

범용 유한요소해석 프로그램을 이용한 선박 진동인텐시티 해석 및 가시화 시스템

김병희*, 이명석**, 조대승†*

부산대학교 조선해양공학과*
한진중공업(주)**

An Analysis and Visualization System for Ship Structural Intensity Using a General Purpose FEA Program

Byung-Hee Kim*, Myung-Seok Yi** and Dae-Seung Cho†*

Dept. of Naval Architecture and Ocean Eng., Pusan National University*
Hanjin Heavy Industries & Construction Co., Ltd.**

Abstract

The structural intensity analysis, which calculates vibration energy flow from vibratory velocity and internal force of a structure, can give information on sources' power, dominant transmission path and sink of vibration energy. In this study, we present a system for structural intensity analysis and visualization to apply for anti-vibration design of ship structures. The system calculates structural intensity from the results of forced vibration analysis and visualize the intensity using a general purpose finite element analysis program MSC/Nastran and its pre- and post-processor program. To demonstrate the analysis and visualization capability of the presented system, we show and discuss the results of structural intensity analysis for a cross-stiffened plate and a 70,500 DWT crude oil tanker

※Keywords: Structural intensity(진동인텐시티), Finite element analysis(유한요소해석), 3-Dimensional visualization(3차원 가시화), Ship structure(선박 구조)

1. 서론

최근 선박 진동 관련 국제 규격의 강화 추세와

함께 선주들의 저진동 고품질 선박 건조 요구가 늘어나고 있다. 이에 각 조선사에서는 선급 및 관련 기관에서 제시하고 있는 진동응답 허용치를 초과하는 과도 응답을 예방하기 위해서 적지 않은 시간과 노력이 요구되는 유한요소법을 이용한 선박 강제진동 응답해석을 수행하고 있으나, 기 설계된 구조물의 진동 저감을 위한 설계변경이 요구

접수일: 2005년 4월 14일, 승인일: 2005년 8월 7일

† 주저자, E-mail: daecho@pusan.ac.kr

Tel: 051-510-2482

될 경우에는 고유진동 및 진동응답 정보만으로 합리적 설계 개선방향을 도출하기가 용이하지 않다.

한편, 구조물에 작용하는 내력과 이에 대응하는 속도의 곱으로 정의되는 진동인텐시티(structural intensity)를 파악하면 기진원으로부터 구조물에 입력되는 파워와 진동에너지 흐름의 지배적 경로 및 이의 소산 기구 등을 알 수 있으므로, 선박과 같은 구조물의 진동응답을 효율적으로 제어할 수 있는 설계 개선 방향을 도출하는 데 도움이 된다.

진동인텐시티에 관한 연구는 Noiseux(1970)가 계측을 통해 진동인텐시티를 구하는 방법을 처음으로 제시한 후 보와 파이프(Verheij 1980), 원통웰(Pavic 1990), 보강판(조대승 등 1998, 2003) 등의 비교적 간단한 1차원 및 2차원 구조물에 대한 해석 및 실험 연구결과가 소개되었다.

한편, 다양한 구조물에 적용 가능한 유한요소법을 이용한 연구로서는 Hambric(1990)이 범용 유한요소해석 프로그램인 MSC/Nastran으로 트러스 구조와 외팔 보강판, Alfredsson et al.(1996)이 SOLVIA를 이용하여 프레임 구조와 원통형의 구조물, 이동환과 조대승(2001)이 ANSYS를 이용하여 보강판 및 box-girder에 대한 진동인텐시티를 해석한 사례가 있다. 상기 유한요소법을 이용한 연구 결과들은 원리적으로 임의의 3차원 구조물에 적용 가능함에도 불구하고, 3차원 벡터에 해당하는 진동인텐시티 해석 결과의 효율적 가시화 방법이 정립되지 않아 선박과 같은 복잡한 3차원 구조물에 대한 진동인텐시티 해석 사례를 찾아보기 어렵다.

이에, 본 연구에서는 선박 및 해양구조물과 같이 복잡한 3차원 판 구조물의 효율적 진동인텐시티 해석과 결과 분석을 위하여 조선사에서 널리 활용하고 있는 범용 유한요소 해석 프로그램인 MSC/Nastran의 강제진동응답 해석 결과를 바탕으로 진동인텐시티 해석을 수행할 수 있는 프로그램을 개발하고, 그 결과를 MSC/Patran을 이용하여 해석 대상 유한요소 모델상에 가시화하는 시스템을 정립하였다.

개발된 시스템의 타당성과 정확도는 직교 보강판에 대한 진동인텐시티 해석을 수행하여 비교검토하였다. 또한, 실제 선박에 대한 적용 가능성을

예시하고자 70,500 DWT 원유운반선에 상부구조 고유진동수와 동일한 주파수를 갖는 단위 기진력이 프로펠러 표면전달력 작용 위치에 가해진 경우의 진동인텐시티 해석 결과를 제시하였다.

2. 유한요소법에 의한 진동인텐시티 해석

선박과 같은 3차원 구조물의 기본 부재인 판 요소에 작용하는 변위 및 내력에 대한 부호 정의를 Fig. 1에 나타내었다.

정상 상태 순간 진동인텐시티 $\vec{K}(x, y, \theta)$ 는 판 요소에 작용하는 내력과 이에 대응하는 속도와 곱에 의해 다음과 같이 정의된다(Hambric 1990).

$$\vec{K}(x, y, \theta) = I_x(x, y, \theta) \vec{i} + I_y(x, y, \theta) \vec{j} \quad (1)$$

여기서,

$$I_x(x, y, \theta) = N_x \dot{u} + N_{xy} \dot{v} + Q_x \dot{w} - M_x \dot{\theta}_y + T_x \dot{\theta}_x$$

$$I_y(x, y, \theta) = N_y \dot{v} + N_{xy} \dot{u} + Q_y \dot{w} + M_y \dot{\theta}_x - T_y \dot{\theta}_y$$

u, v, w : 병진 변위, θ_x, θ_y : 회전 각변위

N_x, N_y : 면내 축력, N_{xy}, N_{yx} : 면내 전단력

Q_x, Q_y : 면외 전단력, M_x, M_y : 굽힘 모멘트

T_x, T_y : 비틀 모멘트

이고, ω 는 원진동수, 상첨자 $\dot{}$ 는 시간미분을 나타내며, \vec{i} 와 \vec{j} 는 각각 x 축 및 y 축 방향의 단위벡터이다. 한편, 주기 동안의 시간 평균 진동인텐시티 $\langle I_x(x, y, \omega) \rangle$ 와 $\langle I_y(x, y, \omega) \rangle$ 는 다음과 같다.

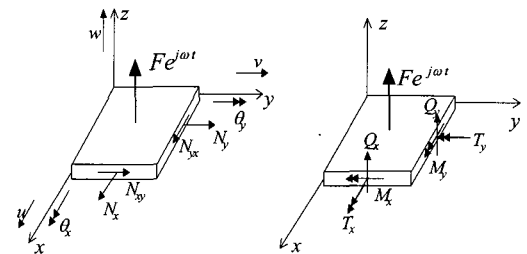


Fig. 1 Forces, moments and displacements in the two dimensional element

$$\begin{aligned} \langle I_x(x, y, \omega) \rangle &= \frac{1}{\tau} \int_0^\tau I_x(x, y, t) dt \\ &= \frac{j\omega}{2} (N_x u^* + N_{xy} v^* + Q_x w^* - M_x \theta_y^* + T_x \theta_x^*) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \langle I_y(x, y, \omega) \rangle &= \frac{1}{\tau} \int_0^\tau I_y(x, y, t) dt \\ &= \frac{j\omega}{2} (N_y v^* + N_{xy} u^* + Q_y w^* + M_y \theta_x^* - T_y \theta_y^*) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, $j = \sqrt{-1}$ 이고, 상첨자 *는 공액복소수를 나타낸다. 본 연구에서는 상기 방법을 토대로 조선사에서 널리 활용하고 있는 범용 유한요소해석 프로그램인 MSC/Nastran을 이용한 강제진동응답 해석시 진동응답은 물론 요소에 작용하는 내력을 출력토록 하고, 그 결과를 이용하여 진동인텐시티를 산정하는 프로그램을 작성하였다.

한편, MSC/Nastran에서는 내력을 각 유한요소 국부 좌표계(local coordinate system), 절점 진동 응답을 전체 좌표계(global coordinate system)로 출력한다. 이에 본 연구에서는 진동응답을 요소 국부좌표계로 변환한 후 각 유한요소 중심 위치에서의 진동인텐시티를 산정하도록 하였다.

3. 진동인텐시티 해석 결과 가시화

본 연구에서는 진동인텐시티 해석 결과 가시화를 범용 유한요소해석 전후처리 프로그램인 MSC/Patran을 이용하여 구현하였다. 상기 프로그램은 외부 자료 가시화를 위하여 다음과 같은 세 가지 파일 양식을 제공하고 있다.

- 요소 결과 파일(Element results file)
- 절점 결과 파일(Nodal results file)
- 변위 결과 파일(Displacement results file)

상기 양식 중 진동인텐시티 해석 결과의 3차원 가시화는 요소 결과 파일 양식을 활용하였다. 상기 파일의 자료 형식은 Fig. 2에 예시한 바와 같이 제목, 부제목, 해당 요소에서의 벡터 결과 값 등으로 구성되며, 이에 포함된 자료의 형식, 좌표계 등의 속성은 Fig. 3에 예시한 template 파일에 의해 정의되어야 한다.

본 연구에서는 진동인텐시티 해석 및 결과 분석

의 편의성을 제고하고자 MSC/Patran의 PCL (Patran Command Language) 기능을 이용하여 MSC/Patran 상에서 자체 개발한 진동인텐시티 해석 프로그램을 실행할 수 있는 명령어를 추가하였다. 또한, 결과 가시화를 위한 요소 결과 파일과 template 파일은 진동인텐시티 해석 과정에서 자동으로 생성되도록 하였다. 한편, 해석 결과는 MSC/Patran에서 제공하는 명령어를 이용하여 벡터, 등고선, 색상 맵핑 등의 다양한 방법으로 가시화하여 나타낼 수 있다.

이상의 내용을 바탕으로 본 연구에서 적용한 진동인텐시티 해석 및 가시화 절차를 Fig. 4에 나타내었다.

```
Intensity //title
3
Plate //sub title 1
Intensity //sub title 2
6271 4 //element id, type
-.496E-04 .248E-03 .000E+00 //vector result
```

Fig. 2 Sample of the element results file

```
KEYLOC = 0
TYPE = vector
COLUMN = 1, 2, 3
PRI = Sample
SEC = Intensity
CTYPE = elem
TYPE = END
```

Fig. 3 Sample of the template file

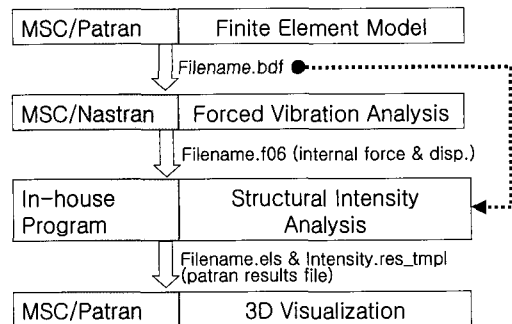


Fig. 4 Procedure for the structural intensity analysis and its visualization

4. 수치해석 및 가시화 예

4.1 직교 보강판

유한요소법을 이용한 진동인텐시티 해석 정확도를 고찰하고자 Fig. 5에 보인 바와 같이 국부 감쇠기를 갖는 사변 단순지지 직사각형 직교 보강판에 대한 수치해석을 수행하였다. 해석 대상 구조물의 특성치는 Table 1에 나타내었으며, 가진점의 좌표는 (0.3 m, 0.4 m)이고, 국부 감쇠기의 좌표는 (2.0 m, 1.2 m)이다.

Fig. 6에는 상기 직교 보강판을 100 Hz로 가진한 경우의 진동인텐시티 해석결과를 나타내었다. 이에는 비교검토 목적으로 고전적 근사해법인 진동파형 가정방법에 의한 결과(조대승 등 1998)도 함께 나타내었는데, 양자간의 결과가 잘 일치함을 확인할 수 있다.

4.2 70,500 DWT 원유 운반선

본 연구에서 제시한 진동인텐시티 해석 및 가시화 시스템의 선박 전선 구조에 대한 적용 가능성을 확인하고자 70,500 DWT 원유 운반선의 만재 하중 조건에 대한 진동인텐시티 해석을 수행하였다. 수치해석 대상선박에 대한 주요 요목과 하중 조건은 Table 2에 나타내었다.

상기 원유 운반선의 상부구조 고유진동수인 8.469 Hz에서의 고유진동형을 Fig. 7에 나타내었다. 또한, 상기와 동일한 주파수를 갖는 1,000 N의 기진력이 프로펠러 상방 선체 하부 구조에 가해진 경우의 진동인텐시티 해석 결과를 Fig. 8에 나타내었다.

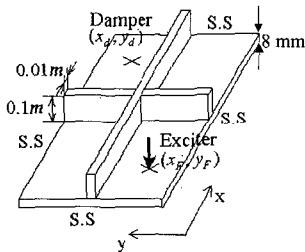
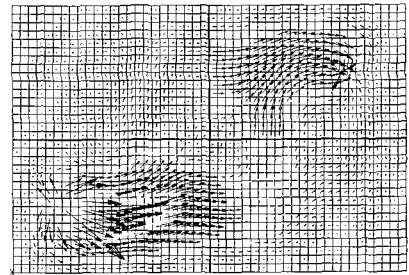


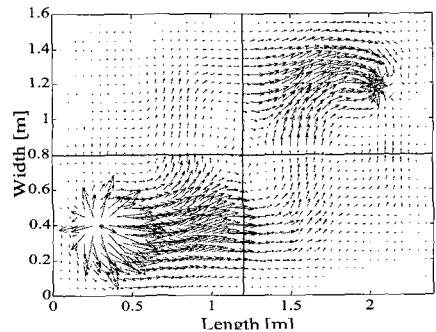
Fig. 5 Cross-stiffened plate

Table 1 Material properties, exciting force and point damping impedance

Young's modulus	$2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
Mass density	7800 kg/m^3
Poisson's ratio	0.3
Modal loss factor	0.001
Exciting force	100 N
Damping impedance	$50 \text{ N}\cdot\text{s/m}$



(a) MSC/Nastran: Presented



(b) Assumed mode method

Fig. 6 Time averaged structural intensity of the cross-stiffened plate at 100 Hz

이로부터 상기 기진원에 의한 진동에너지의 지배적 전달 경로는 선미부의 경우 상대적으로 강성이 강한 기관실 2중저 구조를 포함한 하부구조이고, 선체 중앙부에서는 중앙 중 격벽임을 확인할 수 있다(Fig. 8-b, -c, -d). 또한, 선체 상부구조 진동에너지의 대부분은 선미 조타실(stearing gear room) 부분의 외판과 상갑판 및 연돌 구조를 거쳐 전달됨을 확인할 수 있다(Fig. 8-b, -d, -e).

Table 2 Main particulars and loading condition of the crude oil tanker

Length O.A.	abt. 228.00 <i>m</i>
Length B.P.	219.00 <i>m</i>
Breadth mid.	32.24 <i>m</i>
Draft scant.	13.80 <i>m</i>
Displacement	84,505.9 <i>tn</i>
M/E Type	HSD-MAN B&W 6S60MC
MCR	16,680 BHP × 105.00 RPM
No. of propeller blades	4 EA

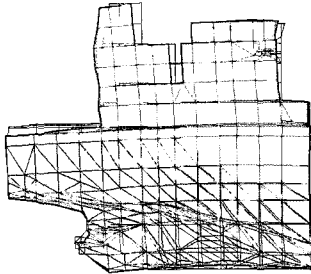


Fig. 7 Mode shape of the coupled vertical-longitudinal vibration (8.469 Hz)

5. 결론

본 연구에서는 범용 유한요소 해석 및 전·후 처리 프로그램인 MSC/Nastran과 MSC/Patran을 이용한 선박 진동인텐시티 해석과 가시화 시스템을 개발하고, 이의 정확도와 유용성은 일련의 수치해석을 수행하여 확인하였다. 따라서 본 연구에서 개발한 진동인텐시티 해석 및 가시화 시스템은 선박과 해양 구조물과 같은 보강판 구조를 기본 부재로 하는 복잡한 대형 구조물의 진동에너지 전달 현상 규명에 유용하게 활용될 수 있다고 판단된다.

한편, 저진동 선박 구조 설계에 진동인텐시티 해석 기술을 응용하기 위해선 다양한 선박 국부 구조에 대한 진동에너지 전달 특성 규명과 함께 지배적 전달 경로 제어 및 효율적 진동에너지 소산에 관한 연구가 필요하다고 판단한다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 첨단조선공학연구센터와 대우조선해양(주) 및 삼성중공업(주)의 지원으로 수행되었으며, 도움을 주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 이동환, 조대승, 2001, "유한요소법을 이용한 선체 국부 구조물의 진동인텐시티 해석," 대한조선학회 논문집, 제 38권, 제 3호, pp. 62-73.
- 조대승, 김사수, 정상민, 1998, "Assumed Mode Method를 이용한 보강판의 진동인텐시티 해석," 대한조선학회 논문집, 제 35권, 제 4호, pp. 76-86.
- 조대승, 정상민, 김재홍, 2003, "집중부가물이 보강판의 진동파워 흐름에 미치는 영향에 대한 수치 해석적 고찰," 대한조선학회 논문집, 제 40권, 제 1호, pp. 36-46.
- Alfredsson, K.S., Josefson, B.L. and Wilson, M.A., 1996, "Use of the energy flow concept in vibration design," Journal of AIAA, Vol. 34, No. 6, pp. 1250-1255.
- Hambric, S.A., 1990, "Power flow and mechanical intensity calculations in structural finite element analysis," Journal of Vibration and Acoustics ASME, 112, pp. 542-549.
- Noiseux, D.U., 1970, "Measurement of power flow in uniform beams and plates," Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 47, No. 1, pp. 238-247.
- Pavic, G., 1990, "Vibrational energy flow in elastic circular cylindrical shells," Journal of Sound and Vibration, Vol. 142, No. 2, pp. 293-310.
- Verheij, J.W., 1980, "Cross spectral density methods for measuring structure borne power flow on beams and pipes," Journal of Sound and Vibration, Vol. 70, No. 1, pp. 133-139.

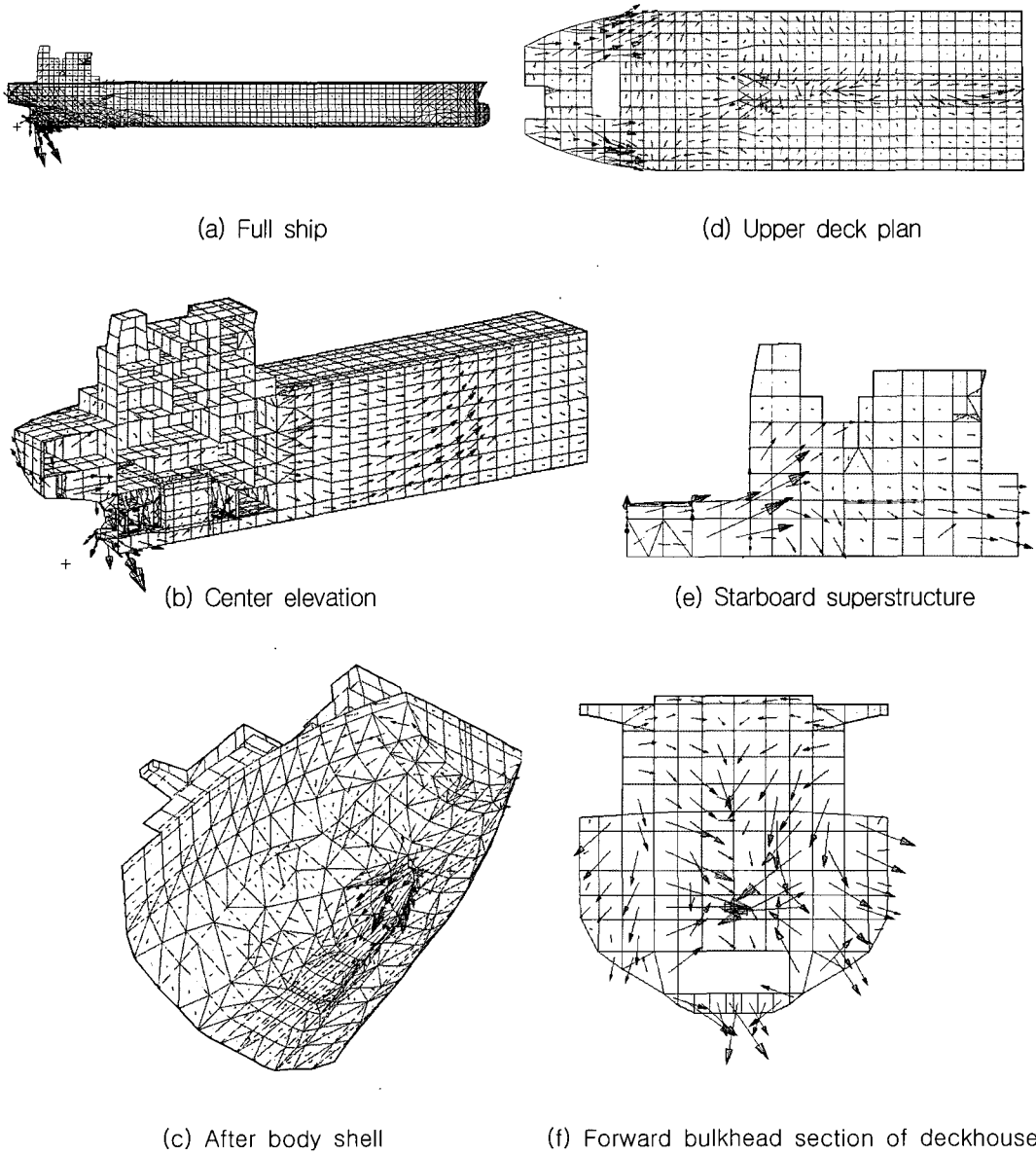


Fig. 8 Time averaged structural intensity of the crude oil tanker excited at 8.469 Hz



< 김 병 회 >



< 이 명 석 >



< 조 대 승 >