◉ 研究論文

變化하는 斷面의 門型構造物의 振動計算에 關한 硏究

趙 鏞 守* · 全 孝 重**

A Study on the Vibration Calculation Method of Portal Frame Structure with Variable Sections

Y. S. Jho, H. J. Jeon

Abstract

In this study, some theoretical equations are derived to calculate natural frequencies and their modes of a portal type derrick system and developed a computer program to carry out their calculations. The ship's structures, such as funnels, upper decks, engine structures, shaft systems suffer local vibrations of the ship.

The exciting forces of vibrations are induced by the bearing force and the surface force of propeller or by the main engine.

For solving the vibration problem of riggings like the derrick system the natural frequency of its system must be exactly estimated as far as possible and its resonance condition must be kept out of the normal engine operating speed range.

When some severe resonances are encountered after the ship's launching, it may be required a tremendous cost to amend their condition.

An experimental model of the portal type derrick is made, which is composed of two posts and a truss. This experimental model is excited by an electrical-magnet, and its vibration responses are found out.

The calculating results of the model by the developed computer program are compared with those of measured values of model experiment, and they show fairly good agreements.

記 號 解 說

F : 橫荷重
M : 모멘트 荷重
M_t : 비틀림 모멘트荷重
y : 直線變位
φ : 傾斜角變位
ϕ : 비틀림角變位
J : 質量의 合
J_n : 軸 直角方向의 質量慣性 모멘트의 合
J_t : 軸둘레의 質量慣性 모멘트
E : 보의 縱彈性 係數
G : 보의 橫彈性 係數
I : 보의 斷面2次 모멘트

* 正會員, 釜山開放大學
** 正會員, 韓國海洋大學

I_t : 보의 極斷面2次 모멘트
l : 보의 길이
λ : $\cos\theta$
μ : $\sin\theta$
X, Y : 基準座標系(x, y)에 대한 벡터
$\bar{X}, \bar{Y}$: 局所座標系(x, y)에 대한 벡터
$\boldsymbol{J}$: 綜合質量慣性매트릭스
$\boldsymbol{K}$: 綜合剛性매트릭스
$\boldsymbol{y}$: 變位벡터
$\boldsymbol{f}$: 힘과 모멘트의 벡터
$\boldsymbol{F}$: 힘의 列벡터
$\boldsymbol{U}$: 變位의 매트릭스
$\boldsymbol{T}$: 座標變換 매트릭스
$\boldsymbol{T}^{-1}$: $\boldsymbol{T}$의 逆 매트릭스
$\boldsymbol{T}'$: $\boldsymbol{T}$의 轉置 매트릭스
$\bar{\boldsymbol{F}}$: 局所座標에 대한 힘의 벡터
$\bar{\boldsymbol{U}}$: 局所座標에 대한 變位매트릭스
$\bar{\boldsymbol{K}}$: 局所座標에 대한 剛性매트릭스
θ : 位相差
ω : 起振力의 角振動數
ξ : 起振力과 變位의 位相差

1. 序 論

船體構造物中에서 單獨으로 振動系를 構成하여 振動을 일으키는 局部振動은 一般的으로 比較的 큰 構造部分, 즉 煙突, 上部構造, 데릭, 船底, 엔진架構, 推進軸系 等에서 發生하게 된다. 特히 共振型의 船體構造物 振動은 프로펠러 및 主機 等의 起振力 周期가 上記 構造物이나 艤裝品의 固有振動數와 一致될 때 發生하며 甚한 船體振動을 誘發한다.

이러한 形態의 振動起振源으로 되는 프로펠러 起振力은 主로 不均一한 伴流中에서 프로펠러 날개가 作動하기 때문에 發生하는 揚力의 變化에 의하여 생기는 起振力(bearing force)과 프로펠러 날개의 回轉에 따라 날개가 船尾外板에 가까워졌다 멀어졌다 하기 때문에 外板近處의 壓力의 變動에 依하여 發生하는 起振力(surface force)을 들 수 있다. 또한 主機의 개스爆發力에 의한 起振力과 機關本體의 不平衡力 및 不平衡모멘트 等은 機關本體의 振動 및 推進軸系의 비틂振動, 縱振動, 橫振動 等을 일으키게 된다.[1]

데릭과 같은 船體艤裝品의 振動問題를 解決하는데는 그 系의 最低次數, 또는 그 보다 높은 2, 3次의 固有振動數를 될 수 있는 대로 正確하게 推定하여 이것을 프로펠러 常用回轉時의 起振力 振動數 範圍에서 벗어나게 함으로써 船舶運航時의 共振을 避하는 것이 可能하다.

따라서 萬一 共振의 可能性이 있을 때, 或은 共振이 일어났을 때는 이들 艤裝品의 치수와 形狀의 變更, 또는 固定部의 補强等으로 系의 固有振動數를 變更하는 것이 一般的이지만 배가 建造되어 試運轉段階에서 이러한 問題를 是正하는데는 莫大한 經費를 要한다.

따라서 本 硏究에서는 이들 船體艤裝品中에서도 위에서 說明한 바와 같이 振動을 일으키기 쉬운 데릭 裝置를 硏究對象으로 擇한 다음 이러한 問題點을 事前에 豫防하기 爲하여 比較的 複雜한 構造를 갖는 門形데릭의 振動에 關한 理論式을 誘導하고 이 式을 푸는 電算프로그램을 開發하였다.

또한 이것의 信賴度를 確認하기 위하여 實際門型데릭 치수의 1/20程度의 模型을 製作하여 實驗을 行하였다.

2. 基礎理論

2-1. 橫荷重, 모멘트荷重 및 비틂荷重을 받는 不等斷面보의 振動方程式

振動을 다룰 때는 要素의 端點에 集中質量에 依한 慣性力을 導入한다. 이 質量은 隣接要素의 모든 質量의 合으로서 이 點으로 移轉시킨 것이다. Fig. 1에서 2個의 要素 i와 $i+1$이 接하는 點 n가 주어지고 Fig. 1에서와 같이 x-y平面에서의 變位와 外力이 주어진다면 이 點에서의 變位와 傾斜 및 비틀림 角變位는 같아야 하므로,

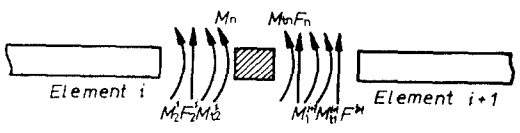

Fig. 1. Joint n with adjacent elements

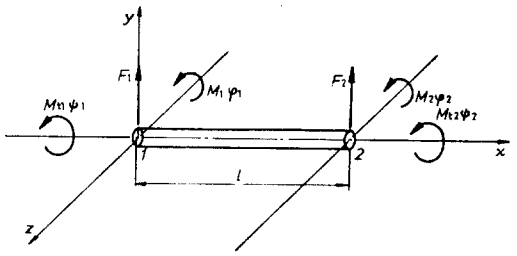

Fig. 2. Coordinate system of beam element and forces of end-section.

$$y_2^i=y_1^{i+1}\equiv y_n$$
$$\varphi_2^i=\varphi_1^{i+1}\equiv\varphi_n \qquad (1)$$
$$\psi_2^i=\psi_1^{i+1}\equiv\psi_n$$

變位가 y_n이고 傾斜가 φ_n, 비틀림角이 ϕ_n인 n點에서의 힘, 回轉모멘트, 비틀림모멘트의 平衡으로 부터

$$F_n-F_2^i-F_1^{i+1}-J\frac{d^2y}{dt^2}=0$$
$$M_n-M_2^i-M_1^{i+1}-J_n\frac{d^2\varphi_n}{dt^2}=0 \qquad (2)$$
$$M_{tn}-M_{t2}^i-M_{t1}^{i+1}-J_t\frac{d^2\phi_n}{dt^2}=0$$

여기서

J : 質量의 合
J_n : 軸에 直角方向의 質量慣性모멘트의 合
J_t : 軸둘레의 質量慣性모멘트의 合
F_n : 外 力
M_n : 外部 모멘트
M_{tn} : 外部 비틀림모멘트

上記 6個의 값이 點n에 集中되어 있다. 따라서 式(2)로 부터 點n의 運動方程式이 다음과 같이 求하여진다.

$$J\frac{d^2y}{dt^2}+(F_2^i+F_1^{i+1})=F_n$$
$$J_n\frac{d^2\varphi_n}{dt^2}+(M_2^i+M_1^{i+1})=M_n \qquad (3)$$
$$J_t\frac{d^2\phi_n}{dt^2}+(M_{t2}^i+M_{t1}^{i+1})=M_{tn}$$

式(3)에서 端點의 힘, 굽힘모멘트, 비틀림모멘트는 端點의 變位, 傾斜, 비틀림變位로서 表示할 수 있으며 이들 變位, 傾斜, 비틀림은 隣接要素의 基本剛性매트릭스로 부터 주어진다.

모든 端點에 對하여 위와 같은 運動方程式을 쓰면 綜合質量 慣性매트릭스 $\boldsymbol{J}$와 綜合剛性 매트릭스 $\boldsymbol{K}$로 다음 式이 주어진다.

$$\boldsymbol{J}\frac{d^2\boldsymbol{y}}{dt^2}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{y}=\boldsymbol{f} \qquad (4)$$

여기서 $\boldsymbol{y}$는 各 端點의 變位, 傾斜, 비틀림으로 이루어지는 變位벡터, $\boldsymbol{f}$는 端點에 作用하는 힘과 모멘트 벡터이다. 여기서 留意할 것은 各點에 對하여 그 點의 自由度와 같은 數의 方程式이 있고 따라서 全體系에 對하여 計算하여야 하는 未知數와 같은 數의 方程式이 있게 된다.

2-2. 質量매트릭스와 剛性매트릭스

(1) 質量매트릭스

모든 質量은 各 要素의 重心을 그대로 維持하도록 各 點에 分割 集中하였기 때문에 質量매트릭스는 主對角線上에만 값을 가지며 나머지 要素는 零이 된다. 즉, 對角매트릭스로 된다.

$$\boldsymbol{J}=\begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 & \cdots\cdots & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & \cdots\cdots & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & \cdots\cdots & 0 \\ \vdots & & & & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots\cdots & J_n \end{pmatrix} \qquad (5)$$

여기서 J_i는 各 質點의 質量, 軸直角方向의 質量慣性모멘트, 또는 軸둘레의 質量慣性모멘트이다.

(2) 橫荷重과 모멘트荷重을 받는 보의 剛性매트릭스

Fig. 3은 代表的인 보要素를 보여 주고 있으며 分割點 1과 2에는 外力 F와 모멘트 M 및 여기에 對應하는 變位 v와 φ가 存在한다. 正의 方向을 그림에 보이는 바와 같이 取한다.

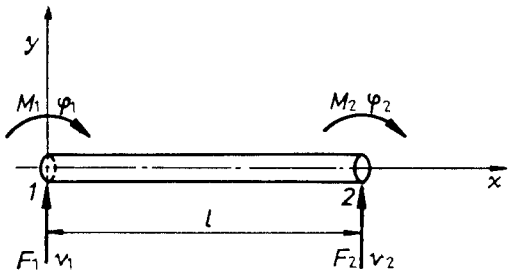

Fig. 3. Forces and displacements in a beam element.

보要素는 그의 全長 l에 걸쳐 휘임剛性 EI가 均一하다고 假定한다.

보의 길이를 l, 縱彈性係數E, 軸의 斷面 2次모멘트를 I라고 하면 外力과 變位間에는 式(6)과 같은 關係가 成立한다.

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{Bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & -6l & -12 & -6l \\ -6l & 4l^2 & 6l & 2l^2 \\ -12 & 6l & 12 & 6l \\ -6l & 2l^2 & 6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1 \\ \varphi_1 \\ v_2 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

本 計算은 Castigliano의 定理와 Maxwell-Betti의 相反定理를 利用하면 比較的 簡單하게 行할 수 있다.

上式을 매트릭스表示에 依하여 簡略하게 쓰면,

$$\begin{Bmatrix} F_{M1} \\ F_{M2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

또는,

$$\boldsymbol{F}=\boldsymbol{K}\boldsymbol{U} \quad (8)$$

여기서 $\boldsymbol{F}$는 힘의 列벡터매트릭스, $\boldsymbol{K}$는 剛性매트릭스, $\boldsymbol{U}$는 變位의 列벡터매트릭스이다. 여기서 留意할 것은 z軸 둘레의모멘트는 y軸方向의 變位를 일으키고 反對로 y軸 둘레의 모멘트는 z軸 方向의 變位를 일으킨다는 事實이며 따라서 兩者는 聯成하게 된다.

(3) 비틀림의 剛性매트릭스

비틀림모멘트를 받는 2分割點 部材를 Fig. 4에 보인다. 이와 같은 部材에 對한 唯一한 變位成分, 즉 回轉角 ϕ를 各 分割點에서 求한다. 비틀림모멘트 M_t와 回轉角 ϕ의 正方向을 Fig. 4의 두겹 화살표로 보인다. 이들 히살표는 通常 오른손 法則에 따른다.

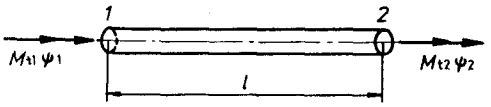

Fig. 4. Torques and displacements in a beam element.

보의 길이를 l, 橫彈性係數를 G, 軸의 極端面 2次 모멘트를 I_t라고 하면 Fig. 4의 要素에 對한 剛性方程式은 다음 式(9)와 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} M_{t1} \\ M_{t2} \end{Bmatrix} = \frac{GI_t}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

따라서 비틀림을 받는 一次元部材의 剛性매트릭스는

$$\boldsymbol{K}=\frac{GI_t}{l}\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

로 주어진다.

(4) 橫荷重, 모멘트荷重 및 비틀림荷重을 받는 보의 剛性매트릭스

Fig. 5의 部材에 對한 剛性매트릭스는 (1)과 (2)의 各 매트릭스를 겹침으로서 求할 수 있다. 즉, 式(6)과 式(10)을 겹치면 된다.

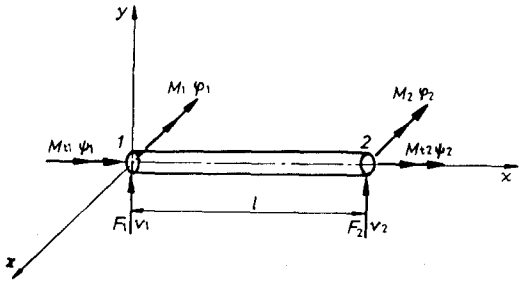

Fig. 5. Beam element loaded by bending and twisting moment.

$$\begin{bmatrix} v_1 & \varphi_1 & \phi_1 & v_2 & \varphi_2 & \phi_2 \\ \frac{12EI}{l^3} & & & & & \\ -\frac{6EI}{l_2} & \frac{4EI}{l} & & & Sym & \\ 0 & 0 & \frac{GI_t}{l} & & & \\ -\frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2} & 0 & \frac{12EI}{l^3} & & \\ -\frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l} & 0 & \frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} & \\ 0 & 0 & -\frac{GI_t}{l} & 0 & 0 & \frac{GI_t}{l} \end{bmatrix} \quad (11)$$

2-3. 任意의 方向을 向하는 보要素의 剛性매트릭스

(1) 座標變換매트릭스

任意의 方向을 向하는 보要素의 剛性매트릭스를 求하기 爲하여 座標變換매트릭스를 導入한다.

Fig. 6으로 부터 $\bar{X}_2=X_2\cos\theta+Y_2\sin\theta$, $\bar{Y}_2=-X_2\sin\theta+Y_2\cos\theta$로 된다. 마찬가지로 分割點 1에 對하여서도 같은 關係가 成立한다. 따라서 위의 關係는 다음과 같이 表示된다.

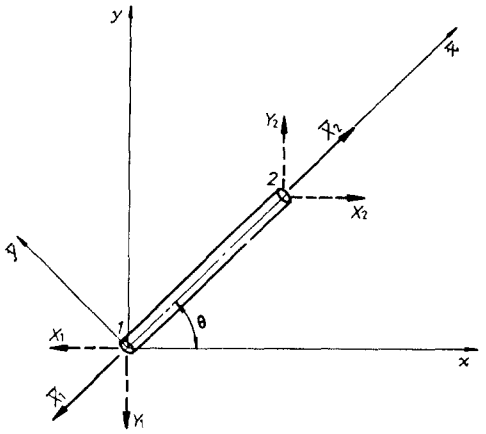

Fig. 6. A truss member in the local coordinate and the global coordinate.

$$\begin{Bmatrix} \overline{X}_1 \\ \overline{Y}_1 \\ \overline{X}_2 \\ \overline{Y}_2 \end{Bmatrix} = \left[\begin{array}{cc:cc} \lambda & \mu & & \\ -\mu & \lambda & 0 & \\ \hdashline & & \lambda & \mu \\ 0 & & -\mu & \lambda \end{array}\right] \begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ X_2 \\ Y_2 \end{Bmatrix} \tag{12}$$

단, $\lambda=\cos\theta$, $\mu=\sin\theta$

$$\boldsymbol{\overline{F}}=\begin{Bmatrix} \overline{X}_1 \\ \overline{Y}_1 \\ \overline{X}_2 \\ \overline{Y}_2 \end{Bmatrix} \quad \boldsymbol{T}=\left[\begin{array}{cc:cc} \lambda & \mu & & \\ -\mu & \lambda & 0 & \\ \hdashline & & \lambda & \mu \\ 0 & & -\mu & \lambda \end{array}\right]$$

$$\boldsymbol{F}=\begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ X_2 \\ Y_2 \end{Bmatrix}$$ 라 놓으면

$$\boldsymbol{\overline{F}}=\boldsymbol{TF}$$
$$\boldsymbol{F}=\boldsymbol{T}^{-1}\boldsymbol{\overline{F}}=\boldsymbol{\overline{T}}'\boldsymbol{F} \tag{13}$$
$$\boldsymbol{\overline{U}}=\boldsymbol{TU}$$

$\boldsymbol{F}, \boldsymbol{U}$: 基準座標에 대한 힘, 變位

$\boldsymbol{\overline{F}}, \boldsymbol{\overline{U}}$: 局所座標에 대한 힘, 變位

$\boldsymbol{T}$: 座標變換 매트릭스

$\boldsymbol{T}'$: $\boldsymbol{T}$의 轉置 매트릭스

(2) 基準座標系로 나타낸 剛性매트릭스

$$\boldsymbol{F}=\boldsymbol{KU}$$
$$\boldsymbol{TF}=\boldsymbol{\overline{K}TU}$$

또는 $\boldsymbol{F}=\boldsymbol{T}'\boldsymbol{\overline{K}TU}=\boldsymbol{KU}$

$$\therefore\ \boldsymbol{K}=\boldsymbol{T}'\boldsymbol{\overline{K}T} \tag{14}$$

局所座標系에 對한 剛性매트릭스 $\boldsymbol{\overline{K}}$를 求하면 基準座標系에 對한 剛性매트릭스 $\boldsymbol{K}$는 式(14)에 依해 容易하게 計算된다.

(3) 橫荷重, 모멘트荷重, 비틀림荷重을 받고 任意方向을 向하는 보 要素의 剛性매트릭스

이 경우의 局所座標系에 대한 剛性매트릭스 $\boldsymbol{\overline{K}}$는 式(11)과 同一하며 座標變換매트릭스 $\boldsymbol{T}$는 다음과 같다.

$$\boldsymbol{T}=\left[\begin{array}{ccc:ccc} 1 & 0 & 0 & & & \\ 0 & \lambda & \mu & & 0 & \\ 0 & -\mu & \lambda & & & \\ \hdashline & & & 1 & 0 & 0 \\ & 0 & & 0 & \lambda & \mu \\ & & & 0 & -\mu & \lambda \end{array}\right] \tag{15}$$

따라서 基準座標系에 對한 剛性매트릭스 $\boldsymbol{K}$는 다음과 같이 된다.

$$\boldsymbol{K}=\boldsymbol{T}^{-1}\boldsymbol{K}\boldsymbol{T}=\begin{pmatrix} v_1 & \varphi_1 & \phi_1 & v_2 & \varphi_2 & \phi_2 \\ \frac{12EI}{l^3} & & & & & \\ -\frac{6EI}{l^2}\lambda & \left(\frac{4EI}{l}\lambda^2+\frac{GI_t}{l}\mu^2\right) & & & SYM & \\ -\frac{6EI}{l_2}\mu & \left(\frac{4EI}{l}-\frac{GI_t}{l}\right)\lambda\mu & \left(\frac{4EI}{l}\mu^2+\frac{GI_t}{l}\lambda^2\right) & & & \\ -\frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2}\lambda & \frac{6EI}{l^2}\mu & \frac{12EI}{l^3} & & \\ -\frac{6EI}{l^2}\lambda & \left(\frac{2EI}{l}\lambda^2-\frac{GI_t}{l}\mu^2\right) & \left(\frac{2EI}{l}+\frac{GI_t}{l}\right)\lambda\mu & \frac{6EI}{l}\lambda & \left(\frac{4EI}{l}\lambda^2+\frac{GI_t}{l}\mu^2\right) & \\ -\frac{6EI}{l^2}\mu & \left(\frac{2EI}{l}+\frac{GI_t}{l}\right)\lambda\mu & \left(\frac{2EI}{l}\mu^2-\frac{GI_t}{l}\lambda^2\right) & \frac{6EI}{l^2}\mu & \left(\frac{4EI}{l}-\frac{GI_t}{l}\right)\lambda\mu & \left(\frac{4EI}{l}\mu^2+\frac{GI_t}{l}\lambda^2\right) \end{pmatrix} \tag{16}$$

그리고 이 基準座標系에 對한 個個의 部材의 剛性매트릭스 $\boldsymbol{K}$를 겹쳐서 構造 全體의 剛性매트릭스를 얻는다.

2·4 振動方程式의 解法

起振力은 週期的이며 프으리에級數로 表示할 수 있기 때문에 起振벡터는 다음과 같이 된다.

$$\boldsymbol{f}=\begin{Bmatrix} f_1\cos(\omega t+\theta_1) \\ f_2\cos(\omega t+\theta_2) \\ \vdots \\ f_n\cos(\omega t+\theta_n) \end{Bmatrix} \tag{17}$$

여기서 θ_i는 全起振力의 i번째 要素 f_i의 位相差, ω는 起振力의 角振動數. 따라서 應答은 다음과 같다.

$$\boldsymbol{y}=\begin{Bmatrix} y_1\cos(\omega t+\theta_1-\xi_1) \\ y_2\cos(\omega t+\theta_2-\xi_2) \\ \vdots \\ y_n\cos(\omega t+\theta_n-\xi_n) \end{Bmatrix} \tag{18}$$

$$\frac{d^2\boldsymbol{y}}{dt^2}=-\omega^2\boldsymbol{y} \tag{19}$$

이기 때문에 運動方程式은 結局

$$-\boldsymbol{J}\omega^2\boldsymbol{y}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{y}=\boldsymbol{f} \tag{20}$$

또는,

$$[\boldsymbol{K}-\omega^2\boldsymbol{J}]\boldsymbol{y}=\boldsymbol{f} \tag{21}$$

式(21)에서 주어진 外力에 對하여 振幅을 求하면 振幅이 크게 되는 外力의 振動數가 固有振動數이다.

또는 式(21)에서 外力 $\boldsymbol{f}=0$ 이라 놓으면

$$[\boldsymbol{K}-\omega^2\boldsymbol{J}]=0 \tag{22}$$

으로 되어 이것은 結局 固有値問題이다. 式(22)를 풀면 固有値가 求하여지고 이것은 그 系의 固有角振動數를 주게 된다. 式(21),또는 式(22)를 計算하는 電算프로그램을 쓰고 이를 利用하여 願하는 固有振動數를 求한다.

3. 電算處理 및 模型에 의한 實驗的 考察

앞에서 檢討한 理論的 內容을 確認하기 위하여 模型을 製作하고 이에 대한 振動의 實測과 理論的 計算을 행하였다.

3-1. 模型 및 計算入力資料

電子計算機 數値計算을 위한 데릭의 計算모델은 Fig.7과 같다. 要素數는 데릭 포스트를 各各 9個, 트라스를 5個 合計 23個로 分割하였다.

分割點 番號는 兩端 2個의 데릭端을 甲板上에 固定하였다고 假定하고 0에서 23番까지 이다.

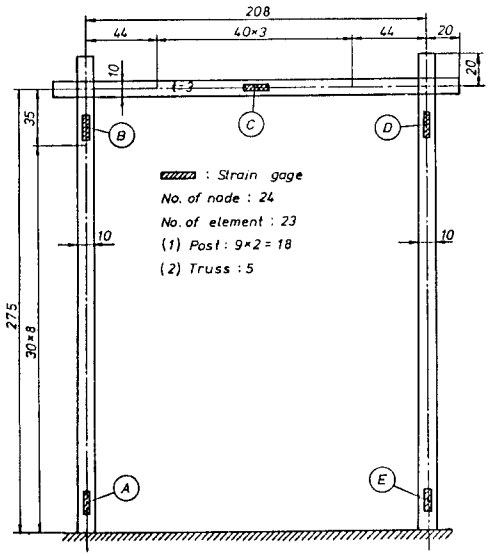

Fig. 7. The test model and positions of strain gage.

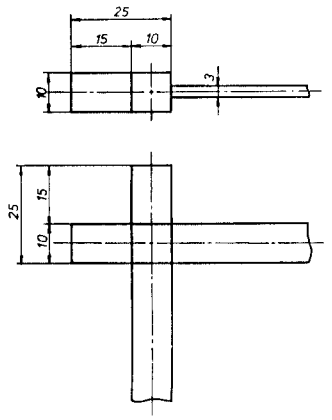

Fig. 8. A detailed plan of section 9 and 14

模型材料의 縱彈性係數 $E=2.1\times10^6\ kg/cm^2$, 橫彈性係數 $G=0.83\times10^6 kg/cm^2$, 單位體積當質量 ρ는 $8.0102\times10^{-6} kg\ \sec^2/cm^4$로 취하였으며 電子計算機의 入力資料는 Table 1과 같다.

Table 1. Dimension, mass, moment of inertia (I_y I_z) of the test model

No. of node	Item	Thickness× Breadth×Length (*cm*)	Mass ($kg\ cm^{-1}sec^2$)	Moment of inertia I_y ($kg.cm.\ sec^2$)	Moment of inertia I_z ($kg.\ cm.\ sec^2$)
1~8	Post	0.3×1×3.0	0.7209×10^{-5}	0.5460×10^{-5}	0.6650×10^{-6}
	Post, truss	0.3×1×4.4	0.1057×10^{-4}		
		(1×1×1.5)×2 Ea	0.2403×10^{-4}		
9	Welded part		0.2563×10^{-6}		
	Wire attachment		0.9847×10^{-5}		
	Total		0.4470×100^{-4}	0.3147×10^{-4}	0.3606×10^{-4}
10~13	Truss	0.3×1×4.0	0.9612×10^{-5}	0.8730×10^{-6}	0.1289×10^{-4}
14	Same as ⑨	Same as ⑨	0.4470×10^{-4}	0.3147×10^{-4}	0.3606×10^{-4}
15~22	Post	0.3×1×3.0	0.7209×10^{-5}	0.5460×10^{-5}	0.6556×10^{-6}

3-2. 電子計算機의 計算結果

Table 2는 電子計算機에 의한 計算結果로 얻어진 데릭模型의 固有振動數中 가장 낮은 것 6個만을 보인 것이다. Table 3은 振動모오드로서 가장 낮은 것 중에서 3個만을 보였다.

Fig. 9는 이들 振動모오드中 主振動을 그림으로 表示한 것이며 (a), (b), (c)는 各各 振動모

Table 2. Natural frequencies of the test model

ORDER	OMEGA SQUARE	CIRCULAR FREQUENCY	FERQUENCY PER SEC.	FREQUENCY PER MIN.
6	0.8223604E 07	0.2867683E 04	0.4564062E 03	0.2738437E 05
5	0.1766678E 07	0.1329164E 04	0.2115432E 03	0.1269259E 05
4	0,1258123E 07	0.1121661E 04	0.1785180E 03	0.1071108E 05
3	0.8670894E 06	0.9311763E 03	0.1482014E 03	0.8892084E 04
2	0.4923087E 05	0.2218803E 03	0.3531337E 02	0.2118802E 04
1	0.8871195E 04	0.9418701E 02	0.1499034E 02	0.8994203E 03

Table 3. Vibratory modes of the test model

No. 3 VIBRATION MODE

1.0000000	−0.6103992	0.0470727	3.3277740	−0.8871393
0.0941307	6.0122280	−0.8546457	0.1411594	8.1996441
−0.5674800	0.1881427	9.2452126	−0.1093157	0.2350675
8.7873478	0.4168288	0.2819180	6.7835493	0.9042464
0.3286792	3.4941101	1.2607412	0.3753343	−1.3018284
1.4324777	0.4296290	−3.1527448	1.4341142	0.3706124
−4.2194185	1.4348004	0.1432987	−4.2188330	1.4346776
−0.1435921	−3.1510234	1.4337492	−0.3708865	−1.2989929
1.4318416	−0.4298773	3.4944754	1.2600148	−0.3755525
6.7818737	0.903610	−0.3288679	8.7841458	0.4164587
−0.2820803	9.2413445	−0.1093767	−0.2352049	8.1959610
−0.5672892	−0.1882542	6.0093794	−0.8542777	−0.1412424
3.3261390	−0.8867054	−0.0941867	0.9994931	−0.6100856
−0.0471005				

No. 2 VIBRATION MODE

1.0000000	−0.6427076	0.3421987	3.7126164	−1.1419246
0.6843933	7.7092180	−1.4991367	1.0265765	12.5689144
−1.7682021	1.3687382	17.8866959	−1.8058891	1.7108881
23.2823753	−1.7722864	2.0529861	28.4124794	−1.6314344
2.3950362	32.9806213	−1.4007757	2.7370553	37.2845917
−1.0457063	3.1360149	22.4140739	−0.6012535	3.5890217
7.5627298	−0.1971924	3.8023782	−7.7188444	0.2068646
3.8020277	−22.5678406	0.6109071	3.5881023	−37.4342117
1.0553298	3.1349244	−33.0965042	1.4101181	2.7361116
−28.5014572	1.6398451	2.3942180	−23.3473816	1.7795696
2.0522718	−17.9314346	1.8118625	1.7102981	−12.5973892
1.7229099	1.3682883	−7.7250843	1.5026283	1.0262320
−3.7195587	1.1441677	0.6841694	−1.0016887	0.6438137
0.3420863				

No. 1 VIBRATION MODE

1.0000000	−0.6529398	−0.0058014	3.8348560	−1.2233841
−0.0116021	8.2575016	−1.7115772	−0.0174129	14.022692
−2.1184630	−0.0232103	20.8879890	−2.4454813	−0.0290189
28.6168594	−0.0348450	−0.0348450	36.9805374	−2.8695688
−0.0406571	45.7622833	−2.9744678	−0.0464728	56.2682648
−3.0158801	−0.0533076	56.4958649	−3.0146432	−0.0434505
56.6050110	−3.0134697	−0.0084827	56.5529785	−3.0122695
0.0342160	56.3425751	−3.0110965	0.0679560	5.60113754
−3.0097599	0.0750672	45.5305023	−2.9661198	0.0655240
36.7767258	−2.8590684	0.0573061	28.4466667	−2.6827583
0.0490946	20.7548332	−2.4327369	0.0409329	13.9276028
−2.1058965	0.0327465	8.1984 291	−1.7003551	0.0245552
3.8059673	−1.2145729	0.0163685	0.9920661	−0.6478887
0.001840				

오드 No.1, No.2, No.3을 나타낸다.

以上의 結果를 살펴보면 2個의 데릭포스트의 基底部에 節點을 갖는 가장 낮은 周波數는 14.99 *Hz*로서 前後方向으로 振動하는 振動型(振動모오드 No.1), 트라스의 中心部에 節點을 갖고 兩側포스트가 周波數 35.3*Hz*로 交互로 前後 振動하는 振動型(振動모오드 No.2), 兩포스트 上端附近에 節點을 갖고 트라스 全體가 周波數 148 *Hz*로 前後振動하는 振動型(振動모오드 No.3)等이 있다. 그러나 實際의 門型 데릭 포스트의 경우 가장 낮은 周波數, 또는 그 다음 높이의 周波數 程度의 것이 주로 나타날 것으로 생각되며

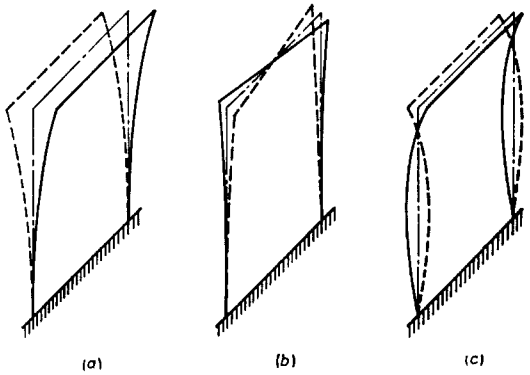

Fig. 9. Figure of vibration mode.

따라서 가장 낮은 振動數를 갖는 振動型 한, 두 個만 檢討하면 充分할 것이다.

3-3. 實驗裝置

Fig. 10, Fig. 11, Fig. 12는 實驗裝置의 系統圖와 一般配置圖 및 寫眞이다.

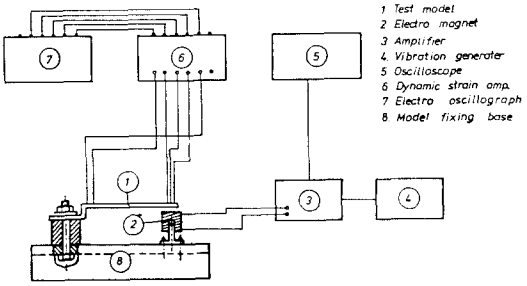

Fig. 10. General arrangement of experimental apparatus.

實驗한 模型은 門型데릭을 模倣한 門型鋼製構造物로서 2個의 포스트와 1個의 트라스로 構成되어있고 이 模型은 剛性이 아주 높게 設計된 鋼製台 ⑧上에 設置되어 있다.

起振力을 주기 위하여 手製電磁石 ②를 트라스 下方에 8*mm*程度로 接近시켜 設置하고 起振力의 크기와 周波數는 振動發生器 ④(日本, Ando社 ULO-5)에 依하여 調整된다.

電算結果에서 얻어진 情報에 따라 模型의 알맞는 位置에 스트레인 게이지(日本, 共和電業社 KFC-30-C1-11)를 5個所에 附着하고 이 스트레인 게이지를 連結하는 브릿지 헷드는 動的스트레인 增幅器 ⑥(日本, 共和電業社 DPM-100A)에 連結되며 動的스트레인 增幅器의 出力은 直記式 電磁오실로 그래프 ⑦(日本, 共和電業社, RMV-33N)에 入力된다.

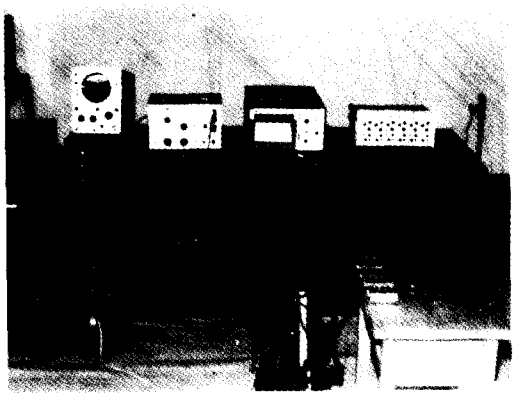

Fig. 11. A photo of experimental apparatus

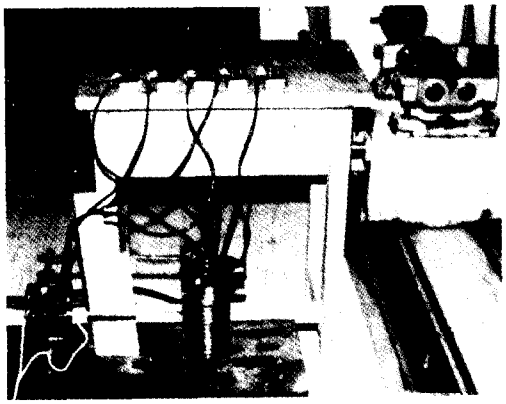

Fig. 12. A photo of test model.

3-4. 實驗結果

振動發生器 ④를 調整하여 角振動數가 다른 起振力을 트라스 下部에 順次로 作用시켜 데릭 模型의 振動을 誘發하고 이러한 起振力으로 因한 模型의 振動應答을 直記式 電磁오실로그래프에 記錄하면서 共振點을 찾는다.

Fig. 13, Fig. 14, Fig. 15는 各 共振點附近에서 記錄된 各 位置(Fig. 7 參照)의 振動應答을 나타내고 있다.

實驗裝置를 通하여 實測한 結果는 가장 낮은

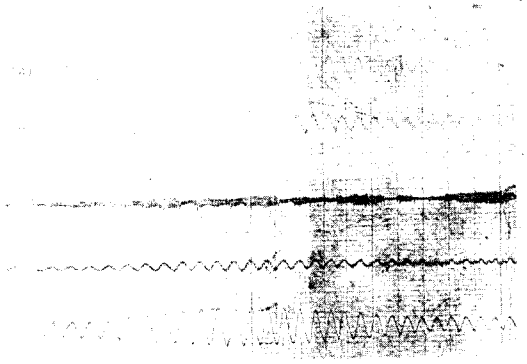

Fig. 13. Vibratory responses of the test model (No. 1 mode)

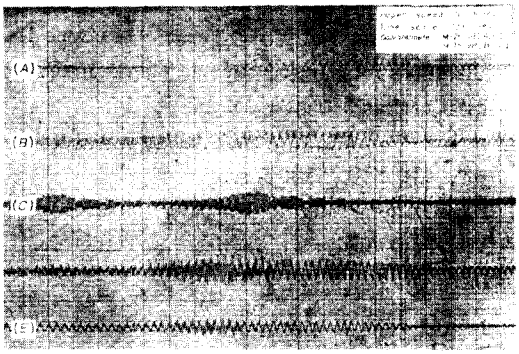

Fig. 14. Vibratory responses of the test model (No. 2 mode)

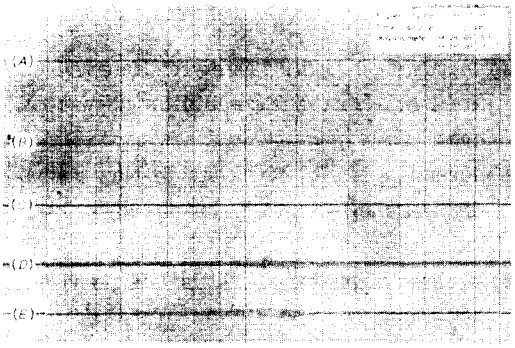

Fig. 15. Vibratory responses of the test model (No. 3 mode)

Table 4. Comparison of calculated and measured frequencncies of the experimental model

No. of mode	Measured and calculated value (Hz)		$\frac{\text{Meas. value}}{\text{Cal. value}} \times 100$ (%)	Remarks
1	Measured	14.88	99.23	
	Calculated	14.99		
2	Measured	35.00	99.15	
	Calculated	35.30		
3	Measured	143.00	96.50	
	Calulated	148.20		

基本振動型과 이보다 高次의 2個의 振動型에 對하여 Table 4와 같으며 計算値와의 比較에 있어 大體로 計算値보다 약간 낮으나 良好한 一致를 보여 주고 있다.

4. 結 論

本 硏究에서는 序論에서도 言及한바와 같이 船舶構造物의 一部에 該當하는 데릭과 같은 門型構造物의 局部振動, 즉 動的 擧動을 매트릭스 有限要素法에 의하여 計算하는 電算프로그램을 開發하였다.

또한 이 프로그램의 信賴度를 確認하기 위하여 門型構造物의 模型을 製作하고 이에 대한 實驗을 행하여 振動應答을 測定하였으며, 開發된 電算프로그램을 利用하여 門型構造物의 振動應答을 計算한 다음 實測値와 比較檢討하였다.

위의 結果로서 本 硏究는 다음과 같이 要約할 수 있다.

(1) 門型 構造物의 振動解析을 매트릭스 有限要素法으로 行하였고 이것을 바탕으로 하여 프로그램을 開發하였다.

(2) 開發된 電算프로그램에 의하여 計算한 結果와 實驗한 實測値와는 基本振動型을 비롯하여 이 보다 高次의 振動型까지 거의 一致하였다.

(3) 따라서 上記 電算프로그램은 船舶 艤裝品 中 데릭과 같은 構造物의 設計에 있어서 推進器 및 主機等의 起振源에 依한 共振을 避할 수 있는 設計가 可能하도록 할 것이다.

參 考 文 獻

1) 振動特別硏究委員會 "船舶振動設計指針" 日本海事協會 1981, p. 71, p. 147 青木秀男外 12名

2) 全孝重, 金喜徹 "船舶推進軸系의 橫振動에 關한 硏究" 韓國舶用機關學會誌 第3卷1號, 1979, p. 2-18.

3) 戸川準人, 有限要素法, サイエンス社, 日本 東京, 1975.
4) Przemienieki J. S., "Theory of Matrix Structure Analysis", McGraw-Hill Inc. New York, 1968.
5) Rubinstein M. F., "Structural Systems-Statics, Dynamics and Stability", Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1970.
6) B. Nath "Fundamental of Finite Elements for Engineers", The Athlone Press of the University of London, 1974.
7) J. M. Prentis and F. A. Leckie "Mechanical Vibrations : An Introduction to Matrix Methods" Charles E. Tuttle Co. Inc.
8) 水上考一外 4名, "コンピュータプログラミング", 朝倉書店, 日本 東京.
9) D. J. Hatter, "Matrix Computer Methods of Vibration Analysis., Charles E. Tuttle Co. Inc.