

〈논 문〉

## 단일방향 90° 적층 보의 횡전단응력이 진동감쇠에 미치는 효과

The Significance of Transverse Shear on Vibration Damping of 90-degree Unidirectional Laminated Composites

임 중 휘\*

Jong Hee Yim

(1999년 8월 5일 접수 : 1999년 12월 15일 심사완료)

**Key Words** : Vibration(진동), Damping(감쇠), Loss Factors(감쇠계수), Laminated Composites(적층 복합재료), Flexural Bending Moment(굽힘 모멘트), Transverse Shear Stress(횡 전단응력)

### ABSTRACT

On the basis of the concept of strain energy-weighted dissipation, an enhanced model for predicting damping in laminates is presented. In this model, the influence of transverse shear on 90° laminates has been included with those of in-plane stresses on beam. Also, an experimental damping measurement is conducted with changing the length and the thickness of laminated beam specimen for confirmation of the model prediction. The theoretical predictions in 90° laminates were reasonably compared with experimental data. The transverse shear reveals to have an influence on the damping behavior in 90° laminates.

### 1. 서 론

복합재료는 일반적으로 우수한 비강도와 비강성의 특징을 지니고 있어 일상적으로 여러 산업분야에서 사용되고 있다. 이러한 복합재료에서 종종 중요시되고 있는 또 다른 특징은 그들이 지니고 있는 진동 감쇠 거동<sup>(1)</sup>이다. 다양한 동적 구조물의 응용 속에서 그 감쇠 특징은 또 하나의 주된 관심사로 근래에 주목받고 있다. 대부분의 구조물 응용에서 그 구조물의 에너지 소산량은 기계적 접합인 볼트, 리벳과 접착제에 의한 접합부위의 마찰이나 공기와 습기와 같은 주위환경의 저항에 의한 감쇠에 기인하였다<sup>(1~6)</sup>. 그러나, 복합재료의 응용의 장점중에 하나는 수많은 기계적 접합부위를 최소화 할 수 있으므로 접합부에서 발생하는 에너지 소산량을 급격히 감소시킬

수 있었다. 따라서, 그들 복합재료를 수많은 접합부위를 최소화하는 응용 속에서 그들 자체의 재료 뎀핑이 점차적으로 중요시되면서 뎀핑의 역할에 대한 철저한 이해가 필요하게 되었다. 그 동안 수많은 연구자들에 의해 복합재료의 진동 감쇠계수를 결정하고자하는 노력이 실험과 이론을 통하여 조사되어 왔다<sup>(1~17)</sup>. 그들중 몇몇 연구자들에 의해서 층간응력과 횡 전단변형의 효과를 고려하였다<sup>(3~5)</sup>. 그들의 연구동기는 주로 복합재료가 기존의 구조재료인 금속에 비해 향상된 진동 감쇠계수 값을 제공할 수 있다는 사실에서 시작되었다. 그들 연구들은 혼합된 재료의 각각의 성분의 감쇠계수의 값을 근거로 하여 조사되었다. 일반적으로 복합재료의 모재로 사용된 고분자 재료는 높은 감쇠특성을 갖고 있다. 이러한 전형적인 고분자 선형 점탄성 재료는 구조재료인 금속보다 큰 차수의 감쇠계수 값을 갖는 것으로 실험에 의해 입증되어 왔다. 그들이 섬유 강화된 고분자 복합재료 형태로 사용될 때, 그 고분자 재료의 상대적인 부피율은 전형적으로

\* 정회원, 광주-전남지방 중소기업청

단지 40%에 불과 할지라도 모재로 사용된 그 고분자 재료는 복합재료 감쇠계수에 아주 크게 영향을 미친다. 일반적으로 재료 댄핑은 기계적 에너지를 열 소산에너지로 전환하는 어떤 재료 특성으로 정의되어 질 수 있다. 기존의 금속재료에서는 이 에너지 소산은 진동으로 인해 시험편의 내부에서 마찰로 야기된 열 소산이 일어나는 것으로 알려졌다. 그러나 복합재료의 경우는 에너지 소산이 다음과 같은 여러 가지 근원에서 발생하는 것으로 조사되었다<sup>(1~16)</sup>.

섬유 강화 고분자 복합재료에서 가장 중요한 댄핑 기구는 손상되지 않는 완벽하게 제조된 복합재료에서는 주로 모재와 섬유의 점 탄성 거동과 주기적인 진동으로 인한 열 흐름에 따른 열 탄성 감쇠는 주로 금속기지 복합재료에서 주요한 거동으로 나타나고 있다. 그리고 제조 과정에서 발생하는 재료 자체의 손상부위에서 발생하는 댄핑 기구가 존재한다. 특히, 섬유와 모재 사이에 결합되지 않는 부분에서의 쿨롬(coulomb)마찰에 기인한 댄핑 거동과 복합재료 속에서 미시적으로 혹은 거시적으로 존재하는 손상으로부터 야기되는 에너지소산 등이 일어나 복합재료의 댄핑에 영향을 미치는 것으로 알려져 왔다<sup>(1,7)</sup>.

미시적으로 이들 기구들을 각각 분리하여 예측하는 정확한 모델을 만들기 어렵기 때문에 역학적 관점에서 적층 복합재료의 댄핑 예측모델을 유도하였다. 본 연구에서는 횡 방향 기본감쇠계수를 결정하기 위하여 단일방향 90° 적층 복합재료 댄핑의 시험편 두께와 길이의 영향에 대해서 체계적으로 조사하였다. 일반적으로 구조물의 진동 댄핑은 굽힘 진동의 결과<sup>(5,6)</sup>로부터 발생된다는 가정 하에 Ni와 Adams는 플라이 응력(ply stress)조건하에 주 모멘트( $M_1$ )만을 고려하여 에너지 접근방법<sup>(8)</sup>을 유도하였다. 이들 이론을 발전시켜 횡 전단응력의 영향을 고려하였다. 그 댄핑 예측은 평면 응력들과 횡 전단응력을 고려하여 구하였다. 횡 전단응력을 고려하여 단일방향 90°로 적층된 복합재료의 두께 및 길이의 변화에 따른 감쇠계수의 민감성을 정량적으로 예측하여 보다 정확한 횡 방향 기본 감쇠계수를 측정하기 위한 시험편 치수 및 크기에 대해 도움을 주고자 연구하였다. 이 횡 방향 기본 감쇠계수는 여러 방향의 섬유로 적층된 복합재료의 진동감쇠 예측에 필수적인 기본 감쇠계수이다.

## 2. 이론 전개

Ni와 Adams의 이론<sup>(8)</sup>을 바탕으로 횡 전단응력의 영향을 알아보기 위하여 평형방정식을 적용하였다. 적층된 보에 연속된  $n$ 개 모드를 가지는 연속체인 보의 진동에서 진폭이 가장 큰 첫 번째 모드에 상당하는 주 굽힘 모

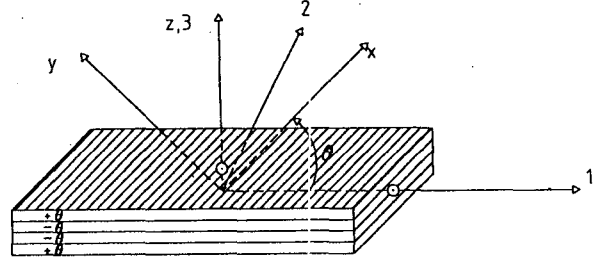


Fig. 1 Coordinate systems of geometric axes and principal material axes

멘트( $M_1$ )를 고려하여 평면 응력들에 의한 에너지 소산량을 구하였다. 보의 횡 전단응력은 다음 가정하에 결정되었다. 이론공식은 Fig. 1에서 보여주는 좌표계위에서 유도되었다. 90° 적층 보는 일반적으로 섬유방향과 90° 방향인  $y$  방향에 따라 좁고 길게 이루어져 있으므로 응력 분포가  $x$  방향에 무관하다는 가정 하에 그 횡 전단응력이 결정되었다. 따라서 소산된 에너지는 4종류의 응력들에 의해 나누어 계산될 수 있었다. 즉, 섬유방향 좌표계에서  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}$ 의 응력에 의한 적층된 복합재료의 소산에너지를 결정하였다. Ni와 Adams에 의해 구해진 평면 응력들을 다음 평형방정식에 대입함으로써 횡 전단응력을 구할 수 있다.

$$\frac{\partial \sigma_x^{(i)}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}^{(i)}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}^{(i)}}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \sigma_{xy}^{(i)}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y^{(i)}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}^{(i)}}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial \sigma_{xz}^{(i)}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}^{(i)}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z^{(i)}}{\partial z} + f_z = 0 \quad (3)$$

여기서,  $(i)$  = 적층보의  $i$ 번째층

따라서 보속에서의 최대 저장에너지는 굽힘 변형에너지와 횡 전단변형에너지를 합함으로써 얻어졌다. 댄핑에 대한 횡 전단응력의 영향을 분석하기 위하여 실험장치에 해당하는 주 굽힘 모멘트를 고려할 목적으로 두 종류의 하중에 의해 일어난다고 가정하였다. 하나는 집중하중과 다른 하나는 분포하중이 작용하는 것으로 가정하였다. 결국 90° 단일방향으로 적층된 복합재료의 에너지 소산량은 스트레인 에너지 접근방법과 보 이론을 적용하여 예측하였다.

### 2.1 굽힘 모멘트에 의한 스트레인에너지

Ni와 Adams는 굽힘 모멘트로 인한 댄핑 이론을 정립하고자 보에서 순수 굽힘에 의해 발생된 변형에너지 소산량을 계산하기 위하여 그 보에서 발생하는 굽힘 응력

을 섬유 좌표계를 기준으로 3종류의 평면 응력으로 나누어서 총 소산에너지를 구하였다. 간단하게 아래와 같이 수식으로 표현할 수 있다.

$$\Delta W = \Delta W_x + \Delta W_y + \Delta W_{xy} \quad (4)$$

각각의 항들 중에서  $\sigma_x$ 에 대한 변형에너지 소산량을 더 자세히 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta W_x &= \int_0^l 2 \int_0^{h/2} \pi \eta_L \sigma_x \epsilon_x dz dx \\ &= 2\pi \eta_L \int_0^l \int_0^{h/2} \sigma_x \epsilon_x dz dy \\ &= \frac{2\pi \eta_L}{I^*} \int_0^{h/2} m^2 (Q_{11} d_{11}^* + Q_{12} d_{12}^* + Q_{16} d_{16}^*) \\ &\quad (m^2 d_{11}^* + mnd_{16}^*) z^2 dz \int_0^l M_1^2 dy \end{aligned}$$

여기서,

- $\epsilon_x$  = 굽힘 모멘트하에  $x$ 방향의 변형율,
- $l$  = 보의 길이,
- $h$  = 보의 두께,
- $\eta_L$  = 축방향 기본 감쇠 계수,
- $I^*$  = 단면의 단위 관성 모멘트의 단면계수 ( $h^3/12$ ),
- $Q_{ij}$  = 축약된 단층강성도의 성분,
- $d_{ij}^*$  = 단위화한 굽힘 컴플라이언스,
- $M_1 = Py$  = 집중 하중에 의한 굽힘 모멘트,
- $M_1 = 1/2 wy^2$  = 분포 하중에 의한 굽힘모멘트,
- $m = \cos \theta$ ,
- $n = \sin \theta$ .

같은 방법으로 나머지 항들 즉  $\Delta W_y$ ,  $\Delta W_{xy}$ 는 다음과 같이 유도하였다.

$$\begin{aligned} \Delta W_y &= \frac{2\pi \eta_T}{I^*} \int_0^{h/2} n^2 (Q_{11} d_{11}^* + Q_{12} d_{12}^* + Q_{16} d_{16}^*) \\ &\quad \times (n^2 d_{11}^* - mnd_{16}^*) z^2 dz \int_0^l M_1^2 dy \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \Delta W_{xy} &= \frac{2\pi \eta_{LT}}{I^*} \int_0^{h/2} mn (Q_{11} d_{11}^* + Q_{12} d_{12}^* + Q_{16} d_{16}^*) \\ &\quad \times (2mnd_{11}^* - (m^2 - n^2) d_{16}^*) z^2 dz \int_0^l M_1^2 dy \end{aligned} \quad (7)$$

여기서,  $\eta_T$  = 횡 방향 기본감쇠계수,  
 $\eta_{LT}$  = 전단 기본 감쇠계수.

그리고 보에서 굽힘에 의해 발생하는 총 변형에너지는 다음과 같이 기본역학으로부터 유도되었다.

$$W_b = \int_0^l M_1 \kappa_1 dx = \frac{d_{11}^*}{I^*} \int_0^l M_1^2 dy \quad (8)$$

여기서,  $\kappa_1$  = 주굽힘 곡률

## 2.2 횡 전단 응력에 의한 스트레인 에너지

적층판의 평형방정식 (3)으로부터 그 횡 전단응력을 구하기 위하여 Ni와 Adams가 유도한 평면 응력들을 그들 평형방정식에 대입하였다.

$$\begin{aligned} \sigma_x^{(0)} &= \frac{zM_1}{I^*} m^2 (Q_{11}^{(0)} d_{11}^* + Q_{12}^{(0)} d_{12}^* + Q_{16}^{(0)} d_{16}^*) \\ &= \frac{zf_1^{(0)} M_1}{I^*} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \sigma_y^{(0)} &= \frac{zM_1}{I^*} n^2 (Q_{11}^{(0)} d_{11}^* + Q_{12}^{(0)} d_{12}^* + Q_{16}^{(0)} d_{16}^*) \\ &= \frac{zf_2^{(0)} M_1}{I^*} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{xy}^{(0)} &= \frac{zM_1}{I^*} (-mn) (Q_{11}^{(0)} d_{11}^* + Q_{12}^{(0)} d_{12}^* + Q_{16}^{(0)} d_{16}^*) \\ &= \frac{zf_3^{(0)} M_1}{I^*} \end{aligned} \quad (11)$$

여기서,

$$f_1^{(0)} = m^2 (Q_{11}^{(0)} d_{11}^* + Q_{12}^{(0)} d_{12}^* + Q_{16}^{(0)} d_{16}^*) \quad (12)$$

$$f_2^{(0)} = n^2 (Q_{11}^{(0)} d_{11}^* + Q_{12}^{(0)} d_{12}^* + Q_{16}^{(0)} d_{16}^*) \quad (13)$$

$$f_3^{(0)} = (-mn) (Q_{11}^{(0)} d_{11}^* + Q_{12}^{(0)} d_{12}^* + Q_{16}^{(0)} d_{16}^*) \quad (14)$$

90° 적층 복합재 보에 대해서 보는 섬유 좌표계의  $y$ 축의 방향으로 길게 뻗어있어  $y$ 축의 영향을 주로 받는다는 가정 하에 그 횡 전단응력을 구하였다. 즉 보속의 응력들을 그 보가  $y$ 축 방향으로 길게되어  $x$ 축에 무관하다는 가정 속에 90° 단일방향으로 적층된 복합재의 횡 전단응력의 효과를 구하기 위해 그 평형방정식을 적용하여 다음과 같이 유도하였다.

$$\sigma_{yz}^{(0)} = -\frac{1}{I^*} \int_{-h/2}^{z_i} f_2^{(0)} \frac{dM_1}{dy} dz \quad (15)$$

여기서,  $z_i = t$  번째의 적층판까지의 두께

보의 이론으로부터 다음과 같이 다시 쓸 수 있다:

$$\sigma_{yz}^{(0)} = -\frac{Q}{I^*} \int_{-h/2}^{z_i} f_2^{(0)} dz \quad (16)$$

여기서,

$Q = P =$  집중 하중하에 굽힘 하중,

혹은,

$Q = wy =$  분포 하중하에 굽힘 하중.

위의 적분은 각 적층부에서 횡 전단 응력이 연속적인 분포하에 있다는 가정하에 계산되었다. 보의 횡 전단 변형에너지는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$W_{yz} = \int_{vol} \frac{\sigma_{yz}^2}{2G_{TS}} dv = \frac{1}{2G_{TS}} \int_0^l \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{yz}^2 bdzdy \quad (17)$$

여기서,  $G_{TS} = G_{LS} = G_{LT}$  : 적층판의 전단계수.  
따라서 횡 전단응력에 관련한 소산된 에너지는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Delta W_{yz} = \frac{\pi\eta_{TS}}{G_{TS}} \int_0^l \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{yz}^2 bdzdy \quad (18)$$

여기서,  $\eta_{TS} = \frac{(1 - V_f)\eta_m G_{TS}}{G_m} = 90^\circ$ 로 적층된 단일방향 복합재의 횡 전단 기본 감쇠계수<sup>(11)</sup>, (편의상,  $\eta_{LT} = \eta_{LS} = \eta_{TS}$ 으로 가정하였다.),  $\eta_m$  = 모재의 감쇠계수,  $G_m$  = 모재의 전단계수,  $G_{TS}$  = 복합재의 층간전단계수.

### 2.3 보 속에 총 저장에너지

보 속에 총 저장된 에너지는 최종적으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$W = W_b + W_{yz} \quad (19)$$

$$= \frac{d_{11}^*}{I^*} \int_0^l M_1^2 dy + \frac{1}{2G_{yz}} \int_0^l \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{yz}^2 bdzdy$$

여기서,  $W_b$  = 외팔보의 굽힘 변형에너지,

$W_{yz}$  = 횡 전단응력에 의한 변형 에너지.

위의 에너지 접근 방법의 결과로부터 총 감쇠계수는 다음과 같이 예측할 수 있다.

$$\eta_{ov} = \frac{\sum \Delta W}{2\pi \sum W} \quad (20)$$

$$= \frac{\Delta W_x + \Delta W_y + \Delta W_{xy} + \Delta W_{yz}}{2\pi(W_b + W_{yz})}$$

여기서,  $\eta_{ov}$  = 총 감쇠계수.

## 3. 실험

본 연구에서 사용된  $90^\circ$  적층 복합재료(AS4/3501-6)의 진동 재료평형은 측정하기 위한 실험방법으로 가진력은 충격기법이 사용되었다. 실험장비의 주요한 부분은 시험편, 시험편을 물리는 지그, 전자기적 충격 햄머, 비접촉 와류전류 탐상과, FFT분석기 등으로 구성되었다. 시험편은 지그속에서 외팔보 형태로 지지된 편평한 적층 보이다. 모든 시험편의 폭은 1인치이고 두께는 3종류로

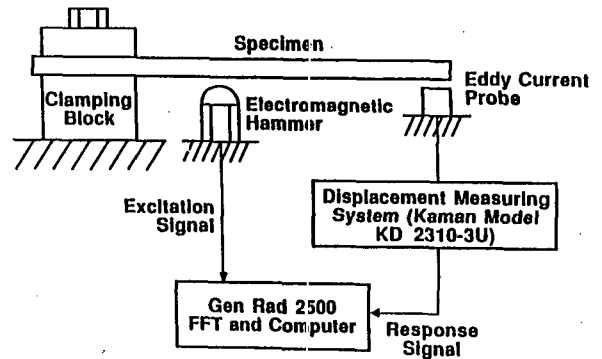


Fig. 2 Instrumentation for impulse technique

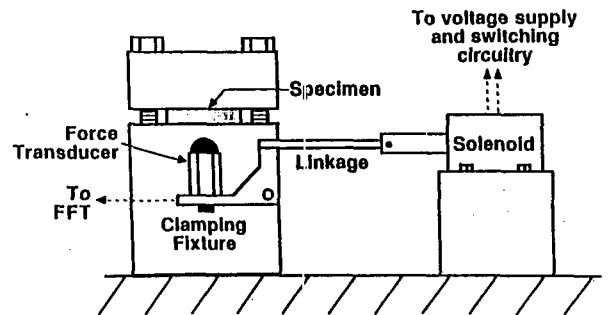


Fig. 3 Electromagnetic hammer schematic

8(0.042 inch), 20(0.1 inch)와 32(0.162 inch)플라이를 사용하였다. 시험편의 길이는 감쇠계수 측정을 용이하게 하기 위하여 길이에 따른 고유진동수를 조절할 수 있게 하였다. 사용된 전자기적 햄머는 자동으로 일정 크기의 충격을 가하도록 제작되었다. 또한, 트랜듀서를 시험편에 부착하여 시험편의 움직임을 감지할 때 그 트랜듀서의 무게에 의한 영향을 줄이기 위해 비접촉식 와류 전류 탐상법을 사용하였다. 이는 시험편 끝단 위에 알루미늄 포일을 장착한 끝단 바로 아래쪽에 시험편의 진동 움직임을 감지하는 센서를 설치하였다. 가진력(force)와 시험편의 진동 움직임을 감지하는 센서로부터의 그 신호들은 FFT 분석기에 입력되어 진동 감쇠계수가 측정되었다. 감쇠계수의 데이터 처리방법으로 컴퓨터 스크린의 진동수 분해능에 의한 half-power bandwidth 방법으로 감쇠계수를 평가하기 위하여 컴퓨터 스크린상의 zoom 모드상의 진동수 반응 함수 곡선 위에서 측정하였다. 본 연구에 사용된 실험장비가 Figs. 2와 3에서 보여주고 있다. 실험방법의 자세한 내용은 참고문헌 (7)에 기술되어 있다.

## 4. 결과 및 토의

이 장에서는 단일방향  $90^\circ$  복합재 보의 횡 방향 기본

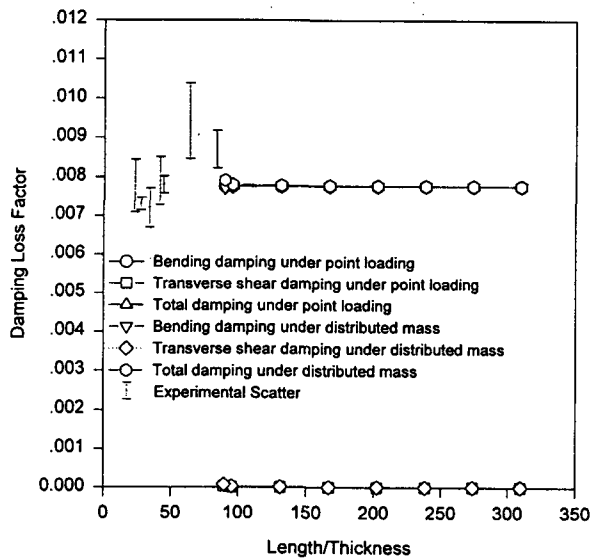
**Table 1** Basic material properties of AS4/3501-6 composites used in this study

$E_L$ (GPa)	$E_T$ (GPa)	$\nu_{LT}$	$G_{LT}$ (GPa)	$\eta_L$ ( $\times 10^{-3}$ )	$\eta_T$ ( $\times 10^{-3}$ )	$\eta_{LT}$ ( $\times 10^{-3}$ )	$V_f$ (%)
128	9.26	0.3	5.9	1.8405	7.7801	9.477	65

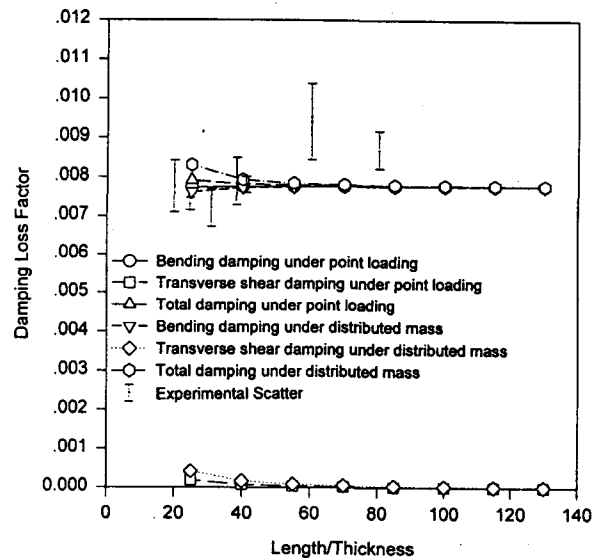
**Table 2** AS4/3501-6 [90]<sub>20</sub> composites experimental damping data

Beam length (cm)	First mode			Beam length (cm)	First mode		
	$f_1$ (Hz)	Loss factor ( $\times 10^{-4}$ )			$f_1$ (Hz)	Loss factor ( $\times 10^{-4}$ )	
20.3	1	24.22	81.57	7.6	1	182.17	77.53
	2	24.22	89.51		2	182.78	71.29
	3	24.22	89.98		3	182.39	67.62
	Avg.	24.22	87.02		Avg.	182.45	72.15
	S.D.	0.0000	4.7257		S.D.	0.3089	5.0102
15.2	1	47.50	104.73	6.0	1	266.54	75.01
	2	47.56	85.76		2	266.61	72.17
	3	47.51	92.27		3	266.61	72.17
	Avg.	47.52	94.25		Avg.	266.59	73.12
	S.D.	0.0321	9.6393		S.D.	0.0404	1.6397
10.2	1	99.70	76.58	4.8	1	422.14	70.33
	2	99.95	80.56		2	422.54	79.23
	3	99.54	77.37		3	422.47	83.52
	Avg.	99.73	78.17		Avg.	422.38	77.69
	S.D.	0.2066	2.1072		S.D.	0.2136	6.7279
9.5	1	101.40	82.28				
	2	102.34	71.92				
	3	101.69	82.67				
	Avg.	101.81	78.96				
	S.D.	0.4814	6.0971				

감쇠계수의 결정에 통찰력을 제공하기 위해 이론과 실험의 결과가 제시되었다. Table 1은 AS4/3501-6 복합재료의 댄핑 예측을 위하여 사용된 기본 재료 상수가 주어지고, Table 2는 실험에 의해 측정된 댄핑과 고유진동수를 나타내고있다. 그리고, 단일방향 90° 복합재료에서 길이와 두께를 변화시키면서 측정한 감쇠계수는 일정하게 변화하지 않아서 이론적으로 예측해 보았다. Figs. 4~6은 각각 8, 20, 32 ply로 적층된 복합재료의 댄핑 길이에 따라 댄핑 변화를 보여주고 있으며, Fig. 7는 일정한 길이(13 inch)에서 두께의 변화에 따른 댄핑의 변화를 나타내주고 있다. Figs. 4~7에서 보여 주듯이 이론적으로는 시험편 길이를 짧게 하고 두께가 두꺼워짐에 따라 감쇠계수 값은 증가하는 반면 실험결과는 시험편이 길어지면 높은 값을 나타내고 있으며 짧아지면서 일정한 값을 보이다가 다시 약간 증가하는 경향을 보였다. 시험편이 길어지면서 이론과 실험치가 차이를 보이는 것은 시험편이 길 때 그의 강성계수 값이 낮아지기 때문에 비 선형 효과와 중력의 영향을 받는 것으로 사료된다. 또한, 이러한 90° 방향 시험편 형상은 모재의 영향을 더 받기 때문에 감쇠계수는 모재의 감쇠계수와 비슷할 것으로 예상하였다. 본 논문에서 모재 시험편에 대한 재료 감쇠계수 값을 실험에 의해 결정하였다. 일반적으로 등방성 재료나 점탄성 재료는 일정한 진동수 범위 내에서 시험편 길이가 짧아지면서 진동수 증가에 따라 감쇠계수가 증가하는 경향을 나타낸다. 따라서 이론적으로 90°



**Fig. 4** Analytically and experimentally determined vibration damping loss factor versus sample length/thickness for 90 degree 8 ply AS4/3501-6 composites



**Fig. 5** Analytically and experimentally determined vibration damping loss factor versus sample length/thickness for 90 degree 20 ply AS4/3501-6 composites

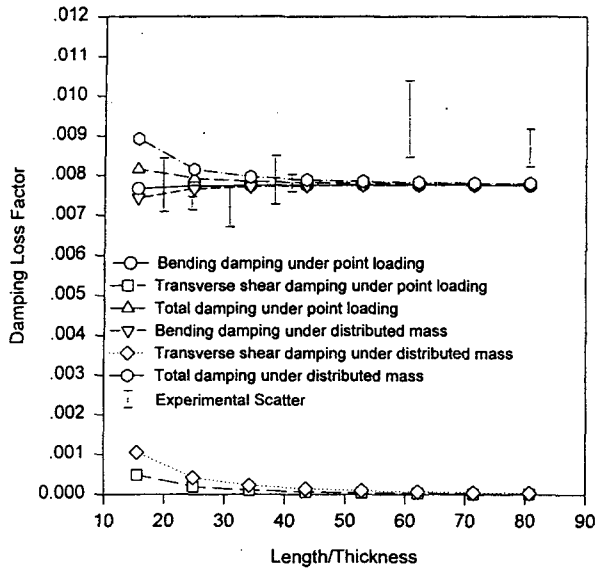


Fig. 6 Analytically and experimentally determined vibration damping loss factor versus sample length/thickness for 90 degree 32 ply AS4/3501-6 composites

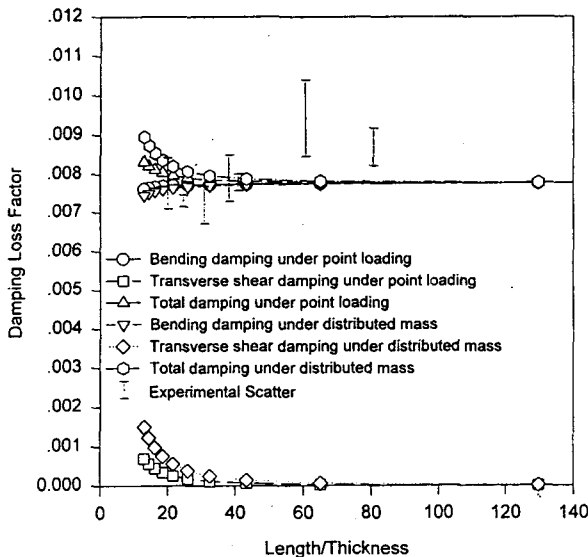


Fig. 7 Analytically and experimentally determined vibration damping loss factor versus sample length/thickness for 90 degree AS4/3501-6 composites on 13 inch sample length

단일방향 시험편에서 최대 감쇠계수는 가장 높은 고유진동수에서 일어났다. 또한 진동수 100~400 Hz 범위 내에서 감쇠계수는 거의 일정하게 나타나거나 진동수 증가에 따른 약간의 증가하는 경향을 보여주었다. 후자의 진동수 증가에 따른 감쇠계수의 증가는 시험편 형상의 재료 특성이 모재에 의해 지배되는 것으로 예상되었다. 실험

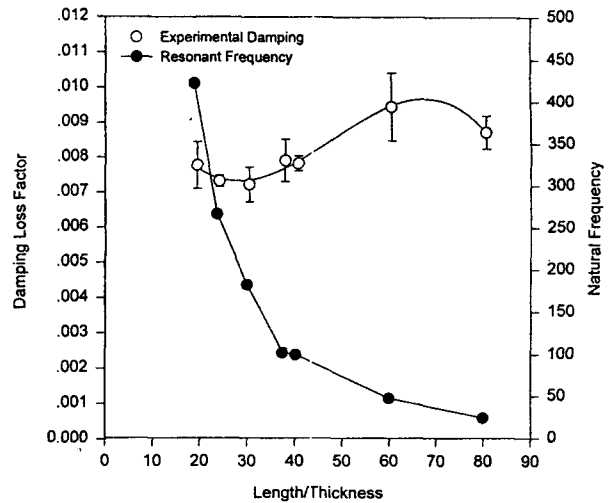


Fig. 8 Damping loss factor and frequency versus sample length/thickness for 90-degree 20 ply AS4/3501-6 composites

에서 측정된 보다 낮은 고유진동수에서 높은 감쇠계수는 실험에 사용된 시험편 길이가 긴 보의 낮은 강성계수로 인한 중력효과와 비선형 감쇠효과에 기인될 수 있는 것으로 사료된다.

결과적으로 90° 단일방향 복합재료는 100 Hz 이하의 진동수에서 얻어진 감쇠계수는 진동수 감소와 함께 감쇠계수의 증가하는 경향을 보여주었다. 이러한 사실은 시험편의 비 선형효과와 중력의 영향을 받는 결과일 수 있다. 일반적으로 진동수에 따른 감쇠계수의 변화는 선형적인 증가라기보다 거의 일정하고 또한 진동수 증가에 따른 약간 증가하는 경향을 보여주었다. 그 감쇠계수는 시험편 길이와 두께에 비교적 덜 민감한 것으로 나타났다. 진동수와 감쇠계수사이의 관계를 실험적으로 알아보기 위하여 Fig. 8은 실험에 의해 측정된 고유진동수와 감쇠계수 대 길이/두께의 비의 변화에 따른 그래프를 보여주고 있다. 고유진동수는 급격하게 변한 반면 감쇠계수는 고유진동수가 증가함에 따라 처음에는 감소하다가 일정하게 유지하면서 다시 약간 증가하는 경향을 나타내고 있다. 고유진동수가 클수록 감쇠계수는 이론적으로 증가하는 반면 실험에서 특별한 고유 진동수 범위에서 실험장치 방법상의 영향 즉, 시험편의 비 선형효과와 중력의 영향으로 반대 현상이 나타난 것으로 판단된다.

## 5. 결 론

단일방향 90° 적층 복합지의 외팔보 형태의 구조물을 위한 뎀핑 모델을 재검토하여 그들의 뎀핑 예측과 실험에 의한 측정으로부터 다음 결론에 도달하였다.

(1) 단일방향 90° AS4/3501-6 복합재 보에서 그 재료 댄핑은 시험편의 두께가 증가하고 시험편의 길이가 짧아 질수록 횡 전단 응력의 영향으로 약간의 증가하는 경향을 나타냈다. 그러나, 실험에 의해 측정된 댄핑은 비교적 두께와 길이 변화에 덜 민감한 것으로 나타났다.

(2) 두꺼운 시험편의 길이변화에 따른 댄핑의 변화는 얇은 시험편의 것보다 더 크게 영향을 받는 것으로 나타났다.

(3) 두가지 하중조건중 분포하중조건으로부터 예측된 댄핑 값이 집중하중조건으로부터 예측된 값보다 큰 것으로 나타났다.

(4) 횡 방향 기본 감쇠계수를 결정하기 위해 시험편의 길이와 두께의 변화에 따라 측정해 보았다. 시험편의 길이가 길면 낮은 강성계수로 인하여 비선형 효과와 중력 효과를 받고 짧으면 구속조건에 영향을 받으므로 그 보의 두께/길이의 비의 범위는 대략  $20 \leq t/L \leq 40$ 에서 측정해야 할 것으로 사료된다.

### 참 고 문 헌

(1) Adams, R. D., 1987, Damping Properties Analysis of Composites, Engineering Materials Handbook, Composites, Vol. 1, pp. 206~217, ASM.

(2) Bicos, A. S. and Springer, G. S., 1989, "Analysis of Free Damped Vibration of Laminated Composite Plates and Shells," International Journal of Solids and Structures, Vol. 25, pp. 129~149.

(3) Koo, K. N. and Lee, I., 1993, "Vibration and Damping Analysis of Composite Laminates Using Shear Deformable Finite Element," AIAA J., Vol. 31, No. 4, pp. 728~735.

(4) Saravanos, D. A., 1994, "Integrated Damping Mechanics for Thick Composite Laminates and Plates," Journal of Applied Mechanics, Vol. 61, pp. 375~383.

(5) Hwang, S. J. and Gibson, R. F., 1991, "Contribution of Interlaminar stress on Damping of Laminated Composites," Comp. Struc., 41, pp. 379~393.

(6) Alam, N. and Asnani, N. T., 1986, "Vibration and Damping Analysis of Fibre Reinforced Composite Material Plates," Journal of Composite Materials, Vol. 20, pp. 2~18.

(7) Yim, J. H., Jang, B. Z., Shuling, J. C. and Gillespie, J. W. Jr., 1999, Effects of Interlaminar

Stresses on Damping of 0-Degree Unidirectional Laminated Composites, Polymer Composites, Vol. 20, No. 6, pp. 796~803.

(8) Ni, R. G. and Adams, R. D., 1984, "The Damping and Dynamic Moduli of Symmetric Laminated Composite Beams-Theoretical and Experimental Results," J. Comp. Matls, Vol. 18, p. 104.

(9) 임중휘, Jang, B. Z., Shuling, J. C. and Gillespie, J. W. Jr., 1997, "0-degree 단일방향 적층된 복합재료의 댄핑에 대한 횡 전단응력의 영향", 한국복합재료학회지, 제 10 권, 제 4 호, pp. 26~35.

(10) Gibson, R. F. and Plunkett, R., 1976, "Dynamic Mechanical Behavior of Fiber Reinforced Composites: Measurement and Analysis," Journal of Composite Materials, Vol. 10, pp. 325~341.

(11) Willway, T. A. and White, R. G., 1989, "The Effects of Matrix Complex Moduli on the Dynamic Properties of CFRP Laminate," Composites Science and Technology, Vol. 36, pp. 77~94.

(12) Henneke, E. G. II and Jones, T. S., 1979, "Detection of Damage in Composite Materials by Vibrothermography," Nondestructive Evaluation and Flaw Criticality of Composite Materials, ASTM STP 696, R. B. Pipes, Ed., American Society for Testing and Materials, pp. 83~95.

(13) Yim, J. H. and Jang, B. Z., 1999, "An Analytical Method for Prediction of the Damping in Symmetric Balanced laminated Composites," Polymer Composites, Vol. 20, No. 2, pp. 192~199.

(14) Crane, R. M. and Gillespie, J. W. Jr., 1991, "Characterization of the Vibration Damping Loss Factor of Glass and Graphite Fiber Composites," Composites Science and Technology Vol. 40 pp. 355~375.

(15) Hashin, Z., 1970, "Complex Moduli of Viscoelastic Composites: II. Fiber Reinforced Materials," Int. J. Solids and Struc., Vol. 6 pp. 797~807.

(16) Wren, G. G. and Kinra, V. K., 1990, "An Experimental Study of the Complex Dynamic Modulus," Dynamic Elastic Modulus Measurements in Materials, ASTM STP 1045, pp. 58~79.

(17) 박정일, 최낙삼, 1999, "접침이음부 및 국부적 층 댄핑을 갖는 보의 횡진동 특성," 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 1 호, pp. 174~183.