

SEA 法에 의한 결합구조물의 음향방사파워 예측

오 계 응, 이 명 략, 이 승 섭
한양대학교 공과대학 정밀기계공학과

Prediction of Sound Radiation Power from Coupled Structures using SEA

Jae-Eung Oh, Myung-Ryul Lee, and Seoung-Seoup Lee
Department of Precision Mechanical Eng., Hanyang University

ABSTRACT

SEA (Statistical Energy Analysis) method have been developed for prediction sound radiation power from vibration of machinery.

In this study, sound radiation power was predicted from coupled structures by transmission of vibration, which composed of two plates welded at right angle. The predicted sound radiation power is agreement within 2 or 3 dB on octave band comparing with values obtained from direct measurements. Also, in order to prove the validity of this method in changes of sound radiation power associated with modifications to structures, rubber pad stuck on a plate. This result is agreement approximately within 3 or 5 dB.

1. 서 론

최근 고도로 정교한 기계장비의 지속적인 발전과 함께 고주파 진동 및 소음이 문제가 되고 있다. 이러한 기계장비는 정밀하기때문에 고주파 진동에 의해 발생하는 음파적 영향으로 야기되는 피로, 소음전달이 성능이나 수명에 커다란 영향을 미치게 된다. 저주파에 대한 진동의 해석 기술은 충분히 발전하여 저주파 진동을 줄이는데 효과적이다. 그러나 고주파 진동을 쉽고 효과적으로 다룰 수있는 기법은 별로 없다. 또한 진동 문제와 더불어 소음에 대한 근원적인 원인규명과 이에 대한 제어방안에 대한 관심이 높아지고 있다. 이러한 진동에 의해 발생하는 소음을 제어하는 데 있어 진동과 소음의 상관 관계에 대한 연구가 선행 되어야 한다.

SEA(Statistical Energy Analysis)법은 결합된 계 사이의 에너지 교환을 효과적으로 해석하는

방법으로, 최근 결합구조물의 진동과 음향의 분포를 해석하는 데 많이 응용되고 있다. 또한 구조물의 진동에 의한 소음의 발생에 대해 통계적 에너지 해석방법을 도입하여 소음의 방사량을 예측하는 기법은 소음과 진동의 동시제어를 최적하게 할 수 있는 유용한 방법이다.

본 연구에서는 두 개의 구조물을 결합하여 SEA 파라미터를 계산함으로써, 하나의 구조물의 가진에 의해 다른 구조물에 전달되는 진동에너지로부터 발생하는 음향방사파워를 예측한다. 또한 예측된 결과를 실험을 통해 타당성을 검증하고 각각의 SEA 파라미터를 변화하여 음향방사량을 예측함으로써 최적한 소음, 방진 설계할 수 있도록 기여하는데 목적이 있다.

2. 이론해석

2.1 평판의 음향방사율

단순 지지된 사각형 평판 즉 끝단에서 변위와 굽힘이 0 이 되도록 설치된 평판이 굽힘파 공진을 일으킬 조건은

$$\left(\frac{1}{\lambda_{mn}}\right)^2 = \left(\frac{m}{2L_x}\right)^2 + \left(\frac{n}{2L_y}\right)^2 \quad (1)$$

여기서 m, n : 0 이 아닌 정수

L_x, L_y : x 와 y 방향 각각에 대한 평판 끝의 길이(m)

λ_{mn} : 평판의 굽힘파장

식(1)에 $\lambda_{mn} = C_b / f_{mn}$ 을 대입하면, (m, n) 번째의 공진이 일어나는 주파수를 얻을 수 있다.

$$f_{mn} = \frac{c}{2} \left(\frac{c}{\beta}\right)^{1/2} \left[\left(\frac{m}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_y}\right)^2 \right]^{1/2} \quad m, n = 1, 2, \dots \quad (2)$$

여기서 C_b : 굽힘파 속도

β : 단위 폭당 평판의 굽힘강성 (Bending Stiffness)

ρ_s : 판넬의 단위 면적당 질량

이러한 공진 주파수에서의 x, y 축의 임의의 점에서의 변위는

$$\xi(x, y) = \sin \frac{m\pi x}{l_1} \sin \frac{n\pi y}{l_2} \quad m, n = 1, 2, \dots \quad (3)$$

장수 m, n 으로 표현되는 모우드의 파수(Wave Number)은 식(1)로부터

$$k_{mn} = \frac{2\pi}{\lambda_{mn}} = \sqrt{\left(\frac{m\pi}{l_1}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{l_2}\right)^2} \quad (4)$$

파수(Wave Number)의 x 와 y의 성분 $k_{mx} = k_{mx} + k_{my}$

$$k_{mx} = \frac{m\pi}{l_1}, \quad k_{my} = \frac{n\pi}{l_2} \quad (5)$$

평판에서 공진점에 대응하는 모우드 파수 Fig.1 에 나타내었다.

특정한 주파수에서 공진은 그 주파수에서 모우드 파수 이 굽힘파수(Bending Wavenumber)와 같은 위치다.

$$k_p(\omega) = \frac{\omega}{C_b} = \omega^{1/2} \left(\frac{\rho}{E}\right)^{1/2} \quad (6)$$

그러므로 평판의 파수 k_p 는 동일한 주파수에서의 공기층의 파수 k_a 보다 작거나 크거나에 의해 음의 방사효율이 달라지게 되므로, 음의방사 모우드는 다음 세 경우로 대별된다.

i) $k_p \gg k_a$

이 경우의 음의 방사 모우드를 corner mode 라 하며 Fig.2(a)에 나타내었다.

ii) $k_p > k_a, k_a < k_p$

이 경우의 음의 방사 모우드를 Edge 모우드라 하며 Fig.2(b)에 나타내었다.

iii) $k_p < k_a$

이 경우의 음의 방사 모우드를 Surface 모우드라 하며 Fig.2(c)에 나타내었다.

단순지지된 평판에서의 이러한 각각의 음향방사 모우드에 대한 음향방사율(σ_{rad})의 근사적인해는 다음의 세 가지로 나누어 계산한다

a) $k_p > k_a$

이 경우는 corner mode 와 edge mode 가 발생한다.

$$\sigma_{rad} \approx \frac{\lambda_c^2}{3} g_1(\alpha) + \frac{P\lambda_c}{S} g_2(\alpha) \quad (7)$$

$$f = a(l_1 + l_2), \quad S = l_1 l_2$$

$$g_1(\alpha) = \begin{cases} \frac{8}{3\pi} \frac{(1-\alpha^2)^2}{\alpha(1-\alpha^2)^2}, & f < f_{1/2} \\ 0, & f > f_{1/2} \end{cases}$$

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

$$\alpha = \left(\frac{f}{f_c}\right)^{1/2}$$

b) 임계주파수일때

$$\sigma_{rad} \approx \left(\frac{l_1}{\lambda_c}\right)^{1/2} + \left(\frac{l_2}{\lambda_c}\right)^{1/2} \quad (8)$$

c) 임계주파수 이상일때

$$\sigma_{rad} \approx \left(1 - \frac{f_c}{f}\right)^{1/2} \quad (9)$$

이다. 그리고 평판의 한 쪽 끝단이 clamped 지지될 때의 음향방사율은 clamped 된 끝단을 중심으로 크기가 두 배인 단순 지지된 평판의 음향방사율과 같다. 이 경우 corner 와 edge mode 에서는 단순지지때 보다 2배(3dB) 정도 증가한다. 또한 모든 끝단이 자유지지인 경우는 edge 와 corner 모우드의 방사율을 평판의 파장의 1/4 과 같은 반경용 갖는 구 나 원통의 두개의 반쪽은 plate 의 두 편으로 고려함으로써, 구나 원통의 방사율로부터 구할 수 있다.

실험적 방법에 의해 음향방사율을 구할 때는 음향방사파워의 정의에 의해

$$W_{rad} = \rho c \sigma_{rad} A \langle \bar{v}^2 \rangle \quad (10)$$

이고, 음향방사율은

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{rad}}{\rho c \langle \bar{v}^2 \rangle A} \quad (11)$$

로부터 음향방사파워와 진동하는 구조물의 표면의 평균 자승 속도를 측정함으로써 구할 수 있다.

2.2 진동속정에 의한 음향방사파워 예측이론

N 개의 부분 구조물로 결합된 구조물은, 각각의 부분 구조물이 분리된 소음원으로 생각되므로, 이 때 각각의 구조물의 진동속정에 의해 결합 구조물의 전 방사량은 다음과 같다.

$$W_{rad} = \sum_{j=1}^N \rho c \sigma_{rad}^j A_j \langle \bar{v}_j^2 \rangle \quad (12)$$

여기서 ρ : 공기의 밀도

C : 공기중에서 음의 속도

σ_{rad}^j : j 번째 부분 구조물의 방사효율

A_j : j 번째 부분 구조물의 면적

$\langle \bar{v}_j^2 \rangle$: j 번째 부분 구조물의 평균 자승 속도

이 때 h_j 를 j 번째 부분 구조물의 평균두께(average thickness), ρ_m^j 를 j 번째 부분 구조물의 밀도라 하면 식(12)은

$$\begin{aligned} W_{rad} &= \sum_{j=1}^N \rho c \sigma_{rad}^j \langle \bar{v}_j^2 \rangle \rho_m^j h_j / \rho_m^j h_j \\ &= \sum_{j=1}^N \rho c \sigma_{rad}^j m_j \langle \bar{v}_j^2 \rangle / \rho_m^j h_j \end{aligned} \quad (13)$$

여기서 m_j : j 번째 부분 구조물의 질량이고, 외부로부터의 가진력이 하나의 부분 구조물에만 작용하고, 그 가진력이 다른 부분 구조물에 전달되어 가진되는 경우에는 식(13)는 다음과 같이 된다.

$$W_{rad} = W_{rad}^0 + \sum_{j=1}^N W_{rad}^j$$

$$= \frac{\rho c G_{rad}^0 \langle \dot{V}^2 \rangle}{4\pi h_j} \left[1 + \sum_{j=1}^N \frac{m_j \langle \dot{V}_j^2 \rangle G_{rad}^j h_j \rho_m^j}{m_i \langle \dot{V}_i^2 \rangle G_{rad}^i h_i \rho_m^i} \right] \quad (14)$$

부분 구조물이 같은 재질이라면, 재질의 밀도가 일정하다. 즉 $\rho_m^i = \rho_m^j = \rho_m$ 이 되므로 식(14)은 다음과 같이 된다.

$$W_{rad} = \frac{\rho c G_{rad}^0 \langle \dot{V}^2 \rangle}{4\pi h_j} \left[1 + \sum_{j=1}^N \frac{m_j \langle \dot{V}_j^2 \rangle G_{rad}^j h_j}{m_i \langle \dot{V}_i^2 \rangle G_{rad}^i h_i} \right]$$

$$= G_{rad}^0 \left[1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \frac{G_{rad}^j h_j}{G_{rad}^i h_i} \right] \quad (15)$$

여기서 E_j/E_i 는 가진된 부분 구조물에 대한 전달 에너지에 의해 가진되는 j 번째 부분 구조물의 에너지비이다. 이 비는 내부손실계수와 결합손실계수에 의한 싹형 대수해로부터 얻어질 수 있다.

$$\begin{bmatrix} Y_{11} & -Y_{12} & \dots & -Y_{1n} & -Y_{1(n+1)} & \dots & -Y_{1N} \\ Y_{21} & Y_{22} & \dots & -Y_{2(n+1)} & -Y_{2(n+2)} & \dots & -Y_{2N} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ Y_{n(n-1)} & -Y_{n(n-2)} & \dots & Y_{n(n)} & -Y_{n(n+1)} & \dots & -Y_{nN} \\ -Y_{(n+1)n} & -Y_{(n+1)(n-1)} & \dots & -Y_{(n+1)(n-2)} & Y_{(n+1)(n+1)} & \dots & -Y_{(n+1)N} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -Y_{Nn} & -Y_{N(n-1)} & \dots & -Y_{N(n-2)} & -Y_{N(n-1)} & \dots & Y_{NN} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_i/E_i \\ E_j/E_j \\ \vdots \\ E_i/E_i \\ E_j/E_j \\ \vdots \\ E_i/E_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11} \\ Y_{12} \\ \vdots \\ Y_{1n} \\ Y_{1(n+1)} \\ \vdots \\ Y_{1N} \end{bmatrix} \quad (16)$$

여기서

$$Y_{11} = Y_{11} - \sum_{j=1}^N \eta_{1j}$$

$$Y_{1j} = \eta_{1j} \eta_{jj}$$

$$\eta_{1j} = \left. \begin{matrix} \eta_{1j} \\ \eta_{2j} \\ \vdots \\ \eta_{nj} \end{matrix} \right\}$$

η_{1j} : i 번째 부분 구조물의 내부손실계수

η_{jj} : j 번째 부분 구조물로부터 j 번째 부분 구조물로 전달될 때의 결합손실계수

식(5) 으로부터 j 번째 부분 구조물로부터 방사된 음향파워는

$$W_{rad}^j = W_{rad}^0 \frac{E_j}{E_i} \frac{G_{rad}^j h_j}{G_{rad}^i h_i} \quad (17)$$

그러므로 N 개의 구조물의 결합에 의해 j 번째 구조물로부터 방사되는 음향파워는 $\langle \dot{V}_j^2 \rangle$ 의 승수에 의해서 얻을 수 있다.

또한 구조물의 여러 부위의 방진재 부착에 따른 전체효과는 각리의 결합 손실 계수를 변화시킴으로써 전체 음향 파워의 변화를 계산하여 예측할 수 있다.

방진재 부착에 의한 음향파워는

$$W_{rad}^j = \rho c G_{rad}^j A_j \langle \dot{V}_j^2 \rangle \left[1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \frac{G_{rad}^j h_j}{G_{rad}^i h_i} \right] \quad (18)$$

여기서 W_{rad}^j : 방진재 부착에 의해 방사된 음향 파워
 $\langle \dot{V}_j^2 \rangle$: 방진재 부착에 의한 평균 자승 속도
 E_j/E_i : 방진재 부착한 구조물의 에너지 비

구조물에 가해진 총 power 는 구조물로부터 방사된 총 음향파워와 구조물 내에서 소멸되는 파워와의 합과 같다. 방진재를 부착하지 않은 경우의 구조물에 가해진 총 power 를 T_{in}^0 이라하면

$$T_{in}^0 = \frac{\rho c G_{rad}^0}{4\pi h_j} \left[1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \frac{G_{rad}^j h_j}{G_{rad}^i h_i} \right] m_i \langle \dot{V}_i^2 \rangle + \omega m_i \langle \dot{V}_i^2 \rangle \left(\eta_{11} + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \eta_{1j} \right)$$

$$= \left[\frac{\rho c G_{rad}^0}{4\pi h_j} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \frac{G_{rad}^j h_j}{G_{rad}^i h_i} \right) + 2\pi f \eta_{11} \right] m_i \langle \dot{V}_i^2 \rangle \quad (19)$$

여기서 η_{11} 는 가진된 부분 구조물 i 에서 흡수된 총 손실계수이다.

$$\eta_{11} = \eta_{11} + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \eta_{1j} \quad (20)$$

방진재를 부착한 경우의 구조물에 가해진 총 파워를 T_{in}^j 이라 하면

$$T_{in}^j = \left[\frac{\rho c G_{rad}^0}{4\pi h_j} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \frac{G_{rad}^j h_j}{G_{rad}^i h_i} \right) + 2\pi f \eta_{11}^j \right] m_i \langle \dot{V}_i^2 \rangle \quad (21)$$

총 입력 power 는 같으므로 $T_{in} = T_{in}^j$ 일때의 방정식을 $\langle \dot{V}_i^2 \rangle$ 에 대해 풀면, 즉

$$\langle \dot{V}_i^2 \rangle = \left[\frac{\rho c G_{rad}^0}{4\pi h_j} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \frac{G_{rad}^j h_j}{G_{rad}^i h_i} \right) + 2\pi f \eta_{11}^j \right] /$$

$$\left[\frac{\rho c G_{rad}^0}{4\pi h_j} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \frac{G_{rad}^j h_j}{G_{rad}^i h_i} \right) + 2\pi f \eta_{11}^j \right] \langle \dot{V}_i^2 \rangle \quad (22)$$

식(22) 을 식(18) 에 대입하여 방진재 부착에 따라 구조물로부터 방사되는 음향파워는

$$W_{rad}^j = \rho c G_{rad}^j A_j \langle \dot{V}_j^2 \rangle \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \frac{G_{rad}^j h_j}{G_{rad}^i h_i} \right)$$

$$\times \left[\frac{\rho c G_{rad}^0}{4\pi h_j} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \frac{G_{rad}^j h_j}{G_{rad}^i h_i} \right) + 2\pi f \eta_{11}^j \right] /$$

$$\left[\frac{\rho c G_{rad}^0}{4\pi h_j} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \frac{G_{rad}^j h_j}{G_{rad}^i h_i} \right) + 2\pi f \eta_{11}^j \right] \quad (23)$$

내부분 실제 기계 구조물에서 내부손실계수 (internal loss factors)는 상대적으로 크고 방사된 음향 파워는 소멸된 (dissipated) 파워에 비해 작으므로, 즉 $W_{rad}^j \ll m_j \langle \dot{V}_j^2 \rangle \eta_{1j}$ 이다. 총 입력 파워를 다음과 같이 나타내면 방정식을 간단히 할 수 있다.

$$T_{11} = 2\pi f \eta_{11} \eta_{12} \langle \bar{v}_1^2 \rangle \quad (24)$$

방정식 (19) 와 (23) 은 각각

$$\langle \bar{v}_1^2 \rangle = \left(\eta_{11} / \eta_{12} \right) \langle \bar{v}_2^2 \rangle$$

$$W_{rad} = \rho c \bar{v}_{rad} A_s \langle \bar{v}_2^2 \rangle \left(\frac{\eta_{11}}{\eta_{12}} \right) \left[1 + \sum_{j=1}^N \frac{\eta_{11}'}{E_j} \frac{\eta_{12}'}{E_j} \frac{h_j}{\eta_{12}} \right] \quad (25)$$

j 번째 구조물로부터 방사되는 음향파워는

$$W_{rad}^j = W_{rad} \frac{E_j}{E} \frac{\eta_{12}'}{\eta_{12}} \frac{h_j}{\eta_{12}} \quad (26)$$

여기서

$$W_{rad} = \rho c \bar{v}_{rad} A_s \left(\frac{v_{11}}{\eta_{12}} \right) \langle \bar{v}_1^2 \rangle$$

이다.

또한 방진재 부착에 따른 총 소음 저감 (Noise Reduction)은 다음 과 같이

$$N = 10 \log \left[W_{rad} / W_{rad}^j \right] \quad (27)$$

로써 구조물로부터 방사되는 총 Noise Reduction 을 구한다.

3. 실험방법

3.1 진동속도 측정

본 연구의 음향방사 예측기법을 적용하기 위해 진동 속도를 측정해야 한다. 600X600X1.0 mm (평판 1) 과 600X400X1.0 mm (평판 2) 인 두 개의 평판을 각각 단순지지와 자유지지를 하여, EXCITER (EMIC Model 511B)로 가진하고 이 때 발생하는 진동량을 측정하였다. 자유지지는 무게를 무시할 수 있는 wire로 앞단을 매달았으며 진동 측정 장치는 Fig.3 에 나타내었다. 데이터는 시간과 공간의 평균 (Time-space average)을 행하였다.

3.2 음향방사파워 측정

진동측정에 의해 예측된 음향방사파워의 타당성 여부를 검증하기 위해 실제 음향방사파워를 측정하여 비교한다. EXCITER (EMIC Model 511B) 가신에 의해 평판에서 발생하는 음향방사파워를 SOUND LEVEL METER (YHW Type 3604)으로 측정하여, 측정된 음압신호를 주파수 분석기 (SD-375)에서 파워 스펙트럼을 구하고 측정점에 대해 평균을 구

하여 음향파워를 계산한후 1/3 Octave band 로 변환하였다.

측정점은 평판 1 은 16 지점, 평판 2 는 12 지점으로 총 28 개 지점에 대하여 측정하여 평균을 취하였다. 평판 1 과 2 에 대한 크기와 측정점은 Fig.4 에 나타내었다.

3.3 손실계수 측정

두개의 plate 의 내부손실계수 (Internal loss factor) 는 결합하기 전 각각의 plate 에 대하여 impulse 가신에 의해 80 msec 의 sampling 구간에서 측정하였다. 측정된 time-signal 은 1/3 octave band 구간마다의 band pass filter를 사용하여 대수 감쇠율 (Logarithmic Decrement)법을 이용하여 1/3 octave band 손실계수를 구하였다.

각 측정점마다 손실계수를 구하여 평균을 하였다. 방진재는 두께 1mm의 얇은 고무 패드를 사용하여 Fig.5 의 같은위치에 부착하여 마찬가지로 손실계수를 구하였다.

4. 음향방사파워 예측

4.1 음향방사율

진동에 의해 평판이 가진될 때 평판의 굴곡파 (flexural wave) 에 의해 음향방사특성이 결정된다. 즉 굴곡파의 속도가 공기음의 속도보다 작은 경우에는 corner 모우드나 edge 모우드에 의해 음향방사가 일어난다. 평판의 두께와 크기에 따른 파수 (wave number)가 공기의 파수 보다 작을 때는 $f < 3c/p$ (p :판의 두께) 이상에서는 대략 1.8 dB/octave 의 기울기를 갖는 곡선을 나타내며, 대략 $(p/2\lambda c)$ 에서 최대값까지 상승하나 임계 주파수 이상에서는 $\sigma_{rad} = 1$ 로 떨어진다.

본 연구에서 사용된 알루미늄 평판의 음향방사율 (Radiation Efficiency)을 Fig.6 (—상선)에 나타내었다. 이 결과 두께 1mm인 알루미늄 평판의 임계 주파수에서 최대값을 갖고 그 이상에서는 $\sigma_{rad} = 1 (\log \sigma_{rad} = 0)$ 에 접근함을 알 수 있다. 또한 평판의 한 측면이 clamped 지지되었을 때 그 edge에서는 변위가 발생하지 않으므로 단순 지지된 평판보다 크기가 2배 된 경우로 생각할 수 있다. 그러므로 edge의 clamped 지지효과 는 임계 주파수 이하에서는 단순지지된 평판보다 3 dB정도 증가함을 알 수 있다. (Fig.6 참조)

4.2 손실계수 (Loss factor)

평판의 각 측정점에서 측정된 손실계수는 평균하여 나타낸다. 1/3 octave band 상에서 각 band

에 대한 손실계수는 결합된 두 구조물의 음향 방사파워를 예측하는데 중요한 파라미터로서, SEA parameter 라 한다. 그러므로 평판 1에 방진재를 부착한 경우와 부착하지 않은 경우에 SEA parameter (Loss Factor)의 변화를 구한 것을 Fig. 7에 나타내었다.

대체로 고주파에서 손실계수가 급을 일 수 있고, 방진재를 부착함으로써 손실계수가 커진다. 이것은 음향방사량이 방진재 부착에 의해 감소됨을 의미한다.

4.3 음향방사파워 예측 결과

4.3.1 단순 지지된 평판의 음향방사파워

단순 지지된 600X600X1mm 의 알루미늄 평판을 정상 상태 가진에 의해 발생하는 진동을 측정하여 식 (2)에 의해 음향방사파워를 예측한 결과와 음압 측정에 의해 파워를 계산한 결과를 1/3 octave band 로 나타내어 비교한 것이 Fig. 8이다. 평판의 가진에 의해 발생하는 진동으로부터 방사되는 음향파워가 대단히 큰 level 의 소음원이 될 수 있음을 알 수 있다. (40~70 dB)

이 결과로 부터 SEA 방정식에 의해 예측한 결과와 실험에 의한 결과가 2dB 이내로 정확히 추정되었음을 알 수 있다. 단순 지지된 알루미늄 평판에서 방사하는 Sound Power 를 개선하는데 필요한 음향방사량의 개선 결과 역시 타당함을 알 수 있다. Fig. 9 는 평판 2에 대한 결과이다.

4.3.2. 결합된 평판의 음향방사파워

평판 1과 평판 2를 직각으로 결합하여 평판 1은 단순 지지하고 평판 2는 free-free 한 상태에서 한 쪽 edge 가 clamped 되었다. 평판 1을 정상 가진하여 발생하는 진동 에너지가 평판 2로 전달되어 평판 2를 가진하고 이 가진력에 의해 평판 2가 가진될 때 발생하는 음향방사량을 예측하였다. 결합된 평판 1의 정상 가진에 의한 음향방사량과 실험에 의해 측정된 음향방사량과를 비교한 것이 Fig. 10 이다. 대체로 2~3dB 이내로 잘 일치하고 있다. 그리고 평판 1의 진동 에너지가 평판 2를 가진하여 발생하는 음향 방사량은 Fig. 11에 나타내었다. 이 결과 역시 2dB 이내로 잘 일치하고 있다. Fig. 12는 음향 방사량으로 각각의 평판에서 발생하는 음향방사량의 힘으로 나타낸다. 이 결과로부터 결합된 두 개의 구조물의 에너지관련 관계에 의해 유도된 식 (17)의 결과가 타당함을 알 수 있고, 손실계수의 결합(Coupling) 관계에 대한 결과 역시, 결합 구조물의 해석에 유용함이 입증되었다.

4.3.3 방진재 부착후의 음향방사파워

이상의 경과에서 평판의 다른 지지조건과 결합된 경우에 대한 SEA 파라미터가 산출되었다. 또한 진동 및 고음의 저감을 위해서는 구조변형이나 형상의 재설을 바꿈으로써 효과적인 결과를 얻을 수 있다. 이것은 산출된 SEA 파라미터의 변경을 의미하며, 보다 간편한 재설 방법으로 방진재 부착에 의한 SEA 경로를 고려한다.

방진재를 부착한 평판 1 과 평판 2의 결합에 의해 발생하는 음향 방사 파워는 손실계수의 변화에 상대적인 영향을 받는다. 결합된 평판에서 평판 1의 방진재 부착에 의한 음향방사파워의 예측 결과와 실험결과를 Fig. 13에 나타내었다. 결과는 대체로 5 dB이내로 잘 추정되고 있다.

또한 평판 1 으로부터 평판 2 로의 진동 전달에 의한 평판 2 의 음향방사파워를 예측한 것을 비교한 것이 Fig. 14이다. 이 경우에 손실계수 변화에 의한 진동에너지의 변화를 예측하는 식(26)의 타당함을 알 수 있게 되었다. 이러한 비교적 간단한 방법에 의해 음향 방사 파워를 손쉽게 정확하게 얻을 수 있다. 그러므로 여러 구조물의 결합으로 구성된 계의 SEA 파라미터 변경에 의한 음향방사파워 예측이 가능하며 방음 또는 재질상계의 자료로서 이용할 수 있다.

Fig. 15 은 방진재를 부착한 결합된 평판의 음향방사파워를 나타내고 있다. 각 Octave 대역당 총소음감소(Total Noise Reduction)를 Fig. 16에 나타내었다. 예측한 결과와 실험에 의해 얻어진 결과가 비슷한 결과를 나타내고 있다.

5. 결 론

SEA(Statistical Energy Analysis)법을 이용하여 진동에 의한 음향방사파워를 예측한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 첫째, 평판의 가진에 의해 실험적으로 구한 손실계수(Loss Factor) 외 이론적으로 구한 음향방사량의 추정치가 평판의 결합에 의해 발생하는 음향방사파워를 예측하는 SEA 파라미터로서 적절하다.
- 둘째, 음향방사파워를 예측한 결과 방진재를 부착하지 않은 경우는 2~3 dB 이내로 잘 일치하며, 방진재를 부착한 경우는 3~5 dB 이내로 근사적인 추정을 하고 있다.
- 셋째, 본 연구에서 이용된 SEA 이론이 평판의 진동에 의한 음향방사파워를 예측하는데 효과적인 방법이다.

참고문헌

- 1) Leo L. Beranek, " Noise and Vibration Control ", McGraw-Hill Book Company, 1971
- 2) Preston W. Smith, Jr., and Richard H. Lyon, " Sound and Structural Vibration ", NASA CR-160, 1965
- 3) 오재웅, 김상현, "음향인텐시티법에 의한 고체진동 가진판의 소음원 검출에 관한 연구", 한국자동차공학지 Vol. 8(4), 1986, pp43-55.
- 4) E. J. Richards, M. E. Westcott & R. K. Jayapalan, " On the Prediction of Impact Noise, II: Ringing Noise ", Journal of Sound and Vibration, Vol. 65(3), 1979 pp.419-451
- 5) Philip M. Morse, " Vibration and Sound ", 2nd ed. American Institute of Physics, 1983, pp311-326
- 6) G. J. Stimpson, J. C. Sun & E. J. Richards, " Predicting Sound Power Radiation from Built-Up Structures using Statistical Energy Analysis ", Journal of Sound and Vibration, Vol. 107(1), 1986 pp.107-120
- 7) G. Maidanik, "Some Elements in Statistical Energy Analysis", Journal of Sound and Vibration Vol. 52(2), 1977, pp171-191.
- 8) J. C. Sun and E. J. Richards, "Prediction of Total Loss Factors of Structures I: Theory and Experiments", Journal of Sound and Vibration 1, 103 (1), 1985, pp109-117
- 9) Richards, H. Lyon, " Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Application ", MIT Press, 1975

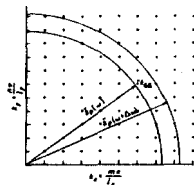


Fig. 1 Typical mode lattices (resonance mode wave numbers) in wavenumber space for a simply supported.

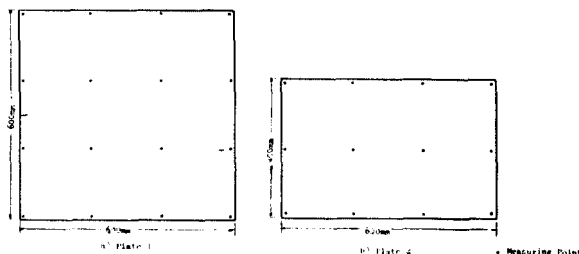


Fig. 4 The measuring point & size of plate 1, 2

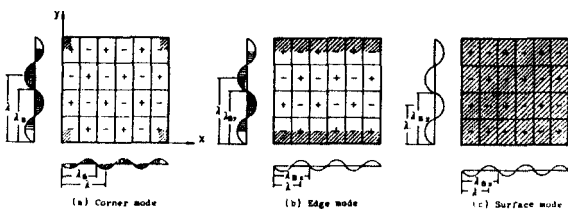


Fig. 2 Wavelength relation and effective radiating area for each mode

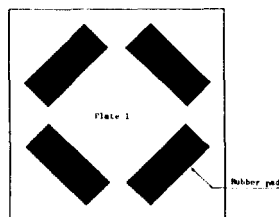


Fig. 5 The plate 1 with 4-in. absorber, rubber pad

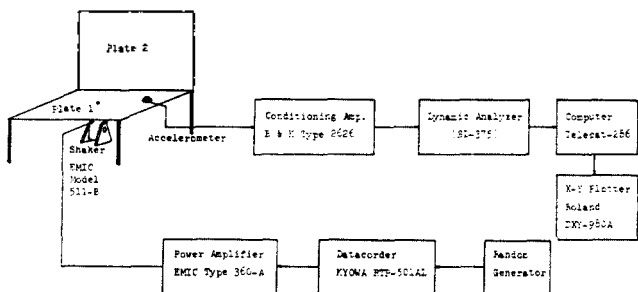


Fig. 3 Vibration measuring system.

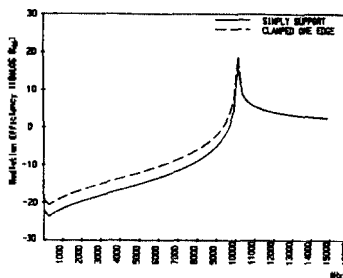


Fig. 6 Radiation efficiency of aluminum plate thickness 1mm. (—) simply support, (---) one edge clamped

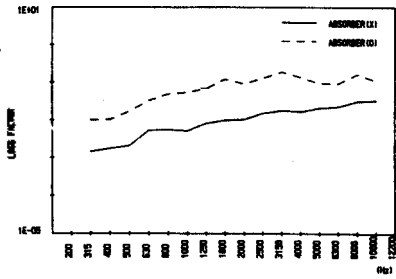


Fig. 7 Loss factor of plate 1. (— ; absorber(x) ; - - - ; absorber(o))

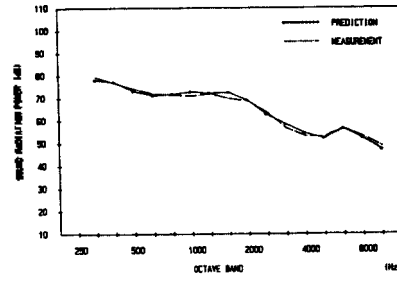


Fig. 12 Total sound power radiation of built-up plate.

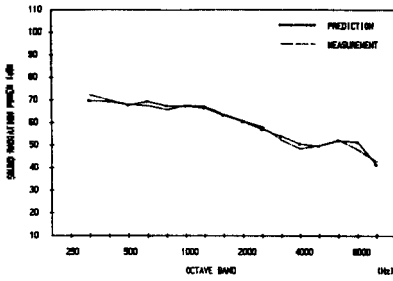


Fig. 8 Sound power radiation of plate 1.

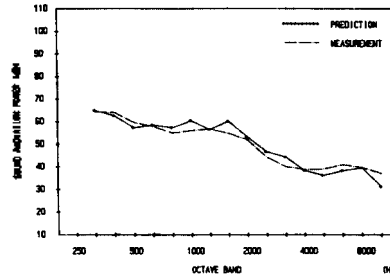


Fig. 13 Sound power radiation of built-up plate 1. (stick-on absorber)

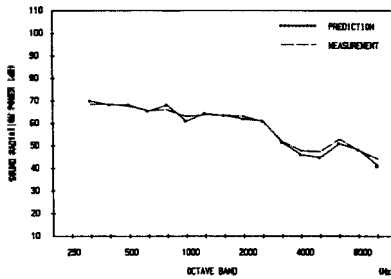


Fig. 9 Sound power radiation of plate 2.

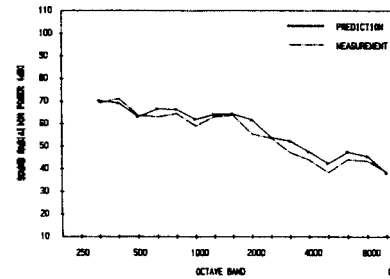


Fig. 14 Sound power radiation of built-up plate 2. (stick-on absorber)

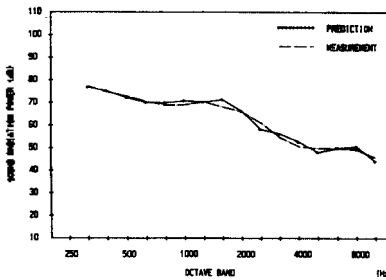


Fig. 10 Sound power radiation of built-up plate 1.

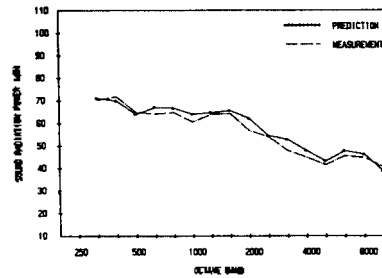


Fig. 15 Total sound power radiation of built-up plate. (stick-on absorber)

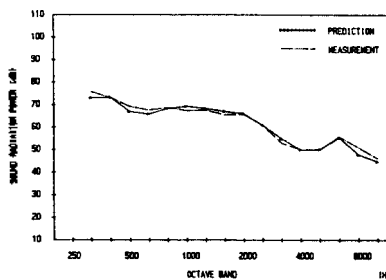


Fig. 11 Sound power radiation of built-up plate 2.

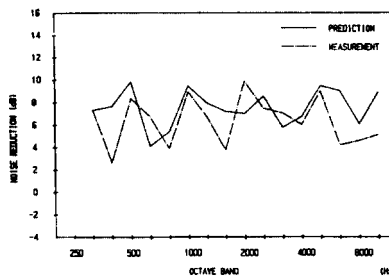


Fig. 16 Total noise reduction by change of SEA parameter (loss factor).