

진동-음향 연성계의 모드특성에 대한 연구

김 석 현*

A Study on the Modal Characteristics of the Vibration-Acoustic Coupled System

Seock-Hyun Kim*

ABSTRACT

Modal parameters determine the frequency response characteristics of vibration system or acoustic system. When the two systems are fully coupled, however, coupling changes the vibrational and acoustic modal parameters into those of the coupled system. In this case, it is very difficult to obtain the modified modal parameters and response characteristics.

In this paper, coupling effect is analytically investigated on the natural frequency, mode and frequency response characteristics. The result can be applied to understand and to design the frequency response characteristics of the vehicle passenger compartment.

1. 서론

차체의 구조진동과 차실 음향모드가 엔진조화성분에 의하여 공진될 때, 부밍과 같은 저주파수(250Hz아래)의 차실소음이 심각하게 발생한다⁽¹⁾. 이러한 저주파수 소음은 일단 발생한 후에는 그 개선이 현실적으로 매우 어렵다. 따라서, 설계단계에서 소음에 깊이 관련되는 차체진동모드와 차실 음향모드를 수치적으로 예측하고, 주파수

응답특성을 평가하여 구조개선 방안을 수립하는 것이 필요하다. 이에 관련하여 Nefske, Sung, Yashiro 등은 유한요소해석 상용코드인 MSC/NASTRAN을 이용하여, 실차의 진동과 저주파수 소음특성을 해석한 바가 있으며^(2,3), S.H.Kim, J.M.Lee 등은 전용 프로그램인 ACSTAP을 개발하여 모델차 및 실차에 적용하고 있다^(4,5). 또한, 이러한 문제에는 차체의 구조진동모드와 차실의 음향모드간의 심한 연성이 관계되는 경우가 빈번하므로, 두 가지 모드 사이의 연성관계를 규명하여 사전에 심한 연성이 발생되지 않도록 구조계와 음향계를 설계하

* 강원대학교 정밀기계공학과 부교수

는 것이 요구된다. 그러나, 기존의 상용 유한요소해석 프로그램을 이용하는 경우, 구조계와 음향계의 개별적인 해석과, 그 결과를 사용하는 부분적 연성해석은 가능하나, 연성효과를 체계적으로 파악하는 것은 어렵다. 본 연구는 차체 진동특성을 스프링 지지된 패널의 운동으로 단순화 시키고, 길이방향으로 정재파를 형성하는 일차원 공동의 차실음향모드를 연성시켜, 고유진동특성과 주파수응답특성이 연성에 의하여 어떻게 변화되는 지를 이론적으로 고찰하고, 유한요소해석 결과와 비교하였다. 연구 결과는 차체/차실과 같은 구조/음향 연성계의 설계에 중요한 기초자료로 활용된다.

2. 차실 구조-음향 연성계의 음향응답특성

차실의 실내소음은 엔진,동력전달장치의 진동과 노면가진 및 공력가진이 원인이 되고, 차체 및 차실계의 주파수응답특성에 따라 결정된다. 특히, 엔진의 여러 조화가진력이 차체 및 차실의 공진모드를 가진다면, 공진주파수에서는 상당한 소음피크가 발생된다. 따라서, 차체 및 차실의 공진모드 및 진동수를 설계단계에서 예측하여 주파수응답특성을 파악하는 것이 저소음/저진동 차량을 설계하기 위하여 무엇보다 중요하다. 저자 등에 의하여 수행된 유한요소해석 및 모드실험결과, 소형 승용차의 차실 음향모드는 대략 70Hz이후부터 출현하고 있다⁽⁶⁾. Table 1은 소형 승용차의 차체진동 및 차실음향 진동수데이터를 보인다. 이러한 구조 및 음향 및 진동수는 엔진조화 성분에 의하여 공진될 때, 많은 실내소음 피크를 발생시킨다. Fig. 1은 스피커가진에 의하여, 실차 차실의 음향 주파수 응답특성을 측정 한 결과이다. 대략 150Hz 아래에서는 공진

주파수에서 소음피크를 보이는 것이 관찰되며, 고주파수로 갈수록 감쇠가 증가하여 피크의 구분이 불명확해 진다. 차실음향모드(80Hz)뿐만 아니라, 차실패널의 진동수 부근(60Hz)에서도 소음피크가 관찰되며, 차실 길이방향으로의 음압분포는 Fig.2에서와 같이, 두 모드 모두중앙에 음압절면을 갖는다. 패널의 진동에 의한 음압분포(60Hz 모드)는 위치에 따라 6dB이내의 변화를 보이며, 차실의 1차음향모드(80Hz)에서는 위치에 따라 15dB이상의 큰 차이를 보이면서 절선의 위치가 보다 명확하게 나타난다. 그러나, 차량에 따라서는 차실의 음향모드에서만 피크를 보이고, 차체의 구조진동수에서는 피크가 나타나지 않는 경우도 많은 것으로 보고되고 있다^(7,8,9). 이러한 현상은 차량의 구조 및 음향특성에 영향을 받으며, 본 연구에서는 1차 음향모드와 유사한 음압분포를 갖는 진동수가 다수 출현하는 현상을 이론적으로 규명하고자 한다.

Table 1 Natural Frequencies of Car Body and Passenger Compartment

모드번호	구조진동수 [Hz]	음향진동수 [Hz]
1	33.1	79.6
2	36.2	114.6
3	37.4	134.2
4	42.4	138.6
5	44.4	154.9
6	46.4	172.4
7	51.4	
8	53.2	
9	55.4	
10	63.9	
11	69.0	
12	101.7	
13	104.0	
14	108.9	
15	112.8	

3. 단순모델에 대한 구조-음향 연성계의 이론해석

실차의 경우 Fig.3 에서와 같이, 차실의 좌우 문짝이나 천정 및 바닥패널을 특정한 고유진동수를 갖는 1자유도 탄성패널로 보고, 차실 횡방향 또는 전후방향 음향모드와의 연성특성과, 내부로의 소음전달특성을 이론적으로 고찰한다.

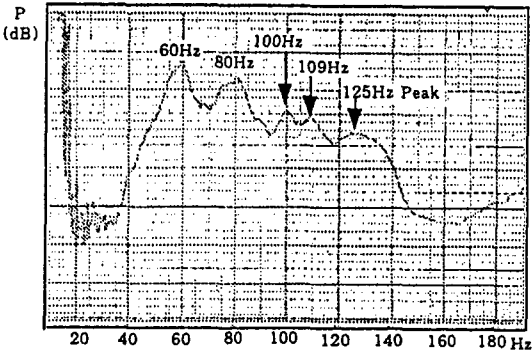


Fig.1 Acoustic Frequency Response Function of Vehicle Passenger Compartment

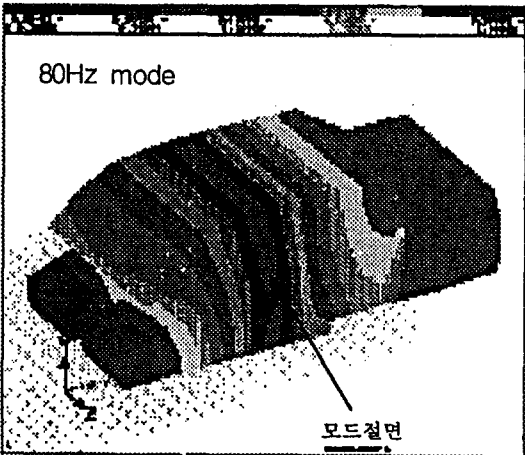
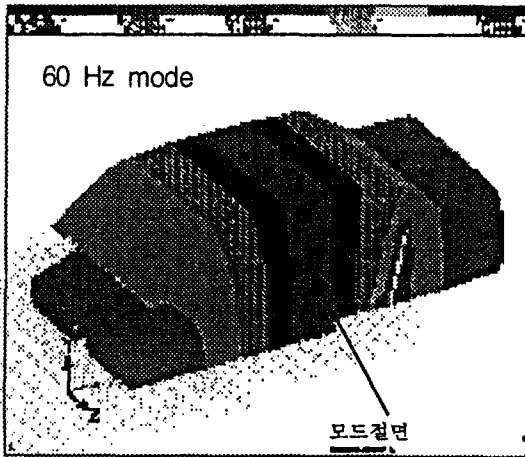


Fig.2 Measured Acoustic Pressure Distribution of Resonance Frequencies(ref.6)

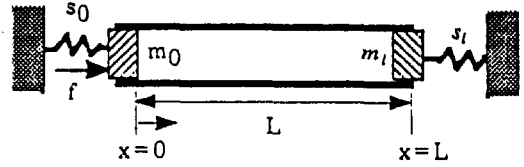


Fig.3 Simplified Model of Coupled System

일반적으로, 내부음압은 다음과 같이 전후 방향으로 진행되는 파가 합성된 것으로 보고, 조화응답을 가정한다.

$$p(x, t) = Ae^{j(\omega t + kx)} + Be^{j(\omega t - kx)} \quad (1)$$

음장과 연성된 패널의 변위 ξ 는 피스톤에 작용하는 압력을 고려하면 다음의 운동방정식으로 결정된다.

$$m_1 \ddot{\xi} + s_1 \xi = Sp(l, t) \quad (2)$$

여기서, ξ 는 $x=L$ 에서 진동패널의 변위이다. Euler방정식과 식(2)를 사용하고 좌단($x=0$)의 음압 $p(0, t)$ 를 고려하면, 공동 내부음압은 다음과 같이 표시된다.

$$p(x, t) = p(0, t) \frac{\cos k(l-x) + A_1 \sin k(l-x)}{\cos kl + A_1 \sin kl} \quad (3)$$

여기서,

$$A_1 = \frac{\rho c S}{\omega m_1 - s_1 / \omega} \quad (4)$$

좌단에서의 입자속도는 음압관계로부터 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\begin{aligned} u(0, t) &= \frac{-1}{\rho} \int_1 \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x=0} dt \quad (5) \\ &= j \frac{p(0, t)}{\rho c} \frac{\sin kl - A_1 \cos kl}{\cos kl + A_1 \sin kl} \end{aligned}$$

식(5)로부터 음향계의 입력기계임피던스(input mechanical impedance)는 다음과 같이 결정된다.

$$Z_0 = \frac{S p(0, t)}{u(0, t)} = -j \rho c S \frac{\cos kl + A_1 \sin kl}{\sin kl - A_1 \cos kl} \quad (6)$$

패널상에 기계적 가진력 f 가 작용할 때, 좌단에서의 패널운동은 다음과 같다.

$$m \frac{d^2 \xi}{dt^2} + s \xi + S p(0, t) = f \quad (7)$$

$\xi(0, t) = u(0, t)$ 이므로, 연성계 전체의 입력기계임피던스는 다음과 같이 결정된다.

$$\begin{aligned} Z_{mt} &= \frac{f}{u(0, t)} \\ &= j \left[m \omega - \frac{s}{\omega} - \rho c S \frac{\cos kl + A_1 \sin kl}{\sin kl - A_1 \cos kl} \right] \quad (8) \end{aligned}$$

감쇠요소를 고려하지 않았으므로 연성계의 입력기계임피던스는 허수만으로 나타나고, 고유진동수는 임피던스의 허수부를 영으로 만드는 조건으로부터 다음과 같이 결정된다.

$$\tan kl = \frac{A_0 + A_1}{1 - A_0 A_1} \quad (9)$$

여기서,

$$A_0 = \frac{\rho c S}{\omega m_0 - s_0 / \omega} \quad (10)$$

연성계의 내부음압은 식(3)에 식(5),(6)을 사용하여, 다음과 같이 결정된다.

$$\begin{aligned} p(x, t) &= -\frac{f}{S} A_0 [\cos k(l-x) + A_1 \sin k(l-x)] / \\ &[\sin kl - A_1 \cos kl - A_0 (\cos kl + A_1 \sin kl)] \quad (11) \end{aligned}$$

4. 해석사례

공동의 길이에는 소형 승용차의 횡방향 폭 $l=1.4m$ 를 사용한다. 이 경우, 1차 음향진동수로 121.4Hz를 갖는다. 첫 번째 해석사례로서, 두개의 탄성패널이 60Hz 부근에서 약간 다른 진동수(59.9Hz, 60.1Hz)를 갖는다고 가정할 때, 모드연성효과 및 소음 전달특성을 고찰한다. 식(9)를 사용한 완전연성계의 고유진동수 계산결과와 상용 프로그램인 NASTRAN 해석치를 Table 2에 보인다.

Table 2 Natural Frequencies of the Coupled System(Case 1)

모드	비연성진동수 [Hz]	연성진동수[Hz]	
		이론	FEM
구조모드	59.9	57.6	57.6
	60.1	62.6	62.5
음향모드	121.4	125.6	126.1

단순계를 대상으로 한 관계로, 이론과 유한요소해석결과는 잘 일치한다. 표에서 패널의 진동수와 음향진동수가 멀리 떨어진 경

우, 음향모드와 패널진동 모드에서 연성 효과에 의한 진동수의 변화는 매우 작게 됨을 알 수 있다. 이러한 현상은 Fig. 4의 특성곡선으로부터 설명된다. 그림에서, 실선은 식(9)의 좌변을, 점선은 우변을 표시하며, 두 곡선의 교차점이 방정식 (9)의 해이며, 연성모드의 진동수가 된다. 또한, 실선이 주파수축과 만나는 위치는 독립적인 음향공동의 고유진동수(121.4Hz)이다. 그림에서, 연성계의 고유진동수(126.1Hz)는 음향공동의 독립적인 고유진동수(121.4Hz)보다 조금 증가됨을 보인다. 이러한 현상은 패널의 구조고유진동수(60Hz정도)가 음향고유진동수(121.4Hz) 보다 상당히 낮기때문에 발생하는 것을 알 수 있다.

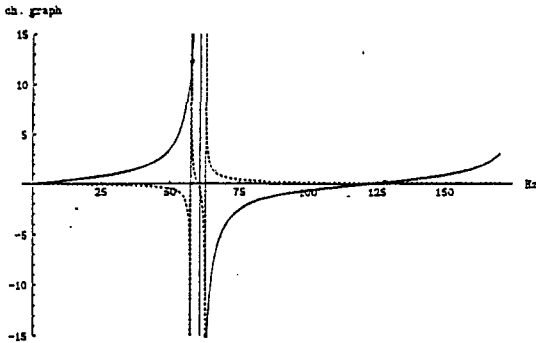


Fig.4 Characteristic Curves of Case 1

Fig.5는 식(11)에 연성계 고유진동수를 대입하여, 각 모드의 음압분포를 그린 결과이다. 125.6Hz 연성모드는 공동의 1차 음향모드(121.4Hz)와 유사하게, 중앙에 절면을 갖는 음압분포를 보인다. 그러나 패널의 진동수부근에서도 연성모드에 의하여, 공동중앙에 절면을 갖는 음압분포(57.6Hz)와 균일한 음압분포를 갖는 음압분포(65.6Hz)가 발생함을 관찰할 수 있다. 특히, 57.6Hz모드는 그 음압분포가 1차 음향모드와 매우 유사하다. 즉, 음향계와 구조계가 완전연성될 때,

구조모드에 의해서도 공동내부에서는 특정한 음압분포를 갖는 정재파(standing wave)가 형성될 수 있음을 의미한다. 이러한 연성효과는 앞의 실차실험에서, 1차 차실음향모드의 음압분포가 2개 이상의 주파수에서 발생하는 원인이 될 수 있다.

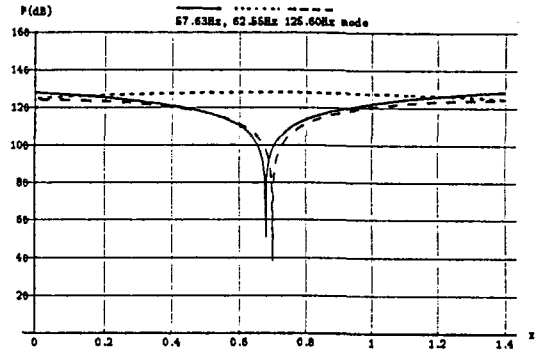


Fig.5 Acoustic Pressure Distribution of the Coupled System(Case 1)

두번째 해석 사례로, 음향진동수와 패널고유진동수가 근접해 있을 때의 연성효과를 고찰한다. 첫 번째 해석사례와 동일하게, Fig.6의 두 곡선의 교점으로부터 연성계의 진동수가 결정된다. Table 3에서와 같이 음향진동수의 변화는 거의 없으나, 패널 진동모드의 진동수는 큰 변화를 보인다. 120.4Hz 및 122.4Hz는 연성에 의하여 각각 107.7Hz 136.0Hz로 상당히 변하고 있다. Fig.6에서, 음향진동수(121.4Hz)보다 낮은 구조진동수(120.4Hz)는 감소되고 높은 진동수(122.4Hz)는 증가하는 현상을 보인다. 음압모드는 Fig.7에서와 같이, 107.7Hz, 121.4Hz의 연성모드는 중앙에 압력절면을 갖고, 136Hz의 연성모드는 우단 부근에 절면을 갖는 것으로 나타났다. Fig.8은 패널 좌단에 120dB에 해당하는 조화파진 음압을 작용시킬 때, 공동내의 음향

주파수 응답특성을 보이는데, 이론과 유한 요소해석(NASTRAN 이용) 결과가 잘 일치한다. 그림에서 3개의 연성모드 진동수에서 소음피크가 발생하는 것을 관찰할 수 있다. 일반적으로, 공동내의 음압은 음향 고유진동수에서 피크를 보이는 것으로 알려져 있다. 그러나, 본 연구에서와 같이 공동이 탄성패널의 경계를 가지는 경우, 패널의 구조고유진동수(엄밀하게는 연성계 고유진동수) 부근에서도 공동내 음압은 큰 피크를 보일 수 있음이 판명되었다. 이러한 해석결과는 비록 1차원 단순모델을 대상으로 하고 있으나, 실차 차실의 1차 음향모드가 2개의 서로 다른 주파수에서 발생하는 기현상의 원인을 이론적으로 설명할 수 있다.

Table 3 Natural Frequencies of the Coupled System(Case 2)

모드	비연성진동수 [Hz]	연성진동수 [Hz]	
		이론	FEM
구조모드	120.4	107.7	107.8
	122.4	136.0	136.4
음향모드	121.4	121.4	121.7

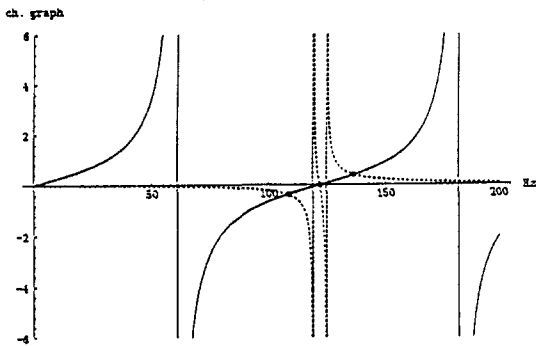


Fig.6 Characteristic Curves of Case 2

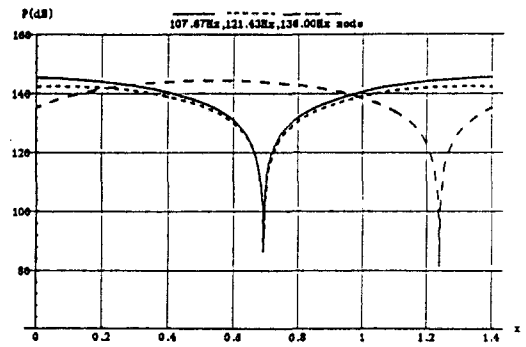


Fig.7 Acoustic Pressure Distribution of the Coupled System(Case 2)

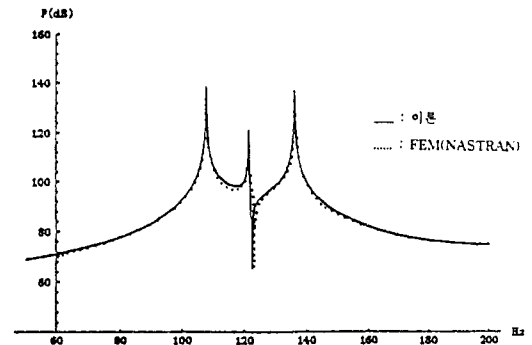


Fig.8 Acoustic Frequency Response of the Coupled System(Case 2)

5. 결론

차량에 따라서는 차실음향모드 실험에서 1차 음향모드의 음압분포가 2개이상의 다른 주파수에서 발생하는 기현상이 관찰되는 경우가 있다. 이러한 현상을 규명하기 위하여, 진동패널과 음향공동이 완전 연성된 1차원 단순모델을 대상으로 이론적 해석을 수행하였다. 그 결과, 음향고유진동수와 패널의 구조진동수가 근접해 있는 경우

는 연성효과에 의하여 연성계 진동수가 크게 변화되었으나, 음향 및 구조진동수가 멀리 떨어져 있는 경우는 진동수변화가 거의 없는 것으로 나타났다. 또한, 연성계에서는 패널의 구조진동수 부근에서도, 1차 음향모드에 유사한 음압분포가 발생되었다. 그 결과 공동의 음향진동수뿐만 아니라, 이러한 구조진동수 부근(연성효과에 기인)에서도 음압 피크를 보이고, 공동내에서 정재파가 형성될 수 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

- [1] J.A.Wolf and etc., "Structural-Acoustic Finite Element Analysis of the Automobile Passenger Compartment : A Review of Current Practice", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 80, 1982.
- [2] S.H.Sung and D.J.Nefske, "A Coupled Structural-Acoustic Finite Element Model for Vehicle Interior Noise Analysis", *Trans. of ASME*, Vol. 106, 1984.
- [3] H.Yashiro and etc., "An Application of Structural-Acoustic Analysis to Car Body Structure", SAE850961, 1985.
- [4] S.H.Kim and etc., "A Study on the Vibration and Interior Noise Characteristics of a Passenger Car", *Proceedings of the 12th IMAC*, Vol.2, pp1435-pp1439, 1994.
- [5] S.H.Kim and J.M.Lee, "A Practical Method for the Noise Reduction in Vehicle Passenger Compartment", Accepted and in Press, *ASME Trans. Journal of Vibration and Acoustics*.
- [6] 김석현, "차실소음의 전달특성해석 및 저감기술개발", G7 차세대자동차 안전도 공동기반기술, 저소음진동 차체설계기술 개발 2단계보고서, 1996.
- [7] 김석현외 3인, "승용차의 차실 음향 및 차체 진동에 관한 연구 I", 대한기계학회 논문집 10권4호, pp529~534, 1986.
- [8] 이장무, "실차의 차체진동 및 차실소음 저감에 관한 연구", 현대자동차연구보고서, 1989.
- [9] Sung S.H. and etc., "Vehicle Noise", *ASME NCA* Vol.9, 1990.