

집중 부가물이 보강판의 진동파워 흐름에 미치는 영향에 대한 수치 해석적 고찰

조대승^{†*}, 정상민^{**}, 김재홍^{***}

부산대학교 조선해양공학과^{*}, SK 케미컬 환경소재연구소^{**},
삼성중공업 조선플랜트 연구소^{***}

Numerical Analysis on the Affection of Lumped Attachments to the Vibration Power Flow in Cross-stiffened Plate

D. S. Cho^{*}, S. M. Chung^{**} and J. H. Kim^{***}

Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University^{*},
Environmental Materials R&D Center, SK Chemicals^{**},
Shipbuilding & Plant Research Institute, Samsung Heavy Ind.^{***}

Abstract

To investigate the affection of lumped mass and spring on the vibration power flow of cross-stiffened plate experiencing bending vibration, structural intensity analysis is done using the modal analysis based on assumed mode method. The numerical analysis is carried out varying the mass and spring constant and their attached positions. The results show that both the spring and the mass may cause to large variation of not only vibratory displacement but also vibratory power flow patterns in case of little change of natural frequencies, and the attachments near to excitation location can effectively reduce the magnitude of maximum structural intensity.

※Keywords: Stiffened Plate(보강판), Structural Intensity(진동인텐시티), Lumped Attachment(집중 부가물), Modal Analysis(모달해석)

1. 서언

최근 선박 진동의 거주성 평가 기준으로 활용되고 있는 ISO 6954(ISO 2000)가 개정되었다. 이로 인

접수일:2002년 12월 23일, 승인일:2003년 1월 27일

† 주저자, E-mail : daecho@pusan.ac.kr

Tel: 051-510-2482

해 종래 거주구역 진동을 대표하는 지점에서의 단일 주파수 성분 최대 진동값으로 이루어지던 진동 평가가 거주 및 작업구역의 각 갑판별로 최소 2지점 이상 3방향 진동과 기타 위치에 대한 상하방향 진동을 계측하고, 1 Hz부터 80 Hz까지의 진동에 대한 사람의 피로능을 한계를 고려한 주파수 가중치 총합 진동값(overall frequency-weighted

vibration value)에 의한 평가를 요구하고 있다. 이로 인해 거주 및 작업 구역의 거의 모든 국부 보강판이 진동 평가 대상으로 포함되어 선박 국부 보강판의 정밀한 방진설계 중요성이 더욱 더 강조되고 있다.

한편, 구조물 진동은 근본적으로 기진원으로부터 구조물에 유입되는 진동에너지에 의해 유발된다. 따라서, 구조물 내부 진동에너지의 전달경로 및 감쇠기구를 파악하면 기진원의 위치와 진동에너지의 지배적인 전달경로를 알 수 있어 구조물 진동응답과 이로 인해 발생하는 고체음(structure-borne noise)을 효율적으로 저감할 수 있다. 또한 선박의 프로펠러 표면 전달력과 같이 정확한 기진력 산정이 곤란한 경우에는 기진력 작용점을 내부에 포함하는 폐곡선상의 진동에너지 흐름을 계속하면 기진원으로부터 유입되는 입력파워를 산정할 수 있다. 따라서, 구조물에 작용하는 내력과 이에 대응하는 진동 속도와의 곱으로 정의되는 진동인텐시티(structural intensity)를 파악하면, 기진원으로부터 구조물에 입력되는 파워와 진동에너지 흐름의 지배적인 경로 등을 알 수 있으므로 구조물 진동의 효율적 제어가 가능하다.

진동인텐시티에 관한 연구는 1970년에 Noiseux(1970)가 보와 평판의 진동인텐시티 계측 방법을 처음으로 제시한 후 진동인텐시티 계측 및 해석과 이의 응용에 대한 다양한 연구가 수행되었다. 기존 연구 중 선박, 해양구조물 등과 같이 복잡한 대형 구조물의 기본부재인 보강판에 대한 연구 사례로서는 Hambric(1990)이 외팔보강판에 대해 상용 유한요소해석 프로그램인 MSC/NASTRAN을 이용하여 진동인텐시티를 계산한 연구사례와 Zhang등(1996)이 레이저진동 측정계를 이용해서 보강판의 진동인텐시티를 계측하고, 무한 보강판에 대한 해석 결과와 비교한 연구사례, Saijyou등(1996)이 근접장 음향 홀로그래피 계측방법을 이용하여 몰수 보강판의 진동인텐시티를 실험적으로 파악한 사례, 조대승 등(1998)이 모드중첩방법을 이용하여 평판 및 일축 보강판의 진동인텐시티를 해석적으로 구하고 보강재가 진동에너지 흐름에 미치는 영향을 평가한 연구와 이동환과 조대승(2001)이 유한요소법을 이용한 선체 국부 구조물

의 진동인텐시티 해석에 관한 연구 등이 있다.

본 연구에서는 선박의 기본 부재인 보강판에 부가되어지는 집중 관성요소와 집중 강성요소가 직교보강판의 진동파워 흐름에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 assumed mode method를 이용한 모달해석(modal analysis) 기법을 적용하여 이들 요소가 부가된 직교보강판에 대한 진동응답 및 진동인텐시티 해석을 수행하였다. 이때, 구조부재의 내부손실과 국부감쇠 효과를 고려하여 판 구조물에서 소산되어지는 진동에너지 효과를 반영하였으며, 상대적으로 에너지 소산이 적은 음향방사효과는 무시하였다. 아울러, 집중 부가물의 크기 및 부착 위치에 따른 직교 보강판의 고유진동수, 최대 진동변위와 진동인텐시티 크기 및 진동에너지 흐름 경로 변화를 집중 부가물이 부착되지 않은 경우와 비교·고찰하였다.

2. 집중 부가물을 갖는 보강판의 진동해석

2.1 집중 부가물을 갖는 보강판의 고유 진동 해석

집중 부가물을 가지는 직사각형 보강판의 변위는 일반적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta(x, y, t) = \sum_m \sum_n A_{mn}(t) X_m(x) Y_n(y) \quad (1)$$

여기서, m, n 은 각각 판의 길이 및 폭 방향으로의 중첩모드수이며, X_m, Y_n 은 각각 판의 길이 및 폭 방향으로의 경계조건을 만족하는 진동파형 함수이고, $A_{mn}(t)$ 는 일반화 좌표(generalized coordinates)이다. 등방성 박판이론을 적용하고, 보강판을 판-보 조합체로 취급하는 보강재 효과 집중 모델링 방법을 이용하면 종량물과 같은 집중 관성요소, 기둥과 같은 집중 강성요소가 부가된 직교 보강판의 변형에너지 V_t 와 운동에너지 T_t 는 다음과 같이 산출할 수 있다 (Troitsky 1976).

$$\begin{aligned} V_t = & \frac{D}{2} \int_0^a \int_0^b \left[(\nabla^2 \eta)^2 - 2(1-\nu) \left\{ \frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} \frac{\partial^2 \eta}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 \eta}{\partial x \partial y} \right)^2 \right\} \right] dx dy \\ & + \frac{1}{2} \sum_i \int_0^a \int_0^b \left\{ EI_i \left(\frac{\partial^2 \eta(x_i, y, t)}{\partial x^2} \right)^2 + GJ_i \left(\frac{\partial^2 \eta(x_i, y, t)}{\partial x \partial y} \right)^2 \right\} dx \\ & + \frac{1}{2} \sum_j \int_0^b \int_0^a \left\{ EI_j \left(\frac{\partial^2 \eta(x, y_j, t)}{\partial y^2} \right)^2 + GJ_j \left(\frac{\partial^2 \eta(x, y_j, t)}{\partial x \partial y} \right)^2 \right\} dy \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^l k_i \eta^2(x_i, y_i, t) \\
 T_i = & \frac{\rho h}{2} \int_0^a \int_0^b \left(\frac{\partial \eta}{\partial t} \right)^2 dx dy \\
 & + \frac{\rho}{2} \sum_{i=1}^{nx} \int_0^a A_x \left(\frac{\partial \eta(x, y_i, t)}{\partial t} \right)^2 dx \\
 & + \frac{\rho}{2} \sum_{i=1}^{ny} \int_0^b A_y \left(\frac{\partial \eta(x_i, y, t)}{\partial t} \right)^2 dy \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{l_m} m_i \left(\frac{\partial \eta(x_{m_i}, y_{m_i}, t)}{\partial t} \right)^2 \tag{3}
 \end{aligned}$$

여기서,

- ρ : 재료 밀도
- h : 판 두께
- A : 보강재 한 개의 단면적
- E : 탄성계수(Young's modulus)
- $I = I_0 + \frac{She^2}{1-\nu^2}$
- I_0 : 조합중립축에 대한 보강재만의 단면 2차 모멘트
- S : 판 플렌지의 유효폭
- e : 판-보 조합 중립축으로부터 판두께 중앙까지의 거리
- GJ : 보강재의 비틀강성
- ν : 포와송비(Poisson's ratio)
- $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$: 평판의 단위 폭당 굽힘강성
- nx, ny : 각각 x, y 축에 평행한 보강재의 개수
- a, b : 각각 판의 길이 및 폭
- l_k, l_m : 각각 집중 강성요소와 집중관성요소의 개수
- k_i, m_i : 각각 집중 병진스프링과 집중 질량

상기의 에너지 산식을 외력이 작용하지 않는 비강쇠계에 대한 Lagrange 운동방정식

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_i}{\partial \dot{A}_{mn}} \right) - \frac{\partial T_i}{\partial A_{mn}} + \frac{\partial V_i}{\partial A_{mn}} = 0 \tag{4}$$

에 대입하고, 조화운동을 가정하면

$$[K]\{A(t)\} = \omega^2 [M]\{A(t)\} \tag{5}$$

와 같은 고유치문제가 도출되므로 보강판의 비강쇠 고유원진동수 ω_{mn} 와 일반좌표 $A_{mn}(t)$ 를 구할 수 있다. 따라서, ω_{mn} 과 $A_{mn}(t)$ 를 식(1)에 대입하고, 판의 좌표값을 대입하면 고유진동형을 결정할 수 있다.

2.2 국부감쇠와 내부감쇠를 갖는 보강판의 강제 진동응답

조화기진력이 가해진 부가물을 갖는 직사각형 보강판의 강제진동응답 $\eta(x, y, t)$ 는

$$\eta(x, y, t) = \tilde{\eta}(x, y, \omega) e^{j\omega t} \tag{6}$$

와 같이 나타낼 수 있다. 여기서, 공간좌표 및 주파수에 따라 달라지는 진폭 $\tilde{\eta}(x, y, \omega)$ 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tilde{\eta}(x, y, \omega) = \sum_m \sum_n \Phi_{mn}(x, y) \tilde{q}_{mn}(\omega) \tag{7}$$

여기서, Φ_{mn} 과 $\tilde{q}_{mn}(\omega)$ 는 각각 ($m \times n$) 모드에서의 정규모드와 모달좌표를 나타낸다.

보강판의 임의 위치 (x_F, y_F)에 조화 점기진력 $F e^{j\omega t}$ 이 작용하고, (x_d, y_d)위치에 임피던스 \tilde{z} 인 국부감쇠가 있는 경우에 모달좌표 $\tilde{q}_{mn}(\omega)$ 는 다음과 같이 산출된다.

$$\tilde{q}_{mn}(\omega) = \frac{F(\omega)\Phi_{mn}(x_F, y_F) + R(\omega)\Phi_{mn}(x_d, y_d)}{\omega_{mn}^2 - \omega^2} \tag{8}$$

여기서, 국부감쇠 임피던스 \tilde{z} 와 감쇠적용점에서의 변위 $\tilde{\eta}(x_d, y_d)$ 에 의존하는 힘 R 은

$$R = -j\omega \tilde{z} F \frac{\sum_m \sum_n \frac{\Phi_{mn}(x_F, y_F)\Phi_{mn}(x_d, y_d)}{\omega_{mn}^2 - \omega^2}}{1 + j\omega \tilde{z} \sum_m \sum_n \frac{\Phi_{mn}^2(x_d, y_d)}{\omega_{mn}^2 - \omega^2}} \tag{9}$$

와 같다. 한편, 구조부재의 내부손실 효과는 모달 손실계수(modal loss factor) ζ_d 를 이용하여 식(8)과 식(9)의 비강쇠 고유원진동수 ω_{mn}^2 을 $(1 + j\zeta_d)\omega_{mn}^2$ 로 치환하면 고려할 수 있다. 여기서, $j = \sqrt{-1}$ 이다.

3. 입력파워와 진동인텐시티 해석

3.1 입력파워

기진원에 의하여 구조물에 입력되는 순간 파워 $P_{in}(t)$ 는 외력 $F e^{j\omega t}$ 이 작용하는 지점에서의 속도 $\tilde{v}(x_F, y_F) e^{j\omega t}$ 로부터

$$P_{in}(t) = [Re\{F e^{j\omega t}\}] \cdot [Re\{\tilde{v}(x_F, y_F) e^{j\omega t}\}] \quad (10)$$

와 같다. 또한 F 와 \tilde{v} 는 복소량이므로 시간평균 입력파워 $\langle P_{in} \rangle$ 는

$$\langle P_{in} \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T P_{in}(t) dt = \frac{1}{2} Re\{F \tilde{v}^*\} \quad (11)$$

와 같이 구할 수 있다. 여기서, $\langle \rangle$ 는 시간평균을 나타내며, 상첨자 *는 공액복소수를 나타낸다.

3.2 진동인텐시티 해석

진동인텐시티는 구조물에 작용하는 내력과 이에 대응하는 진동속도와의 곱으로 정의된다. 따라서, 면외력이 작용하는 직사각형 보강판의 x 방향으로의 순간 진동인텐시티(instantaneous structural intensity) $I_x(x, y, t)$ 는 전단력 Q_x , 굽힘모멘트 M_x 및 비틀림모멘트 T_x 를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다(Pavic 1976).

$$I_x(x, y, t) = Q_x \frac{\partial \eta}{\partial t} + M_x \frac{\partial \theta_y}{\partial t} - T_x \frac{\partial \theta_x}{\partial t} \quad (12)$$

여기서,

$$\begin{aligned} Q_x &= D' \frac{\partial}{\partial x} \{ \nabla^2 \tilde{\eta}(x, y, \omega) \} e^{j\omega t} \\ M_x &= -D' \left\{ \frac{\partial^2 \tilde{\eta}(x, y, \omega)}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 \tilde{\eta}(x, y, \omega)}{\partial y^2} \right\} e^{j\omega t} \\ T_x &= D' (1 - \nu) \frac{\partial^2 \tilde{\eta}(x, y, \omega)}{\partial x \partial y} e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (13)$$

이고, $D' = D(1 + j\zeta_d)$ 이다. 동일한 방법으로 y 방향 진동인텐시티 성분을 정의하면 임의 점에서의 순간 진동인텐시티 벡터는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\vec{I} = \vec{I}(x, y, t) = I_x(x, y, t) \vec{i} + I_y(x, y, t) \vec{j} \quad (14)$$

여기서, \vec{i}, \vec{j} 는 각각 x 축 및 y 축 방향의 단위벡터이다.

한편, 식 (11)과 같은 방법을 적용하면, 주기 T 동안의 시간평균 진동인텐시티 $\langle I_x(x, y, \omega) \rangle$ 와 $\langle I_y(x, y, \omega) \rangle$ 는

$$\begin{aligned} \langle I_x(x, y, \omega) \rangle &= \frac{1}{T} \int_0^T I_x(x, y, t) dt \\ &= \frac{j\omega D'}{2} \left[\frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 \tilde{\eta}) \tilde{\eta}^* \right. \\ &\quad - \left(\frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial y^2} \right) \frac{\partial \tilde{\eta}^*}{\partial x} \\ &\quad \left. - (1 - \nu) \frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial x \partial y} \frac{\partial \tilde{\eta}^*}{\partial y} \right] \end{aligned} \quad (15)$$

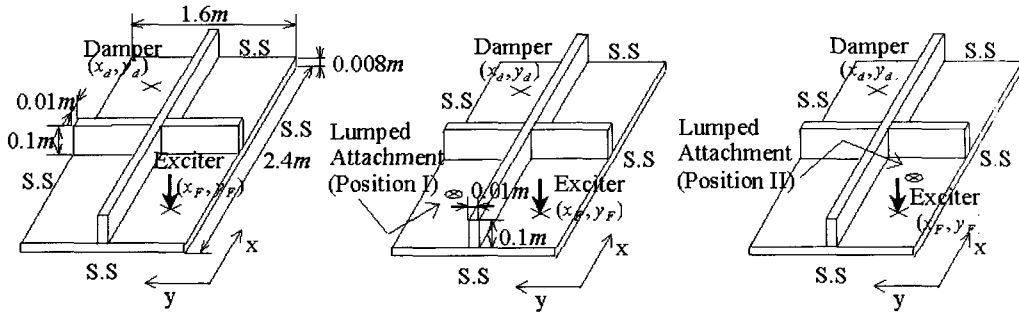
$$\begin{aligned} \langle I_y(x, y, \omega) \rangle &= \frac{1}{T} \int_0^T I_y(x, y, t) dt \\ &= \frac{j\omega D'}{2} \left[\frac{\partial}{\partial y} (\nabla^2 \tilde{\eta}) \tilde{\eta}^* \right. \\ &\quad - \left(\frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial x^2} \right) \frac{\partial \tilde{\eta}^*}{\partial y} \\ &\quad \left. - (1 - \nu) \frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial x \partial y} \frac{\partial \tilde{\eta}^*}{\partial x} \right] \end{aligned} \quad (16)$$

와 같이 표현할 수 있다. 상기 진동인텐시티 산식의 실수 부분은 진동에너지의 전달을 나타내는 성분으로서 액티브 인텐시티라 하며, 허수부분은 리액티브 인텐시티라고 한다.

4. 수치해석 결과 및 고찰

4.1 수치해석 대상물

집중 부가물의 크기 및 부착 위치가 보강판의 진동파워 흐름에 미치는 영향을 수치해석적으로 검토하기 위한 수치계산 대상물은 Fig. 1에 보인 바와 같이 국부 감쇠와 집중 부가물이 부착된 사변 단순지지 직교 보강판으로 하였다. 이때, 집중 부가물의 부착 위치는 가진점과 부착위치 사이에 보강재가 있는 경우(position I)와 없는 경우(position II)로 구분하였다. 수치해석에 사용된 재료의 물성치와 기진력 F , 국부감쇠의 임피던스 \tilde{z} 및 집중 부가물의 부착 위치는 Table 1에 나타내었다.



(a) Cross-stiffened plate (b) Cross-stiffened plate with lumped attachments(position I) (c) Cross-stiffened plate with lumped attachments(position II)

Fig. 1 Plates adopted for the structural intensity analysis

Table 1 Material properties, exciting force magnitude, point damping impedance and lumped attachments

Young's modulus	$2.1 \times 10^{11} N/m^2$	
Mass density	$7800 kg/m^3$	
Poisson's ratio	0.3	
Modal loss factor	0.001	
Exciting force	Magnitude	100N
	Position	(0.3m, 0.4m)
Damping impedance	Magnitude	50Ns/m
	Position	(2.0m, 1.2m)
Lumped attachments	Position I	(0.6m, 1.2m)
	Position II	(0.8m, 0.4m)

Table 2 Natural frequencies of the cross-stiffened plate with and without lumped attachments at position I [unit: Hz]

Mode	Cross-stiffened plate		Cross-stiffened plate with lumped attachments			
			$k_s = 10^{12} N/m$		$W_m/W_p = 2.0$	
	AMM ⁽¹⁾	FEM ⁽²⁾	AMM ⁽¹⁾	FEM ⁽²⁾	AMM ⁽¹⁾	FEM ⁽²⁾
1	46.951	46.520	46.956	46.741	7.604	7.544
2	46.965	46.891	48.685	48.359	46.956	46.741
3	49.993	49.624	54.206	53.926	48.689	48.363
4	56.421	56.189	76.366	76.096	54.219	53.940
5	79.692	79.556	90.334	89.208	76.432	76.166

1) AMM: Assumed mode method

2) FEM: Finite element method

4.2 고유진동해석

고유진동해석에 있어서 진동파형 $\eta(x, y, t)$ 은 경계조건이 사변단순지지임을 고려하여

$$\eta(x, y, t) = \sum_m \sum_n A_{mn}(t) \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (17)$$

로 설정하였다.

판의 길이 및 폭 방향으로의 중첩모드수를 각각 20개로 하였을 경우, 부가물이 부착되지 않은 직교보강판의 고유진동수와 Position I에 직교보강판의 질량 W_p 의 2배에 해당하는 집중 질량 W_m 이

부가된 경우 및 집중 스프링 k_s 가 $10^{12} N/m$ 이 부가된 경우의 고유진동수를 assumed mode method로 계산한 결과를 Table 2에 나타내었다. 이에 비교·검토 목적으로 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 이용한 해석결과도 함께 나타내었는데 최대 1.25%이내의 차이를 나타내어 양자간의 부합성이 매우 양호함을 알 수 있다.

한편, k_s 와 W_m/W_p 의 크기 및 부착위치 변화에 따른 고유진동수 해석 결과는 Fig. 2에 나타내었다. 이로부터, 집중 스프링은 상대적으로 고차모

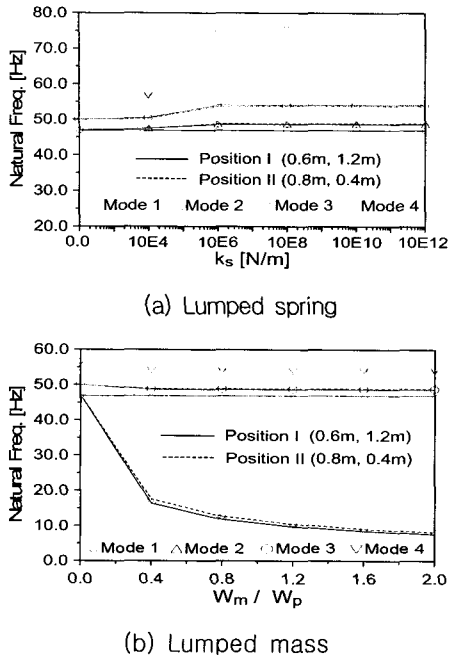


Fig. 2 Variation of natural frequencies of the cross-stiffened plate by the magnitude change of attached spring and mass

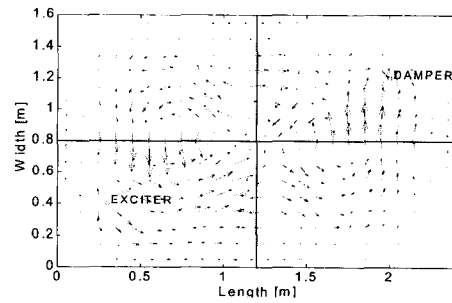
드 고유진동수 변화를 크게 유발하는 반면에 집중 질량의 경우에는 저차 고유진동수 변화를 크게 유발함을 알 수 있다. 또한, 집중 질량은 4차 모드 까지 부착위치에 따른 고유진동수 차이가 거의 없으나, 집중 스프링의 경우에는 k_s 가 $10^6 N/m$ 이상인 경우 부착 위치에 따라 4차 모드 고유진동수에서 6Hz 이상의 차이를 나타냄을 알 수 있다.

4.3 진동인텐시티 해석

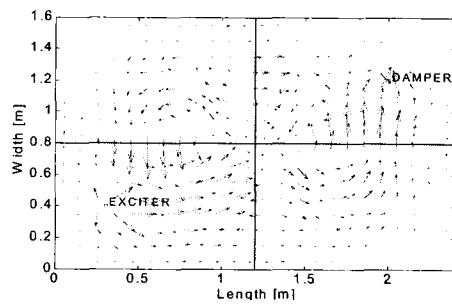
중첩모드수가 20×20 이고, 집중 부가물이 부착되지 않은 직교보강판의 1차 및 2차 고유진동수 f_1, f_2 에 해당하는 기진주파수에서의 진동인텐시티 해석결과를 Fig. 3에 나타내었다. 이로부터, 공진주파수에서는 직교보강판 전체에 매우 강한 진동에너지가 산재해 있음을 알 수 있다.

고유진동해석에서와 마찬가지로 방법으로 보강판에 부가된 집중 관성요소 및 강성요소의 크기 및 부착위치 변화시에 저차 3개의 고유진동수 f_1, f_2, f_3 에 해당하는 주파수에서의 강제진동 변

위해석과 진동인텐시티 해석을 수행하고 이들 경우에 대한 최대 진동변위의 크기 및 최대 진동인텐시티 크기 변화를 Fig. 4와 Fig. 5에 각각 나타내었다. 또한, 집중 스프링($k_s = 10^{12} N/m$)과 집중 질량($W_m / W_p = 2.0$)이 부착된 경우에 1차 및 2차 고유진동수에 해당하는 주파수 f_1, f_2 에서의 진동인텐시티 해석결과를 Fig. 6~Fig. 9에 나타내었다. 이로부터, 부가된 집중 질량 또는 집중 강성의 크기가 클수록 공진상태에서의 최대 진동변위 및 최대 진동인텐시티의 크기를 대체적으로 저감시킴을 알 수 있다. 또한, 부가물의 부착위치에 따라 진동인텐시티 양상이 다르게 나타나고, 기진위치에 근접한 Position II에 부가물을 부착한 경우가 진동응답 감소에 보다 효과적임을 알 수 있다. 아울러, 부가물로 인한 고유진동수 변



(a) $I_{max} = 252.486 \text{ W/m}, f_1 = 46.951 \text{ Hz}$



(b) $I_{max} = 217.931 \text{ W/m}, f_2 = 46.965 \text{ Hz}$

Fig. 3 Time-averaged structural intensity of the cross-stiffened plate without lumped attachment at 1st and 2nd mode

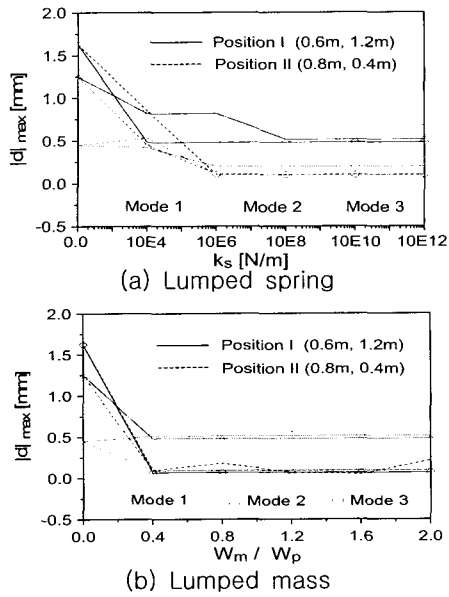


Fig. 4 Maximum vibratory displacement of the cross-stiffened plate with lumped attachments

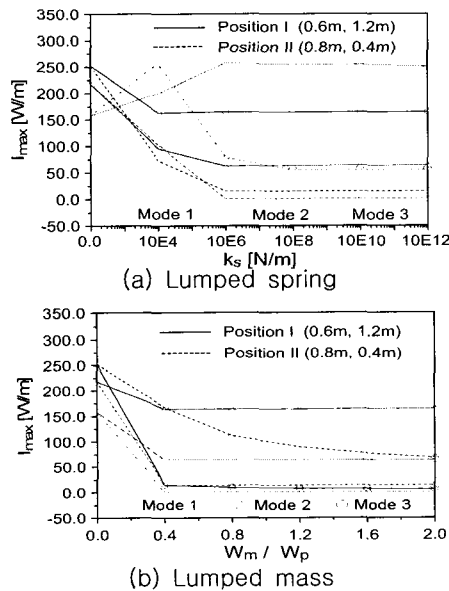
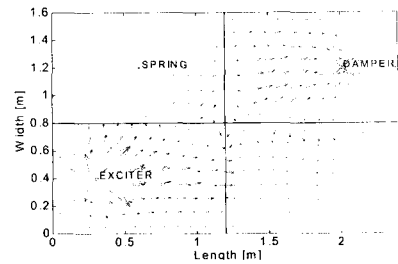
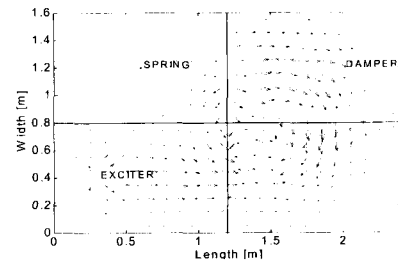


Fig. 5 Maximum time-averaged structural intensity of the cross-stiffened plate with lumped attachments

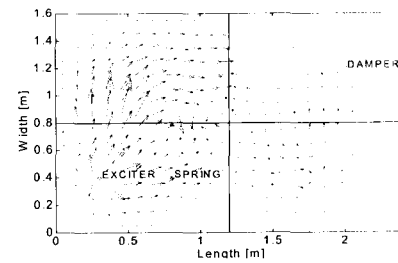


(a) $I_{max} = 163.875 \text{ W/m}$, $f_1 = 46.956 \text{ Hz}$

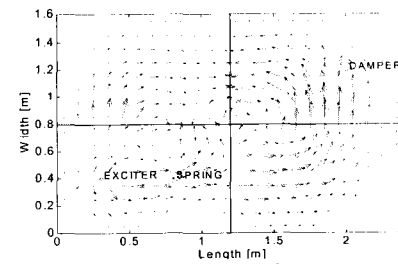


(b) $I_{max} = 63.466 \text{ W/m}$, $f_2 = 48.685 \text{ Hz}$

Fig. 6 Time-averaged structural intensity of the stiffened plate with lumped spring ($k_s = 10^{12} \text{ N/m}$) at position I



(a) $I_{max} = 14.635 \text{ W/m}$, $f_1 = 46.957 \text{ Hz}$



(b) $I_{max} = 0.842 \text{ W/m}$, $f_2 = 48.890 \text{ Hz}$

Fig. 7 Time-averaged structural intensity of the stiffened plate with lumped spring ($k_s = 10^{12} \text{ N/m}$) at position II

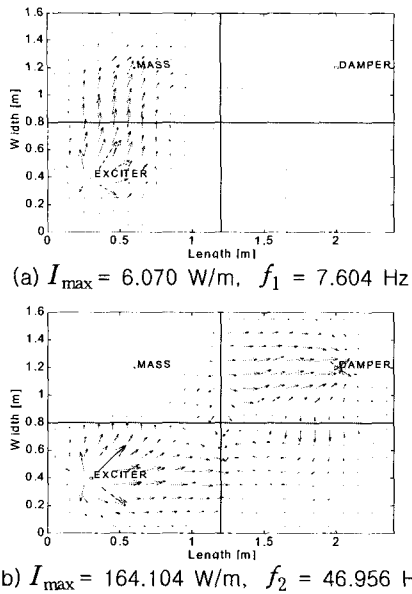


Fig. 8 Time-averaged structural intensity of the stiffened plate with lumped mass ($W_m/W_p = 2.0$) at position I

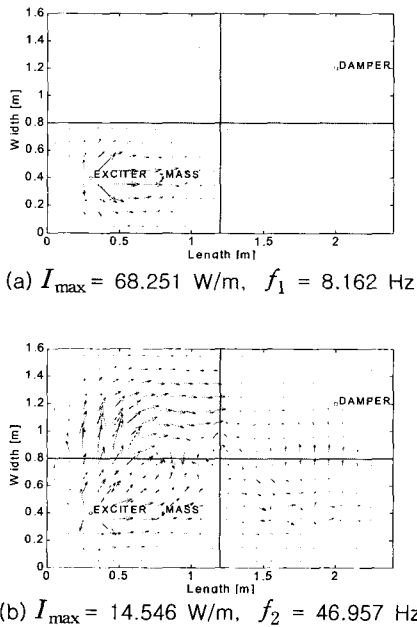


Fig. 9 Time-averaged structural intensity of the stiffened plate with lumped mass ($W_m/W_p = 2.0$) at position II

화가 적은 경우에도 공진상태에서의 진동인텐시티의 양상이 부가물이 없는 경우와 크게 달라짐을 확인할 수 있다.

기진주파수가 일정할 때 공진회피 또는 진동 응답 저감을 위하여 집중 부가물을 부가할 경우의 효과를 고찰하기 위하여 부가물이 없는 직교보강판의 1~3차 고유진동수인 46.951 Hz[Case I], 46.965 Hz[Case II], 49.993 Hz[Case III]에서 부가물이 부착된 보강판의 강제진동 응답해석과 진동인텐시티 해석을 수행하여 구한 최대 진동변위와 최대 진동인텐시티 결과를 Fig. 10과 Fig. 11에 나타내었다. 또한, Case I에 있어서 $k_s = 10^{12} \text{ N/m}$ 인 경우와 $W_m/W_p = 2$ 인 경우의 보강판 전체 진동인텐시티를 Fig. 12와 Fig. 13에 나타내었다. 이로부터, 기진주파수가 일정한 공진 상태에서 보강판에 집중 부가물을 부착하면 공진 회피 및 진동인텐시티 양상의 변화로 인해 보강판의 진동변위와 진동인텐시티의 크기를 효율적으로 저감시킬 수 있음을 알 수 있다. 한편, 부가물의 부착 위치에 따른 최대진동변위 저감효과는 기진주파수에 따라 달리 나타났으나 최대 진동인텐시티 저감효과는 대체적으로 기진위치에 가깝게 배치한 경우가 더욱 효과적이었다.

상기의 수치계산 결과로부터 보강판에 집중 부가물을 부가할 경우에 부가물의 크기 및 부착위치에 따라 진동변위와 진동인텐시티 상호간에 일정한 관계를 나타내지는 않았다. 따라서, 거주안락성 또는 구조물에 부착된 탑재장비의 성능보전 관점에서 구조물을 설계할 경우에는 진동변위 해석에 기초한 설계, 구조물의 피로파괴 방지 또는 인접 구조물에 전달되는 진동에너지의 크기 및 이의 경로 제어 관점에서 구조물을 설계할 경우에는 내력과 진동속도를 동시에 고려하는 진동인텐시티 해석에 기초한 설계가 합리적이라고 사료된다.

5. 결론

본 연구에서는 모달해석법을 이용하여 집중 관성요소와 집중 강성요소가 보강판의 진동인텐시티에 미치는 영향을 고찰하기 위한 일련의 수치해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

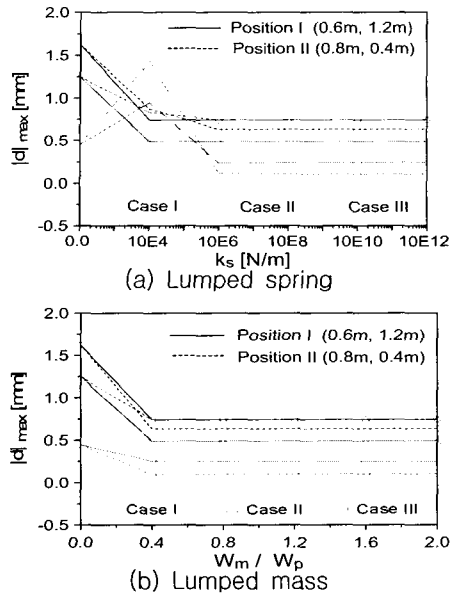


Fig. 10 Maximum vibratory displacement of the cross-stiffened plate with lumped attachments

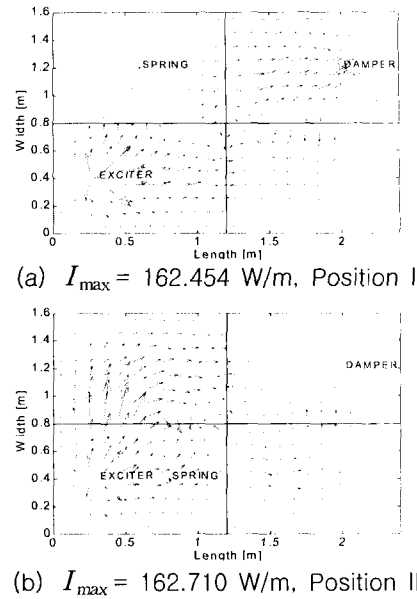


Fig. 12 Time-averaged structural intensity of the stiffened plate with lumped spring ($k_s = 10^{12}$ N/m) at 46.951 Hz

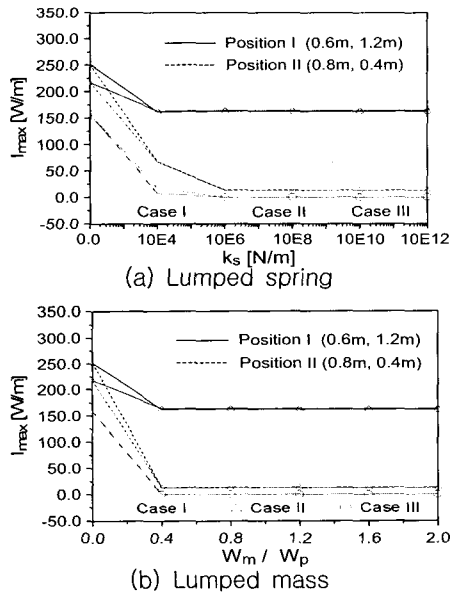


Fig. 11 Maximum time-averaged structural intensity of the cross-stiffened plate with lumped attachments

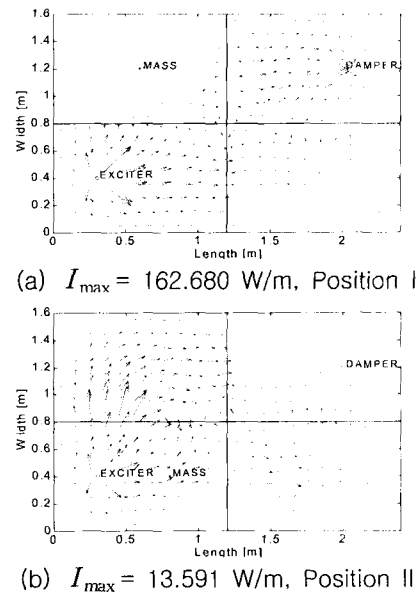


Fig. 13 Time-averaged structural intensity of the stiffened plate with lumped mass ($W_m / W_p = 2.0$) at 45.951 Hz

(1) 직교 보강판에 집중 관성 또는 강성 요소를 부가하면 이로 인한 보강판의 고유진동수 변화가 적은 경우에도 진동변위응답 및 진동인텐시티 분포 양상은 매우 달라진다.

(2) 기진력의 크기가 일정할 경우 보강판에 집중 관성요소 또는 집중 강성 요소를 부착하면 공진 및 비공진 주파수에서의 최대 진동인텐시티는 대체적으로 저감되었다. 아울러, 기진주파수 및 집중 부가물의 크기에 따라 차이는 있으나 대체적으로 집중부가물을 기진위치에 가깝게 배치한 경우가 최대 진동인텐시티 저감효과가 좋았다.

(3) 보강판에 집중 부가물을 부가할 경우에 부가물의 크기 및 부착위치에 따라 진동변위와 진동인텐시티 상호간에 일정한 관계를 나타내지는 않았다. 따라서, 거주안락성 또는 구조물에 부착된 탑재장비의 성능보전 관점에서의 구조물 설계시에는 진동변위 응답해석에 기초한 설계, 구조물의 피로파괴 방지 또는 인접 구조물에 전달되는 진동에너지 및 이의 경로 제어 관점에서의 구조물 설계는 내력과 진동속도를 동시에 고려하는 진동인텐시티 해석에 기초한 설계가 보다 합리적이라고 사료된다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 첨단조선공학연구센터의 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

- 김용조, 김양한, 1997, "평판 인텐시티 측정을 통한 근접장 음향인텐시티와 손실계수 측정법", 한국소음진동공학회지, 제7권 제4호, pp. 589-596.
- 이동환, 조대승, 2001, "유한요소법을 이용한 선체 국부 구조물의 진동인텐시티 해석", 대한조선학회 논문집, 제38권 제3호, pp. 62-73.
- 조대승, 김사수, 정상민, 1998, "Assumed Mode Method를 이용한 보강판의 진동인텐시티 해석", 대한조선학회 논문집, 35권 4호, pp. 76-86.

- Alfredsson, K.S., Josefson, B.L. and Wilson, M.A., 1996, "Use of the Energy Flow Concept in Vibration Design", Journal of AIAA, 34(6), pp. 1250-1255.
- Gavric, L. and Pavic, G., 1993, "A Finite Element Method for Computation of Structural Intensity by the Normal Mode Approach", Journal of Sound and Vibration, 164(1), pp. 29-43.
- Hambric, S.A., 1990, "Power Flow and Mechanical Intensity Calculations in Structural Finite Element Analysis", ASME Journal of Vibration and Acoustics, 112, pp. 542-549.
- ISO 6954, 2000, "Mechanical Vibration - Guidelines for the Measurement, Reporting and Evaluation of Vibration in Merchant Ships", ISO.
- Meirovitch, L., 1967, Analytical Methods in Vibrations, Macmillan Publishing Co.
- Noiseux, D.U., 1970, "Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plates", Journal of the Acoustical Society of America, 47(1), pp. 238-247.
- Pavic, G., 1976, "Measurement of Structure Borne Wave Intensity, Part I : Formulation of the Methods", Journal of Sound and Vibration, 49(2), pp. 221-230.
- Saijyou, K. and Yoshikawa, S., 1996, "Measurement of Structural and Acoustic Intensities Using Near-field Acoustical Holography", Journal of Applied Physics of Japan, 35, pp. 3167-3174.
- Troitsky, M.S., 1976, Stiffened Plates - Bending, Stability and Vibrations, Elsevier Scientific Publishing Co.
- Zhang, Y. and Mann III, J.A., 1996, "Measuring the Structural Intensity and the Force Distribution in Plates", Journal of the Acoustical Society of America, 99(1), pp. 345-353.

- Zhang, Y. and Mann III, J.A., 1996, "Examples of Using Structural Intensity and the Force Distribution to Study Vibrating Plates", *Journal of the Acoustical Society of America*, 99(1), pp. 354-361, 1996.



< 조 대 승 >



< 정 상 민 >



< 김 재 홍 >