

평판의 진동모드가 음향인텐시티에 미치는 영향

변 용 수* · 김 의 간**

Effect of Vibration Modes on the Sound Intensity for Rectangular Plates

Yong-Sue Byun · Ue-Kan Kim

Abstract

The purpose of present study is to investigate the sound energy flow from a vibrating plate. If the sound pressure and the sound intensity can be analyzed by calculation or be measured by experiment, we can establish noise plans by knowing the path of sound propagation.

In order to predict the sound pressure and the sound intensity of a vibrating plate, the velocity applied to the plate must be known precisely. In this study, the sound pressure and the sound intensity are calculated and measured at each vibration mode. And it is shown that the radiated sound power can be controlled by the vibration mode.

1. 서 론

최근에 기계구조물이 고성능화·고효율화와 함께 에너지 절감을 위한 경량화가 추
구되면서 구조물의 진동으로 인한 소음에 대한 대책과 기계구조물의 저소음화를 고려
한 기계설계법의 확립이 요구되고 있다. 기계구조물에서 방사되는 소음대책으로는 일
반적으로 소음원의 음향파워, 음파의 전파경로, 수음점의 환경제어를 검토한다. 소음원
의 음향파워를 저감하는 대책으로는 구조물의 고유진동수, 감쇠력, 기진력을 효율적으
로 제어하는 방법을 생각할 수 있다.

Maidanik[1]은 진동평판을 전파하는 굽힘파와 방사음의 파장정수 대소관계에 의해
기본적으로 3종류의 방사형태가 존재한다고 보고하였다. Wallace[2]는 주변을 단순지지

* 한국해양대학교 기계공학과 석사과정

** 한국해양대학교 이공대학 기계공학부 교수

한 평판의 진동모드가 원음장에서의 방사파위에 미치는 영향을 근사식으로 유도하였고, 이를 기초로 진동모드와 방사효율의 관계를 구하였다. 이 이외에도 많은 연구결과가 보고되고 있지만, 대부분이 방사음 또는 방사파위의 예측에 관한 것으로 실제 구조물에 적용하기에는 한계가 있다.[3][4][5]

구조물로부터의 방사음은 구조물의 진동에 의해 발생하므로 진동에너지가 음향에너지로 변환되는 천이영역인 근접음장에서는 음향인텐시티의 전파방향이 복잡하게 되고, 진동방사음의 흡입(sink)과 방출(source)로 인해 음의 상쇄현상이 발생하므로, 이 음장에 대한 에너지흐름을 예측할 수 있으면 보다 효율적인 소음대책을 강구할 수 있을 것으로 생각된다.

본 연구에서는 근접음장의 특성을 파악하기 위한 기초연구로 평판으로부터 방사되는 음향인텐시티를 이론적으로 해석하고, 측정치와 비교 검토하고자 한다. 또한 근접음장에서 음파의 상쇄현상을 검토하기 위하여 평판의 진동모드와 음향인텐시티분포를 비교분석하고, 이들이 방사음과 음향인텐시티에 미치는 영향과 진동모드를 이용하여 방사음향파위를 제어하는 방법에 대해 검토하고자 한다.

2. 음향인텐시티 이론해석

본 절에서는 진동하는 평판으로부터 방사되는 음향인텐시티를 이론적으로 해석하는 방법에 대하여 검토하였다. Fig. 2.1과 같은 평판을 미소면적 ΔS_i 로 분할하고, 각각의 미소면적이 피스톤운동을 하고 있는 것으로 가정하면, 공간상의 임의점 (x, y, z) 에서의 속도포텐셜 ϕ_i 를 이용하여 음압과 입자속도는 식(2.1)과 식(2.2)와 같이 나타낼 수 있다.[6]

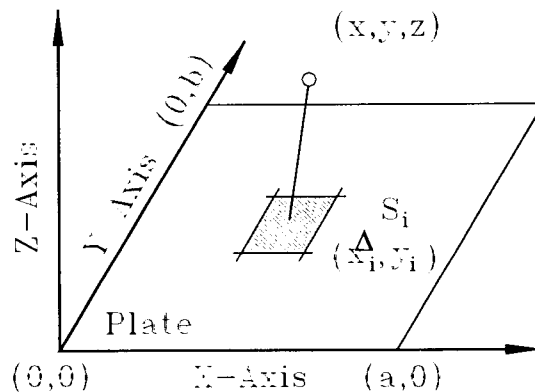


Fig. 2.1 Coordinate system

$$\begin{aligned}
 p_i &= \rho \frac{\partial \phi_i}{\partial t} \\
 &= j\omega\rho q_i \frac{\exp[j(\omega t - kr_i)]}{r_i}
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

$$\begin{aligned}
 u_{ix} &= -\frac{\partial \phi_i}{\partial x} \\
 &= q_i(x-x_i)r_i^{-2}(r_i^{-1} + jk) \times \exp[j(\omega t - kr_i)]
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

여기서, ρ 는 공기밀도, r_i 는 미소면적 ΔS_i 에서 임의점 (x, y, z) 까지의 거리, k 는 파장정수, u_{ix} 는 입자속도 u_i 의 x 방향성분을 의미하고, y 방향 및 z 방향의 입자속도 u_{iy} , u_{iz} 도 같은 방법으로 구할 수 있다.

공간의 임의점 (x, y, z) 에 있어서 복소음향인텐시티 I_c 는 이 점에서의 음압과 입자속도를 이용해서 식(2.3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$I_c = \frac{1}{2} p u^* = I + jR
 \tag{2.3}$$

여기서, u^* 는 u 의 공액복소수, I 는 액티브 인텐시티, R 은 리액티브 인텐시티를 나타낸다. 이들 중에서 액티브 인텐시티 I 는 방사과위에 기여하고, 리액티브 인텐시티 R 은 1 사이클에 대해 적분하면 0이 되므로 전파되는 에너지는 아니지만, 근접음장 해석, 정재파의 가시화 등에 유효하다.[7][8][9]

3. 평판의 진동에 의한 음향인텐시티

3.1 평판의 진동모드와 음향인텐시티 분포

내면을 단순지지한 평판(I)의 진동속도를 상용프로그램인 ANSYS를 이용하여 해석하였다.[10] 해석에 사용한 평판(I)은 1.80mm, 0.88mm, 9mm인 강판으로 가로, 세로 등간격으로 각각 25점, 13점으로 분할하고 총325점에 대해 계산하였다. 평판(I)의 해석주파수 대역은 30Hz~3000Hz로 하였다. 평판(I)의 고유진동수는 모두 13개이고, 이 중에서 진동모드의 형상이 뚜렷한 8개에 대하여 음향인텐시티를 예측하였다.

Fig. 3.1은 해석한 고유진동수에 대하여 높이 100mm에서 예측한 z 방향의 음향인텐시티 분포를 나타낸다.

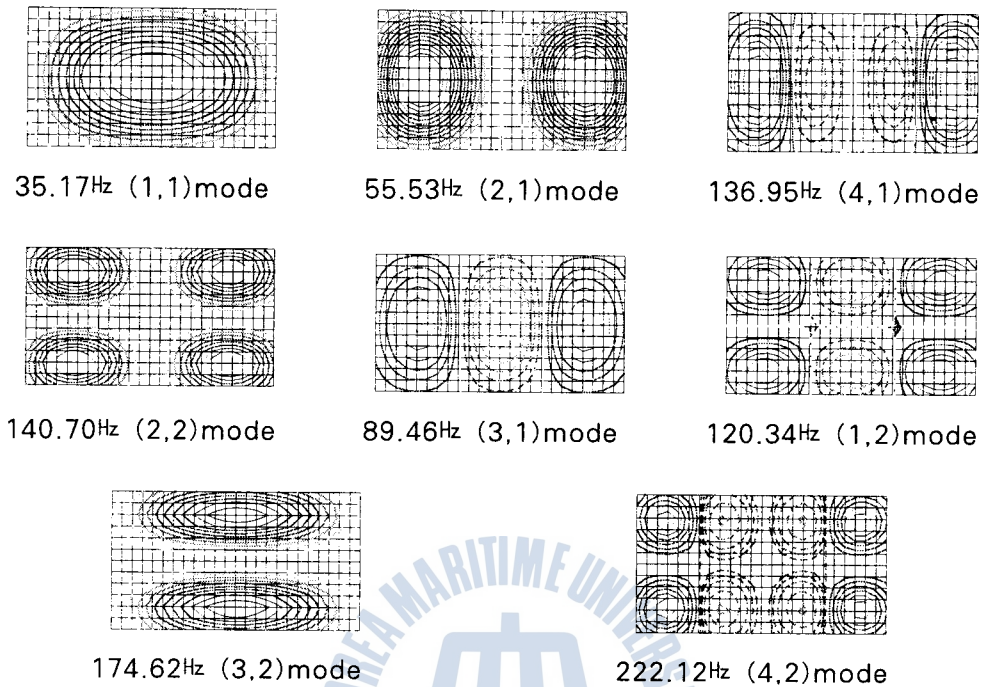


Fig. 3.1 Calculated sound intensity distributions for the steel plate(I)

이 그림들을 검토하여 보면, Maidanik에 의해 표현된 개념적인 방사형태의 의하면, 진동모드에서는 절선에 의해 분할된 노달영역 인접사이의 움직임이 역상의 관계를 갖고 음향인텐시티 분포도 같은 형태의 모드를 가져야 한다. 그러나, 음향인텐시티 분포는 절선에 의해 (+)분포와 (-)분포가 교대로 나타나는 경우도 있고 그렇지 않은 경우도 있다.

즉, (2,1), (2,2), (3,2)모드를 보면 (+)의 음향인텐시티 분포만 나타내고 있다. 또한 (4,1), (1,2), (4,2)모드에서는 진동모드와 음향인텐시티 분포가 전혀 다른 형태를 보이며, 특히 (4,1), (4,2)모드의 경우에는 음향인텐시티 분포가 (+)(-)(-)(+)를 나타내고 있다.

진동모드와 음향인텐시티 분포가 일치하지 않는 것은 진동에너지가 음향에너지로 변환될 때 변환율, 즉 방사효율에 영향을 미치는 원인으로 생각된다. 이에 대해서는 다른 연구결과[11]도 같은 결과를 주고 있고 추후 면밀히 검토할 가치가 있다고 판단된다.

3.2 측정된 진동속도에 의한 방사음과 음향인텐시티의 예측

3.2.1 주파수응답함수의 측정

평판(II)의 표면진동속도와 고유진동수, 진동모드를 측정하기 위하여 주파수응답함

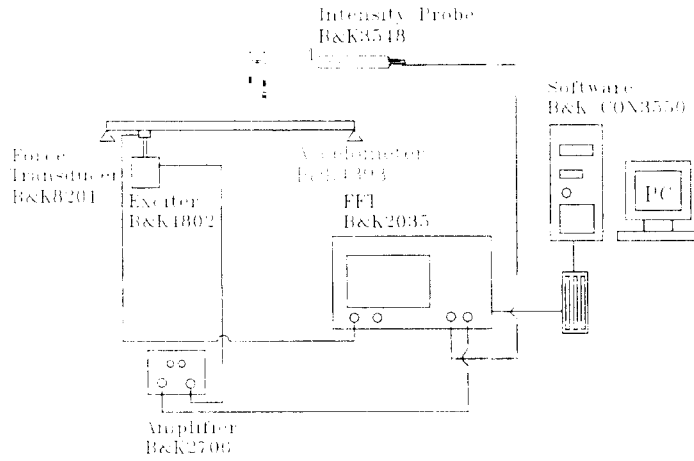


Fig. 3.2 Schematic diagram of experimental setup

수를 측정하였다. 실험에 사용한 평판(II)의 크기는 700mm, 400mm, 6mm인 강판이고 Fig. 3.2는 평판(II)의 주파수응답함수, 음압, 음향인텐시티를 측정하기 위한 실험개략도이다.

평판(II)는 네모서리만 강성이 작은 스티로폼 위에 놓여 있으며, 평판을 가로, 세로 각각 등간격으로 15점, 11점 총 165점으로 나누고, 평판(II)의 66번 점에 가진기(B&K 1809)를 체결하였다. 가진력은 힘변환기(B&K 4802)로 측정하고, 평판 윗면의 165점에 대해 가속도계(B&K 4393)를 이동하면서 주파수응답함수를 측정하였다.

측정주파수 대역은 0Hz~400Hz로 했으며, 가진신호로는 랜덤노이즈를 사용하였다. 가진력과 응답 모두 가중함수로는 Hanning함수를 사용하였고, 측정된 주파수응답함수는 액셀러런스(accelerance)로 하였다. 측정된 주파수응답함수의 주파수 간격은 0.5Hz이다.

3.2.2 진동방사음과 음향인텐시티의 예측과 측정

측정한 표면진동속도를 이용하여 음압과 음향인텐시티를 계산할 때 적용하는 미소면적을 가로, 세로 각각 Δx , Δy 로 나누면 가운데 부분의 미소면적은 $\Delta x \times \Delta y$ 이고, 가장자리는 $(\Delta x \times \Delta y)/2$ 이고, 모서리 부분은 $(\Delta x \times \Delta y)/4$ 로 된다. 음압과 음향인텐시티는 평판(II)로부터 높이 50mm에서 예측하였고, 이를 확인하기 위하여 Fig. 3.2와 같이 음압과 음향인텐시티 분포를 측정하였다. 해석주파수 대역은 60Hz~400Hz로 하였다.

Fig. 3.3은 측정된 고유진동수에 대응하는 진동모드(a)와 높이 50mm에서 계산한 음압(b)과 음향인텐시티 분포(c)와 측정된 음압(d)과 음향인텐시티 분포(e)를 함께 나타내고 있다.

측정한 표면진동속도로부터 계산한 음압의 결과를 검토하여 보면, 음압은 실효치로 표현하였기 때문에 진동모드가 (-)모드를 갖는 경우에도 전부 (+)모드로 나타난다. 음향인텐시티의 계산결과를 보면, 앞 절의 단순지지한 평판 (I)과 마찬가지로 진동모드와 음향인텐시티 분포가 일치하는 고유진동수와 일치하지 않는 고유진동수가 존재하였다.

그리고, 측정한 음압과 음향인텐시티 분포를 보면, (3,1), (3,2), (4,1), (1,3), (4,2), (5,1) 진동모드와 음향인텐시티 분포는 일치하나, (2,3), (3,3) 진동모드와 음향인텐시티 분포는 일치하지 않는다. 그리고, 실제로 이와 같은 현상이 발생하는지를 확인하기 위해 음압과 음향인텐시티를 측정하여 비교하였다.

그러나, 측정한 음향인텐시티는 진동모드가 (3,1)모드를 갖는 경우에는 진동모드와 음향인텐시티 분포가 일치하나, 진동모드가 (2,3), (4,2)모드인 경우에는 진동모드와 음향인텐시티 분포는 일치하지 않는다.

그리고, 측정한 표면진동속도를 이용하여 계산한 음향인텐시티 분포와 측정한 음향인텐시티 분포를 비교 검토하면, 70Hz에서는 진동모드와 측정한 진동속도로 계산한 음향인텐시티 분포 및 측정한 음향인텐시티 분포가 같은 경향을 주고 있다. 247Hz의 (2,3) 모드에서는 진동모드가 (-)모드(sink)를 가지나, (+)의 음향인텐시티를 나타내고 있으며 계산 및 측정한 음향인텐시티 분포가 같은 경향을 보이고 있다. 그러나, 278Hz의 (4,2)모드의 경우에는 계산한 음향인텐시티 분포는 진동모드와 같은 분포를 보이지만, 측정한 음향인텐시티 분포는 진동모드와 전혀 다른 분포 형태를 나타내고 있다.

그리고, 278Hz의 (4,2)모드에서 진동모드와 음향인텐시티 분포가 전혀 다르게 나타나는 것은 가진기를 평판으로부터 완전히 절연시키지 못한 것과 음향인텐시티 측정이 반사파가 다수 존재하는 실험실에서 이뤄졌기 때문에 발생한 것으로 생각된다. 또한 입자속도를 두 개의 마이크로폰을 사용하여 구하고 있기 때문에 두 개의 마이크로폰 사이의 위상차에 의한 측정오차도 검토할 필요가 있다.[12][13]

3.2.3 평판의 진동모드가 방사음과 음향인텐시티에 미치는 영향

Rayleigh의 적분방정식을 이용하여 방사음을 계산할 경우, 표면진동속도는 일반적으로 실효치를 취하게 되며, 이를 이용하여 방사음압을 계산하면 평판의 진동모드를 고려하지 않고 계산한 결과로 된다.[14] 그러나, 방사음은 진동모드의 (+), (-)모드에 의해 일부는 서로 상쇄되어 방사음이 감소하게 된다. 따라서, 음압과 음향인텐시티를 예측할 때 진동모드에 의한 영향을 고려할 필요가 있을 것으로 생각된다.

본 논문에서는 진동모드가 방사음과 음향인텐시티에 미치는 영향을 검토하기 위하여 3.2.1절에서 측정한 주파수응답함수의 허수부를 이용하여 각 고유진동수에 대한 진

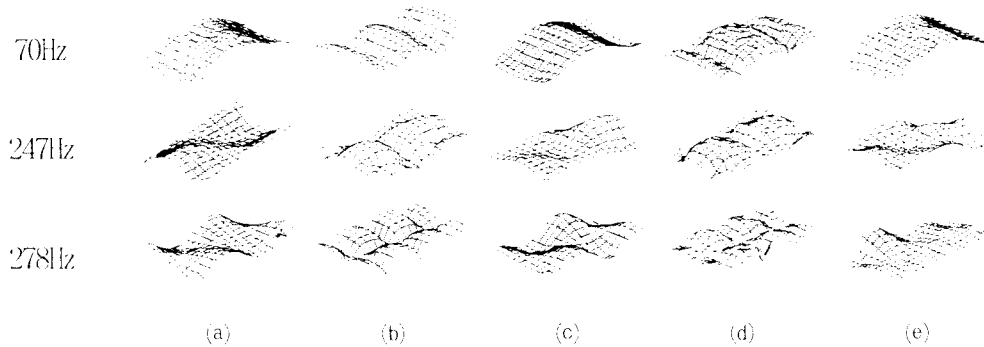


Fig. 3.3 Measured vibration mode(a), calculated sound pressure distributions(b) and sound intensity distributions(c), measured sound pressure(d) and sound intensity distributions(e) ($z=50\text{mm}$)

동모드를 구하였고, 이 진동모드의 (+)모드와 (-)모드의 부호만을 측정된 표면진동속도에 적용하여 방사음과 음향인텐시티를 계산하였다.

Fig. 3.4와 Fig. 3.5는 측정된 표면진동속도를 이용하여 계산한 결과와 진동모드를 고려하여 계산한 결과와 측정된 음압과 음향인텐시티 결과와 함께 보이고 있다. 이 그림에서 알 수 있듯이, 진동모드를 고려하여 계산한 결과가 비교적 측정치에 가까운 값을 주고 있다. 이것은 평판의 진동모드가 음압과 음향인텐시티에 상당한 영향을 미치고 있는 것을 의미한다. 따라서, 진동방사음 및 음향인텐시티의 예측에 있어 진동모드와 음향인텐시티 분포가 이들에 미치는 영향을 정량적으로 해석할 수 있으면 보다 정확한 방사음과 음향인텐시티 예측이 가능할 것으로 생각된다.

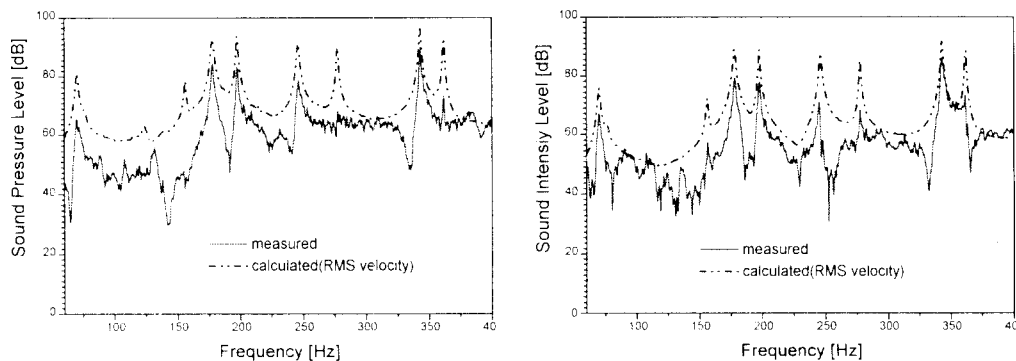


Fig. 3.4 Measured & calculated sound pressure level and sound intensity level (RMS velocity, point : 65, height : 50mm)

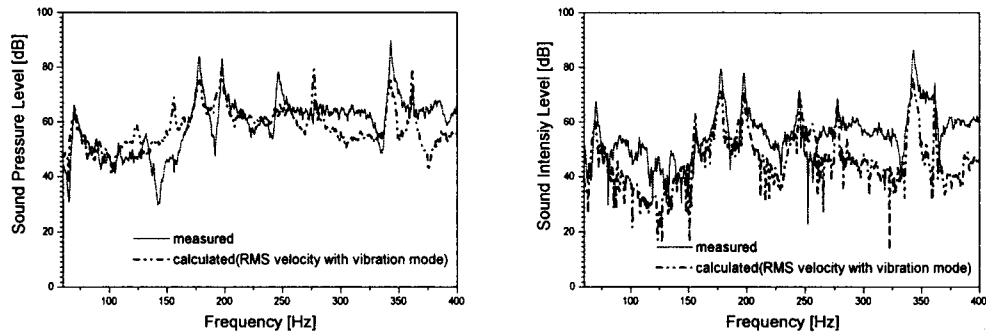


Fig. 3.5 Measured & calculated sound pressure level and sound intensity level
(RMS velocity with vibration mode, point : 65, height : 50mm)

4. 음파의 상쇄과정 해석



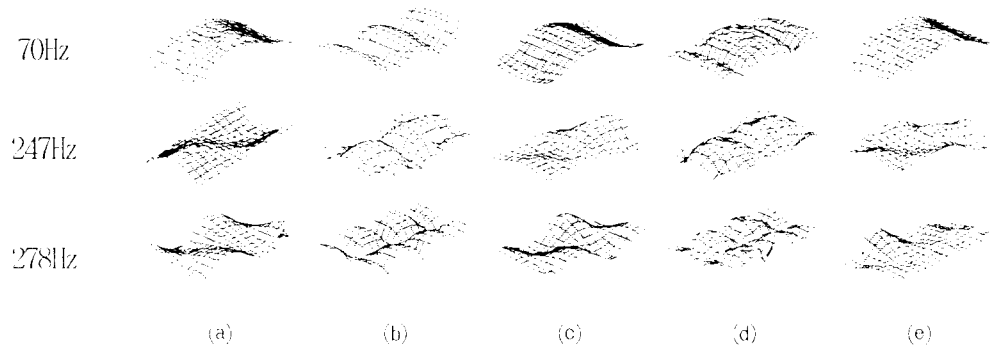


Fig. 3.3 Measured vibration mode^(a), calculated sound pressure distributions^(b) and sound intensity distributions^(c), measured sound pressure^(d) and sound intensity distributions^(e) (z=50mm)

동모드를 구하였고, 이 진동모드의 ()모드와 ()모드의 부호만을 측정된 표면진동속도에 적용하여 방사음과 음향인텐시티를 계산하였다.

Fig. 3.4와 Fig. 3.5는 측정된 표면진동속도를 이용하여 계산한 결과와 진동모드를 고려하여 계산한 결과와 측정된 음압과 음향인텐시티 결과와 함께 보이고 있다. 이 그림에서 알 수 있듯이, 진동모드를 고려하여 계산한 결과가 비교적 측정치에 가까운 값을 주고 있다. 이것은 평판의 진동모드가 음압과 음향인텐시티에 상당한 영향을 미치고 있는 것을 의미한다. 따라서, 진동방사음 및 음향인텐시티의 예측에 있어 진동모드와 음향인텐시티 분포가 이들에 미치는 영향을 정량적으로 해석할 수 있으면 보다 정확한 방사음과 음향인텐시티 예측이 가능할 것으로 생각된다.

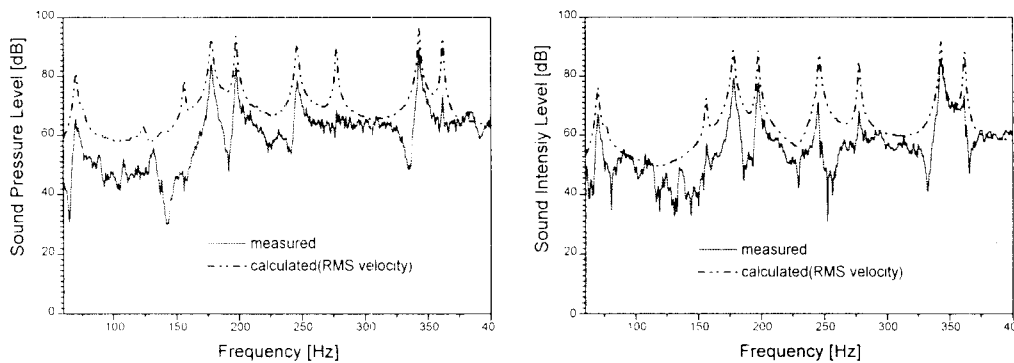


Fig. 3.4 Measured & calculated sound pressure level and sound intensity level (RMS velocity, point : 65, height : 50mm)

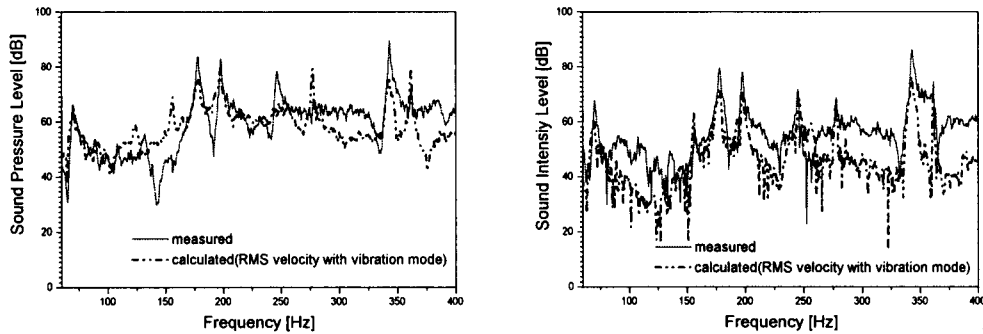


Fig. 3.5 Measured & calculated sound pressure level and sound intensity level (RMS velocity with vibration mode, point : 65, height : 50mm)

4. 음파의 상쇄과정 해석

Fig. 4.1은 유한평판으로부터 굽힘진동하는 진동모드의 단면을 나타내고 있다. 그림에서 절선에 의해 나뉜 (+)모드와 (-)모드의 노달영역을 하나의 음원으로 보고 이들 노달영역의 크기가 같다고 보면, 굽힘진동으로 인한 방사음은 서로 인접하는 (+), (-)의 진동모드에 의해 간섭받게 되어 굽힘진동이 진동방사음을 상쇄하는 작용을 한다.

종래에는 진동 자체를 제거하는 목적으로 진동제어를 주로 이용하여 왔으나, 본 장에서는 진동방사음의 원인인 진동모드의 일부분을 제어함으로써 방사되는 음향인텐시티의 제어가 가능한지에 대하여 검토하였다.

3.1절에서 설명한 단순지지 평판(I)에 대해 계산한 (3,1)진동모드를 대상으로 평판(I)의 1/3면적을 차지하는 (-)모드에 해당하는 진동진폭만을 α 배 시키면서 이에 대한 음향파위를 계산하였으며, 이 결과를 Fig. 4.2에 보인다. 여기서, 음향파위는 음향인텐시티를 미소면적에 대해 적분하면 구해지고, (+), (-)의 음향인텐시티에 의한 음향파위를 각각 (+)음향파위와 (-)음향파위라고 하면 전체의 음향파위는 이들의 합으로 된다. 이 그림을 검토하여 보면 중앙 노달영역의 진동진폭을 처음의 진동진폭보다 증대시키면 음향파위가 점점 감소하다가 진폭비가 1.66배로 되면 최소가 되고, 그 이상의 진폭비를 가지면 다시 음향파위는 증가한다. 또한 진폭비1이하의 값을 갖는 경우에도 음향파위는 증가하고 있다.

Fig. 4.3은 (3,1)진동모드의 (-)모드에 해당하는 진동진폭을 제어하기 전과 진동진폭비를 1.66배로 하였을 때, y 축 0.2m 단면에서의 음압과 입자속도의 위상차를 계산한 결과이다. 진동진폭을 제어하지 않았을 때의 위상차는 $45^\circ \sim 135^\circ$ 사이에 있으며, 위상

각이 45° 를 이루는 양쪽 끝에서는 (+)의 음향인텐시티 분포를, 가운데에서는 (-)의 음향인텐시티 분포를 이루는 것을 알 수 있다. 또한 진폭비를 1.66배로 하였을 경우에는 위상각이 대부분 90° 가 된다. 이는 음장으로 방사되는 액티브 인텐시티는 거의 존재하지 않고 전체가 리액티브 인텐시티가 되는 것을 의미한다.

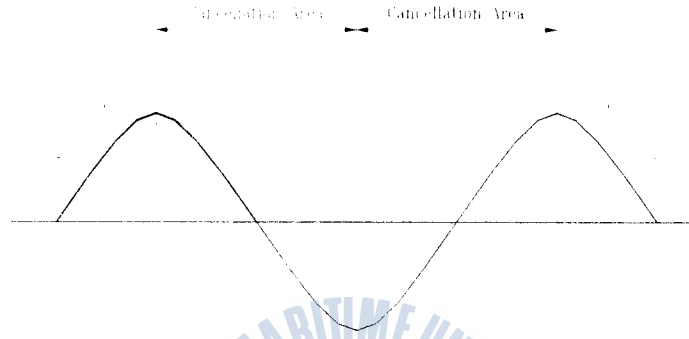


Fig. 4.1 Intercellular cancellation in rectangular plate three-index mode

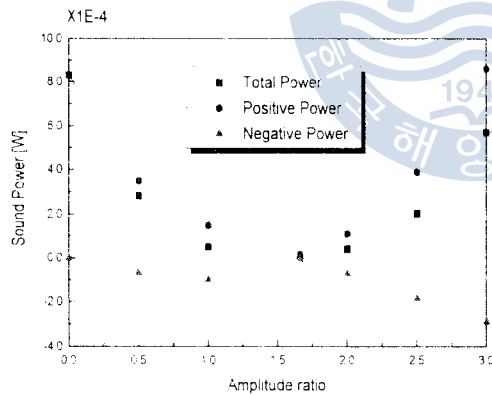


Fig. 4.2 Sound power of amplitude ratio α ((3,1) mode)

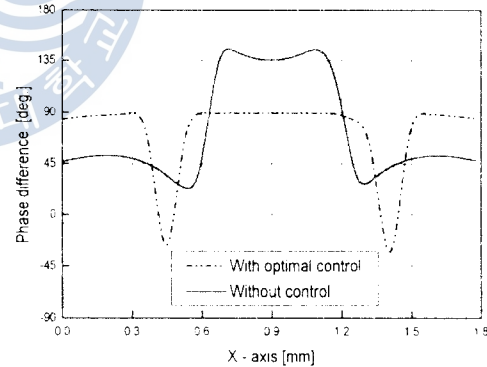


Fig. 4.3 Phase of acoustic radiation impedance ($\nu=0.2m$)

이상으로부터 진동모드의 (-)모드와 (+)모드의 진동진폭비를 제어할 수 있으면, 평판과 같은 구조물에 진동모드를 고려하여 일부분만 제진 또는 방진 처리함으로써 방사 음향파위의 최소화가 가능할 것으로 생각된다. 이에 대해서는 추후 연구검토가 요망된다고 하겠다.

5. 결 론

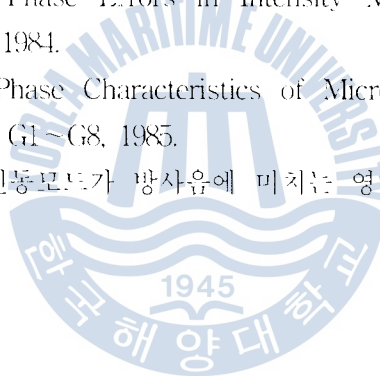
본 논문에서는 고체가진을 받는 평판 구조물로부터 음압과 음향인텐시티를 예측 및 측정하고 진동모드가 음압과 음향인텐시티에 미치는 영향을 비교 검토하였다. 이상의 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 평판의 진동속도로부터 음압과 음향인텐시티를 예측하는 전산프로그램을 작성하였고, 이를 실제 구조물에 적용하여 측정한 진동속도로부터 계산한 음압과 음향인텐시티 분포를 측정한 결과와 비교 검토하였다.
- 2) 진동모드에서 절선에 의해 분할된 노달영역 인접 사이의 움직임이 역상의 관계를 갖지만 근접음장에서 진동모드와 음향인텐시티 분포가 일치하는 고유진동수도 있고 그렇지 않은 고유진동수도 있는 것을 예측 및 실험으로 확인하였다.
- 3) 평판으로부터 방사되는 음압과 음향인텐시티를 계산하고 측정치와 비교한 결과, 진동모드를 고려하지 않은 경우보다 진동모드를 고려하여 계산하는 것이 측정치에 접근하는 것을 알 수 있었다. 또한 진동모드와 음향인텐시티 분포가 이들에 미치는 영향을 정량적으로 해석할 수 있으면 보다 정확한 방사음과 음향인텐시티의 예측이 가능할 것으로 생각된다.
- 4) 구조물의 진동모드를 고려하여 구조물의 일부분을 제진 또는 방진처리하면 방사 음향파위의 제어가 가능함을 확인하였다. 이에 대해서는 추후 실험과 병행하여 실제 구조물에 적용하는 연구가 요망된다.

참 고 문 헌

- [1] Maidanik. G., "Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 34, pp. 809~826, 1962.
- [2] Wallace. C.E., "Radiation Resistance of a Rectangular Panel", J. Acoust. Soc. Am., Vol. 51, pp. 946~952, 1972.
- [3] 高坪・ほか2名, "振動解析に基づく構造物の振動放射音の計算", 日本機械學會論文集, Vol. 49, No. 439, pp. 333~340, 1980.
- [4] Uno Ingard. K. and Akay. A., "Acoustic Radiation from Bending Waves of a Plate", Trans. ASME. Vol. 109, pp. 75~81, 1987.
- [5] Keltie. R. F. and Peng. H., "Acoustic Power Radiated from Point-forced Thin

- Elastic Plates”, J. Sound Vib., Vol. 1129, 1987, pp. 45~52.
- [6] Pierce. A. D., “Acoustic”, McGraw-Hill, 1981.
- [7] Tichy J., “Sound Radiation and Sound Field Studies Using Sound Intensity Technique”, 音響インテンシテイ・シンポジウム論文集, Jan. pp. 70~86, 1987.
- [8] Yasuo Oshino and Hideki Tachibana, “複素音響インテンシテイとその應用”, 自動車技術, Vol. 42, No. 12, pp. 1587~1595, 1988.
- [9] 오재응, 김상현, 이홍권, “복소음향인텐시티법을 이용한 디젤엔진의 소음원 규명”, 한국음향학회, Vol. 16, No. 1, pp. 133~148, 1997.
- [10] ANSYS 5.3, SAS IP, Inc.
- [11] 田中信雄 外, “振動放射音の制御に関する研究”, 日本機械學會論文集, Vol. 57, No. 537, pp. 1512~1519, 1991.
- [12] Per Rasmussen, “Phase Errors in Intensity Measurements”, Brüel & Kjær, May, pp. B1~B8, 1984.
- [13] E. Frederiksen, “Phase Characteristics of Microphones for Intensity Probes”, Brüel & Kjær, pp. G1~G8, 1985.
- [14] 김창남, “평판의 진동모드가 방사음에 미치는 영향”, 한국해양대학교 석사학위논문, 1998.





- Elastic Plates”, J. Sound Vib., Vol. 1129, 1987, pp. 45~52.
- [6] Pierce. A. D., “Acoustic”, McGraw-Hill, 1981.
- [7] Tichy J., “Sound Radiation and Sound Field Studies Using Sound Intensity Technique”, 音響インテンシテイ・シンポジウム論文集, Jan. pp. 70~86, 1987.
- [8] Yasuo Oshino and Hideki Tachibana, “複素音響インテンシテイとその應用”, 自動車技術, Vol. 42, No. 12, pp. 1587~1595, 1988.
- [9] 오재웅, 김상현, 이홍권, “복소음향인텐시티법을 이용한 디젤엔진의 소음원 규명”, 한국음향학회, Vol. 16, No. 1, pp. 133~148, 1997.
- [10] ANSYS 5.3, SAS IP, Inc.
- [11] 田中信雄 外, “振動放射音の制御に関する研究”, 日本機械學會論文集, Vol. 57, No. 537, pp. 1512~1519, 1991.
- [12] Per Rasmussen, “Phase Errors in Intensity Measurements”, Brüel & Kjaer, May, pp. B1~B8, 1984.
- [13] E. Frederiksen, “Phase Characteristics of Microphones for Intensity Probes”, Brüel & Kjaer, pp. G1~G8, 1985.
- [14] 김창남, “평판의 진동모드가 방사음에 미치는 영향”, 한국해양대학교 석사학위논문, 1998.

