

<논 문>

## 무한 탄성 평판상의 기준점에 전달되는 진동인텐시티의 능동제어

### Active Control of Vibrational Intensity at a Reference Point in an Infinite, Elastic Plate

김 기 만\*

Giman Kim

(2001년 2월 15일 접수 : 2001년 5월 25일 심사완료)

**Key Words** : Vibrational Intensity (진동인텐시티), an Infinite, Elastic Plate (무한 탄성평판), Cost Function (목적함수), Method of Feedforward Control (선먹임 제어법)

#### ABSTRACT

In this paper, active control of vibrational intensity at a reference point in an infinite, elastic plate was discussed. The plate is excited harmonically by a vibrating source, which has a vertical point force. The optimal condition of controller was investigated to minimize the vibrational intensity being transmitted from the vibrating source to a reference point. Hence the method of feedforward control was employed for the control strategy and then the cost function was evaluated to find the optimal control force. Three types of control force (Vertical force, Moment, and Coupling force (a set of vertical force and moment)) and controller's positions were examined to define the optimal condition of the controller. The vibrational intensity at a reference point was found to be reduced down to a zero level, compared with the uncontrolled case. Especially maximum reduction of vibrational intensity was achieved when the controller was collinearly positioned between a vibrating source and a reference point.

#### 1. 서 론

구조물이나 기계의 진동은 주변에 진동과 소음의 직접적인 진동원이 되고 또한 연결 구조물이나 지지대를 통해 먼 곳까지 진동과 소음을 전달하는 간접적인 원인이 되기도 한다. 물리적으로 진동 및 소음은 진동원에서 발생한 에너지의 전달로 인해 생기는 것으로 나와있다. 에너지의 전달에 대한 해석은 Lyon이 통계학적에너지해석<sup>(1)</sup> (Statistical Energy Analyses: SEA)으로 진동계들간의 에너지 전달에 대해 분석하였고 Noiseux는 구조물에 전달되는 파워흐름을 해석하기 위해 보(beam)와 평판(plate)의 진동인텐시티<sup>(2)</sup>

(vibrational intensity)의 측정법을 보고 하였다. 진동인텐시티는 구조물내에 에너지를 시간 평균한 크기와 공간에 대한 방향을 나타내는 파워를 정의한다. 따라서 보나 평판과 같은 연속계 구조물내의 에너지의 전달경로 및 국소 영역의 파워를 해석하는데 사용된다. 평판과 같은 2 차원의 진동인텐시티 해석으로 Piaud<sup>(3)</sup>는 무한평판에서 진동인텐시티와 음향인텐시티의 흐름을 비교 분석 하였고 Hambric<sup>(4)</sup>은 FEM을 이용해 구조물의 진동인텐시티 계산을 보여 주었다. Pan<sup>(5)</sup>은 진동하는 강체로부터 탄성지지를 통해 얇은 평판에 전달된 파워에 대해 이론적으로 분석하였다. Zhang<sup>(6)</sup>은 평판 진동인텐시티 계산 공식 확인 및 힘 분포에 대한 연구를 수행하였고 Kauffmann<sup>(7)</sup>은 반무한평판의 경계선에 주어진 가진력에 의한 파워흐름에 대해 이론적 접근을 연구 하였다. 박도현<sup>(8)</sup>은 동일 평면상 연결된 두 평판 간의 에너지 흐름의 근사법과 정

\* 정회원, 금오공과대학교 기계공학과  
email : giman@kumoh.knut.ac.kr  
Tel : (054) 467-4205, (054) 461-0136

확 해법 간의 비교 결과를 보여주고 있다. 구조물 파워흐름의 분석을 이용한 진동 및 소음의 제어는 90년대에 중요한 해결 과제로 부각되었다. 특히 고체전파 소음의 제어는 정밀성 및 정확성이 요구되는 산업기계나 기구에 있어 필히 해결해야 할 부분으로 남아있다. Tanaka<sup>(9)</sup>는 단순지지 사각평판의 진동 제어를 위해 가진력과 같은 크기를 가진 제어력의 위상차를 이용한 선먹임 제어법(method of feedforward control)을 적용하여 평판의 파워흐름의 모양을 특정 영역에서 와류형으로 만들어 전체에 전달되는 파워를 최소화하였다. 또한 평판 근접장의 음향장에 미치는 영향력에 대해 기술하고 있다. Nam<sup>(10)</sup>은 단순지지 사각평판에 조화가 가진력이 작동 시 국소점에 진동인텐시티 능동제어의 이론적 기법을 제시하고 있다. Bardou<sup>(11)</sup>는 단일 주파수에 가진 되는 무한 및 유한평판에서 가진력에 이위상(out of phase)이 되는 제어력을 사용하여 가진력 파워를 줄여서 평판에 전달되는 파워의 저감을 이론적으로 접근하였다. 제어력으로 집중수직력(a point force)과 집중모멘트(a point moment)를 복합 및 독립적으로 적용한 사례를 설명하고 있다. 집중모멘트의 경우는 한개 또는 두개의 T자형 구조물의 양 끝단에 같은 크기의 수직력을 반대 방향으로 작용시켜서 모멘트의 방향과 크기를 조절하였다.

본 연구에서는 자동차, 선박, 비행기 등 많은 산업 기계류에서 볼 수 있는 복합 구조물에 사용되는 평판형상 구조물을 균일 두께를 지닌 탄성평판으로 모델링하였다. 평판 형태는 경계조건에 따른 특정 진동형과 감쇠계수 영향력을 고려하는 유한평판과 경계에 의한 반사파의 영향을 무시 하거나 자체의 규모가 상당히 클 경우 무한평판으로 간주하는 두 경우가 있다. 본 연구에서는 특정 진동형에 따른 동응답 해석보다는 평판 국소 영역에 미치는 파워의 크기를 분석, 가진력에 의한 파워와 그에 따른 전달경로를 파악하고 조절하기위해 수학적 해석이 용이한 무한평판 운동을 적용하였다. 단일주파수로 조화운동을 하는 수직력(vertical point force)이 평판 상에 가해질 때 그 진동원으로부터 전달되는 파워흐름을 해석하고 임의의 국소영역에 전달되는 고체전파소음을 제어하기위해 그 국소영역의 진동인텐시티를 최소화하는 최적의 제어조건을 이론적으로 분석하였다. 선먹임 제어법을 적용하여 단일주파수대의 진동원의 파워흐름을 제어하였고 최적의 제어조건을 찾기 위해 국소영역의 진동인텐시티를 나타내는 목적함수를 평가하였다. 무한 평판의 운동은 Bernoulli-Euler theory<sup>(12)</sup>를 근거로

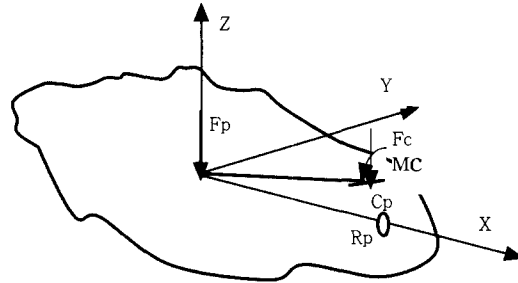


Fig. 1 Configuration of an infinite, elastic plate with a vibrating source ( $F_p$ ), a controller(a set of a point force( $F_c$ ) and a point moment( $M_c$ )); reference point ( $R_p$ ), controller's position ( $C_p$ )

횡진동에 대한 선형적 응답만 고려되었다. 제어기는 Bardou<sup>(11)</sup>가 제안한 집중수직력을 사용한 수직력제어기(force controller), 집중모멘트를 사용한 모멘트제어기(moment controller) 그리고 수직력과 모멘트를 복합한 연성제어기(coupling controller)를 적용하여 서로의 최적조건을 비교 분석하였다. 단순 입력파워의 최소화를 통해 평판의 파워 저감을 수행한 Bardou<sup>(11)</sup> 경우와 달리 본 연구에서는 제어기의 위치와 사용된 제어기 종류에 따른 입력파워와 힘을 영향계수로 고려하여 기준점(a reference point)으로 정의한 국소영역의 진동인텐시티의 최소화, 이론적으로 영에 근접하는 최적조건을 파악하였다. Fig. 1은 무한 평판에 주어진 진동원과 제어기 그리고 기준점에 대한 대략적인 배치도를 표시하고 있다.

## 2. 능동제어 기본식 유도

### 2.1 가진력에 의한 무한 평판의 동적 응답

평판에 조화가 가진력이 작용 시 Bernoulli-Euler theory<sup>(12)</sup>에 의한 횡진동 운동방정식은 아래와 같이 정의된다.

$$D \nabla^4 w(r, \theta, t) + \rho h \frac{\partial^2 w(r, \theta, t)}{\partial t^2} = F(r, \theta) e^{i\omega t} \quad (1)$$

여기서  $D$ 는 평판 굽힘강성계수,  $\nabla^4$ 는 2차 라플라스연산자,  $\rho$ 는 평판 밀도,  $h$ 는 평판의 두께,  $F$ 는 조화 가진력,  $w$ 는 가진주파수를 나타낸다. 평판의 특성을 동질, 등방성 재료의 무한 평판으로 가정하고 가진력을 Dirac delta 함수를 적용하여 원점에 주어진 집중력 ( $F = F_0 \delta(r)$ )으로 간주하면 식 (1)의 해는 0차 Bessel 함수<sup>(13)</sup> 형태로 아래와 같이 나타난다.

$$w(r, t) = -\frac{i F_o}{8D k^2} [J_o(kr) - i\{Y_o(kr) + \frac{2}{\pi} K_o(kr)\}] e^{i\omega t} \quad (2)$$

여기서  $F_o$ 는 가진력의 크기,  $k$ 는 평판 파동수,  $r$ 은 원점에서 기준점까지의 거리,  $i = \sqrt{-1}$ 을 나타낸다. 만약에 가진력의 형태가 집중모멘트로 주어진다면 식 (1)의 해는 1차 Bessel 함수로 다음과 같이 표현된다.

$$w(r, t) = \frac{iM \cos(\theta_o)}{8Dkr} [J_1(kr) - i\{Y_1(kr) + \frac{2}{\pi} K_1(kr)\}] e^{i\omega t} \quad (3)$$

여기서  $M$ 은 모멘트의 크기,  $\theta_o$ 는 모멘트의 방향을 나타낸다. 위의 두 식 (2), (3)은 가진력의 형태에 따른 무한 평판의 변위를 극좌표상에 선형적으로 나타낸 결과다. 따라서 동시에 두 종류의 가진력이 작용하는 경우는 중첩법 원리에 의하여 각각의 해를 합한 최종 결과를 적용하면 된다. Fig. 1에 나타난 경우를 보면 진동원의 수직력과 제어기의 두 형태의 제어력이 평판의 원점을 기준으로 표시되어 있음을 알 수 있다. 따라서 진동원과 제어기에 의한 무한평판의 동적 응답을 극좌표에서  $x-y$  직각좌표계로 전환하여 나타내면 아래와 같이 정의된다.

$$w(x, y, t) = -\frac{i F_p}{8D k^2} [J_o(kr) - i\{Y_o(kr) + \frac{2}{\pi} K_o(kr)\}] e^{i\omega t} - \frac{i F_c}{8D k^2} [J_o(kr_c) - i\{Y_o(kr_c) + \frac{2}{\pi} K_o(kr_c)\}] e^{i\omega t} + \frac{i(M_x(x-x_c) + M_y(y-y_c))}{8Dkr_c} [J_1(kr_c) - i\{Y_1(kr_c) + \frac{2}{\pi} K_1(kr_c)\}] e^{i\omega t} \quad (4)$$

여기서  $F_p$ 는 진동원 수직력의 크기,  $F_c$ 는 제어 수직력의 크기,  $M_x$ 와  $M_y$ 는 집중모멘트의  $x$ 와  $y$  방향 성분의 크기,  $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ ,  $x$ 와  $y$ 는 기준점을 나타내고  $r_c = \sqrt{(x-x_c)^2 + (y-y_c)^2}$ , 그리고  $x_c$ 와  $y_c$ 는 제어기 위치를 나타낸다.

## 2.2 진동인텐시티 해석

무한 평판에 집중 가진력에 의한 진동인텐시티는 거리에 반비례하고 가진력의 크기 제곱에 비례하는

것으로 나와 있다.<sup>(3)</sup> 진동인텐시티는 복소수형태를 지닌 시간 평균 한 공간함수로 아래와 같이 정의된다.

$$I(x, y) = R(x, y) + iQ(x, y) \quad (5)$$

여기서  $R(x, y)$ 는 전달인텐시티 (active intensity),  $Q(x, y)$ 는 반향인텐시티 (reactive intensity)를 나타낸다. 위의 두 성분은 평판 상에 방향과 크기를 지닌 벡터로 나타나고 실질적인 파워흐름을 나타내는 전달인텐시티는 다음과 같이 정의된다.

$$R(x, y) = R_x(x, y) e_x + R_y(x, y) e_y \quad (6)$$

여기서  $R_x, R_y$ 는  $x, y$ 성분의 크기,  $e_x$ 는  $x$ 방향 단위 벡터,  $e_y$ 는  $y$ 방향 단위벡터를 나타낸다. 전달인텐시티의  $x, y$ 방향 크기는 횡진동 시 나타나는 평판의 내력과 속도성분에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$R_x(x, y) = \text{Real}\left\{-\frac{i\omega}{2} \{V_x W^* + M_x \theta_x^* + M_{xy} \theta_y^*\}\right\} \quad (7)$$

$$R_y(x, y) = \text{Real}\left\{-\frac{i\omega}{2} \{V_y W^* + M_y \theta_y^* + M_{xy} \theta_x^*\}\right\} \quad (8)$$

여기서  $V$ 는 전단력,  $M_x, M_y$ 은 굽힘모멘트,  $M_{xy}$ 는 비틀림모멘트,  $\theta$ 는 각속도, "\*"는 공액복소수를 나타낸다. 식 (7)과 (8)의 합성으로 평판에서 전달되는 파워의 공간적 흐름을 파악 할 수가 있다. 따라서 이미 알려진 단일 주파수로 진동하는 진동원에서 전달되는 먼 위치의 고체전파소음을 제어하기 위해서는 그 기준점에 나타나는 진동인텐시티의 크기를 최소화 하는 최적기법으로 선명임 제어법을 적용한다. 평판의 내력과 속도 성분은 식 (4)를 사용하여 평가된다.

## 2.3 최적화 목적함수

무한 평판 상에서 가진력에 의해 전달되는 기준점의 진동인텐시티 최소화를 이루기 위한 제어력의 최적 조건은 식 (7)과 (8)을 이용한 다음의 목적함수에서 구할 수 있다.

$$II(x, y, f_c) = R_x^2(x, y, f_c) + R_y^2(x, y, f_c) \quad (9)$$

여기서  $f_c (= f_R + i f_I) = F_c / Eh^2$ ,  $E$ 는 Young's modulus, 복소수 형태는 제어력의 크기와 위상을 나타내고 식 (9)의 최소화를 하는 최적의 값은 급강하법(method of steepest descent)<sup>(13)</sup>을 적용하여 다음과 같이 정의 할 수 있다.

$$\nabla_f II \Rightarrow \text{Minimization of } II(f_c \rightarrow f_{\text{optimal}}) \quad (10)$$

식 (10)의 해는 mathematica의 최소값 구하기(Find-Minimum) 프로그램을 사용하여 최적 제어력 구하였다.

### 3. 수치계산 결과 분석 및 고찰

무한평판의 특성상 단일주파수에 가진되는 진동원이 발생하는 파워는 원주방향 대칭을 이루며 불연속이나 경계로부터 반사파 없이 무한히 전달되게 되어 있다. 따라서 각 지점에 전달되는 파워는 진동원과 거리에 반비례하며 전달 영역도 점차적으로 넓어지고 크기가 점점 작아지게 된다. 기준점에 전달되는 고체전파소음에 대한 제어는 파워의 크기를 최소화하고 전달경로의 변경을 통해 실현 가능한 것으로 나와 있다.<sup>(10)</sup> 기본적인 물리수치인 Poisson 비는 0.3으로 가정하였고 균일한 평판 두께( $h$ )와 진동파장( $\lambda_s$ )의 비( $H=h/\lambda_s$ )를 0.01로 고정하여 단일주파수를 지닌 무차원 크기가 1 인 수직 가진력 ( $f_p = F_p/Eh^2$ )을 적용하여 모든 사례에 대해 수치계산을 실행하였다. 무차원화 된 길이의 기준 값을 진동파장으로 하여 제어기와 제어 기준점의 위치를 정의하였다.

#### 3.1 진동인텐시티 저감

##### (Reduction of Vibrational Intensity)

진동원을 원점으로 기준점을 잇는 직선을 수평축(x-axis)으로 정의하여 제어기의 위치를 선정하였다. 제어기의 위치에 따른 기준점의 진동인텐시티의 저감 정도를 파악하기 위해 기준점을 고정하고 제어기와 진동원 간의 거리를 회전방향과 수평축 방향으로 변화 시켰다. 수직력에 의한 무한평판의 변위는 영차 Bessel 함수에 비례한다. 따라서 값이 가장 큰 원점을 기준으로 변위 곡선이 하강 하다가 다시 절정에 이르는 첫 번째 위치가 진동파장의 대비로 구하면 대략 0.605에 나타난다. 따라서 제어기가 수평축을 벗어난 위치를 나타낼 때는 진동원과 거리를 약 0.6으로 고정하여 계산하였다. 무차원 진동인텐시티 (VI)의 값과 제어 전 후의 값을 비교한 진동인텐시티 저감 (Vibrational Intensity Reduction; VIB (dB))은 다음의 식에 의해 각각 계산되었다.

$$VI(x, y, f) = \sqrt{\Pi(x, y, f)} / \sqrt{E^3 h^2 / \rho} \quad (11)$$

$$VIR(dB) = 10 * \log [ VI(x, y, f_p)_{before control} / VI(x, y, f_c)_{after control} ] \quad (12)$$

여기서  $x, y$ 는 기준점의 위치를 나타낸다. Fig. 2는 기준점 네 위치( 0.2, 0.5, 2, 6)에 대하여 연성 제어기의 거리를 0.6으로 유지하면서 원둘레를 따라 회전 한 결과를 보여 주고 있다. 기준점에서 진동인텐시티의 감소는 모든 방향에서 이루어 졌으나 0 °와 180 °에서 130~160 dB 정도로 그 감소 효과가 가장 큰 것으로 나왔다. Fig. 3과 Fig. 4는 모멘트 제어기와 수직력 제어기 대해 Fig. 2의 경우와 같은 조건으로 각 각 조사하였다. Fig. 2의 결과와 같이 방향각 중에 0 °와 180 °에서 감소 정도가 가장 큰 것으로 나오고 있으며 기준점이 제어기에 근접 위치에 있을 때 전반적으로 감소가 많이 이루어졌다. Fig. 5에서는 세 종류의 제어기를 적용하여 기준점을 0.5에 두고 제어기의 거리를 0.6으로 유지하면서 원둘레를 따라 회전 한 결과를 나타내고 있다. 방향각에 따라 각 제어기의 저감 효과가 차이를 보이고 있지만 모든 제어기가 수평축에 위치 할 때 가장 큰 효과를 얻는 것으로 확인되었다. 기준점을 원거리 6에 두고 Fig. 5와 같은 평가를 한 Fig. 6에서도 비슷한 결과를 보여 주고 있다. 따라서 전반적인 결과를 보면 제어기 위치에 대한 진동인텐시티의 저감 정도는 수평축 상, 즉 진동원, 기준점 그리고 제어기가 동일 선상에 있을 때에 가장 큰 효과를 얻고 있음을 알 수 있다. Fig. 7은 세 제어기를 적용하여 기준점을 6에 두고 제어기를 수평축 상에 이동시 진동인텐시티의 저감 정도를 계산한 결과를 보여 주고 있다. 모든 위치에서 기준점의 파워를 거의 0에 가깝게 차단하지만 수직력 제어기가 약간 낮은 감소율을 보여주고 있고 연성과 수직력 제어기의 감소 유형이 비슷한 형태를 취하고 있다.

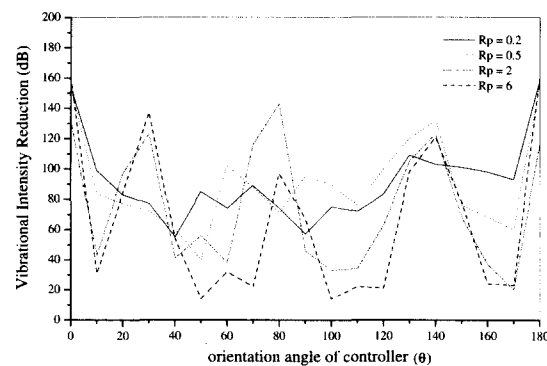


Fig. 2 Vibrational intensity reduction vs. orientation angle of controller: Controller's position at (0.6 Cos  $\theta$ , 0.6 Sin  $\theta$ ), Coupling controller

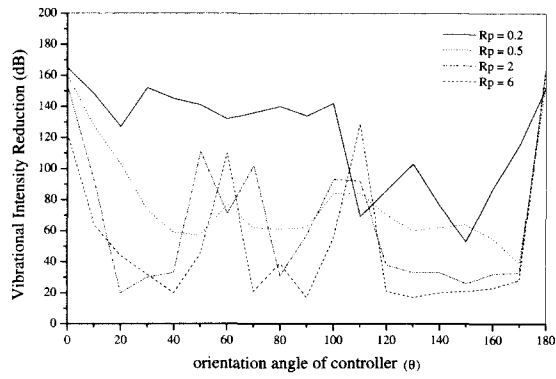


Fig. 3 Vibrational intensity reduction vs. orientation angle of controller: Controller's position at  $(0.6 \cos \theta, 0.6 \sin \theta)$ , Moment controller

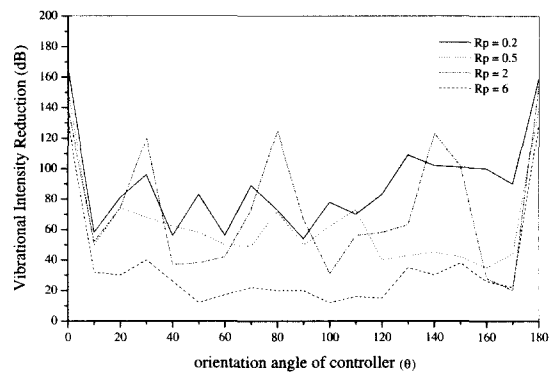


Fig. 4 Vibrational intensity reduction vs. orientation angle of controller: Controller's position at  $(0.6 \cos \theta, 0.6 \sin \theta)$ , Force controller

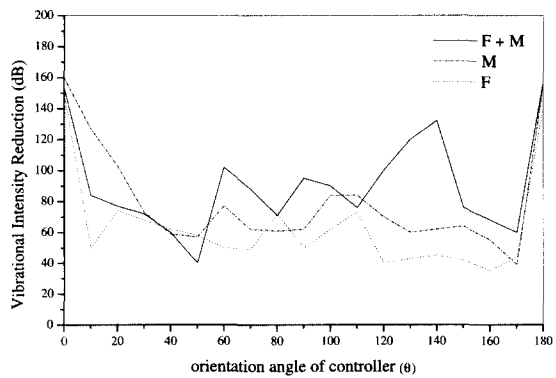


Fig. 5 Vibrational intensity reduction vs. orientation angle of controller: Controller's position at  $(0.6 \cos \theta, 0.6 \sin \theta)$ , Reference point  $(R_p)$  at  $(0.5, 0)$ , Coupling controller (F+M), Moment

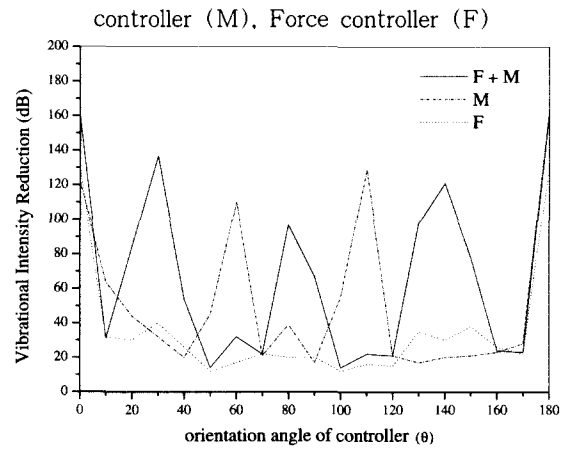


Fig. 6 Vibrational intensity reduction vs. orientation angle of controller: Controller's position at  $(0.6 \cos \theta, 0.6 \sin \theta)$ , Reference point  $(R_p)$  at  $(6, 0)$ , Coupling controller (F+M), Moment controller (M), Force controller (F)

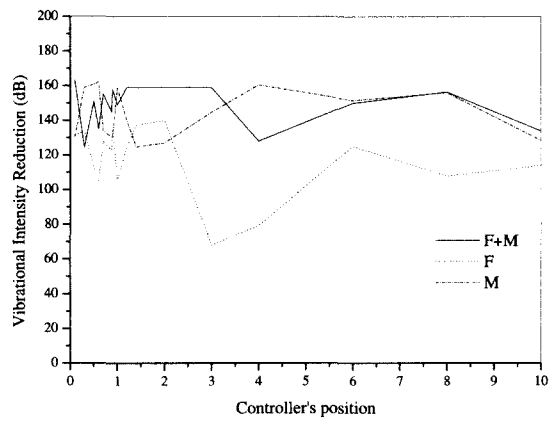


Fig. 7 Vibrational intensity reduction vs. Controller's position: Reference point  $(R_p)$  at  $(6, 0)$  and Collinear position, Coupling controller (F+M), Moment controller (M), Force controller (F)

### 3.2 제어기의 최적조건

#### (Optimal Conditions of Controller)

앞 절의 결과는 기준점에 진동인텐시티의 최대 감소만을 고려한 것으로 제어기가 기준점과 동일 직선 상에 있을 때 가장 큰 효과를 얻는 것으로 확인되었다. 하지만 기준점에서 감소 효과가 같더라도 제어기 조건에 따른 성능의 변화가 있는지를 조사하기 위해 제어 시 필요한 파워와 제어력에 대해 제어기 위치와

종류에 따른 변화를 분석하였다. 진동원과 제어기의 입력 파워의 값은 식 (11)의 분모로 나누어 무차원화 하였다. 입력 파워의 비는 제어 전 진동원 입력 파워 ( $P_{sb}=0.206$ )를 기준값으로 적용하여 제어기 입력 파워크기를 판단하였다. Fig. 8은 네 경우의 기준점에 대하여 연성 제어기의 거리를 0.6으로 유지하면서 원둘레를 따라 회전 시 입력 파워비를 보여 주고 있다. 기준점이 0.2에 있을 때 입력 파워가 다른 세 경우에

비해 크게 나타나고 대부분의 회전 위치에서 제어 전의 입력 파워 보다 제어기 입력 파워가 크게 나타나고 있다. 전반적으로 제어기가 수평 축 상에 있을 때 파워가 작게 들고 기준점이 진동원에서 멀어 질 수록 작은 파워가 필요 한 것으로 나왔다. Fig. 9와 10은 세 종류의 제어기를 회전 시켜서 각 각 기준점을 0.5와 6에 두고 진동인텐시티 최소화 에 필요한 제어

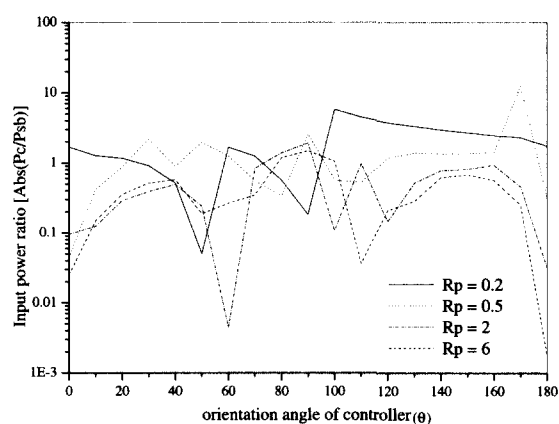


Fig. 8 Input power ratio vs. orientation angle of controller: Controller's position at  $(0.6 \cos \theta, 0.6 \sin \theta)$ , Reference point ( $R_p$ ) at  $(6, 0)$ ,  $P_{sb}$  (Input power of a vibrating source before control) = 0.206,  $P_c$  (Input power of a controller), Coupling controller (F+M), Force controller (F), Moment controller (M)

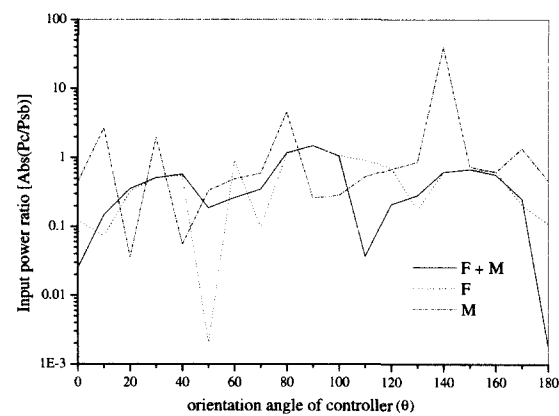


Fig. 10 Input power ratio vs. orientation angle of controller: Controller's position at  $(0.6 \cos \theta, 0.6 \sin \theta)$ , Reference point ( $R_p$ ) at  $(6, 0)$ ,  $P_{sb}$  (Input power of a vibrating source before control) = 0.206,  $P_c$  (Input power of a controller), Coupling controller (F+M), Force controller (F), Moment controller (M)

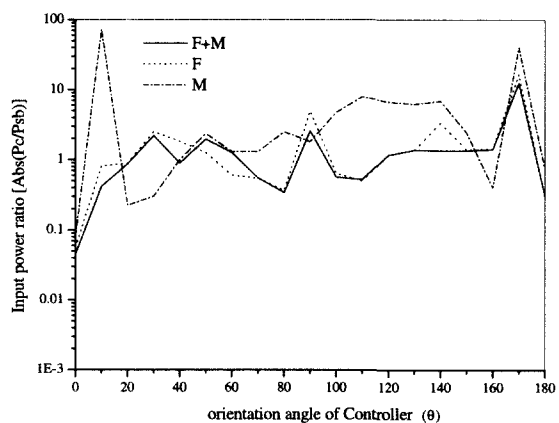


Fig. 9 Input power ratio vs. orientation angle of Controller: Controller's position at  $(0.6 \cos \theta, 0.6 \sin \theta)$ , Reference point at  $(0.5, 0)$ ,  $P_{sb}$  (Input power of a vibrating source before control) = 0.206,  $P_c$  (Input power of a controller), Coupling controller (F+M), Force controller (F), Moment controller (M)

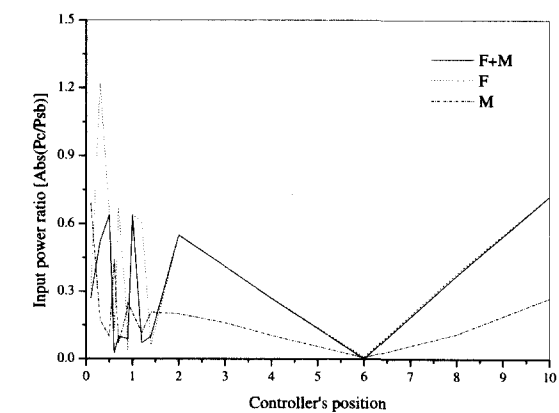


Fig. 11 Input power ratio vs. controller's position: Reference point ( $R_p$ ) at  $(6, 0)$  and Collinear position, Coupling controller (F+M), Moment controller (M), Force controller (F),  $P_{sb}$  (Input power of a vibrating source before control) = 0.206,  $P_c$  (Input power of a controller)

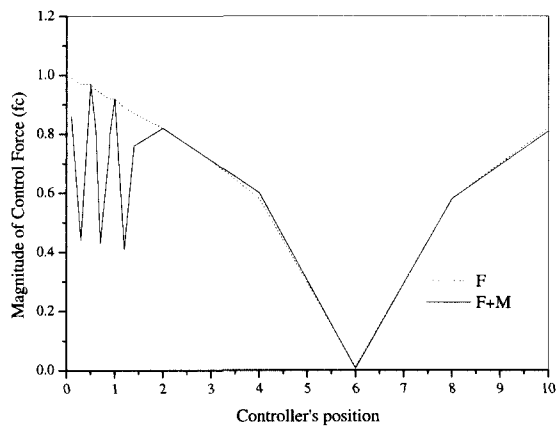


Fig. 12(a) Magnitude of control force (fc) vs. Controller's position: Reference point at (6, 0) and Collinear position, Coupling controller (F+M), Force controller (F)

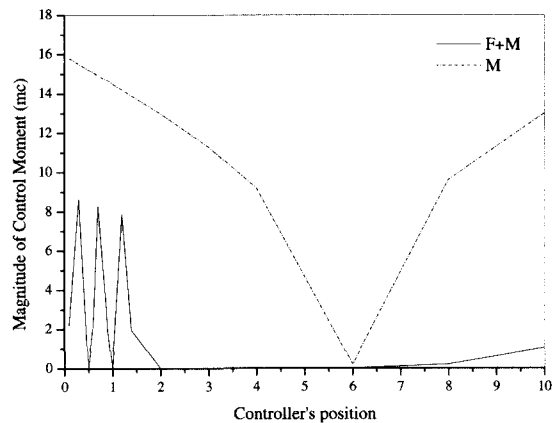


Fig. 12(b) Magnitude of control moment (mc) vs. Controller's position: Reference point at (6, 0) and Collinear position, Coupling controller (F+M), Moment controller (M)

기 입력 파워비를 계산하였다. 파워 유형이 연성과 수직력 제어기는 비슷한 모양을 나타내고 있다. 이는 평판이 수직력에 의해 가진되고 있음을 고려하면 연성 제어기의 제어력 성분에서 모멘트 보다 수직력이 더 큰 역할을 하는 것으로 판단된다. 위치에 따른 파워비는 수평 축 상에 있을 시 작게 나타나고 있다. Fig. 11은 기준점을 원거리인 6으로 하여 수평축 상에서 제어기 위치에 따른 입력 파워비의 변화를 분석하였다. 제어기가 진동원의 근접 위치에 있을 시 변화의 고저가 크게 나타 났으나 거리가 2 부터는 일정하게 줄어들어 기준점에서는 제어 입력 파워가 거

의 없는 것으로 나타났다. 이는 기준점의 파워를 제거하는 입장에서 제어기가 기준점에 가깝게 위치 할 수록 입력 파워가 작게 필요함을 보여 주고 있다. 기준점을 지난 위치에서는 거리에 비례하여 필요 한 파워가 선형적으로 증가 함을 알 수가 있다. Fig. 12(a)와 12(b)는 연성 제어기와 다른 두 종류 간의 동일 제어력의 크기를 비교하였다. 수직력의 경우 연성과 수직력 제어기는 거의 같은 유형으로 크기가 주어졌다. 하지만 모멘트의 크기 ( $m_c = M_c / Eh^3$ )는 모멘트 제어기의 경우가 연성 제어기에 비해 상당히 큰 값을 요구 하고 있음을 알 수 있다. 따라서 수직력만 에 의한 평판 가진을 감안하면 모멘트만을 사용한 제어기는 기준점에 진동인텐시티의 최소화를 얻기 위해서는 의외로 큰 제어력이 필요 할 것으로 본다.

### 3.3 고찰 및 비교 분석

기준점에 전달되는 고체전파소음 제어를 위해 평판 각 점의 내력과 운동의 상호관계에 의한 파워 크기와 방향을 나타내는 진동인텐시티를 최소화하는 제어 방법을 적용하였다. 에너지 평형을 고려하면 전체 무한 평판 상의 파워는 일정한 합을 유지 해야 함으로 자체 파워의 소멸보다는 진동원에서 전달되는 파워의 흐름과 크기를 변경하여 다른 영역으로 기존의 파워를 전달케 함으로 기준점에 가능한 한 최소의 진동인텐시티를 전달되게 한다. 이론적으로 거의 파워를 차단케 한다. 따라서 제어기의 장착으로 진동원과 제어기로부터 발생하는 파워 즉 입력파워의 크기는 시스템 입장에서 고려하면 제어 전에 비해 줄어들 수도 있지만 기준점을 제외한 다른 모든 영역에 전달된 파워의 저감은 보장 할 수 없는 것으로 판단된다. Fig. 13은 기준점이 6에 제어기가 0.6에 있을 때 파워 흐름, 즉 진동인텐시티를 벡터장으로 나타낸 것이다. 제어 전에는 균일하게 원주 방향으로 방사되던 진동인텐시티가 기준점 6을 중심으로 전달 경로와 크기를 변화하여 전체적인 흐름의 구도가 바뀐 것을 보여 주고 있다. 같은 조건 하에 제어 전과 비교해서 평판의 광범위 영역에 파워의 감소를 대략적으로 나타낸 파워저감 분포도를 Fig. 14에서 보여주고 있다. 기준점에서 직각방향의 영역은 더 악화된 것으로 제어기에 의해 파워가 기준점을 피해 다른 영역으로 많이 전달되게 한 결과라 할 수 있다. 따라서 어느 특정 국소 영역에 전달된 파워를 최소화 하는 과정에서 구조물의 다른 부분에 오히려 파워의 증가를 경험 할

수도 있다고 본다. 기존의 연구에서 보여준 입력 파워 저감법<sup>(11)</sup>과 비교하면 진동인텐시티 최소화는 기준점에서의 파워 저감은 이론적으로 확실히 보장 하지만 기타 다른 영역의 저감과 함께 구조물 전체의 파워 저감의 성취 여부는 본 연구에서 사용한 하나의 제어기로는 확신할 수 없는 것으로 판단된다. Fig.

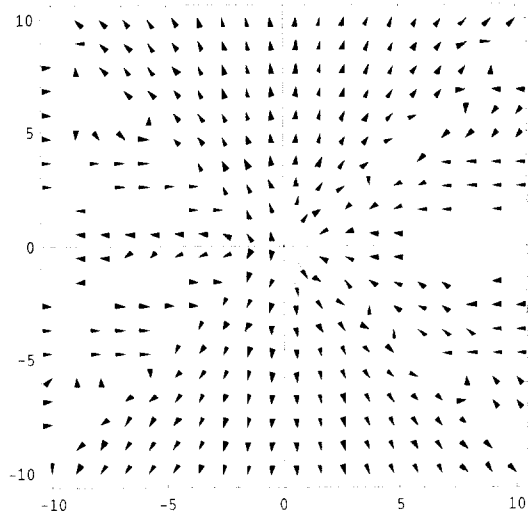


Fig. 13 Vector field of Vibrational Intensity for a Coupling controller: Reference point at (6, 0) and Controller at (0.6, 0), a Vibrating Source ( $f_p$ ) = 1

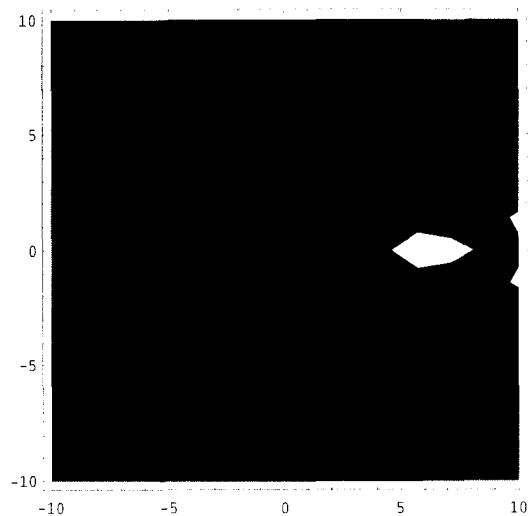


Fig. 14 Contour map of vibrational intensity reduction for a coupling controller: Reference point at (6, 0) and Controller at (0.6, 0), a Vibrating Source( $f_p$ ) = 1: Black < 0 dB < Grey < 20 dB < White

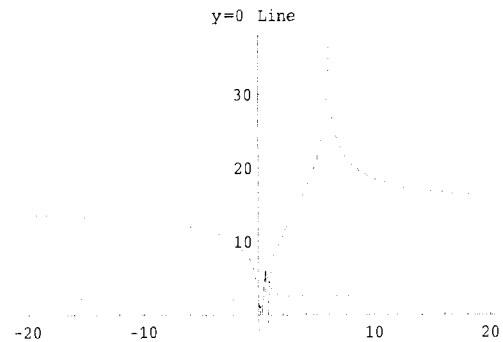


Fig. 15(a) Distribution of vibrational intensity reduction (dB) along x-axis Total input power reduction method (Solid), Vibrational intensity reduction (Dot), Controller's position at (0.6, 0) and Reference point at (6, 0), Coupling controller

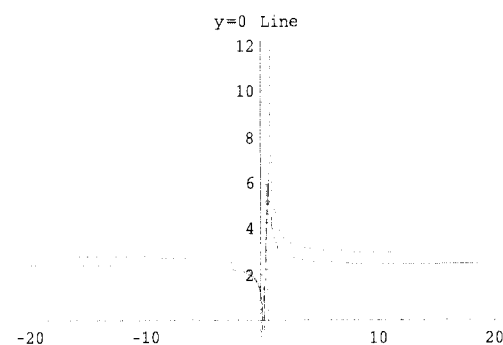


Fig. 15(b) Distribution of Vibrational Intensity Reduction (dB) along x-axis Total input power reduction method (Solid), Vibrational intensity reduction (Dot), Controller's position at (0.6, 0) and point at (0.5, 0), Coupling controller

15(a)는 연성 제어기가 0.6에 위치할 때 기준점을 6에 두고 입력 파워 저감법<sup>(11)</sup>과 진동 인텐시티 저감법을 적용하여 x-축 상에 나타난 진동인텐시티 저감 분포를 보여주고 있다. 기준점에서 절정은 100 dB 이상이지만 대략적인 분포에서 생략된 것으로 보인다. 전반적인 저감 정도가 진동인텐시티 저감법이 더 큰 것으로 나타났다. Fig. 15(b)와 Fig. 15(c)는 기준점을 각각 0.5와 0.2에 두고 두 방법으로 진동인텐시티 저감 분포를 비교 하였다. 기준점이 0.5 일 때는 두 방법의 결과가 전반적으로 비슷하게 나오고 있다. 물론 기준점의 최고 값은 차이가 나는 것으로 확인 되었다. 하지만 기준점 0.2의 경우는 기준점을 제외한



다른 영역에서는 입력 파워 저감법이 좋은 결과를 내고 있다. 따라서 본 연구에 적용한 진동인텐시티 저감법은 어느 특정 국소영역에 발생하는 파워의 최소화에는 상당한 효과를 얻을 수 있고 최적 제어에 대한 보편적인 조건 제시가 가능 할 것으로 판단 되지만 광범위 영역이나 기준점 이외의 다른 국소 영역에서의 파워 저감 효과를 단순 예측하기는 어려울 것으로 사료된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 무한 탄성평판 상에 조화 수직력에 의한 임의의 기준점에 전달되는 고체전파소음의 제어에 대해 선역입 제어법을 적용하였고 기준점의 진동인텐시티 최소화를 위한 제어기의 최적 조건을 이론적으로 분석하였다.

무한평판 상에 국소영역, 즉 기준점에서 발생하는 고체전파소음에 대한 제어는 최적 제어기를 사용하여 평면상에 파워의 기존 전달경로를 변경하여 기준점에 파워의 전달률을 최소화하는 최적 파워 분포도를 구성하는 것으로 나왔다. 제어기의 최적조건은 제어력으로 수직력과 모멘트를 같이 사용한 연성 제어기의 경우가 제어 입력 파워와 제어력 크기를 감안하면 수직력이나 모멘트만 사용한 단일 제어력을 지닌 제어기에 비해 더 큰 제어 효과를 얻는 것으로 판단된다. 제어기의 위치는 기준점과 동일 선상에 그리고 진동원과 기준점 사이에 장착 하는 것이 최적의 위치 조건으로 나타났다. 본 연구의 결과들은 제한된 국소영역에 대한 제어를 수행한 부분만 강조한 것으로 구조물이나 시스템 전체 혹은 다른 영역에 미치는 결과는 제어 전에 비해 더 악화 될 수도 있다고 본다. 따라서 구조물의 전체나 광범위 영역을 고려한 고체전파소음의 제어는 다수의 기준점에 다수의 제어기를 적용한 추후 연구가 필요할 것으로 판단된다.

#### 후 기

본 연구는 1997년도 금오공과대학교 대학지원장기 연수에 의하여 연구된 결과입니다.

#### 참 고 문 헌

(1) Lyon, R.H., 1975, Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems : Theory and Applications,

MIT Press.

(2) Noiseux, D.U., 1970, "Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plates," J. Acoust. Soc. Am., 47(2), pp. 238~247.

(3) Piaud, J.B. and Nicolas, J., 1986, "Relationship Between Vibrational and Acoustical Intensity for an Infinite Plate," J. Acoust. Soc. Am. 80(4), pp. 1114~1121.

(4) Hambric, S.A., 1990, "Power Flow and Mechanical Intensity Calculations in Structural Finite Element Analysis," J. of Vibration and Acoustics, Vol. 112, pp. 542~549.

(5) Pan, J., 1992, "Total Power Flow From a Vibrating Rigid Body to a Thin Panel Through Multiple Elastic Mounts," J. Acoust. Soc. Am. 92(2), pp. 895~907.

(6) Zhang, Y. and Mann III, J.A., 1996, "Measuring the Structural Intensity and Force Distribution in Plates," J. Acoust. Soc. Am. 99(1), pp. 345~353.

(7) Kauffmann, C., 1998, "Input mobilities and power flows for edge-excited, semi-infinite plates," J. Acoust. Soc. Am. 103(4), pp. 1874~1884.

(8) 박도현, 홍석윤, 김현권, 1998, "동일 평면상에서 연성된 직사각형 평판의 진동파워흐름해석," 한국소음진동공학회지, 제 8 권, 제 6 호, pp. 1053~1061.

(9) Tanaka, N., Snyder, S.D., Kikushima, Y., and Kuroda, M., 1994, "Vortex Structural Power Flow in a Thin Plate and the Influence on the Acoustic Field," J. Acoust. Soc. Am. 96(3), pp. 1563~1574.

(10) Nam, M., Hayek, S.I., and Sommerfeldt, S.D., 1995, "Active Control of Structural Intensity in Connected Structures," Proceedings of the Conference Active 95, pp. 209~220.

(11) Bardou, O., Gardonio, P., Elliott, S.J., and Pinnington, R.J., 1997, "Active Power Minimization and Power Absorption in a Plate with Force and Moment Excitation," J. of Sound and Vibration, 208(1), pp. 111~151.

(12) Junger, M.C. and Feit, D., 1985, Sound, Structures, and Their Interaction, The MIT Press, Chap. 7.

(13) Kreyszig, E., 1983, Advanced Engineering Mathematics, John Wiley and Sons, Chap. 22.