

보강판의 방사소음저감을 위한 제진재의 최적 위치 선정

김사수* · 조대승* · 안호일** · 정상민***
(98년 1월 19일 접수)

Optimal Adherent Position of Viscoelastic Material for the Reduction of Sound Power Radiated from the Stiffened Plate

Sa-Soo Kim* · Dae-Seung Cho* · Ho-Il Ahn** · Sang-Min Chung***

Key Words : Stiffened Plate(보강판), Viscoelastic Material(제진재), Sound Radiation Power (음향방사파워), Radiation Efficiency(방사효율), Damping(감쇠), Sound Intensity(음향인테시티)

Abstract

Many of steel structures having little internal damping consist of stiffened plates. In case that viscoelastic materials are adhered to the stiffened plates for the reduction of structure-borne noise, their effects are varied by the adhered position and dynamic characteristics of the structures as well as their material properties and adhered amount. In this paper, sound reduction effects of viscoelastic materials partially adhered to the different positions of a stiffened steel plate have been investigated by the measurement of vibratory velocity and sound intensity. The results show that optimal adherent positions of viscoelastic materials to reduce sound radiation power are the loop areas of modes.

1. 서론

구조물 진동이 공기매질을 교란하여 발생하는 구조기인 소음(structure-borne noise)은 해당 구조물의 진동속도와 방사효율(radiation efficiency)에 따라 변화한다. 방사효율은 기본적으로 구조물의 형상, 재질 및 경계조건 등에 따라 달라지며,

보, 평판, 각(shell) 등의 대형 구조물의 주요 부재에 대한 방사효율을 규명하기 위한 이론 및 실험적 연구가 많이 수행되었다¹⁾⁻³⁾.

최근 선박, 해양구조물, 자동차 등과 같이 기진원의 진동 특성을 변경하기가 쉽지 않고, 내부감쇠가 적은 금속재료로 이루어진 구조물의 공진에 의한 과도한 진동응답 및 이로 인한 방사소음을 고무,

* 종신회원, 부산대학교 조선해양공학과
** 국방과학연구소 제 2 연구개발본부
*** 부산대학교 조선해양공학과 대학원

아스팔트 등과 같은 제진재(viscoelastic material)를 부착하여 제어하는 방법에 대한 많은 연구가 수행되고 있다⁴⁾⁻⁷⁾. 이들 연구의 대부분은 구조부재 전체에 제진재를 부착할 경우의 동특성 파악 또는 제진재 두께의 최적화 등에 관한 것이다. 그러나 보다 효율적이고도 경제적으로 구조기인 소음을 제어하기 위해 제진재를 구조부재에 부분적으로 부착할 경우에는 구조계의 진동특성을 고려하여 제진재의 부착위치를 최적화할 필요가 있으나 이에 대한 연구는 찾아 보기 어렵다.

본 연구에서는 대다수 강구조물의 주요 부재로 사용되고 있는 보강판에 제진재를 부분적으로 부착할 경우의 음향방사특성과 방사효율의 변화를 파악하였다. 이를 위하여 직사각형 보강판의 음향방사특성과 고무계열 제진재의 재료특성을 고찰하고, 보강판에 동일한 양의 제진재를 부분적으로 부착되 그 위치를 달리한 경우의 보강판 음향파워와 방사효율 변화를 실험적으로 파악하였다. 또한, 상기 연구를 통해 확인된 보강판의 방사소음저감을 위한 제진재의 최적 부착위치를 제시하였다.

2. 기초이론

2.1 무한평판

무한평판 내의 굽힘진동으로 인한 음향방사는 구조물의 진동과 이로 인하여 방사되는 음향파워로 구성되며 음향방사효율 σ 는 다음과 같은 식으로 정의된다.

$$\sigma = \frac{W}{\rho c \langle \overline{v^2} \rangle S} \quad (1)$$

여기서, W 는 진동하는 무한 평판 위의 면적 S 에서 방사되는 음향파워, $\langle \overline{v^2} \rangle$ 은 방사면 위의 속도 제곱의 공간·시간평균치, ρ 는 공기의 밀도, c 는 음속이다.

2.1.1 자유굽힘파의 방사

Fig. 1에 나타낸 바와 같이 내부감쇠가 없는 무한 평판이 가진되어 진폭 v_0 의 1차원 평면 굽힘파가 속도 c_B 로 x 방향으로 전달되면 판의 y 방향 속도 v 는

$$v(x, t) = v_0 e^{j(\omega t - k_B x)} \quad (2)$$

와 같다. 여기서, k_B 는 평판내의 굽힘파 파수로서 판의 면밀도와 단위폭당의 굽힘강성을 각각 m'' , B' 이라 하면

$$k_B = \frac{\omega}{c_B} = \sqrt{\omega \left(\frac{m''}{B'} \right)^{\frac{1}{4}}} \quad (3)$$

와 같이 정의된다.

한편, 굽힘파에 의해 공간에 방사되는 음압 $p(x, y, t)$ 는

$$p(x, y, t) = p_0 e^{j(\omega t - k_B x - k_y y)} \quad (4)$$

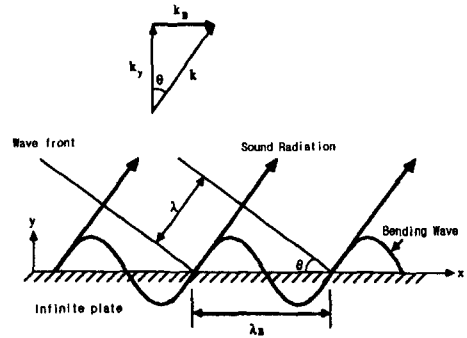


Fig. 1 Sound radiation from infinite plate

의 같이 표현되고, 이는 파동방정식

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (5)$$

를 만족해야 한다. 따라서, 식(4)를 식(5)에 대입하면 다음과 같은 관계가 얻어진다.

$$k_y^2 = k^2 - k_B^2 \quad (6)$$

한편, $y=0$ 에서 음파의 속도 $u(x, y, t)$ 와 판의 입자속도 $v(x, y, t)$ 가 같아야 한다는 경계조건을 적용하면 판으로부터 방사되는 음압은

$$p(x, y, t) = \frac{\rho c v_0}{\sqrt{1 - \left(\frac{k_B}{k} \right)^2}} e^{j(\omega t - k_B x - y \sqrt{k^2 - k_B^2})} \quad (7)$$

과 같고, 이의 방사각도 θ 는 Fig. 1에 나타낸 바와

같이

$$\sin \theta = \frac{k_B}{k} = \frac{\lambda}{\lambda_B} \quad (8)$$

이 된다.

상기 무한평판은 주파수영역에 따라 다음과 같은 음향방사 특성을 가진다.

(a) $k_B = k \quad (f = f_c)$

굽힘파의 전파속도와 주위 매질의 음속이 같은 경우로서 판에 평행하게 전파된 임의의 점의 음압은 시간이 지남에 따라 그 이전에 방사된 음파와 중첩되기 때문에 무한대가 된다. 이때의 주파수를 임계주파수 f_c (critical frequency)라 하며, 다음 식과 같이 평가되어진다.

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}} \quad (9)$$

(b) $k_B < k \quad (f > f_c)$

식(7)에서 알 수 있듯이 굽힘파의 전파속도가 음속보다 빠른 경우로서 평판위의 음압과 진동속도는 서로 다른 위상을 가진다. 이때 평판의 단위면적으로부터 방사되는 음향파워 W 는 다음과 같다.

$$W = \frac{1}{2} \operatorname{Re}(p u^*) = \frac{1}{2} \rho c v_0^2 \frac{k}{\sqrt{k^2 - k_B^2}} \quad (10)$$

$$= \rho c \langle v^2 \rangle \frac{k}{\sqrt{k^2 - k_B^2}}$$

따라서, 방사효율 σ 는 다음과 같이 된다.

$$\sigma = \frac{k}{\sqrt{k^2 - k_B^2}} = \frac{1}{\cos \theta} \quad (11)$$

(c) $k_B > k \quad (f < f_c)$

굽힘파의 전파속도가 음속보다 늦은 경우로서 방사음압은

$$p(x, y, t) = \frac{j\rho c v_0}{\sqrt{\left(\frac{k_B}{k}\right)^2 - 1}} e^{j(\omega t - k_B x)} e^{-y\sqrt{k_B^2 - k^2}} \quad (12)$$

와 같다. 이 경우에는 평판위의 음압과 진동속도의 위상차가 항상 90° 이므로 평판 주위 매질로 음파가 방

사되지 않는다. 또한, 매질내부 음압은 평판으로부터 멀어질수록 급속히 감소한다⁸⁾.

2.1.2 점가진에 의한 방사

무한평판이 1점 가진될 때 평판위에는 자유굽힘파 이외의 근접장이 발생하는데 이에 의한 음압은 가진점으로부터 멀어질수록 급속히 감쇠한다. 이 경우 평판으로부터 방사된 음향파워 W 는 가진력의 진폭을 F_0 , 원주 좌표계에서 임의 각도로의 굽힘파 파수를 k_r 이라 할 때 다음 식과 같이 산정된다.

$$W = \frac{\rho c \omega^2 F_0^2}{4\pi B'^2} \int_0^k \frac{k k_r dk_r}{(k^4 - k_B^4)^2 \sqrt{k^2 - k_r^2}} \quad (13)$$

여기서, $k_B \gg k$ 인 경우 즉, $f \ll f_c$ 일 때는 $(k^4 - k_B^4)^2 \cong k_B^8 = \omega^4 m''^2 / B'^2$ 이므로,

$$W = \frac{\rho c \omega^2 F_0^2}{4\pi B'^2 k_B^8} \int_0^k \frac{k k_r dk_r}{\sqrt{k^2 - k_r^2}} \quad (14)$$

$$= \frac{\langle F^2 \rangle}{2\pi} \frac{\rho}{m''^2 c} \quad (f \ll f_c)$$

와 같이 나타낼 수 있다. 여기서, $\langle F^2 \rangle$ 는 힘의 제곱평균치이다. $f \ll f_c$ 인 경우에는 자유 굽힘파가 음파를 방사할 수 없기 때문에 식(14)에 의한 음향파워는 가진점 부근의 근접음장에서 방사된 것이다. 가진력 크기 F_0 대신에 가진점의 속도 v_0 를 사용하면 상기 식은

$$W = \frac{16\rho B'}{\pi c m''^2} v_0^2 = \frac{8}{\pi^3} \frac{\rho c^3}{f_c^2} \langle v^2 \rangle \quad (f \ll f_c) \quad (15)$$

와 같이 표현된다.

식(15)를 제곱평균속도 $\langle v^2 \rangle$ 로 진동하는 무한평판 위의 반경 r 인 원으로부터 방사된 음향파워와 비교하면

$$\frac{8}{\pi^3} \rho c \lambda_c^2 \langle v^2 \rangle = \rho c \pi r^2 \langle \overline{v^2} \rangle \quad (16)$$

여기서,

$$\lambda_c = c/f_c$$

와 같다. 따라서,

$$r = \sqrt{\frac{8}{\pi^3}} \lambda_c \cong \frac{\lambda_c}{4} \quad (17)$$

를 얻게 된다. 이로부터 $f \ll f_c$ 가 되는 주파수 f 로 점가진된 무한평판으로부터 방사된 음향파위는 가진점의 속도와 동일한 속도로 피스톤 운동하는 무한평판 위의 반경 $r = \lambda_c/4$ 인 원부분에서 방사되는 음향파위와 동일함을 알 수 있다.

2.2 유한평판

x, y 방향으로 길이가 a, b 인 직사각형 평판의 (m, n) 진동모드와의 공진조건에서 굽힘파 파수 k_{mn} 은 다음과 같다.

$$k_{mn} = \sqrt{k_{mx}^2 + k_{ny}^2} \quad (18)$$

여기서,

$$k_{mx} = \frac{m\pi}{a}, \quad k_{ny} = \frac{n\pi}{b} \quad (m, n: \text{양의 정수}) \quad (19)$$

파수 k_{mn} 이 식(3)에 정의된 판의 자유굽힘파 파수 k_B 와 일치하면 평판은 주파수 f_{mn}

$$f_{mn} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{B'}{m''}} \left[\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right] \quad (20)$$

에서 공진하게 된다.

2.2.1 특정 진동모드에서의 음향방사

사변 단순지지 직사각형 평판의 특정 진동모드 (m, n) 에서의 진동속도 $v(x, y)$ 는 Fig. 2에

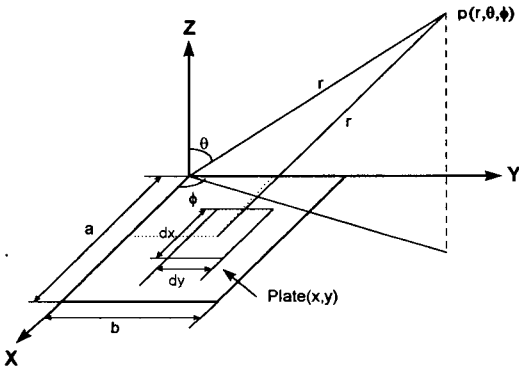


Fig. 2 Coordinate of rectangular plate

나타낸 바와 같은 좌표를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$v(x, y) = v_{mn} \sin\left(\frac{m\pi}{a}x\right) \sin\left(\frac{n\pi}{b}y\right), \quad (21)$$

$(0 \leq x \leq a, 0 \leq y \leq b)$

여기서, v_{mn} 은 해당 모드의 진동속도 크기를 나타낸다. 이때, 평판의 치수와 비교하여 충분히 멀리 떨어진 점에서의 음압은 점음원의 집합으로서 다음과 같이 구할 수 있다⁸⁾.

$$p = j\rho c k \int_0^b \int_0^a \frac{v(x, y) e^{j(\omega t - kr)}}{2\pi r} dx dy$$

$$= \frac{j\rho c k}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr)} \int_0^b \int_0^a v(x, y) e^{j\left(\frac{a}{r}x + \frac{b}{r}y\right)} dx dy \quad (22)$$

여기서, $a = ka \sin\theta \cos\phi$, $\beta = kb \sin\theta \sin\phi$

식(21)을 식(22)에 대입하여 구한 음압 p 를 이용하면 음향인텐시티 I_r 은 다음과 같이 도출된다.

$$I_r = \frac{|p|^2}{\rho c} = \frac{2\rho c}{r^2} \left(\frac{v_{mn} k a b}{\pi^3 m n} \right)^2$$

$$\times \left\{ \frac{\cos(\alpha/2) \cdot \cos(\beta/2)}{\sin(\alpha/2) \cdot \sin(\beta/2)} \right\}^2$$

$$\times \left\{ \frac{1}{[(\alpha/m\pi)^2 - 1][(\beta/n\pi)^2 - 1]} \right\}^2 \quad (23)$$

여기서,

$$\frac{\cos(\alpha/2)}{\sin(\alpha/2)} = \begin{cases} \cos \frac{\alpha}{2} & (m: \text{odd}) \\ \sin \frac{\alpha}{2} & (m: \text{even}) \end{cases}$$

$$\frac{\cos(\beta/2)}{\sin(\beta/2)} = \begin{cases} \cos \frac{\beta}{2} & (n: \text{odd}) \\ \sin \frac{\beta}{2} & (n: \text{even}) \end{cases}$$

따라서, 직사각형 평판으로부터 멀리 떨어진 위치에서의 음향파위 W 는 동일한 거리를 갖는 반구형 표면에서의 인텐시티 합이므로 다음과 같이 산정할 수 있다.

$$W = \int_0^\pi \int_0^{2\pi} I_r r^2 \sin\theta d\theta d\phi \quad (24)$$

한편, 해당 모드에서의 평판의 제곱평균속도 $\langle \overline{v^2} \rangle_{mn}$ 은

$$\langle \overline{v^2} \rangle_{mn} = \frac{1}{ab} \int_0^a \int_0^b \frac{1}{2} v^2 dx dy = \frac{1}{8} v_{mn}^2 \quad (25)$$

이므로 단순지지평판이 (m, n) 모드로 진동할 때의 음향방사효율은 식(1)에 의거하여 다음과 같이 도출된다.

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{W}{\rho c a b \langle \overline{v^2} \rangle_{mn}} \\ &= \frac{16k^2 ab}{\pi^6 m^2 n^2} \int_0^\pi d\psi \\ &\times \int_0^{2\pi} \left\{ \frac{\cos(\alpha/2) \cdot \cos(\beta/2)}{[(\alpha/m\pi)^2 - 1][(\beta/n\pi)^2 - 1]} \right\}^2 \sin \theta d\theta \end{aligned} \quad (26)$$

2.2.2 확산진동에 의한 방사

유한평판 진동모드에서 절선(nodal line)으로 둘러싸인 미소구간의 상대위상차를 Fig. 3에 보인 바와 같이 +, -로 표시하면 음향방사특성은 무한평판과 마찬가지로 평판의 굽힘파 파수와 매질내의 음파 파수의 대소관계에 따라 다음과 같이 분류할 수 있다^{9),10)}.

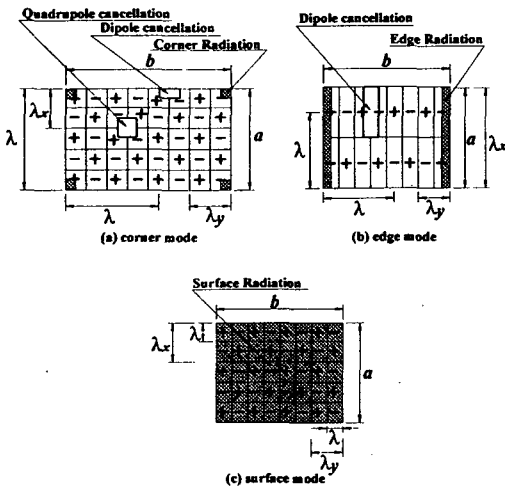


Fig. 3 The corner, edge, and surface radiation for finite plate

(a) $k_{mx} > k, k_{ny} > k$ (corner 모드)

x, y 양방향으로의 굽힘파 파장 (λ_x, λ_y)이 음파의 파장 λ 보다 짧은 경우에는 Fig. 3(a)에 표시된 것과 같이 어떤 미소구간으로부터 튀어나오게 된 매질은 인접한 미소구간으로 흘러들어 효율적으로 압축되지 않기 때문에 방사파워가 극히 작다. 이와 같은 경우 유한평판은 $(\frac{\lambda_x}{4}) \times (\frac{\lambda_y}{4})$ 의 크기를 갖는 음원의 결합으로 모델링할 수 있다. 따라서, 서로 인접한 +, - 음원의 대부분은 상쇄되며 4변 구석부에서만 음원이 소거되지 않고 남는다. 이와 같이 판의 4변 구석부에 위치한 음원만이 음향방사에 기여하는 진동모드를 “corner 모드”라 한다.

(b) $k_{mx} < k, k_{ny} > k$ (edge 모드)

x 방향 굽힘파의 파장 λ_x 가 음파의 파장 λ 보다 길고, y 방향 굽힘파의 파장 λ_y 는 음파의 파장 λ 보다 짧은 경우로서 Fig. 3(b)에 표시된 것과 같이 x 방향 음압은 절선 부근을 제외하고 대부분 효과적으로 방사되어지나 y 방향 음압은 $\lambda_y/4$ 보다 작은 반대위상을 갖는 음원이 인접해 있기 때문에 서로 상쇄된다. 이와 같이 x 축에 평행한 양단부에 있는 음원만이 음향방사에 기여하는 진동모드를 “edge 모드”라 한다.

$k_{mx} > k, k_{ny} < k$ 일 때는 y 축에 평행한 양단부만이 음향방사에 기여하는 edge 모드가 된다.

(c) $k_{mx} < k, k_{ny} < k$ (surface 모드)

Fig. 3(c)에 나타낸 바와 같이 x, y 방향으로의 굽힘파 파장 λ_x 와 λ_y 가 음파의 파장 λ 보다 긴 경우로서 절선 부근을 제외한 거의 모든 면에서 음이 방사되는 진동모드를 “surface 모드”라 한다.

한편, 단순지지된 직사각형 평판을 랜덤가진한 경우에는 앞에서 언급한 전 모드가 발생한다. 이와 같은 경우의 평균적인 음향방사효율은 각 모드의 제곱평균속도가 같다는 가정 하에서 위에서 기술했던 음원의 분포와 방사파워를 이용해서 주파수 영역에 따라 다음과 같이 구할 수 있다¹⁾.

(i) $f < f_{11}$

$$\sigma = \frac{4S}{c^2} f^2 \quad (27)$$

이것은 직사각형판 부분이 피스톤운동에 기여를 하고 있음을 알 수 있다.

(ii) $f_{11} \ll f < f_c$

$$\sigma = \frac{\lambda_c^2}{S} g_1(\alpha) + \frac{P\lambda_c}{S} g_2(\alpha) \quad (28)$$

여기서,

$$g_1(\alpha) = \begin{cases} \frac{4}{\pi^4} \frac{(1-2\alpha^2)}{\sqrt{\alpha(1-\alpha^2)}} & (f < f_c/2) \\ 0 & (f > f_c/2) \end{cases} \quad (29)$$

$$g_2(\alpha) = \frac{1}{4\pi^2} \frac{(1-\alpha^2) \ln\left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right) + 2\alpha}{(1-\alpha^2)^{3/2}} \quad (30)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{f}{f_c}} \quad (31)$$

상기 식 우변의 첫 번째 항은 corner 모드의 기여, 두 번째 항은 edge 모드의 기여를 나타낸다.

(iii) $f = f_c$

$$\sigma = \sqrt{\frac{a}{\lambda_c}} + \sqrt{\frac{b}{\lambda_c}} \quad (32)$$

(iv) $f > f_c$

$$\sigma = \left(1 - \frac{f_c}{f}\right)^{-1/2} \quad (33)$$

식(33)은 surface 모드의 기여를 나타내고 있다.

상기 식의 적용에 있어서 직사각형 평판의 경우

$$\begin{aligned} P &= 2(a+b) \\ S &= ab \end{aligned} \quad (34)$$

이고, f_{11} 는 다음 식으로 주어진다.

$$f_{11} = \frac{c^2}{2Sf_c} \left(\frac{P^2}{8S} - 1\right) \quad (35)$$

상기의 주파수 변화에 따른 평균음향방사효율을 근사적으로 도시하면 Fig. 4와 같다¹¹⁾.

2.3 제진재

음향방사에너지는 진동에너지와 밀접한 관계가

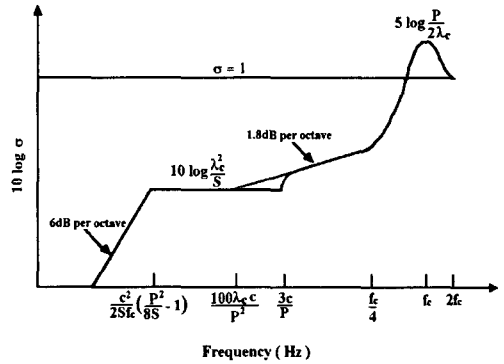


Fig. 4 Approximate radiation efficiency of broad mechanical excitation for plates

있기 때문에 구조부재의 감쇠를 크게 하여 진동에너지를 감소시키면 소음을 저감할 수 있다. 구조부재의 감쇠를 증가시키는 방법으로서 제진강판 등을 이용하여 재료 자체의 내부감쇠를 증가시키는 방법과 감쇠가 큰 제진재(viscoelastic material)를 첨부하는 방법 등이 있다.

선형적인 강성과 감쇠 특성을 갖는 제진재의 응력-변형을 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma + \alpha \frac{d\sigma}{dt} = E\epsilon + \beta \frac{d\epsilon}{dt} \quad (36)$$

이때, $\alpha = \beta = 0$ 이면 Hooke's law가 성립한다. 응력과 변형율이 조화진동을 한다고 가정하면

$$\sigma = \sigma_0 e^{j\omega t}, \quad \epsilon = \epsilon_0 e^{j\omega t} \quad (37)$$

로 표현할 수 있으므로 응력-변형을 관계식은

$$\sigma_0 = \frac{1 + j\omega\beta}{1 + j\omega\alpha} E \epsilon_0 \quad (38)$$

와 같이 나타낼 수 있다. 따라서 이를 실수부와 허수부로 분리하면

$$\sigma_0 = (E' + jE'') \epsilon_0 = E'(1 + j\eta) \epsilon_0 = E^* \epsilon_0 \quad (39)$$

와 같다. 여기서, E' 은 저장탄성율로 에너지보존항, E'' 은 손실탄성율로 에너지손실항을 나타내며, 이들은 주파수와 온도에 따라 변화한다. 손실계수(loss factor)는 $\eta = E''/E'$ 로 정의된다.

점탄성 재료는 인장변형에 따른 점탄성 히스테리시스를 이용해서 진동에너지를 흡수하는 자유감

의 적층 방법(free-layer treatment)과 인장변형은 물론 전단변형에 의한 점탄성히스테리시스를 이용한 구속감쇠 적층방법(constrained-layer treatment)으로 부착되어진다.

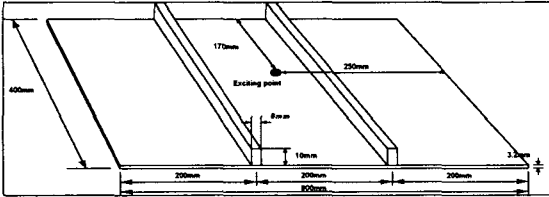


Fig. 5 Experiment Model

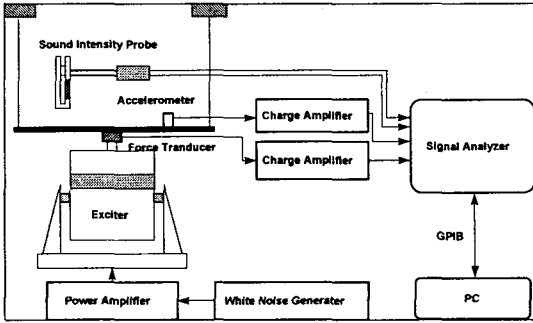


Fig. 6 Experimental set-up

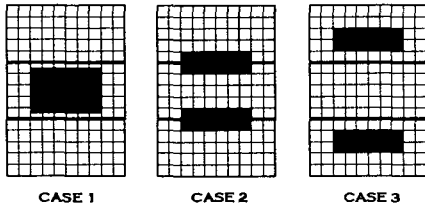


Fig. 7 Adhesive position of viscoelastic material

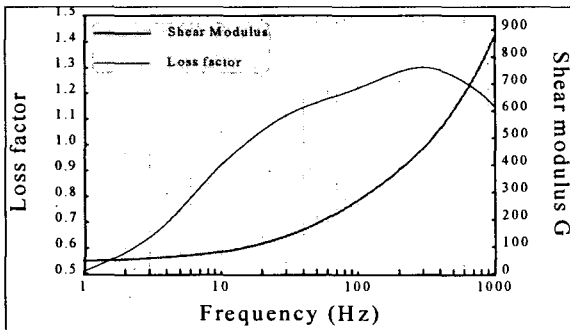


Fig. 8 Shear modulus and loss factor of the viscoelastic material at temperature 20°C

3. 실험 및 고찰

3.1 실험모델

구조기인 소음을 방사하고 있는 보강판에 고무 계열 제진재를 부분적으로 부착했을 경우 부착위치에 따라 방사되는 음향파위와 방사효율의 변화를 실험적으로 비교하고자 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 10mm×6mm의 보강재가 2개 부착된 600mm×400mm×3.2mm의 직사각형 강판을 대상으로 일련의 실험을 수행하였다. 이때 경계조건은 보강판의 4변 구석부를 흡음처리한 현으로 매달아 사면 자유경계조건을 구현하였으며, 판의 진동은 하면에 부착된 기진기를 이용하여 발생시켰다. 실험장치의 구성도는 Fig. 6에 나타내었다.

제진재의 총 부착면적은 판면적의 16%에 해당하는 160mm×240mm로 하되 부착위치는 Fig. 7에 보인 바와 같이 보강재 사이의 평판부, 보강재가 부착된 부분 및 경계부와 보강재 사이 부분의 3가지 경우로 하였다. 이때, 제진재는 실험의 편의성을 위하여 자유감쇠 적층방법으로 부착하였다. 실험에 사용된 제진재료의 nomograph는 Fig. 8에 나타내었다.

3.2 보강판의 진동모드

제진재가 부착되지 않은 보강판의 진동 특성을 파악하기 위해 보강판을 랜덤가진시키고, 이에 의한 보강판의 진동가속도를 보강판의 길이 및 폭 방향으로 40mm 간격마다 계속하여 주파수 응답함수 (frequency response function, FRF)와 고유진동모드를 구하였다.

Fig. 9에 보강재에 인접한 지점에서 측정한 보강판의 주파수 응답함수를 진동응답 계측위치와 함께 나타내었다. 보강판의 고유진동수와 고유진동모드는 대표적인 것만 Fig. 10에 예시하였다. 이로부터 특정 진동모드에서의 주파수응답함수 크기는 진동응답 계측위치와 해당 모드 절선(nodal line)과의 상대적 위치 관계에 따라 달라짐을 확인할 수 있다.

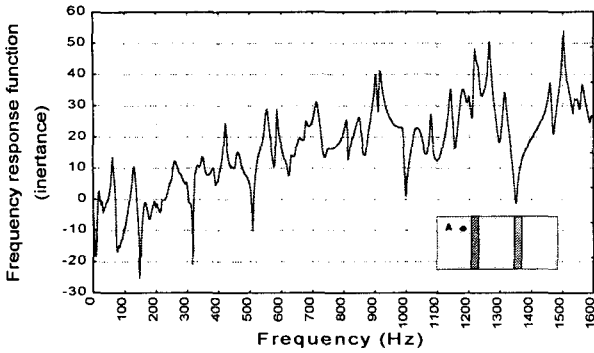


Fig. 9 Frequency response function of the bare stiffened plate

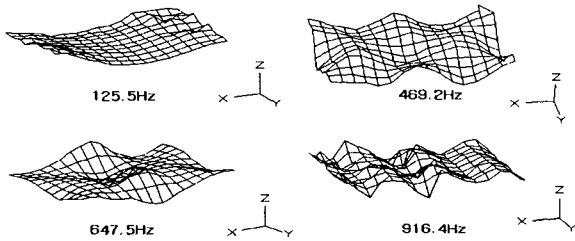
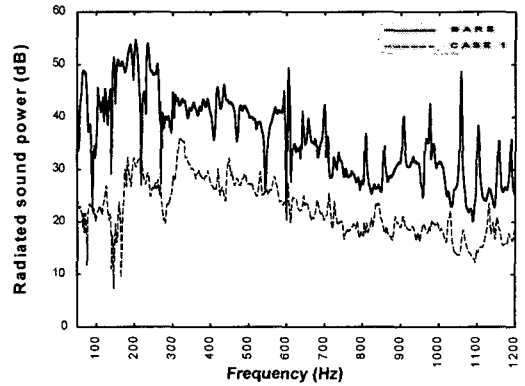


Fig. 10 Mode shape of the bare stiffened plate

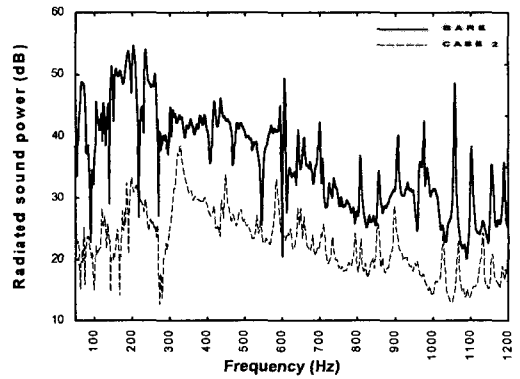
3.3 보강판의 음향방사파워와 방사효율

본 연구에서는 보강판에 제진재 부착시의 방사소음 저감효과를 평가하는데 필요한 음향방사파워와 방사효율을 구하기 위하여 음향인텐시티와 진동속도를 계측하였다. 이때, 진동속도는 가속도를 적분하여 구하였으며, 계측 위치는 3.2절의 주파수 응답함수를 구하기 위한 계측위치와 동일하게 하였다.

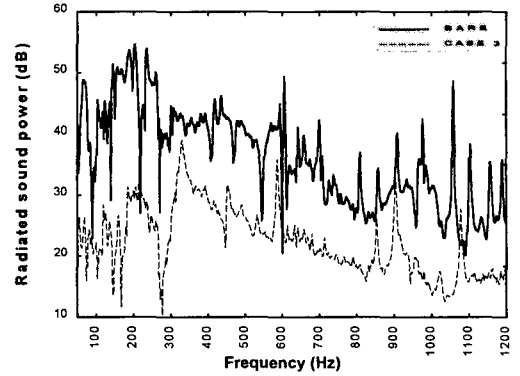
음향인텐시티는 보강판을 둘러싸는 $640\text{mm} \times 440\text{mm} \times 200\text{mm}$ 의 가상공간 표면을 $40\text{mm} \times 40\text{mm}$ 의 크기를 가지는 176개의 요소로 분할하고, 각 분할요소의 중심을 통과하는 음향인텐시티의 외향 법선 성분을 계측하였다. 이때, 음향인텐시티 탐침자의 음압계측 간격은 50mm 로 하여 $31.5\text{Hz} \sim 1.25\text{kHz}$ 주파수 영역에서 측정오차가 $\pm 1\text{dB}$ 이하가 되도록 하였다. 음향방사파워는 상기의 방법으로 계측된 각 분할요소 음향인텐시티와 요소 면적 곱의 합으로 구하였다.



(a) Bare .vs. Case 1



(b) Bare .vs. Case 2



(c) Bare .vs. Case 3

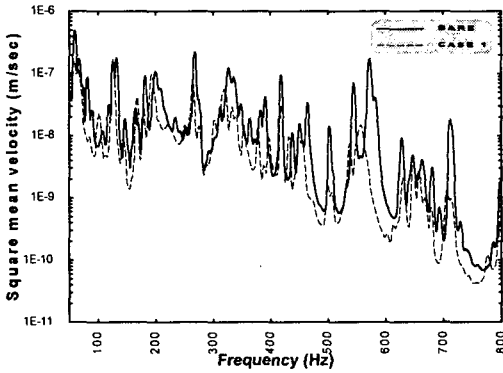
Fig. 11 Radiated sound power level

보강판에 대한 제진재 부착 유무 및 이의 부착 위치 변화에 따른 음향방사파워 계측결과는 Fig. 11에 나타내었다. 이로부터 제진재를 부착하면 거

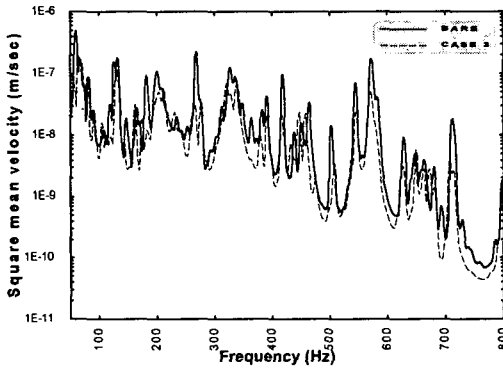
의 모든 주파수 대역에서 음향방사파워가 상당히 감소함을 확인할 수 있다.

제진재의 부착위치에 따른 음향방사파워 변화량은 500 Hz 이하의 주파수대역에서는 큰 차이가 없

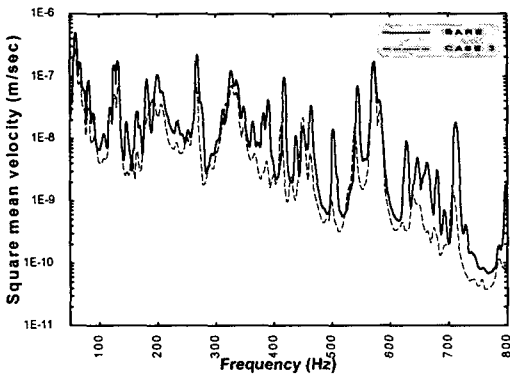
다. 그러나 500 Hz 이상의 주파수 대역에서는 제진재 부착위치에 따라 공진주파수 대역에서의 음향방사파워가 큰 차이를 나타내고, 중앙에 제진재를



(a) Bare .vs. Case 1

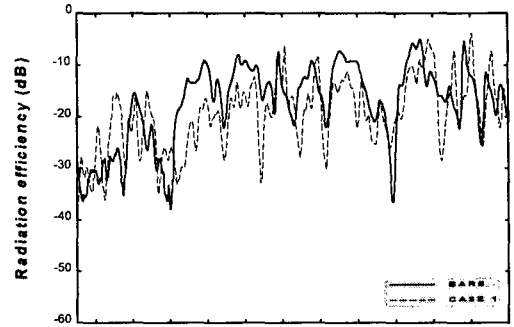


(b) Bare .vs. Case 2

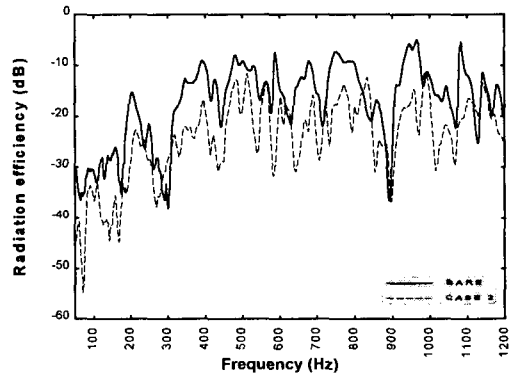


(c) Bare .vs. Case 3

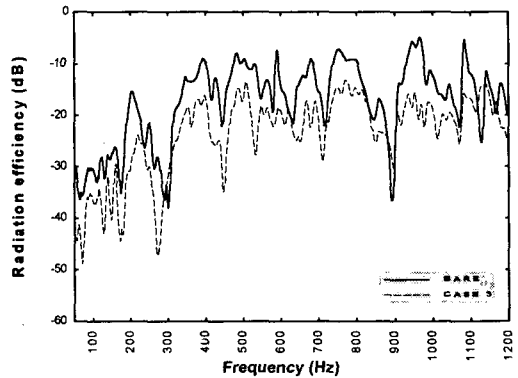
Fig. 12 Square mean velocity



(a) Bare .vs. Case 1



(b) Bare .vs. Case 2



(c) Bare .vs. Case 3

Fig. 13 Radiation efficiency

부착한 경우의 음향방사파워가 가장 작음을 알 수 있다. 이는 상기 주파수 대역에서는 음향방사에 영향을 미치는 진동모드의 구속 효과가 제진재 부착 위치에 따라 다르기 때문인 것으로 사료된다.

제진재 부착전후의 보강판 진동속도를 계측한 결과로부터 구한 보강판의 진동속도 제곱평균치는 Fig. 12에 나타내었다. 이로부터 제진재를 부착하면 대부분의 고유진동수가 다소 낮아짐을 확인할 수 있다. 이는 제진재 부착으로 인한 강성증가 효과보다는 질량 및 감쇠 증가 효과가 크기 때문인 것으로 사료된다. 한편, 고유진동수 부근의 진동 응답은 제진재 부착으로 인한 내부감쇠의 증가로 크게 줄어들음을 알 수 있다. 또한, 주파수대역에 따라 다소간의 차이는 있으나 500 Hz 이상의 주파수 대역에서는 보강판의 중앙부에 제진재를 부착한 경우가 진동속도 감소에 가장 효과적이고, 보강재 상부에 제진재를 부착한 경우의 진동속도 감소효과가 가장 작음을 알 수 있다.

Fig. 11과 Fig. 12에 나타낸 음향방사파워와 제곱평균 진동속도를 이용해서 구한 음향방사효율은 Fig. 13에 나타내었다. 이로부터 보강판에 제진재를 부착하면 음향방사효율이 크게 감소함을 알 수

있다. 다만, 보강판의 중앙부에 제진재를 부착한 경우의 음향방사효율이 다른 위치에 부착한 경우보다 크게 나타나는 것은 음향방사파워 저감효과보다는 진동속도 저감효과가 크기 때문인 것으로 사료된다.

한편, 진동모드와 음향방사간의 관계를 고찰하기 위하여 제진재가 부착되지 않은 보강판에 대해 1/3 옥타브밴드의 중심주파수 315 Hz에서의 진동모드와 음향방사분포 계측결과를 Fig. 14에 나타내었다. 이로부터 진동모드 분포와 음향방사 분포는 거의 일치함을 알 수 있다. 따라서, 제진재를 보강판에 부분적으로 부착하여 음향방사파워를 저감하고자 할 경우 진동모드의 loop 위치에 제진재를 배치하는 것이 효과적인 것으로 사료된다.

4. 결 언

사변 자유 경계조건이 부여된 보강판에 부분적으로 제진재를 부착한 경우의 음향방사파워와 제곱평균 진동속도 변화를 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 보강판에 제진재를 부착하면 내부감쇠의 증가로 고유진동수 부근의 진동응답이 크게 줄어들고 고체음 방사를 감소시킬 수 있다.
- 2) 제진재를 부착하면 보강판의 고유진동수가 다소 낮아짐을 확인할 수 있다. 이는 제진재 부착으로 인한 강성증가 효과보다는 질량증가 및 감쇠 증가 효과가 크기 때문인 것으로 사료된다.
- 3) 구조기인 소음을 저감하기 위하여 제진재를 보강판에 부분적으로 부착할 경우 진동모드의 loop 위치에 배치하면 음향방사파워를 가장 효과적으로 감소시킬 수 있다.

후 기

본 논문은 1996년도 한국학술진흥재단의 자유공모과제 연구비 지원사업에 의하여 수행된 연구결과이다. 동 재단에 대하여 차체에 심심한 사의를 표한다.

참고문헌

- 1) G. Maidanik, "Response of Ribbed Panels to

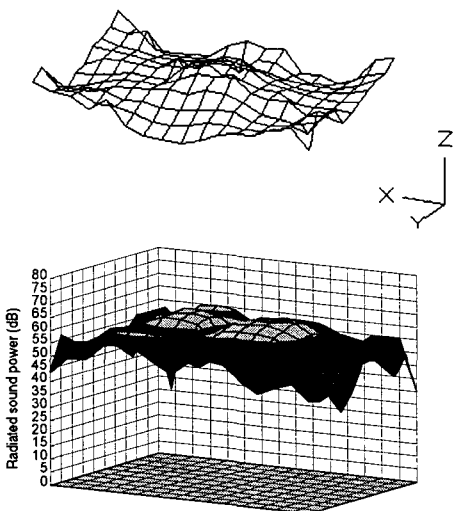


Fig. 14 Vibration mode and radiated sound pattern at 315 Hz center freq. of 1/3 octave band

- Reverberant Acoustic Fields", *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.34, No.6, pp.809-826, 1962.
- 2) L. Cremer, M. Heckl and E.E. Unger, *Structure-Borne Sound*, Springer-Verlag, 1973.
 - 3) M.C. Junger and D. Feit, *Sound, Structure, and Their Interaction*, MIT Press, 1994.
 - 4) D.J. Mead, *Noise and Vibration*, Chap. 25, Ellis Horwood Limited, 1982.
 - 5) A.D. Nashif, *Vibration Damping*, John Wiley & Sons, INC, 1985.
 - 6) 유영훈, 양보석, "점탄성 제진재를 이용한 비구속형 제진강판의 최적설계에 관한 연구", 한국소음진동공학회지, 제5권 제4호, pp.493~501, 1995.
 - 7) D.A. Saravanos and C.C. Chamis, "Multiobjective Shape and Material Optimization of Composite Structures Including Damping", *AIAA Journal*, Vol. 30, No. 3, pp.805~813, 1992.
 - 8) C.E. Wallace, "Radiation Resistance of a Rectangular Panel", *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.51, No.3(Part 2), pp.946-952, 1972.
 - 9) P. Cordonnier-Cloarec, S. Pauzin, D. Biron, M. Haddar and M.A. Hamdi, "Contribution to Transmission and Radiation of Corrugated Steel Structures", *Journal of Sound and Vibration*, Vol.157, pp.515-530, 1992.
 - 10) L.L. Beranek, *Noise and Vibration Control*, McGraw Hill Book Company, 1971.
 - 11) M.P. Norton, *Fundamental of Noise and Vibration Analysis for Engineers*, Cambridge University Press, 1951.
 - 12) V.B. Bokil and U.S. Shirahath, "A Technique for the Modal Analysis of Sound-Structure Interaction Problems", *Journal of Sound and Vibration*, Vol.173, pp.235-41, 1994.
 - 13) J. Pan, C.H. Hansen and D.A. Bies, "Use of Perforated Panel for Active Control of Sound Radiated from Vibrating Structures, I: Low Frequency Analysis", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 156, pp.349-359, 1992.
 - 14) D.J. Ewins, *Modal Testing: Theory and Practice*, John Wiley & Sons INC, 1984.
 - 15) F.J. Fahy, *Sound Intensity*, Elsevier Applied Science, 1988.