

승용차 차실모델의 진동 및 소음특성에 관한 연구

김 석 현*

A Study on the vibration and noise characteristics of vehicle compartment model

Seock Hyun Kim

ABSTRACT

It is desirable to predict the noise and vibration problems of a passenger car in its design stage for a better ride quality. Dominant frequencies of the noise inside a car range from about 50 Hz to 300 Hz and these are frequently caused by the coupling of the acoustic normal modes of the compartment cavity and structural modes of the body. In this paper, car interior noise problem is investigated in view of vibration-acoustic modes coupling and numerical simulation is performed on the interior noise. In the simulation, experimental modal data of the vehicle structure are utilized to improve the accuracy of the analysis. The results are in good agreement with those of experiment on a half scaled vehicle compartment model. Especially, strongly coupled modes can be predicted, which give useful informations to solve noise problems of real car at design stage.

1. 서 론

최근 자동차의 승차감 향상에 대한 요구가 증대됨에 따라 차체의 설계 단계에서 차실 소음의 특성을 예측하고 소음수준을 저감시키기 위한 많은 연구가 수행되어 왔다 [1-5]. 특히 에너지 절약을 위한 차체의 소형 경량화에 따르는 진동-소음 수준의 증가는 보다 능동적인

저감 대책을 요구하게 되었으며, 이는 자동차 뿐만이 아니라 항공기, 열차 등 여러 대중교통 산업의 공통적인 연구과제가 되고 있다.

차실내 소음특성은 많은 진동 및 소음원과 차체라는 극히 복잡한 진동계의 전달특성에 지배된다 [1, 4]. 차실 소음원은 크게 세가지로 구분되는데, 첫째, 엔진과 동력전달장치 및 흡배기 계통 등의 많은 소음원과, 둘째로 노면가진, 세째로는 고속주행시의 공기역학적인 소음

*강원대학교 기계공학과 조교수

원을 들 수가 있다. 또한, 진동-소음원 으로부터 차실내로의 전달경로에 따라 고체 전달과 공기전달 소음으로 구분된다. 고체 전달 소음은 엔진이나 노면으로부터의 진동이 차체를 통하여 차실벽을 진동시켜 실내로 방사되고, 공기 전달 소음은 진동 및 소음원으로부터 공기를 통하여 구멍이나 틈새로 들어가거나 차실벽을 투과하여 실내로 전달한다. 따라서, 차실 소음의 저감을 위하여는 진동-소음원의 제어와 함께 전달경로의 제어가 동시에 요구된다.

소음원 제어의 경우는, 각 요인별의 독립적인 연구를 통하여 진동-소음의 저감이 가능하다 [3, 4, 5] 그러나 전달경로의 제어 가운데서도, 특히 고체전달 소음의 경우는 승용차의 차체 및 차실전체의 진동 및 음향특성에 지배되므로, 문제가 생길 경우 그 해결이 매우 어려워진다. 이에 관하여 종래에는 차실의 음향모드 해석과 차체 진동 해석을 독립적으로 수행하여 그 결과를 설계에 이용하였으며 [6-8], 최근에는 대형 범용 프로그램을 이용하여 차체 진동에 의한 실내 소음을 예측한 연구결과도 보고되고 있다 [9, 10]. 또한 차실을 2차원화시킨 링모델에 대하여, 차실의 음향모드와 차실벽의 진동모드사이의 연성효과를 외력에 무관하게 결정할 수 있는 주인자를 추출하여 설계에 직접적으로 반영하는 방안도 연구된 바가 있다 [11]. 그러나 해석범위의 제한성, 모델링기술, 해석에 소요되는 시간 및 결과의 신뢰도에 있어서 해결되어야 할 많은 난제들이 여전히 남아있는 실정이다.

본 연구에서는 T.L. Richards의 2차원 차체구조의 링모델에 대한 구조-음향 연성계의 해석 [12]을 3차원 일반구조 음향계로 확장시켜, 구조-음향모드 사이의 연성관계를 진동 및 음향모드의 관점에서 해석하였고, 유한요소 해석이 어려운 경우에 해석의 신뢰도를 높이기 위하여 차체모델의 모드 시험 결과를 후처리(postprocessing)하여 차실 소음에 대한 수치해석에 이용하는 방안을 제시하였다.

개발된 프로그램을 이용하여 모델 차실의 소음을 수치 시뮬레이션 하였고, 이로부터 차실 소음에 심각한 문제를 발생시킬 수 있는 모드 사이의 연성관계를 규명함으로써 소음수준의 저감에 유용한 정보를 제공하였다.

2. 이론적 고찰

2-1 그린함수(green function)를 이용한 압력의 정식화

매질의 균질, 등방성 및 완전탄성과 미소진폭의 진동을 가정하고 점성과 열전도에 의한 에너지 손실을 무시하는 경우, 기체의 상태 방정식, 선형화된 연속방정식과 비점성 운동방정식으로부터 다음과 같이 음압 p 에 대하여 선형화된 파동 방정식을 얻을 수가 있다.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2-1)$$

여기서 c 는 파의 속도이다.

방정식 (2-1)과 경계조건에 의하여 음장내의 임의의 위치에서의 음압이 결정된다. 파동 방정식 (2-1)을 푸리에(Fourier) 변환 시킴으로써 주파수 성분에 대한 음압의 크기 P 를 다음의 헬름홀츠(Helmholtz) 방정식으로 결정할 수가 있다.

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = -\frac{\omega^2}{c^2} P \quad (2-2)$$

식 (2-2)의 해는 그린함수(Green function)를 이용하면 다음과 같은 형태로 표시할 수 있다. [13].

$$P(r) = \int_S \{ G(r, r_0) \frac{\partial P(r_0)}{\partial n_0} - P(r_0) \frac{\partial G(r, r_0)}{\partial n_0} \} dS_0 \quad (2-3)$$

여기서 그린함수 $G(r, r_0)$ 는 다음의 방정식을 만족시킨다.

$$\nabla^2 G(r, r_0) + k^2 G(r, r_0) = -\delta(r - r_0) \quad (2-4)$$

여기서, $k = \frac{\omega}{c}$

모드음향해석을 위해서 식 (2-3)에서 그린 함수를 다음과 같이 강체경계면을 갖는 공동의 음향모드 함수의 급수로 근사화 시킨다.

$$G(r, r_0) = \sum_n a_n(r_0) \phi_n(r) \quad (2-5)$$

여기서 음향모드 ϕ_n 은 다음의 고유치 문제로부터 결정된다.

$$\begin{aligned} \nabla^2 \phi_n + \eta_n^2 \phi_n &= 0 \quad \text{in } R, \\ \frac{\partial \phi_n}{\partial n} &= 0 \quad \text{on } S \quad (2-6, 7, 8) \\ \int_R \phi_i \phi_j dV &= S_{ij} \end{aligned}$$

그린 함수가 식 (2-4)를 만족시키는 조건과 음향모드 함수 ϕ_n 의 직교성을 이용하여 계수 a_n 를 구하면 식 (2-5)에서 그린 함수는 다음과 같이 결정된다.

$$G(r, r_0) = \sum_n \frac{\phi_n(r) \phi_n(r_0)}{\eta_n^2 - k^2} \quad (2-9)$$

여기서,

$$\eta_n = \frac{\omega_n}{c}$$

또한, 식 (2-5) 과 (2-7)에서

$$\frac{\partial G(r, r_0)}{\partial n_0} = 0 \quad (2-10)$$

그러므로 식 (2-3)은 다음과 같이 표시된다.

$$P(r) = \int_S G(r, r_0) \frac{\partial P(r_0)}{\partial n_0} dS_0 \quad (2-11)$$

따라서 음향공동의 모드 특성과 경계면상에서의 압력홍배의 법선성분이 주어지면 음장내 입

의 위치에서의 압력이 결정된다. 경계면의 흡음성을 무시할 때, 경계면의 조화 운동에 의한 압력홍배를 고려하면 다음의 경계조건을 얻을 수가 있다.

$$\frac{\partial P(r_0)}{\partial n_0} = \rho \omega^2 X(r_0) \quad (2-12)$$

여기서, $X(r_0)$ 는 경계면의 조화운동에 의한 변위의 외향 법선 성분이며, 경계면의 구조진동 모드 함수의 급수로 전개할 수가 있다. 식 (2-12)를 (2-11)에 대입하면, 음압은 다음과 같이 표시된다.

$$P(r) = \rho \omega^2 c^2 \sum_n \frac{\phi_n(r)}{\omega_n^2 - \omega^2} \int_S \phi_n(r_0) X(r_0) dS_0 \quad (2-13)$$

2-2 경계면의 진동

식 (2-13)에서 볼 수 있듯이, 경계면의 진동에 의한 내부압력의 정식에서는 경계면의 조화운동의 법선 성분을 필요로 한다.

차체와 같이 복잡한 구조물의 경우는 유한요소 해석이나 모드 시험을 통하여 유한개의 절점의 진동 특성을 결정하고 보간 함수를 이용하여 경계면의 운동을 기술할 수가 있다. 일반적으로 절점의 운동은 다음의 행렬방정식으로 표시된다 [14].

$$[M]\{u(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t)\} \quad (2-14)$$

여기서 $[M], [C], [K]$ 는 각각 구조계의 질량, 감쇠, 강성행렬이며 $\{u(t)\}, \{\dot{u}(t)\}, \{\ddot{u}(t)\}$ 는 각 절점의 변위, 속도, 가속도 벡터를 나타내고 $\{F(t)\}$ 는 절점에 작용하는 동적하중이다.

식 (2-14)로 표시되는 경계면의 진동은 감쇠행렬 $[C]$ 의 특성에 따라 여러 형태의 운동으로

나타난다. 즉, 일반적인 점성감쇠의 경우는 복소모드(Complex mode)의 급수로 전개되며 비례감쇠의 경우에는 비감쇠계의 실모드(Real mode)로써 진동특성을 기술할 수가 있다. 차체와 같은 대규모 고유치 문제에서는 감쇠특성의 모델이 모호하고 복소모드 해석에 요하는 계산시간이 막대하므로 비례 감쇠모델을 사용하는 것이 보통이다. 이 경우경계면의 절점변위는 전개정리(Expansion theorem)로부터 다음과 같이 표시된다.

$$\{u\} = \sum_j \{u_j\}^T \frac{\{F\}}{(\lambda_j^2 - \omega^2)} \{u_j\} \quad (2-15)$$

여기서 변위의 모드벡터 $\{u_j\}$ 는 다음의 직교성을 만족시킨다.

$$\begin{aligned} \{u_i\}^T [M] \{u_j\} &= \delta_{ij} \\ \{u_i\}^T [K] \{u_j\} &= \lambda_j^2 \delta_{ij} \end{aligned}$$

여기서 λ_j^2 는 구조진동계의 고유 진동수이다.

경계면 변위의 법선성분 $X(r_0)$ 은 절점 변위로부터 법선성분으로의 변환행렬 $[T]$ 를 사용하면 다음과 같이 결정될 수 있다.

$$X(r_0) = [Ns] \{X\} = [Ns] [T] \{u\} \quad (2-16)$$

식(2-15)와 (2-16)에서

$$X(r_0) = \sum_j \{u_j\}^T \frac{\{F\}}{(\lambda_j^2 - \omega^2)} X_j(r_0) \quad (2-17)$$

2-3 음압의 유한요소 정식화

음향모드 ϕ_i 는 유한 요소 해석 결과를 이용하면 다음과 같이 표시된다.

$$\phi_i(r) = [Na] \{\phi_i\} \quad (2-18)$$

식(2-10) ~ (2-18)을 식(2-13)에 적용하면 내부음압이 다음과 같이 결정된다.

$$P(r) = \rho \omega^2 c^2 \sum_j \sum_j \phi_i(r) \frac{C_{ij} \{u_j\}^T \{F\}}{(\Omega_i^2 - \omega^2)(\lambda_j^2 - \omega^2)} \quad (2-19)$$

$$\begin{aligned} &= \rho \omega^2 c^2 \sum_i \frac{\phi_i(r) \sum_j \{u_j\}^T \{F\} C'_{ij}}{(\Omega_i^2 - \omega^2)} \\ &- \rho \omega^2 c^2 \sum_j \frac{\{u_j\}^T \{F\} \sum_i \phi_i C'_{ij}}{(\lambda_j^2 - \omega^2)} \end{aligned} \quad (2-20)$$

$$C_{ij} = \int S \phi_i(r_0) X_j(r_0) dS_0 \quad (2-21)$$

$$C'_{ij} = \frac{C_{ij}}{\lambda_j^2 - \Omega_i^2} \quad (2-22)$$

여기서 Ω_i 는 음향계의 고유진동수로서, 구조계의 고유진동수 λ_i 와의 구별을 위하여 새롭게 표시하였다.

식(2-21)과 (2-22)의 C_{ij} 와 C'_{ij} 은 구조진동모드와 음향모드 사이의 연성관계를 표시하는 변수이다. 즉, 식(2-20)에서 주파수 영역내에서의 내부 압력 스펙트럼은 구조 고유진동수와 음향 고유진동수에서 피크를 보인다. 피크의 크기는 측정위치에서의 음향모드의 값, 가진력의 크기 및 가진위치에서의 진동 모드벡터의 크기, 구조 및 음향계의 복소 고유치 λ_i 및 Ω_i 그리고 C'_{ij} 에 지배되는 것을 알 수가 있다. 특히 C'_{ij} 의 피크패벨에 대한 영향은 외부하중 조건이나 내부의 측정위치에 무관하게 경계면의 구조 진동모드와 음향모드의 결합도 및 두 모드간의 고유진동수의 근접도에 의해서만 결정된다.

따라서, 이들 연성계수는 가진력의 스펙트럼이나 가진위치의 복잡성등으로 진동 및 소음 응답에 대한 명확한 해석이 어려운 자동차구조의 경우, 차체 진동에 의한 내부소음의 특성을 예측하고 그 저감대책을 세우는데 있어 중요한 인자로 활용될 수가 있다.

3. 차실모델의 유한요소해석

음향공동의 음향모드와 공명주파수는 다음의 음향고유치 문제로부터 결정된다.

$$[[Ka] - \omega^2[Ma]]\{\phi\} = \{0\} \quad (3-1)$$

$$[\phi]^T [Ma] [\phi] = [I] \quad (3-2)$$

식 (3-1) 과 (3-2)를 3 차원 차실 형상의 문제에 대해 풀기위해서, 앞서 개발된 구조음향계의 전용해석프로그램인 ACSTAP을 이용하였다 [15].

본 연구에서는 Fig.1, 2의 단순화된 차실 모델에 관하여, 유한요소 해석을 통하여 음향 모드 정보를 결정하고 음향공진 실험에 의한 결과와 비교하였다.

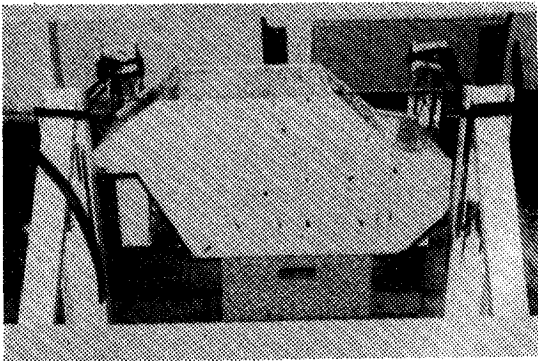


Fig.1 Vehicle compartment model

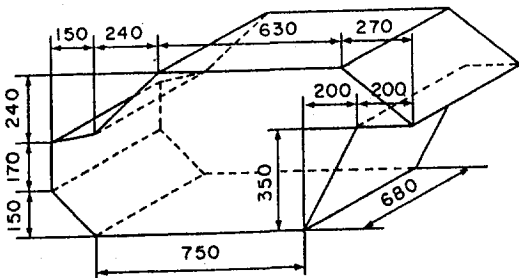


Fig.2 Dimension of compartment cavity(unit:mm)

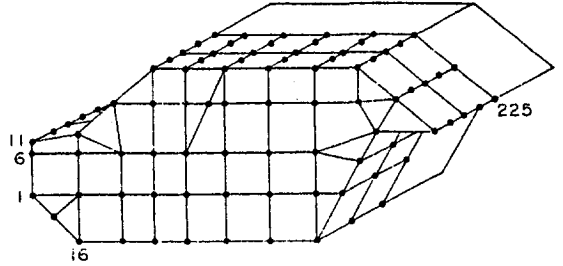


Fig.3 Acoustic finite element model.
(half model; 225 nodes/90 isoparametric elements)

Fig. 3은 차실모델의 유한요소 모델이다. 차실모델이 좌우동형이므로 반모델 (half model)을 사용할 수가 있다. 그 결과 결정되는 음향모드는 대칭 및 반대칭형 (symmetric/antisymmetric modes)으로 구분된다.

차실모델의 음향 공명주파수 및 모드측정은 Fig. 4의 정현파 가진장치를 이용하였다.

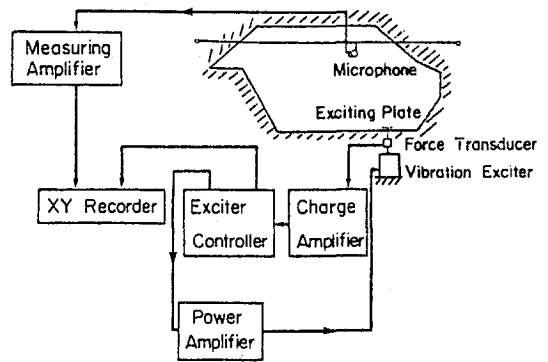


Fig.4 Experimental set-up for measuring acoustic normal modes and frequencies (sinusoidal excitation test)

Table 1은 계산 및 실험으로 결정된 차실 모델의 공명주파수를 표시하고, Fig. 5는 유한요소 해석을 통한 음압모드와 공명주파수를

Table 1 Acoustic normal frequencies of vehicle compartment model by 3-D analysis [Hz]

(S : symmetric mode A : antisymmetric mode)

3-D Mode No.	FEM	Exp	Mode Trpe
0	0.0	0.0	S
1	172.5	177	S
2	250.0	257	A
3	300.2	303	S
4	303.8	309	A
5	335.1	336	S
6	390.7		A
7	417.8		A
8	431.9		S
9	476.5		S
10	499.7		A

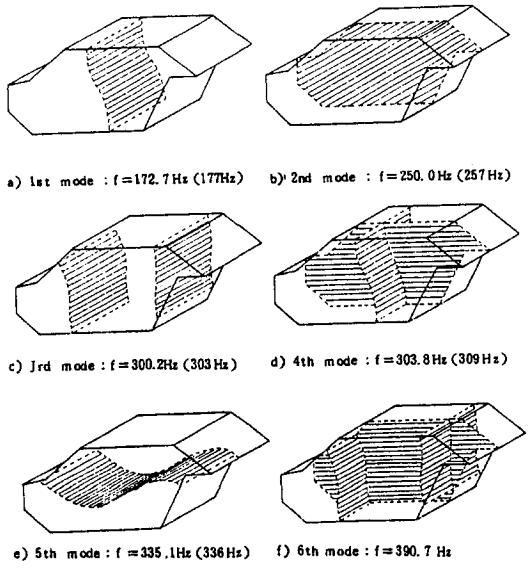


Fig.5 Acoustic modes by FEM.

보인다. 표시된 면은 음향모드의 절면 (Nodal plane)을 의미하며, 괄호안은 실험치를 나타낸다. 실험치가 계산치보다 오히려 높게 나온것은 측정계이불과 가진구멍등 실험을 위하여 불가피한 틈새의 영향으로 보인다. 그러나 두 결과가 상당히 일치하므로 구조-음향 결합계의 해석에 신뢰성을 기대할 수 있다.

4. 차실벽의 구조진동해석

4-1 실험의 개요

내부소음의 수치시뮬레이션에 요구되는 모델 차실의 경계면 진동의 정확한 모드를 구하기 위하여, Fig.6의 랜덤가진 시험을 수행하였다.

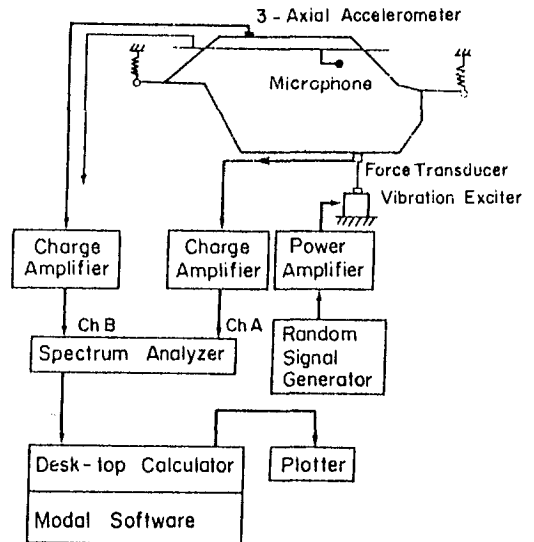


Fig.6 Experimental set-up for modal testing and measuring structural acoustic FRF of car model.

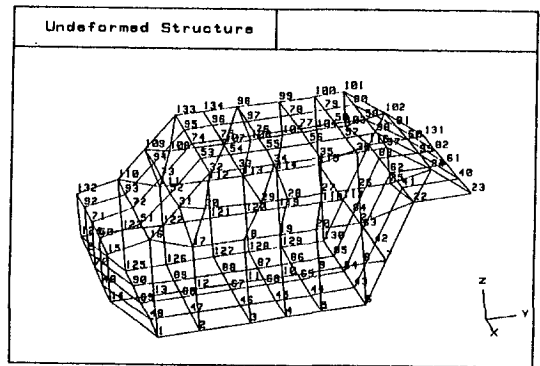


Fig.7 Measurement points of modal testing. (excitation; point #68)

Fig. 7과 같이 134개의 위치를 선정하여 가진력 및 측정가속도 사이의 주파수 응답 함수를 2채널 FFT분석기로 결정한후 컴퓨터로 전송시켜 모드변수 추출작업 및 그래픽 처리를 수행하였다.

4-2 차체진동의 모드 변수추출

앞에서 측정 처리된 계의 주파수 응답함수로부터 차체구조의 모드 변수를 추출하기 위하여 다음과 같이 이론적으로 설정된 계의 주파수 응답함수와 실험에 의한 결과와의 사이에 피팅작업이 요구된다.

이산화된 선형 구조계의 운동은 앞의 식 (2-14)로 결정된다. 양변을 라플라스변환 시킴으로써 s 평면상에서의 입력 가진과 출력 변위와의 관계가 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{Bmatrix} X_1(S) \\ X_2(S) \\ \vdots \\ X_n(S) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} h_{11}(S) & h_{12}(S) & \dots \\ h_{21}(S) & & \\ \vdots & & \\ h_{n1}(S) & & \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1(S) \\ F_2(S) \\ \vdots \\ F_n(S) \end{Bmatrix} \quad (4-1)$$

여기서 $h_{ij}(S)$ 는 j -절점의 입력가진에 대한 i -절점의 변위사이의 전달함수로서 다음과 같이 표시된다.

$$h_{ij}(S) = \frac{b_1 s^{2n-1} + b_2 s^{2n-3} + \dots}{a_1 s^{2n} + a_2 s^{2n-1} + \dots} + \frac{b_{2n-3} s + b_{2n-2}}{a_{2n-1} s + a_{2n}} \quad (4-2)$$

식 (4-1, 2)을 정리하면 전달행렬 $[H(S)]$ 는 다음과 같이 모드 변수로써 표시할 수 있다.

$$[H(S)] = \sum \left[\frac{r_k}{2_j(S-p_k)} + \frac{r_k}{2_j(S-p_k)} \right] \\ [r_k] = A_k \{U_k\} \{U_k\}^T \quad (4-3)$$

$$p_k = -\sigma_k + i\omega_k$$

여기서 σ_k, ω_k 는 계의 고유감쇠비와 고유진동수이며, $\{U_k\}$ 는 모드벡터이다.

식 (4-3)의 $[H(S)]$ 는 모든 행과 열이 고유벡터에 비례하는 특성을 갖게 되어, 보통 하나의 행이나 열에 대한 전달함수를 실험으로부터 측정하여 피팅하게 된다. 식 (4-3)의 전달함수의 해석적 모델과 측정에 의한 주파수 응답함수 사이의 피팅을 위하여 많은 알고리즘이 제안되고 있다.

본 연구에서는 자유도수가 상당히 크고, 문제의 주파수 범위내에서 많은 공진피크 (50여 개이상)가 존재하는 점과 감쇠비가 비교적 작게 측정 (0.2~0.9%) 되는 것을 고려하여, 다음과 같이 단일 모드에 대한 다항 곡선피팅 (Polynomial curve fitting) 방식을 사용하였다 [16]. 이 경우 식 (4-3)에서 각각의 피크를 다음과 같은 단일 모드로 처리하여 모드 변수 σ_k, ω_k 및 $\{U_k\}$ 를 추출하게 된다.

$$h(\omega) = \frac{R_2 S + R_s \sigma_k + R_1 \omega_k}{s^2 + 2\sigma_k s + \sigma_k^2 + \omega_k^2} + A_0 + A_1 S + A_2 S^2 \\ S = j\omega \quad (4-4)$$

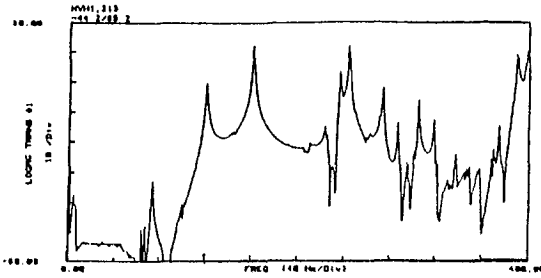
$$r_k = R_1 + jR_2$$

A_0, A_1, A_2 는 잔류함수의 계수이다.

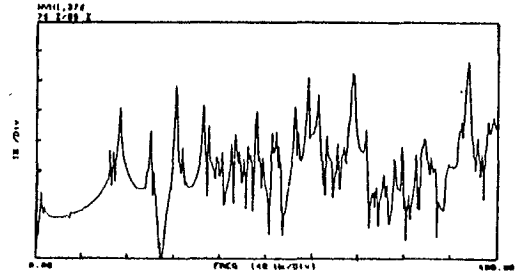
4-3 진동 모드 실험의 결과

먼저 경계면 진동의 전반적인 특성을 관찰하기 위하여 몇가지 대표적인 위치에서 가속도 응답의 주파수 특성을 측정한 결과가 Fig. 8에서 보여진다.

Fig. 8의 a)는 보요소상에서의 가속도 응답이므로 전체변형 모드가 지배적으로 나타나고 있다. b)는 평판상에서의 응답으로 국부변형을



a) Measurement at #44 (-z)

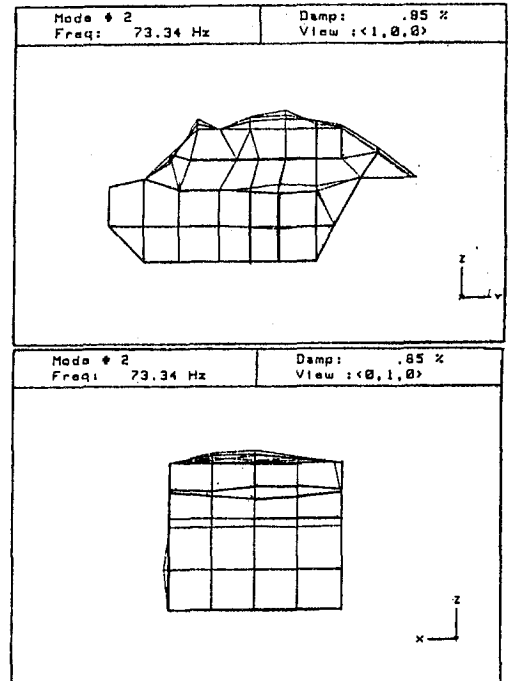
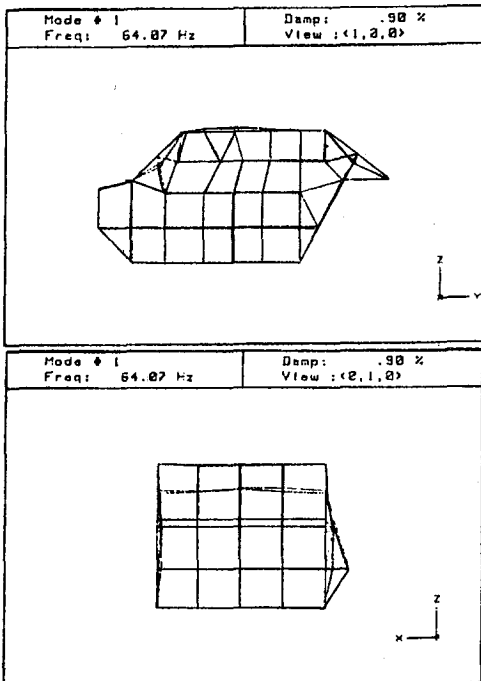


b) Measurement at #75 (+z)

Fig.8 FRF(inertance) of the wall of cavity model.

포함하는 많은 평판의 휨모드를 보인다. 이러한 주파수 특성은 기존에 발표된 실차에 대한 실험결과와 유사하다[5]. 다만, 예상된 바와같이 실차에 비하여 각 모드의 감쇠비가 매우 작게 나오는 것이 다르다. 따라서 앞서 해석한 차실의 음향 주파수특성을 고려할 때 본 연구의 차실 모델에 대한 진동-소음해석의 방법 및 결과는 실차에도 동일하게 적

용가능한 것으로 본다. Fig.8에서 관찰할 수 있듯이 0-400 Hz의 주파수 영역에서 존재하는 경계면의 진동모드는 무려 50여개에 이르며, 이들이 차실의 음향모드와 연성되어 내부 소음 특성을 지배하게 된다. 그러나 이러한 진동모드가 모두 내부소음에 기여하는 것이 아니며, 이점은 설계단계의 유한요소 해석에서 주목해야할 사항이다.



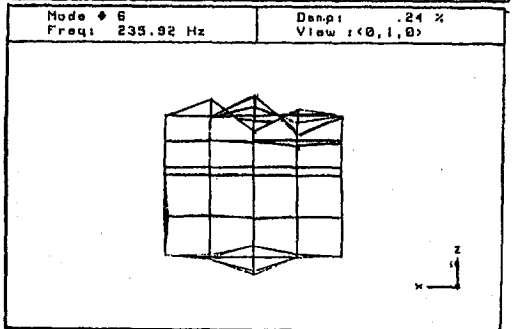
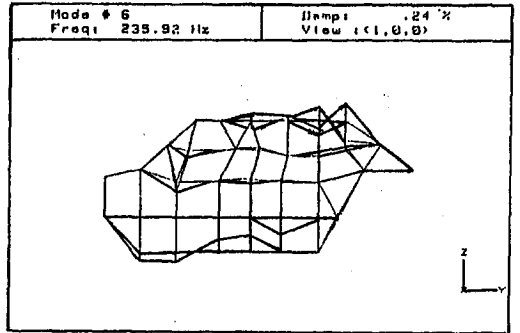
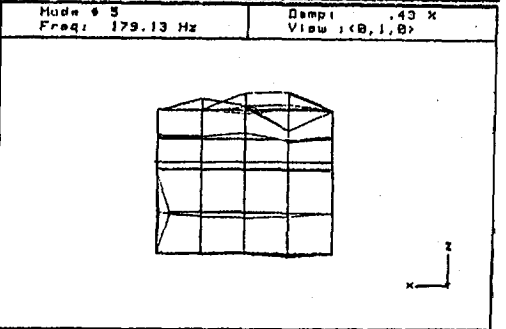
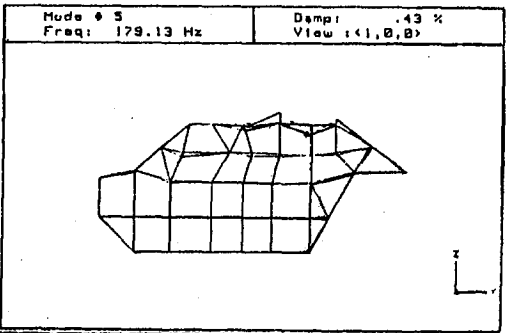
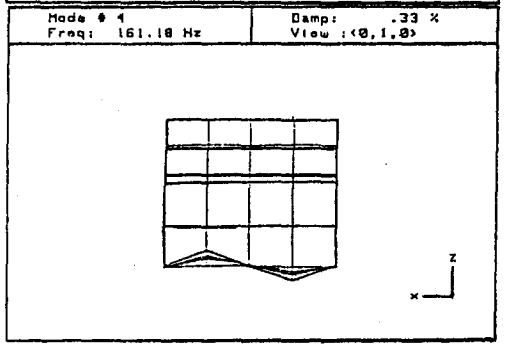
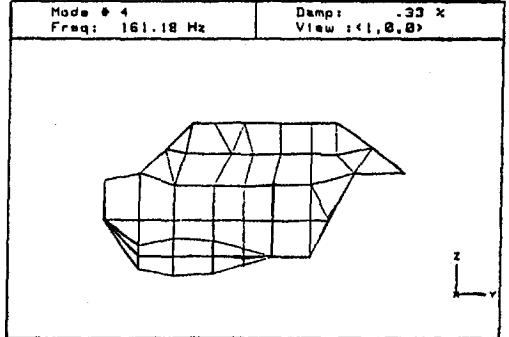
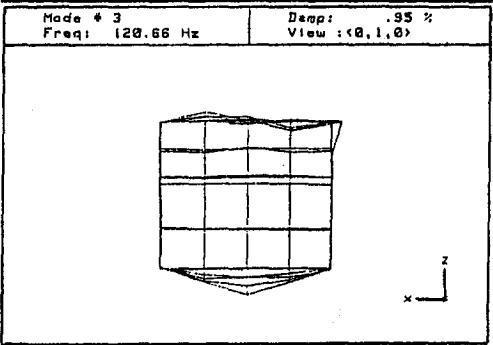
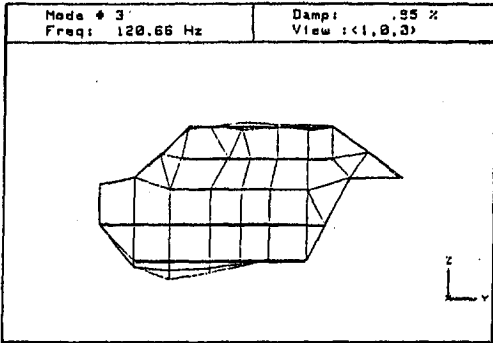


Fig.9 Structural modes of cavity wall.

본 실험에서는 랜덤가진에 의한 내부소음의 주파수 특성을 검토하여 국부변형으로 예상되는 진동 모드를 제외한 25개 정도의 피크에 대하여 4-2의 피팅작업을 통하여 진동 모드를 확인하였다. 이 중 소음에 크게 영향을 주는 7개의 공진모드를 Fig 9에 보인다. Fig 9에서 주어지는 진동모드변수들은 유한요소 해석 결과와는 달리 모델의 실제 특성을 나타내므로, 내부소음해석의 자료로서 충분한 신뢰도를 갖는다. 따라서 설계 단계에서의 유한요소 모델링의 적합성에 관계없이 시작차의 시험단계에서의 진동-소음 문제의 해결을 위해서는 이러한 연구가 매우 효과적이다.

5. 차체 진동-차실 음향 연성계의 해석

5-1 수치시뮬레이션의 개론

내부음압은 앞에서 검토된 바와같이 식 (2-19)~(2-22) 으로 표시 될 수가 있다. 식 (2-20)의 내부압력을 계산하기 위하여는 먼저 정확한 음향 및 구조진동모드가 전제되어야 한다. 또한 경계적분 방식과 제한된 주파수 범위 안에서 몇차까지 음향 및 구조 진동모드를 고려할 것인가가 선택되어야 하며, 피크 레벨의 정확도를 위하여 정확한 감쇠비의 결정이 요구된다. 따라서 신뢰할 수 있는 측정치의 활용이 어려운 설계단계에서 이들의 조건을 모두 충족시키는 것은 용이하지 않다. 그러나 모드시험에 의한 진동-음향 연성계의 주파수 특성을 검토한 바에 의하면, 실제로 심각한 문제는 몇개의 진동모드에 의하여 지배되며 이는 음향모드와의 연성 및 가진조건에 좌우되는 것으로 나타났다 [15]. 따라서, C_{ij} 의 계산을 먼저 수행한 후 미약한 연성을 보이는 모드들을 압력의 계산에서 제외시킴으로써 계산 과정을 상당히 단축시킬 수가 있다. 이는 자동차와 같이 형상 및 경계조건이 좌우 대칭에

가깝고 하중조건이 복잡한 경우의 소음해석에서 특히 유리하다. 즉, 차체의 반대칭 진동모드와 차실의 음향모드, 대칭 진동모드와 반대칭 음향모드사이의 연성계수는 영으로 계산되며 따라서 이종의 모드사이의 연성은 발생하지 않는다. 본 연구에서는 국부 진동모드를 제외한 7개의 지배적인 경계면의 진동모드와 강제모드가 포함된 8개의 음향모드로써 연성계의 특성을 검토하였다.

고유진동의 감쇠비는 실험치를 사용하였고, 음향모드의 감쇠비는 0.5%로 가정하여 식 (2-19)의 복소고유진동수의 감쇠항으로 사용하였다.

5-2 수치해석을 위한 프로그램

차실내의 압력을 표시하는 식 (2-20) 을 계산하기 위하여 개발된 수치 시뮬레이션 프로그램은 앞에서 언급된 음향유한요소 프로그램을 모체로하여 Fig.10 과 같이 구성된다.

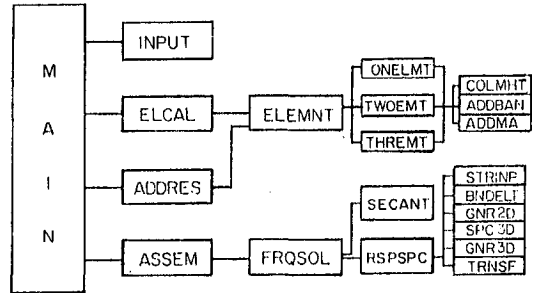


Fig.10 Block diagram of numerical simulation

구성도의 부프로그램 “INPUT”에서 “ASSEM”까지의 기능은 기존의 구조해석 범용프로그램과 유사하게 입력데이터로부터 계의 음향 질량 및 강성행렬을 구성하게 된다 [14]. “FRQSOL” 이하의 부프로그램에서는 일반적인 고유치문제를 해석하고 구조진동의 모드 변수를 입력받아 모드 합성법을 이용하여 구조-음향계의 주파수 응답해석을 수행하게 된다. 따라서 실제의 수치해석에서 이 부분의 작업

이 대부분 계산시간을 차지하게 된다. 고유치 및 고유벡터의 계산은 "DETERMINANT SEARCH" 방법으로 수행된다. 고유치 문제가 끝난후 선택에 따라 부프로그램 "RSPSPC" 에서 주파수 응답해석을 할 수가 있다.

"STRINP"으로 구조의 유한요소 해석이나 모드 시험에 의한 차실벽의 진동특성이 입력되고, "BNDELTA"를 통하여 경계면 요소에 대한 입력자료가 발생되면, 일반적인 2-D, 2-D를 이용한 3-D해석과 일반적인 3-D의 구조-음향계에 대한 수치해석이 수행된다. 이 과정에서 구조 진동 및 음향모드사이의 연성계수가 계산되며, 경계면의 소음에 대한 기여도도 출력된다. 한편, 주파수 범위와 가진 및 측정위치가 주어지면, 이에 대한 내부소음의 주파수 응답함수가 계산될 수도 있다.

6. 수치시뮬레이션의 결과

6-1 구조-음향 연성계수

4-3에서 결정된 주요진동모드는 5개의 대칭형과 2개의 반대칭형으로 구분되었고, Fig. 5에서 차실음향모드는 5개의 대칭형과 3개의 반대칭형으로 나타났다. Table 2는 7개의 진동모드와 8개 음향모드 사이의 연성계수를 계산한 결과이다. 연성계수 C_{ij} 나 C_{ij}' 은 그 정의에 따라 다른형의 모드 사이에서 영으로 계산되고, C_{ij}' 의 절대치가 소음피크의 크기를 지배하게 된다. C_{ij} 의 계산치를 보면 2, 3, 5, 6차 진동모드들이 0차(강체) 및 1차 음향모드와 크게 연성되어 있고, 다른 모드사이의 연성은 비교적 작게 나타나고 있다.

특히 $C_{0,2}'$, $C_{0,3}'$, $C_{0,13}'$, $C_{0,15}'$ 및 $C_{0,16}'$ 은 상대적으로 매우 큰 값을 보인다. 따라서 노면가진과 같이 광역의 주파수 성분으로 가진되는 경우 이러한 진동 및 음향모드들이 소음레벨을 지배할 것으로 예상되며, 이는 실험으로 확인된다.

Table 2 Acoustic-structural coupling coefficients
 $C_{ij}, C_{ij}' \setminus 10E-05$

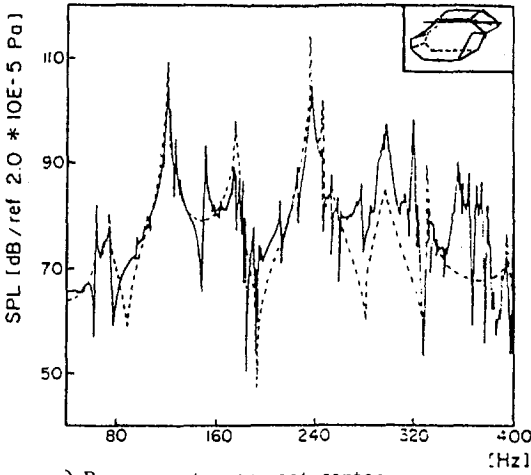
structu- -ral acoustic	1	2	3	4	5	6	7
0(0Hz)	.0	-22.0	39.5	.0	-6.9	37.7	28.5
	.0	-10.4	6.9	.0	0.6	1.7	1.2
1(172.7)	.0	-16.9	87.0	.0	11.9	54.7	-4.5
	.0	1.8	14.0	.0	13.3	5.4	-0.4
2(250.0)	-63.3	.0	.0	36.4	.0	.0	.0
	2.8	.0	.0	-2.5	.0	.0	.0
3(300.2)	.0	20.8	0.6	.0	10.3	28.8	24.7
	.0	-0.6	0.02	.0	-0.5	-2.1	-2.1
4(303.8)	-48.2	.0	.0	34.9	.0	.0	.0
	1.4	.0	.0	-1.3	.0	.0	.0
5(335.1)	.0	73.2	17.8	.0	1.0	-31.9	4.3
	.0	1.7	0.5	.0	0.03	1.4	-0.2
6(390.7)	41.7	.0	.5	-1.6	.0	.0	.0
	-0.7	.0	.0	0.03	.0	.0	.0
7(432.6)	.0	38.2	105.5	.0	-6.8	-61.4	-11.2
	.0	0.5	1.6	.0	8.1	1.2	0.2

6-2 실내소음의 주파수 특성

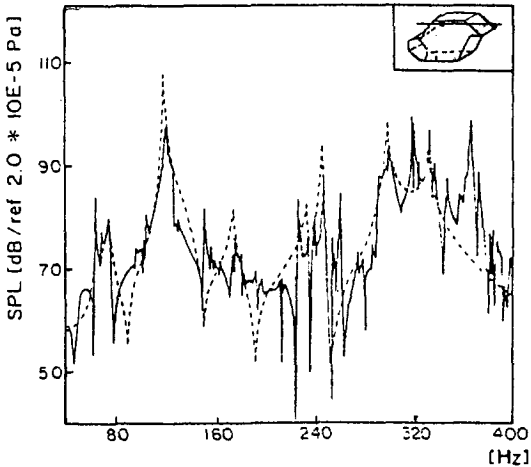
식(2-20)에 의하여, 단위하중으로 가진할때의 정상상태 응답을 수치 시뮬레이션과 실험을 통하여 비교해 보았다.

Fig. 11은 차실바닥 앞중앙(Fig. 7의 절점 # 68)을 1N의 힘으로 주파수를 변화시키면서 가진할 때, 운전자 및 승객위치에서의 소음응답을 보인다. 전체적인 소음의 크기와 주파수의 특성은 두결과가 대체적으로 일치함을 보인다.

특히, 120.7 Hz와 236 Hz의 소음피크는 큰 레벨을 보이는데, 이것은 Table 2에서 $C_{0,3}'$, C_{13}' 과 C_{16}' 이 큰값을 가짐과 동시에, 가진위치가 3차 및 6차 진동모드의 배(Anti node) 부근이 되기 때문이다. $C_{0,2}'$ 과 C_{15}' 도 큰값으로 나왔으나, 가진위치가 이들에 관련된 2차 및 5차 진동모드의 절점(Node)부근이 되어 작은 피크를 보이고 있다. 그러나 가진위치에 따라 이들 모드도 큰 공진소음을 발생시킬 가능성은 있다.



a) Response at rear seat center



b) Response at front seat center

Fig.11 Acoustic response to 1 N sinusoidal
(excitation at #68 point of Fig.7).
(... numerical, — experimental)

한편, 수치시물레이션에는 몇개의 주요 진동모드만으로 해석했기 때문에 실험에서 관찰되는 소음피크가 누락된 것이 있다. 이는 음향 모드의 절면(nodal plane)이 정확하게 측정 위치를 지나지 않을 수도 있기 때문이기도 하며 특히 해석에서 사용한 감쇠비의 오차는 피크의 크기 오차로 바로 반영된다. 실차의 경우 이러한 문제는 더 많은 진동모드의 사용과 감

쇠특성에 대한 실험결과와 활용으로 어느정도 해결될 것으로 예상된다.

7. 결 론

연성계수에 의하여 구조 진동모드와 음향 모드 특성 사이의 관계를 규명함으로써 가진력이나 측정위치에 무관하게 실내 소음특성을 평가 할 수가 있었다.

음향유한요소 해석을 통하여 상당히 정확한 차실모델의 음향모드를 구할수가 있었으며, 모드 시험으로 구한 진동모드데이터를 연성해석에 사용함으로써 구조 유한요소 해석에서 발생하는 어려움을 피할 수 있었다. 수치시물레이션에 의한 소음특성과 실험결과가 잘 일치함을 보여 소음특성의 예측 및 그 저감에 유용한 정보를 제공할 수가 있었다. 실차에 적용될 경우, 사용하는 진동모드수를 늘리고 실험으로 측정되는 모드 감쇠비의 값을 사용함으로써 시물레이션 오차를 더욱 줄일 수 있을 것으로 기대된다.

REFERENCE

1. T.Pride, "Origins of automotive vehicle noise", J. of Sound and Vib, vol. 15, 1971
2. J. A. Raff, R. D. H. Perry, "A Review of vehicle noise studies carried out at the institute of sound and vibration research with a reference to some recent research on petrol engine noise", J. of Sound and Vib. Vol. 28, 1973
3. A. Yoshida, Y. Susuki, Y. Susuki, "Analysis on the improvement of vibration and acoustic characteristics of automobiles", SAE 740950

- 4 S. K Jha, "Characteristics and sources of noise and vibration and their control in motor cars", J. of Sound and Vib. Vol. 47, 1976
5. 현대 자동차 기술 연구소 연구 보고-1985 "차체 하부구조물의 정특성과 승용차의 노면 가진에 의한 소음 및 차체진동 저감에 관한 연구 II", 서울대학교 생산기술연구소
6. H. Sakamoto, K. Yazak, M. Fukushima, "Reduction of automobile booming noise using engine mountings that have an auxiliary vibrating system", SAE810399
7. A. Craggs "The Use of simple 3-D acoustic finite elements of determining the natural modes and frequencies of complex shaped enclosures", J of Sound and Vib. 23, 1972
- 8 S. H. Sung, "Automotive applications of 3-D acoustic finite elements", SAE 810397
9. L. J. Howell, "Power spectral density analysis of vehicle vibration using the NASTRAN computer program", SAE 740328
10. S. H. Sung, D. J. Nefske "A Coupled structural-acoustic finite element model for vehicle interior noise analysis", Transaction of the ASME Vol. 106, 1984
11. T. L. Richards, S. K. Jha, "A Simplified finite element method for studying the acoustic characteristics inside a cavity", J. of Sound and Vib. Vol. 63, 1979
12. T. L. Richards, "The Reduction of structural acoustic coupling in car bodies", Ph. D Thesis, Cranfield Institute of technology, 1982
13. Morse, Ingard, "Theoretical acoustics", McGraw-Hill Inc., 1968
14. K. J. Bathe, "Finite element procedures in engineering analysis", prentics-Hall Inc., 1982
15. 현대 자동차 기술 연구소 연구 보고-1986 "차체 하부구조물의 정특성과 승용차의 노면 가진에 의한 소음 및 차체진동 저감에 관한 연구 III"
16. SMS MODAL3.0 : Theoretical Manual