

船體甲板의 振動解析

李世昌*·林永信*

기 호

A_x, A_y	斷面積
a_{jk}, b_{jk}	振幅
A_{ni}, B_{mi}	常數
e_x, e_y	板中心面에서부터 各 x, y 方向의 中性線까지의 거리
I_x, I_y	관성모우먼트
K_p, K_s	補強板의 運動에너지
m, n	自然數(1, 2, 3, ...)
m_x, m_y	補強材의 質量($\rho A_x a, \rho A_y b$)
$M_x, M_y, M_{xy}(=-M_{yz})$	굽힘모우먼트, 비틀림모우먼트
P	單位길이당의 板 끝의 作用力
Q_x, Q_y	x, y 方向의 剪斷力
ρ	材料의 單位부피당 質量
S_x, S_y	補強材間隔
σ, τ	各應力
w	처짐량
ω	圓振動數
V	位置에너지

1. 序 論

船舶의 甲板이나 上部構造物은 一般의 飛行胴體, 橋脚 또는 트러스構造物等과 함께 構造上 直交異方性板(Structurally or technically orthotropic plate)으로 理想化하여 理論의 解析할 수 있으며, 이에 對한 研究, 特히 直交補強板의 振動에 對한 理論은 1910年代부터 本格的으로 始作되었다.

補強板의 振動解析方法은 其의 形狀이나 補強材의 配列 및 境界條件 等에 따라 여러가지로 差異가 있을 수 있고, 실제로는 그 複雜한 形狀을 이며한 假정을 두고 어떻게 理想化하여 그 彈性值들을 求하고 適用하는가에 따라서 얼마나 더 實際에 가까운 答을 얻을 수 있는가에 달려있다.

本研究에서는 實船의 船尾部甲板을 모델로 定하여 適當한 假정을 세우고 振動理論을 適用하기 위하여 理想化하고, 우선 Rayleigh-Ritz의 에너지 方法에 의한 近似式, 船級協會($D_n V$)의 規程과 有限要素法에 의하여 各各 固有振動數를 求하여 보았다.

또한 理論式들에 의한 結果值들의 比較와 함께 실제 建造段階에서 해당部分의 固有振動數를 實測하여 境界條件의 影響, 外部條件에 따른 修正, 局部起振力의 共振可能性等을 比較檢討하였다.

2. 補強平板의 固有振動解析 理論

2.1. 補強平板의 理想化

強度나 安定性問題로 性質이 다른 두 材料를 複合使用하거나 等方性材料를 幾何的으로 組合하여 使用하는 경우를 構造上 直交異方性 材料라고 하며 이러한 構造物의 理論的 解析을 위하여 構造形狀을 簡單히 理想化하고 適當한 假정에 의하여 近似的으로 計算할 수 있다.

直交補強板의 굽힘 解析을 위하여 補強材를 同一하게 均一分布된 直交異方性板으로 理想化하고, 여기에 薄板理論을 適用하기 위하여 다음과 같은 假정을 세운다.

- (1) 板에 대한 補強材사이의 거리의 比率이 剛性的의 均一性을 유지할만큼 작다.
- (2) 剛성이 x, y 方向으로 各各 均一하게 分布되어 있다.

(3) 굽힘剛성이나 비틀림剛성이 板의 境界條件이나 荷重의 分布에 無關하다.

(4) 板과 補強材가 모두 同一한 等方性材質이다.

(5) 板과 補強材의 사이의 結合은 完全하다.

이러한 假정하에 이 直交異方性補強板의 x, y 方向의 굽힘剛性 및 비틀림剛性은 다음과 같이 定義된다. (1) Fig. 1과 같이 補強平板의 補強材가 x, y 方向으로 各各 等間隔으로 分布된 경우

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$$

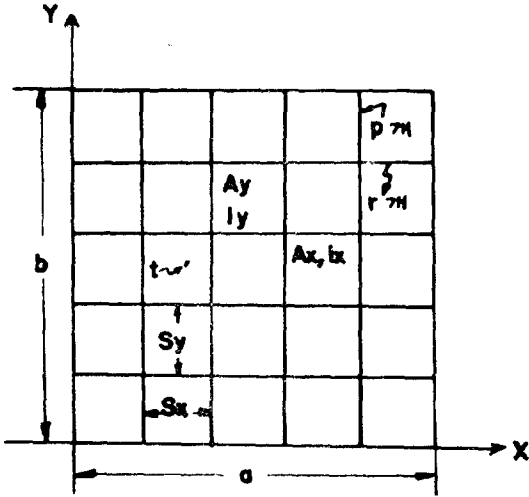


Fig. 1. 理想化한補強板

$$\begin{aligned}
 D_x &= D + \frac{EI_x}{S_y} \\
 D_y &= D + \frac{EI_y}{S_x} \\
 H &= D
 \end{aligned} \tag{1}$$

또한 板兩端의 境界條件은 單純支持된 경우와 固定된 경우로 나누어 理想化하여 생각할 수 있다.

2.2. 直交異方形性板의 固有振動解析

直交異方形性板의 固有振動數를 求하는 式은 다음 過程에 따라 유도된다. [2] 板要素의 運動에 따른 運動方程式은 體積力를 無視하면

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} &= \rho a_x = \rho \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \tau^2} \\
 \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} &= \rho a_y = \rho \frac{\partial^2 w}{\partial y \partial \tau^2} \\
 \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} &= \rho a_z = \rho \frac{\partial^2 w}{\partial z \partial \tau^2}
 \end{aligned} \tag{2}$$

또한 一般의인 條件에 의하여 應力에 對하여

$$\begin{aligned}
 (\tau_{xz}, \tau_{yz})_{\pm t/2} &= 0 \\
 (\sigma_z)_{\pm t/2} &= 0, -P
 \end{aligned} \tag{3}$$

한편 中心面이 그대로 유지된다고 가정하고, 式(2)을 板두께에 대하여 積分하면 各各 剪斷力과 굽힘 및 비틀림모우먼트를 얻을 수 있고, 이를 다시 式(2)에 대입하면 다음과 같이 정리된 式을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} \\
 + \frac{\partial^2}{\partial \tau^2} \left(\rho t w - I_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - I_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) &= P(x, y, t)
 \end{aligned} \tag{4}$$

한편 모우먼트는 各各

$$\begin{aligned}
 M_x &= -D_x \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu_{xy} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \\
 M_y &= -D_y \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu_{xy} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \\
 M_{xy} &= -D_{xy} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}
 \end{aligned} \tag{5}$$

이므로 이를 式(4)에 代入하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 D_x \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2H \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_y \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \\
 + \frac{\partial^2}{\partial \tau^2} \left(\rho t w - I_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - I_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) &= P(x, y, t)
 \end{aligned} \tag{6}$$

境界條件이 單純支持일 경우 式(6)의 解는 一般的으로 다음과 같은 形態가 된다.

$$\begin{aligned}
 w(x, y, \tau) &= \sum_m \sum_n \sin \left(\frac{m\pi x}{a} \right) \cdot \sin \left(\frac{n\pi y}{b} \right) \\
 &\cdot \sin(\omega_{mn}\tau)
 \end{aligned} \tag{7}$$

따라서 式(7)을 式(6)에 代入하여 풀면 固有振動數를 求하는 式은

$$\omega_{mn}^2 = \frac{\pi^4 \left[D_x \left(\frac{m}{a} \right)^4 + 2H \left(\frac{mn}{ab} \right)^2 + D_y \left(\frac{n}{b} \right)^4 \right]}{\rho t + \pi^2 \left[I_x \left(\frac{m}{a} \right)^2 + I_y \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right]} \tag{8}$$

여기서 간단히하기 爲하여 回轉慣性을 無視하면 固有振動數는

$$\omega_{mn}^2 = \frac{\pi^4 \left[D_x \left(\frac{m}{a} \right)^4 + 2H \left(\frac{mn}{ab} \right)^2 + D_y \left(\frac{n}{b} \right)^4 \right]}{\rho t} \tag{9}$$

2.3. Rayleigh-Ritz方法에 의한 直交異方形性板의 固有振動解析[3]

一般的으로 板의 振動型은 다음式으로 表示할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 w(x, y, \tau) &= w(x, y) \cos(\omega\tau) \\
 w(x, y) &= \sum_m \sum_n a_{mn} \sin \left(\frac{m\pi x}{a} \right) \sin \left(\frac{n\pi y}{b} \right)
 \end{aligned} \tag{10}$$

한편 補強材는 $x=x_i$ 線을 따라 다음과 같은 처짐량을 갖는다.

$$\begin{aligned}
 w(y, x_i) &= \sum_n A_{ni} \sin \left(\frac{n\pi y}{b} \right) \\
 A_{ni} &= a_{1n} \sin \left(\frac{\pi x_i}{a} \right) + a_{2n} \sin \left(\frac{2\pi x_i}{a} \right) + \dots
 \end{aligned} \tag{11}$$

또한 補強材는 $y=y_i$ 線을 따라 다음과 같은 처짐량을 갖는다.

$$\begin{aligned}
 w(x, y_i) &= \sum_m B_{mi} \sin \left(\frac{m\pi x}{a} \right) \\
 B_{mi} &= a_{1m} \sin \left(\frac{\pi y_i}{b} \right) + a_{2m} \sin \left(\frac{2\pi y_i}{b} \right) + \dots
 \end{aligned} \tag{12}$$

變形에너지 方法에 依하여 補強材와 板의 位置에너지와 動動에너지를 求하던 各各 다음과 같다.

$$V_s = \left[\frac{\pi^4 B_y}{4b^3} \sum_{i=1}^p \sum_{n=1}^{\infty} A_{ni}^2 n^4 + \frac{\pi^4 B_y}{4a^3} \sum_{i=1}^r \sum_{m=1}^{\infty} B_{mi}^2 m^4 \right] \cos^2 \omega \tau$$

$$K_s = \left[-\frac{m_y}{4} \sum_{i=1}^p \sum_{n=1}^{\infty} A_{ni}^2 + \frac{m_x}{4} \sum_{i=1}^r \sum_{m=1}^{\infty} B_{mi}^2 \right] \omega^2 \sin^2 \omega \tau$$

$$V_p = \left(\frac{\pi^4 ab}{8} \right) D a_{mn}^2 \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) \cos^2 \omega \tau$$

$$K_p = \left(\frac{\rho tab}{8} \right) a_{mn}^2 \omega^2 \sin^2 \omega \tau \quad (13)$$

固有振動數方程式을 求하기 爲하여 補強板의 最大位置에너지와 最大運動에너지에 對하여 다음 條件을 考慮한다.

$$\frac{\partial (V_{\max} - \omega^2 K_{\max})}{\partial a_{mn}} = 0 \quad (14)$$

$$\frac{\pi^4 B_y n^4}{2b^3} \sum_{i=1}^p A_{ni} \sin\left(\frac{m\pi x_i}{a}\right)$$

$$+ \frac{\pi^4 B_x m^4}{2a^3} \sum_{i=1}^r B_{mi} \sin\left(\frac{n\pi y_i}{b}\right)$$

$$+ \frac{\pi^4 ab D}{4} a_{mn}^2 \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)^2$$

$$- \omega^2 \left[-\frac{m_y}{2} \sum_{i=1}^p A_{ni} \sin\left(\frac{m\pi x_i}{a}\right) \right.$$

$$\left. + \frac{m_x}{2} \sum_{i=1}^r B_{mi} \sin\left(\frac{n\pi y_i}{b}\right) + \frac{\rho tab a_{mn}}{4} \right] = 0 \quad (15)$$

A_{ni} 와 B_{mi} 는 a_{jk} 를 包含하고 있으므로 이에 對한 대수方程式을 연계되고 이系の 行列에서 振動數方程式을 얻을 수 있다. 補強材의 數가 많으므로 $m+n < 2(p+1)$, $m+n < 2(r+1)$ 이며, 또한 補強材가 等間隔이므로 이 條件을 利用하여 풀면 다음 結果를 얻는다.

$$\omega^2 = \frac{D\pi^4}{\rho ta^4} \cdot \frac{\left[(m^2 + \alpha^2 n^2)^2 + (r+1) \frac{EI_x}{Db} m^4 + (p+1) \alpha^3 \frac{EI_y}{Da} n^4 \right]}{\left[1 + (r+1) \frac{A_x}{bt} + (p+1) \frac{A_y}{at} \right]} \quad (16)$$

3. $D_n V$ 船級協會 規程에 依한 補強板의 局部振動計算式[4]

補強板等の 船尾部 또는 機關室에서의 局部振動에 對하여 노르웨이 船級協會規程에 따라 近似式으로 計算할 수 있으며, 여기서는 水中에서의 效果를 考慮할 必要가 없기 때문에 空氣中에서의 直交補強板에 對한

近似式을 引用하였다.

本規程에서는 補強板의 局部固有振動數 f 는 主機關이나 프로펠러에 의한 最大의 船尾部 局部 起振振動數의 1.1배인 振動數 F 보다 큰 범위에 있을 것을 要求하고 있다.

3.1. 該當位置에서의 最大 局部起振振動數의 1.1 倍인 振動數 F

• 船尾隔壁後部에서

$$\left. \begin{aligned} F &= \frac{2.2N_p Z_p}{60} \text{ [Hz]} : N_p \leq 150 \text{ rpm인 경우} \\ F &= \frac{1.1N_p Z_p}{60} \text{ [Hz]} : N_p > 150 \text{ rpm인 경우} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

• 低速 피스톤엔진 推進機關($N_m < 150 \text{ rpm}$)의 機關室內에서

$$\left. \begin{aligned} F &= \frac{1.1N_p Z_p}{60} \text{ [Hz]} \\ F &= \frac{1.1N_m C}{60} \text{ [Hz]} \end{aligned} \right\} \text{ 中에서 큰 값} \quad (18)$$

• 高速 피스톤엔진 또는 터빈 推進機關($N_m > 150 \text{ rpm}$)의 機關室內에서

$$F = \frac{1.1N_p Z_p}{60} \text{ [Hz]} \quad (19)$$

上記式에서

N_p, N_m = 프로펠러 또는 主機關의 連續最大回轉數 (rpm)

Z_p = 프로펠러의 날개수

C = 主機關의 실린더數(단, 8以上일 必要는 없다)

3.2. 直交補強板의 固有振動數

直角 두 方向으로 補強된 板의 空氣中에서의 1次固有 振動數 f 는 다음 近似式에서 求한다.

$$f = \frac{K_4}{b^2} \sqrt{\frac{1}{t_e} (A_1 + A_2 + A_3)} \text{ [Hz]} \quad (20)$$

$$A_1 = \left(\frac{b}{a} \right)^2 \frac{K_1 I_x r}{S_y (r+1)}$$

$$A_2 = \frac{K_1 I_y p}{S_x (p+1)}$$

$$A_3 = 200 \left(\frac{b}{a} \right)^2 I_{xy}$$

$$t_e = t + \frac{A_x r}{10 S_y (r+1)} + \frac{A_y p}{10 S_x (p+1)} \text{ [mm]}$$

$K_1 = 1.0$: 補強材의 形狀이 對稱이거나 Bulb 斷面일 경우

$= 0.85$: 強材이 形狀이 非對稱일 경우

$$I_{xy} = \frac{K_1 I_x r}{100 S_y (r+1)} \text{ 또는 } \frac{K_1 I_y p}{100 S_x (p+1)} \text{ [cm}^4\text{]}$$

中에서 작은 값

$K_4=25$: 모든 補强材가 兩端에서 單純支持인 경우

$=40$: 補强材가 一端은 單純支持, 一端은 固定인 경우

上記式에서 다른 記號는 本報告書의 一般記號에서와 同一하다. 參考로 補强板이 水中에 잠기있을 경우의 減少係數(δ)는 다음式과 같다.

$$\delta = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{C_3 a K_5}{l e}}} \quad (21)$$

여기서

$C_3=40$: 한쪽만 水中에 있을 경우

$=80$: 兩쪽 모두 水中에 있을 경우

$$K_5 = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{a}{b}\right)^2}}$$

모든 補强材가 兩端에서 單純支持인 경우

$$= \frac{2}{3} \left(1 + \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2a}{b}\right)^2}} \right)$$

補强材가 y 方向으로는 單純支持이고, x 方向으로는 固定인 경우

$$= \frac{2}{3} \left(1 + \frac{1}{2\sqrt{4 + \left(\frac{a}{b}\right)^2}} \right)$$

補强材가 x 方向으로는 單純支持이고, y 方向으로는 固定인 경우

4. 實船의 船尾部 甲板에 대한 固有振動數의 計算

4.1. 實船의 船尾部 甲板의 理想化모델

Fig. 2는 現在 現代重工業(株)에서 建造中인 船舶의 船尾部 甲板을 理想化한 모델이며 同船舶의 主要目은 다음과 같다.

DWT 25,000 Bulk Carrier

$L \times B \times D = 150.0(m) \times 26.0(m) \times 14.0(m)$

主機關 : B&W 5L67 GFCA型(2行程單動디젤機關)
10,900PS \times 123RPM

프로펠러갯數 : 5

Fig. 2에서 補强材들의 갯수는 다음과 같다.

① 보 : $200 \times 90 \times 9/14$ I.A.(斷面積 $29.66cm^2$)

②, ③ : $400 \times 100 \times 13/18$ I.A.(斷面積 $68.59cm^2$)

4.2. Rayleigh-Ritz方法에 의한 固有振動數計算

Rayleigh-Ritz의 에너지方法에 의한 結果式 (16)을 利用하여 直交補强板의 固有振動數를 計算하기 위하여

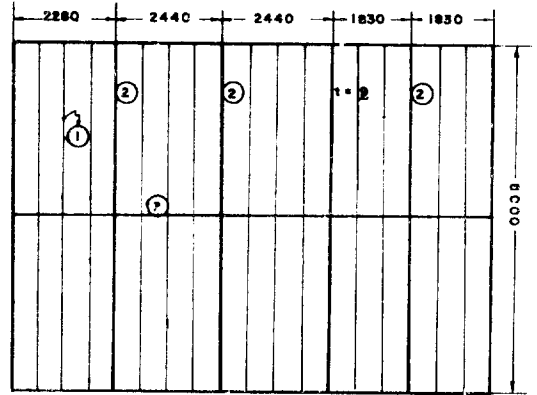


Fig. 2. 實船의 船尾部 甲板例

Fig. 2의 實船船尾部甲板의 補强材가 等間隔으로 配置된 것으로 가정하고, 또한 補强材 ①은 편의상 原來의 板 두께에 均一하게 그 斷面積만큼 分配된 것으로 理想化하였다("Smearing Effect")

또한 補强材 ②, ③의 斷面 2次 모우먼트는 $I_x = I_y = 57849(cm^4)$ 으로 取하였다. 計算過程에서 各數值들은 다음과 같다.

$$t = t' + \frac{nA_y}{a} = 0.9 + \frac{13 \times 29.66}{1082} = 1.256(cm)$$

$$\alpha = a/b = 1.3525$$

$$E = 2.1 \times 10^7 \text{ N/cm}^2$$

$$\rho = 0.8 \times 10^{-5} \text{ kp} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4$$

$$r = 1, p = 4$$

$$D = \frac{E \cdot t^3}{12(1 - \nu^2)} = 3.81 \times 10^5$$

$$\omega_{mn}^2 = \frac{3.81 \cdot 10^5 \cdot \pi^4}{0.8 \cdot 10^{-5} \cdot 1.256 \cdot 1082^4}$$

$$\frac{\{(m^2 + \alpha^2 n^2)^2 + 2 \times 389.5m^4 + 5\alpha^3 \cdot 294.7n^4\}}{\left\{1 + (r+1)\left(\frac{A_x}{bt}\right) + (p+1)\frac{A_y}{at}\right\}}$$

$$= 2.036 \{(m^2 + 1.829n^2)^2 + 797m^4 + 3642n^4\}$$

따라서 固有振動數는 自然數 m 과 n 에 對하여 分類하고 $f = \frac{\omega}{2\pi}$ 이므로 計算結果를 綜合하면 다음 表와 같이 된다. 表에서 $m=1, n=1$ 일 경우가 1次固有振動數($f=15.14\text{Hz}$)이며 境界條件은 兩端單純支持인 경우이다.

		[Hz]	
n	m	1	2
1	1	15.14	55.23
2	1	29.11	60.58

4.3 D_nV船級協會 規程에 의한 固有振動數計算

直交補強板의 局部固有振動數는 D_nV船級協會 規程에 의한 近似式으로도 計算할 수 있고, 式(20)에 따른다. 이 경우 斷面 2次慣性모우먼트는 各各 板의 有效幅(Effective Breadth)을 考慮하여 x,y方向에 對하여 求한다.

本例題 補強板의 경우 有效幅은 各各 3,680mm와 1861mm로 算았고[5] 이에따른 斷面 2次慣性모우먼트는 I_x=48416(cm⁴), I_y=44304(cm⁴)로 計算되었다.

以下 式(20)에 의한 固有振動數 計算過程을 보면 다음과 같다.

$$t_c = 12.56 + \frac{68.59}{10 \times 4 \times 2} + \frac{68.59 \times 4}{10 \times 2.164 \times 5} = 15.96$$

$$\left. \begin{aligned} I_{xy} &= \frac{0.85 \times 48416}{100 \times 4.2} = 51.44 \\ &= \frac{0.85 \times 44304 \times 4}{100 \times 2.164 \times 5} = 139.2 \end{aligned} \right\} \text{中 작은 값, 即 } 51.44$$

$$A_1 = \left(\frac{8}{10.82} \right)^2 \frac{0.85 \times 48416}{4 \times 2} = 2812$$

$$A_2 = \frac{0.85 \times 44304 \times 4}{2.164 \times 5} = 13922$$

$$A_3 = 200 \times \left(\frac{8}{10.82} \right)^2 \times 51.44 = 5624$$

따라서 兩端이 單純支持라고 생각할 경우

$$f = \frac{25}{8^2} \sqrt{\frac{1}{15.96} (A_1 + A_2 + A_3)} = 14.62 \text{ (Hz)}$$

또한 補強板의 一端은 單純支持이고 他端은 固定이라고 생각할 경우

$$f = \frac{40}{8^2} \sqrt{\frac{1}{15.96} (A_1 + A_2 + A_3)} = 23.4 \text{ (Hz)}$$

한편 船尾隔壁後部에서 最大의 局部起振振動數의 1.1 倍인 振動數 F는

$$F = \frac{1.1 N_p Z_p}{60} = \frac{1.1 \cdot 123 \cdot 5}{60} = 11.3 \text{ (Hz)}$$

따라서 $F < f$ 이므로 本例題의 補強板은 安全한 것임을 알 수 있다.

4.4. 有限要素法을 利用한 電算프로그램[6]에 의한 計算

有限要素法을 利用한 一般 構造解析用 電算프로그램인 SAP M Program에 의한 計算結果는 다음과 같다. Fig. 2의 補強甲板 모델에 對하여 總節點數 171, 要素數 298個에 對하여 境界條件과 集中荷重如否에 따라 3가지로 나누어 計算하였다.

(1) 境界조건이 單純支持이고 集中荷重이 없는 경우
1次固有振動數 : 15.65Hz

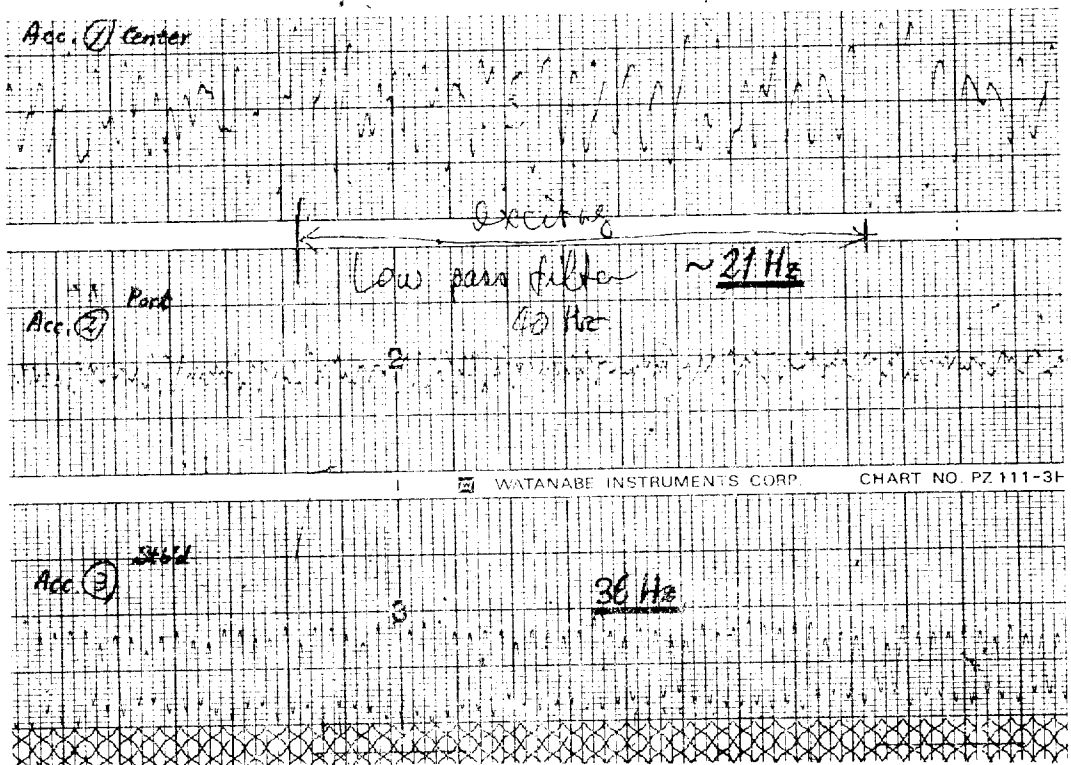


Fig. 3. 補強板(實船船尾部甲板) 固有振動測定結果

2次固有振動數 : 25.34Hz

3次固有振動數 : 41.72Hz

參考로 各 Mode Shape의 Plotting結果를 附錄2, 3, 4에 첨부하였으며 實船計測時에 殘存한 集中荷重들을 (3)에서 記述하는 條件의 參考로 Undeformed Shape에 表示하였다.

(2) 경계조건이 固定이고 集中荷重이 없는 경우

1次固有振動數 : 33.19Hz

2次固有振動數 : 44.98Hz

3次固有振動數 : 61.62Hz

(3) 境界條件이 固定이고 集中荷重이 作用할 경우 實船의 固有振動數 計測狀態에서와 同一한 條件에서의 固有振動數를 計算해 보기 爲하여 附錄 1의 그림과 같은 集中荷重이 作用하는 경우 計算結果는 다음과 같다.

1次固有振動數 : 21.52Hz

2次固有振動數 : 33.61Hz

3次固有振動數 : 35.66Hz

5. 實船計測

5.1. 測定概要

日時 및 場所 : 1981. 7. 16 14 : 30 ~ 18 : 00

울산現代造船所內

測定機器 : Accelerometer: AS-1C 3個(CD2514/20/30) Dynamic Strain Amplifier: Kyowa (AE 6130) Low Pass Filter: Kyowa (AD7259 Cutoff freq. 40Hz) Linear Coder: Watanabe (WR 3001 # 0800601)

5.2. 測定結果 : Fig. 3

Impact Load에 依한 振動의 測定結果를 Fig. 3에 첨부하였다. 同時에 3個所를 測定하였는바 ①位置는 바로 Center Girder 上部, ②, ③은 各各 左右舷 甲板上이었다. ①位置에서 固有振動數는 約 21Hz임을 알수 있다. (Fig. 3에서 記錄速度는 10cm/sec)

6. 結果分析 및 結論

우선 計算結果들을 綜合하여 보면 1次固有振動數(兩端이 單純支持인 境界條件의 경우)에 對하여 Rayleigh-Ritz方法, $D_n V$ 規程에 依한 近似式 및 有限要素法을 利用한 電算프로그램 SAP V에 依한 計算結果들을 比較하면 各各 15.14Hz, 14.62Hz 및 15.65Hz로서 이들

값은 서로 約 $\pm 3.5\%$ 以內 誤差의 범위내에 있으며, 一致하는 結果임이 判明되었다.

다음으로 實船計測結果를 보면 1次固有振動數가 約 21Hz인데 이 값은 計測時 甲板上에 기존의 集中荷重이 作用하고 있는 狀態이고, 또한 境界條件이 上記의 單純支持인 경우가 아니기 때문인 것으로 判斷된다. SAP V 프로그램을 利用하여 集中荷重을 計測狀態와 同一하게 作用하는 것으로 하고 境界條件은 兩端固定으로 考慮하여 計算한 結果인 21.52Hz와 比較해 볼 수 있다. 또한 $D_n V$ 規程의 一端固定, 一端單純支持의 境界條件인 경우의 近似式에 依하여 計算한 結果 23.4Hz이었는데, 이 값은 集中荷重을 전혀 고려할 수 없는 경우이므로 上記값들 보다 약간 높은 固有振動數값을 나타내고 있다.

以上の 結果들을 綜合하여 볼 때 理論的인 近似式에 의한 計算은 一次固有振動數以外的 高次振動은 거의 不可能하고 너무 尙早하여 할 條件들이 많기 때문에 無理가 있다고 생각할 수 있다.

따라서 1次固有振動數를 計算할 수 있는 近似式만을 考慮하고 計測方法 또는 韓國船級協會規程에의 反映과 關聯하여 研究結果를 綜合하여 볼 때 지적되어야 할 事項과 앞으로의 補完事項을 열거하여 보면 다음과 같다.

(1) 補強板에 대한 1次固有振動數 計算 近似式에 대한 理論的인 問題는 境界條件의 適定한 設定, 即 單純支持인 경우와 固定인 경우를 어떻게 組合하여 그의 支持狀態를 가장 가깝게 나타낼 수 있는나 하는 問題와 補強材의 彈性值 및 配置間隔을 어느程度 正確하게 計算過程에서 推定할 수 있는나 하는 問題로 압축할 수 있다고 본다.

(2) 補強材의 彈性值計算은 관성모우먼트와 有效幅의 適用이 지금도 研究課題로 남아있다. 이러한 問題들이 어느 程度로 實際의 加減에 推定되어야 더 正確한 近似式이 유도될 수 있을 것이다.

(3) 理論近似式은 韓國船級協會 規程으로도 앞으로 制定할 수 있지만 이에 대한 適合判斷如何에는 그에 相當하는 時間과 努力이 必要하고, 現在로 船級協會에서 גיע 관여할 수는 없다. 이는 設령 船級規程에 依하여 補強板의 固有振動이 危險하다고 豫想되더라도 補強材의 追加設置等 간단한 方法에 依하여 解決될 수 있기 때문이다.

(4) 마지막으로 實船計測方法에 대한 問題는 大容量의 Shaker와 Spectrum Analyser保有로 解決할 수 있으며, 各振動型에 對한 分析도 可能하다고 본다.

參考文獻

[1] Timoshenko, Woinowsky-Krieger: "Theory of Plates and Shells" 2nd Ed. Mc. Graw-Hill
 [2] Troitsky, M.S.: "Stiffened Plates" Chap. 8. Elsevier Sc. Publ. Co. Montreal, 1976
 [3] Wolf, E: "Näherungsformeln fuer Schwingungen von gelenkig gelagerten, versteiften Rechteck-

platten" Schiff & Hafen. Heft 9, 1978.
 [4] Det norske Veritas: "Rules for Classification of Steel Ships" Part 3, Ch. 1, Sec. 6D, 1981.
 [5] E. Vollbrecht: Vortrag über die Analyse der Schiffsstruktur Manheim/Aachen.
 [6] SAP Users Group: "A Structural Analysis Program for Static and Dyamic Response of Linear Systems" SAP 6-2 User Manual, 2, 1979.

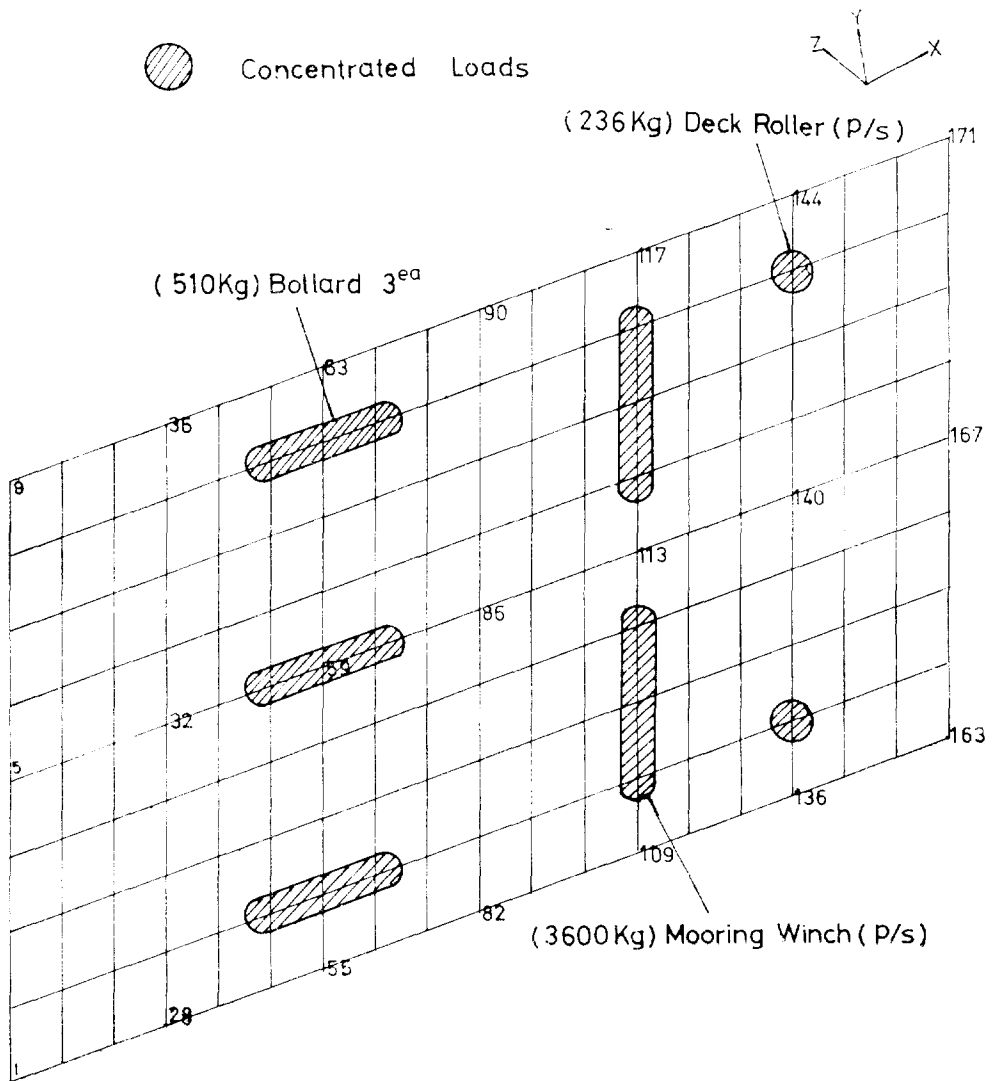


Fig. 4. Vibration of Stiffened Plate (HS03/04)
 Undeformed Shape
 IAXIS=2 ALPHA=-40.00 BETA=30.00

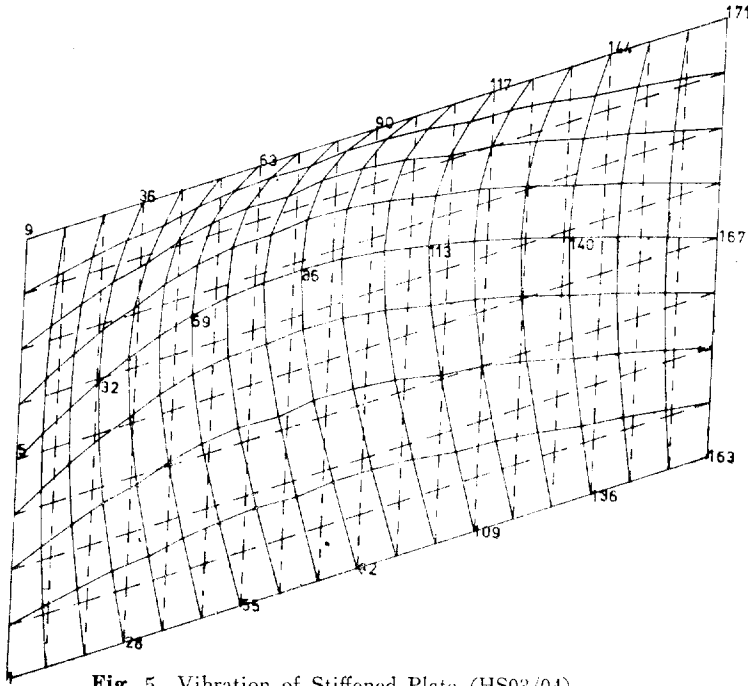


Fig. 5. Vibration of Stiffened Plate (HS03/04)
 Mode 1 Frequency=15.654
 IAXIS=2 ALPHA=-40.00 BETA=30.00
 Deflection Scale Factor=2.1658

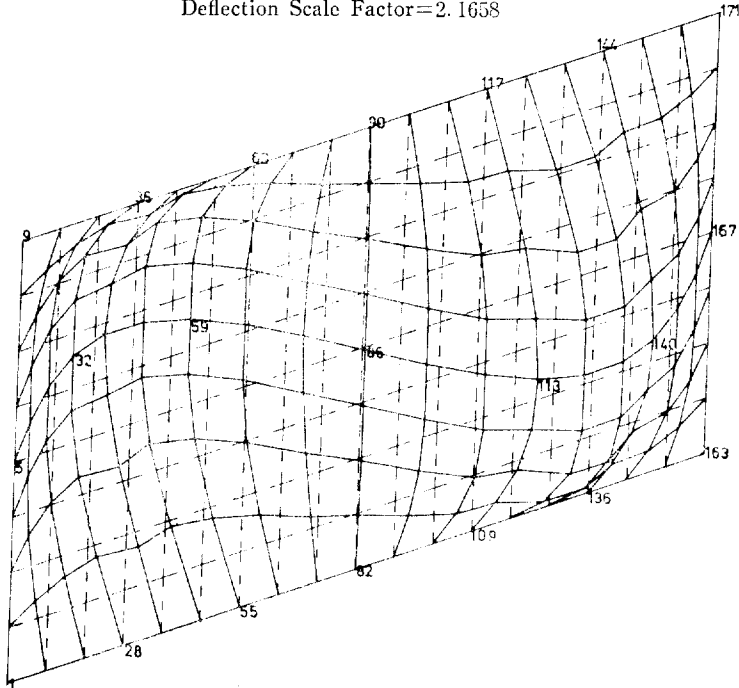


Fig. 6. Vibration of Stiffened Plate (HS03/04)
 Mode 2 Frequency=25.343
 IAXIS=2 ALPHA=-40.00 BETA=30.00
 Deflection Scale Factor=2.3081

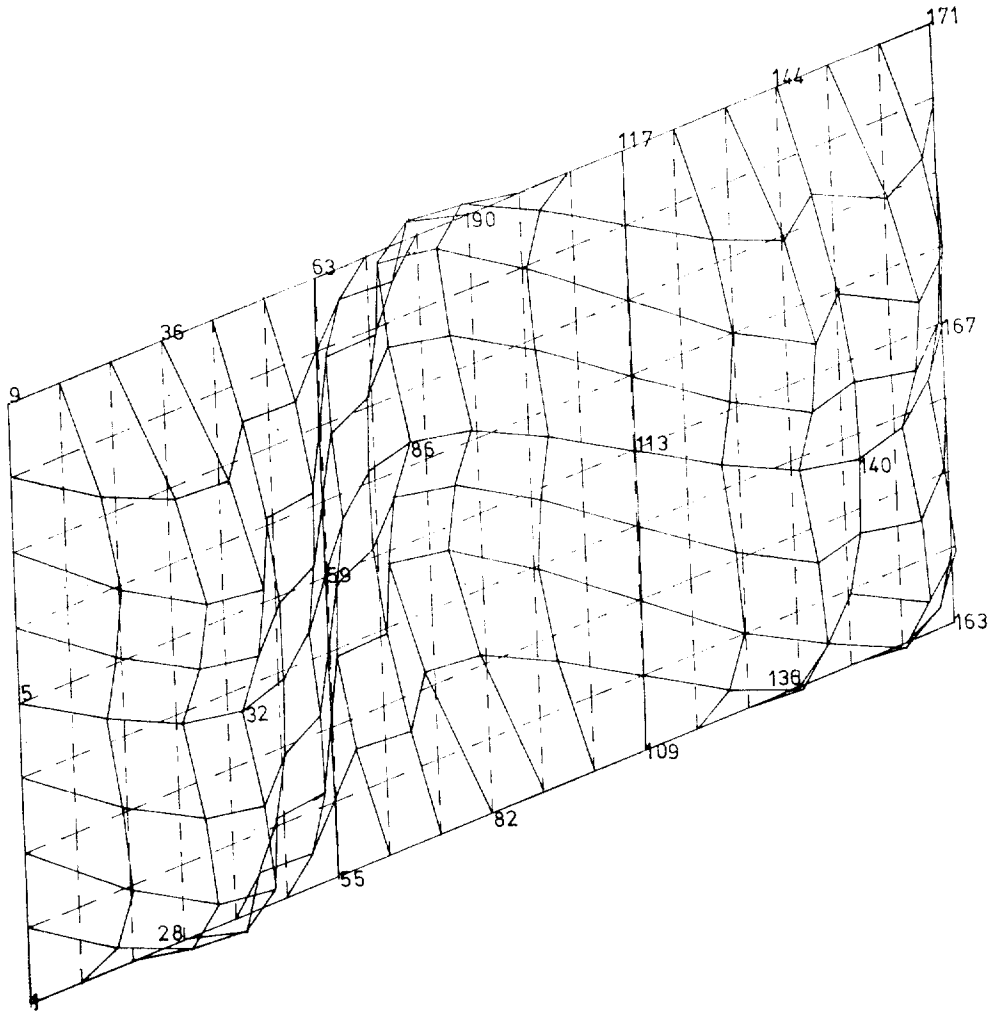


Fig. 7. Vibration of Stiffened Plate (HS03/04)
Mode 3 Frequency=41.715
IAXIS=2 ALPHA=-40.0 BETA=30.00
Deflection Scale Factor=2.1666

과학으로 싸우자 기술로 건설하자

決 議 文

우리들 科學技術人은 全國民의 生活의 科學化 運動이 祖國近代化와 福祉社會를 이룩하는 捷徑임을 깊이 認識하고 總力을 傾注하여 汎國民運動의 旗手가 될 것을 다짐하면서 다음과 같이 決議한다.

- 一. 우리는 全國民의 生活의 科學化가 國民 모두에게 擴散되고 汎國民運動으로 結實되도록 最大의 努力을 傾注한다.
- 一. 우리는 全國民의 生活科學化 運動의 核心的 役軍으로서 科學精神涵養과 科學知識 普及에 積極奉仕한다.
- 一. 우리는 國民生活의 非科學的 弊習을 打破하고 合理的인 生活科學化 運動을 爲한 支柱的 役割을 擔當한다.

1979. 2. 15

社團 韓國科學技術團體總聯合會
法人
會 員 一 同