

네 변이 고정된 평판의 구조소음 저감 해석 Analysis of the Structure-Borne Noise Reduction for the Baffled Plate

*박상길¹, 정재은¹, 이정환¹, 오재응², 이유엽³

*S. G. Park¹, J. E. Jeong¹, J. H. Lee¹, #J. E. Oh(jeoh@hanyang.ac.kr)², Y. Y. Lee³

¹ 한양대학교 대학원 기계공학과, ² 한양대학교 기계공학부, ³ 호원대학교 기계자동차공학부

Key words : Plate Vibration, Sound Radiation, Natural Frequency

1. 서론

제음과가 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.⁽¹⁾ 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 의 이론이다. 그는 또한 평판의 진동의 해를 얻기 위해서 가상 변위 법을 도입하였고, 주파수 식을 제안하였다. 그리고 Galerkin 은 가상 일의 원리를 단순화시키고 일반화하여 구조물에 변분법을 적용하여 진동 문제를 해결하고자 하였다. Galerkin 방법은 Vlasov 가 복잡한 평판의 진동 문제를 해결하는 데 사용하면서 널리 사용되게 되었다.⁽²⁾

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.

2. 이론

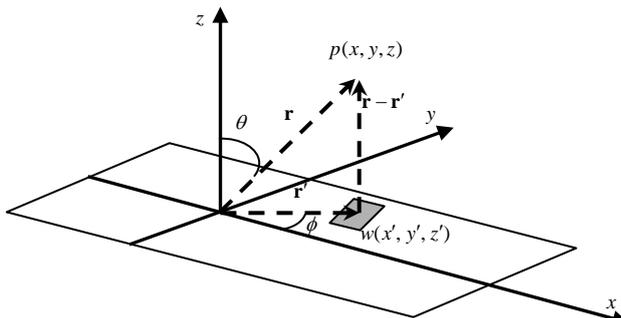


Fig. 1 Geometry of a rectangular plate

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

$$p(x, y, z) = \frac{i\omega\rho}{2\pi} \iint_S \dot{w}(x', y', 0) \frac{e^{-ik|\mathbf{r}-\mathbf{r}'|}}{|\mathbf{r}-\mathbf{r}'|} dx' dy' \quad (1)$$

위 식은 기계적으로 가진되는 진동 표면의 분포를 알고 있을 때 방사되는 음장을 예측하는 데 유용하다. 여기서 식 (1)에서 경계 조건이 고정단인 경우에는

$$\begin{aligned} p(x, y, z, t) &= \frac{-\omega^2\rho}{2\pi} \iint_S w(x', y', t) \frac{e^{-i[(\omega/c)\sqrt{(x-x')^2+(y-y')^2+z^2}]}{\sqrt{(x-x')^2+(y-y')^2+z^2}} dx' dy' \\ &= \frac{-\omega^2\rho}{2\pi} e^{i\omega t} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{PX_m(x_0)Y_n(y_0)}{D(I_1I_2+2I_3I_4+I_5I_6)-ph\omega^2I_2I_6} \\ &\quad \times \int_0^a \int_0^b X_m(x')Y_n(y') \frac{e^{-i[(\omega/c)\sqrt{(x-x')^2+(y-y')^2+z^2}]}{\sqrt{(x-x')^2+(y-y')^2+z^2}} dx' dy' \end{aligned} \quad (2)$$

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

$$\begin{aligned} R = |\mathbf{r}-\mathbf{r}'| &= \sqrt{(x-x')^2+(y-y')^2+z^2} \\ &\approx r \left(1 - \frac{x}{r}x' - \frac{y}{r}y' \right) = (r-x'\sin\theta\cos\phi - y'\sin\theta\sin\phi) \end{aligned}$$

이다. 그리고 원거리 음장에서 음압은

$$\begin{aligned} p(r, \theta, \phi, t) &= \frac{-\omega^2\rho}{2\pi r} e^{i\omega t} e^{-ikr} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \times \int_0^a \int_0^b X_m(x')Y_n(y') \\ &\quad \times \exp \left[i \left(\frac{\alpha x'}{a} \right) + i \left(\frac{\beta y'}{b} \right) \right] dx' dy' \end{aligned} \quad (3)$$

이고, 여기서

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

이다.

식 (3)에서 적분 부분은 다시 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$(4) \quad p = \frac{-\omega^2\rho}{2\pi r} e^{i\omega t} e^{-ikr} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \times D_m \times D_n$$

식(4)에서 $D_m(x)$, $D_n(y)$ 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} D_m &= \int_0^a X_m(x') \times \exp \left[i \left(\frac{\alpha x'}{a} \right) \right] dx' \\ &= -2a\lambda_m^2 \frac{[\lambda_m \cos \lambda_m - \lambda_m \cosh \lambda_m + i\alpha \sin \lambda_m - i\alpha \cos \lambda_m]}{[(\alpha^4 - \lambda_m^4)(\sin \lambda_m - \sinh \lambda_m)]} \\ &\quad - 2ae^{i\alpha} \lambda_m^2 \frac{[-i\alpha \cosh \lambda_m \sin \lambda_m + i\alpha \cos \lambda_m \sinh \lambda_m + \lambda_m \sin \lambda_m \sinh \lambda_m]}{[(\alpha^4 - \lambda_m^4)(\sin \lambda_m - \sinh \lambda_m)]} \end{aligned} \quad (5a)$$

$$\begin{aligned} D_n &= \int_0^b Y_n(y') \times \exp \left[i \left(\frac{\beta y'}{b} \right) \right] dy' \\ &= -2b\lambda_n^2 \frac{[\lambda_n \cos \lambda_n - \lambda_n \cosh \lambda_n + i\beta \sin \lambda_n - i\beta \cos \lambda_n]}{[(\beta^4 - \lambda_n^4)(\sin \lambda_n - \sinh \lambda_n)]} \\ &\quad - 2be^{i\beta} \lambda_n^2 \frac{[-i\beta \cosh \lambda_n \sin \lambda_n + i\beta \cos \lambda_n \sinh \lambda_n + \lambda_n \sin \lambda_n \sinh \lambda_n]}{[(\beta^4 - \lambda_n^4)(\sin \lambda_n - \sinh \lambda_n)]} \end{aligned} \quad (5b)$$

식(4)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.

$$p = \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi r} e^{i\omega t} e^{-ikr} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \times D_{mn}(\theta, \phi) \quad (6)$$

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

본 연구에서 사용된 평판은 비드가 있는 평판을 사용하였으며 Table 1 에 물성치를 나타내었다. 비드가 있는 평판의 구조해석 결과는 Fig.1 에 고유진동수 별 모드형상과 함께 나타내었다.

평판의 조화 가진에 의한 진동의 응답특성을 얻기 위해서 평판의 중앙지점에서 진동 값을 측정하였으며, 그 값을 Fig. 2 에 나타내었다.

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. 비드가 있는 평판의 구조소음 결과를 Fig. 3 에 나타내었다.

진동에 의한 구조소음이 크기 위해서는 두 가지 조건을 만족해야 하는데 첫 번째는 진동이 커야 하며 두 번째 조건은 방사효율이 커야 한다. Fig. 3 을 보면 102.2Hz 의 방사 효율 값이 250Hz 의 값보다 크지만, Fig. 4 에서 250Hz 의 진동량이 102.2Hz 의 진동량보다 크기 때문에 평판의 구조소음과 방사파워는 250Hz 가 크게 나옴을 알 수 있다. 또한, 비드 유무에 따른 구조소음을 예측하기 위해서 두 종류의 평판을 가지고 시뮬레이션을 실시하였다.

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 ³
a	0.600	b	0.890
c1	0.120	c2	0.024

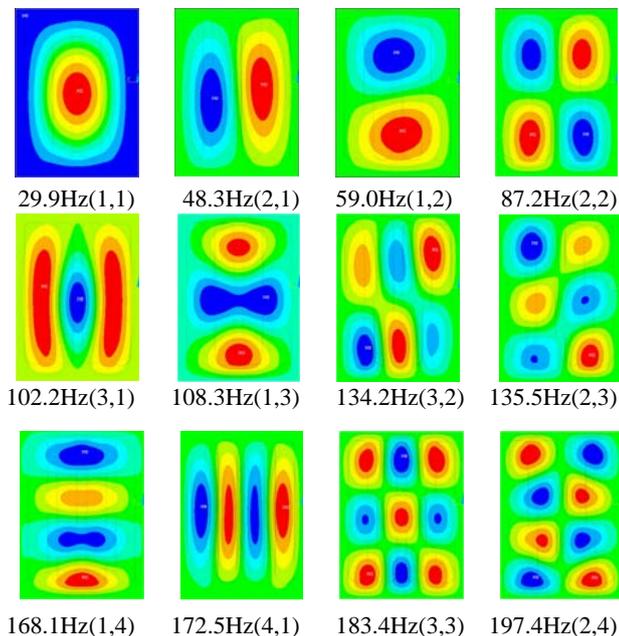


Fig. 1 Mode shape of plate with bead

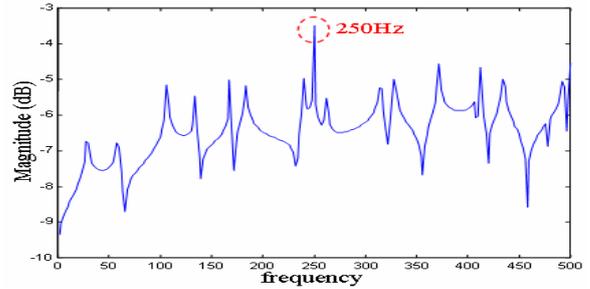


Fig. 2 Simulation result of plate vibration

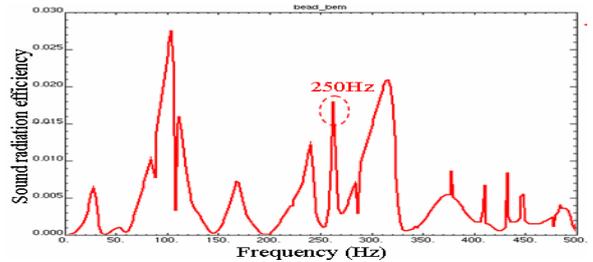


Fig. 3 Sound radiation efficiency of plate with bead

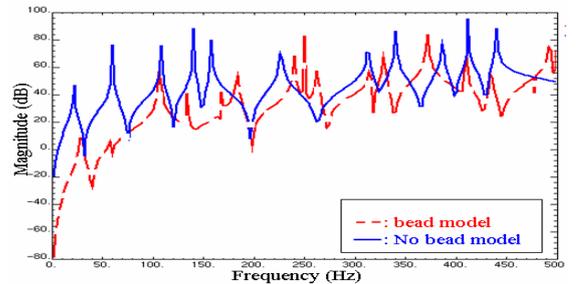


Fig. 4 Simulation acoustic results of plate models

평판의 비드 유무에 따른 구조 조음의 저감 정도를 Fig. 4 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. 결론

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

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

2) 비드가 있는 경우와 없는 경우의 평판에 대해서 구조소음을 예측해보았으며, 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

1. 김양한, “음향학 강의”, 139-141, 2005.
2. Rudolph, S., “Theory and Analysis of Plate and Vibration Control Engineering”, Prentice hall . New Jersey, 1974.
3. A. W. Leissa, “The free vibration of rectangular plates”, Journal of Sound and Vibration, 257-293, 1973.
4. Jorge P. Arenas, “On the vibration analysis of rectangular clamped plates using the virtual work principle”, Journal of Sound and Vibration, 1-7, 2003.