

## 參 考 文 獻

- 1) Benford H., The Practical Application of Economics to Merchant Ship Design, 1969, University of Michigan.
- 2) Benford H., Ocean Ore Carrier Economics and Preliminary Design, 1960, SNAME
- 3) Benford H., The Role of Economics in Ship Design for Fuel Economy, West Europ Graduate Education in Marine Technology, 1983.
- 4) Milch S., et al., Fuel Saving Vessels—a Case Study, Norwegian Maritime Research, 1981.
- 5) Svenson T. E, Techno-Economic Reasons for Selecting Fuel-Saving Priorities, 1982/2 Trans. J Mar E.
- 6) Gallin C., Fuel Economy, Propulsion Efficiency and Diesel Engine Installations, 1980/9, The Motor Ship
- 7) Gallin C., Alternatives for Economical Diesel Propulsion, 1982/5, The Motor Ship
- 8) John A.W., Principles of Engineering Economic Analysis, John Wiley & Sons Inc., 1977 p.139~154.
- 9) SNAME, Principles of Naval Architecture, 1980, p.163~168.
- 10) 山縣昌夫. 船型學(推進篇), 天然社, 1952. p.175~183.
- 11) 金成執, 現代經濟性工學, 創知社, 1980, p.163~183.
- 12) 田中・佐々木, 機關部機器に對する經濟性評價の一手法, 日本船用機關學會第13回創立十周年記念講演會, 1982/7.



# 變化하는 斷面의 門型構造物의 振動計算에 관한 研究

趙 鏞 守

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

*Yong - soo Cho*



## 目 次

- Abstract  
記號 解說
1. 序 論
  2. 基礎理論
    - 2-1 橫荷重, 모멘트荷重 및 비틀림荷重을 받는 不等斷面보의 振動方程式
    - 2-2 質量매트릭스와 剛性매트릭스
    - 2-3 任意의 方向을 向하는 보 要素의 剛性매트릭스
    - 2-4 振動方程式의 解法
  3. 電算處理 및 模型에 依한 實驗的 考察
    - 3-1 模型 및 計算入力 資料
    - 3-2 電子計算機의 計算結果
    - 3-3 實驗裝置
    - 3-4 實驗結果
  4. 結 論
- 參考文獻

## 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, derricks, 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.

A 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 measured with the strain gage system. From these measurements, the natural frequencies of the model 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                       | $X, Y$ : 基準座標系 $(x, y)$ 에 대한 벡터             |
| $M$ : 모멘트 荷重                    | $\bar{X}, \bar{Y}$ : 局所座標系 $(x, y)$ 에 대한 벡터 |
| $M_t$ : 비틀림 모멘트 荷重              | $J$ : 綜合質量剛性매트릭스                            |
| $y$ : 直線變位                      | $K$ : 綜合剛性매트릭스                              |
| $\varphi$ : 傾斜角變位               | $u$ : 變位벡터                                  |
| $\psi$ : 비틀림角變位                 | $f$ : 힘과 모멘트의 벡터                            |
| $J$ : 質量的 合                     | $F$ : 힘의 列벡터 매트릭스                           |
| $J_n$ : 軸의 直角方向의 質量慣性<br>모멘트의 合 | $U$ : 變位の 列벡터 매트릭스                          |
| $J_t$ : 軸둘레의 質量慣性 모멘트           | $T$ : 座標變換 매트릭스                             |
| $E$ : 보의 縱彈性 係數                 | $T^{-1}$ : $T$ 의 逆 매트릭스                     |
| $G$ : 보의 橫彈性 係數                 | $T'$ : $T$ 의 轉置 매트릭스                        |
| $I$ : 보의 斷面 2次 모멘트              | $\bar{F}$ : 局所座標에 대한 힘                      |
| $I_t$ : 보의 極斷面 2次 모멘트           | $\bar{U}$ : 局所座標에 대한 變位                     |
| $l$ : 보의 길이                     | $\bar{K}$ : 局所座標에 대한 剛性매트릭스                 |
| $\lambda$ : $\cos \theta$       | $\theta$ : 位相差                              |
| $\mu$ : $\sin \theta$           | $\omega$ : 起振力의 角振動數                        |
|                                 | $\xi$ : 起振力과 變位の 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적으로 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 등에서 發生하게 된다. 特히 共振型的 船體構造物 振動은 프로펠러 및 主機 等の 起振力 周期가 上記 構造物이나 艤裝品の 固有振動數와 一致될때 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 作流中에서 프로펠러 날개가 作動하기 때문에 날개에 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 등은 機關本體의 振動 및 推進軸系의 비틀림振動, 縱振動, 橫振動 等を 일으키게 된다.<sup>1)</sup>

데릭과 같은 船體艤裝品の 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, 또는 共振이 일어났을 때를 위한 艤裝品の 尺寸의 形狀의 變更, 또는 固定部의 補強 등으로 系의 固有振動數를 變更하는 것이 一般적이지만 해가 建造되어 試運轉段階에서 이러한 問題를 是正하는데는 莫大의 經費를 要한다.

따라서 本 研究에서는 이들 船體艤裝品 中에서 또 하나의 說明한 바와 같이 振動을 일으키는 쉬운 데릭 裝置를 研究對象으로 擇한 다음 이러한 問題點을 事前에 豫防하기 위하여 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 計算機 電算프로그램을 開發하였다.

또한 이것의 信賴度를 確認하기 위하여 實際 門形데릭 尺寸의 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 비틀림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 합으로서 이 點으로 移轉시킨 것이다. Fig.1에서 2個의 要素  $i$  와  $i+1$ 이 接하는 點  $n$ 가 주어지고 Fig.1에서와 같은  $x-y$ 平面에서의 變位와 外力이 주어

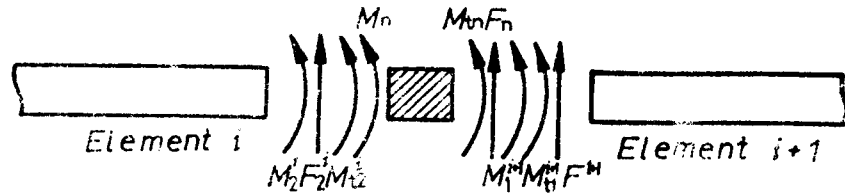


Fig.1 Joint n with adjacent elements

다음의 各 端點에서의 變位와 轉位 및 各 點에서의 荷重位, 轉位가 주어진다.

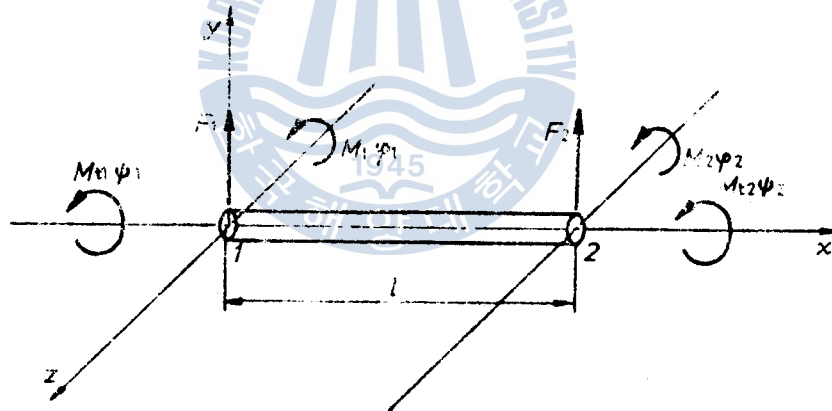


Fig.2 Coordinate system of beam element and forces of end-section

$$\begin{aligned}
 y_2^i &= y_1^{i+1} = y_n \\
 \phi_2^i &= \phi_1^{i+1} = \phi_n \\
 \theta_2 &= \phi_1^{i+1} = \phi_n
 \end{aligned} \tag{1}$$

變位는  $y_n$  이고 轉位가  $\phi_n$ , 이 點에서의  $\theta_n$  이  $n$ 點에서의 彎, 轉位의 總, 轉位의 總, 이 點에서의 轉位의 總, 轉位의 總이다.

$$\begin{aligned} F_n - F_2^* - F_1^{*+1} - J\ddot{y}_n &= 0 \\ M_n - M_2^* - M_1^{*+1} - J_n\ddot{\phi}_n &= 0 \\ M_{In} - M_{I2} - M_{I1}^{*+1} - J_i\ddot{\psi}_n &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

여기서,

- $J$  : 質量의 合
- $J_n$  : 軸에 直角方向의 質量慣性모멘트의 合
- $J_i$  : 軸방향의 質量慣性 모멘트
- $F_n$  : 外 力
- $M_n$  : 外 部 모멘트
- $M_{In}$  : 外 部 비틀림 모멘트

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

$$\begin{aligned} J\ddot{y}_n + (F_2^* + F_1^{*+1}) &= F_n \\ J_n\ddot{\phi}_n + (M_2^* + M_1^{*+1}) &= M_n \\ J_i\ddot{\psi}_n + (M_{I2} + M_{I1}^{*+1}) &= M_{In} \end{aligned} \quad (3)$$

式(3)에서 端點의 變位, 彎曲모멘트, 비틀림모멘트, 端點의 變位, 傾斜, 비틀림變位로 表示할 수 있으며 이들 變位, 傾斜, 비틀림을 隣接要素의 基本座標에 의해서로 分해 주어진다. 모든 端點에 對하여 위의 같은 運動方程式을 쓰면 綜合質量 慣性 매트릭스  $J$  와 綜合剛性 매트릭스  $K$  로 다음 式이 주어진다.

$$J\ddot{y} + Ky = f \quad (4)$$

여기서  $y$  는 各 端點의 變位, 傾斜, 비틀림으로 이루어진 變位벡터,  $f$  는 端點에 作用하는 外力 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 座標로 維持하도록 各 點에 集中되어 있으므로 質量 매트릭스는 主對角線上에만 값을 가지며 다른 座標는 0이 된다. 즉, 對角 매트릭스라고 한다.

$$J = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & \cdots & 0 \\ \vdots & & & & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & J_n \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서  $J_i$ 는 各 質點의 質量, 橫方向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 要素를 보여 주고 있으며 分割點 1과 2에는 外力  $F$ 와 모멘트  $M$  및 여기에 對應하는 變位  $v$ 와  $\varphi$ 가 存在한다. 正의 方向을 그림에 보이는 바와 같이 取한다.

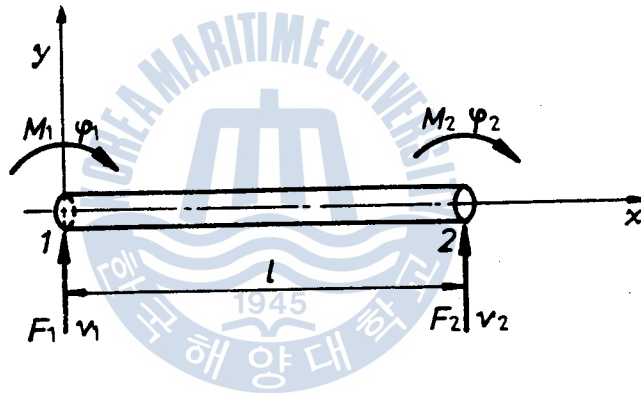


Fig.3 Forces and displacements in a beam element.

보要素는 그의 全長  $l$ 에 걸쳐 휘임剛性  $EI$ 가 均一하다고 假定한다.

보의 길이를  $l$ , 縱彈性係數  $E$ , 軸의 斷面 2次모멘트를  $I$ 라고 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 Castiglano의 定理과 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,

$$\begin{bmatrix} F_{w_1} \\ F_{w_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

또는,

$$F = KU \quad (8)$$

여기서  $F$ 는 힘의 列벡터매트릭스,  $K$ 는 剛性매트릭스,  $U$ 는 變位の 列벡터매트릭스이다.

여기서 留意할 것은  $z$ 軸 둘레의 모멘트는  $y$ 軸 方向의 變位를 일으키며 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

비틀림 모멘트를 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  $\psi$ 를 各 分割點에서 求한다. 비틀림 모멘트  $M_i$ 와 回轉角  $\psi$ 의 正方向을 Fig.4의 두겹 화살표로 보인다. 이들 화살표는 通常 用되는 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 極斷面 2次모멘트를  $I_t$ 라고 하면 Fig.4의 要素에 對한 剛性方程式은 다음 式(9)와 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} M_{t1} \\ M_{t2} \end{bmatrix} = \frac{GI_t}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

따라서 비틀림을 받는 一次元部材의 剛性매트릭스는

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

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 接침으로서 求할 수 있다. 즉 式(6)과 式(10)을 接치면 된다.

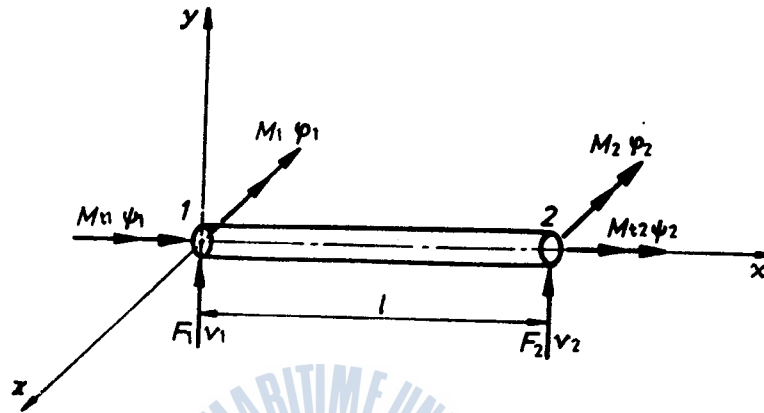


Fig.5 Beam element loaded by bending and twisting moment.

$$\begin{bmatrix} v_1 & \phi_1 & v_2 & \phi_2 & \psi_2 \\ \frac{12EI}{l^3} & \frac{4EI}{l} & -\frac{6EI}{l^2} & 0 & 0 \\ -\frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} & \frac{12EI}{l^3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GI_t}{l} & 0 \\ -\frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2} & \frac{6EI}{l^2} & 0 & 0 \\ -\frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l} & \frac{6EI}{l^2} & 0 & \frac{4EI}{l} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{GI_t}{l} & 0 & \frac{GI_t}{l} \end{bmatrix} \quad (11)$$

### 2-3. 任意의 方向을 向하는 部要素의 剛性매트릭스

(1) 座標變換매트릭스

任意의 方向을 向하는 部要素의 剛性매트릭스를 求하기 爲하여 座標變換매트릭스를 導

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. 이 관계가 서로 分割點1에 對하여서도 같은 關係가 成立한다. 따라서 위의 關係는 다음과 같이 表示된다.

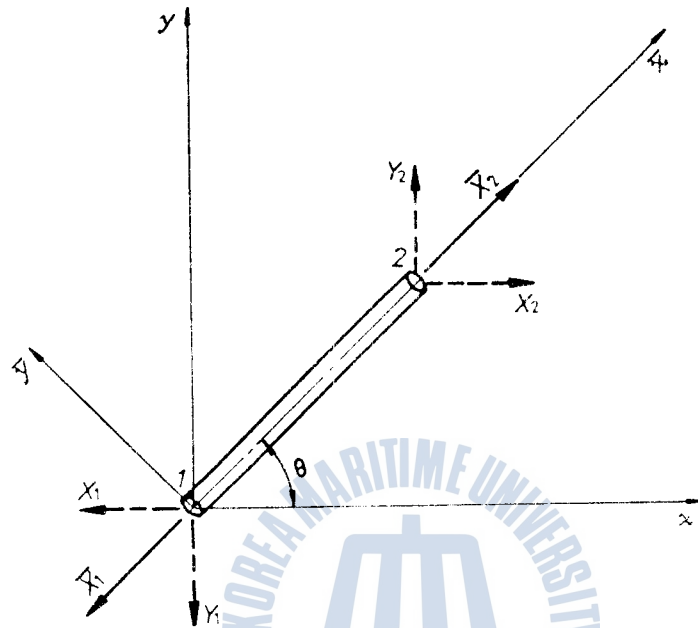


Fig.6 A truss member in the local coordinate and the global coordinate.

$$\begin{Bmatrix} \bar{X}_1 \\ \bar{Y}_1 \\ \bar{X}_2 \\ \bar{Y}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda & \mu & 0 & 0 \\ -\mu & \lambda & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda & \mu \\ 0 & 0 & -\mu & \lambda \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ X_2 \\ Y_2 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

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

$$\bar{F} \begin{Bmatrix} \bar{X}_1 \\ \bar{Y}_1 \\ \bar{X}_2 \\ \bar{Y}_2 \end{Bmatrix} = T \begin{bmatrix} \lambda & \mu & 0 & 0 \\ -\mu & \lambda & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda & \mu \\ 0 & 0 & -\mu & \lambda \end{bmatrix} F \begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ X_2 \\ Y_2 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$\bar{F} = TF$$

$$F = T^{-1} \bar{F} = T^T \bar{F} \quad (3)$$

$$\bar{U} = T^T U$$

$F, U$ : 基準座標에 대한 힘, 變位

$\bar{F}, \bar{U}$ : 局所座標에 대한 힘, 變位

$T$ : 座標變換 매트릭스

$T'$ :  $T$ 의 轉置 매트릭스

(2) 基準座標系로 나타낸 剛性매트릭스

$$F = KU$$

$$TF = \bar{K}\bar{T}\bar{U}$$

$$\text{또는 } F = T'\bar{K}\bar{T}\bar{U} = KU$$

$$\therefore K = T'\bar{K}T$$

(14)

局所座標系에 對한 剛性매트릭스  $\bar{K}$ 를 求하면 基準座標系에 對한 剛性매트릭스  $K$ 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 要素의 剛性매트릭스 이 경우의 局所座標系에 對한 剛性매트릭스  $\bar{K}$ 는 式(11)과 同一하며 座標變換매트릭스  $T$ 는 다음과 같다.

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda & \mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda & \mu \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\mu & \lambda \end{bmatrix} \quad (15)$$

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

$$K = T^{-1}\bar{K}T = \begin{bmatrix} \frac{12EI}{l^3} & & & & & \\ -\frac{6EI}{l^2}\lambda \left( \frac{4EI}{l}\lambda^2 + \frac{GI_t}{l}\mu^2 \right) & & & & & \\ -\frac{6EI}{l^2}\mu \left( \frac{4EI}{l} - \frac{GI_t}{l} \right) \lambda \mu \left( \frac{4EI}{l}\mu^2 + \frac{GI_t}{l}\lambda^2 \right) & & & & & \\ -\frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2}\lambda & \frac{6EI}{l^2}\mu & \frac{12EI}{l^3} & & \\ -\frac{6EI}{l^2}\lambda \left( \frac{2EI}{l}\lambda^2 - \frac{GI_t}{l}\mu^2 \right) & \left( \frac{2EI}{l} + \frac{GI_t}{l} \right) \lambda \mu & \frac{6EI}{l}\lambda \left( \frac{4EI}{l}\lambda^2 + \frac{GI_t}{l}\mu^2 \right) & & & \\ -\frac{6EI}{l^2}\mu \left( \frac{2EI}{l} - \frac{GI_t}{l} \right) \lambda \mu \left( \frac{2EI}{l}\mu^2 - \frac{GI_t}{l}\lambda^2 \right) & \frac{6EI}{l^2}\mu \left( \frac{4EI}{l} - \frac{GI_t}{l} \right) \lambda \mu \left( \frac{4EI}{l}\mu^2 + \frac{GI_t}{l}\lambda^2 \right) & & & & \end{bmatrix} \quad \text{SYM} \quad (1)$$

고리고 이 基準座標系에 對한 個個의 部材의 剛性매트릭스  $K$ 를 集쳐서 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 프으이에 級數로 表示할 수 있기 때문에 起振력은 다음과 같이 된다.

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

여기서  $\theta_i$ 는 全起振力의  $i$ 번째 要素  $f_i$ 의 位相角,  $\omega$ 는 起振力의 角振動數 따라서 應答은 다음과 같다.

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

$$\ddot{y} + \frac{d^2 y}{dt^2} + \omega^2 y \quad (19)$$

이기 때문에 運動方程式은 結局

$$-J\omega^2 y + Ky = f \quad (20)$$

또는,

$$[K - \omega^2 J]y = f \quad (21)$$

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  $f=0$  이다 놓으면

$$[K - \omega^2 J] = 0 \quad (22)$$

으로 되어 이것을 固有值問題이다. 式(22)을 풀면 固有值가 求하여지고 이것을 固有值로 固有角振動數가 주어진다. 式(21), 또는 式(22)은 計算하는 電腦프로그램을 用하여

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 行하였다.

#### 3-1. 模型 및 計算入力資料

電子計算機 數值計算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에 固定하였다고 假定하고 0에서 23番까지이다. 模型材料의 縱彈性係數  $E=2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ , 橫彈性係數  $G=0.83 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ , 單位體積當質量  $\rho$ 는  $8.0102 \times 10^{-6} \text{ kg sec}^2/\text{cm}^4$ 로 취하였으며 電子計算機의 入力資料는 Table 1과 같다.

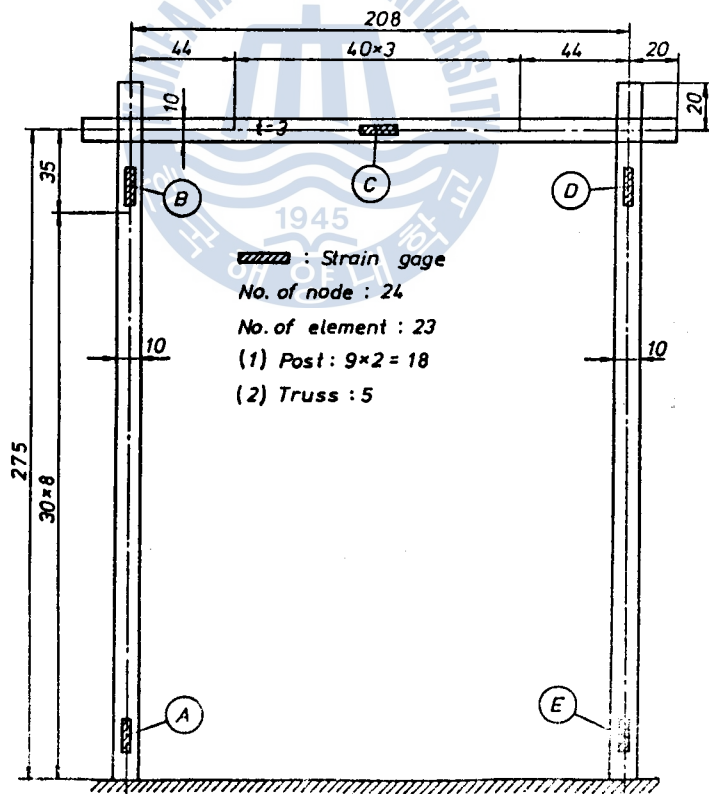


Fig.7 The test model and positions of strain gage.

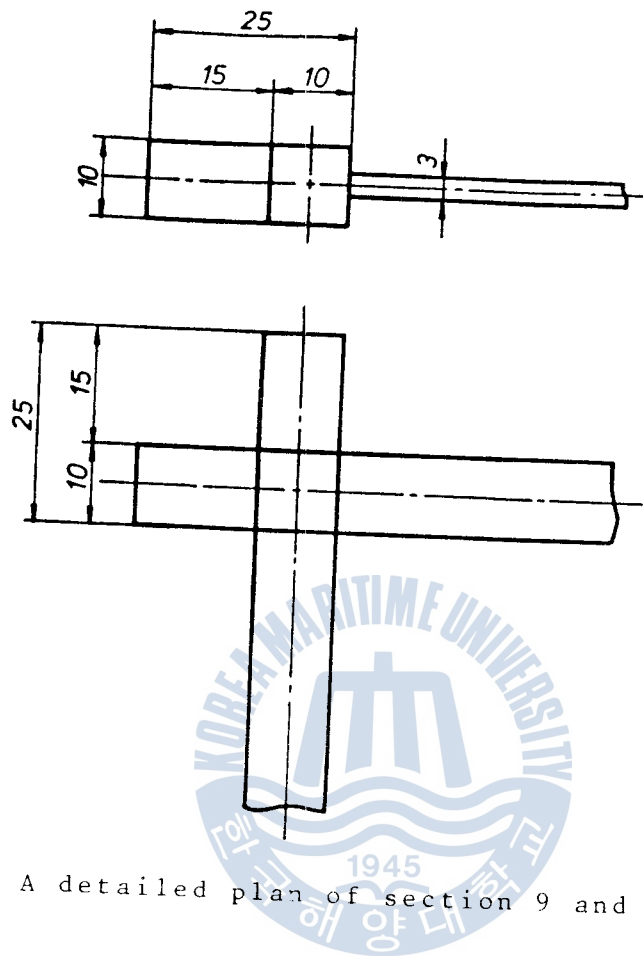


Fig. 8 A detailed plan of section 9 and 14

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

| No. of node | Item            | Thickness× Breadth× Length (cm) | Mass ( $kg \cdot cm^{-1} \cdot sec^2$ ) | Moment of inertia $I_y$ ( $kg \cdot cm \cdot sec^2$ ) | Moment of inertia $I_z$ ( $kg \cdot cm \cdot sec^2$ ) |
|-------------|-----------------|---------------------------------|---|---|---|
| 1 ~ 8       | Post            | 0.3×1×3.0                       | 0.7209×10 <sup>-5</sup>                 | 0.546 × 10 <sup>-5</sup>                              | 0.665×10 <sup>6</sup>                                 |
|             | Post, Truss     | 0.3×1×4.4                       | 0.1057×10 <sup>-4</sup>                 |   |   |
| 9           | (1×1×1.5)×2Ea   |                                 | 0.2403×10 <sup>-4</sup>                 | 0.3147 × 10 <sup>-4</sup>                             | 0.3606×10 <sup>-4</sup>                               |
|             | Welded Part     |                                 | 0.2563×10 <sup>-6</sup>                 |   |   |
|             | Wire Attachment |                                 | 0.9847×10 <sup>-5</sup>                 |   |   |
|             | Total           |                                 | 0.447 × 10 <sup>-4</sup>                |   |   |
| 10 ~ 13     | Truss           | 0.3×1×4.0                       | 0.9612×10 <sup>-5</sup>                 | 0.8730 × 10 <sup>-6</sup>                             | 0.1289×10 <sup>-4</sup>                               |
| 14          | Same as 9       | Same as 9                       | 0.447 × 10 <sup>-4</sup>                | 0.3147 × 10 <sup>-4</sup>                             | 0.3606×10 <sup>-4</sup>                               |
| 15 ~ 22     | Post            | 0.3×1×3.0                       | 0.7209×10 <sup>-5</sup>                 | 0.546 × 10 <sup>-5</sup>                              | 0.665 × 10 <sup>6</sup>                               |

## 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 테릭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.

Table 2. Natural frequencies of the test model

| ORDER | OMEGA SQUARE   | CIRCULAR FREQUENCY | FREQUENCY PER SEC. | FREQUENCY PER MIN. |
|-------|----------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| 61    | 0.8223604 E 07 | 0.2867683 E 04     | 0.4564062 E 03     | 0.2738437 E 05     |
| 62    | 0.1766678 E 07 | 0.1329164 E 04     | 0.2115432 E 03     | 0.1269259 E 05     |
| 63    | 0.1258123 E 07 | 0.1121661 E 04     | 0.1785180 E 03     | 0.1071108 E 05     |
| 64    | 0.8670894 E 06 | 0.9311763 E 03     | 0.1482014 E 03     | 0.8892084 E 04     |
| 65    | 0.4923087 E 05 | 0.2218803 E 03     | 0.3531337 E 02     | 0.2118802 E 04     |
| 66    | 0.8871195 E 04 | 0.9418701 E 02     | 0.1499034 E 02     | 0.8994203 E 03     |

Table 3. Vibratory modes of the test model

## No.64 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  | -0.3708866 | -1.2989929 |
| 1.4318416  | -0.4298773 | 3.4944754  | 1.2600148  | -0.3755525 |
| 6.7818737  | 0.9036410  | -0.3288679 | 8.7841454  | 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.65 VIBRATION MODE

|            |             |             |             |             |
|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 1.0000000  | -0.6427076  | 0.3421987   | 3.7126164   | -1.1419246  |
| 0.6843933  | 7.7092180   | -1.4991367  | 1.0265765   | 12.5689144  |
| -1.7182021 | 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   | -37.1342117 |
| 1.0553298  | 3.1349244   | -33.0965042 | 1.1101181   | 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   | -1.0015887  | 0.6438137   |
| 0.3420863  |             |             |             |             |

No.66 VIBRATION MODE

|            |            |            |            |            |
|------------|------------|------------|------------|------------|
| 1.0000000  | -0.6529398 | -0.0058014 | 3.8348560  | -1.2233841 |
| -0.0116021 | 8.2575016  | -1.7115772 | -0.0174129 | 14.0226192 |
| -2.1184630 | -0.0232103 | 20.8879890 | -2.1454813 | -0.0290189 |
| 28.6168594 | -2.6946945 | -0.0318450 | 36.9805374 | -2.8695688 |
| -0.0406591 | 45.7622833 | -2.9744678 | -0.0464728 | 56.2682648 |
| -3.0158801 | 0.0533076  | 56.1958649 | -3.0146432 | -0.0434505 |
| 56.6050110 | -3.0134697 | -0.0084827 | 56.5529785 | -3.0122695 |
| 0.0342160  | 56.3425751 | -3.0110965 | 0.0679560  | 56.0113754 |
| -3.0097599 | 0.0750672  | 15.5305023 | -2.9661198 | 0.0655240  |
| 36.7767258 | -2.8590684 | 0.0573661  | 28.4166687 | -2.6827583 |
| 0.0490946  | 20.7548332 | -2.1317369 | 0.0409329  | 13.9276028 |
| -2.1958965 | 0.0327465  | 8.1984291  | -1.7063551 | 0.0245552  |
| 1.8059673  | -1.2145729 | 0.0163685  | 0.0920661  | -0.6178887 |
| 0.0981840  |            |            |            |            |

Fig.9는 이들 振動모오드中 主振動만을 그림으로 表示한 것이며 (a),(b),(c),는 各各 振動모오드 No.66, No.65, No.64를 나타낸다.

以上の 結果를 살펴보면 2個의 데릭포스트의 基部에 節點을 갖는 가장 낮은 周波數  $14.99 H_z$ 로서 前後方向으로 振動하는 振動型(振動모오드 No.66), 트라스의 中心部에 節點을 갖고 兩側 포스트가 周波數  $35.3 H_z$ 로 交互로 前後 振動하는 振動型(振動모오드 No. 65), 兩포스트 上端附近에 節點을 갖고 트라스 全體가 周波數  $148 H_z$ 로 前後 振動하는 振動型(振動모오드 No.64) 등이 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 따라서 가장 낮은 振動數를 갖는 振動型 한 두個만 檢討하면 充分할 것이다.

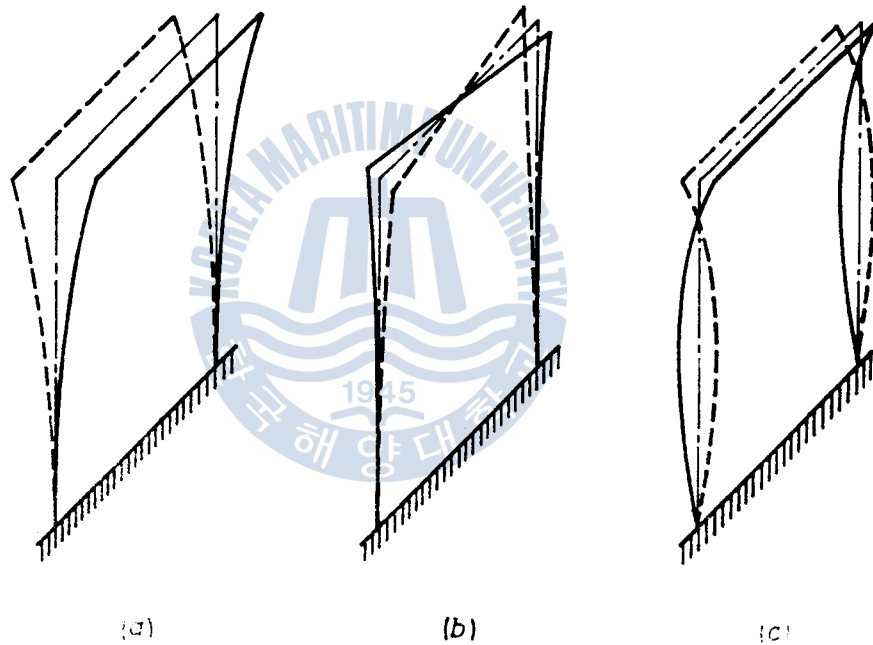
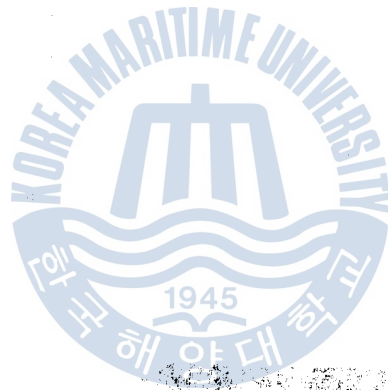
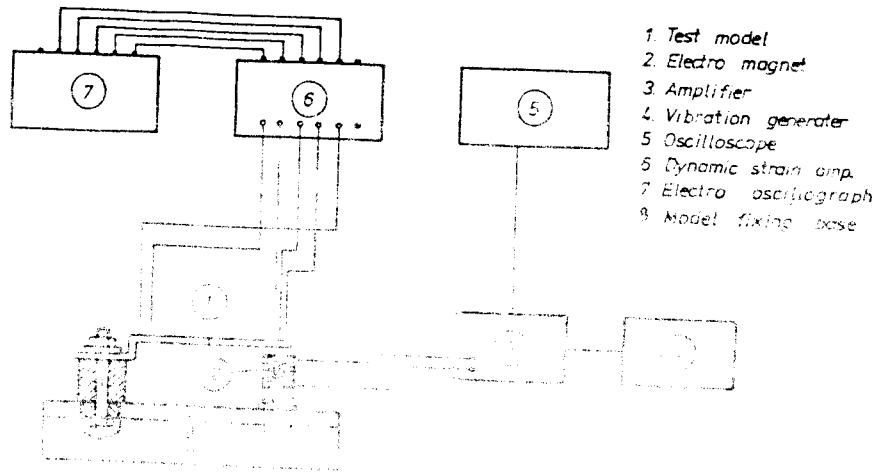


Fig.9 Figure of vibration mode.

### 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 一般配置圖



... ..  
... ..  
... ..

는 動的스트레인 증巾器 ⑥(日本,共和電業社 DPM-100A)에 連結되며 動的스트레인 증巾器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.

### 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 오실로 그래프에 記錄하면서 共振點을 찾는다.

Fig.13, Fig.14, Fig.15는 各 共振附近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 基本振動型과 이보다 高次의 2個의 振動型에 對하여 Table.4와 같으며, 計算值와의 比較에 있어 大體로 計算值보다 약간 낮으나 良好한 一致를 보여 주고 있다.

Table 4. Comparisson of calculated and measured frequencies of the experimental model

| No. of mode | Measured and calculated value (Hz) |        | $\frac{\text{Meas. value}}{\text{Cal. value}} \times 100$ (%) | Remarks |
|-------------|------------------------------------|--------|---|---------|
| 66          | Measured                           | 14.88  | 99.23   |         |
|             | Calculated                         | 14.99  |   |         |
| 65          | Measured                           | 35.00  | 99.15   |         |
|             | Calculated                         | 35.30  |   |         |
| 64          | Measured                           | 143.00 | 96.50   |         |
|             | Calculated                         | 148.20 |   |         |

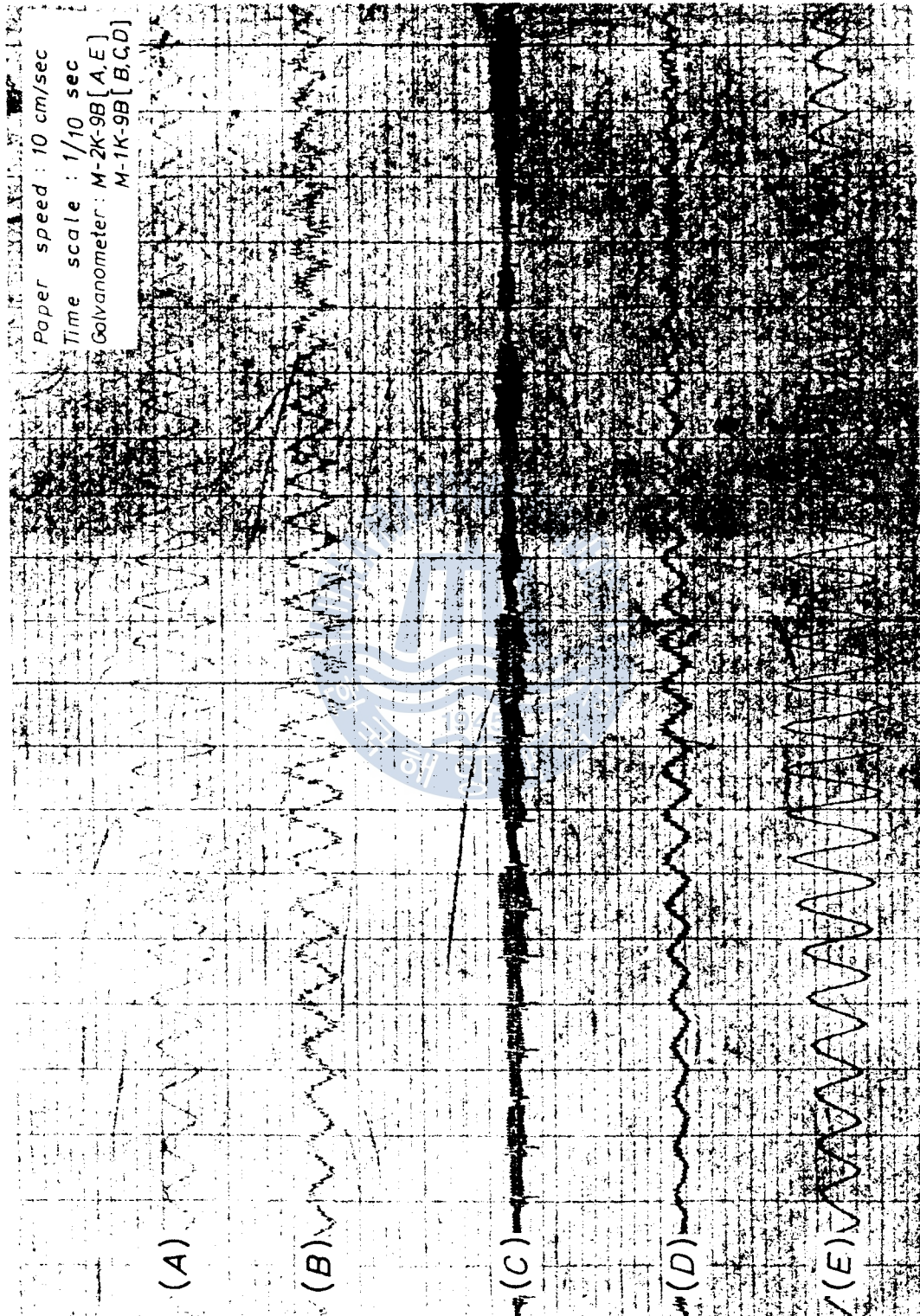


Fig.13 Vibratory responses of the test model (No. 66)

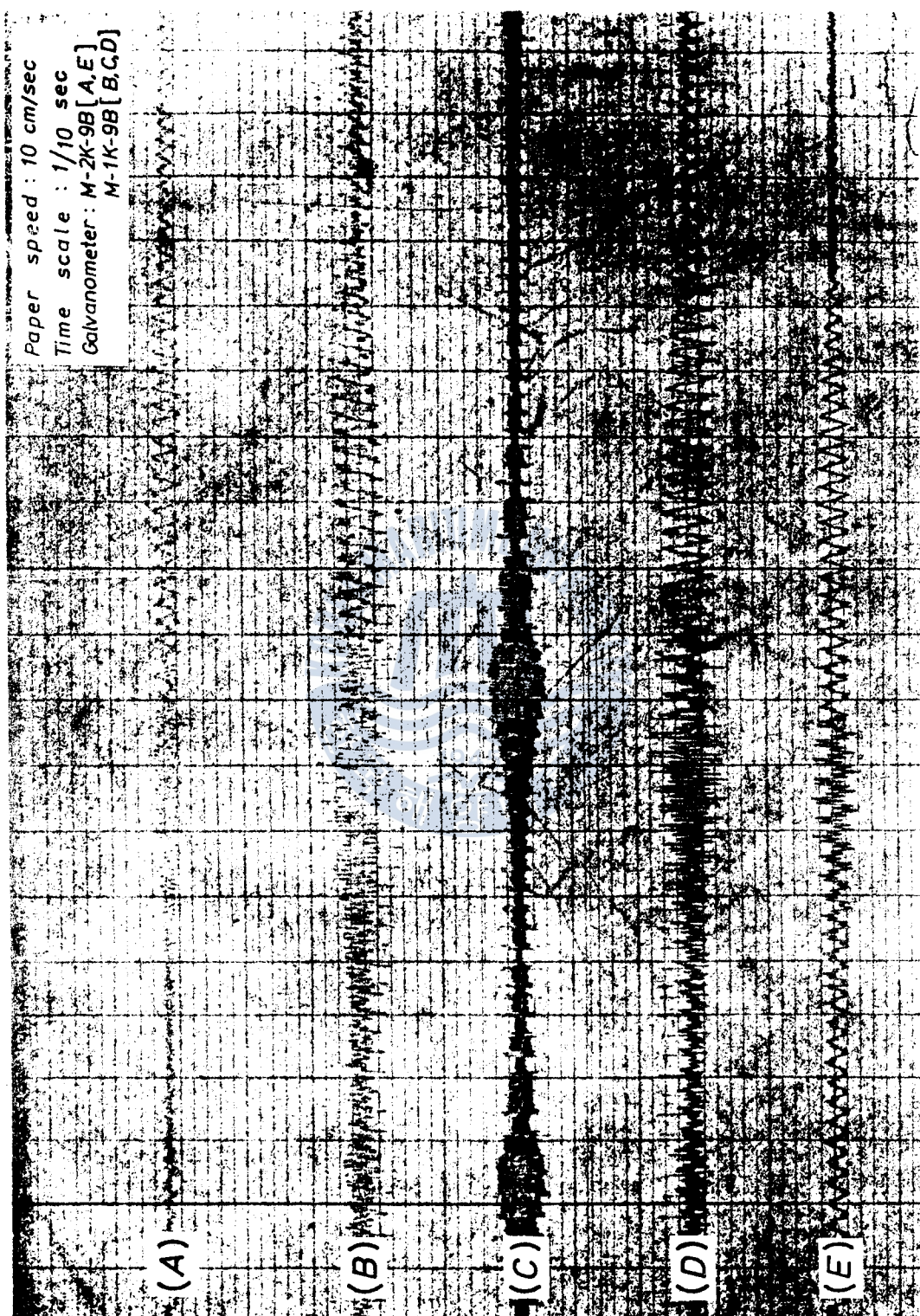


Fig. 14 Vibratory responses of the test model (No. 65)

Paper speed : 10 cm/sec

Time scale : 1/10 sec

Galvanometer : M-2K-9B (A.F.)  
M-1K-9B (B.C.V.)

(A)

(B)

(C)

(D)

(E)



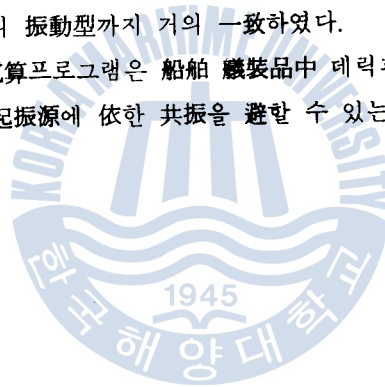
## 4. 結 論

本 研究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 舉動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 行하여 振動應答을 測定하였으며, 또한 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 研究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 機裝品中 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

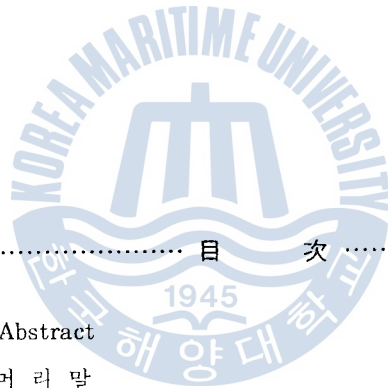
- 1) 振動特別研究委員會 “船舶振動設計指針” 日本 海事協會 1981,p.71, p.147  
青木秀男外12名
- 2) 全孝重, 金喜徹 “船舶推進軸系の 橫振動計算에 關한 研究” 韓國船用機關學會誌 第  
3卷1號 1979, p.2-18.
- 3) 戶川準人, 有限要素法, サイエンス社, 日本 東京,1975.
- 4) Przemienieki J. S., “Theory of Matrix Structure Analysis”, McGraw-Hill  
Inc. New York,1968.
- 5) Rubinstein M. F., “Structural Systems-statics, Dyamics 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 Intro duc-  
tion to Matrix Methods” Charles E. Tuttle Co. Inc., Tokyo.
- 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, B.Sc.(Eng.), C. Eng., M. B. C. S.,M. I. Mech. E. “Matrix  
Computer Methods of Vibration Analysis.,Charles E. Tuttle Co. Inc.,  
Tokyo.

# 機械的 임피던스法에 의한 船用 디젤 機關 推進軸系의 強制減衰 비틀림振動의 計算에 관한 研究

金正烈

A Study on the Calculation of Forced Torsional Vibration  
with Damping for the Marine Diesel Engine Shafting by  
the Mechanical Impedance Method

*Jeong-Ryeol Kim*



目 次

Abstract

- 1. 머리말
  - 2. 船用 디젤機關 推進軸系의 多自由度 強制減衰 비틀림  
振動方程式의 誘導
  - 3. 機械的 임피던스法의 理論
  - 4. 機械的 임피던스法의 電算프로그램
  - 5. 機械的 임피던스法에 의한 計算例
  - 6. 機械的 임피던스法과 모오드解析法의 比較
  - 7. 結 論
- 參考文獻