
 論 文

大韓造船學會誌
 第18卷第1號 1981年 3月
 Journal of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 18, No. 1, March 1981

船體甲板의 局部振動에 대한 防振設計에 관한 研究

金 極 天* · 金 炯 萬**

 A Study on the Preventive Measures against Local Vibrations of
 Ships' Deck Panels

by

K.C. Kim* · H.M. Kim**

Abstract

To contribute to the preventive measures against local vibrations of ships' deck panels, some investigations into the prediction method of the natural frequency of the vibration of stiffened plates were done.

Firstly, an analytical method based on the orthotropic plate analogy and the Rayleigh method using eigenfunctions of the Euler beam was shown, and numerical results of a regularly stiffened plate were compared with experimental results. And then, the method was extended to stiffened plates having one or two irregular stiffeners to obtain an approximate formula showing the relation between the change of the natural frequency and the size of the irregular stiffeners. The latter case was investigated for the purpose of providing a convenient design manual applicable to cure of local resonant vibrations of ships' deck panels by additional reinforcement of one or two stiffeners. In the analytical development the boundary was assumed to be rigidly supported and elastically restrained against rotation. In the experiment, however, only an extreme case i.e. simply supported boundary was investigated.

The results of the investigation show that there is a fairly good conformity between the analytical results and the experimental ones in the first case, and that the approximate formula for the second case is confirmed also to be reliable for the design purpose.

Considering that actual boundary conditions of deck panels in ship structures lie mostly somewhere between the simple support and the fixed, the authors discussed problems of the joint efficiency at the boundary of deck panels from the viewpoint of the practical application of the formulae.

記 號

A_x, A_y	x - 및 y -軸에 平行한 補剛材의 斷面積	D_x, D_y	板 또는 補剛板의 x - 및 y -軸方向의 彎剛性係數
		D_{xy}	板의 비 彎剛性係數
		E	材料의 引張彈性係數

接受日字: 1981年 2月 23日, 本 論文에 對한 書面討論은 1981年 9月 19日까지 接受함.

* 正會員, 서울大工大

** 正會員, 서울大大學院

G	材料의 剪斷彈性係數
$2H$	板 또는 補剛板의 有效비틀剛性係數
I_{ox}, I_{oy}	x - 및 y -軸에 平行한 補剛材의 板·補剛材組合體中性軸에 관한 斷面 2次모멘트
S_x, S_y	x - 및 y -軸에 平行한 補剛材의 心距
T	振動體의 最大 運動에너지
$V = V_1 + V_2$	振動體의 最大 彈性能너지 V_1 : 板 또는 補剛板의 굽힘으로 인한 寄與分 V_2 : 回轉에 대하여 彈性拘束된 周緣의 回轉으로 인한 寄與分
$X_m(x), Y_n(y)$	單純보의 固有函數系
a, b	直四角形 板 또는 補剛板의 x - 및 y -軸 方向의 길이
d_i	補剛材의 웨브 길이 또는 홀란지 幅
l_x, l_y	板·補剛材組合體 斷面の 中性軸으로 부터 板中央面 까지의 距離
f	固有振動數(下添字는 周緣支持狀態; s 單純支持, c 固定, η 接合效率 η 稱)
h	平板의 두께
h_e	補剛板의 等價直交異方性板 두께
k_x, k_y	周緣彈性拘束支持體의 單位길이當 비틀剛性係數(下添字 x 는 x 軸에 平行한 周緣, y 는 軸에 平行한 周緣을 뜻함)
m, n	振動波形式의 x - 및 y - 軸方向의 半波數
t	時間變數
t_i	補剛材의 웨브 또는 홀란지 두께
$w_{mn}(x, y, t)$	$= W_{mn}(x, y) \sin \omega_{mn} t$ $m \cdot n$ 次 固有振動波形式
ξ, ζ	周緣의 回轉에 대한 彈性拘束도를 나타내는 徑數
η	甲板의 周緣支持體와의 接合效率
ν	材料의 Poisson比
ρ	材料의 質量密度
ω_{mn}	$m \cdot n$ 次 固有圓振動數

1. 緒 言

船體甲板의 局部振動에 대한 防振設計는 平板 및 補剛板의 振動理論을 應用하여 처리할 수 있다. 甲板보와 甲板縱通材는 直交配列되는 것이 보통이다. 規則的 直交配列 補剛材를 가진 補剛板의 振動解析에는 直交

異方性平板 類推方法이 꼭 간편하다.

1950年代 後半에 Hoppmann 2nd., Huffington Jr., Magness등[1, 2, 3]*이 補剛板에 대한 直交異方性板類推에 의한 振動解析方法의 信賴性を 확인한 以後로 많은 具體的 事例에 대한 研究가 이루어져왔다(例로서 [4]의 書誌錄 參照). 특히, Hearmon [7], Carmichael [9], Schaefer[10]등의 研究는 船體甲板의 振動計算에 매우 有用한 資料를 提供하고 있다고 믿는다.

일반적으로 防振設計의 一次的方法은 超振源의 周波數特性을 勘案한 共振現象의 回避이다. 따라서 被勵振系의 固有振動數를 精度높게 算定할 수 있는 可及的 簡便한 方法을 마련하는 일은 물론이려니와 이와 더불어 既存設計에 대하여 系의 構成特性의 部分的 設計變化量과 固有振動數 變化量 사이의 定量的關係를 손쉽게 파악할 수 있는 資料를 마련하는 일이 艱요하다.

이 報文에서는 規則的 補剛板에 대하여 直交異方性板類推 및 Rayleigh方法에 의거한 固有振動數 計算方法과 規則的 補剛板에 있어서 補剛材 1~2個를 不規則 補強할 경우의 固有振動數 變化量의 近似推定方法을 考察하고, 몇가지 數值計算例에 대하여 實驗에 의한 精度檢證을 行하였다.

2. 規則的補剛板의 固有振動計算

等價直交異方性板類推에 의한 定式化

補剛材가 直交配列된 補剛板에 대하여 板 및 補剛材의 材料가 均質等方性이고 補剛材의 斷面치수 및 心距는 縱, 橫 各方向에 있어서 均一하며 補剛材의 心距가 比較的 작아 板의 全域에 걸쳐서 均等하게 補強되었고 또한 補剛材의 回轉慣性과 剪斷效果를 無視할 수 있는 條件下에서 이를 等價直交異方性板으로 置換할 수 있다.

이 等價直交異方性板의 等價두께 h_e , 等價有效剛性係數 $D_x, D_y, 2H$ 등은 다음과 같이 算定된다[4, 9] (Fig. 1 參照).

$$D_x = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} + \frac{Ehe_x^2}{(1-\nu^2)} + \frac{EI_{ox}}{S_x}$$

$$D_y = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} + \frac{Ehe_y^2}{(1-\nu^2)} + \frac{EI_{oy}}{S_y}$$

$$2H = \frac{Eh^3}{6(1-\nu^2)} + \frac{G}{3} \left(\frac{\sum d_i t_i^3}{S_x} + \frac{\sum d_i t_i^3}{S_y} \right)$$

$$h_e = h + \frac{A_x}{S_x} + \frac{A_y}{S_y}$$

* []內數字는 本文末尾의 參考文獻의 番號임.

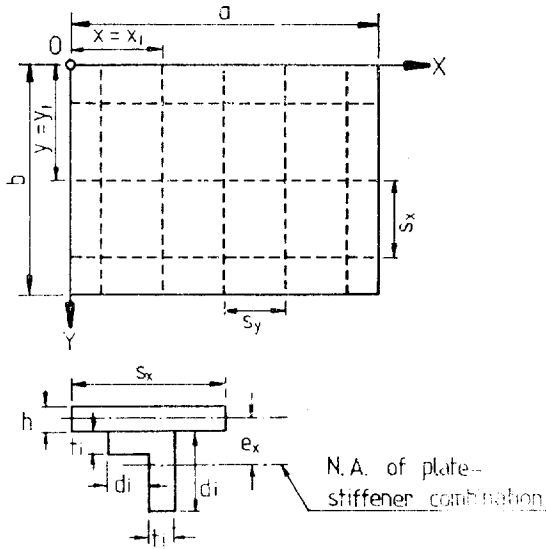


Fig. 1. Stiffened plate.

여기서, h 는 補剛板의 板두께, A_x 및 A_y 는 x - 및 y -軸方向의 補剛材의 斷面積, S_x 및 S_y 는 x - 및 y -軸方向의 補剛材의 心距, E 는 材料의 引張彈性係數, G 는 材料의 剪斷彈性係數, ν 는 材料의 Poisson比, I_{ox} 및 I_{oy} 는 x - 및 y -軸에 平行한 補剛材의 板·補剛材組合體中 性軸에 관한 斷面 2次모멘트, e_x 및 e_y 는 板·補剛材組合體斷面의 中性軸으로부터 板中央面까지의 距離, d_i 는 補剛材의 웨브길이 또는 홀란지幅, t_i 는 補剛材의 웨브 또는 홀란지 두께이다.

따라서 置換된 等價直交異方性板의 自由橫振動에 대한 運動微分方程式은 直交異方性平板에 準하여 [3] 다음과 같이 표현된다.

$$D_x \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2H \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_y \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (2)$$

여기서, $w = w(x, y, t)$ 는 橫方向의 振動變位, ρ 는 材料의 質量密度, t 는 時間變數이다.

周緣支持條件은 回轉에 대하여서 彈性的拘束支持인 것으로 하며, 서로 마주보는 周緣끼리는 그 拘束도가 같은 것으로 한다. 周緣彈性拘束支持體의 單位길이當 비틀刚性係數가 k_x, k_y 인 때 徑數 ξ, ζ 를 導入하여

$$\frac{k_x}{D_y} = \frac{\xi}{b}, \quad \frac{k_y}{D_x} = \frac{\zeta}{a}$$

로 놓으면 上記境界條件은 다음과 같이 定式化된다 [5].

$$(w)_{x=0, a} = 0, \quad \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)_{x=0, a} = \pm \frac{\zeta}{a} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)_{x=0, a} \quad (3)$$

$$(w)_{y=0, b} = 0, \quad \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{y=0, b} = \pm \frac{\xi}{b} \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)_{y=0, b} \quad (4)$$

(3), (4)에서 ξ 또는 ζ 가 零이면 單純支持이고 ξ 또는 ζ 가 無限大이면 固定임이 自明하다.

Rayleigh 方法에 의한 固有振動數計算

Warburton [6] 또는 Hearmon [7]의 方法에 따라 $m \cdot n$ 次固有振動形을

$$w_{mn}(x, y, t) = W_{mn}(x, y) \sin \omega_{mn} t = K_{mn} X_m(x) Y_n(y) \sin \omega_{mn} t \quad (5)$$

로 表現하자. 여기서, $X(x), Y(y)$ 는 境界條件 (3), (4)를 滿足하는 函數系이고 K 는 常數이다.

(5)의 $X(x), Y(y)$ 로서 주어진 問題와 同一한 境界條件을 가진 單純보의 固有函數系 [8]를 擇하자. 즉,

$$X_m(x) = A_m \left(\cosh \frac{\alpha_m x}{a} - \cos \frac{\alpha_m x}{a} \right) + B_m \sinh \frac{\alpha_m x}{a} + \sin \frac{\alpha_m x}{a} \quad (6)$$

$$Y_n(y) = A_n \left(\cosh \frac{\alpha_n y}{b} - \cos \frac{\alpha_n y}{b} \right) + B_n \sinh \frac{\alpha_n y}{b} + \sin \frac{\alpha_n y}{b}$$

여기서, α, A 및 B 는

$$r (= m \text{ 또는 } n) = 1, 3, 5, \dots \text{ 때}$$

$$\alpha_r = -\frac{\zeta (\text{또는 } \xi)}{2} \left(\tan \frac{\alpha_r}{2} + \tanh \frac{\alpha_r}{2} \right) \quad (7-1)$$

$$A_r = -\cot \frac{\alpha_r}{2}, \quad B_r = \cot \frac{\alpha_r}{2} \cdot \tanh \frac{\alpha_r}{2}$$

$$r (= m \text{ 또는 } n) = 2, 4, 6, \dots \text{ 때}$$

Table 1. α, A and B in Eq.(6).

ζ or ξ	r	1	2	3	4	5	6	
		α	4.7300	7.8532	10.996	14.137	17.279	20.420
∞	A	1.0178	0.992	1.0000				
	$-B$	1.0000						
0	α	$r\pi$						
	$A = -B$	0						

$$\alpha_r = \frac{\zeta(\text{또는 } \xi)}{2} \left(\cot \frac{\alpha_r}{2} - \coth \frac{\alpha_r}{2} \right) \tag{7-2}$$

$$A_r = \tan \frac{\alpha_r}{2}, \quad B_r = -\tan \frac{\alpha_r}{2} \cdot \coth \frac{\alpha_r}{2}$$

(7)의 α_r , A 및 B 에 대하여 Carmichael[9]이 ζ 또는 ξ 의 여러 값에 대하여 6次振動形까지의 값을 計算한바 있는데 특히, $\zeta(\text{또는 } \xi)=0$ (單純支持)때와 $\zeta(\text{또는 } \xi)=\infty$ (固定)때의 값은 Table 1과 같다.

이제, Rayleigh quotient를 구하기 위하여 振動體의 最大彈性에너지 V 및 最大運動에너지 T 를 計算하여야 한다.

最大彈性에너지는 板自體의 굽힘으로 인한 寄與分 V_1 과 周緣의 回轉에 의한 彈性拘束體分 V_2 의 合인데, 이의 計算結果는 다음과 같이 歸着된다(附錄1 參照).

$$\begin{aligned} V &= V_1 + V_2 \\ &= \frac{1}{2} \int_0^a \int_0^b \left[D_x \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right)^2 + 2H \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right. \\ &\quad \left. + D_y \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right)^2 \right] dx dy \\ &\quad - \frac{1}{2} \left[\int_0^a D_y \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \frac{\partial W}{\partial y} \right)_0^b dx \right. \\ &\quad \left. + \int_0^b D_x \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \frac{\partial W}{\partial x} \right)_0^a dy \right] \end{aligned} \tag{8}$$

最大運動에너지는 周緣의 彈性拘束體의 慣性を 無視한다면

$$T = \frac{\rho h c \omega^2}{2} \int_0^a \int_0^b W^2 dx dy \tag{9}$$

이다. (8), (9)에서 下添字 m, n 은 省略되어 있다. 따라서 固有圓振動數 ω_{mn} 는 Rayleigh quotient

$$\frac{V_{mn}}{\frac{\rho h c}{2} \int_0^a \int_0^b W_{mn}^2 dx dy}$$

로 부디

$$\omega_{mn} \approx \frac{1}{\sqrt{\rho h c}} \sqrt{D_x \left(\frac{\alpha_m^4}{a^4} \right) + 2H \left(\frac{\beta_{mm} \beta_{nn}}{a^2 b^2} \right) + D_y \left(\frac{\alpha_n^4}{b^4} \right)} \tag{10}$$

이다. 여기서

$$\beta_{rr} = \frac{\alpha_r^2 \{ \alpha_r (\beta_r^2 + 1) + 2A_r (B_r - 1) \}}{\alpha_r (2A_r^2 - B_r^2 + 1) + 2A_r (B_r + 1)}, \quad r = m \text{ 또는 } n. \tag{11}$$

3. 規則的 補剛板의 補剛材 1~2個를 不規則補強할 경우의 固有振動數變化

規則的 補剛板에 대하여 縱 또는 橫方向의 補剛材 1~2個를 餘他補剛材보다 더 補強된 寸수를 갖게 할 필요성이 종종 발생한다. 例를 들어, 既設 甲板構造의 局部的 共振를 補剛材 1~2個의 補強에 의하여 解決하고

지 하는 경우가 많다. 이와같은 경우에 固有振動數를 上向變更하게 되는 셈인데, 이때 補強寸수는 必要最小限으로 억제되어야 하고 또 새로운 高次共振이 誘發되어서는 안된다. 따라서 兩者間의 定量的 關係를 파악할 수 있는 推定式이 요망된다.

이 目的을 위하여 前節에 記述된 方法의 擴大應用可能性을 檢討할 필요가 있다.

例를 들어 (Fig.1 參照), $y=y_1$ 및 $x=x_1$ 에 位置한 補剛材를 補強하여 斷面積 및 굽힘剛性係數가 $(A_x)_{y=y_1}$, $((D_x)_{y=y_1})$ 및 $(A_y)_{x=x_1}$, $(D_y)_{x=x_1}$ 으로 바뀌었다고 가정하자. 비틀剛性的 영향은 本是 작은데, 近似的方法이므로 이를 無視한다. 振動波形 $W(x,y)$ 가 當初의 規則的 補剛板과 같다는 前提下에 彈性에너지 및 運動에너지의 增分을 算定하여 이를 當初의 값에 加算하고 Rayleigh quotient를 구하면 固有圓振動數 推定式이 다음과 같이 귀착된다.

$$\omega_{mn} \approx \frac{1}{\sqrt{\rho h c}} \sqrt{\frac{\alpha_m^4}{a^4} D_x (1 + R_x \theta_{nn}) + \left(\frac{\alpha_n^4}{b^4} \right) (1 + R_y \theta_{mm})} \tag{12}$$

여기서 h_c 는 當初의 等價두께이고,

$$\delta_x = \frac{(A_x)_{y=y_1} - A_x}{bh_c}, \quad \delta_y = \frac{(A_y)_{x=x_1} - A_y}{ah_c}, \tag{13}$$

$$R_x = \frac{(D_x)_{y=y_1} - D_x \left(\frac{S_x}{b} \right)}{D_x}, \quad R_y = \frac{(D_y)_{x=x_1} - D_y \left(\frac{S_y}{a} \right)}{D_y}$$

또 θ 는 (6), (7)의 X, Y, α, A 및 B 를 사용하여

$$\theta_{mm} = \frac{2\alpha_m (X_m^2)_{x=x_1}}{\alpha_m (2A_m^2 - B_m^2 + 1) + 2A_m (B_m + 1)}, \tag{14}$$

$$\theta_{nn} = \frac{2\alpha_n (Y_n^2)_{y=y_1}}{\alpha_n (2A_n^2 - B_n^2 + 1) + 2A_n (B_n + 1)}$$

에 의하여 算定된다.

(12)의 精度는 δ 및 R 가 작을수록 높음이 自明한데, 실제문제로서도 固有振動數變化는 共振回避에 必要한 最小量으로 억제하고 가급적 縱, 橫方向의 어느 한 補剛材의 補強으로 解決함이 바람직하다.

4. 實驗 및 實驗結果

規則的 補剛板에 대한 直交異方性板類推 및 Rayleigh 方法에 의한 固有振動數 計算式(10)의 精度를 살펴보고, 또 補剛材 1~2個를 不規則補強했을 경우의 近似推定式(12)의 精度를 알아보기 위하여 一般構造用鋼을 사용하여 Table 2와 같이 3種의 試片을 만들었다(Fig.2 參照).

Table 2에서 試片 SP-1은 (10)의 精度確認용이고, SP-2 및 SP-3은 (12)의 精度確認용이다. 周緣支持條件으로서의 實驗의 便宜上 單純支持를 채택하였다.

Table 2. Test Pieces (made of structural steel).
(unit: cm-kg-sec. system)

Identification: SP-1

Material properties: $\rho = 8.01 \times 10^{-6}$, $\nu = 0.3$
 $E = 2.0 \times 10^6$, $G = 0.828 \times 10^6$
 Plate ($a \times b \times h$): $60 \times 60 \times 0.3$
 Stiffeners (angle): $5.0 \times 3.0 \times 0.3$ in x -direction
 $2.5 \times 2.5 \times 0.3$ in y -direction
 $A_x = 2.31$, $S_x = 20$, $D_x = 1,178,889$, $H = 7.839$
 $A_y = 1.41$, $S_y = 12$, $D_y = 277,399$, $h_e = 0.533$

Identification: SP-2

Same as SP-1, but a stiffener at $y = y_1 = 30$ was replaced with a $6.0 \times 3.0 \times 0.3$ angle. Consequently, $(A_x)_{y=y_1} = 2.61$ and $(D_x)_{y=y_1} = 1,958,994$

Identification: SP-3

Same as SP-1, but stiffeners at $y = y_1 = 30$ and at $x = x_1 = 18$ was replaced with a $6.0 \times 3.0 \times 0.3$ angle and with a $5.0 \times 2.5 \times 0.3$ angle, respectively. Consequently, $(A_x)_{y=y_1} = 2.61$, $(D_x)_{y=y_1} = 1,958,994$, $(A_y)_{x=x_1} = 2.16$ and $(D_y)_{x=x_1} = 1,817,586$

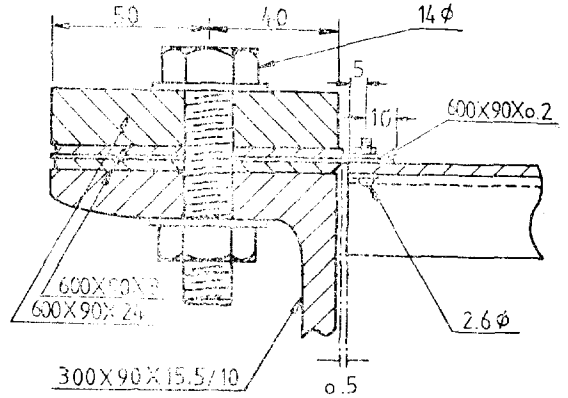


Fig. 3. Simple support of edges.

받침대에 걸치고 그 아래 위에 試片과 같은 두께의 平鋼을 대고 그위에 다시 90×24 mm 平鋼을 얹고 14 mm φ 볼트(잇치 100mm)로 받침대에 貫通固着시켰다. 計測裝置를 포함한 全體裝置는 Fig.4와 같다.

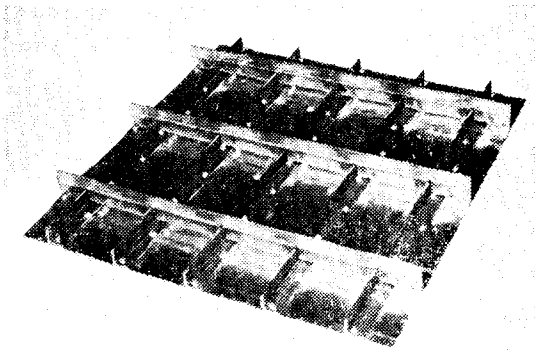


Fig. 2. Photograph of a test piece (SP-1).

(10)의 精度確認은 8次振動形까지 行하였으나, (12)의 精度確認에 있어서는 問題의 性質上 基本振動形만을 다루었다.

試片製作에 있어서 補剛材의 固着은 5 mm φ 볼트와 金屬用接着劑를 兼用하였다. 周緣의 單純支持方式은 Fig.3과 같다. 卽, 300×90×15.5/10 mm ㄱ型鋼으로만 든 支持用받침대를 사용하고 試片과 받침대를 두께 0.2 mm 합석板으로 연결하였다. 합석板의 한쪽 끝은 試片周緣으로부터 5 mm 안쪽에서 2.6 mm φ 볼트(잇치 20 mm)를 사용하여 試片에 固着하였으며, 다른 한쪽은

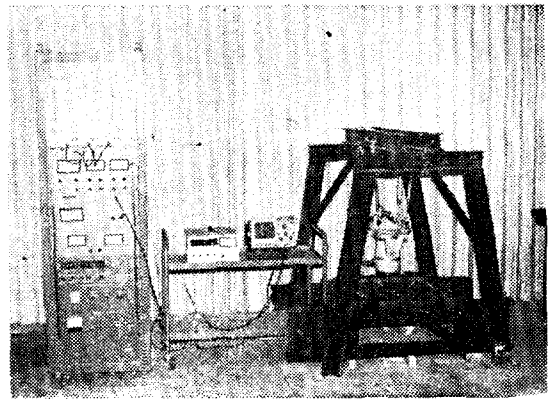


Fig. 4. Photograph of test apparatus and measuring instruments.

振動計測은 自動振動分析裝置(Akashi AVA-4AR)를 主體로 하고, 起振器, 受振器, oscilloscope 등 必要한 周邊機器를 사용하여 周波數應答法에 依하였다. 卽, 自動掃引 周波數應答의 記錄인 機械的 impedance曲線 및 起振力과 加速度的 位相差曲線(Fig.5 參照)으로부터 共振點을 一次判讀한 後 共振點附近에서는 다시 手動掃引에 依하여 正確한 共振周波數를 읽도록 하였다.

이와같이 하여 얻은 實驗結果를 (10) 또는 (12)에 의거한 計算結果와 比較한 것이 Table 3이다.

Table 3. Comparisons of natural frequencies calculated with experimental ones.

(a) Test piece SP-1.

(unit:Hz)

Mode shape (m,n)	1, 2	1, 2	2, 1	2, 2	1, 3	2, 3	1, 4	2, 4
Calc. (10)	256	503	925	1, 025	1, 030	1, 367	1, 797	2, 013
Experiment	246	543	889	1, 015~1, 119		1, 312	1, 639	1, 931

(b) Fundamental frequencies of test pieces SP-2 and SP-3.

Test piece	SP-2	SP-3
Calc. (12)	294	318
Experiment	260	302

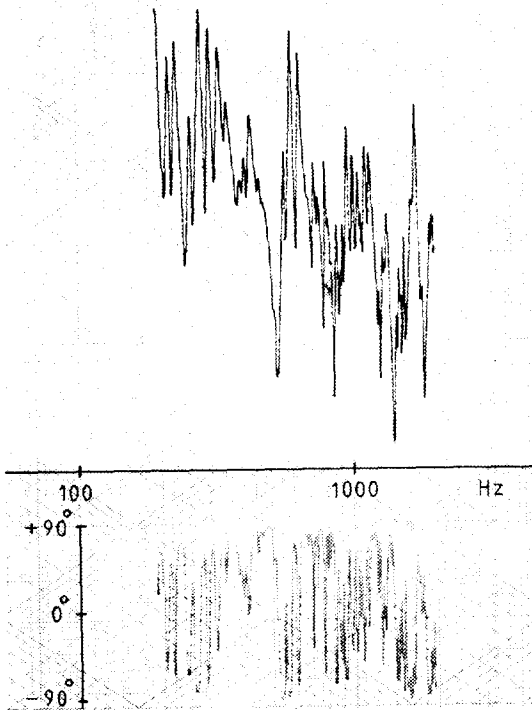


Fig. 5. Frequency response curves(SP-1):mechanical impedance and phase relation between force and acceleration.

5. 考 察

規則的 補剛板 SP-1의 경우 直交異方性板類推 및 Rayleigh方法에 의거한 固有振動數 算式(10)으로 부디 算定된 計算值들은 Table 3-(a)에서 보는 바와 같이 實驗值에 대하여 2次振動形을 除外하면 大體로 4~10% 높다. 이는 原理的으로 Rayleigh quotient는 固有振動數의 上界值를 준다는 觀點에서, 또 그 離散幅에 대하여서는 設計目的의 觀點에서 大體로 滿足스러운 結果

라고 判斷된다. 다만, 2次振動形에서 實驗值 쪽이 逆으로 8%가량 높음은 難解하다.

規則的 補強板에 대하여 基本固有振動數를 上向變更할 目的으로 補剛材 1~2個를 補強하는 경우에 補強치수와 振動數變化量의 近似關係式으로서 導出된式(12)의 精度를 알아보기 위한 것이 SP-2 및 SP-3이다. 이 경우에는 Table 3-(b)에서 보는 바와 같이 實驗值들이 計算值에 대하여 SP-2에서 12%, SP-3에서 5%가량 낮은 값이다. Table 2에서 알수있는 바와같이 SP-2는 x-方向의 補剛材 하나가 不規則補強된 것이고, SP-3은 x-方向 및 y-方向으로 各已 補剛材 하나씩 不規則補

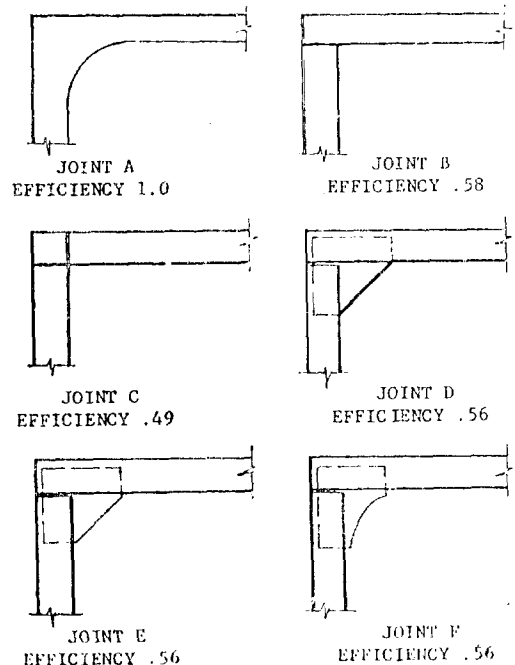


Fig. 6. Comparative joint efficiencies of various knees and bracketed connections [11].

船體甲板의 局部振動에 대한 防振設計에 관한 研究

强된 것인데, 後者の 경우의 計算精度가 더 좋은은 留意할 일이다.

(10) 또는 (12)의 利用에 있어서 한가지 難點은 周緣의 回轉에 대한 彈性拘束度 ξ, ζ (또는 k_x, k_y)의 값이다. 즉, 實際問題에 있어서 이들 값을 正確히 決定하기는 대단히 어렵다. 明確한 것은 單純支持 및 固定인 경우이다.

船體甲板構造의 경우 周緣支持狀態는 많은 경우에 單純支持와 固定의 中間狀態이다. 가장 좋은은 實船의 經驗的資料를 活用하는 일인데, 그와 같은 資料 또한 稀貴한 편인것 같다. 著者가 알기로는 이 問題에 관련된 研究의 一例로서 Jaeger등[11]의 研究結果가 매우 有益한 것으로 믿어진다. 즉, 그들은 beam knee 및 bracket 連結의 代表的 例에 대하여 接合效率를 調査한 바 있는데 그 結果를 Fig.6에 轉載하였다.

이와같은 接合效率를 利用한다면 單純支持(ξ 또는 $\zeta=0$)때의 固有振動數 f_s 및 固定(ξ 또는 $\zeta=\infty$)때의 固有振動數 f_c 를 算定하여가지고 接合效率 η 때의 固有振動數 f_η 를

$$f_\eta \approx f_s + \eta(f_c - f_s) \quad (15)$$

에 의하여 算定할 수 있다.

6. 結 論

本研究로부터 다음과 같은 結論이 導出된다.

(1) 規則的補剛板으로 看做할 수 있는 船體甲板의 局部振動에 대하여 共振回避에 의한 防振設計에 있어서 補剛板을 等價直交方性板으로 置換하고 單純보의 固有函數系를 利用한 Rayleigh方法의 適用으로 導出된 固有振動數 算式(10)은 充分히 有用하다.

(2) 規則的補剛板에 대하여 基本固有振動數를 上向 變更함으로써 共振回避를 괴하고저 補剛材 1~2個를 不規則補強 할 경우 補強치수와 固有振動數 變化量間의 量的關係를 推定하는데 있어서 (12)의 有用성이 認定된다.

謝 辭

이 研究를 위하여 現代그룹 鄭周永會長께서 서울大學校工科學에 寄託하신 研究基金의 1980年度 發生果實의 一部가 使用되었다. 이 機會를 받아 鄭周永會長님께 甚深한 謝意를 表한다.

또한 試片을 製作하여준 韓國船舶研究所 工作室 職員과 實驗을 도와준 서울大學校 造船工學科 大學院生

金永中君의 勞苦에 感謝한다.

參 考 文 獻

- [1] Hoppmann 2nd., W.H., Huffington Jr., and Magness, L.S., "A Study of Orthogonally Stiffened Plates", *Journal of Applied Mechanics*, ASME, Sept. 1956.
- [2] Hoppmann 2nd, W.H., and Magness, L.S., "Nodal Patterns of the Free Flexural Vibrations of Stiffened Plates", *Journal of Applied Mechanics*, ASME, Dec. 1957.
- [3] Huffington Jr., N.J. and Hoppmann 2nd., W.H., "Transverse Vibration of Regular Orthotropic Plates", *Journal of Applied Mechanics*, ASME, Sept. 1958.
- [4] Troitsky, M.S., *Stiffened Plates*: Chapt. 8, Elsevier Scientific Publication Co., New York, 1976.
- [5] Szilard, R., *Theory and Analysis of Plates*, Prentice-Hall Inc., 1974.
- [6] Warburton, G.B., "The Vibration of Rectangular Plates", *Proc. of the Institute of Mechanical Engineers*, Vol. 168, 1954.
- [7] Hearmon, R.F.S., "The Frequency of Flexural Vibration of Rectangular Orthotropic Plates with Clamped or Supported Edges", *Journal of Applied Mechanics*, ASME, Dec. 1959.
- [8] Tse, F., Morse I.E. and Hinkle, R.T., *Mechanical Vibration*(2nd. Edition), Allyn and Bacon Inc., Boston, 1978.
- [9] Carmichael, T.E., "Investigation into the Vibration of Ships' Plating", *BSRA Reports*, No. 278/No. 279, 1959/1960.
- [10] Schaefer, E.D., "A Practical Guide for Determining the Vibration Characteristics of Plate Structures", *Proc. of the Spring Meeting/STAR Symposium*, SNAME, Apr. 1979.
- [11] Jaeger, H.E. and Nibbering, J.J.W., "Beam Knees and Other Bracketed Connections", *Netherlands Research Center Report*, No. 38 S, Jan. 1961.

附 錄 1. 本文 p.23의 (8).

i) 直交異方性板의 굽힘으로 인한 最大彈性에너지

$$V_1 = \frac{1}{2} \int_0^a \int_0^b (M_x \kappa_x + M_y \kappa_y + 2M_{xy} \chi) dx dy$$

에

$$M_x = -D_x \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \nu_y \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right)$$

$$M_y = -D_y \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \nu_x \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right)$$

$$M_{xy} = -2D_{xy} \frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y}$$

$$\kappa_x = -\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}, \quad \kappa_y = -\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}, \quad \chi = -\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y}$$

를 代入하고,

$$2H = (\nu_y D_x + \nu_x D_y) + 4D_{xy}$$

임과 板이 直四角形이고 周緣에서 恒常 $W=0$ 임으로

$$\int_0^a \int_0^b \left[\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] dx dy = 0$$

임을 고려하면

$$V_1 = \frac{1}{2} \int_0^a \int_0^b \left[D_x \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right)^2 + 2H \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + D_y \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right)^2 \right] dx dy.$$

ii) 周緣의 回轉으로 인한 最大彈性에너지

拘束支持體의 單位길이當의 비틀剛性係數를 k , 周緣에서의 外向法線을 n , 周緣線素를 s 로 표기하면 V_2 는 다음과 같이 표현된다. 즉,

$$V_2 = \frac{1}{2} \oint k \left(\frac{\partial W}{\partial n} \right)^2 ds.$$

이에 관계식

$$\left(\frac{\partial W}{\partial n} \right)_{x=0,a} = \mp \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)_{x=0,a}$$

$$\left(\frac{\partial W}{\partial n} \right)_{y=0,b} = \mp \left(\frac{\partial W}{\partial y} \right)_{y=0,b}$$

$$\left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)_{x=0,a} = \pm \frac{D_x}{k_y} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right)_{x=0,a}$$

$$\left(\frac{\partial W}{\partial y} \right)_{y=0,b} = \pm \frac{D_y}{k_x} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right)_{y=0,b}$$

를 代入하여 일련의 演算을 수행하면

$$V_2 = -\frac{1}{2} \left[\int_0^a D_y \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \frac{\partial W}{\partial y} \right)_0^b dx + \int_0^b D_x \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \frac{\partial W}{\partial x} \right)_0^a dy \right].$$