

고유진동수의 간이 추정식을 이용한 보강판 구조물의 동특성의 최적변경에 관한 연구

박 성 현* · 남 정 길**

A Study on Optimum Modification of Dynamic Characteristics of Stiffened Plate Using Simplified Equation of Natural Frequency

S-H Park* · J-G Nam**

Key words : Stiffened plate structure(보강판구조물), Main vibrational mode(주요진동모우드), Simplified equation(간이추정식), Sensitivity analysis method(감도해석법), Optimum suructural modification (최적구조변경법)

Abstract

There is a purpose of this study for the proposal of the optimum technique utilized for the vibration design initial step. The stiffened plate structure for the ship hull is made for analysis model. To begin with, dynamic characteristics of stiffened plate structure is analyzed using FEM. Main vibrational mode of the structure is decided in the analytical result of FEM.

The simplified equation on the natural frequency of the main vibrational mode is induced. Next, sensitivity analysis is carried out using the simplified equation, and rate of change of dynamic characteristics is calculated. Then, amount of design variable is calculated using this sensitivity value and optimum structural modification method.

The change of natural frequency is made to be an objective function. Thickness of panel, cross section moment of stiffener and girder become a design variable. The validity of the optimization method using simplified equation is examined. It is shown that the result effective in the optimum modification for natural frequency of the stiffened plate structure.

1. 서 론

최근, 선박, 해양구조물, 항공기, 자동차 등의 설계 자동화에 관한 많은 연구가 진행되고 있으며, 많은 분야에서 최적설계의 실용화가 요망되고 있

다. 특히 정적인 문제에 관한 최적 설계^{[1][2]} 분야는 이미 실용화 단계에 도달해 있다고 볼 수 있다.

한편 대형화, 경량화, 고속화의 추세에 있는 구조물에 동적 특성을 고려한 동적 최적 설계 시스템의 개발과 실용화의 필요성이 높아지고 있다^[3].

* 목포해양대학교 해상운송시스템학부
** 목포해양대학교 기관공학부

선박, 항공기, 자동차 등은 경량화가 성능 향상에 직결되기 때문에 재료비, 소형화 등을 고려할 경우, 경량화를 위한 설계가 설계자의 목표가 되는 경우가 많다. 그러나 경량화만을 위한 설계는 구조의 강도부족과 진동문제가 발생하게 된다. 구조물의 경량화 설계와 방진 설계라는 서로 상반된 양자를 얼마나 조화 있게 설계할 것인가가 동적 최적설계의 중요한 문제가 된다.

구조물의 동적 특성에 대한 최적 구조변경의 문제는 설계변수와 구조물의 거동에 관한 많은 제약조건 속에서 목적함수를 만족하는 설계변수를 결정하는 것으로 선박이나 해양 구조물과 같이 대형이며 복잡한 구조물의 동적 최적화 문제에는 설계변수와 제약조건의 증대에 따라 구조물 해석과 최적화 계산에 걸리는 시간과 용량 등의 문제가 대두된다^{[4][6]}.

또한 프로펠러 기진력, 엔진 기진력과 같은 주기적인 외력을 받는 선박이나 해양 구조물 등의 설계에 있어서는 진동, 소음 발생이 문제가 되는 경우가 많으므로 기진 외력과 구조물의 고유진동수와의 공진을 피하게 하는 동적 최적설계가 필요하다^{[6][7]}.

선체 구조의 가장 기본이 되는 골재로는 수밀을 위한 갑판, 측외판, 선저판등의 외판과 강도를 보강하기 위한 프레임(Frame)과 빔(Beam) 등의 보강재가 있다. 즉, 선체구조는 보강재와 판으로 이루어진 보강판 구조물의 조합으로 구성되어 있다고 볼 수 있다. 선체 구조에 많이 이용되고 있는 보강판 구조물의 설계에 있어서 보강재의 배치, 단면형상 등을 결정하는 것은 매우 중요하다.

본 연구에서는 선체 구조의 기초 구조라고도 말할 수 있을 정도로 선체 구조에 많이 이용되고 있는 보강판 구조물을 해석 모델로 하여, 보강재의 배치와 보강재의 단면형상에 따른 보강판 구조물의 동특성을 조사하고, 그 동특성을 목표치 만큼 변경하는 최적변경법에 대하여 검토하였다.

보강판 구조물의 초기 진동 설계에 이용할 목적으로 주요 진동 모드에 대한 간이 추정식을 유도한다. 유도된 주요 진동 모드의 간이 추정식을 이용하여 보강판 구조물의 동특성을 목표치만큼 변경하기 위해서는 보강판의 두께는 얼마로 할 것인가 보강재의 강도는 어느 정도의 것을 설치 할 것인가, 어떠한 단면 형상을 가진 보강재를 설치

할 것인가, 등의 동적 최적 구조변경문제에 대하여 검토하였다.

주요 진동모드에 대한 간이 추정식을 이용하여 진동수 해석과 감도해석을 하였으며, 최적변경에는 최소자승법을 이용한 최적변경법을 적용하였다^[8].

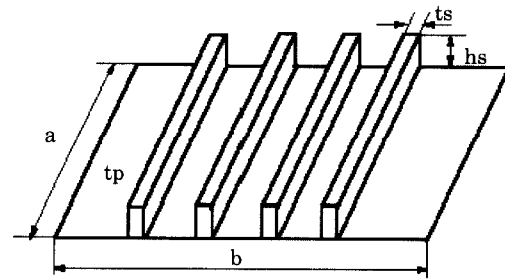
간이 추정식을 이용한 최적화 해석 결과와 유한요소법(이하 FEM)을 이용한 해석 결과를 비교하여 간이 추정식을 이용한 최적구조변경법의 유효성에 대하여 검토하였다.

2. 보강판 구조물의 동특성해석

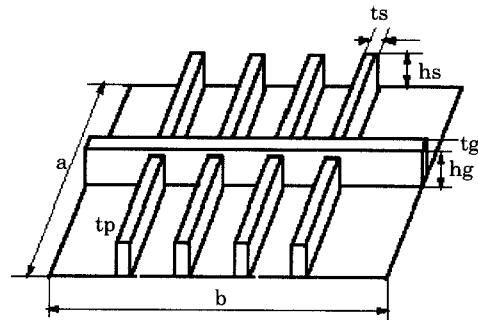
2.1 해석 보강판 모델

본 연구에서는 Fig.1과 같은 보강판 구조물을 해석 모델로 채택하였다.

폭a, 길이b, 두께tp를 가지는 판에 두께ts, 높이tg의 플레이트 바 형식(Flat-Bar Type)의 보강재가



<Type I Model>



<Type II Model>

Fig.1 Type I & Type II stiffened model for analysis.

등간 격으로 설치되어 있는 보강판 구조물을 Type I 모델, Type I 모델에 두께 tg , 높이 hg 의 가더(Girder)가 1개 설치되어 있는 것을 Type II 모델이라 한다.

선박이나 해양 구조물과 같이 대형이며 복잡한 구조물의 동적 최적화 문제에는 설계변수와 제약 조건의 증대에 따라 구조물 해석과 최적화 계산에 걸리는 시간과 용량 등의 문제가 대두된다. 구조물의 동특성 해석과 감도해석에 걸리는 시간과 용량을 줄이기 위해서 Fig.1과 같은 입체 보강판 구조물을 Fig.2와 같이 보강재를 빔(Beam) 요소로 치환하여 평면 구조로 모델링하였다.

해석 보강판 모델의 제원은 일본해사협회의 강선 규칙¹⁰⁾에 의하여 정하였으며, 그 제원은 Type I 모델은 Table1 (a), Type II 모델은 Table1 (b)에

Table 1(a) Dimension of stiffened plate Type I model.

Model	NR45 NR45B	NR510 NR510B	NR615 NR615	NR720 NR720B
a (m)	3.0			
b (m)	4.2			
N	4	5	6	7
R (hs/ts)	5	10	15	20
S (m)	0.840	0.700	0.525	0.525
tp (mm)	9.2	8.3	7.6	7.1
ts (mm)	33.5	19.9	14.4	11.4
hs (mm)	167.5	199.0	216.0	228.0
Is (m ⁴)	3.3723E-5	3.5682E-5	3.4229E-5	3.2681E-5
W (kgf)	1440.39	1288.90	1192.73	1132.18

Table 1(b) Dimension of stiffened plate Type II model.

Model	N4G N4GB	N5G N5GB	N6G N6GB
a (m)	3.0		
b (m)	4.2		
N	4	5	6
tp (m)	9.2	8.3	7.6
As (m ²)	2.2472E-3	1.5876E-3	102696E-3
Is (m ⁴)	7.2727E-6	7.4123E-6	7.1735E-6
Ag (m ²)	1.6018E-2	1.2745E-2	1.1098E-2
Ig (m ⁴)	2.1047E-4	2.7564E-4	2.6219E-4
W (kgf)	16651.87	1429.91	1298.65

나타낸다.

Table 1에서 N은 보강판에 설치하는 보강재의 수, R은 보강재의 두께와 깊이의 비 hs/ts 이고, tp 는 보강재 사이의 판의 두께, Is 는 보강재를 빔 요소로 평면 모델링 하였을 때의 보강재의 단면2차 모멘트, Ig 는 가더(Girder)를 빔 요소로 평면 모델링 하였을 때의 가더의 단면2차 모멘트, W는 보강판의 총중량을 각각 나타내고 있다.

Type I 모델에서 보강재의 수 $N=4$, 보강재의 두께와 길이 비 $R=5$ 인 입체 모델을 NR45 모델, 보강재를 빔 요소로 치환한 평판 요소를 NR45B 모델, $N=5$, $R=10$ 인 모델을 NR510, NR510B, $N=6$, $R=15$ 인 모델을 NR615, NR615B, $N=7$, $R=20$ 인 모델을 NR720, NR720B 모델이라 하였다.

Type II 모델에서는 보강재수 N이 4인 입체 모델을 N4G, 평면 모델을 N4GB, N이 5인 모델을 N5G, N5GB, N이 6인 모델을 N6G, N6GB라고 하였다.

Table 1에 의하여 보강재의 수가 증가하면 판의 두께가 얇게 되어 중량이 감소하고, 보강재의 비 R이 커지면 보강재의 단면적이 적어져서 보강재의 중량이 감소한다. 따라서 보강재의 수가 많아지고 R이 커질수록 보강판의 총중량은 감소함을 알 수 있다.

2.2 FEM에 의한 보강판 구조물의 동특성 해석

보강판 구조물이 어떠한 동특성을 가지고 있는가를 파악하기 위하여 Fig.1의 입체 보강판 구조물과 Fig.2의 평면 보강판 구조물을 해석 모델로 하여 유한요소법으로 보강판 구조물의 동특성을 해

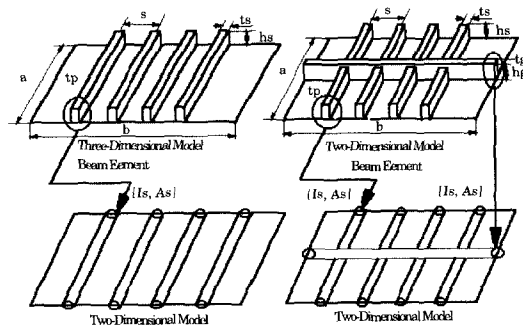


Fig.2(a) Two dimension model for analysis.

석하였다.

Fig.3은 평면 모델의 고유치 해석결과의 고유진동수를 나타내고 있다.

FEM해석에 있어서 보강판의 사변은 단순지지 경계조건을 주었으며, 보강재는 횡방향과 길이방향의 회전을 구속하고 나머지는 자유의 경계조건을 주어서 해석하였다.

고유 진동 모우드는 여러 개의 모델 중에서 N이 4인 경우를 대표적으로 발췌하여 Fig.4와 Fig.5에 나타내었다. Fig.4는 입체 모델인 Type I NR45 모델의 1차부터 6차까지의 고유 모우드를 나타내며, Fig.5는 평면 모델인 NR45B 모델의 1차~6차의 고유 모우드를 각각 나타내고 있다.

Fig.6(a)은 NR45B 모델의 고유진동수와 Fig.6(b)은 횡방향($m=x$ 방향, Fig.1에서 b방향)과 종방향($n=y$ 방향, Fig.1에서 a방향)의 파수에 의한 고유진동수의 분포를 나타낸다.

Fig.7(a)과(b)는 NR45 모델과 NR45B 모델의 고유 진동모우드 중에서 중요한 주요 진동모우드를 나타내고 있다.

Type I 모델의 진동 모우드들은 보강재 사이의 판(Panel)의 진동과 보강재의 진동으로 이루어져 있다. 그러므로 주요 진동 모우드로는 보강재 사이의 판이 진동하는 $(N+1,1)$ 모우드와 보강재가 진동하는 $(1,1)$ 모우드를 채택하였다.

$(N+1,1)$ 모우드는 횡방향의 파의 수 $N+1(N=보강재의 수)$, 종 방향의 파의 수 1을 가진 모우드들의 미하며, $(1,1)$ 모우드는 종 · 횡방향의 파가 모두 1인

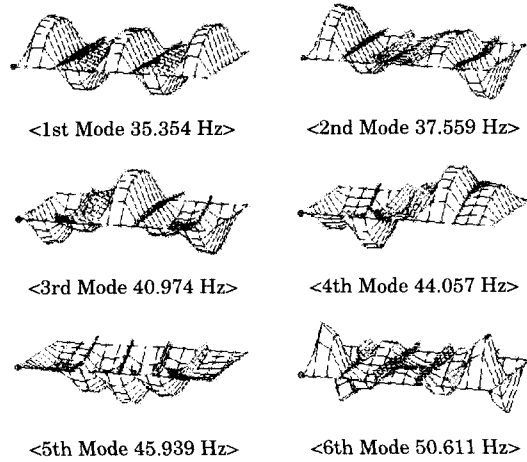


Fig.4 Natural Mode of Type I NR45 model.

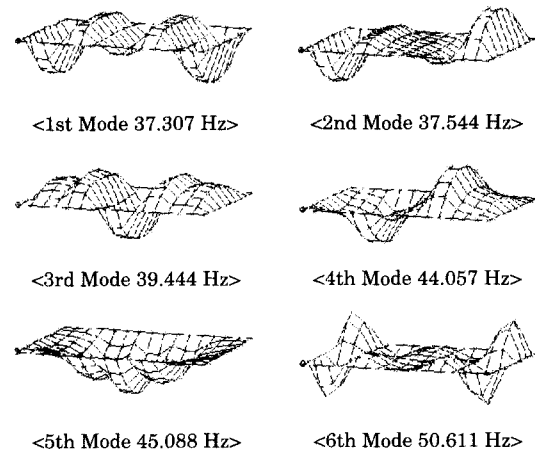


Fig.5 Natural Mode of Type I NR45B model.

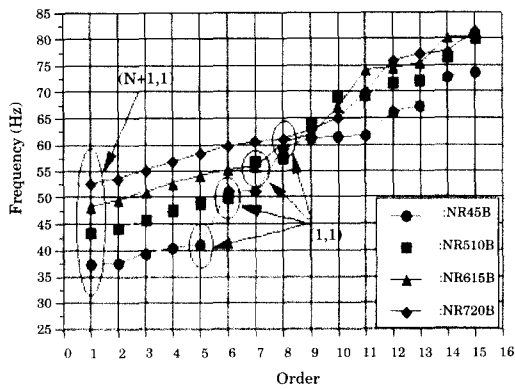


Fig.3 Natural frequency of Type I model.

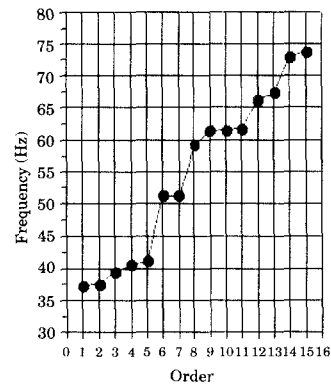


Fig.6(a) Natural frequency of Type I NR45B model

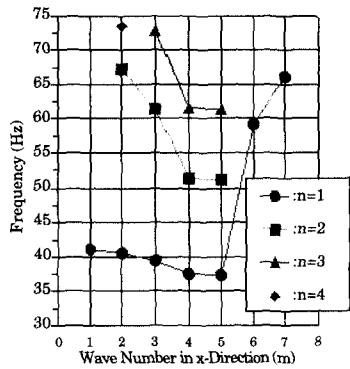


Fig.6(a) Distribution of natural frequency of Type I NR45B model.

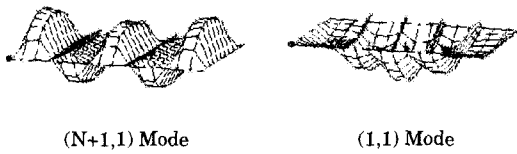


Fig.7(a) Main vibration mode Type I NR45 model.

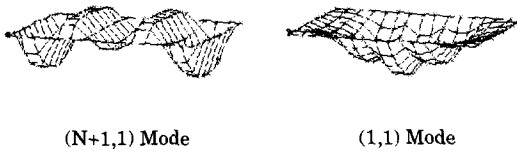


Fig.7(b) Main vibration mode Type I NR45B model.

모우드를 의미한다.

Fig.8은 Type II의 입체모델과 평면모델의 고유진동수의 비교를 나타내고 있다.

Type II 모델의 FEM해석에 있어서 보강판의 사변은 단순지지 경계조건을 주었으며, 보강재는 종방향과 길이 방향의 회전을 구속하고 나머지는 자유의 경계조건을, 가더는 횡방향과 종방향의 회전을 구속하고 나머지는 자유의 경계조건을 주어서 해석하였다.

Fig.9는 N4G 모델의 1차부터 6차까지의 고유모우드를 나타내며, Fig.10은 N4GB 모델의 1차 ~ 6차의 고유 모우드를 각각 나타내고 있다.

Fig.11은 N4GB 모델의 고유 진동 모우드 중에서 중요한 주요 진동 모우드를 나타내고 있다.

Type II 보강판 모델의 주요진동 모우드는 보강재 사이의 판이 진동하는 (N+1,2), (N+1,1), (1,2)모우드와 보강재와 가더가 진동하는(1,1)모우드이다.

(N+1,2) 모우드는 횡방향의 파의 수가 N+1, 종방향의 파의 수가 2인 모우드를 의미한다.

Fig.3에서 Type I 모델의 최저차 진동수는 보강재 사이의 판이 진동하는 (N+1,1)모우드의 진동수 f(N+1,1)이다. 이것은 보강재의 강성이 상대적으로 커서, 보강재에 비하여 판의 진동수가 저차에 나타나기 때문이다.

또한 보강재가 진동하는 (1,1)모우드의 진동수 f(1,1)는 보강재 수가 증가하고 R이 커질수록 고차에 나타나고 있다. 이것은 R이 커질수록 경량화 되고, 보강재가 증가함으로써 전체적으로 강성이 커지기 때문으로 생각되어진다.

Fig.8에서 Type II 모델의 최저차 진동수는 보강재와 가더가 진동하는(1,1)모우드이다. 이것은 보강재 사이의 판의 크기가 작아져서 판이 진동하는 모우드가 상대적으로 높게 되었기 때문이다.

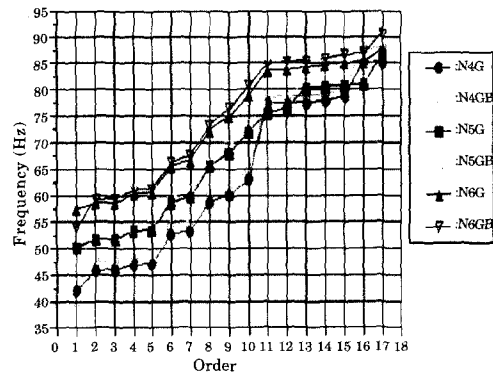
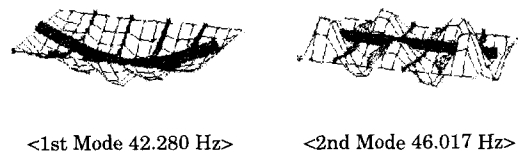


Fig.8 Comparison of natural frequency of 3-dimensional model and 2-dimensional model (Type II model)



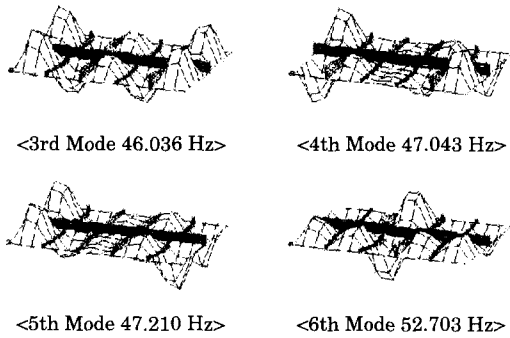


Fig.9 Natural Mode of Type II N4G model.

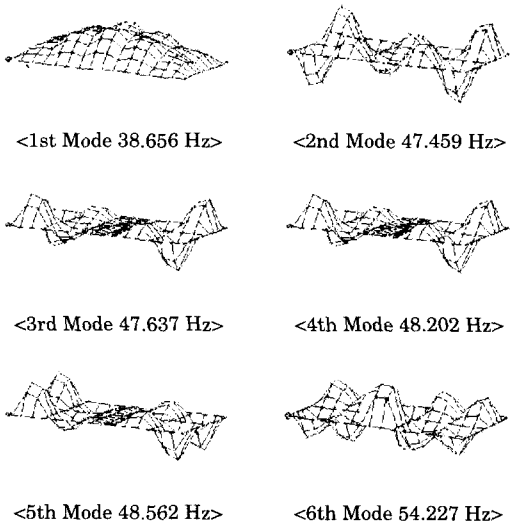


Fig.10 Natural Mode of Type II N4GB model.

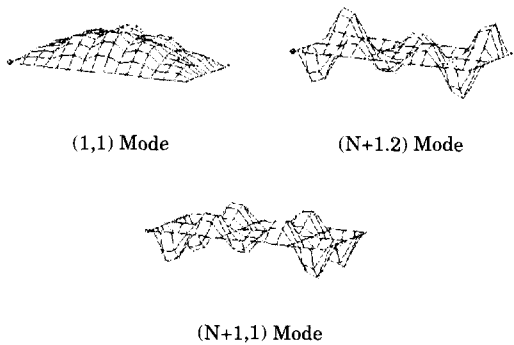


Fig.11 Main vibration mode of Type II N4GB model

3. 주요 고유진동수의 간이 추정식

최근 컴퓨터의 발전으로 인하여 FEM 등의 해석 프로그램으로 구조물의 진동해석을 보다 편리하게 할 수 있게 되었다.

그러나 FEM을 이용하여 동특성 해석과 감도해석을 하는 경우, 여전히 복잡한 과정을 걸쳐야한다^{[10][11]}. 설계자들이 보다 간단하게 초기 진동 설계를 하기 위해서는 진동 모드들에 대한 대략적인 고유진동수를 파악할 수 있는 간이 추정식이 필요하다.

구조물의 동특성 해석과 설계를 주로 컴퓨터 프로그램에 의존하는 최근의 설계자들이 간과하기 쉬운 수학적 모델링법에 대하여 검토하였다. 본 논문에서는 Type I 보강판 모델의 주요 진동 모드의 진동수인 $f(N+1,1)$, $f(1,1)$ 과 Type II 모델의 $f(N+1,2)$, $f(N+1,1)$, $f(1,2)$, $f(1,1)$ 의 간이 추정식을 유도하고 FEM에 의한 해석 결과와 비교 검토하였다.

3.1 Type I 모델의 간이 추정식

3.1.1 판의 진동에 대한 간이 추정식

G. B. Warburton은 다양한 경계조건을 가지는 평판의 고유진동수에 대한 간이식을 제안하고 있다^[2]. 판의 두께가 얇은 경우, 보강재가 조밀하게 설치되어 있는 경우, 보강재의 두께에 비하여 높이가 높은 경우 등에는 판의 굽힘 진동에 대하여 보강재의 회전관성의 영향이 매우 커진다. 그러므로 본 연구에서는 보강재의 회전관성의 영향과 FEM 계산 값에서 구한 수정계수를 이용하여 $f(N+1,1)$ 의 간이식을 다음과 같이 유도하였다.

$$f(N+1, 1) = \phi f_{war} \sqrt{\frac{1}{1+\epsilon_s}} \quad (1)$$

여기에서, ϕ 는 FEM 해석에서 구한 수정계수, ϵ_s 는 보강재의 회전관성 영향계수, f_{war} 는 G. B. Warburton이 제안한 평판의 진동수에 대한 간이 추정식이다.

$$f_{war} = \frac{\lambda^2}{2\pi\alpha^2} \sqrt{\frac{D}{\rho_p t_p}} \quad (2)$$

$$\lambda^4 = \pi^4 \left[G_x^4 + G_y^4 \frac{a^4}{s^4} + \frac{2a^2}{s^2} \left\{ \nu H_x H_y + (1-\nu) J_x J_y \right\} \right]$$

a 는 횡방향 길이, s 는 종방향 길이, D 는 평판의 굽힘 강성, ρ_p 는 평판의 밀도, t_p 는 판의 두께, $G_x, G_y, H_x, H_y, J_x, J_y$ 는 경계조건과 진동형에 따라서 결정되는 계수이다.

보강재의 회전관성 영향계수 ϵ_s 는 다음과 같다.

$$\epsilon_s = \frac{T_s}{T_p} = 2\pi^2 \left(\frac{\rho_s}{\rho_p} \right) \frac{I_{R.I}}{t_p S^3} \quad (3)$$

위 식에서 T_p 는 보강재 사이의 판의 운동에너지, T_s 는 보강재의 회전관성에 의한 운동에너지로 다음과 같다.

$$T_p = \frac{\rho_s t_p}{2} \int_0^a \int_0^s w_p^2 dx dy \quad (4)$$

$$w_p = A(t) \sin \frac{\pi x}{s} \sin \frac{\pi y}{a}$$

$$T_s = \frac{\rho_s}{2} I_{R.I} \int_0^a \int_0^s \theta_y^2 dx dy, \quad (5)$$

w_p 는 보강재 사이의 판의 휨변형, ρ_s 는 보강재의 밀도, $I_{R.I}$ 는 보강재의 회전관성을 나타낸다.

$f(N+1,1)$ 의 f_{war} 계산에서는 사변 단순지지 경계조건을 가진 평판의 기본 고유진동수를 계산하였다.

간이 추정식에 의한 결과치와 FEM에 의한 결과치의 비교를 Table 2에 나타낸다.

Table 2의 결과를 보면, FEM에 의한 수정계수 $\phi(N+1,1)$ 는 NR45B 모델에서 1.027, NR510B는 1.023, NR615B는 1.021이며, 평균치는 1.021 이다.

3.1.2 보강재의 진동에 대한 간이 추정식

보강재가 진동하는 (1,1) 모우드의 고유진동수 $f(1,1)$ 는 보강재를 양단 단순지지 한 빔의 기본진동수로 추정 가능하다. 보강재의 두께에 비하여 보강재의 높이가 높으므로 전단변형을 고려한 Timoshenko 빔^[3]의 기본진동수를 $f(1,1)$ 의 간이 추정식으로 유도한다.

$$f(1,1) = \frac{\phi \pi}{2l^2} \sqrt{\frac{EI_s}{\rho_s A(1 + EI_s^2/kGA l^2)}} \quad (4)$$

Table 2 Comparison of natural frequency by FEM and simplified equation (Type I model).

	Model	FEM (Hz)	f/ϕ (Hz)	Exp. Coe. ϕ
$f(N+1,1)$	NR45B	37.3065	36.3234	1.02707
	NR510B	43.4054	42.4459	1.02261
	NR615B	48.2453	47.2596	1.02086
	NR720B	52.5107	51.7248	10.1519
	Average	$\phi(N+1,1) = 1.02143$		
$f(1,1)$	NR45B	41.0875	50.0571	0.82081
	NR510B	49.8089	57.5412	0.86562
	NR615B	56.0228	60.9053	0.91983
	NR720B	61.2114	63.5134	0.96376
	Average	$\phi(1,1) = 0.892505$		

식(4)에서 l 은 빔의 길이, ϕ 는 굽힘 변형만에 의한 처짐 곡선의 기울기, A 는 보강재의 단면적, E 는 탄성률(Young's Modulus), I_s 는 보강재의 단면 2차 모멘트, G 는 강성계수, k 는 Timoshenko 빔의 전단계수이다.

간이 추정식에 의한 결과치와 FEM에 의한 결과치의 비교를 Table 2에 나타낸다.

Table 2의 결과를 보면, FEM에 의한 수정계수 $\phi(1,1)$ 의 평균치는 0.893 이다.

3.2 Type II 모델의 간이 추정식

3.2.1 판의 진동에 대한 간이 추정식

보강재 사이의 판이 진동하는 $f(N+1,2)$, $f(N+1,1)$, $f(1,2)$ 의 간이식은 가더의 회전관성 영향계수와 FEM에 의한 수정계수를 이용하여 다음과 같이 유도된다.

$$f(N+1,2), f(N+1,1), f(1,2) = \phi f_{war} \sqrt{\frac{1}{1 + \epsilon_s + \epsilon_g}} \quad (6)$$

ϵ_g 는 가더의 회전관성 영향계수를 나타낸다.

$f(N+1,2)$ 계산에서는 4변 단순지지, $f(N+1,1)$ 에서는 3변 단순지지 1변 고정, $f(1,2)$ 에서는 2변 단순지지 2변 고정의 경계조건을 주어서 계산하였다.

간이 추정식에 의한 결과치와 FEM에 의한 결과치의 비교를 Table 3에 나타낸다.

FEM에 의한 수정계수 $\phi(N+1,2)$ 의 평균치는 1.057, $\phi(N+1,1)$ 의 평균치는 1.020, $\phi(1,2)$ 의 평균치는 0.968 이다.

3.2.2. 보강재와 가더의 진동에 대한 간이 추정식

보강재와 가더가 진동하는 모우드의 고유진동수 $f(1,1)$ 의 간이 추정식은 다음과 같다.

$$f(1, 1) = \frac{\phi\pi}{2} \sqrt{\frac{EI_s(N_s+1)b^3 + EI_g(N_g+1)a^3}{Q_p + Q_g(N_g+1) + Q_s(N_s+1)}} \quad (7)$$

위 식에서 N_s =보강재의 수, N_g =가더의 수, Q_p =판의 중량, Q_s =보강재의 1개의 중량, Q_g =가더 1개의 중량을 각각 나타낸다.

간이 추정식에 의한 결과치와 FEM에 의한 결과치의 비교를 Table 3에 나타낸다.

FEM에 의한 수정계수 $\phi(1,1)$ 의 평균치는 0.945 이다.

Table 3 Comparison of natural frequency by FEM and simplified equation (Type II model).

	Model	FEM (Hz)	fφ (Hz)	Exp.Coe. φ
f(N+1,1)	N4GB	38.6558	40.9495	0.9441
	N5GB	47.6087	50.4961	0.9428
	N6GB	53.9714	56.9583	0.9476
	Average	φ(N+1,1) = 0.9448		
f(N+1,2)	N4GB	47.4586	43.9395	1.0802
	N5GB	52.6831	49.9695	1.0544
	N6GB	59.3495	57.2514	1.0366
	Average	φ(N+1,2) = 1.0571		
f(N+1,1)	N4GB	47.6369	46.1475	1.0323
	N5GB	52.7605	51.9643	1.0153
	N6GB	59.4022	58.7193	1.0116
	Average	φ(N+1,1) = 1.0197		
f(N+1,2)	N4GB	64.5260	65.7480	0.9814
	N5GB	78.3006	80.3448	0.9746
	N6GB	91.2818	96.3976	0.9469
	Average	φ(N+1,2) = 0.9676		

4. 간이 추정식을 이용한 동특성의 최적변경

4.1 Type I 모델의 최적변경

Type I 모델에 대한 고유 진동수의 간이 추정식을 이용하여 고유진동수를 변경하는 최적변경법에 대하여 검토하였다.

(1) 대상 모델 : NR45B 모델

(2) 제약조건 : $tp > tp_{req}$, $Z > Z_{req}$. 판의 두께와 보강재의 단면계수가 규정에 정해진 값(tp_{req} :판의 두께에 대한 규정값, Z_{req} :보강재의 단면 계수에 대한 규정값) 이상이 되도록 한다.

(3) 설계변수 : 판의 두께 tp 와 보강재의 단면2차 모멘트 I_s 를 설계변수로 한다.

(4) 목적함수 : 전체의 고유진동수를 45.0 Hz 이상으로 변경하는 것을 목표로 하여 $f(N+1,1)$, $f(1,1)$ 두 개의 고유진동수의 변경을 목적함수로 한다.

(4) 최적화 계산의 흐름 : 최적화 계산의 전체적인 흐름도를 Fig.12에 나타낸다.

① 간이 추정식을 이용하여 보강판 구조물의 고유진동수를 계산한다.

② 목적함수 $f(N+1,1)$, $f(1,1)$ 에 대한 설계변수 tp , I_s 의 동적 감도해석을 간이 추정식을 이용하여 다음과 같이 계산한다.

$$\frac{\partial f(N+1,1)}{\partial x_i} = \partial \left(\phi_{war} \sqrt{\frac{1}{1+\epsilon_s}} \right) / \partial x_i$$

$$\frac{\partial f(1,1)}{\partial x_i} = \partial \left(\frac{\phi\pi}{2l^2} \sqrt{\frac{EI_s}{\rho_s A(1+EI\pi^2/kGA l^2)}} \right) / \partial x_i$$

$$x_i = (t_p, I_s) \quad (8)$$

설계변수의 변화에 따라 목적함수인 고유진동수와 총중량이 얼마나 변화 할 것인가, 어느 설계변수에 고유진동수가 가장 민감한가를 파악한다.

판이 진동하는 $f(N+1,1)$ 에 대한 감도해석 결과에서 설계변수 판의 두께 tp 의 영향이 가장 크고, 보강재가 진동하는 $f(1,1)$ 에 대해서는 보강재의 단면 2차 모멘트 I_s 의 영향이 가장 크다.

③ 동적 감도해석 결과의 감도행렬을 $[A]$, 설계변수의 변경량을 $\{x\}$, 변경하는 목적함수의 목표치

와 현재치와의 차를 {y}로 하여 다음과 같은 최적 구조변경 방정식(9)을 세운다.

$$[A] \{x\} = \{y\} \quad (9)$$

④ 위의 식(9)을 최소자승법으로 계산하여 목적 함수를 목표치만큼 변경하기 위하여는 설계변수를 얼마만큼 변경해야 하는가를 계산한다. 즉 설계변수의 변경량 Δtp , ΔIs 를 계산한다.

⑤ 위의 ④ 단계에서 얻어진 설계변수의 변경량 Δtp , ΔIs 를 초기 설계변수에 합하여 제약조건을 만족하는지 확인하여 조정한다.

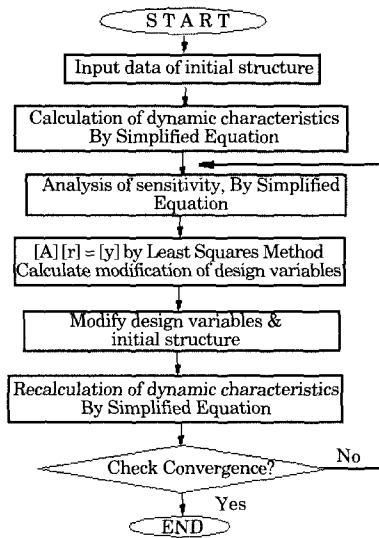


Fig.12 Flow chart of optimization by simplified equation

Table 4 Comparison of optimum result by FEM and simplified equation (Type | model).

	tp (mm)	Is (E-5m ⁴)	As (E-2m ²)	W (kgf)	f(N+1,1) (Hz)	f(1,1) (Hz)
Orig.	9.2	3.3723	0.56113	1440.39	37.307	41.088
Sens.	Sensitivity to tp				4.6943	-1.0066
Analy.	Sensitivity to Is				-1.6173	4.5829
Targ.					45.01	47.50
By FEM						
Optim.	11.528	5.06413	0.56113	1670.97	45.004	47.530
By Simplified Equation						
Optim.	11.481	5.06678	0.56113	1666.31	45.074	47.578

⑥ 새로운 설계변수를 초기치로 하여 간이 추정식을 이용한 고유진동수 계산과 총중량 계산을 하여 만족하는 결과가 얻어질 때까지 ①~⑥의 계산 단계를 반복한다.

해석 결과를 Table 4에 나타낸다.

해석결과를 보면, f(N+1,1)에 대한 감도해석 결과에서 설계변수 tp의 영향이 크기 때문에 37.31 Hz을 45.01 Hz로 높게 변경하기 위해서 tp가 9.2mm에서 11.48mm로 두껍게 되었다.

f(1,1)에 대해서는 보강재의 단면 2차 모멘트 Is의 영향이 가장 크기 때문에 41.09 Hz를 47.53 Hz로 높게 변경하기 위해서 Is가 3.3723E-05m⁴에서 5.0668E-05m⁴로 크게 되었다.

FEM에 의한 결과와 비교해 보면, 설계변수의 변경량도 목적함수의 수렴성도 거의 같은 결과가 얻어졌다.

간이 추정식을 이용한 최적화 수법을 사용함으로써 동특성 해석과 감도해석에 걸리는 해석시간과 용량을 줄여서 보다 간단하게 초기 진동 설계에 이용 가능 할 것으로 사료된다.

4.2 Type II 모델의 최적변경

(1) 대상 모델 : N4GB 모델

(2) 제약조건 : tp > tpreq., Z > Zreq. 판의 두께, 보강재의 단면계수, 가더의 단면계수가 규정에 정해진 값 이상이 되도록 한다.

(3) 설계변수 : 판의 두께 tp, 보강재와 가더의 단면 2차 모멘트 Is, Ig를 설계변수로 한다.

(4) 목적함수 :

① 경우 1(Case1) : 전체의 고유진동수를 47.0 Hz 이상으로 변경하는 것을 목표로 하여, f(1,1)의 변경을 목적함수로 한다.

② 경우 2(Case2) : f(1,1)와 f(N+1,2), f(N+1,1) 사이를 크게 하여 공진을 피하게 하는 것을 목표로 하여, f(1,1)는 35.0Hz이하로 f(N+1,2)와 f(N+1,1)는 50.0 Hz 이상으로 변경하는 것을 목적 함수로 한다.

(5) 최적화 계산의 Flow : 최적화 계산의 전체적인 흐름도를 Fig.13에 나타낸다.

목적함수 f(N+1,2), f(N+1,1), f(1,1)에 대한 설계변수 tp, Is, Ig의 감도해석을 간이 추정식을 이용하여 다음과 같이 계산한다.

$$\frac{\partial f}{\partial x_i} = \partial(\phi f_{war} \sqrt{\frac{1}{1+\epsilon_s+\epsilon_g}}) / \partial x_i$$

$$f = f(N+1,2), f(N+1,1)$$

$$\frac{\partial f(1,1)}{\partial x_i} = \partial\left(\frac{\phi\pi}{2} \sqrt{\frac{EI_s(N_s+1)b^3 + EI_g(N_g+1)a^3}{Q_p + Q_g(N_g+1) + Q_s(N_s+1)}}\right) / \partial x_i$$

$$x_i = (t_p, I_s, I_g) \quad (10)$$

f(N+1,1), f(N+1,2)에 대한 감도해석결과는 설계 변수 tp의 영향이 가장 크고, 보강재가 진동하는 f(1,1)에 대해서는 Ig의 영향이 가장 크다.

위의 감도를 이용하여 설계변수의 변경량 Δtp,

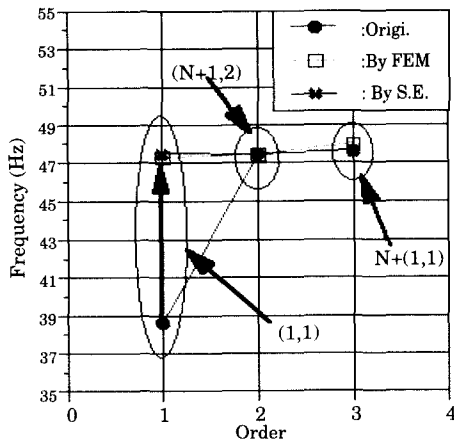


Fig.13 Comparison of optimum result by FEM and simplified equation (Type II model Case 1)

Table 5 Comparison of optimum result by FEM and simplified equation (Type II model Case 2)

	tp (mm)	Is (m ⁴)	Ig (m ⁴)	W (kgf)	f(1,1) (Hz)	f(N+1,1) (Hz)	f(N+1,2) (Hz)
Orig.	9.2	7.2727 E-6	2.1047 E-4	1651.87	38.656	47.459	47.640
Sens.	Sensitivity to tp				-0.7597	5.1419	5.1180
Analy.	Sensitivity to Is				0.7868	-0.2888	-0.2965
	Sensitivity to Ig				5.9750	-0.0061	-0.0063
Targ.					34.50	50.50	50.50
By FEM							
Optim.	9.931	1.5622 E-5	1.0154 E-4	1724.29	34.611	50.189	50.281
By Simplified Equation							
Optim.	9.941	1.5321 E-5	1.0134 E-4	1725.25	34.995	51.340	51.533

ΔIs, ΔIg을 계산한다. 경우 1의 해석결과를 Fig.13, 경우 2의 해석결과를 Table 5에 나타낸다.

해석결과를 보면 경우 1, 경우 2 모두 FEM에 의한 결과와 거의 일치한다.

경우 1에서 f(1,1)에 대해서는 Ig의 영향이 가장 크기 때문에 47.0 Hz로 높게 변경하기 위해서 Ig가 2.1047E-04m⁴에서 3.7270E-04m⁴로 크게 되었다.

경우 2에서는 f(1,1)를 낮게 변경하기 위해서 Ig가 1.0134E-04m⁴로 작게 되었으며, f(N+1,2), f(N+1,1)를 높게 변경하기 위해서 tp가 9.94mm로 두껍게 되었다.

Type II의 경우에도 간이 추정식을 이용하여 전체 고유진동수를 어느 이상으로 높게 변경하는 것과 두 개의 진동수 사이를 넓혀서 공진을 회피할 수 있는 최적화도 가능하였다.

5. 결 론

본 연구에서는 선체 구조에 많이 이용되고 있는 보강판 구조물을 해석 모델로 하여, 보강재의 배치와 보강재의 단면형상에 따른 보강판 구조물의 동특성을 조사하였고, 보강판 구조물의 주요 진동 모드에 대하여 검토하였다.

주요진동 모우드의 간이 추정식을 유도하고 간이식을 이용한 보강판의 동특성의 최적 변경법에 대하여 검토하여 다음과 같은 결과가 얻어졌다.

(1) Type I 보강판 모델의 주요 진동 모우드는 보강재 사이의 판이 진동하는 (N+1,1)모우드와 보강재가 진동하는 (1,1)모우드이고, Type II 보강판 모델의 주요진동 모우드는 보강재 사이의 판이 진동하는 (N+1,2), (N+1,1), (1,2)모우드와 보강재와 가더가 진동하는(1,1)모우드 임을 알 수 있었다.

(2) Type I 모델과 Type II 모델의 주요 진동모우드에 대한 간이 추정식을 유도하였으며, 판의 두께가 얇은 경우, 보강재가 조밀하게 설치되어 있는 경우, 보강재의 두께에 비하여 높이가 높은 경우 등에는 판의 굽힘 진동에 대하여 보강재의 회전관성의 영향을 고려해야 함을 알 수 있었다.

(3) 보강판 구조물 진동의 간이식을 이용하여 고유진동수의 변경이 가능하였다.

간이 추정식을 이용한 최적변경 수법을 이용함

으로써 고유치 해석, 감도해석에 걸리는 시간과 계산량을 줄일 수 있게 되어 보다 간단한 최적화가 가능하였다.

보강판 구조물의 초기 진동설계에 간이 추정식이 유용하게 이용 될 수 있을 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

[1] Kavlie D. and Moe, J., "Automated Design of Frame Structures", ASCEJ., Struct. Div., Vol.97, No. St1, pp.33-62, 1978.

[2] 秋田好雄, 北村勝英 "船體構造의 最適設計에 關한 研究", 日本造船學會論文集, 第128, pp.243-256, 1970.

[3] 鈴木克幸, 大坪英臣, "多段階 最適化手法에 의한 船體構造 最適設計", 日本造船學會論文集, 第178, 1995, pp.405-411.

[4] 박석주, 박성현, 김성우, "동축소법을 이용한 부분구조합성법" 한국박용기관학회지, 제24권 제1호, pp. 82~87, 2000.

[5] 박석주, 왕지석, 박성현, 오창근, 박영철, "부분구조합성법에 의한 동력전달변환기의 진동해석에 관한 연구" 한국박용기관학회지, 제24권 제3호, pp. 312~317, 2000. 5

[6] 전효중, 이돈출, 김의간, "디젤기관 추진축계의 연성진동에 관한 연구(제1보 : 연성이 고유진동수와 그의 모드에 미치는 영향)" 한국박용기관학회지, 제25권 제1호, pp. 95~106, 2001.

[7] 전효중, 이돈출, 김의간, 김정렬, "디젤기관 추진축계의 연성진동에 관한 연구(제2보 : 강제 감쇠 연성진동해석)" 한국박용기관학회지, 제25권 제3호, pp. 133~142, 2001.

[8] 박석주, 왕지석, 김용철, 박성현, 이병훈, "感度解析技法에 의한 最適 構造變更法" 한국박용기관학회지, 제16권 제 1호, pp. 47~53, 1992.

[9] 日本海事協會, "鋼船規則", C編, pp.78-81, 1997.

[10] 朴 成鉉, 香川 洸二, 安澤幸隆, "構造物의 動特性의 最適變更法에 關한 基礎 研究", 日本西部造船學會, 第96, pp.193-206, 1998.

[11] 朴 成鉉, 香川 洸二, 安澤幸隆, "構造物의 動特性의 最適變更法에 關한 基礎 研究(第2報)", 日本西部造船學會, 第98, pp.193-206, 1999.

[12] G. B. Waburton, "The Vibration of Rectangular Plates", Proc. Inst. Eng., Vol. 168, pp.371-381, 1954.

[13] D. L. Thomas, J. M. Wilson and R. R. Wilson,

"Timoshenko Beam Elements", Journal of Sound and Vibration 31(3), pp.315-330, 1973.

저 자 소 개



박성현(朴成鉉)

1965년 12월생. 1988년 한국해양대학교 항해학과 졸업. 1993년 한국해양대학교 석사과정 수료. 2000년 일본 큐슈대학 박사과정 수료. 2000~현재 목포해양대학교 해상운송시스템학부 교수, 당학회 회원.



남정길(南廷吉)

1962년 7월생. 1995년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 1991년 한국해양대학교 석사과정 수료. 1999년 한국해양대학교 박사과정 수료. 1992~2000 현대자동차 중앙연구소. 2000~현재 목포해양대학교 기관공학부 교수, 당학회 회원.