

# 제진재가 피복된 평판의 진동 및 방사소음

## Vibration and Radiated Noise Analysis of Plate Covered with Damping Material

이 장 명\* · 이 준\*

Chang-Myung Lee and Jun Lee

(2001년 7월 8일 접수 ; 2002년 4월 12일 심사완료)

**Key Words** : Damping Material(제진재), Plate Vibration(평판진동), Radiated Noise(방사소음)

### ABSTRACT

A solution procedure of vibration and radiated noise of the plate covered with damping material has been studied. To predict the vibration level and the radiated noise level of the plate covered with damping material, FEM and BEM have been utilized, respectively. A property of damping material has been measured by using a composite beam. Two different kinds of measuring procedure for the composite beam have been introduced by comparing its characteristics. The numerical prediction of vibration level of the plate covered with damping material has been proved with experimental data.

### 1. 서 론

기계요소 중에서 소음이 발생하기 쉬운 얇은 강판의 진동을 저감하기 위해 점탄성 재료를 피복하는 적층 처리가 진동·소음 저감 대책의 하나로 알려져 있다. 이러한 점탄성 재료에 관하여 그동안 많은 실험과 해석작업이 행해져 왔다. Oberst<sup>(1)</sup>는 보의 한쪽 면에 점탄성 재료를 부착한 경우의 진동 감쇠 효과에 대하여 연구하였으며 Kerwin<sup>(2)</sup>은 보의 한쪽 면에 점탄성 재료를 부착하고 그 위에 점탄성 재료의 변형을 제한할 수 있는 구속 층을 추가한 시스템의 감쇠에 관한 식을 유도하였다. Ungar<sup>(6)</sup>와 Ditaranto<sup>(7)</sup>는 탄성-점탄성-탄성적층보의 자유진동에 관한 운동방정식을 에너지 방법을 사용하여 연구하였다. 또한 Mead와 Markus<sup>(8)</sup>는 적층된 시스템의 강제 진동에 관하여 연구하였다.

이러한 점탄성 재료의 제진 성능을 파악하기 위한

시험 방법은 다수 나라에 규격화 되어 있다. 이 중 ASTM E 756-83, B.S. AU 125-1966, DIN 53440, ISO 2856, JIS K 6391, JASO M 306, M329, MIL P-22581 A, SAE J 671 등이 잘 알려져 있다.

본 연구에서는 제진재가 피복된 복합판의 손실계수를 오베르스트(Oberst)법과 임피던스법으로 측정하였고, 그 결과를 서로 비교하여 경향을 파악한다. 또한 제진재가 피복된 평판의 진동 실험 및 해석으로부터 얻어진 주파수 응답 스펙트럼을 분석하여 복합판을 이용한 손실계수 측정 시험이 실차에 적용 가능한 제진재 성능평가 방법인지를 판단한다.

### 2. 본 론

#### 2.1 오베르스트법

공진 주파수( $f_{res}$ )에서의 진폭,  $x_{max}$ 의  $1/n$  되는 주파수를  $f_1, f_2$ 라 하자.  $n=\sqrt{2}$  이고, 손실계수,  $\eta \ll 1$  라고 가정하면 주파수 응답 스펙트럼으로부터 손실계수를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{\Delta f}{f_{res}} \approx \left(1 + \frac{\eta}{2}\right) - \left(1 - \frac{\eta}{2}\right) = \eta \quad (1)$$

† 책임저자, 정희원, 울산대학교 기계·자동차공학부

E-mail : cmlee@ulsan.ac.kr

Tel : (052) 259-2851, Fax : (052) 259-1681

\* 울산대학교 대학원 기계·자동차공학부

Fig. 1과 같이 시편의 한 쪽 끝을 고정된 상태에서 비접촉 가진기로 랜덤 가진하고, 응답을 비접촉 센서로 측정하여 그 신호를 FFT 분석기로 읽는다. 정확한 측정을 위하여 공진 주파수 영역에서 FFT 분석기의 줌 기능을 사용하며 FFT 분석기에서 읽은 주파수 응답으로부터 제진재가 적층된 복합판의 손실계수를 식 (1)을 사용하여 계산한다.

이 시험법은 고주파로 갈수록 주파수 응답 스펙트럼으로부터 공진점을 찾아 반치폭을 구하기가 어려워 고주파에서 손실계수를 구하는 방법으로 적당하지 않다. 따라서 Table 2에 주어진 시편 조건으로는 세 개의 공진점에서만 손실계수의 측정이 가능하다.

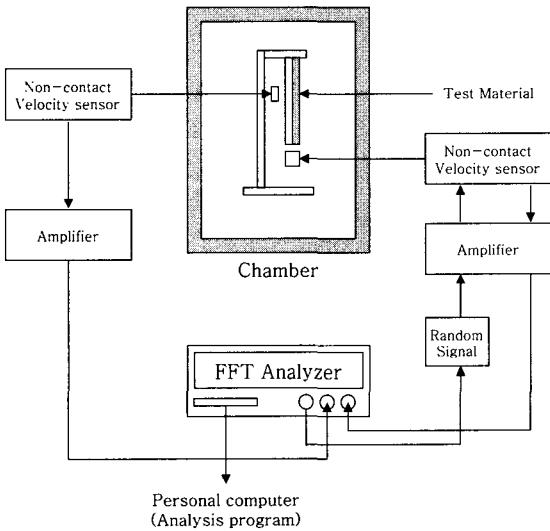


Fig. 1 Equipment of Oberst method to measure composite beam's loss factor

Table 1 Apparatus of Oberst method

Apparatus	Manufacture & type	Spec.
Exciter & amplifier	B&K Type MM002 B&K Type 2706	0~2000 Hz
Velocity sensor & amplifier	B&K Type MM004 B&K Type 5935	0~2000 Hz
FFT analyzer	AND AD-3525	0~100 kHz
Personal computer	Pentium III 866 MHz	

Table 2 Type of damping materials

	A type	B type	Steel beam
Thickness[mm]	3.2	2	0.8
Weight[g]	14.29	10.76	24.5
Density[g/mm <sup>3</sup> ]	0.0012406	0.0014944	7.66e-03
Length[mm]	180	180	200
Width [mm]	20	20	20

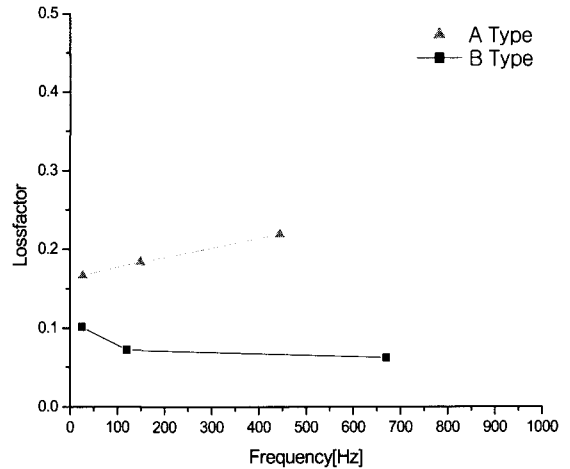


Fig. 2 Loss factor of composite beam by using Oberst method

## 2.2 임피던스법

제진재가 피복된 복합판의 손실계수를 구하기 위한 방법 중의 하나인 임피던스법은 공진 주파수에서 기계 임피던스는 점성감쇠 계수  $c$ 와 대등하다는 성질을 이용한다.

$$\frac{F}{v} = \frac{-\omega m}{i} + c + \frac{k}{i\omega} = c + i(\omega m - \frac{k}{\omega}) \quad (2)$$

식 (2)에서 정의된  $F/v$ 를 기계 임피던스라 부르고  $z$ 로 표시한다. 공진주파수  $\omega$ 는  $\sqrt{k/m}$ 이므로 공진주파수에서 임피던스는 점성감쇠계수  $c$ 와 같음을 알 수 있다. Fig. 3과 같이 시편을 임피던스헤드 위에 설치한 상태에서 임피던스헤드를 가진기에 부착시키고, 임피던스헤드로부터 힘과 가속도 신호를 FFT 분석기로 읽는다. 구해진 주파수 응답으로부터 식 (3)을 이용하여 복합판의 손실계수를 구한다.

$$\eta = 2\zeta = \frac{c}{2\pi f_0 m} = \frac{z}{2\pi f_0 m} = \frac{z}{\omega m}$$

$$\zeta = \frac{C}{2\sqrt{km}} \quad (3)$$

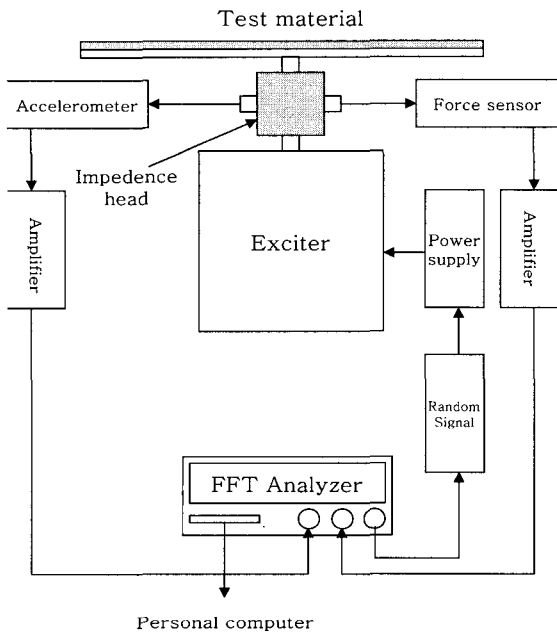


Fig. 3 Equipment of impedance method to measure composite beam's loss factor

Table 3 Apparatus of impedance method

Apparatus	Manufacture & type	Spec.
Exciter & amplifier	B&K Type 2635	
Impedance head	B&K Type 8001	0~10 Hz
FFT analyzer	AND AD-3525	0~100 kHz
Personal computer	Pentium III 866 MHz	

Table 4 Type of damping materials

	A type	B type	Steel beam
Thickness[mm]	3.2	2	0.8
Weight[g]	29.77	22.42	55.15
Density[g/mm <sup>3</sup> ]	0.0012406	0.0014944	7.66e-03
Length[mm]	250	250	250
Width [mm]	30	30	30

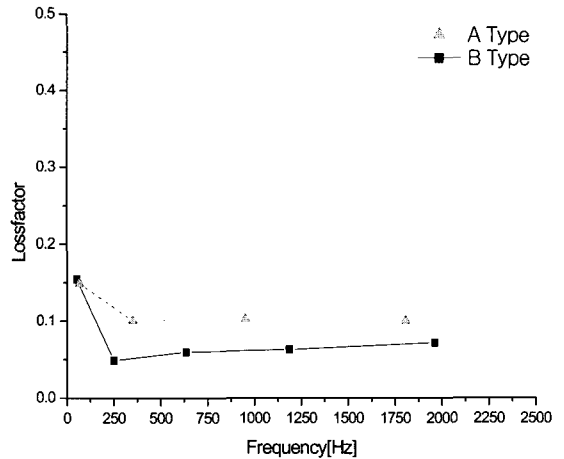


Fig. 4 Loss factor of composite beam by using impedance method

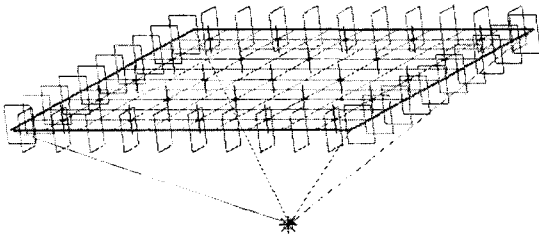
이 시험법은 감쇠가 큰 재료의 손실계수 측정과 높은 주파수대에서 측정이 가능하다. 그러나 시편을 가진하기 위해 가진기와 질량 보정용 앰프 등이 필요하여 시스템 구성이 복잡하여지고 시편 지지부에서의 에너지 손실이 크다. Table 4 에 주어진 시편의 제원으로 4 곳에서 공진점이 측정되었고 이를 이용하여 Fig. 4와 같은 손실계수를 계산하였다.

### 2.3 평판 진동 실험 및 해석

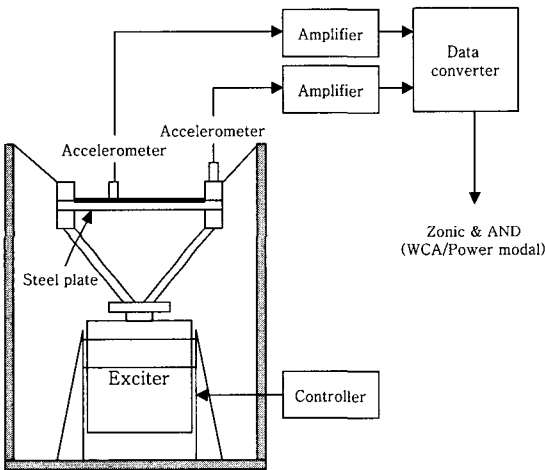
평판의 FEM(finite element method) 해석을 위한 모델링 및 전·후처리 과정은 SDRC/I-DEAS, 해석에는 MSC/NASTRAN을 이용하였다. 제진재를 피복한 평판의 FE 모델을 구성할 때 제진재의 물성치가 주파수에 따라 변하므로 제진재를 단일 요소로 구성하는 것이 불가능하다. 그러므로 제진재의 탄성계수와 손실계수는 MSC/NASTRAN의 요소 중 주파수에 따라 그 값을 변화시킬 수 있는 스프링-댐퍼(CBUSH) 요소로 구성하고, 그 질량은 평판 위에 비 구조 질량(NSM)을 추가하는 방법으로 모델을 구성하였다. 평판은 4절점 쉘 요소(thin shell element, CQUAD4)로 프레임은 보 요소(beam element)로 구성하고, 힘을 가하기 위한 절점과 강체(RBE2)로 연결하였다. Fig. 5은 모드 형상과 주파수 응답 스펙트럼을 구하기 위한 FE 모델이다. I-DEAS에서 모델링 한 후 모드 형상을 구하고 이 FE 모델 데이터를 NASTRAN에 입력하였다. NASTRAN에 사용한 제진재 만의 손실계수 및 물성치는 오베르스트법을 사용하여 구한 복합

**Table 5** Analysis software of plate vibration

Procedure	Software
Post processor	SDRC/I-DEAS 8.0
Solver	MSC/NASTRAN 70.5
Pre processor	SDRC/I-DEAS9.0



**Fig. 5** FE-model (x-y-z view)



**Fig. 6** Equipment of plate vibration test

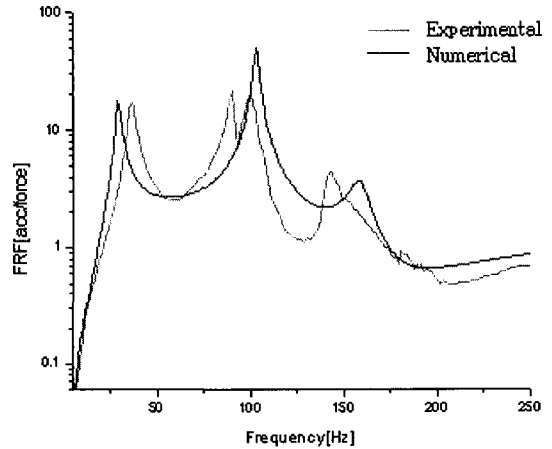
**Table 6** Apparatus of plate vibration test

Apparatus	Manufacturer & type	Spec.
Exciter & amplifier	MB C150HP	500 lb
	MB SS2500S	1 Ch.
Accelerometer & amplifier	B&K Type 4370	10.15 pC/ms <sup>-2</sup>
	B&K Type 5935	1 Ch.
	PCB Model 353B14 PCB Model 482B11	5.5 mV/g 1 Ch.
Micro phone & amplifier	B&K Type 2669	
	B&K Type 2635	
FFT analyzer	Zonic+AND	1 Output Ch. 8 Input Ch.
Personal computer	Mac. Quadar 950	Max.
	Digital Ventrius	40 kHz

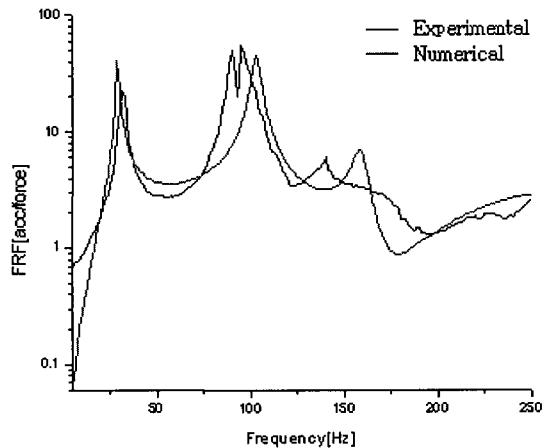
판의 손실계수로부터 산출하고<sup>(10)</sup> NASTRAN 코딩 작업 시 구조감쇠를 추가하였다.

실험에 쓰인 평판은 가로 510 mm, 세로 510 mm, 두께 0.8 mm의 강판이다. 이 평판을 폭과 높이가 50 mm, 40 mm인 사각 프레임 위에 고정하므로 실제로 실험 대상이 되는 영역은 460 mm×460 mm이다.

전자식 가진기로 프레임을 가진하고 입력에서 구조물의 영향을 파악하기 위하여 프레임에도 가속도계를 설치하여 측정하였다. 측정 위치에 따라 가속도의 값이 다르게 측정이 되겠지만 본 과제에서는 가운데 부분에서 가속도를 측정하였다. 가진 형태는 랜덤 가진을 사용하였고 데이터의 처리는 WCA/Modal 프로그램을 이용하였다.



**Fig. 7** Frequency response spectrum of vibrating plate - A type layered



**Fig. 8** Frequency response spectrum of vibrating plate - B type layered

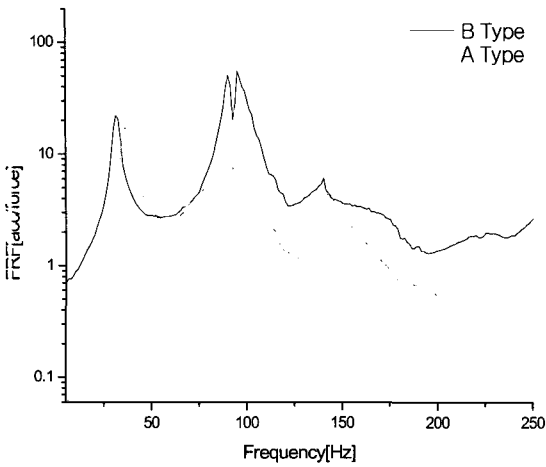


Fig. 9 Comparison of vibration test result

평판 진동 실험결과를 보면 A type을 피복했을 때 B type을 피복했을 때 보다 손실계수가 크고, 이것은 복합판을 사용한 손실계수 측정 결과와 일치한다.

#### 2.4 평판 방사소음 해석

FEM 해석으로 얻은 평판의 주파수 응답을 음향요소의 입력 경계조건으로 이용하여 평판에서 방사되는 소음을 BEM(boundary element method)을 이용하여 해석하였다. 해석을 위한 모델링 및 전처리 과정은 SDRG/I-DEAS, 해석과 후처리 과정은 SYSNOISE를 이용하였다.

Fig. 10은 1차 공진점에서의 방사소음 에너지량을 Fig. 11은 2차 공진점에서의 방사소음 에너지량을 나타낸 것이다. Fig. 10과 Fig. 11의 두 그림 다 아래쪽 그림은 평판의 진동 모드를 위 쪽 그림은 평판으로부터 30 cm 떨어진 가상평면에서의 음향 방사에너지량을 도식적으로 표현한 것이다. 또한 가상평면에서 A 타입 및 B 타입의 음향 방사 에너지량의 크기를 막대 그래프로 표시하였다. 1차 공진점에서 A 타입 제진재의 최대 방사 인텐시티 값은  $0.426 \text{ W/m}^2$  이고 B 타입 제진재의 최대 방사 인텐시티 값은  $11.15 \text{ W/m}^2$  이다. 2차 공진점에서 A type 제진재의 최대 방사 인텐시티 값은  $0.3935 \text{ W/m}^2$  이고 B type 제진재의 최대 방사 인텐시티 값은  $0.494 \text{ W/m}^2$  이다. 각 공진점에서의 결과를 비교하여 보면, 방사 인텐시티는 제진성과 동일한 경향을 보였다.

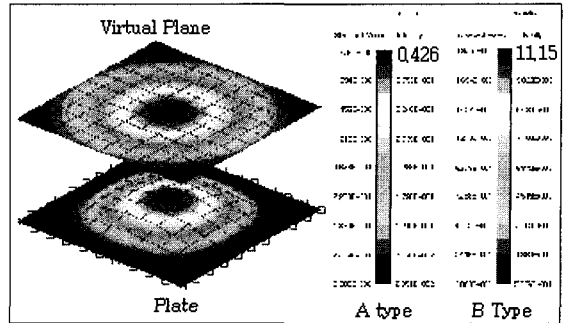


Fig. 10 Intensity contour of radiated noise at 1st resonance

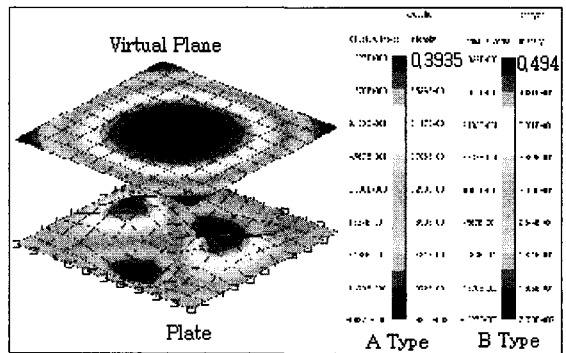


Fig. 11 Intensity contour of radiated noise at 2nd resonance

### 3. 결론

자동차의 BIW에 부착되는 아스팔트계 제진재의 올바른 성능 평가는 평판을 이용하여 제진성능 및 방사소음 저감 성능을 평가하는 것이 바람직하다. 하지만 지금까지는 작은 시편을 가지고 오베르스트법이나 임피던스법을 적용하여 제진 성능을 평가하여 왔다. 이에 대하여 제진재의 실차적용 시에 정확도에 대한 많은 논란이 되어 왔다.

본 연구에서는 시편을 이용한 제진 성능 평가 결과와 평판을 이용한 제진 성능 평가 결과가 대체로 유사한 경향이 있음을 확인하였다. 따라서 실차나 평판을 이용하지 않고 시편만을 이용하여도 자동차용 제진재의 성능 개발이 가능하리라 판단된다.

### 참고 문헌

- (1) Oberst, H., 1952, "Über die Damping der Bigeschwingungen Dunner Bleche", Durch Fest

haftende Bleelage, *Acustica*, Vol. 2, Akustische Beihefte No. 4, pp. 181~194. (H. L. Blackford, Inc., trans., Newark, N. J.)

(2) Kerwin, E. M., Jr, 1959, "Damping of Flexural Waves by a Constrained Viscoelastic Layer", *Journal of the Acoustic Society of America*, Vol. 31, No. 7, pp. 952~962

(3) Ross, D., Ungar, E. E. and Kerwin, E. M., 1959, Section 3 in *Structural Damping*, (ED. J. E. Ruzicka) New York : Pergamon Press. Damping of Plate Flexural Vibrations by Means of Viscoelastic Laminae

(4) Ross D. and Kerwin, E. M., 1959, "A Comparison of the Effectiveness of Homogeneous Layer and Damping Flexural Wave in Plate", *Proc. 3rd Intl. Congr. on Acoustics*, Stuttgart.

(5) Robert D., Blevins Ph. D., 1969 *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, pp. 250~263, Robert E. Krieger Publishing Company

(6) Unger, E. E., 1962, "Loss Factor of Viscoelastic Damped Beam Structures", *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 34, No. 8, pp. 1082~1089.

(7) Ditaranto, R. A., 1965, "Theory of Vibratory Bending for Elastic and Viscoelastic Layered Finite Length Beams", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 32, Trans. ASME, Series E, Vol. 88, No. 4, pp. 861~867.

(8) Mead, D. J. and Markus, S., 1969, "The Forced Vibration of a Three-layer, Damped Sandwich Beam with Arbitrary Boundary Conditions", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 10, No. 2, pp. 163~175.

(9) Ahid D. N, 1985, *Vibration Damping*, John Wiley & Sons.

(10) ASTM E 756 - 83, Standard Method for Measuring Vibration Damping Properties of Materials.