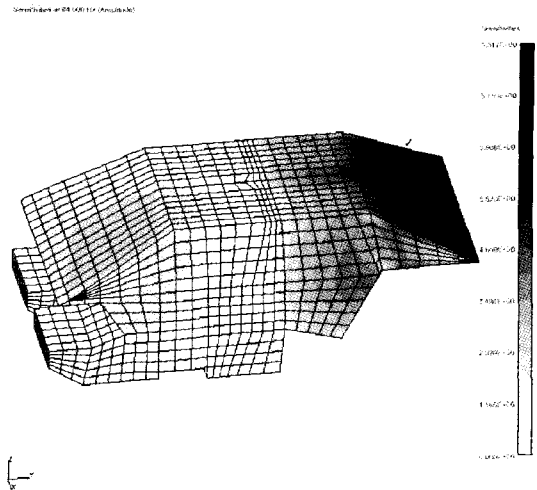


그림 15 패널 속도에 대한 실내소음 민감도 해석 결과의 예(1920 rpm)

한 결과를 얻을 수 있다. 고주파수 영역의 차체 및 차실을 유한요소나 경계요소법을 이용하여 해석하기 위해서는 이론적인 제약점은 없으나 많은 요소분할과 정확한 기하학적 형상의 모델링 및 경계조건이 필요하여 해석비용이 크게 증가하기 때문에 이러한 수치적 방법은 보통 200 Hz 미만의 저주파수 영역의 문제를 다루는데 쓰인다. 해석 범위가 200 Hz 미만의 저 주파수영역을 풀기위한 차실의 모델링에는 많은 부분의 곡률과 세밀한 요철을 무시하고 모델링 하여도 충분히 정확한 결과를 얻을 수 있어 많은 단순화가 가능하다.

경계요소법을 이용하여 차실을 해석하는 경우 차실의 경계조건은 패널의 속도 경계조건과 흡차음재를 표현하는 임피던스 경계조건을 부여하여 해석하게 된다. 내장재의 임피던스는 임피던스 튜브등을 이용하여 측정된다. 차실의 시트는 보통의 경우 많은 체적을 차지하고 있기 때문에 생략하지 않으며 음이 방사되지 않는다고 가정하여 임피던스 경계조건만을 부여한다. 트렁크 공간의 경우는 일반적인 경우 생략이 가능하나 차실과 트렁크 공간사이의 공기통로 등을 통하여 차실 소음에 영향을 미치는 경우가 보고되기도 하여 모델링시 주의를 요한다<sup>(16)</sup>.

그림 15에는 경계요소 모델을 이용하여 패널의 속도에 대한 실내소음 민감도 해석결과를 보였다.

### 2.3 혼합방법

패널의 실내소음에 대한 기여도 분석을 위해서 해석 또는 시험만의 방법으로 분석하기에는 많은 어려

음이 따른다. 해석적인 방법을 이용하는 경우 차체는 복잡한 형상의 박판으로 이루어져 있고 용접, 볼트 등으로 다양하게 체결되어 있으며 제진재, 흡차음재 등의 많은 부착물이 장착되어 있어 효과적으로 중주파수 영역까지 잘 맞는 유한요소 해석 모델을 만드는 데 많은 비용이 소요된다. 이에 반하여 200 Hz 이하의 낮은 주파수 영역에서는 음장의 유한요소 또는 경계요소법에 의한 해석은 적은 비용으로도 정확한 계산 결과를 얻을 수 있다. 시험에 의한 패널 기여도 분석은 정확한 값을 얻을 수 있는 반면 시험 및 분석에 막대한 비용과 시간이 투입되어야 하고 시험조건에 따른 가정이 충분히 지켜지는 정확한 시험이 요구되지만 많은 경우 이는 거의 불가능하거나 많은 비용이 들게 된다. 그러므로 해석적 방법 및 시험적 방법을 상호 보완적으로 이용하여 패널 기여도를 계산하면 효율적인 결과를 얻을 수 있다. 혼합방법에는 구조진동 데이터를 시험으로 얻는 방법과 음향 전달 함수를 시험적으로 추출하는 방법으로 분류할 수 있다. 많은 경우 실차 유한요소모델을 이용하여 200 Hz

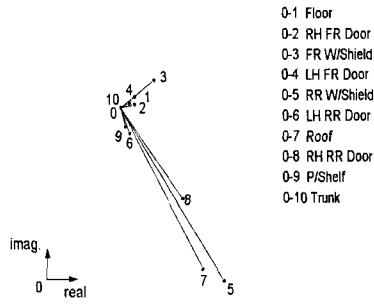


그림 18 경계요소법을 이용한 패널기여도 해석 결과

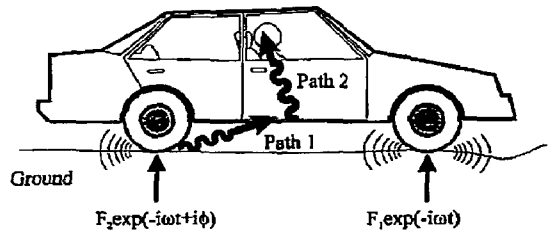


그림 19 타이어의 공기전달소음 기여도해석<sup>(17)</sup>

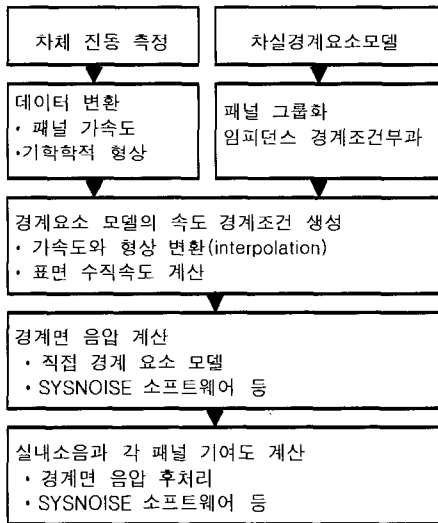


그림 16 혼합방법에 의한 패널기여도 계산

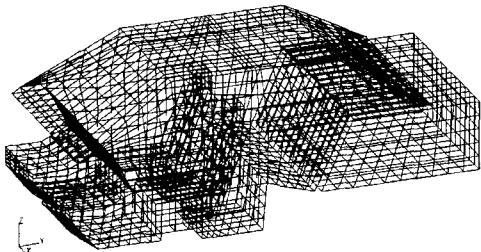


그림 17 차실의 경계요소 모델

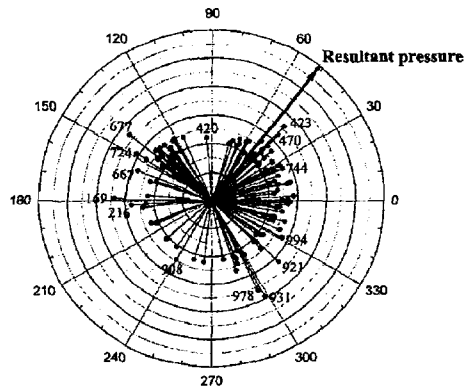


그림 20 경계요소법을 이용한 패널기여도 해석 결과<sup>(17)</sup>

미만의 대역까지 패널의 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 패널의 진동량을 측정하고 차실은 경계요소법 등의 해석적 방법을 이용하는 것이 효과적이다. 이런 경우 측정된 패널의 진동 데이터는 차실 모델의 경계 조건으로 입력하면 해석적 방법과 동일하게 각 패널의 소음 기여도를 분석할 수 있다. 그림 16에 경계요소법을 이용한 혼합방법의 예를 보였다. 그림 17과 그림 18에는 혼합방법을 위



한 경계요소 모델과 패널기여도 분석결과의 예를 보였다.

타이어 등의 공기기인 소음은 타이어에 의한 진동을 입력으로 하여 차동차 외판의 경계 음압을 경계요소법으로 계산하고 차체외판부터 승객의 귀까지는 실험적인 구조/음향 전달함수를 구하여 타이어 각 부분의 실내소음에 대한 기여도 분석을 행한 예도 있다(그림 19)<sup>(17)</sup>. 그림 20에는 승객석 귀위치 소음에 대한 타이어면의 기여도 분석 결과의 예를 보였다<sup>(17)</sup>.

### 3. 맺음말

승용차의 실내 소음 저감을 위해서 실시되는 패널기여도 분석법을 살펴보았다. 각각의 방법은 승용차의 개발진행에 따라 확보 가능한 데이터 및 관심주파수 영역에 따라서 적절히 적용해야 한다. 패널기여도 분석은 엔지니어의 직관을 이용하지 않고 차실을 이루는 각 패널의 실내소음에 대한 기여도를 정확하게 계산함으로써 효과적으로 실내 소음문제를 개선할 수 있는 체계적인 정보를 제공하여 주며 점점 승용차 개발시 일반적인 도구로서 자리잡아가고 있다. 하지만 소음전달의 마지막 경로에서의 정보를 주로 다루므로 정확하고 보다 효율적인 소음 대책을 위해서는 전달경로해석, 동작모드해석 등을 동시에 진행하는 종합해석을 수행해야 할 필요가 있다.

### 참고 문헌

(1) Lee, D.H., Hwang, W.S. and Kim, M.E., 2000, "Booming Noise Analysis in a Passenger Car Using a Hybrid-Integrated Approach," SAE 2000-01-0723.  
(2) 이두호, 김태정, 1999, "판넬 기여도 분석에 의한 승용차의 실내소음 저감", 한국소음진동공학회지, 제 9권, 제 4호, pp. 785~794.  
(3) Sorenson, S. R., 1995, "Investigation of Different Techniques for Quantifying Automotive Panel Noise Radiation", SAE 951267.  
(4) Hendrix, W., Choi, Y.B. and Ha, S. W., 1997, "Experimental body Panel Contribution Analysis for Road Induced Interior noise of Passenger car".  
(5) Linden, P. J.G and Wyckaert, 1999, "Vehicle Noise and Vibration Development", Proceedings of the 1999 Noise and Vibration

Conference, SAE 1999-01-1689.

(6) Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B and Sanders, J. V., 1980, "Fundamentals of Acoustics", John Wiley & Sons.

(7) 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.

(8) Pierce, A. D., 1991, "Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications", Acoustical Society of America.

(9) 고강호, 1999, 진동-음향 상반원리에 이용되는 음원의 유효면적 측정, 한국소음진동공학회지, 제9권, 제5호, pp. 943~948.

(10) Toru, M. and Haruki, S., 1994, "Vehicle Interior Noise Prediction using Sound Intensity Measurement", 自動車技術, Vol. 48, No. 6, pp. 44~48.

(11) Yang, S., Pan, J., Sabnis, P. and Khubchandani, A., 1997, "Determination of Vehicle Interior Sound Power Contribution Using Sound Intensity Measurement, SAE971097.

(12) Zhang, Y.K., Lee, M.R. et. al., 1995, "Vehicle Noise and Weight Reduction Using Panel Acoustic Contribution Analysis," SAE 951338.

(13) 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 942240.

(14) Li, W.L. and Zhao, K., 1994, "Prediction of Structure-borne Noise Inside Tractor Cab," SAE 941671.

(15) Storkes, W. and Bretle, J. et. al., 1997, "Computer Simulation of In-Vehicle Boom Noise," SAE 97NV180.

(16) 이진우, 김규범, 이장무, 김석현, 2000, "구멍에 의하여 연성된 차실-트렁크 계의 음향모드 특성", 한국소음진동공학회 2000추계학술대회 논문집, pp. 176~181.

(17) Ih, J.G., Kim, B.K. and Kim, G.J, 1997, "Modeling of Air-borne Tire Noise Transmission into Car Interior by Using the Vibro-acoustic Reciprocity and the Boundary Element Method," SAE 972046.