

입상재료를 이용한 구조물의 진동제어 및 차음성능 향상 VIBRATION AND ACOUSTIC CONTROL OF STRUCTURES USING GRANULAR MATERIALS

박준홍*, 박기형*

Junhong Park, Kihyoung Park

Key Words : Porous and Granular Material(다공입상재료), Vibration and Acoustic Control(진동소음제어), Sandwich Panel(샌드위치패널), Honeycomb Panel(하니콤패널), Acoustic Property(음향물성치), Loss Factor(손실계수)

ABSTRACT

With the advantages of large vibration energy dissipation of structures, the granular materials are used as vibration and acoustic treatments. In this case of vibro-acoustic controls, a finite dynamic strength of the solid component (frame) is an important design factor. The dynamic stiffness of hollow cylindrical beams containing porous and granular materials as damping treatment was measured. Using the Rayleigh-Ritz method, the effects of damping materials on the dynamic characteristics of beams were investigated. The results suggested that the acoustic-structure interaction between the frame and the structure enhances the dissipation of the vibration energy significantly. The same methods were applied also to vibration control of sandwich panels. By filling the cavities of honeycomb cores using unconsolidated granular materials, its sound transmission loss was improved significantly.

1. 서론

하니콤 패널과 같은 복합재 구조물이 비행기나 자동차, 발사체 등에 사용되면서 구조물의 전체 질량은 줄어들고 있다 [1]. 그러나, 구조물 질량의 감소는 내부 소음 증가의 결과를 초래할 수 있다. 내부 소음 발생을 저감 시키기 위해서는, 흡음재를 더 많이 사용해야 하나 이것이 용이하지 못한 경우가 대부분이다. 따라서 종래의 방법에 견주어 더욱 효율적인 차음 처리 방법의 개발이 필요하다. 입상 재료나 다공 재료 (porous and granular materials) 는 진동 감쇠와 소음 제어 응용 분야에서 널리 사용되며, 이러한 재료를 사용한 구조물의 감쇠는 수 십년 동안 연구되어 왔다. Cummings^[2]는 진동하는 평판과 가깝게 음향 폼을 설치 함으로써, 평판의 진동감쇠비가 증가하는 것을 보여주었다. 입상 소재의 진동에너지 전도와 소산^[3]은 진동 감쇠를 유발한다. McDaniel 은 비드(bead)를 이용해서 구조물의 진동 제어를 할 경우 진동 감쇠를 측정하였다^[4]. 보의 굽힘 강성의 구조 손실계수는 비드가 진동 에너지를 흡수 소산 시킬 때 증가하며 주파수에 따라 급격하게 변화한다.

이 연구에서는, 입상 재료를 이용한 구조물의 진동 제어 및 차음 성능 향상에 대해서 알아본다. 먼저 입상 재료의 동적 특성, 특히 파동 전달 특성을 측정하는 실험적 방법에 대해서 알아본다. 그리고 입상 재료를 응용한 속이 빈 원통형 보의 동적 굽힘 강성을 측정하고 Rayleigh-Ritz 방법, 전달 함수법과 원통형 보의 진동 측정으로부터 얻어진 실험 결과 등의 비교로부터, 입상 재료를 통한 구조물 진동 감쇠 메커니즘을 알아 본다.

마지막으로 샌드위치 구조물의 입상재료를 이용한 진동 감쇠 및 소음 발생 제어에 대해서 알아 본다.

2. 입상 재료에 의한 구조물 감쇠

입상 재료에는 공기 및 입상재(solid particle)를 통한 파동의 전달이 각각 일어날 수 있다. 입상재를 통한 파동의 전달 특성은 전달 함수법을 이용해서 측정이 가능하며 ^[5] 측정된 파동 전달 특성은 그림 1 에서 보여준다. 파동 전달 속도는 입상 재료의 경우 약 20-50 m/s 정도 이며 공기를 통한 파동 전달 속도 (>100 m/s)에 비해 훨씬 작다. 따라서 두께가 얇은 구조물의 빈 공간에 입상 재료를 진동 제어를 위해 채워 넣었을 경우(그림 2), 공기를 통한 파동전달보다는 입상재를 통한 파동 전달에 의해 진동의 흡수가 이루어 지게 된다. 이때 구조물의 진동에 의해 입상재의 진동은 그림 3 과 같이 발생하며, 보의 진동 특성은 Rayleigh-Ritz 방법^[6]을 이용해서 해석할 수 있다. 일반적인 보의 진동에서 운동에너지 T , 위치에너지 V 는 다음과 같이 계산된다.

$$V = \int_0^L \frac{1}{2} D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad , \quad T = \int_0^L \frac{1}{2} M_b \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx \quad ,$$
$$W = \int_0^L \frac{1}{2} [p_s(x,t) - p_e(x,t)] v(x,t) dx \quad (1a,b,c)$$

여기서 D 는 굽힘 강성(bending stiffness), M_b 은 보의 단위 길이당 질량, p_e 는 외부 가진, 그리고 $p_s(x,t)$ 는 단위 길이당 파립 매체의 진동으로부터 발생한 압력이다. Rayleigh-Ritz 방법에서, 보의 변위는 다음과 같이 가정된다.

$$w(x,t) = \sum_{n=1}^N \phi_n(x) \alpha_n(t) \quad (2)$$

여기서 ϕ_n 는 trial function 이고, α_n 는 일반 좌표계이다.

* 한양대학교 기계공학부

E-mail : parkj@hanyang.ac.kr

Tel : (02) 2290-0424, Fax : (02) 2298-4634

식(1)에 식(2)를 치환하면 라그랑지 운동 방정식 (Lagrange's equations of motion)은,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L_a}{\partial \dot{\alpha}_m} \right) - \frac{\partial L_a}{\partial \alpha_m} = 0, \quad m = 1, 2, \dots, N \quad (3)$$

으로 적용된다. 여기서 $L_a = T - V + W$ 은 system Lagrangian 이다. 라그랑지 운동 방정식을 적용함으로써 다음의 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$[M]\{\ddot{\alpha}\} + [K]\{\alpha\} = \{F\} \quad (4)$$

여기서 $[M]$, $[K]$ 와 $\{F\}$ 는 각각 질량 행렬, 강성 행렬, 작용력 행렬이다. 식 (4)의 해를 구하기 위하여 $\alpha_{mn}(t) = \text{Re}\{\hat{\alpha}_{mn} e^{i\omega t}\}$ 의 시간 종속을 고려한다. trial function 으로 다항식 함수를 이용한다:

$$\phi_m(x) = x^m, \quad m = 0, N \quad (5)$$

과립 재료로부터 압력 하중을 계산하기 위하여, 공기를 따라 전파되는 파동은 무시하고 입상을 따라서 전파되는 파동만 고려 한다. 이 때, 주어진 운동 방정식은 아래와 같다^[7].

$$\nabla^2 p = c^{-2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (6)$$

여기서 p 는 입상재를 따라서 발생하는 음파에 의해 발생된 압력이고 c 는 입상소재를 따라서 전달되는 파동의 속도이다.

원통형 보안에서 과립 재료의 진동에 대한 일반 해는 다음과 같이 표현된다.

$$\hat{p}(r, \theta, \omega) = \sum_{m=1}^{\infty} \hat{A}_m J_m(kr) \cos(m\theta + \gamma_m) \quad (7)$$

여기서 J_m 는 m -번째 차수의 Bessel 함수이다. 속도 포텐셜(velocity potential)^[7]을 구한 후에, 매체의 속도 응답을 계산한다. 따라서, 다음의 반지름 방향에서 속도 (particle velocity)를 얻는다.

$$\hat{v}_r = -(i\omega\rho)^{-1} \sum_{m=1}^{\infty} \hat{A}_m k J'_m(kr) \cos(m\theta + \gamma_m) \quad (8)$$

A_m 과 γ_{mn} 을 계산하기 위하여, 경계 조건들을 경계면에서 법선 방향 속도(normal velocity)의 연속으로부터 구한다:

$$\hat{v}_r(r = R, \theta, \omega) = (i\omega)\hat{w}(x, \omega) \cos \theta \quad (9)$$

경계 조건들로부터 상수들을 정한 후에, 원형보 안에서 음압(acoustic pressure)을 구한다. 마지막으로, 구조물의 입상 재료로부터의 압력 하중을 계산한다.

$$\hat{p}_x(x, \omega) = -2 \int_{-x/2}^{x/2} \hat{p}(r = R, \theta, \omega) \cos(\theta) R d\theta = -\pi R \rho_r \hat{c}_r \omega w(x, \omega) J'_1(kR) / J'_1(kR) \quad (10)$$

식 (4)과 식 (10)로부터, 질량 행렬과 강성 행렬을 구한다.

$$[M_{mp}] = \int_0^a M_b \phi_m(x) \phi_p(x) dx = \frac{M_b}{m+p+1} a^{m+p+1} \quad (11a)$$

$$[K_{mp}] = \int_0^a D \frac{\partial^2 \phi_m(x)}{\partial x^2} \frac{\partial^2 \phi_p(x)}{\partial x^2} - \hat{K}_a \phi_m(x) \phi_p(x) dx \quad (11b)$$

$$= \begin{cases} -\frac{\hat{K}_a}{m+p+1} a^{m+p+1}, & m < 2 \text{ or } p < 2 \\ \frac{Dm(m-1)p(p-1)}{m+p-3} a^{m+p-3} - \frac{\hat{K}_a}{m+p+1} a^{m+p+1}, & \text{otherwise} \end{cases}$$

여기서 $\hat{K}_a = \pi R \rho_c \omega J_1(kR) / J'_1(kR)$ 이다. 다른 형상을 갖는 구조물에 대해서도 같은 절차를 적용하여 입상 재료에 의한 진동 감쇠를 해석할 수 있다. 직사각형의 횡단면을 가진 보(여기에서는 샌드위치 보)의 경우, 상수는 $\hat{K}_a = 2h_w \rho_c \omega (1 - \cos(kh_t)) / \sin(kh_t)$ 와 같이 계산된다. 여기서 h_w 와 h_t 는 각각 보의 폭과 두께이다.

식 (11)에서 질량과 강성 행렬을 구한 후, 강제 진동 응답을 경계 조건들로부터 구한다. 주파수에 따라 변화하는 입상 재료의 동적 특성 및 압력하중 때문에, 주파수와 함께 강제 진동 응답의 변화 또한 영향을 받는다. 구조물의 진동에 미치는 영향을 판단하기 위하여, 강제 진동 응답을 먼저 구한다. 진동 응답과 전달 함수법^[8]을 이용하여 보의 강성을 얻어 낼 수 있다. 진동하는 구조물에 감쇠 재료가 미치는 영향을 굽힘 강성의 주파수에 따라서 변화하는 경향을 계산함으로써 해석할 수 있다. 이러한 과정은 샌드위치 구조물의 경우에도 마찬가지로 적용이 가능하다. 샌드위치 구조물의 진동을 해석하기 위해 Timoshenko 보 이론을 적용하였다.

3. 결과

입상 재료에 대해서 측정된 물성치를 그림 1 에서 보여준다. 마이크로스피어와 글라스스피어에서의 파동 전달 속도는 유리섬유에 대해서 측정된 파동 전달 속도 보다 빠르고, 일반적인 흡음재의 경우보다는 느리다. 다공 입상 재료에서의 파동 전달 속도 곡선의 기울기는 손실계수가 클수록 크다. 이러한 입상 재료를 통한 진동 감쇠를 연구하기 위하여, 속이 빈 알루미늄 원통형 보를 대상으로 slip table test^[8]를 행하였다. 이 보의 치수는 외경 0.025m, 내경 0.022m, 길이 (L_b) 0.9m 이다. 고정-자유 경계조건을 부여하기 위하여 보의 한쪽 끝을 에폭시를 사용하여 slip table floor 에 고정하고 3.7m/s^2 의 가속도로 입력 가진하였다. 그림 4 는 보의 고정된 끝단 ($x=0$)에서의 가진과 보의 $x=L_b/3$ 지점에서의 응답 사이의 전달 함수를 보여준다. 보의 속이 비어 있거나(비감쇠) $R=210 \mu\text{m}$ 의 마이크로스피어로 가득 차 있는 경우에 대하여 각각 예상치와 측정치를 비교한다. 보의 첫 번째 고유 진동 주파수는 30Hz 였다. 보의 반응을 예측하기 위하여, $N=13$ 으로 하고 Rayleigh-Ritz 방법을 이용하였다. 측정와 예측 모두, 경량의 마이크로스피어를 포함하는 경우 공진에서 보의 진동 응답이 감소하였다.

전달함수법을 이용해서, 동 강성과 손실계수를 측정된 전달 함수와 계산된 전달 함수로부터 얻어 낸다(그림 5). 보의 횡단면에서 다공 재료의 구조 진동은 굽힘

손실계수를 증가시킨다. 손실계수의 최대값은 횡단면 사이의 구조 음향 응답에서 공진이 있을 때, 즉 $J_1(kR)$ 이 최소일 때 발생한다. 그리고 주파수가 증가하면서 공진현상이 줄어들어서 진동 감쇠율도 줄어들게 된다.

같은 메커니즘이 하니콤 패널의 진동 감쇠에도 활용될 수 있다 (그림 1). 그림 6 은 알루미늄 보와 마찬가지로 방법을 이용해서 측정한 여러 가지 다양한 종류의 샌드위치 빔에 대해서 파동 전달 특성을 보여준다. 파동 전달 속도는 알루미늄 하니콤을 이용했을 때 가장 빠르다. 그러나 이 경우 손실계수는 가장 작다. 노맥스 하니콤의 경우 손실계수가 알루미늄 하니콤 코어를 이용한 경우보다 크게 나타났다. 입상재를 이용해서 진동 제어를 하는 경우 입상재가 서로 붙어 있는 경우에는 진동제어 효과를 거의 보여주지 못하였다. 이는 입상재가 서로 붙으면서 입상재를 통한 파동의 파동 전달 속도가 붙어 있지 않은 경우에 비해서 월등히 빨라지기 때문이다. 그래서 입상재가 서로 붙어 있지 않은 경우에만 보의 손실계수가 구조파의 입상 소재에 의한 흡수 및 소산에 의해 증가하는 것을 볼 수 있다. 주파수에 따른 변화율은 원통형 보의 경우에 비해 작았다. 이러한 현상은 입상 재료와 하니콤 코어의 벽 사이의 마찰력에 의한 것으로 추정된다. 즉, 하니콤 코어의 빈 공간의 넓이가 입상재의 지름에 비해 충분히 크지 않아서 상호간의 마찰력을 무시할 수 없다. 이에 따라 보의 두께 방향으로 입상 재료의 진동에 대해 마찰력 때문에 감쇠율이 커지고, 따라서 주파수에 따른 급격한 변화가 많이 줄어든다.

이렇게 해서 측정된 하니콤의 동적 특성의 변화를 이용해서 하니콤 패널로부터 방사되는 소리에 대한 영향을 예측할 수 있다¹⁹⁾. 입상 소재를 이용해서 진동제어를 하는 경우 하니콤 패널 강성의 손실계수가 0.5 %에서 1.5 %로 입상 소재에 의해 증가하였다고 가정하는 경우, 그림 7 에서 볼 수 있는 바와 같이 진동량 및 소리 발생량이 6 dB 이상 감소하는 것을 볼 수 있다. 이 입상 소재를 이용한 진동 제어가 차음 성능 향상에 대해 효율적인 방법이 될 수 있음을 나타낸다.

4. 결론

이 연구에서는, 실험과 진동 해석을 통해, 입상 재료를 이용한 구조물 진동의 감쇠에 대하여 알아보았다. 다양한 입상 재료를 원통형 보의 빈 공간에 넣어줌으로써 변화하는 굽힘 강성을, slip table test 를 통해 얻어진 진동 특성과 전달 함수법을 이용하여 구하였다. 또한, 입상 재료의 물성치를 이용하여 보의 진동 손실을 예측하였고, 측정치와의 비교를 통해 입상 재료와 구조물 사이의 상호 작용이 진동 감쇠를 증가시킨다는 것을 알 수 있었다. 최대 손실은 입상 재료가 원통형 보의 횡단면에서 진동할 때 첫 번째 공진 주파수에서 발생하였다. 또한 하니콤 패널의 진동 소음 제어에도 입상 재료가 효율적으로 이용될 수 있음을 실험과 검증을 통해서 알 수 있었다. 따라서 진동 소음 제어 응용에서, 입상 재료

의 동특성의 측정은 입상 재료의 진동 소음 제어 성능을 이해하는데 유용하다. 이러한 입상 재료의 특성을 입상 재료의 지름 등의 파라미터를 변경함으로써 진동 제어가 필요로 하는 주파수 영역에서 효율적인 방법을 찾을 수 있다.

참고 문헌

1. D. Zenkert, *An Introduction to Sandwich Construction* (Chameleon Press Ltd., London, 1997).
2. Cummings, H.J. Rice, R. Wilson, "Radiation damping in plates, induced by porous media," *J. Sound Vib.* **221**, 143-167 (1999).
3. L. Cremer and M. Heckl 1988 *Structure-Borne Sound*. New York: Springer-Verlag.
4. J. G. McDaniel and P. Dupont, "A wave approach to estimating frequency-dependent damping under transient loading," *J. Sound Vib.* **231**, 433-449 (2000)
5. J. Park, D. L. Palumbo, "Measurements of Acoustic Properties of Porous and Granular Materials and Application to Vibration Control," *Proc. NOISE-CON 2004*, Baltimore, MA, July 12-14, 2004.
6. L. Meirovitch *Computational Methods in Structural Dynamics*. (Sijthoff & Noordhoff, Rockville, Maryland, 1980)
7. L.E. Kinsler, A.R. Frey, A.B. Coppens, and J.V. Sanders *Fundamentals of Acoustics* (John Wiley & Sons, Inc., New York, 1982)
8. J. Park "Transfer function methods to measure dynamic mechanical properties of honeycomb structures and beams," submitted to *Journal of Sound and Vibration*.
9. J. Park, "Wave propagation, vibration and sound radiation analysis of compliantly supported sandwich panels," submitted to *Journal of Sound and Vibration* (2003).

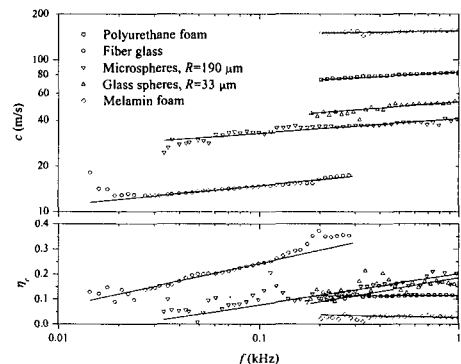


Figure 1. Wave speed and its loss factor measured for acoustic foam, fiberglass, microspheres, and glass spheres. $a_0 = 3.5 \text{ m}^2$.

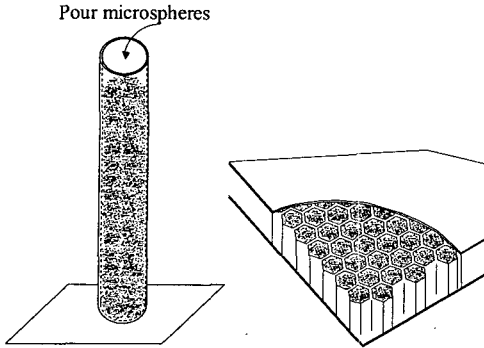


Figure 2. Damping treatments of structures using granular materials.

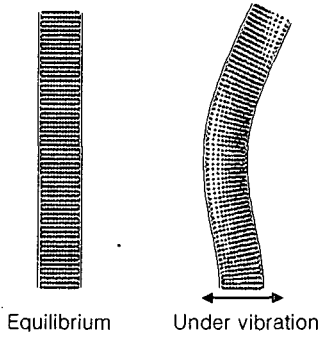


Figure 3. Vibration of damping materials induced by transverse bending vibrations of beams.

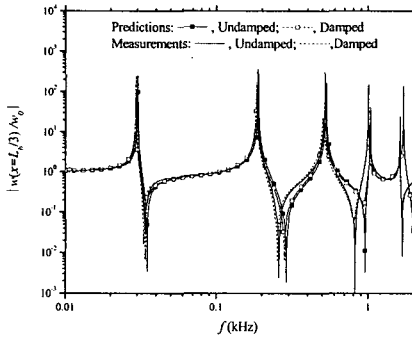


Figure 4. Transfer function for the vibration of the beam with (damped) and without (undamped) microspheres ($R=210 \mu\text{m}$) inside the beam cavity.

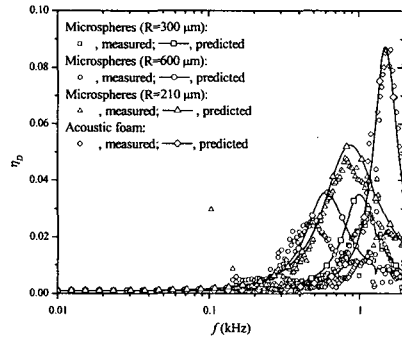


Figure 5. Measured and predicted loss factors of the bending stiffness when the beam is damped through microspheres and acoustic foam.

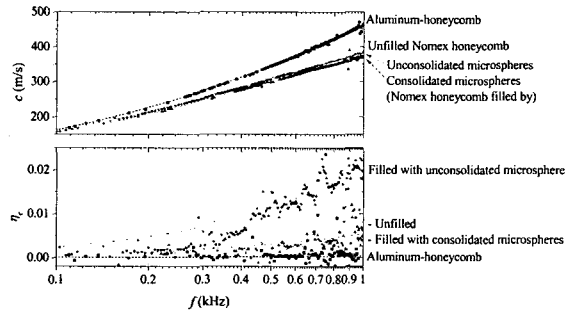


Figure 6. Measured loss factors of the wave propagation speeds when the sandwich beam is damped through microspheres.

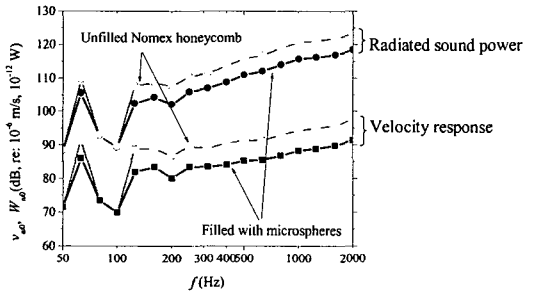


Figure 7. Variation of radiated sound power and velocity response after filling the cavities of honeycomb cells with microspheres.