

구조-음향 연성해석을 통한 모형차실 모델의 소음저감 기술연구

김태정*, 강성종*, 서정범*

Noise reduction of a vehicle acoustic cavity sample
using coupled Structural-Acoustic finite element analysis

Tae-Chung Kim, Sung-Jong Kang, Jeong-Beom Seo

ABSTRACT

A study of prediction and qualification techniques for structure borne booming noise is presented in this paper. Result from acoustic normal mode finite element analysis of a 1/2 size vehicle cavity sample model is compared to the that from an experiment. Coupled structural-acoustic analysis is performed on a 1/4 size vehicle cavity sample model surrounded by 2 mm thick normal steel plates. Interior noise levels around passenger's ear position are predicted and reduced by structural modification based on panel participation factor analysis about the sample cavity model. Futhermore, optimization technique in application of anti-vibration pad is studied.

Key Words : Booming Noise, Coupled Structural-Acoustic Analysis, Panel Participation Factor

1. 서론

아이들(Idle) 및 주행시 차량의 진동·소음은 승객이 느끼는 쾌감에 많은 영향을 끼친다. 근래에는 차량의 정숙성이 시장성 확장의 중요한 요소가 되므로 진동·소음의 중요성은 날로 더해가고

* 현대 자동차(주) 연구개발부

있다. 특히, 머리가 양쪽에서 눌리는 듯한 압박감과 함께 저주파(30~200 Hz) 음을 발생시키는 부밍 소음(Booming Noise)은 승객이 불쾌감을 느끼는 가장 큰 원인이 되고 있다.

부밍 소음은 엔진의 진동이나 구동계의 진동등이 차체 판넬에 전달되어 차실내 음장을 가진하여 발생하는 구조기인 소음(Structure Borne Noise)과, 에어 클리너, 흡/배기계에서 투과된 소음이 음장을 가진하여 생기는 공기기인 소음(Air Borne Noise)으로 나눌 수 있다. 부밍 소음은 일반적으로 특정한 엔진 회전수 혹은 일정한 차속에 도달할 때 발생하며, 일반적으로 몇개의 원인이 복합되어 발생되므로 원인규명에 어려움이 있다. 그 결과, 부밍 소음 개선을 위해서는 체계적, 논리적인 접근방법이 필요하다. 공기 기인 부밍 소음의 저감은 차음재를 사용하여 차실내의 소음투과를 최대한 억제하면 가능하다. 그러나, 구조 기인 부밍 소음은 차체 및 음장을 둘러싼 판넬의 진동과 차실의 음장이 연성되어 발생되므로 설계 단계에서 구조-음향의 공진이 회피되어야만 원하는 정숙성을 확보할 수 있다.

본 논문에서는 구조기인 부밍 소음의 예측·평가 기술을 정립하고, 설계초기 단계에서 적용할 수 있는 개선기술을 개발함을 목표로 하였다. 그 첫 단계로, 음향 고유치해석 및 구조-음향 연성해석을 수행하고, 실험적 결과와 비교하여 S/W 해석기술을 검증하였다. 다음으로, 구조-음향 modal 기여도 해석 및 판넬 기여도(Panel Participation Factor) 해석을 사용하여 구조의 최적화에 의한 모형차실 모델내의 광범위 주파수역 소음 저감을 시도하였다. 마지막으로, 모형차실의 문제 소음영역에 대하여 제진재 부착위치 최적화 해석을 통한 소음저감 효과를 확인하였다.

2. 구조-음향 연성 해석 이론

부밍 소음의 발생 상태는 판넬 진동계(구조계)와 차실내 공간을 이루는 음향계와의 연성상태로써 나타내어지고, 음향계에서 구조계로 작용하는 힘 및 구조계에서 음향계로 작용하는 힘을 고려한 구조-음향 전체의 운동 방정식은 다음과 같이 표현된다.[1]

$$\begin{bmatrix} M_{ss} & 0 \\ M_{as} & M_{aa} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{p} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ss} & K_{sa} \\ M_{as} & M_{aa} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u \\ p \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서,

[M_{ss}], [M_{aa}] = 구조계, 음향계의 질량 행렬

[K_{ss}], [K_{aa}] = 구조계, 음향계의 강성 행렬

[M_{as}] = 가속도를 힘으로 변환하는 연성행렬

[K_{sa}] = 음압을 힘으로 변환하는 연성행렬

{u} = 구조계의 변위 vector

{p} = 음향계의 음압 vector

{F} = 구조계에 작용하는 힘 vector

이고, K_{sa} = - M_{as}^T 이다.

현실적인 유한요소 해석에 있어서는 요소와 절점의 수가 많기 때문에 다음의 modal decomposition 방법을 쓰는 것이 계산시간과 기억용량을 줄인다. 우선, 차체 구조만을 생각하여(진공중에 구조가 존재하는 상태) dynamic reduction을 행하면 다음의 식과 같다.

$$u = \phi_s \xi_s \quad (2)$$

[m_s] = φ_s^T M φ_s; 구조계의 modal 질량행렬

[k_s] = φ_s^T K φ_s; 구조계의 modal 강성행렬

또, 음장만을 생각하면(강벽에 둘러싸인 경계조건), 같은 방법으로 (3)과 같이 표현된다.

$$p = \phi_f \xi_f \quad (3)$$

[m_f] = φ_f^T M φ_f; 음향계의 modal 질량행렬

[k_f] = φ_f^T K φ_f; 음향계의 modal 강성행렬

위의 (2)와 (3)의 식을 (1)식에 대입한 후 정리하면, 구조와 음장을 따로 해석한 결과를 쉽게 연성

해석 할 수 있는 (4)식이 만들어 진다.

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ \phi_f^T A \phi_s & m_f \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \xi_s \\ \xi_f \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -\phi_s^T A^T \phi_f \\ 0 & k_f \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \xi_s \\ \xi_f \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_s^T F \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

이와같은 modal decomposition 방법은 구조·음향 각각의 modal 기여도 및 판넬 기여도를 구할 수 있게 해준다. 위의 (3)식을 확장하면 (5)의 식이 되고, 식 (5)에서 N은 해석에서 사용된 모든 음향 고유모드의 갯수이다. 또, 각 vector $\{p\}$ 는 음향 고유모드 i 가 총 음향계에 기여하는 modal 기여도(Acoustic Modal Participation Factor)이다.

$$\{p\} = [\phi_f] \{\xi_f\} = \sum_{i=1}^N \{p_i\} (= \xi_{fi} \phi_{fi}) \quad (5)$$

구조의 기여도(Structural Modal Participation Factor)는 ω 를 harmonic solution을 응용하여 유체 modal vector로 운동 방정식의 해를 구하면:

$$\{\xi_s\} = [z2] (\omega^2 [a] \{\xi_s\}) \quad (6)$$

여기서,

Modal Coupling Matrix :

$$[a] = [\phi_f]^T [A] [\phi_s] \quad (7)$$

Acoustic Modal Frequency

Response Function :

$$[z2] = (-\omega^2 [m_f] + k_f)^{-1} \quad (8)$$

식 (6)을 (4)의 식으로 대치하면, 다음의 식 (9)가 된다.

$$\{p\} = \omega^2 [\phi_f] [z2] [a] \{\xi_s\} = \sum_{j=1}^N \{p_j\} \quad (9)$$

여기서, SM은 모든 구조 고유진동 모드의 갯수이고, $\{p_j\}$ 는 j 구조 고유진동 모드의 소음에 대한 기여도이다. 또, 어느 panel의 기여도는 그 panel을 이루는 구조 절점들에서의 구조 modal 기여도들의 합으로 표시될 수 있다.

3. 모형 차실 모델의 음향 고유모드 해석

1/2 SIZE의 차실 모델(Fig. 1)의 음향 고유모드 해석을 수행하여 실험으로 측정된 결과[3] 및 여러 해석 S/W의 결과와 비교하였다. 음장은 강벽의 경계조건을 가지며 2079개의 직육면체 요소로 모델링 되었고, 2688개의 절점을 가지고 있다. 공기에서의 음속은 340 m/sec를 사용하였다. 해석은 MSC/NASTRAN의 음향 고유모드 해석 기능을 이용하였다.

해석의 결과 공명 주파수는 TABLE 1에서 보는 바와 같이 실험과 5% 이내의 오차로 잘 일치함을 알 수 있다.

4. 모형 차실 모델의 구조·음장 연성 해석

4.1 구조·음장 고유 모우드 해석

1136개의 직사각형 요소와 1132개의 절점으로 이루어진 구조와 2079 직육면체 요소와 2688 절점으로 이루어진 음장(Fig. 2)으로 이루어진 1/4 차실 모델을 구성하였다. 이 모델에 P/TRAY, DASH UPR상의 3점을 구속하고, 원점에서 +Z 방향으로 Impulse 가진을 주어 MSC/NASTRAN의 구조·음향 연성해석 기능으로 해석하였다. 응답은 운전자 쪽 전·후 승객의 귀 위치에서 얻었으며, 구조와 음장의 연성에 의한 고유 진동수의 변화와 소음 peak를 관찰하였다.[TABLE 2]

승객이 느끼는 소음은 Fig. 3에서 보는 바와 같이 336.5, 343.5, 398.0 및 591.5 Hz 에서 문제가 되며, 연성해석 결과 문제가 되는 주파수에 대하여 modal 기여도 해석과 panel 기여도 해석을 행한 결과, 음장 고유모드 344.4, 588.8 Hz 와 구조 고유모드 304.4, 339.1, 355.7, 398.2, 436.8, 452.4, 583.7 Hz 들이 강한 연성을 보인다.

4.2 구조 최적화에 의한 소음저감

4.2.1 구조 최적화 방법

연성해석 결과 문제가 되는 주파수에 대하여 panel 기여율을 polar plot (MAGNITUDE vs. PHASE)으로 분석한 결과 ROOF, FLOOR, FR. WINDOW, RR. WINDOW, S/D PANEL 등의 기여가 크므로 제진이 요구되며, DASH UPR PANEL은 역의 기여를 보이므로 오히려 진폭을 크게 만들어 주어야 유리하다. 연성이 나타나는 구조 모드를 제어하기 위하여 strain energy 분포를 참조로 하여 보강 부위를 선정하였으며, 차실 구성 panel을 14개로 구분하여 소음에 대한 민감도 해석을 수행, 중량의 증가를 억제하였다. 보강판의 위치와 종류 및 각 panel의 두께조질 단계는 Fig. 4 (a) 및 TABLE 3에 나타나 있다.

4.2.2 구조 최적화 결과 및 검토

개선의 결과 중량은 0.01 Kg 가벼워지고, 문제 소음 peak에서 5 dB(A) 이상 정숙성이 향상되었으며, 전 범위에 걸쳐 전·후방 소음은 75 dB(A) 정도로 평균화되었다.(Fig. 4 (b)의 굵은 실선) 광범위한 주파수 영역에서의 소음제어는 음향·구조 고유모드의 modal 기여도 분석 및 panel 기여도 분석을 통하여 각 panel별 진동의 제어가 구조·음장 고유 진동수간의 회피와 동시에 최적화 되어야 한다.

4.3 제진재에 의한 소음저감

4.3.1 최적 부착위치 산출 방법

제진재의 모델링은 Fig. 5에서와 같이 Shell요소로 모델링한 후 강체요소를 사용하여 Panel에 부착하였고, 이에 대한 최적 부착위치 선정방법을 다음과 같은 방법으로 고찰하였다. 이때 사용된 제진재

는 당사에서 광범위하게 사용중인 ASPALT RESIN (운모 10%) 2.5T이며, 특성치는 실험에 의해서 구하였다.[4] 1/4 SIZE 구조-음장 모델의 소음저감 목표 peak 주파수를 대역별로 선정하고, 우선 각 목표 주파수에 대하여 제진재의 감쇠효과와 질량효과중 어느 효과가 높은 비중을 가지는가를 strain energy 밀도분포 및 kinetic energy 밀도분포로써 판단하고 이에 따라 제진재의 부착위치를 최적화하였다. 또한 각 소음 peak별 구조·음향 modal 기여도 및 판넬 기여도 해석으로 제진재 부착판넬을 선정하였다.

4.3.2 제진재 최적화 결과 및 검토

제진의 결과 목표 주파수 peak 340~350 Hz에서의 소음은 5 dB(A), 390 Hz peak에서는 1-2.5 dB(A) 저감되어 개선전 보다 정숙성이 향상되었다.(Fig. 6) 이와같이, 목표 소음 주파수의 범위를 하나의 소음 peak로 한정할 경우, 제진재 적용부위를 찾아내기 용이하고 중량의 증가도 작다. 목표 소음저감 영역을 300~400 Hz의 범위로 넓게 확장하면, 제진재 부착위치 및 제진재에 의한 중량의 증가도 커지게 된다.(TABLE4) 제진재의 부착위치 선정에 있어서 제진재의 감쇠효과와 질량효과중 어느 특성이 높은 비중을 가지는가를 판단한 후, 감쇠효과의 기여가 큰 경우에는 strain energy 밀도분포, 질량효과의 기여가 큰 경우에는 kinetic energy 밀도분포를 따라 부착위치를 최적화하는 것이 유리하다.[5] 해석의 결과, 최적위치 선정시 제진재에 의한 중량의 증가를 50% 정도 줄이면서도 동등한 소음저감 효과를 얻었다.

5. 결론

이상과 같은 1/4 모형 차실모델에 대하여 구조·음향 연성해석을 통한 실내소음의 최적화 기술을

연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

전체집 924, 1992 - 10

- 구조·음향 연성해석에 의해 문제가 되는 소음 Peak를 선별하고, 그 Peak에서 구조 Panel의 소음 기여도를 계산함으로써 구조변경과 제진재 적용 위치를 효과적으로 파악할 수 있다.

- 위의 결과를 이용, 목표 소음 주파수에 대해 최소의 중량증가를 전제로한 구조변경 및 제진재 적용 모델의 재해석을 수행하여 소음 Level을 효과적으로 낮출 수 있음을 확인하였다.

- 위와 같은 결과를 통해 향후 실차 적용을 위한 구조·음향 연성 해석기술을 개발하였다.

M O D E	ACSTAB	%	SYSNOISE	%	NASTRAN	%	실험
	[Hz] [Ref.3]	ER	[Hz] [Ref.3]	ER	V67 [Hz]	ER	
1	172.5	2.5	172.1	2.8	173.6	1.9	177.
2	251.4	2.2	252.1	1.9	253.8	1.2	257.
3	299.7	1.1	295.0	2.6	297.8	1.7	303.
4	304.9	1.3	305.2	1.2	307.5	0.5	309.
5	338.8	0.7	331.1	1.5	330.9	1.5	336.

TABLE 1. 1/2 차실 모델 음장 고유치해석 및 실험결과 비교

6. 참고 문헌

1. Coupled Fluid/Structure Interaction Analysis Using MSC/NASTRAN, Kamran Izadpanah의 3인, MSC/NASTRAN Co., 1991

2. A coupled Structural-Acoustic Finite Element Model for Vehicle Interior Noise Analysis, S.H. Sung의 1인, Transactions of ASME, Vol. 106, 4/84

3. 승용차의 차실소음 저감에 관한 연구 (요약집), 서울 대학교 공과대학 공학 연구소, 1990 - 12

4. 제진재 물성치 산출법 및 모델링 기법 연구, 서정범의 2인, 차체부문 위원회 학술강연 초록집, 한국 자동차 공학회, 1994 - 5

5. 차체 panel 다층 제진구조의 해석, NAOKI IMADA의 2인, 일본 자동차 기술회 학술 강연회

구조 모드 [Hz]	음향 모드 [Hz]	구조·음향 연성 모드[Hz]
339.9	344.4	336.9
352.9		343.7
497.2	506.5	496.9
522.6		509.1
584.1	588.6	584.1
608.2		592.4
		607.9

TABLE 2. 1/4차실 모델의 구조·음향 연성 해석 결과

PANEL명	BASE 모델 [mm]	MOD. 1	개선 방향	MOD. 2	개선 방향	MOD. 3
S/D PNL	2.00	1.80	↑	2.00	↑	2.10
ROOF PNL	2.00	1.80	↓	1.40	↑	1.50
FLOOR PNL	2.00	1.80	↓	1.70	↓	1.50
FR. WIN	2.00	1.80	↓	1.60	↑	1.65
RR. WIN	2.00	1.80	↓	1.60	↑	1.65
P/TRAY	2.00	1.80	↑	2.00	↑	2.10
BACK FLR	2.00	1.80	↑	2.00	↓	1.80
DASH UPR	2.00	1.40	↓	1.50	↑	1.55
DASH PNL	2.00	1.80	↑	2.00	↑	2.10
DASH LWR	2.00	1.80	↑	2.00	↓	1.85
REINF THIN	--	1.20	↑	1.40	↓	1.30
REINF THIC	--	1.80	↓	1.60	↑	1.70
REINF MID	--	1.40	↓	1.30	↓	1.10
CTR S/D P	2.00	2.00	↑	2.10	↑	2.20
WEIGHT Kg	12.56	12.56		12.56		12.55
문제 주파수 [Hz]	329.5			329.5		BEST F.R.F.
	348.5	348.5		348.5		
	591.5	589.0		392.0		

TABLE 3 구조 개선에 의한 소음저감 (각 PANEL별 두께 조정의 단계)

해석 구분	목표 소음 주파수 [Hz]	소음 저감 [dB(A)]	중량증가 [Kg]
1. FR. WIN & RR. WIN PNL상 부착	336.5 / 343.5	5~7	0.18
2. DASH & MID FLR PNL상 부착	390.0	1~2	0.23
3. 1 + 2의 합	300~400	5~7, 1~2	0.41
4. BACK FLR PNL상 부착	591.5	3~4	0.15

TABLE 4 문제 소음 PEAK제어시 제진재 증량의 증가와 소음저감 효과표

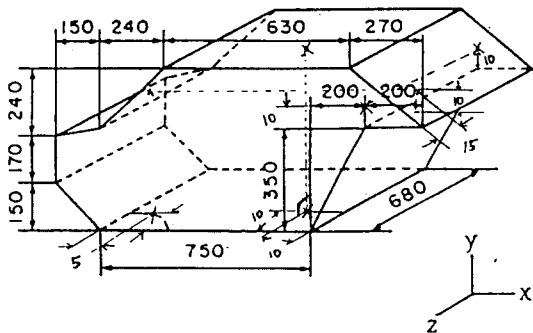
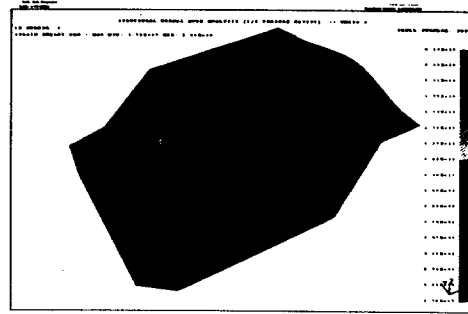
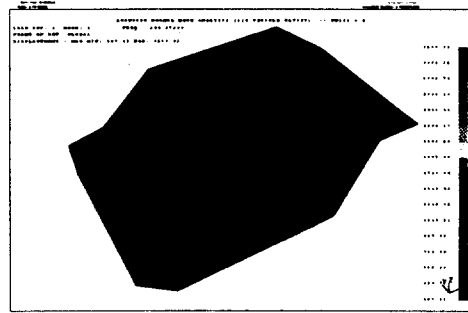


FIGURE 1 1/2 SIZE 모형 차실 모델



(a) 구조 모드 [339.9 Hz]



(b) 음향 모드 [344.4 Hz]

FIGURE 2 구조 및 음장 모드

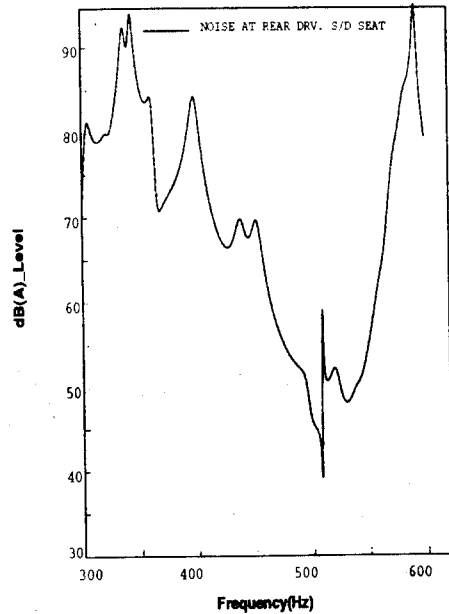
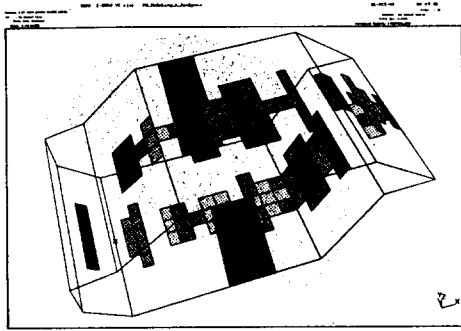
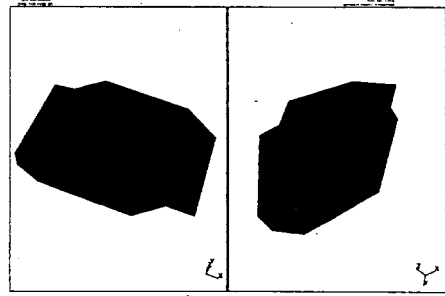


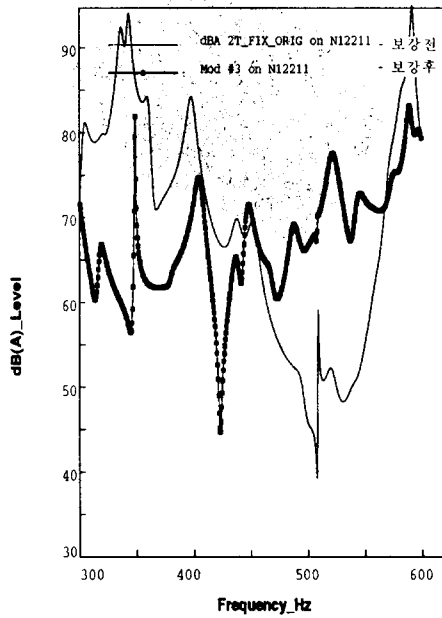
FIGURE 3 1/4 SIZE 모형 차실내 소음 F.R.F.



(a) 보강판의 위치 및 두께

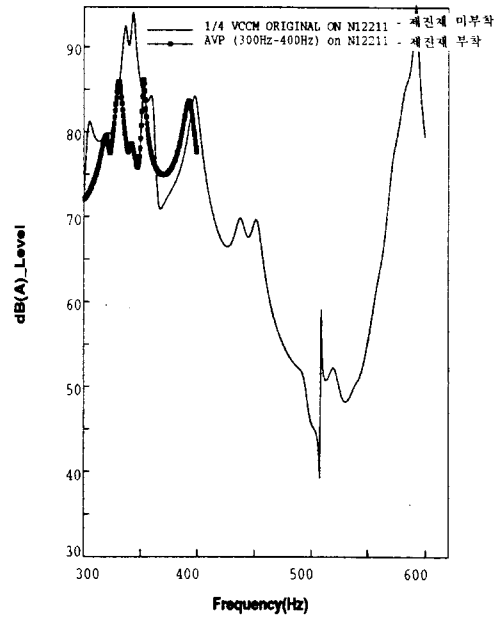


(a) 제진재 적용 위치



(b) 뒷자석에서의 소음 F.R.F. 비교

FIGURE 4 구조 개선에 의한 소음저감



(b) 뒷자석에서의 소음 F.R.F. 비교

FIGURE 6 제진재 적용에 의한 소음 저감

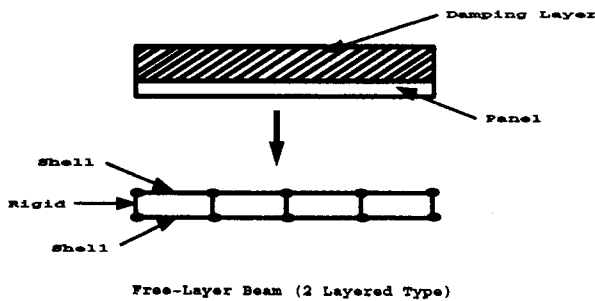


FIGURE 5 제진재의 유한요소 모델링 방법