

# 비드를 이용한 평판의 구조소음 저감

## Structure-borne Noise Reduction of Plate using bead

김호산\*· 심현진 \*· 강귀현 \*· 정동현 \*· 오재응†

Ho-san Kim, Hyoun-Jin Sim, Kwi-Hyun Kang, Dong-Hyun Jung, Jae-Eung Oh

**Key Words :** Plate Vibration(평판 진동), Sound Radiation(음향방사), Natural Frequency(고유 진동수)

### ABSTRACT

With the importance of comfortable environment, research about noise reduction of construction is consisting much. If construction receives the input force, noise will be generated thereby. We must predict vibration and noise characteristic to reduce structured borne noise, and construction which become a basis of such research is plate. In order to predict the radiating noise from the vibrating surface. It is required to know the velocity distribution of vibration surface exactly. It is good to use bead for reducing vibration and noise of plate. In this study, we have analyzed structure-borne noise of plate with bead and compare with plate that there is no bead about equal exciting force.

### 기호설명

- $a, b$  : 평판의 폭 및 길이  
 $w(x, y, t)$  : 평판의 횡방향 변위  
 $D$  : 평판의 굽힘 강성  
 $E$  : 탄성 계수  
 $f(x, y, t)$  : 평판의 외부 가진력  
 $h$  : 평판의 두께  
 $\nabla^2$  : Laplacian  
 $p(x, y, z)$  : 평판 위 공간에서의 음압

## 1. 서론

음파가 공간상에 위치한 어떤 물체를 만났을 때 이 물체의 존재로 인하여 그 주위로 소리가 전파되는 현상을 통칭한다면, 방사는 어떤 물체의 진동(구조물이 진동하는 경우와 유체가 진동하는 경우 모두를 포함)에 의하여 그 주위로 소리가 전파하는 현상을 말한다<sup>(1)</sup>. 기계 구조물에 발생하는 진동 현상에는 반드시 소음을 방사하는 현상이 수반되며, 쾌적한 환경의 중요성의 증대로 이러한 방사 소음을 예측하고 소음을 저감하기 위한 연구가 계속 진행되어 왔다. 다양한 구조물 중에서 평판은 진동과 방사현상을 규명하기 위해서 가장 많이 사용되며 기본이 되는 구조물이다. 평판의 음향특성을 알기 위해서는 먼저 평판의 진동을 해석

하는 것이 필수적이다. 우선 평판이 선형진동 지배 방정식을 만족할 정도의 작은 진폭으로 움직이고 있으며 음압은 선형음파방정식을 만족할 수 있을 정도로 작다고 가정할 때, 일반적인 평판의 진동은  $n$ 개의 모드 합으로 표시할 수 있으며, 방사되는 음장은 각각의 모드에 의해서 방사되는 음장의 선형중첩으로 볼 수 있다. 그러므로 정확한 음장을 예측하기 위해서는 먼저 진동하는 평판의 표면에서의 진동분포를 알아야 한다. 그러나 다양한 경계조건과 형상을 지닌 평판에서 진동의 해를 얻기가 어렵기 때문에 주로 단순 지지 평판을 대상으로 한 연구가 많이 이루어지고 있다.

일반적으로 평판의 진동을 해석하는 데 있어서 경계 조건이 복잡하여 일반 해를 구하기 어려운 경우에는 변분법을 이용하여 해를 구하고 있다.

이러한 방법 중 일반적으로 평판의 진동을 해석하는데 있어서 많이 사용되고 있는 이론은 Kirchhoff<sup>(2)</sup>의 이론이다. 그는 또한 평판의 진동의 해를 얻기 위해서 가상 변위 법을 도입하였고, 주파수 식을 제안하였다. 그리고 Galerkin<sup>(2)</sup>은 가상 일의 원리를 단순화시키고 일반화하여 구조물에 변분법을 적용하여 진동 문제를 해결하고자 하였다. Galerkin 방법은 Vlasov<sup>(2)</sup>가 복잡한 평판의 진동 문제를 해결하는 데 사용하면서 널리 사용되게 되었다.

본 연구에서는 고정 경계 조건을 가진 평판에 대해서 비드가 있는 경우와 없는 경우의 음향 방사를 예측하고, 비드를 통한 구조 소음 저감 정도를 알아보려고 한다. 시뮬레이션을 위해서 평판의 구조 진동해석은 ANSYS 7.0 을 이용하였고, 음향 해석은 SYSNOISE 5.5 를 이용하였다.

\* 한양대학교 기계공학과

E-mail : khs9438@msn.com

Tel : (02) 2294-8294, Fax : (02) 2299-3153

† 한양대학교 기계공학부

## 2. 이론

### 2.1 평판의 진동

본 연구에서 사용된 평판은 네 변이 고정된 경계 조건을 가진 얇은 평판이다. 여기서 평판의 운동 방정식은 댐핑을 고려하지 않은 평판이 외부 힘에 의해서 가진 되고 있다는 가정 하에서 평판의 운동방정식을 아래와 같이 나타내었다.

$$D\left(\frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4}{\partial x^2\partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4}\right)w(x, y, t) + \rho h \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial t^2} = f(x, y, t) \quad (1)$$

여기서  $w$  는 평판의 횡 방향 변위,  $D$  는 평판의 굽힘 강성,  $h$  는 평판의 두께,  $f$  는 가진력이다.

그리고 평판이 임의의 주파수를 가진 외력에 의해 조화 운동을 한다면 평판의 변위  $w$  는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$w(x, y, t) = W(x, y)e^{i\omega t} \quad (2)$$

또한 평판에 작용하는 외력도 아래와 같이 표시할 수 있다.

$$f(x, y, t) = F(x, y)e^{i\omega t} \quad (3)$$

위의 평판의 운동 방정식을 시간과 공간에 대하여 변수 분리하여 정리하면 다음과 같다.

$$D\left(\frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4}{\partial x^2\partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4}\right)W(x, y) - \rho h \omega^2 W(x, y) = F(x, y) \quad (4)$$

위 식에서 변위  $W$  를 기하 경계 조건을 만족하는 형상 함수의 무한 급수 형태로 표현하면,

$$W(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \phi_{mn}(x, y) \quad (5)$$

이다. 여기서  $\phi_{mn}(x, y)$  는 경계조건을 만족하는 적절한 형태의 빔의 고유함수의 곱으로 표현할 수 있다.

$$\phi_{mn}(x, y) = X_m(x)Y_n(y) \quad (6)$$

여기서 빔 함수  $X_m(x)$  은 길이가  $a$  인 진동하는 빔의  $m$  번째 모드를 나타낸다. 유사하게  $Y_n(y)$  는 길이가  $b$  인 빔의  $n$  번째 모드를 나타낸다.

그리고  $X_m(x)$  과  $Y_n(y)$  은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} X_m(x) &= C_1 \sin \frac{\lambda_m}{a} x + C_2 \cos \frac{\lambda_m}{a} x + C_3 \sinh \frac{\lambda_m}{a} x + C_4 \cosh \frac{\lambda_m}{a} x \\ Y_n(y) &= C_1 \sin \frac{\lambda_n}{b} y + C_2 \cos \frac{\lambda_n}{b} y + C_3 \sinh \frac{\lambda_n}{b} y + C_4 \cosh \frac{\lambda_n}{b} y \end{aligned} \quad (7a), (7b)$$

여기서 경계 조건이 양단 고정인 경우에 있어서는

$$X_m(0) = 0, X_m'(0) = 0, X_m(a) = 0, X_m'(a) = 0 \quad (8)$$

이며,

$$C_2 = -C_4 = -1, \quad C_1 = -C_3 = \frac{\cosh(\lambda_m) - \cos(\lambda_m)}{\sinh(\lambda_m) - \sin(\lambda_m)} \quad (9)$$

이다. 그리고  $\lambda_m$  는  $\cosh(\lambda_m)\cos(\lambda_m)=1$  를 만족하므로 수치적으로 구할 수 있다.  $Y_n(y)$  은 위와 같은 방법으로 구해진다.

또한 외력  $F$  도 변위와 같은 방법으로 표현될 수 있다.

$$F(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} F_{mn} \phi_{mn}(x, y) \quad (10)$$

그리고  $F_{mn}$  은 Fourier 급수 전개에 의해서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{mn} = \frac{\int_0^b \int_0^a F(x, y) X_m(x) Y_n(y) dx dy}{\int_0^b \int_0^a X_m^2(x) Y_n^2(y) dx dy} \quad (11)$$

식(4)를 가상 일의 원리를 적용하여 변분 방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\int_0^b \int_0^a [D\nabla^2 \nabla^2 W(x, y) - \rho h \omega^2 W(x, y) - F(x, y)] \delta W dx dy = 0 \quad (12)$$

여기서 가상 변위는 아래와 같다.

$$\delta W = \sum_{i=1}^{\infty} \sum_{j=1}^{\infty} \delta W_{ij} \phi_{ij}(x, y)$$

식(12)에 식(5)와 식(10)을 대입하면 아래와 같은 식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} D \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \int_0^b \int_0^a \phi_{ij} \nabla^2 \nabla^2 \phi_{mn} dx dy - \rho h \omega^2 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \int_0^b \int_0^a \phi_{ij} \phi_{mn} dx dy \\ - \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} F_{mn} \int_0^b \int_0^a \phi_{ij} \phi_{mn} dx dy = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

그리고 위 식을 식(6)과 식(11)으로 표현하면,

$$\begin{aligned} D \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \int_0^b \int_0^a [X_m^{(4)} Y_n X_i Y_j + 2X_m'' Y_n'' X_i Y_j + X_m Y_n^{(4)} X_i Y_j] dx dy \\ - \rho h \omega^2 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \int_0^b \int_0^a X_m Y_n X_i Y_j dx dy \\ = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\int_0^b \int_0^a F(x, y) X_m Y_n dx dy}{\int_0^b \int_0^a X_m^2 Y_n^2 dx dy} \int_0^b \int_0^a X_m Y_n X_i Y_j dx dy \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 빔의 고유함수  $X_m(x)$ ,  $Y_n(y)$  과  $X_i(x)$ ,  $Y_k(y)$  는 직교성을 가지고 있다.

$$\begin{aligned} \int_0^a X_m(x) X_n(x) dx = \int_0^a X_m''(x) X_n''(x) dx = 0 \\ \int_0^b Y_m(y) Y_n(y) dy = \int_0^b Y_m''(y) Y_n''(y) dy = 0 \quad \text{if } m \neq n \end{aligned} \quad (15)$$

고유 함수 간의 직교성의 원리를 적용하면, 식(14)는 다음과 같이 정리된다.

$$D \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} (I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} I_2 I_6 \quad (16)$$

$$= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \int_0^a \int_0^b F(x, y) X_m Y_n dx dy$$

여기서

$$I_1 = \int_0^a X_m^{(4)} X_m dx, \quad I_2 = \int_0^b Y_n Y_n dy, \quad I_3 = \int_0^a X_m'' X_m dx$$

$$I_4 = \int_0^b Y_n'' Y_n dy, \quad I_5 = \int_0^b Y_n^{(4)} Y_n dy, \quad I_6 = \int_0^a X_m X_m dx \quad (17)$$

그리고 경계 조건이 양단 고정인 경우에 있어서 식(17)에서의 결과 값은 아래 표로 정리될 수 있다. 지금까지 결정되지 않은 평판의 변위계수는  $W_{mn}$ 은 식(16)에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_{mn} = \frac{\int_0^a \int_0^b F(x, y) X_m Y_n dx dy}{[D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 I_2 I_6]} \quad (18)$$

그리고 외부 가진력을  $(x_0, y_0)$  위치에서 점 가진력이라고 하면,

$$F(x, y) = F \delta(x - x_0) \delta(y - y_0) \quad (19)$$

로 나타낼 수 있고

$$W_{mn} = \frac{\int_0^a \int_0^b F \delta(x - x_0) \delta(y - y_0) X_m Y_n dx dy}{D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 I_2 I_6}$$

$$= \frac{F X_m(x_0) Y_n(y_0)}{D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 I_2 I_6} \quad (20)$$

로 나타낼 수 있다.

따라서 점  $(x_0, y_0)$  에서 조화 가진력을 받고 있는 평판의 동적 응답은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F X_m(x_0) Y_n(y_0)}{D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 I_2 I_6} X_m(x) Y_n(y) \quad (21)$$

그리고 임의의 점  $(x, y)$  에서 평판의 수직 방향의 속도는

$$v(x, y, t) = i \omega W(x, y) e^{i \omega t} = \omega W(x, y) e^{i(\omega t + \pi/2)} \quad (22)$$

이다.

또한 평판의 고유 진동수는 아래와 같다.

$$f_{mn} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6)}{\rho h I_2 I_6}} \quad (23)$$

## 2.2 평판의 진동에 의한 음향 방사 예측

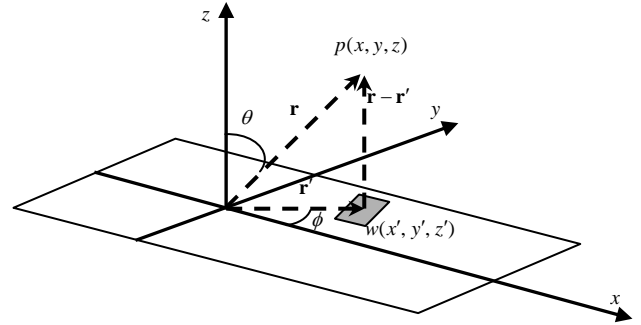


Fig. 1 Geometry of a rectangular plate

평판의 진동에 의해서 방사되는 음압은 Rayleigh 적분식에 의해 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$p(x, y, z) = \frac{i \omega \rho}{2\pi} \iint_S \dot{w}(x', y', 0) \frac{e^{-ik|\mathbf{r}-\mathbf{r}'|}}{|\mathbf{r}-\mathbf{r}'|} dx' dy' \quad (24)$$

위 식은 기계적으로 가진되는 진동 표면의 분포를 알고 있을 때 방사되는 음장을 예측하는 데 유용하다.

여기서 식(24)에서 경계 조건이 고정단인 경우에는

$$p(x, y, z, t) = \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi} \iint_S w(x', y', t) \frac{e^{-i(\omega/c)\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2}}}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2}} dx' dy'$$

$$= \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi} e^{i \omega t} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{P X_m(x_0) Y_n(y_0)}{D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 I_2 I_6}$$

$$\times \int_0^a \int_0^b X_m(x') Y_n(y') \frac{e^{-i(\omega/c)\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2}}}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2}} dx' dy' \quad (25)$$

이 된다.

특히 Rayleigh 적분식은 원거리 음장을 예측하는데 충분한 정확성을 가지고 있으므로 원거리 음장에 대해 적용해보면, 먼저 거리는

$$R = |\mathbf{r} - \mathbf{r}'| = \sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2}$$

$$\approx r \left( 1 - \frac{x}{r} x' - \frac{y}{r} y' \right) = (r - x' \sin \theta \cos \phi - y' \sin \theta \sin \phi)$$

이다. 그리고 원거리 음장에서 음압은

$$p(r, \theta, \phi, t) = \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi r} e^{i \omega t} e^{-ikr} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \times \int_0^a \int_0^b X_m(x') Y_n(y')$$

$$\times \exp \left[ i \left( \frac{\alpha x'}{a} \right) + i \left( \frac{\beta y'}{b} \right) \right] dx' dy' \quad (26)$$

이고, 여기서

$$\alpha = ka \sin \theta \cos \phi, \quad \beta = kb \sin \theta \sin \phi$$

이다.

식 (26)에서 적분 부분은 다시 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$p = \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi r} e^{i\omega t} e^{-ikr} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \times D_m \times D_n \quad (27)$$

식(27)에서  $D_m(x)$ ,  $D_n(y)$ 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} D_m &= \int_0^a X_m(x') \times \exp\left[i\left(\frac{\alpha x'}{a}\right)\right] dx' \\ &= -2a\lambda_m^2 \frac{[\lambda_m \cos \lambda_m - \lambda_m \cosh \lambda_m + i\alpha \sin \lambda_m - i\alpha \cos \lambda_m]}{[(\alpha^4 - \lambda_m^4)(\sin \lambda_m - \sinh \lambda_m)]} \\ &\quad - 2ae^{i\alpha} \lambda_m^2 \frac{[-i\alpha \cosh \lambda_m \sin \lambda_m + i\alpha \cos \lambda_m \sinh \lambda_m + \lambda_m \sin \lambda_m \sinh \lambda_m]}{[(\alpha^4 - \lambda_m^4)(\sin \lambda_m - \sinh \lambda_m)]} \end{aligned} \quad (28a)$$

$$\begin{aligned} D_n &= \int_0^b Y_n(y') \times \exp\left[i\left(\frac{\beta y'}{b}\right)\right] dy' \\ &= -2b\lambda_n^2 \frac{[\lambda_n \cos \lambda_n - \lambda_n \cosh \lambda_n + i\beta \sin \lambda_n - i\beta \cos \lambda_n]}{[(\beta^4 - \lambda_n^4)(\sin \lambda_n - \sinh \lambda_n)]} \\ &\quad - 2be^{i\beta} \lambda_n^2 \frac{[-i\beta \cosh \lambda_n \sin \lambda_n + i\beta \cos \lambda_n \sinh \lambda_n + \lambda_n \sin \lambda_n \sinh \lambda_n]}{[(\beta^4 - \lambda_n^4)(\sin \lambda_n - \sinh \lambda_n)]} \end{aligned} \quad (28b)$$

식(27)에서 보면 원거리에서 음압은 평판에서 측정점까지 거리뿐만 아니라 방향에 의존한다. 이것은 음압이 방향성을 가지고 있다는 것을 의미한다. 여기서

$$D_{mn}(\theta, \phi) = D_m D_n$$

이라 하면, 음압  $p$ 는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$p = \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi r} e^{i\omega t} e^{-ikr} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \times D_{mn}(\theta, \phi) \quad (29)$$

위 식으로부터 평판의 진동에 의한 음압 분포는 기하학적인 차원과 진동의 각 모드에 대한 기여도, 방향성, 그리고 주파수에 의해 결정된다는 것을 알 수 있다.

### 3. 시뮬레이션 결과

#### 3.1 비드가 있는 평판의 진동해석

본 연구에서 사용된 두 종류의 평판은 비드가 있는 평판과 없는 평판을 사용하였으며 Table 1에 물성치를 나타내었다.

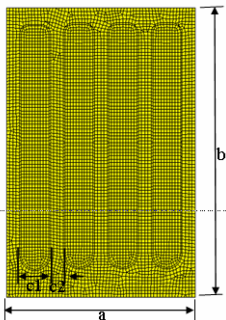


Fig. 2 Modeling of Plate

Table 1 Material Properties

Properties	Value	Properties	Value
Thickness (h)	0.001	Young's modulus( E )	210E9GPa
Poison ratio	0.3	Density	7950 kg/m <sup>3</sup>
a	0.600	b	0.890
c1	0.120	c2	0.024

비드가 있는 평판의 구조해석 결과는 Table 2과 같으며 모드형상은 Fig.3에 나타내었다.

Table 2 Natural Frequency of Plate with bead

No.	Natural Frequency	No.	Natural Frequency
1	29.9	2	48.3
3	59.0	4	87.2
5	102.2	6	108.3
7	134.2	8	135.5
9	168.1	10	172.5
11	183.4	12	197.4
13	222.5	14	239.7
15	250.0	16	262.5
17	271.7	18	286.3
19	315.1	20	323.4
21	328.6	22	342.6

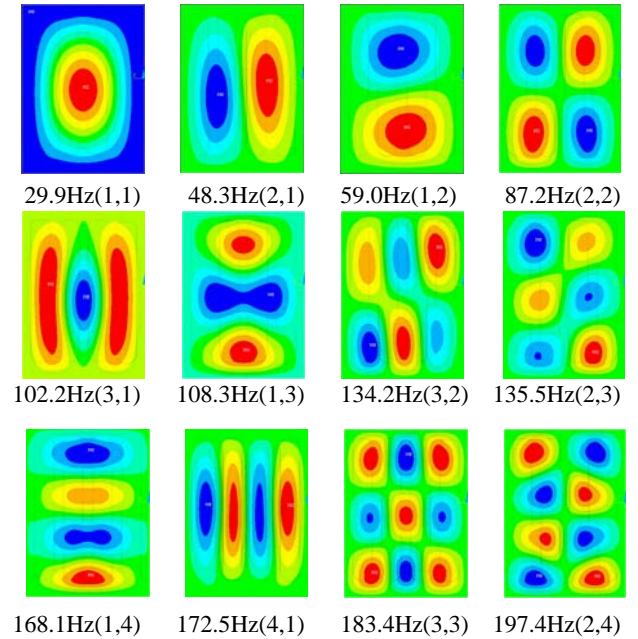


Fig. 3 Mode shape of plate with bead

평판의 조화 가진에 의한 진동의 응답특성을 얻기 위해서 평판의 중앙지점에서 진동 값을 측정하였으며, 그 값을 Fig. 5에 나타내었다. 조화 가진 점과 측정점은 Fig. 4에 도식하였다.

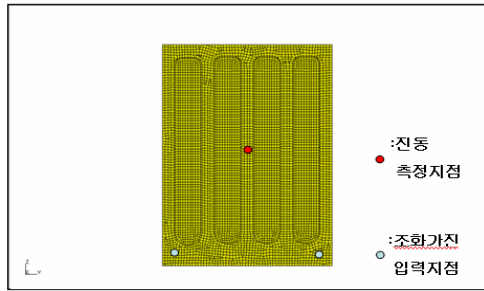


Fig. 4 Measured point of plate with bead

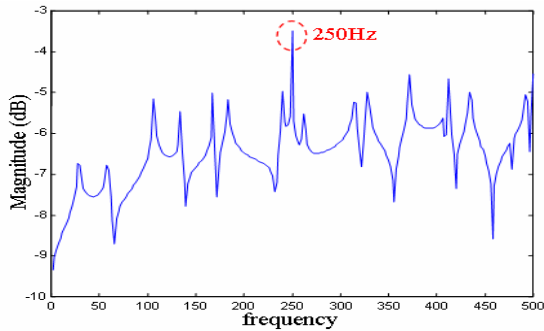


Fig. 5 Simulation result of plate vibration

비드가 있는 평판의 구조해석 결과 250Hz 에서 가장 큰 진동 응답을 보였으며, 평판의 구조 해석을 통해 구조소음을 예측하기 위해서 SYSNOISE 5.5 를 이용하여 구조소음 해석을 실시하였다. 구조소음의 측정위치를 Fig. 6 에 나타내었고, 비드가 있는 평판의 구조소음 결과를 Fig. 7~Fig.9 에 나타내었다. 진동에 의한 구조소음이 크기 위해서는 두 가지 조건을 만족해야 하는데 첫 번째는 진동이 커야 하며 두 번째 조건은 방사효율이 커야 한다. Fig. 7 을 보면 102.2Hz 의 방사효율 값이 250Hz 의 값보다 크지만, Fig. 5 에서 250Hz 의 진동량이 102.2Hz 의 진동량보다 크기 때문에 평판의 구조소음과 방사파워는 250Hz 가 크게 나옴을 알 수 있다.

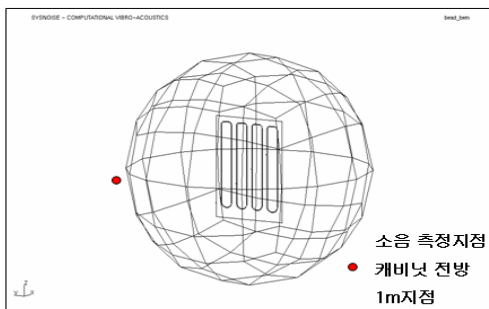


Fig. 6 Acoustic Simulation model of plate with bead

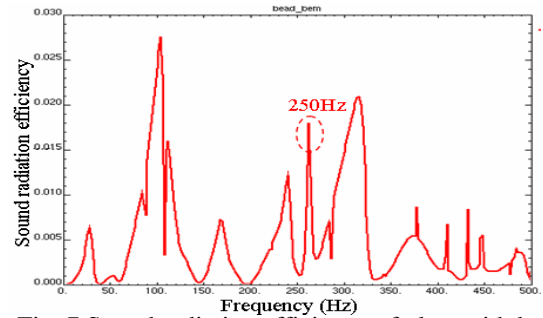


Fig. 7 Sound radiation efficiency of plate with bead

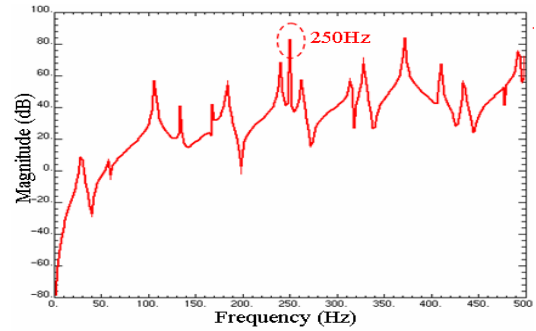


Fig. 8 Simulation result of noise in front of plate

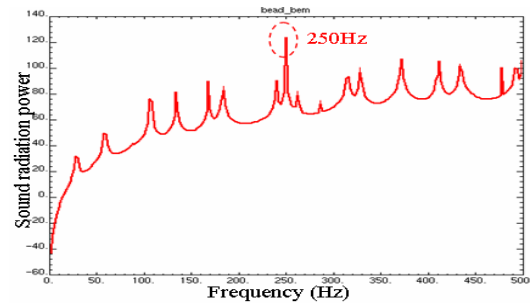


Fig. 9 Sound radiation power of plate

비드 유무에 따른 구조소음을 예측하기 위해서 Fig. 10 에 나타낸 두 종류의 평판을 가지고 시뮬레이션을 실시하였다.

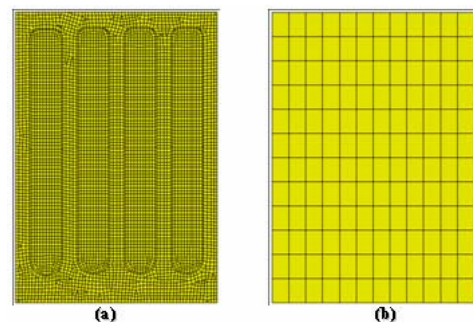


Fig. 10 Simulation model of plate  
(a) bead model (b) No bead model

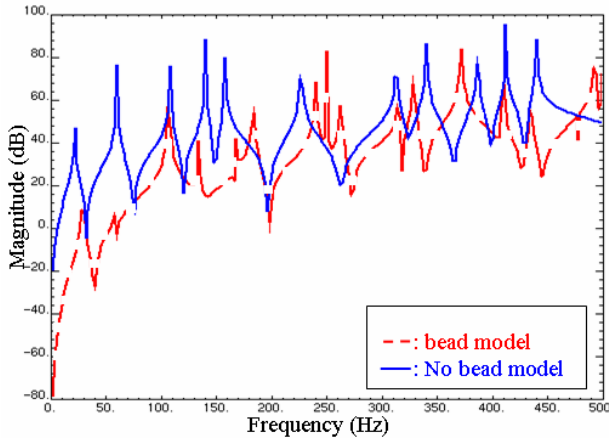


Fig. 11 Simulation acoustic results of plate models

평판의 비드 유무에 따른 구조 조음의 저감 정도를 Fig. 11 에 나타내었다. 비드가 있는 경우 전반적인 구조소음 경향이 비드가 없는 평판에 비해서 적은 값을 보여준다. 하지만 250Hz 의 경우엔 오히려 비드가 있는 경우보다 없는 경우에 구조소음이 적게 방사되었다. 평판의 경우 비드를 통해서 전반적으로 평판의 구조소음을 줄일 수는 있지만, 오히려 더욱 문제가 되는 주파수가 생길 수 있음을 보여준다.

#### 4. 결 론

네 변이 고정된 평판의 경우 비드가 있는 경우와 없는 경우를 통해 진동특성 및 음향 방사 특성을 시뮬레이션 해보았으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 평판이 조화 가진에 의해서 진동하는 여러가지 형상이 방사 음장에 미치는 영향이 매우 다를 수 있음을 알았다. 이는 같은 진동에너지를 가지고 진동하는 평판이라도 매우 다른 방사효율을 가질 수 있음을 의미한다.

2) 비드가 있는 경우와 없는 경우의 평판에 대해서 구조소음을 예측해보았으며, 비드가 있는 경우의 평판이 같은 진동조건에 대해서 구조소음이 적게 방사됨을 알았다.

3) 비드가 있는 경우 모든 주파수 대역에서 구조소음이 비드가 없는 경우에 비해서 적게 방사되는 것이 아니라 오히려 비드가 없는 경우보다 더욱 구조소음이 클 수 있는 주파수 영역이 존재할 수 있음을 알았다.

#### 참고문헌

다음의 양식을 참고하셔서 작성해 주시기 바랍니다.

- (1) 김양한, 2005, “음향학 강의”, p139
- (2) Rudolph, S., 1974, Theory and Analysis of Plate and Vibration Control Engineering, Prentice hall . New Jersey.
- (3) A. W. Leissa, 1973, “The free vibration of rectangular plates”, Journal of Sound and Vibration, pp.257-293.
- (4) Jorge P. Arenas, 2003, “On the vibration analysis of rectangular clamped plates using the virtual work principle”, Journal of Sound and Vibration, pp.1-7.