

# 점탄성층을 삽입한 0°&90° 섬유강화 복합재료의 감쇠계수에 대한 연구 A Study on Material Damping of the 0°&90° Laminated Composite Sandwich Cantilever Beam inserted with Viscoelastic layer

임종희\*·서윤종\*\*

Yim, Jong Hee and Seo, Yun Jong

**Key Words** : Vibration(진동), Damping(감쇠), Loss Factors(감쇠계수), Laminated Sandwich Composites (적층샌드위치복합재료), Flexural Bending Moment(굽힘모멘트), Transverse shear stress(횡전단응력).

### ABSTRACT

In this paper it is to establish a comprehensive model for predicting damping in sandwich laminated composites on the basis of strain energy method. In this model, the effect of transverse shear on the material damping has been considered with in-plane stresses. Results showed that the viscoelastic core thickness in the sandwich beam and the length of a beam have a high impact on the material damping. The transverse shear appears to be highly influenced by the damping behavior in 0° laminated sandwiched composites. However, it is little influenced by that in 90° laminated sandwiched composites.

## 1. 서론

감쇠계수는 동구조물의 설계에 필수적으로 확인 해야 할 중요한 인자이다. 과학 문명이 급속하게 발전하는 오늘날 우리에게 편리함을 제공하는 천연가스 나 원자로의 시설물의 방진문제 또는 고도의 정밀도를 요하는 기계구조물의 진동 문제를 해결하기 위하여 구조물의 복합화에 대한 연구가 필수적으로 대두되고 있다. 주로 흡진재료로 사용되고있는 점탄성재료를 적층복합재료의 사이에 삽입하여 적층함으로써 구조물의 방진 또는 흡진 특성을 극대화 할 수 있는 것으로 알려졌다. 이는 특히 동적하중을 받는 구조물이 공진을 일으킬 때 진폭을 감소와 고유진동수의 변화로 구조물을 안전하게 지킬 수 있어 동적구조물 설계에 아주 중요한 부분이다.(1-15)

점탄성재료의 중심부와 적층복합재료의 표층부로 이루어진 샌드위치 적층복합재료의 감쇠계수 측정 및 예측 모델이 연구되어져 왔다. 그들은 샌드위치 적층복합재료의 감쇠계수는 중심부의 점탄성층에 크게 의존하고 진동의 진폭과 소음흡수는 샌드위치 형태의 구조물을 과학적으로 설계 함으로써 최소화 할 수 있는 것으로 보여주었다.(2-4)

섬유강화 고분자복합재료에서 가장 중요한 감쇠계수 거동은 손상되지않는 완벽한 복합재료에서는 주로 모재와 섬유의 점탄성 거동과 주기적 진동으로 인한 열탄성 감쇠와 제조과정의 결함으로 손상부위에서 발생하는 감쇠기가 존재한다. 특히 섬유와 모재 사이에 결합되지 않은 부분에서 쿨롱 마찰에 기인한 감쇠거동과 복합재료 속에서 미시적으로 혹은 거시적으로 존재하는 손상으로부터의 에너지소산 등이 복합재료의 감쇠계수에 영향을 미치는 것으로 알려졌다.

본 논문은 이러한 복합재료의 감쇠거동에 점탄성재료를 중심부에 삽입하여 점탄성 감쇠거동을 극대화 하고자 하는 연구이다. 수식 접근방법으로는 구조물의 진동감쇠

는 굽힘진동의 결과로부터 발생된다는 가정으로 Ni 와 Adams 가 플라이응력조건으로 2 차원적 접근을 시도하였다 이에 덧붙여 3 차원 요소의 하나인 횡전단응력을 고려하여 본 논문은 시도하였다. 횡전단응력을 고려함으로써 샌드위치의 감쇠계수는 점탄성층의 두께와 길이의 영향을 받는 것을 명확하게 발견 할 수 있었다.

## 2. 수식모델링

Ni 와 Adams 의 이론[12]을 바탕으로 횡 전단응력의 영향을 알아보기 위하여 평행방정식을 적용하였다. 적층된 보에 연속된 n 개 모드를 가지는 연속체인 보의 진동에서 진폭이 가장 큰 첫 번째 모드에 상당하는 주 굽힘 모멘트(M<sub>1</sub>)를 고려하여 평면 응력들에 의한 에너지 소산량을 구하였다. 보의 횡전단 응력은 다음 가정 하에 결정되었다. 샌드위치 적층 보는 일반적으로 섬유 방향과 0° 방향인 x 방향에 따라 좁고 길게 이루어져 있으므로 응력 분포가 y 방향에 무관하다는 가정 하에 그 횡전단응력이 결정되었다. 따라서 소산된 에너지는 4 종류의 응력들에 의해 나누어 계산될 수 있었다. 즉, 섬유방향 좌표계에서  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{yz}$  의 응력에 의한 적층된 복합재료의 소산에너지를 결정하였다. Ni 와 Adams 에 의해 구해진 평면 응력들을 평행방정식에 대입함으로써 횡 전단응력을 구할 수 있다.

따라서 보속에서의 최대저장에너지는 굽힘 변형에너지와 횡전단 변형에너지를 합함으로써 얻어졌다. 댐핑에 대한 횡 전단 응력의 영향을 분석하기 위하여 실험 장치에 해당하는 주 굽힘 모멘트를 고려할 목적으로 두 종류의 하중에 의해 일어난다고 가정하였다. 하나는 집중하중과 다른 하나는 분포하중이 작용하는 것으로 가정하였다. 결국 0° & 90° 단일방향으로 적층된 샌드위치 복합재료의 에너지 소산량은 스트레인 에너지 접근방법과 보 이론을 적용하여 예측하였다

\* 광주전남중소기업청 시험연구원

E-mail : jhyim@smba.go.kr

Tel : (062) 671-0388, Fax : (062) 366-9669

\*\* 광주전남중소기업청 시험연구원

2.1 굽힘모멘트에 의한 스트레인에너지

Ni와 Adams는 굽힘 모멘트로 인한 뎀핑 이론을 정립하고자 보에서 순수 굽힘에 의해 발생된 변형에너지 소산량을 계산하기 위하여 그 보에서 발생하는 굽힘 응력을 섬유 좌표 계를 기준으로 3종류의 평면 응력으로 나누어서 총 소산에너지를 구하였다. 간단하게 아래와 같이 수식으로 표현할 수 있다.

$$\Delta W = \Delta W_x + \Delta W_y + \Delta W_{xy} \text{-----}(1)$$

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

$$\begin{aligned} \Delta W_x &= \int_0^l \int_{-h/2}^{h/2} \pi \eta_L \sigma_x \epsilon_x dz dx = \\ 2\pi \eta_L &\int_0^l \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x \epsilon_x dz dx = \\ \frac{2\pi}{I^{*2}} &\int_0^l M_1^2 dx [\eta_L \int_{-h/2}^{h/2} m^2 (Q^v_{11} d^*_{11} + \\ Q^v_{12} d^*_{12} + Q^v_{16} d^*_{16}) &(m^2 d^*_{11} + mnd^*_{16}) z^2 dz + \\ \eta_m \int_{-h/2}^{h/2} m^2 (Q^c_{11} d^*_{11} + Q^c_{12} d^*_{12} + \\ Q^c_{16} d^*_{16}) &(m^2 d^*_{11} + mnd^*_{16}) z^2 dz] \text{-----}(2) \end{aligned}$$

여기서, l = 보의 길이, h = 보의 두께,  $\eta_m$  = 점탄성재료의 감쇠 계수, t = 점탄성중심부의 두께,  $\eta_L$  = 축방향 기본 감쇠 계수,  $d^*_{ij}$  = 단위화한 굽힘 컴플라이언스,  $M_1 = P_x$  = 집중 하중에 의한 굽힘 모멘트,  $m = \cos \theta$ ,  $n = \sin \theta$ .

같은 방법으로 나머지 항들 즉  $\Delta W_y$ ,  $\Delta W_{xy}$  도 유도하였고 보에서 굽힘에 의해 발생하는 총 변형에너지는 다음과 같이 기본역학으로부터 유도되었다.

$$W_b = \int_0^l M_1 \kappa_1 dx = \frac{d^*_{11}}{I^*} \int_0^l M_1^2 dx \text{-----(3)}$$

2.2 횡전단응력에 의한 스트레인에너지

적층판의 평형방정식로부터 그 횡전단응력을 구하기 위하여 Ni와 Adams가 유도한 평면 응력들을 그들 평형방정식에 대입하였다. 아래와 같이 가정하였다.  $0^0$  적층 복합재 샌드위치보에 대해서 보는 섬유 좌표계의 x 축의 방향으로 길게 뻗어있어 x 축의 영향을 주로 받는다. 가정 하에 그 횡 전단 응력을 구하였다. 즉 보속의 응력들을 그 보가 x 축 방향으로 길게되어 y 축에 무관하다는 가정 속에  $0^0$  단일방향으로 적층된 복합재 샌드위치보의 횡전단응력의 효과를 구하기 위해 그 평형방정식을 적용하여 다음과 같이 유도하였다.

$$\sigma_{xz}^{(i)} = -\frac{Q}{I^*} \int_{-h/2}^r f_1^{(i)} z dz \text{-----}(4)$$

여기서, Q = P = 집중 하중하에 굽힘 하중, 혹은, Q =

$w_x$  = 분포 하중하에 굽힘 하중.

위의 적분은 각 적층부에서 횡전단응력이 연속적인 분포하에 있다는 가정하에 계산되었다. 보의 횡전단 변형 에너지는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} W_{xz} &= \int_{vol} \frac{\sigma_{xz}^2}{2G_{xz}} dv = \\ \frac{1}{2G_{xz}} &\int_0^l \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{xz}^2 b dz dx = \\ \int_0^l [1/G_m \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{xz}^2 b dz + 1/G_{xz} \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{xz}^2 b dz] dx \text{---(5)} \end{aligned}$$

여기서,  $G_{xy} = G_{xz}$  = 적층판의 전단계수,  $G_t$  = 섬유의 전단계수,  $G_m$  = 모재의 전단계수. 따라서 횡전단응력에 관련된 소산된 에너지는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta W_{xz} &= \frac{\pi \eta_{xz}}{G_{xz}} \int_0^l \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{xz}^2 b dz dx = \\ 2\pi \int_0^l &[\frac{\eta_{Gm}}{G_m} \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{xz}^2 b dz + \frac{\eta_{xz}}{G_{xz}} \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{xz}^2 b dz] dx \text{--(6)} \end{aligned}$$

여기서,  $\eta_{xz} = 0^0$  로 적층된 단일방향 복합재의 횡전단 기본 감쇠계수 [14], (편의상,  $\eta_{xy} = \eta_{xz} = \eta_{yz}$ ,  $E_x = E_y$  으로 가정하였다.),  $\eta_m$  = 모재의 감쇠계수,  $G_m$  = 모재의 전단계수,  $G_{xy}$  = 복합재의 전단계수.

2.3. 보 속에 총 저장에너지

보 속에 총 저장된 에너지는 최종적으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} W &= W_b + W_{xz} \\ &= \frac{d^*_{11}}{I^*} \int_0^l M_1^2 dx + \frac{1}{2G_{xz}} \int_0^l \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{xz}^2 b dz dx \text{--(7)} \end{aligned}$$

여기서,  $W_b$  = 외팔보의 굽힘 변형에너지,  $W_{xz}$  = 횡전단응력에 의한 변형 에너지. 위의 에너지 접근 방법의 결과로부터 총 감쇠계수는 다음과 같이 예측할 수 있다 :

$$\begin{aligned} \varphi_{ov} &= \frac{\sum \Delta W}{\sum W} = \\ \frac{\Delta W_x + \Delta W_y + \Delta W_{xy} + \Delta W_{xz}}{W_b + W_{xz}} \text{-----}(8) \end{aligned}$$

여기서,  $\varphi_{ov} = 2\pi \eta_{ov}$  = 비 감쇠용량,  $\eta_{ov}$  = 총 감쇠계수

### 3. 결과 및 고찰

샌드위치 복합재료 보에서 보의 길이와 두께의 함수로 감쇠계수의 변화가 Figs.(1)-(6)에서 보여주고 있다. 점탄성층을 삽입한 8, 32 플라이 AS4/3501-6 샌드위치 적층 복합재료의 감쇠계수 예측값들과 점탄성층이 없는 적층 복합재료의 값들을 함께 Figs.(1)-(6)에 표시하여 서로 비교하여 보았다. 결과에서 보듯이 점탄성층이 삽입된 AS4/3501-6 샌드위치 적층 복합재료에서도 그 예측된 감쇠계수값은 점탄성층이 없는 AS4/3501-6 적층 복합재료에서 처럼 보의 길이가 짧아짐에 따라 증가했다. 반면에 샌드위치 복합재료보의 감쇠계수값은 점탄성층이 없는 복합재료의 감쇠계수 값보다 훨씬 큰 값을 보여주었다. 본 논문에서는 4 종류의  $[(0)_2/(Ep)_2]_s$ ,  $[(90)_2/(Ep)_2]_s$ ,  $[(0)_8/(Ep)_8]_s$ , 와  $[(90)_8/(Ep)_8]_s$  의 샌드위치 적층복합재료의 외팔보의 감쇠계수 예측값이 각각 보의 길이의 함수로 Figs(1)-(6) 에서 보여주고 있다. 동시에 점탄성층이 없는 기하학적형상이 똑 같은  $[0_4]$ ,  $[90_4]$ ,  $[0_{16}]$ , 와  $[90_{16}]$  의 적층 복합재료의 감쇠계수도 같은 그림속에 나타내어 서로 비교하였다. 명확하게 예측결과는 점탄성층의 삽입은 현저하게 복합재료의 보의 감쇠계수를 향상시키는 것으로 나타났다. 보다 두꺼운 보의 감쇠계수는 두께가 얇은 보 보다 길이변화에 더욱 민감하게 반응하였다.

AS4/3501-6 샌드위치 복합재료의 두께의 영향을 알아 보기위해 8 플라이(0.10167cm)와 32 플라이(0.4115cm)의 두께의 적층 판을 사용하였다. 본 연구에서 그 감쇠계수는 점탄성층을 가진 샌드위치 보의 두께와 함께 점탄성층의 두께가 증가함에 따라 점차적으로 감쇠계수 값을 향상시킬 수 있음을 보여주었다. 또한 감쇠계수는 시편의 일정한 길이(33cm)에서 두께를 증가 시킴에 따라 증가하였다.(Figs(5)-(6) 본논문의 체계적인 연구로 동구조물 설계시 극대화된 동적특성을 갖기 위해 최적의 길이와 두께 그리고 점탄성층의 두께를 결정하는 기초 자료로 활용할 수 있을 것이다. 외팔보 형상에서 작용하중의 조건 또한 중요한 변수로 본 논문에서는 두가지 하중조건을 고려하였다. 하나는 집중하중 상태이고 두번째는 분포하중상태에서의 진동으로 그들의 진동해석결과로 각각의 예측값들이 Figs(1)-(6)에서 보여주고 있다. 결과에서 보듯이 두가지 하중조건에서 분포하중조건의 감쇠계수 예측값이 집중하중조건인 것 보다 높게 나타났다. 마지막으로  $0^\circ$  과  $90^\circ$  의 적층판의 경우에서 결과에서 보듯이 횡단응력의 영향이 적은  $90^\circ$  적층판이 길이변화에 있어  $0^\circ$  보다 덜 민감한 반응을 보여주었다.

### 4. 결론

샌드위치 구조물에 대한 감쇠계수 예측을 위한 해석모델로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 점탄성층을 삽입함으로써 현저하게 감쇠계수 값을 향상시킬 수 있었다.
2. 시편의 길이와 두께 변화에 따른 감쇠계수의 영향은 샌드위치보의 경우에 더 민감하게 나타났으며 표층부의  $0^\circ$  의 적층판의 경우가  $90^\circ$  적층판의 것보다 더 영향을 받았다.
3. 시편의 진동중 하중조건이 분포하중의 경우가 집중

하중의 경우 보다 감쇠계수 값이 큰 것으로 나타났다.  
4. 본 논문의 체계적인 정량적 조사로 우수한 성능의 동적특성 구조를 설계에 있어서 본 연구를 적용 할 수 있을 것으로 판단 된다.

### 참고문헌

- (1)Adams, R.D., Damping Properties Analysis of Composites, Engineering Materials Handbook, Composites,1,206 ASM(1987).
- (2)Saravanos, D.A. and Periora, J.M., " Effects of Interply Damping Layers on the Dynamic Response of Composite Plates," AIAA J., Vol.30, No.12, pp.2906-2913(1992)
- (3)Liao, W.H. and Wang, K.W., " On the Analysis of Viscoelastic Materials for Active Constrained Layer Damping Treatments", Sound and Vibration J.(1997)
- (4) Shen, I.Y,"Hybrid damping through intelligent constrained layer treatments", ASME J. of vibration and Acoustics 116, 341-349 (1994)
- (5)Bicos, A.S. and Springer, G.S, Analysis of Free Damped Vibration of Laminated Composite Plates and Shells, International Journal of Solids and Structures, 25, 129(1989).
- (6)Alam, N. and Asnani, N.T., Vibration and Damping Analysis of Fibre Reinforced Composite Material Plates, Journal of Composite Materials, 20, 2(1986).
- (7)Saravanos, D.A., Integrated Damping Mechanics for Thick Composite Laminates, Journal of Applied Mechanics, 61,375(1994).
- (8)Hwang, S.J. and Gibson, R.F, Contribution of Interlaminar stress on Damping of laminated Composites, Comp. Sci. and Technology, 41, 379(1991).
- (9)임종휘., 단일방향  $90^\circ$  적층보의 횡단응력이 진동감쇠에 미치는 효과, 한국소음진동공학회지., 10, No.1, 57(2000).
- (10)Yim, J.H. and Jang, B.Z., Damping in Partially Delaminated Composites, KSME International Journal, 11, No.5, 537(1997).
- (11)Henneke, E. G., II and Jones, T. S., Nondestructive Evaluation and Flaw Criticality of Composite Materials, ASTM STP 696, R. B. Pipes, Ed., 83(1979).
- (12)Ni, R.G and Adams, R.D., The Damping and Dynamic Moduli of Symmetric Laminated Composites, J. Comp. Mats 18, 104(1984).
- (13) Ni, R.G., Lin, D.X. and Adams, R.D., The Dynamic Properties of Carbon-Glass Fibre Sandwich- Laminated Composites, Composites, 15, 4, 297(1984).
- (14)Yim, J.H., Jang, B.Z., Suhling, J.C., and Gillespie, J.W. Jr., Effects of Interlaminar Stresses on Damping of  $0^\circ$  Laminates, Polymer Composites , 20(6), 796(1999)
- (15)Yim, J.H. and Gillespie, J.W. Jr, Damping characteristics of  $0^\circ$  and  $90^\circ$  AS4/3501-6 unidirectional laminates including the transverse shear effect, Composite Structures, 50, 217(2000)

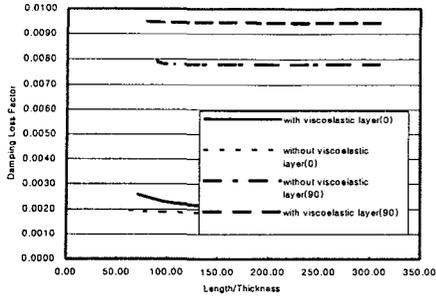


Fig. 1 Damping Loss Factor Versus Specimen Length/Thickness for  $[(0)_2/(Ep)_2]_s$ ,  $[(0)_4]_s$ ,  $[(90)_2/(Ep)_2]_s$ ,  $[(90)_4]_s$  8ply laminates with length variations under distributed loading

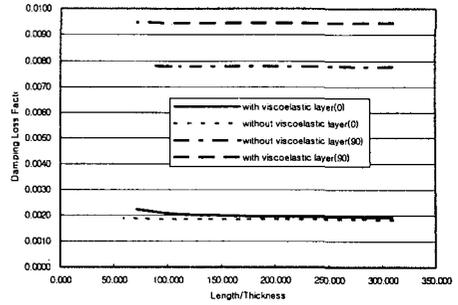


Fig. 2 Damping Loss Factor Versus Specimen Length/Thickness for  $[(0)_2/(Ep)_2]_s$ ,  $[(0)_4]_s$ ,  $[(90)_2/(Ep)_2]_s$ ,  $[(90)_4]_s$  8ply laminates with length variations under point loading

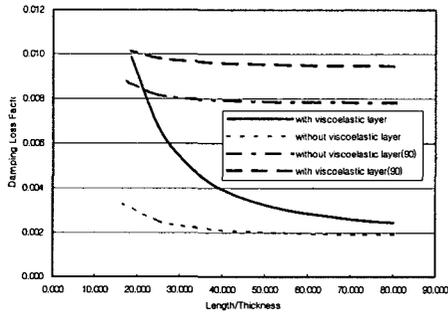


Fig. 3 Damping Loss Factor Versus Specimen Length/Thickness for  $[(0)_8/(Ep)_8]_s$ ,  $[(0)_{16}]_s$ ,  $[(90)_8/(Ep)_8]_s$ ,  $[(90)_{16}]_s$  32ply laminates with length variations under distributed loading

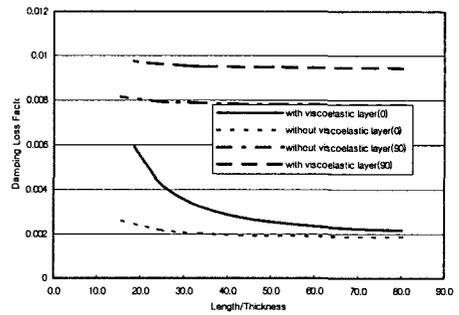


Fig. 4 Damping Loss Factor Versus Specimen Length/Thickness for  $[(0)_8/(Ep)_8]_s$ ,  $[(0)_{16}]_s$ ,  $[(90)_8/(Ep)_8]_s$ ,  $[(90)_{16}]_s$  32ply laminates with length variations under point loading

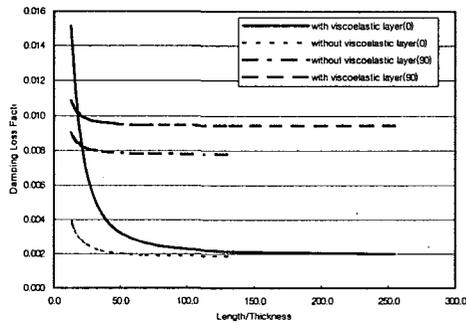


Fig. 5 Damping Loss Factor Versus Specimen Length/Thickness for  $[(0)_n/(Ep)_n]_s$ ,  $[(0)_n]_s$ ,  $[(90)_n/(Ep)_n]_s$ ,  $[(90)_n]_s$  laminates with thickness variations under distributed loading

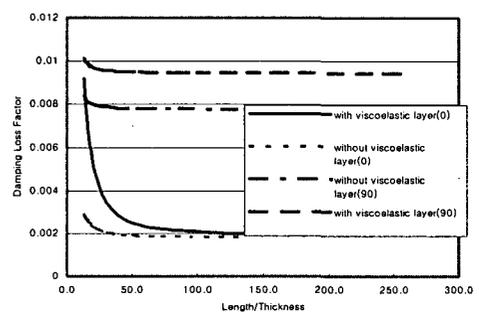


Fig. 2 Damping Loss Factor Versus Specimen Length/Thickness for  $[(0)_n/(Ep)_n]_s$ ,  $[(0)_n]_s$ ,  $[(90)_n/(Ep)_n]_s$ ,  $[(90)_n]_s$  laminates with thickness variations under point loading