

- 19) 向井喜彦, 田村新: 疲勞きれつ傳播速度に關する研究, 日本溶接學會誌, Vol. 51, No. 1, 1982, p. 52~57.
- 20) 문한규外 2人: 파괴인성시험 및 시험결과응용, 한국표준연구소, 1983, p. 45~52.
- 21) David Broek: Elementary Engineering Fracture Mechanics, Sijthoff & Noordhoff-Netherlands, 1978, p. 217-220.
- 22) 日本溶接學會 溶接冶金研究會: 鐵鋼溶接部の破面寫眞集, 黒木出版社, 1982, p. 394~395.



# 有限要素法에 의한 多点支持軸系の 聯成自由橫振動 計算에 關한 研究

劉 光 澤

A theoretical calculation of coupled free, transverse vibration of the multi-supported shaft system by the finite element method.

*Yoo Kwang-taik*

## <目 次>

Abstract
記號說明
1. 序 論
2. 基礎理論
2.1 要素의 剛性매트릭스
2.2 剛性매트릭스를 利用한 運動方程式의 表示
2.3 質量매트릭스
2.4 振動方程式의 解法
3. 模型軸系에 對한 計算 및 實測值와의 比較檢討
3.1 模型軸 및 計算資料
3.2 計算모델과 入力資料
3.3 計算結果
3.4 計算結果와 實測值의 比較檢討
4. 結 論
參考文獻

## ABSTRACT

With the trend towards higher propulsive power level, increasing ship's dimensions and heavier shaft systems supported by the hull structure of relatively lower stiffness in modern ships, transverse vibrations of propulsion shaft system have become one of the problems that should be predicted in the early design stage.

Regarding transverse vibrations, coupling terms such as oilfilm, gyroscope and hydrodynamic effect of the propeller exist between the vertical and horizontal vibration, furthermore for the shaft system with strut and bossing its physical properties incorporated with hull structure must be considered.

In order to predict the transverse vibratory condition of the propulsion shaft and take some appropriate countermeasures, it is necessary to make a fairly strict estimation of the vibratory behaviours of it.

In this paper, theoretical approach using the finite element method is investigated to calculate natural frequencies and vibration modes for the coupled free transverse vibrations of shaft system in two planes.

Based on the method investigated a digital computer program is developed and is applied to calculate the above-mentioned vibrations of an experimental model shaft system.

The results of the calculation are compared with those of the experimental measurements and they show an acceptable agreement.

## 記 號 解 說

$F_y$	: Y軸方向 橫荷重	$J_{yn}, J_{zn}$	: Y軸, Z軸 둘레의 質量慣 性 모멘트의 合
$F_z$	: Z軸方向 橫荷重	$\{U\}, \{y\}$	: 變位の 列벡터 매트릭스
$M_y$	: Y軸 둘레 모멘트	$\{F\}$	: 힘의 列벡터 매트릭스
$M_z$	: Z軸 둘레 모멘트	$[K]$	: 剛性 매트릭스
$x, y, z$	: 直線 變位	$[M]$	: 質量 매트릭스
$\varphi, \varphi_x, \varphi$	: 傾斜角變位	$\{f\}$	: 힘과 모멘트의 벡터
$\ell$	: 要素의 길이	$w$	: 起振力의 角振動數
$d$	: 要素의 直徑	$\psi$	: 起振力의 位相
$I$	: 要素의 斷面 2次 모멘트	$\xi$	: 強制振動 応答의 位相
$E$	: 要素의 縱彈性 係數		
$m$	: 質量의 合		



## 1. 序 論

第二次大戰後 船舶推進軸系의 橫振動에 關한 研究는 Panagopoulos,<sup>5)</sup> Jasper<sup>4)</sup> 등에 의해 一聯의 研究가 있었으며, 이들은 많은 假定을 包含하는 簡略化된 軸系모형에 對한 略算式이었다.

近來에 이르러 高出力船이 나타난에 따라 推進器의 重量과 翼數가 增加하는데 反하여 船尾構造의 剛性은 相對적으로 低下하게 되었으며, 多軸船의 軸系는 支持剛性이 작은 스트러트와 非對稱으로 支持되고 船尾形狀 關係로 피어링의 支持間隔이 크게 되었다. 이러한 結果로 翼次數의 共振回轉數가 常用回轉數까지 내려오는 問題가 생기게 되었다.

橫振動의 問題는 推進器, 船尾管베어링, 船尾管시일 등의 損傷原因이 되며 船體의 垂直方向, 水平方向의 振動을 일으키는 原因이 되므로 大型高出力船 및 多軸船의 경우, 正確히 解析할 必要가 있다. 또한 스트러트와 같이 構造적으로 非對稱支持台, 베어링油膜, 사이로스코프效果 등에 의한 聯成이 垂直方向, 水平方向 橫振動間에 存在하며, 보강構造를 갖는 軸系는 隣接한 船體構造와 連繫하여 計算할 必要가 있으므로 理論적으로 嚴密한 計算을 遂行하는데는 여러가지 어려움이 있다.

本 論文에서는 船舶推進軸系의 初期設計段階에서 聯成自由橫振動의 固有振動數 및 振動모오드를 豫測할 수 있도록 有限要素法에 의한 理論的 解析을 行하고, 이 解析의 內容을 바탕으로 하여 電算프로그램을 開發하였으며, 模型軸에 對한 計算結果를 實驗計測結果와 比較·檢計하였다.

## 2. 基礎理論

船舶推進軸系 橫振動을 有限要素法에 의하여 數值的 解析을 遂行하는 過程은<sup>2)</sup> 아래와 같이 要約될 수 있다.

첫째 : 計算對象이 되는 振動系를 適切한 數의 幾何學的 單純構造 (Finite element) 로 分割한다.

둘째 : 分割된 要素들에 對하여 應力과 變形 및 힘과 變位の 關係를 求한다.

셋째 : 分割된 要素間의 隣接面에서 變位가 같으며, 힘이 平衡인 條件으로 부터 運動方程式을 誘導한다.

넷째 : 誘導된 運動方程式의 解를 求한다.

誘導된 方程式數는 未知變位數와 같으며, 任意의 起振力에 對하여 그 解는 物理的 應答을 주게 된다.

### 2.1 보要素의 剛性매트릭스

質量이 없는 보要素 1-2를 Euler-Bernoulli beam이라 假定하고 Fig. 1과 같이 座標系를 定한다.

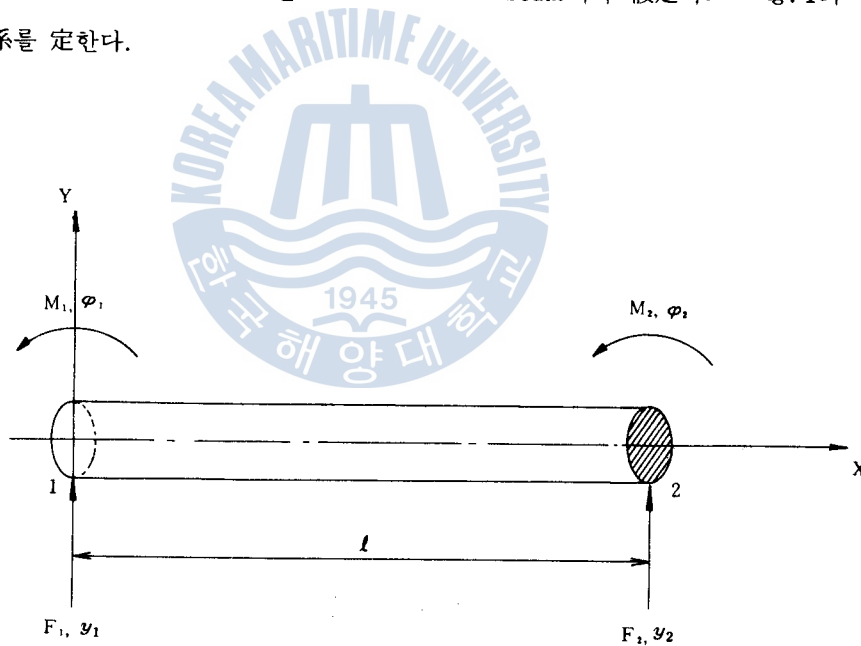


Fig. 1 Forces and displacements in a beam element

힘과 變位間의 關係는 Castigliano의 定理와 Maxwell-Betti의 相反定理를 利用하여 式 (1)과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \frac{EI}{\ell^3} \begin{bmatrix} 12 & 6\ell & -12 & 6\ell \\ 6\ell & 4\ell^2 & -6\ell & 2\ell^2 \\ -12 & -6\ell & 12 & -6\ell \\ 6\ell & 2\ell^2 & -6\ell & 4\ell^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ \phi_1 \\ y_2 \\ \phi_2 \end{bmatrix}$$

여기서,  $\ell$  : 보의 길이    E : 縱彈性係數  
 I : 斷面 2次모멘트

式(1)은 要素의 軸方向에 對한 X-Y平面에서의 關係式이며 聯成이 存在하는 軸系 橫振動에 對해서는 Fig. 2와 같이 軸方向에 對해서 서로 直交하는 X-Y, X-Z平面에서의 關係式을 求해야 한다.

이때 힘, 모멘트, 直線變位, 回轉變位는 벡터의 表示法이 適切하며 모멘트와 回轉變位의 方向은 오른손法測에 의한다.

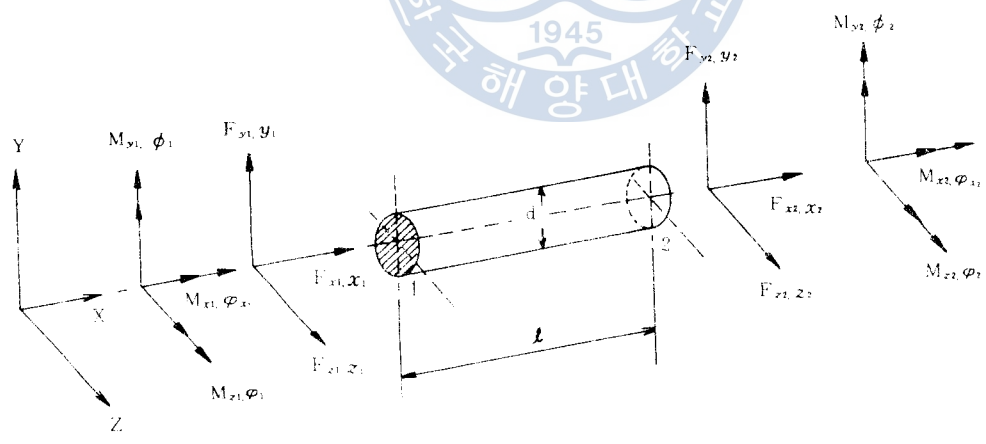


Fig. 2 Beam element and vectorial nomenclature of its end forces, moments, displacements and rotations.

Fig. 2에서 軸方向變位와 橫方向變位間에는 聯成이 存在하지 않으므로 X-Y平面, X-Z平面에서 要素의 剛性要素는 式(1)을 二배로 擴張한 式(2)로<sup>(7),(11)</sup> 된다.

$$\begin{bmatrix} F_{y1} \\ M_{z1} \\ F_{z1} \\ M_{y1} \\ F_{y2} \\ M_{z2} \\ F_{z2} \\ M_{y2} \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & 0 & 0 & -12 & 6l & 0 & 0 \\ 6l & 4l^2 & 0 & 0 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 12 & -6l & 0 & 0 & -12 & -6l \\ 0 & 0 & -6l & 4l^2 & 0 & 0 & 6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 0 & 0 & 12 & -6l & 0 & 0 \\ 6l & 2l^2 & 0 & 0 & -6l & 4l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -12 & 6l & 0 & 0 & 12 & 6l \\ 0 & 0 & -6l & 2l^2 & 0 & 0 & 6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ \phi_1 \\ z_1 \\ \phi_1 \\ y_2 \\ \phi_2 \\ z_2 \\ \phi_2 \end{bmatrix} \quad (2)$$

式(2)에서 要素의 Y軸, Z軸 둘레의 斷面 2次모멘트는  $\frac{\pi d^4}{64}$ 로 같게 된다.

式(2)를 매트릭스 表示에 의해 簡略하게 쓰면

$$\{F\} = [K]\{U\} \quad (3)$$

式(3)에서  $\{F\}$ 는 힘의 列매트릭스,  $[K]$ 는 剛性매트릭스,  $\{U\}$ 는 變位の 列 매트릭스 이며, X-Y平面과 X-Z平面에서 要素의 剛性매트릭스는 實對稱 (8×8)次 매트릭스 로 됨을 알 수 있다.

## 2.2 剛性매트릭스를 利用한 運動方程式의 表示

要素의 端點에 質量中心이 그대로 維持되도록 要素의 質量이 集中된 集中質量에 의 한 慣性力을 導入한다.<sup>(7),(11)</sup>

Fig. 3에서 二個의 要素  $i$ 와  $i+1$ 이 接하는 點 $n$ 이 주어진다



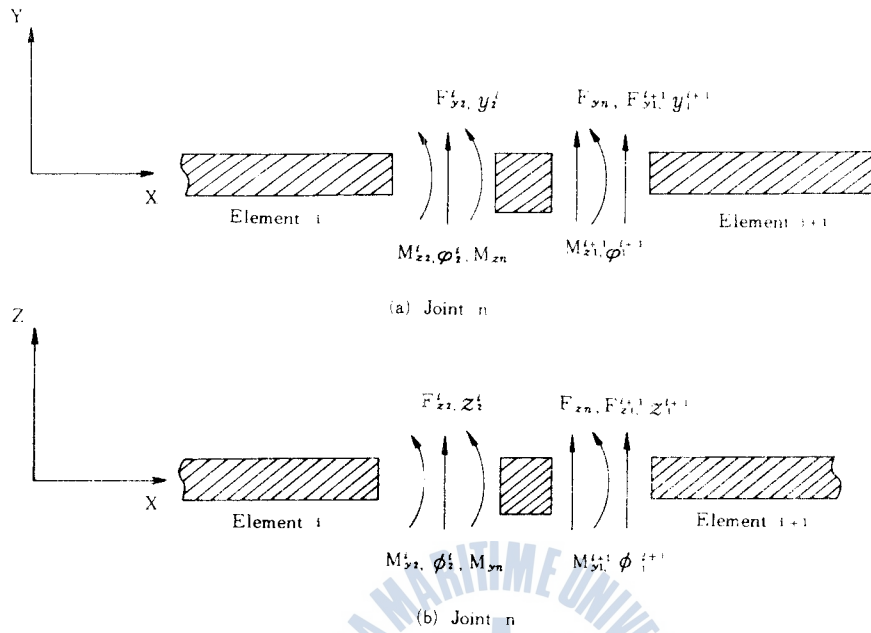


Fig. 3 Joint n with the adjacent elements.

X-Y平面, X-Z平面에서의 變位와 傾斜는 같아야 하므로

$$\left. \begin{aligned} y_2^i &= y_1^{i+1} \equiv y_n \\ \phi_2^i &= \phi_1^{i+1} \equiv \phi_n \\ z_2^i &= z_1^{i+1} \equiv z_n \\ \phi_2^i &= \phi_1^{i+1} \equiv \phi_n \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

變位가  $y_n, z_n$ , 傾斜가  $\phi_n, \phi_n$ 인 點n에서 힘과 모멘트의 平衡으로 부터

$$\left. \begin{aligned} F_{yn} - F_{y2}^i - F_{y1}^{i+1} - m_{yn} \ddot{y}_n &= 0 \\ M_{zn} - M_{z2}^i - M_{z1}^{i+1} - J_{zn} \ddot{\phi}_n &= 0 \\ F_{zn} - F_{z2}^i - F_{z1}^{i+1} - m_{zn} \ddot{z}_n &= 0 \\ M_{yn} - M_{y2}^i - M_{y1}^{i+1} - J_{yn} \ddot{\phi}_n &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

여기서,  $m_{yn}, m_{zn}$  :  $i$  요소와  $i+1$  요소의 質量的 切半의 合  
 $J_{yn}, J_{zn}$  : Y軸, Z軸 둘레의 質量慣性 모멘트의 合  
 $F_{yn}, F_{zn}$  : 外力  
 $M_{yn}, M_{zn}$  : 外部 모멘트

위의 8個의 값이 點  $n$ 에 集中되어 있으므로 點  $n$ 의 運動方程式은

$$\left. \begin{aligned} m_{yn} \ddot{y}_n + (F_{y2}^i + F_{y1}^{i+1}) &= F_{yn} \\ J_{zn} \ddot{\phi}_n + (M_{z2}^i + M_{z1}^{i+1}) &= M_{zn} \\ m_{zn} \ddot{z}_n + (F_{z2}^i + F_{z1}^{i+1}) &= F_{zn} \\ J_{yn} \ddot{\phi}_n + (M_{y2}^i + M_{y1}^{i+1}) &= M_{yn} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式(6)에서 要素 端点의 힘과 모멘트는 式(2)에 의해 變位와 傾斜로 表示할 수 있으며, 이들 變位는 隣接한 두 要素의 基本剛性 매트릭스로 부터 求해진다.

모든 要素의 端点에 對한 運動方程式은

$$[M] \{\ddot{y}\} + [K] \{y\} = \{f\} \quad (7)$$

여기서,  $[M]$  : 全体 質量 매트릭스

$[K]$  : 全体 剛性 매트릭스

$\{y\}$  : 各 端点의 變位벡터

$\{f\}$  : 各 端点에 作用하는 힘과 모멘트의 벡터

全体 剛性 매트릭스  $[K]$ 는 式 (6), (7)로부터 各要素의 基本剛性 매트릭스를 合하여 求한다.

式(7)에는 全体系에 對하여 計算하여야 하는 未知數와 같은 數의 方程式이 包含된다.

### 2.3 質量 매트릭스

모든 質量은 各 要素의 質量重心을 그대로 維持하도록 要素의 端点에 分割, 集中하였기 때문에 質量 매트릭스는 主對角線에 對한 값만 갖는 對角매트릭스로 된다.

$$[M] = \begin{pmatrix} m_{11} & \circ & \circ & \cdots & \circ \\ \circ & m_{22} & \circ & \cdots & \circ \\ \circ & \circ & m_{33} & \cdots & \circ \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \circ & \circ & \circ & \cdots & m_{nn} \end{pmatrix} \quad (8)$$

### 2.4 振動方程式의 解法

起振力은 週期的이며 이 중에서 가장 重要한 翼數次 (Blade-frequency)만 생각한다. 따라서 起振 벡터는

$$\{f\} = \begin{pmatrix} f_1 \cos(\omega t + \phi_1) \\ f_2 \cos(\omega t + \phi_2) \\ \vdots \\ f_n \cos(\omega t + \phi_n) \end{pmatrix} \quad (9)$$

여기서,  $\phi_i$  :  $i$ 번째 起振力의 位相  
 $\omega$  : 軸의 角振動數  $\times$  推進器 翼數  
 $f_i$  :  $i$ 번째 質点에서의 起振力振幅

이에 對한 応答은

$$\{y\} = \begin{pmatrix} y_1 \cos(\omega t + \xi_1) \\ y_2 \cos(\omega t + \xi_2) \\ \vdots \\ y_n \cos(\omega t + \xi_n) \end{pmatrix} \quad (10)$$

여기서,  $y_i$  :  $i$ 번째 質點의 應答振幅  
 $\xi_i$  :  $i$ 번째 質點의 位相

$$\{\ddot{y}\} = \frac{d^2\{y\}}{dt^2} = -w^2\{y\} \quad \text{이므로}$$

運動方程式은 結局

$$-w^2[M]\{y\} + [K]\{y\} = \{f\} \quad (11)$$

自由振動만을 考慮하여  $\{f\} = \{0\}$  이라 놓으면

$$-w^2[M]\{y\} + [K]\{y\} = \{0\}$$

$$|[K] - w^2[M]| = 0 \quad (12)$$

으로 되어 固有值 問題로 된다.

固有值의 計算에는 여러 方法이 있으며, 本 論文에서는  $[K]$ 와  $[M]$ 이 實對称매트릭스 일때 計算이 便利한 Jacobi 法을<sup>(10), (11)</sup> 利用하였다.



### 3. 模型軸系에 對한 計算 및 實測值와의 比較檢討

앞서 檢討한 理論的 內容을 確認하기 爲하여 模型軸에 對하여 計算을 行하였으며, 計算結果와 實測結果를 比較·考察하였다. 模型軸 및 實測結果는 參考文獻<sup>2)</sup>에서의 것을 引用하였다.

#### 3.1 模型軸 및 計算資料<sup>2)</sup>

Fig. 4는 計算對象인 模型軸의 配置圖이며 軸系는 円板, 軸, 볼베어링, 스러스트베어링, 베어링케이싱 및 베어링 支持臺로 되어 있다.

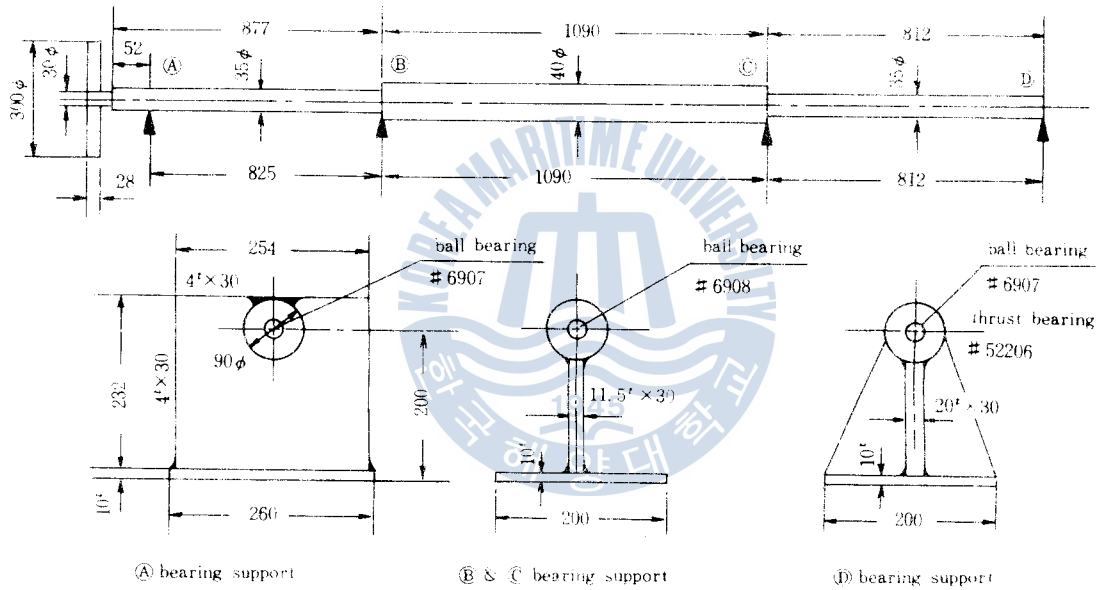


Fig. 4 Shaft arrangement for calculation model

軸은 軟鋼材로, 円板과 支持臺는 軟鋼板으로, 베어링케이싱은 鍛鋼으로 되어 있으며 軸系裝置는 剛性이 높도록 設計된 鋼板製臺(두께 15mm)上에 設置되어 있다.

Fig. 4에서 베어링 支持部 (A), (B), (C), (D)에서의 支持臺 스프링常數 K는 Table. 1과 같다.

Table 1 Spring constant of bearing supports. (unit: Kgf/cm)

Direction \ Position	Ⓐ part ( $K_1$ )		Ⓑ part ( $K_2$ )		Ⓒ part ( $K_3$ )		Ⓓ part ( $K_4$ )	
	Theoretical	Measured	Theoretical	Measured	Theoretical	Measured	Theoretical	Measured
Horizontal	44.14	47.16	353.9	375.0	353.9	375.0	353.9	375.0
Vertical	404.9	425.5	455,700	476,200	455,700	476,200	455,700	476,200

Ⓐ, Ⓑ, Ⓒ 部의 베어링 支持 케이싱과 円板의 集中質量 및 質量慣性 모멘트는 Table. 2 와 같다.

Table 2 Concentrated mass and diametric moment of inertia.

Items	Concentrated mass (Kgf·cm <sup>-1</sup> sec <sup>2</sup> )	Moment of inertia (Kgf·cm sec <sup>2</sup> )
Ⓐ part casing	0.0012244	0
Ⓑ part casing	0.0010714	0
Ⓒ part casing	0.0010714	0
Disc	0.015612	0.87818

### 3. 2 計算모델과 入力資料

數值計算을 위한 計算모델은 Fig. 5 와 같다.

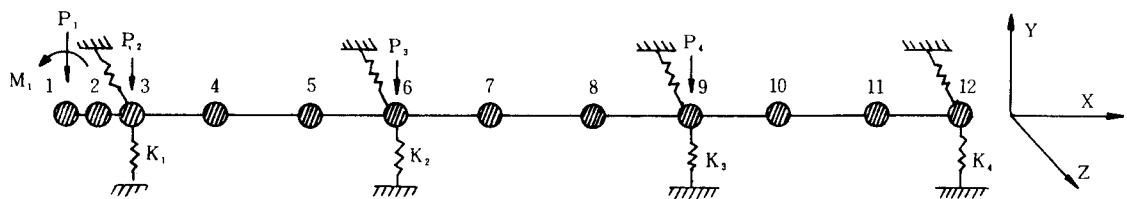


Fig. 5 Reduced model for calculation.

Fig. 4에서 隣接하는 두 支持台 間의 部材는 3個의 要素로 分割하였으며 分割要素의 入力資料는 Table. 3과 같다.

Table. 3 Dimensions of each element.

No. of section	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Length (cm)	2.1	5.2	27.5	27.5	27.5	36.0	36.0	37.0	27.2	27.2	27.2
Out. dia (cm)	3.0	3.5	3.5	3.5	3.5	4.0	4.0	4.0	3.5	3.5	3.5

스프링 常數, 集中質量, 質量慣性 모멘트의 값은 Table 1, 2에 제시된 값을 利用하였으나 軸材料의 縱彈性係數 E는  $2.1 \times 10^6$  (Kgf/cm<sup>2</sup>), 軸의 單位體積當 質量  $\rho$ 는  $8.0102 \times 10^{-6}$  (Kgf sec<sup>2</sup>/cm<sup>4</sup>)로 취하였다.

### 3.3 計算結果

Table. 4는 市子計算機의 計算結果로 얻어진 模型軸系의 垂直方向, 水平方向에서의 固有振動數中 가장 낮은것 2個씩을 理論的으로 計算한 스프링常數 및 實測한 스프링常數에 對하여 보인 것이다.

Table. 4 Calculated natural frequency.

NATURAL FREQUENCY	OMEGA SQUARE	CIRCULAR FREQUENCY	FREQUENCY (Hz)	FREQUENCY (Cpm)
1	0.3237390E+04	56.90	9.06	543.34
2	0.3532784E+05	187.96	29.91	1794.86
3	0.1887686E+05	137.39	21.87	1312.01
4	0.2109179E+06	459.26	73.09	4385.59

(a). By theoretical K values

NATURAL FREQUENCY	OMEGA SQUARE	CIRCULAR FREQUENCY	FREQUENCY (Hz)	FREQUENCY (Cpm)
1	0.3354322E+04	57.92	9.22	553.06
2	0.3715002E+05	192.74	30.68	1840.57
3	0.1972081E+05	140.43	22.35	1341.02
4	0.2109784E+05	459.32	73.10	4366.22

(b). By measured K values

Table. 5 는 두 方向에서의 最低次 固有振動數에 對한 振動모오드를 나타내고 있다.

Table. 5 Calculated vibration mode.

NO. 1 VIBRATION MODE		NO. 1 VIBRATION MODE	
0.1000000E+01	0.1222297E-01	0.1000000E+01	0.1234373E-01
0.9743367E+00	0.1219937E-01	0.9740806E+00	0.1231928E-01
0.9111199E+00	0.1210347E-01	0.9102527E+00	0.1221913E-01
0.5930020E+00	0.1087282E-01	0.5894403E+00	0.1095237E-01
0.3229293E+00	0.8576211E-02	0.3177605E+00	0.8611865E-02
0.1324947E+00	0.5062863E-02	0.1270850E+00	0.5042639E-02
0.1903043E-02	0.2350272E-02	-0.2066621E-02	0.2294830E-02
-0.4803553E-01	0.5821639E-03	-0.4976876E-01	0.5179415E-03
-0.5131636E-01	-0.2330174E-03	-0.5096314E-01	-0.2763008E-03
-0.4038725E-01	-0.5516405E-03	-0.3941364E-01	-0.5565407E-03
-0.2240274E-01	-0.7496683E-03	-0.2164273E-01	-0.7316167E-03
-0.7916680E-03	-0.1704665E-03	-0.6621138E-03	-0.7913108E-03
NO. 3 VIBRATION MODE		NO. 3 VIBRATION MODE	
0.1000000E+01	-0.1769179E-01	0.1000000E+01	-0.1788188E-01
0.9629676E+00	-0.1753842E-01	0.9626161E+00	-0.1770101E-01
0.8730405E+00	-0.1696458E-01	0.6719027E+00	-0.1710069E-01
0.4654935E+00	-0.1276160E-01	0.4628956E+00	-0.1275130E-01
0.1713638E+00	-0.8564550E-02	0.1699119E+00	-0.8505151E-02
0.9525433E-04	-0.5770150E-02	0.8704995E-04	-0.3736223E-02
-0.7232970E-01	-0.4870873E-03	-0.7177925E-01	-0.4856787E-03
-0.5315911E-01	0.1277956E-02	-0.5280629E-01	0.1268373E-02
-0.9881528E-04	0.1268737E-02	-0.9394699E-04	0.1261270E-02
0.1935264E-01	0.2241182E-03	0.1925431E-01	0.2232807E-03
0.1565334E-01	-0.4273742E-03	0.1557969E-01	-0.4252056E-03
0.2028043E-05	-0.5497938E-03	0.1933216E-05	-0.6468338E-03

(a). By theoretical K values.

(b). By measured K values.



Fig. 6은 Table. 5의 振動모오드를 圖式的으로 나타낸 것이다.

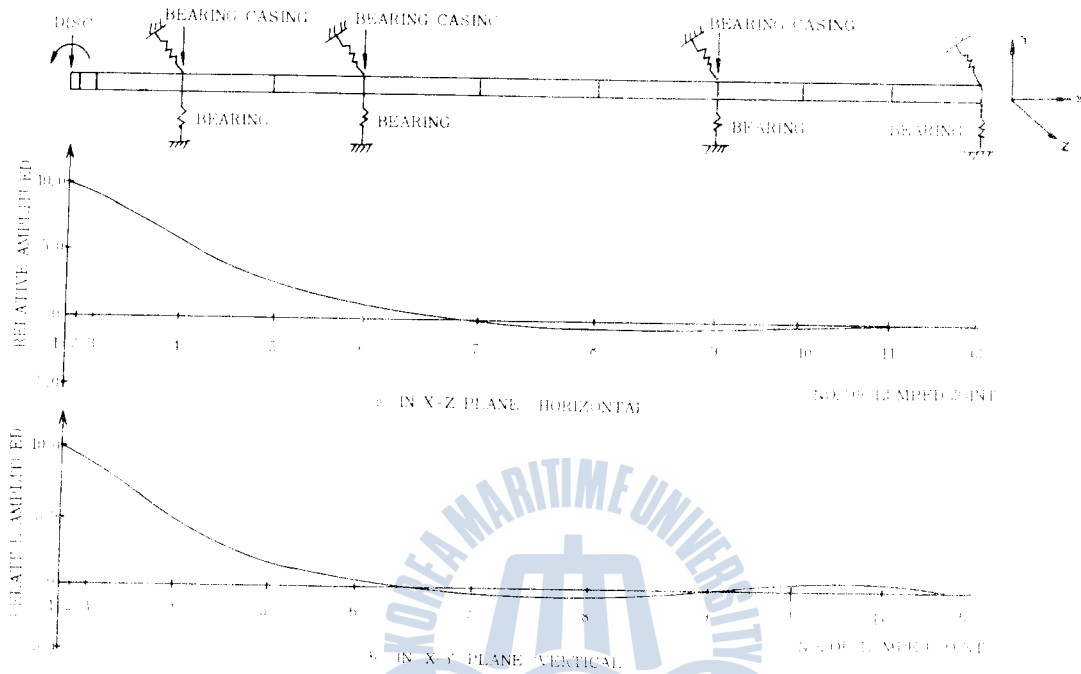


Fig. 6 Vibration modes of the lowest natural frequency.

### 3.4 計算結果와 實測值의 比較檢討

Table. 4의 計算結果와 實測值의 比較結果는 Table. 6과 같다.

Table. 6 Compared results of natural frequency

Vibration No. of Frequency	Horizontal vibration			Vertical vibration		
	Circular frequency rad/sec	Frequency cps	Difference in %	Circular frequency rad/sec	Frequency cps	Difference in %
Experimentally measured values	58.4	558		58.2	556	
By theoretical K value	57.9	543	-2.57	57.4	542	-0.18
By measured K value	57.7	553	-0.86	49.4	471	-1.56

Table. 6 은 水平方向, 垂直方向 橫振動의 最低次 固有振動數를 各各 比較하였다.

水平方向 橫振動에 對해서는 實測值와 比較하여 理論值 K에 의한 計算結果는 2.57% 낮게, 實測值 K에 의한 計算結果는 0.86% 낮게 나타났으며, 垂直方向 橫振動에 對해서는 實測值와 比較하여 理論值 K 및 實測值 K에 의한 計算結果는 各各 0.58% 낮게, 1.45% 높게 나타났다. 따라서 理論的 計算結果는 實測值와 잘 一致하고 있음을 確認할 수 있었다.

#### 4. 結 論

本 研究에서는 船舶의 推進軸系와 關聯하여 多点支持軸系의 聯成自由橫振動의 動的 學動을 有限要素法에 의하여 理論的으로 解析하고, 이 理論的 內容을 바탕으로 電算프로그램을 開發하였다.

또한, 開發된 電算프로그램의 有用性을 確認하기 위하여 模型軸에 對한 計算을 行하였으며 計算結果를 實測結果와 比較檢討 하였다.

以上の 內容을 다음과 같이 要約할 수 있다.

- 1) 多点支持軸系의 振動解析을 有限要素法에 의하여 行하였으며 이것을 바탕으로 電算프로그램을 開發하였다.
- 2) 模型軸系에 對한 計算結果는 實測結果와 잘 一致하였으므로 上記의 電算프로그램은 多点支持軸系의 聯成自由橫振動 解析에 도움이 될 것으로 생각된다.
- 3) 船舶의 實際 推進軸系 橫振動에 關해서는, 여기서 具體的으로 다루지 못한 보싱, 스트러트 等の 非對稱 剛性, 推進器의 流體力學的 聯成, 자이로스코프 効果 等 外에 油膜의 剛性, 推進器의 起振力, 系의 各種 減衰 等 定量的으로 計算할 수 없는 要素들이 많이 存在하므로 그 動的學動을 確認 하는데 어려움이 있다. 따라서 理論的 計算과 正確한 實測을 並行하여 이들 要素들의 特性을 밝혀가야 할 것이다.

向後, 이러한 努力에 本 論文의 內容이 도움이 될 것으로 期待한다.

## 參 考 文 獻

1. 全孝重, 金喜敬, “船舶推進軸系의 橫振動 計算에 關한 研究”, 韓國船用機關學會誌 第三卷 一號, 1979, p. 2~18.
2. 全孝重, 安時榮, “傳達매트릭스法에 의한 多點支持軸系의 聯成自由橫振動計算에 關한 研究”, 韓國船用機關學會誌 第七卷 一號, 1983, p. 49~63.
3. 全孝重, 趙鈞守, “變化하는 斷面의 門型構造物의 振動計算에 關한 研究”, 韓國船用機關學會誌 第九卷 三號, 1985, p. 214~224.
4. Jasper, N.H and Rupp, L. A., An Experimental and Theoretical Investigation of Propeller Shaft Failures, SNAME, Vol.60, 1952, p. 314~381
5. Panagopulos, E., Design Stage Calculations of Torsional, Axial and Lateral Vibrations of Marine Shafting, SNAME, Vol.58, 1952, p. 329~384
6. Vassilopoulos, L. and Bradshaw, R., Coupled Transverse Shaft Vibrations of Modern Ships, ISP, Vol.21, No.239, 1974, p. 193~219.
7. Hyarides, S., Transverse Vibrations of Ship's Propulsion System, ISP, Vol.22, No.252, 1975, p. 275~288
8. Wevers, Jr. L. J., Transverse Vibrations of Ship's Propulsion System, ISP, Vol.22, 1975, p. 375~384.
9. Rockey, K. C., Evans, H. R, Griffiths, D. W. and Nethercot, D. A, The Finite Element Method, Crosby Lockwood Staples in London, 1975.
10. Bathe, K. J. and Wilson, E. L., Numerical Methods in Finite Element Analysis, Prentice-Hall, Inc., 1976
11. Mario Paz, Structural Dynamics, Litton Education Publishing, Inc., 1980
12. Tse, F. S., Morse, I.E, and Hinkle, R. T., Mechanical Vibrations Allyn and Bacon, Inc., 1978.

# 디젤機關 着火失敗가 크랭크軸系 비틀림 振動에 미치는 影響의 理論的 考察

林 永 福

A Theoretical Investigation of Misfiring Effects on  
the Crankshaft Torsional Vibration of Diesel Engine

*Lim Young-bok*

## <目 次>

Abstract

記號說明

1. 머 리 말
  2. 密閉사이클의 電算시뮬레이션
    - 2.1 燃燒化學 方程式
    - 2.2 密閉사이클의 計算法
  3. 着火失敗에 의한 變動토크 計算
  4. 着火失敗時的 비틀림 振動 計算
    - 4.1 起振에너지
    - 4.2 減衰에너지
    - 4.3 비틀림 振動應力の 計算
    - 4.4 着火失敗時的 비틀림 振動 應力計算
  5. 計算實例
  6. 結 論
- 參考文獻