

<논문> SAE NO. 943718

## 음향 상호성 이론을 이용한 승용차 차실 판넬의 기여도 해석

Analysis of a Panel Contribution of a Vehicle  
Compartment Using the Acoustic Reciprocal Theorem

김 명 규,\* 박 태 원,\*\* 이 수 훈\*\*  
M. G. Kim, T. W. Park, S. H. Lee

### ABSTRACT

For a panel contribution of the passenger vehicle compartment, a model was created for acoustic analysis of the passenger vehicle compartment and through the acoustic normal modal analysis, frequencies and mode shapes of the resonance modes were calculated.

Also, the contribution analysis of each panel was executed using acoustic reciprocal theorem, and through this analysis, normalized responses at the particular point indicate the relative contribution of each panel for generating noise and vibration

주요기술용어 : Acoustic Reciprocal Theorem(음향 상호성 법칙), Panel Contribution(판넬 기여도), Sound Source(음원), Sound Strength(음의 세기), Pressure Perturbation(압력 섭동), Simple Source(단순 음원)

### 1. 머릿말

차량의 진동과 소음은 차량의 성능과 정속도에 큰 영향을 주는 것으로 알려져 있다. 따라서 차량의 설계단계에서 고려해야 할 중요한 설계인자라고 말할 수 있다. 차량의 경량화, 단일구조 및 연료절감을 위한 노력들은 차실 내부소음, 특히 저주파수에서의 소음을 증가시키는 주요 소음원으로 자리잡고 있다. 이 저주파수대의 소음은 넓은 차량 속도범위에서 발생하고 있다.

차실 내부소음(부밍소음)은 시험을 통하여 지배적인 주파수대가 50Hz에서 300Hz임이 일반적

으로 알려져 있다.<sup>1)</sup>

또한 많은 실험 연구들은 차실을 구성하는 판넬의 움직임과 측정된 소음 레벨사이에 강한 상관관계가 있음을 보여주고 있다. 이 실내소음은 차실소음을 제어하기 위하여, 흡음물질을 상대적으로 많이 사용하여야 하기 때문에 이러한 문제에 대하여 실제적인 해결책으로는 차량의 구조변경을 통하여 이런 실내소음의 제어를 수행하는 것이다.<sup>2)</sup> 그러나 불행하게도 올바른 구조변경은 실험적인 방법에 의해 쉽게 발견할 수 없다. 그 이유로는 다양한 차실을 구성하는 판넬들의 움직임 사이의 위상(phase)관계의 밀접한

\* 대우 고등기술 연구원

\*\* 정회원, 아주대학교 생산자동화 공학과

중요성과 관심있는 주파수대역에서의 많은 수의 구조 모드들이 존재하기 때문이라고 말할 수 있다. 따라서 차량 개발기간의 단축을 요구하는 현시점에서 적절한 해석적 과정을 통하여 차량의 실내음향 특성을 예측하는 것이 바람직하다. 이러한 방법중에 많이 사용하는 방법이 유한 요소법이다. 또한 소음원에 대한 음(sound)의 방사(radiation)와 진동하는 물체에서 방사하는 음압(sound pressure)을 계산하기 위하여 경계 요소법을 이용하고 있다.

유한요소법을 이용한 차실의 실내소음 해석으로는 차량의 차실내의 공동에서 발생하는 음향 고유 모드와 공진 주파수와 음압분포를 구하는 음향 고유 모드해석과 구조모드를 구하는 구조해석이 있다.

이 해석에서 차실 공동의 고유한 음향 모드는 차량의 주행중 발생하는 부밍소음(booming noise)과 밀접한 관계가 있기 때문에 중요하다. 그리고 차실 공동의 경계면에서의 진동을 속도, 압력과 같은 경계조건을 부여하여 차실내의 특정한 위치(운전자 귀 또는 승객의 위치)에서 발생하는 음압수준을 예측하거나 차실을 구성하고 있는 판넬들을 단위면적(unit area)으로하여 강제진동을 시켜 차실 소음에 대한 판넬들의 직접적인 기여도를 평가하는 강제 진동해석이 있다. 이 해석은 음압 벡터합성법에 의한 소음저감방안을 기대할 수 있으며, 연성해석을 통한 구조물 변형효과 및 내장재의 흡음효과를 파악할 수 있다.

본 연구에서의 유한 요소법을 통하여 차실의 음향 모드 해석을 하고, 차실모델의 공진 주파수에서 음향 상호성 법칙을 이용하여 차실을 구성하고 있는 판넬들의 차실소음에 대한 기여도 해석에 의한 수치해석 결과를 제시하고자 한다.

## 2. 본 론

### 2.1 이론적 배경

#### 2.1.1 지배 방정식

Fig.1에서 보는 것과 같은 경계표면 S로 둘러싸인 미소 체적  $\delta V$ 에 대하여, 밀도가  $\rho$ 이고, 체적

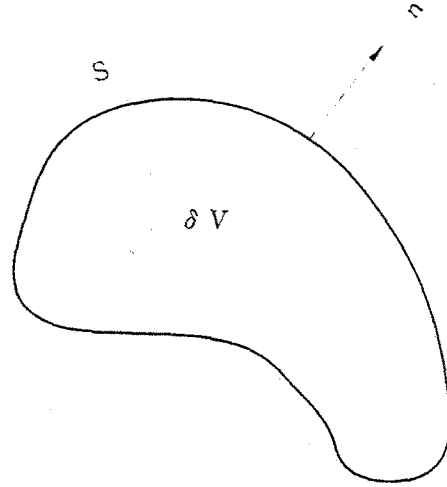


Fig.1 Small volume in the space

탄성계수가  $\kappa$ 인 유체를 매질로 할 때, 미소 체적내에서의 공기의 전달속도  $C$ 는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$C = \sqrt{\frac{\kappa}{\rho}} \quad (1)$$

이런 밀폐된 공간에 대하여, 음압  $P$ 에 대한 지배 방정식은 음향 파동방정식(acoustic wave equation)으로 알려져 있으며, 이 방정식은 질량 보존에 관한 연속 방정식과 운동량 보존에 관한 오일러 방정식을 사용하여 유도할 수 있다.<sup>3)</sup>

먼저 체적  $\delta V$ 내의 질량 증가율이 경계면  $S$ 를 통하여 체적내로 유입되는 질량과 같다는 연속 방정식을 생각하자. 이 방정식은 다음과 같이 표기된다.

$$\delta V \frac{\partial \rho}{\partial t} = \int_S \rho v \cdot \bar{n} dS \quad (2)$$

Gauss's theorem을 이용하여 질량 보존에 관한 연속방정식을 다시 표기하면

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \nabla \cdot (\rho v) \quad (3)$$

으로 표현된다. 그러나 식(3)의 오른쪽 항은 음

향변수(acoustic variables)  $\rho$ 와  $v$ 의 곱을 포함하고 있기 때문에 비선형 미분방정식이 된다.

따라서 식(2)에서 매질의 밀도가 시간과 체적에 대하여 일정하고 매질의 압축율이 매우 작다고 가정하면, 다음과 같은 선형화 방정식으로 표현할 수 있다.

$$\frac{1}{\kappa} \frac{\partial P}{\partial t} = \nabla \cdot \bar{v} \quad (4)$$

그러면 단위 체적내에서의 운동량 증가비는 주위물질에 의하여 단위체적에 작용하는 힘과 같다고 알려진 운동량 보존에 관한 오일러 방정식에 의해 다음과 같이 표기 된다.

$$\rho \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \nabla P = 0 \quad (5)$$

여기서,  $\nabla P$ 는 단위체적에 작용하는 힘이다.

위의 식(4)를 시간에 대하여 미분을 취하고, 식(5)에 대하여 divergence를 취하여 두식을 연립하여 풀면

$$\nabla^2 P - \frac{1}{C^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = 0 \quad (6)$$

으로 유도되어지며, 이 식을 파동 방정식(wave equation)이라고 한다. 또한 식(4)로부터 속도장(velocity field)에서도 같은 방정식을 만족함을 알 수 있다. 매질 입자의 속도를 음향 속도 포텐셜 함수로 정의하면

$$\bar{v} = \nabla \Phi \quad (7)$$

로 된다. 따라서, 운동량 보존 방정식을 속도 포텐셜  $\Phi$ 로 표기하면

$$\nabla \left( \rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} + P \right) = 0 \quad (8)$$

된다. 이 방정식은 압력섭동과 속도 포텐셜에 대한 시간 미분의 합이 일정함을 나타낸다. 그

리고 이 식을 이용하여 불안정한 미소 움직임에서의 압력장(pressure field)의 값을 다음식을 이용하여 계산해 낼 수 있다.

$$P = -\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (9)$$

또한, 압력  $P$ 는 파동방정식을 만족하며, 이들 관계식으로 부터 아래와 같은 파동 방정식을 이끌어 낸다.

$$\nabla^2 \Phi - \frac{1}{C^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} = 0 \quad (10)$$

식(10)에서, 속도 포텐셜 함수  $\Phi$ 가 주파수  $\omega$ 의 주기적 운동 특성을 가졌다고 가정하면

$$\Phi(x, y, z, t) = \phi(x, y, z, t) e^{i\omega t} \quad (11)$$

이 되며, 식(10)의 파동 방정식은 헤름홀츠 방정식이 된다.

$$\nabla^2 \Phi + k^2 \Phi = 0 \quad (12)$$

여기서  $k = \frac{\omega}{c}$ 이며, 웨이브 수라고 한다. 그리고 음압  $P$ 와  $\Phi$ 의 관계식

$$P = -\rho i \omega \Phi \quad (13)$$

를 통하여 최종적인 지배 방정식으로 유도된다.

$$\nabla^2 P + k^2 P = 0 \quad (14)$$

### 2.1.2 유한 요소 방정식

다시 한번 Fig.1과 같은 경계면  $S$ 로 둘러 쌓인 미소체적인 공동(cavity)을 생각하자. 미소체적  $\delta V$ 내의 음압  $P$ 는 앞에서 언급한 것과 같은 파동방정식을 만족한다.

$$\nabla^2 \Phi - \frac{1}{C^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} = 0 \quad (15)$$

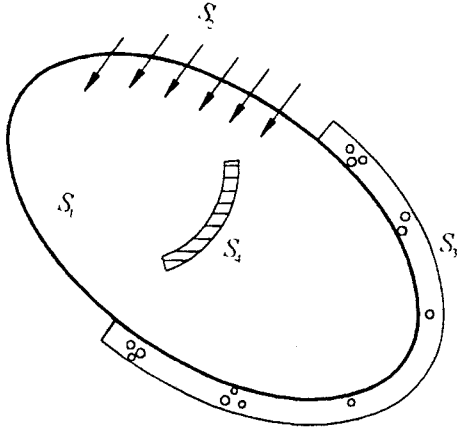


Fig.2 Boundary condition on the car cavity

$$P = -\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} = k \nabla \cdot u \quad (16)$$

$$\text{그리고, } v = \nabla \Phi \quad (17)$$

여기서  $v$ 와  $u$ 는 각각 미소 체적내의 매질의 속도와 변위이다. 이와 같은 공동을 차실공동이라고 생각하면, 그 곳에는 다음과 같은 경계조건들을 표현할 수 있다.

$$\text{경계면 } S_1 \text{에 대하여 음압 경계조건: } \frac{\partial P}{\partial n} = 0 \quad (18)$$

경계면  $S_2$ 에 대하여 음압 경계조건 :

$$\frac{\partial P}{\partial n} = -i\rho\omega \bar{v}_n \quad (19)$$

경계면  $S_3$ 와  $S_4$ 에 대하여 흡음 경계조건 :

$$\frac{\partial P}{\partial n} = -i\rho\omega A_n \bar{P} \quad (20)$$

여기서, 흡음조건인 임피던스(impedance)와 어드미턴스(admittance)는 각각 다음과 같다.

$$\frac{P}{v_n} = Z_n \text{ or } \frac{v_n}{P} = A_n \text{ on } S_3 \text{ and } S_4 \quad (21)$$

이와 같은 경계문제를 해결하는 것으로써, 경계조건과  $t=t_1$ 과  $t=t_2$ 사이에 주어진 조건을 만족하는 모든 범위 함수중에서 평형 방정식의 해는 전 포텐셜 에너지를 최소화하는 것으로 Hamilton's Principle를 이용하여 해를 구할 수 있다. 또한 이 원리는 변분적 접근방법(variational approach)으로 알려져 있으며, 다음과 같이 표현된다.<sup>4,5,6)</sup>

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - U_i + V_e) dt \quad (22)$$

여기서  $T$ 는 운동에너지,  $U_i$ 는 변형에너지 그리고  $V_e$ 는 위치에너지이다. 체적  $V$ 를 구성하고 있는 각각의 분할 요소에 대한 속도 포텐셜은 다음과 같이 정의된다.

$$\Phi = [N]^T \{\Phi\} \quad (23)$$

여기서  $[N]$ 는 분할 요소의 형상함수이고,  $\{\Phi\}$ 는 분할 요소에 대한 속도 포텐셜을 나타낸다. 따라서 각각의 분할 요소에 대하여

$$T = \frac{\rho}{2} \int_V \nabla \Phi^T \nabla \Phi dV = \frac{1}{2} \{\Phi\}^T [K] \{\Phi\} \quad (24)$$

$$U_i = \frac{\rho}{2c^2} \int_V \{\Phi\}^2 dV = \frac{1}{2} \{\Phi\}^T [M] \{\Phi\} \quad (25)$$

$$V_e = \int_S \rho \Phi u_n dS = \{\Phi\}^T [C] \{u_n\} \quad (26)$$

이다. 위 식들을 식(22)에 대입하여 풀고, 전체 체적에 대하여 다음과 같은 식으로 정리하여 표현할 수 있다.

$$[K] \{\Phi\} + [M] \{\Phi\} = [C] \{u_n\} \quad (27)$$

그리고 식(27)을 압력에 대하여 다시 표현하면 다음과 같은 식으로 유도된다.

$$([K] - \omega^2 [M]) \{P\} = -i\rho\omega [C] \{u_n\} \quad (28)$$

만약 체적  $V$ 가 강제표면에 둘러싸였다고 가

정하면, 즉  $v_n = u_n = 0$ 이 되고 식(28)은 고유치 문제가 되어 다음과 같다.

$$([K] - \omega^2[M])\{P\} = 0 \quad (29)$$

또한 식(28)은 흡음조건을 고려하면, 소음기 성능 및 음향 필터해석에 이용되는 방정식이 유도된다.

$$([K] - \omega^2[M] + i\omega[D])\{P\} = -i\rho\omega[C]\{u_n\} \quad (30)$$

$$\text{여기서, } [D] = \int_{S_3} \frac{\rho}{Z_n} [N_s]^T [N_s] dS_3 \quad (31)$$

2.13 음향 상호성 법칙(Acoustic Reciprocal Theorem)

음향 상호성의 일반적인 원리는 일정한 음향학적 매질이 분포해 있는 음향장의 어떠한 한 점 B에서 체적속도를 가진 단순 주기 소음원에 의한 다른 한 점 A에서 형성된 음압은 점 A에 위치한 같은 소음원에 의해 형성된 점 B의 음압과 같다는 것이다.<sup>7, 8)</sup> 이와같은 개념은 소음원과 그들이 형성한 음장(sound field)과 청취자(측정점)와의 상호 관련성을 포함하고 있는 일반적인 결과를 구하는데 유용하다. 앞에서 설명한 헤름홀츠방정식으로 알려진 파동 방정식으로부터 음향 상호성 법칙을 적용할 수 있다.

$$\nabla^2\Phi + k^2\Phi = 0 \quad (32)$$

Fig.3에서 보는것과 같이 만약 음원이 존재한다면 식(32)의 오른쪽 항은 영이 아니다. 예를 들면,  $x_0$ 에 음원점과,  $x_1$ 에 측정점 또는 청취점 사이에 형성된 주기적 음장  $\Phi e^{i\omega t}$ 를 생각하자. 여기서 헤름홀츠방정식의 특별한 비등질(nonhomogeneous)의 해가 될 음장의 크기  $\Phi_1$ 를 정의하면

$$\nabla^2\Phi_1 + k^2\Phi_1 = Q\delta(x-x_0) + \frac{T_{ij}\partial\delta(x-x_1)}{\partial x_i\partial x_j} \quad (33)$$

이 된다. 여기서 Q는 주기적 특성을 가진 음원의 음의 세기이며,  $T_{ij}$ 는 앞의 음의 세기와 유사한

관찰점에서의 음의 세기 텐서의 크기이다. 다시  $x_2$ 에서 주파수  $\omega$ 를 가지고, 단위 세기를 갖는 음원점에 의해 형성된 두번째 음장의 크기에 의하여 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\nabla^2\Phi_2 + k^2\Phi_2 = \delta(x-x_2) \quad (34)$$

이들 두 식을 경계면 S로 둘러싸인 체적 V의 공간에서 두개의 다른 음장  $\Phi_1 e^{i\omega t}$ 와  $\Phi_2 e^{i\omega t}$ 를 표현해주고 있다. 식(33)과 식(34)를 이용하여 두개의 다른 음장으로부터 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \Phi_2\nabla^2\Phi_1 + \Phi_1\nabla^2\Phi_2 &= \Phi_2\nabla^2\delta(x-x_0) \\ &+ \Phi_2\frac{T_{ij}\partial\delta(x-x_1)}{\partial x_i\partial x_j} - \Phi_1\delta(x-x_2) \end{aligned} \quad (35)$$

식(35)를 Fig.3에서 보는 것과 같이  $S_1$ 과  $S_2$ 로 둘러싸인 체적 V에 대하여 적분을 취하고, Divergence theorem을 사용하여 왼쪽항들을 적분하면

$$\begin{aligned} \int_V \frac{\partial v_i}{\partial x_i} dV &= \int_{S_n} v_n dS \quad (36) \\ \int_{S_1+S_2} \left\{ \Phi_2\frac{\partial\Phi_1}{\partial n} - \Phi_1\frac{\partial\Phi_2}{\partial n} \right\} dS &= \int_V \{ \Phi_2 Q\delta(x-x_0) \end{aligned}$$

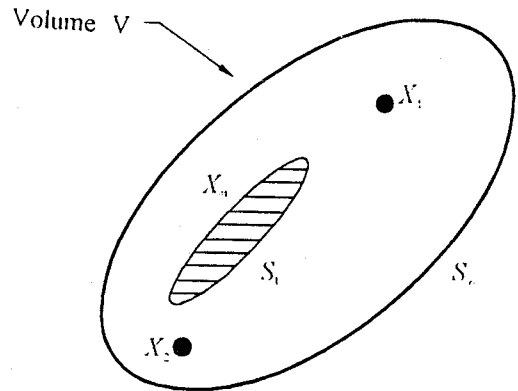


Fig.3 Sample volume for the acoustic reciprocal theorem

$$+ T_{ij} \Phi_2 \frac{\partial^2 \delta(x-x_1)}{\partial x_i \partial x_j} \Phi_1 \delta(x-x_2) | dV \quad (37)$$

윗 식(37)을 계산함으로써 해서 다음과 같은 음향 상호성법칙을 세울 수 있다.

$$\Phi_1(x_2) = \Phi_1(x_0) + \frac{T_{ij} \partial^2 \Phi_2(x_1)}{\partial x_i \partial x_j} \quad (38)$$

$T_{ij}$ 가 영인 특별한 경우에 있어서, 즉 단순음원인 경우에 식(38)은 앞에서 설명한 것과 같이  $x_0$ 점에 위치한 음원에 의해  $x_2$ 에 형성된 음장은  $x_2$ 에 위치한 음원에 의해  $x_0$ 에 형성된 음장과 동일하다. 각 음원에 대해 압력이 일정하고 음의 크기만을 비교한다면,

$$\frac{\Phi_0}{P_2(r)} = \frac{\Phi_2}{P_0(r)} \quad (39)$$

위의 식은 모든 단순음원에 대해서는 같다는 것을 말한다. 따라서 음향 상호성 법칙을 적용하면 음원이 여러 경계면에 존재하는 경우에 대하여 내부의 특정점에서 발생하는 음압에 대한 각 경계면의 기여도를 구하는 경우, 관찰하고자 하는 공간의 내부점에 단순음원을 부여하고 각 경계면에서 분포음압을 구하면, 상대적인 내부 소음에 대한 기여도를 파악할 수 있다.

## 2.2 음향 유한 요소 해석

승용차의 음향해석을 수행하기 위하여 설정한 차실 모델은 Fig.4에서 보는 것과 같다. 이 모델은 860개의 절점과 549개의 3차원 고체요소(solid element)로 구성되어진다. 이때 유한요소 격자의 크기는 해석 주파수 범위의 파장에 의해 결정된다. 이 차량 모델에 대한 음향 해석 주파수는 엔진의 최대 회전수의 2차 성분의 주파수인 200 Hz까지로 제한하여 해석하였다. 그러므로 이때의 최대 파장의 1/6의 크기가 격자의 크기가 된다.

$$\text{즉, 격자의 크기는} = \frac{\lambda}{6}, \lambda = \frac{c}{f} \quad (40)$$

여기서,  $\lambda$ 는 파장의 길이,  $c$ 는 음의 전달속도

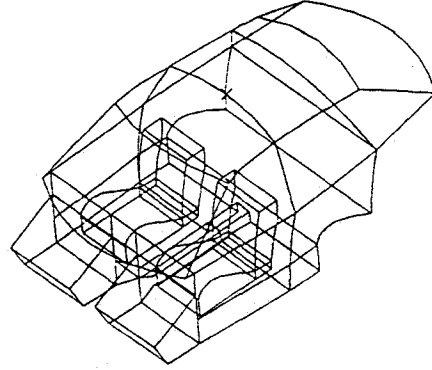


Fig.4 Model of a car cavity

그리고  $f$ 는 해석 주파수이다. 또한 차실내의 좌석의 존재는 차실내의 음향 공동의 음향학적 유효길이를 증가시키기에 음향 고유 모드에 큰 영향을 주므로 좌석 부위를 고려하여 모델링하여야 한다.

경계조건은, 차실벽이나 의자 표면의 탄성 및 흡음효과를 고려하지 않은 강제조건인 비감쇠 경계조건과 차실 내부 표면의 흡음효과를 고려한 감쇠조건으로 한다. 즉, 흡음모델의 흡음물질에 대하여 등방성(isotropic), 강체화이버(rigid fibers)라고 가정한다. 그리고 음향 매질의 물성치는 음향매질의 밀도와 체적계수, 그리고 체적탄성계수(bulk modulus)와 온도의 영향을 받는데, 음향 매질의 공기인 경우에 대해서는 소리의 속도는 아래의 식과 같다.

$$C = C_0 \sqrt{1 + \frac{T}{273}} \quad (41)$$

여기서  $c$ 는 소리의 전달속도이며,  $c_0$ 는 0°C에서의 소리의 전달속도이다. 그리고  $T$ 는 주위의 온도이다.

### 2.2.1 음향 고유 모드 해석

Fig.4에서 보는 것과 같은 차실 공동 모델에 대하여 0~200Hz사이 존재하는 음향 고유 모드 해석을 하였다. 이와 같은 유한 요소 모델의 해석에서 경계조건을 강체벽이라고 가정하면, 음향 고유 모드나 공진 주파수를 계산하기 위하여 필요한 데이터는 승용차의 기하학적 형상

데이터만을 필요로 한다. 그리고 차실 경계면이나 좌석의 흡입조건을 고려한 차실모델을 구성하여 감쇠계에 대한 해석을 하였다.

그러나 음향 유한요소 모델에 있어서 경계면이나 특히 좌석표면의 흡음효과를 적용하여 해석하는 것이 쉬운 것이 아니다. 그래서 본 모델에서의 비감쇠계에 대하여, 모든 경계조건은 강체벽이라고 가정하였다. 또한 감쇠계에 대하여, 차실벽과 의자표면에 대한 경계조건은 각각에 대하여 흡음물질에 상응하는 음향매질의 물성치를 계산하여 경계조건으로 가정하였다.

Table.1은 비감쇠계와 감쇠계의 차실 음향 모델에 대한 음향 고유주파수를 비교하여 정리한 것이다. 비감쇠계의 차실 모델에 대한 해석 결과 주파수가 전반적으로 2~7Hz정도 높은 결과를 보여 주고 있다. 그리고 Fig.5는 비감쇠계의 차실 음향 고유 모우드에 대한 음향 분포 상태를 보여주고 있다.

여기에 나타난 모우드들은 지금까지 연구 발표한 승용차 차실의 모우드들과 유사한 음압분포를 보여주고 있다.<sup>9, 10, 11, 12)</sup> 각각의 음향 고유 모우드에 나타난 음압분포를 살펴보면 노달(nodal) 평면을 중심으로 양과 음의 값으로 음압분포가 변하는 위치를 파악할 수 있었으며, 70Hz의 최초 고유 주파수를 갖는 음향 고유 모우드에서는 노달평면이 운전자 좌석에서는 뒤에서 Y-Z방향(횡방향)으로 나타난다. 따라서 운전자 좌석에

서의 음압변화를 크게 느끼게 된다는 사실을 파악할 수 있다. 또한 93Hz의 차실 음향 고유 주파수에서는 X-Y평면(종방향)으로 음압변화가 발생하게 된다.

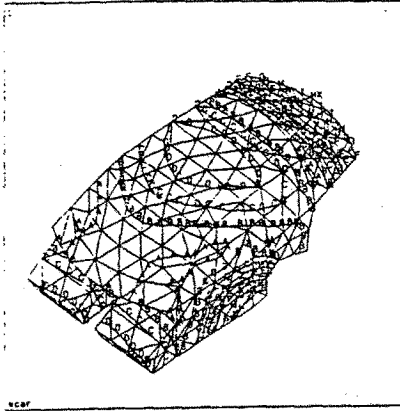
따라서 차실의 중앙부위보다는 양쪽 창가 관넬과 전방 양 모서리 부위의 음압변화가 크게 나타나며, 실내소음에 큰 영향을 미칠것으로 예측할 수 있다. 또한 118Hz에서 부터는 합성 모우드가 발생하여 상당히 복잡한 음압변화를 보이기 시작하고 있다. Fig.5에서 보듯이 높은 압력이 존재하는 압력분포 주위의 경계판넬들은 상대적으로 보다 낮은 압력 분포 지역에 위치한 경계판넬들보다는 모우드 가진이나 흡음에서 차실내의 소음 영향에 중요함을 예측할 수 있다. 따라서 음향 고유 모우드 해석에 나타난 음압분포를 통해 좌석별 위치에서 음압분포가 크게 느껴지는 음향 고유주파수를 파악할 수 있었다.

### 2.2.2 관넬의 기여도 해석

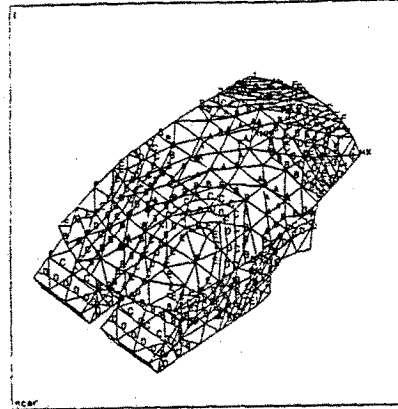
음향 고유 모우드 해석을 통하여 얻은 음향 고유 주파수에서 식(39), 즉 음원의 강도(sound source strength)와 거리  $r$ 에서 음압의 크기의 비가 모든 단순음원에서 같다고 말하는 이 법칙을 적용하여, 여러 경계면에 음원이 존재할 경우에 내부 특정점(운전자의 귀 또는 승객의 귀위치)에 단순음원을 부여하는 주파수 응답 해석을 하였다. 이 해석을 통하여 경계판넬들의 차실내의 소음에 미치는 기여도를 평가하였다.<sup>7, 8)</sup>

Table 1. Acoustic frequencies of undamped system and damped system

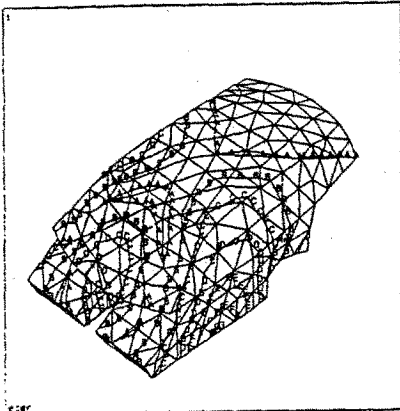
Mode Number	Damped system eigen frequency(Hz)	Undamped system eigen frequency(Hz)
1	68.90935	70.143539
2	91.371449	93.264703
3	112.00124	114.52611
4	116.37443	118.79760
5	137.55659	142.11127
6	150.77489	155.20792
7	156.91479	162.78256
8	175.75283	181.99114
9	180.27388	186.15550
10	185.39250	192.51710
11	189.72261	196.61781



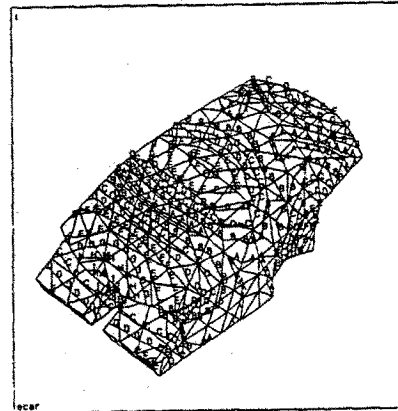
(a) Pressure distribution at 93.3Hz



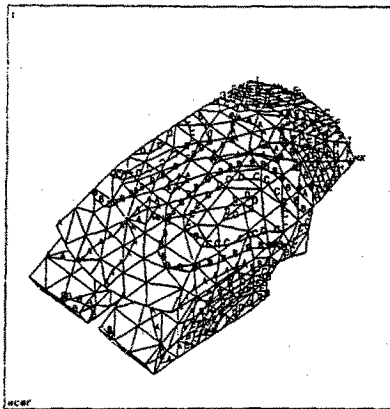
(b) Pressure distribution at 114.5Hz



(c) Pressure distribution at 118.8Hz

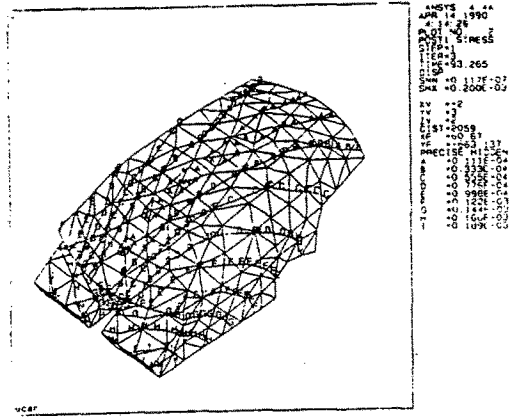


(d) Pressure distribution at 155.2Hz

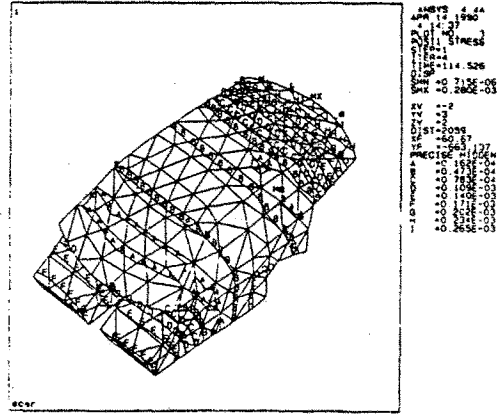


(e) Pressure distribution at 162.8Hz

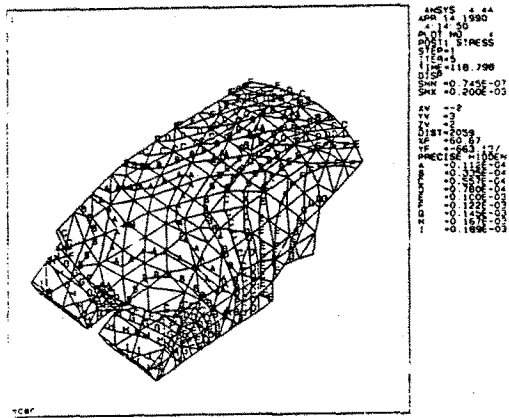




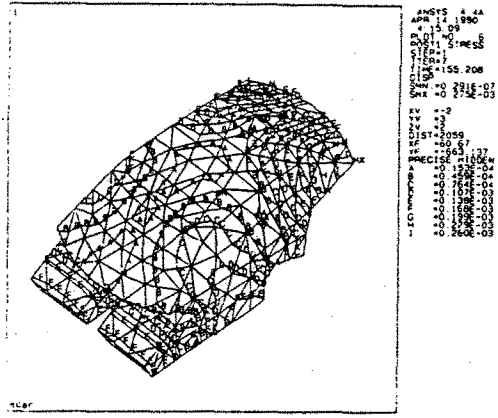
(f) Pressure distribution at 182Hz



(g) Pressure distribution at 186.2Hz



(h) Pressure distribution at 192.5Hz



(i) Pressure distribution at 196.2Hz

Fig.5 Pressure levels of a car cavity

Fig.6은 차실을 구성하는 경계판넬들에 대한 분할 요소모델을 보여주고 있다. 음향 고유 모우드가 존재하는 주파수에서 각각의 판넬들의 절점에서 구해진 음압값을 평가하여 대표값으로 정하고, 각각의 음향 고유 모우드에서 각 판넬별 음압이 높게 발생하는 빈도와 판넬간의 상대적 음압을 비교하여 판넬들의 기여도를 평가 하였다. Fig.7은 음향 고유 주파수에 따른 각 경계판넬들의 상대적 음압의 비교값을 보여준다.

그리고 위 해석결과들은 차문이나 창문의 실링(sealing) 효과와 차체의 연성효과를 고려하지 않고, 차실 공동의 형상과 경계판넬들의 감쇠효과

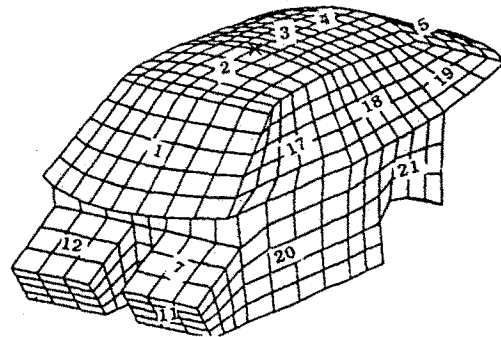
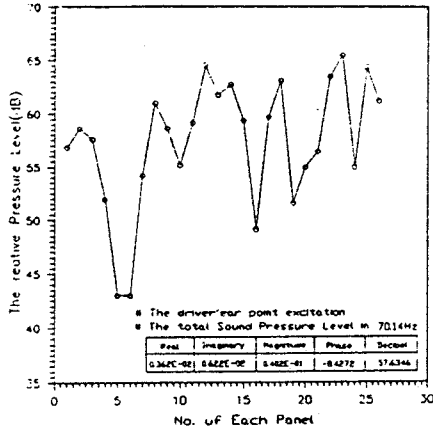
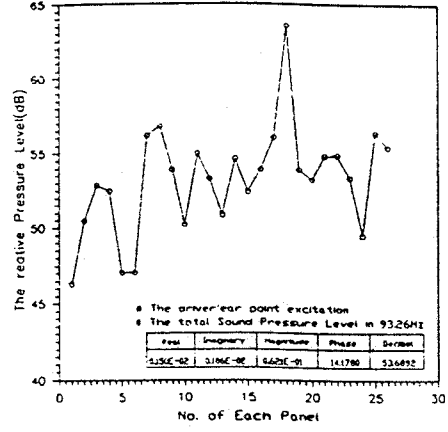


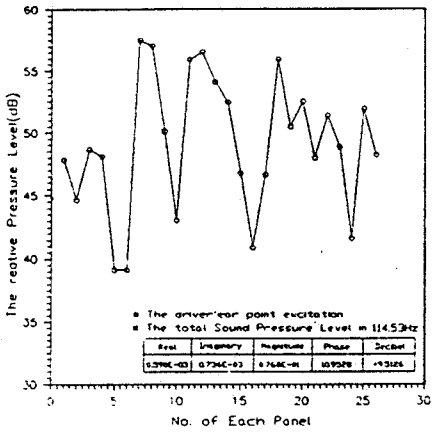
Fig.6 Boundary-panel mesh model of a car cavity



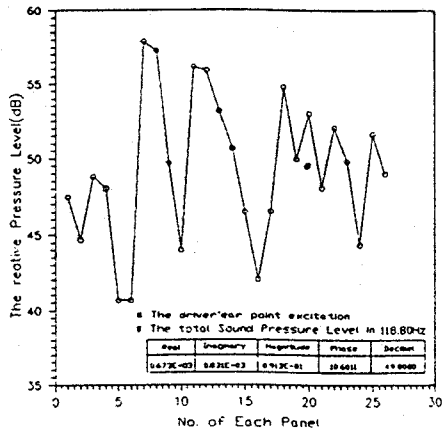
(a) The relative sound pressure level of each panels in 70.14Hz



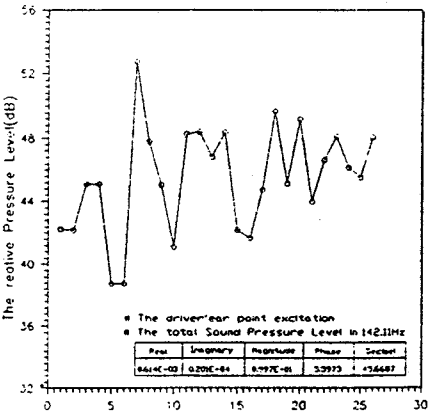
(b) The relative sound pressure level of each panels in 93.26Hz



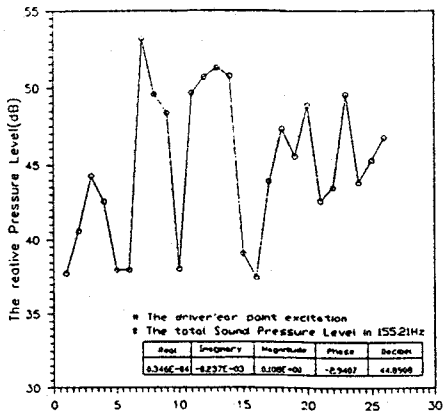
(c) The relative sound pressure level of each panels in 114.53Hz



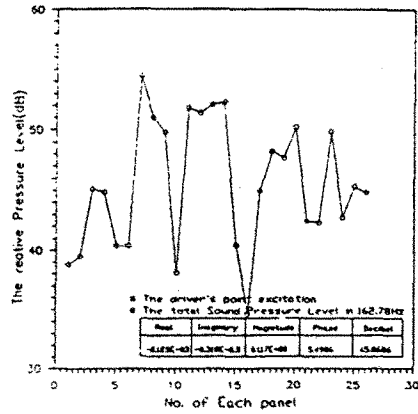
(d) The relative sound pressure level of each panels in 118.80Hz



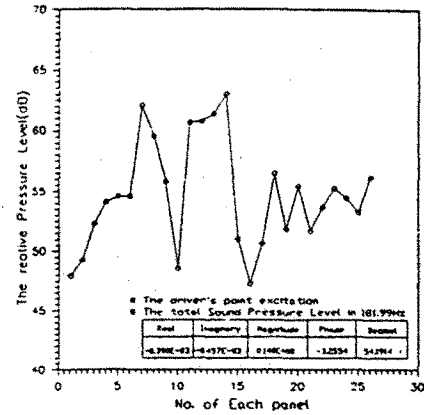
(e) The relative sound pressure level of each panels in 142.11Hz



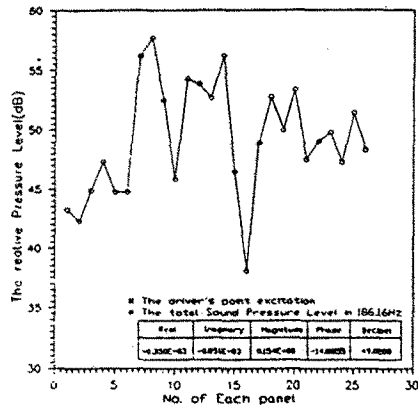
(f) The relative sound pressure level of each panels in 155.21Hz



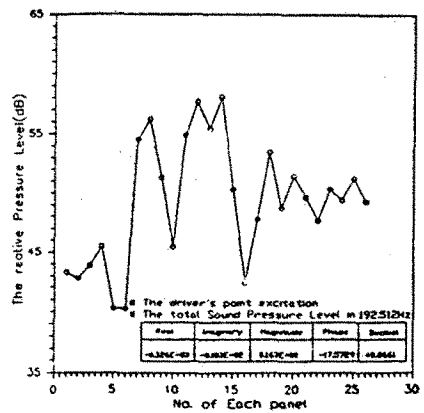
(g) The relative sound pressure level of each panels in 162.78Hz



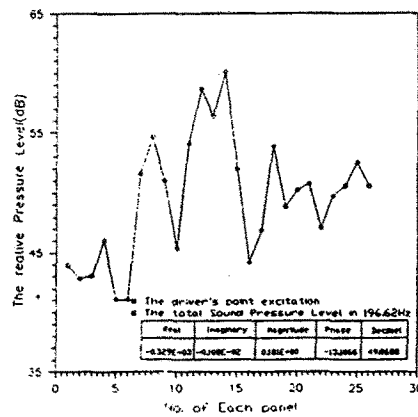
(h) The relative sound pressure level of each panels in 181.99Hz



(i) The relative sound pressure level of each panels in 186.16Hz

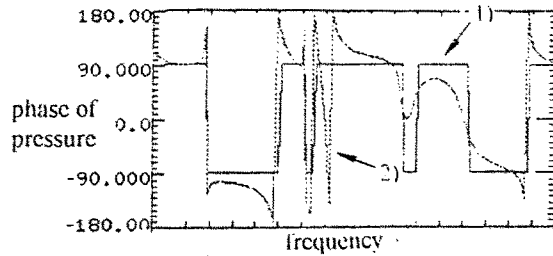


(j) The relative sound pressure level of each panels in 192.52Hz



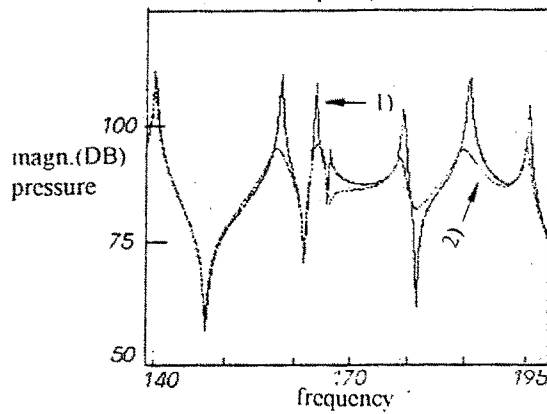
(k) The relative sound pressure level of each panels in 196.62Hz

Fig.7 Relative sound pressure level of each panel

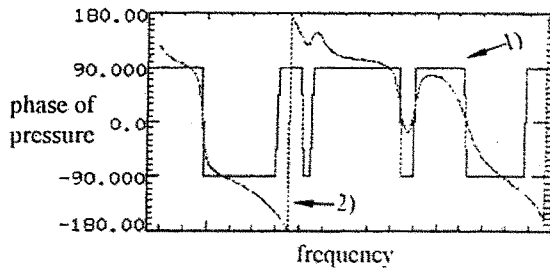


Boundary condition description

- 1) without absorbent material : all other boundaries are rigid
- 2) with absorbent material :  
\* Hypothesis  
absorbent material is isotropic and rigid fibers

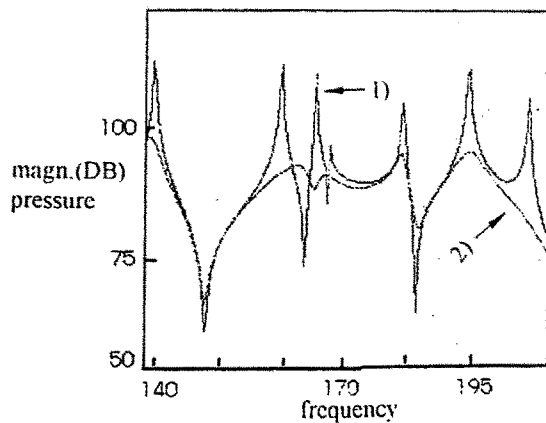


(a) Comparison rigid boundaries and absorbent material placed against the dash board



Boundary condition description

- 1) without absorbent material : all other boundaries are rigid
- 2) with absorbent material :  
\* Hypothesis  
absorbent material is isotropic and rigid fibers



(b) Comparison rigid boundaries and absorbent material placed against the dash board and the front panels

Fig.8 Comparison of rigid boundaries and absorbing material

만을 고려한 해석 결과이다. 위 결과에서 다양한 차실의 음향 고유 모드 발생시 앞쪽 판넬과 대쉬보드에 의하여 운전자 귀의 위치에 대한 소음 발생에 큰 기여도를 나타내고 있으며, 승객의 좌석 위치에서는 측면 뒷쪽 창문들에 의해 성가심을 많이 받는다고 판단할 수 있다. 따라서 이 판넬부위들에서 차음재 또는 흡음제를 붙이거나 진동을 억제하는 것이 실내소음의 저감을 위하여 바람직하다. 이 해석을 통하여 차실 판넬 부위 외에서도 특정 주파수별로 소음이 발생하는 부위에 대한 평가를 할 수 있다. 또한 다른 해석 방법으로 서론에서 언급한 강제 진동해석을 통한 판넬 기여도 해석을 할 수 있다. 이 해석방법은 경계판넬에 대하여 단위속도(unit velocity)값을 부여하여야 한다. 그러나 해석시 경계조건을 부여하는 경계판넬들의 면적을 일정하게 분할하여 해석해야 하는 번거로움이 있다.

따라서 음향 상호성 이론을 사용하여 판넬의 기여도를 해석하는 것이 보다 효율적이라고 할 수 있다. 판넬 기여도 해석을 통하여 얻은 결과를 토대로 가장 기여도가 큰 판넬에 대하여 흡음재나 차음재를 적용하여 실내 소음해석의 한 예를 Fig.8에 보여주고 있다. 이 해석은 앞쪽 판넬에 속도 경계조건을 주고 해석한 결과와 대쉬 판넬에 흡음재를 부착하여 운전자의 귀위치에서 예견한 실내소음 압력수준을 비교한 결과, 그리고 앞쪽 판넬부위의 방사되는 소음을 차음시키고 모서리 부위에 보강재(stiffener)를 부착시켜 소음 감소 해석을 한 예를 제시하고 있다.

### 3. 결 론

음향 고유 모드 해석을 통하여 각각의 음향 고유 모드에서 음압변화가 크게 느껴지는 위치를 파악할 수 있었다. 그리고 상호성 이론을 적용하여 차실을 구성하고 있는 경계판넬들이 차실 소음에 미치는 기여도 해석을 수행하였고, 특정 주파수에서 실내 소음 저감을 위한 흡음재나 차음재의 보강 위치를 파악할 수 있었으며, 실내 소음저감을 위하여 선택하여야 할 내장재들의 선정에 수학적 모델을 이용하여 비교할 수 있었

다. 또한 판넬 소음기여도를 평가하는데 있어서 강제진동을 통한 임의의 특정점에서의 음압변화를 검출하거나 진동판넬이 방사하는 음향 파워를 계산하는 것보다 상호성 이론을 이용한 판넬의 소음 기여도를 평가하는 것이 보다 용이하다는 결론을 얻을 수 있었다. 그리고 차후의 연구과제로는 차체와 차실에 대한 연성문제를 들 수 있다.

### 후 기

본 연구는 1992년도 아주대학교 정착연구비 지원으로 수행되었음.

### 참 고 문 헌

1. Jha, S.K., and Priede, T., "Origin of Low Frequency Noise in Motor Cars", Proceedings of the 14th FISITA Conference, London, pp.46-55, 1972.
2. Shuku, T., et al., "Reduction of Interior Car Noise by Control of Cavity Resonance," Proceedings of the 14th FISITA Conference, London, pp.56-62, 1972.
3. R.G. White, J.G. Walker, Noise and vibration, Ellis Horwood Limited., 1982.
4. Maurice Petyt, Introduction to finite element Vibration analysis, Cambridge Univ., 1990
5. Roy R. Craig Jr., Structural Dynamics, John Wiley & Sons. Inc., 1981.
6. K.J. Bathe, Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice Hall, Englewood Cliffs, 1982.
7. T. Kinsler, Lawrence E., Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons. Inc., 1982.
8. Frank Fahy, Sound and Structural Vibration, Academic Press Limited, 1985.
9. S.H. Kim, J.H. Kim, J.M. Lee, S.H. Choi, "A Study on the Acoustical and Vibrational Characteristics of a passenger car(I)", KSME, Vol. 10, pp.529-534, 1986.

10. S.H. Kim, J.H. Kim, J.M. Lee, "A Study on the Acoustical and Vibrational Characteristics of a passenger car(II)", KSME, Vol. 15, pp.824-833, 1991.
11. S.H. Kim, J.H. Kim, J.H. Lee, "A Study on the Acoustical and Vibrational Characteristics of a passenger car(III)", KSME, Vol. 16, pp.13-21, 1992.
12. Sung, S.H., Nefski, D.J., "A coupled Structural-Acoustic Finite Element model for vehicle Interior Noise Analysis", Trans. of ASME, Vol.106, 1982.