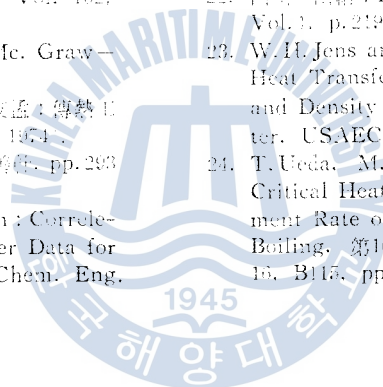


- Pr. 7C), pp. 23-141, (1977.4).
7. J. C. Chen, R. K. Sanderam and F. T. Ozkaynak: A Phenomenological Correlation for  $h_{CHF}$  - CHF Heat Transfer, U.S. Nuclear Regulatory Commission, NUREG-0037, (1977).
  8. 金成根: 沸騰(汽化)의 2차적 傳熱, 德博達大學 對流(流體) 傳熱(流體) 韓國海軍大學 論文集, 第15回, pp. 113-120, (1979.4).
  9. P. Saha and N. Zuber: Point of Net Vaporoid Fraction in Subcooled Boiling, 5th Int. Heat Transfer Conf., B4.7, pp. 175-179, (1974).
  10. 崔甲錫・徐田昌: 蒸氣泡點 STS系 原子 核沸騰熱傳達의 研究 研究, 韓國船舶機械學會誌, 第14卷, 第2號, pp. 20-37, (1980).
  11. W. Nakayama, T. Daikoku, H. Kuwahara, T. Nakajima: Dynamic Model of Enchained Boiling, Heat Transfer, Vol. 162, No. 1, (1980).
  12. J. P. Holman: Heat Transfer, Mc. Graw-Hill, p. 37, p. 385, (1973).
  13. 西川 龍雄, 藤田 忠信, 長島 昭, 國友 孟: 傳熱工學의 發展, 貴賢堂, Vol. 2, p. 5, (1974).
  14. 日本機械學會: 傳熱工學資料, 明善社, pp. 293-328, (1980.4).
  15. W. M. Rohsenow and P. Griffith: Correlation of Maximum Heat Transfer Data for Boiling of Saturated Liquids, Chem. Eng. Symp. Series, Vol. 33, No. 18, p. 57, (1971).
  16. S. S. Kutateladze: Heat Transfer in Condensation and Boiling, USAEC Rept. AECU-417-3773, (1962).
  17. N. Zuber: Hydrodynamic Aspects of Boiling, Heat Transfer, USAEC Rept. AECU-4429, Doctoral Dissertation, UCLA (1959).
  18. Y. P. Chang and N. W. Snyder: Heat Transfer in Saturated Boiling, Chem. Eng. Prog. Symp. Series, Vol. 53, No. 36, pp. 25-38, (1963).
  19. American Society for Metals: Metal Handbook, Vol. 1, Eight Edition, Metal Part, Ohio, pp. 1097-1028, (1969).
  20. OMEGA Eng. Inc.: Temperature Measurement Handbook, pp. A8-A25, (1979).
  21. 吉淵和男: 蒸熱技術, 論文誌, pp. 2-55, (1979).
  22. 西川・山籟: Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 3, p. 219, (1960).
  23. W. H. Jens and P. A. Lottes: Analysis of Heat Transfer, BurnOut, Pressure Drop and Density Data for High Pressure Water, USAEC Rept. ANL-4627, (1951).
  24. T. Ueda, M. Inoue and S. Nagatome: Critical Heat Flux and Droplet Entrainment Rate of Falling Liquid Films with Boiling, 第16回 日本傳熱シンポジウム Vol. 16, B115, pp. 214-216, (1974.4).



# 分岐가 있는 推進軸系 비틀림振動 計算의 電算프로그램 開發에 關한 研究

許 南 均

A Study on the Developing a Computer Program for the Torsional  
Vibration Calculation of Branched Shaft System

*Hyo Namkyun*

〈目 次〉

1. 머릿말
  2. 分岐가 있는 軸系의 固有振動數 및 振動型의 計算
    - 2.1 軸系의 構成
    - 2.2 質量慣性모멘트매트릭스와 비틀림剛性매트릭스
    - 2.3 Jacobi 回轉法에 依한 固有值, 固有벡터의 計算
    - 2.4 Holzer表의 作成
  3. 振動에 依한 附加應力의 計算
    - 3.1 B & W 型機關
    - 3.2 Sulzer 型機關
    - 3.3 動倍率
    - 3.4 토오크하모닉係數
  4. 電算프로그램
    - 4.1 電算프로그램의 概要
    - 4.2 電算프로그램의 플로우차트
  5. 實際 軸의 計算과 그 結果의 比較檢討
    - 5.1 供試軸系의 特性
    - 5.2 計算結果
    - 5.3 計算結果의 比較檢討
  6. 結 論
- 參考文獻

### Abstract

Recently, the shaft driven generator system has been widely used in energy saving diesel ships to reduce the expensive marine diesel oil consumption, during the sea going condition of the vessel.

In such a ship's propulsion system, the calculation process of its torsional vibration is ordinarily a lengthy procedure and a tedious job.

In this paper, the calculation problems of the branched shaft system which consists of a slow speed diesel engine with a C.P.P. and a generator driven by the main propulsion shaft through a control system, are treated.

Calculations which are undertaken for H & W and Sulzer type engines, are fulfilled for several operating conditions of main engine output, propeller pitch, clutch on or disengaged, shaft generator loaded/undloaded and all cylinders firing/one cylinder misfiring. The calculation results are fully compared with those of major foreign engine builders.



## 1. 머릿말

油類波動以後 船舶運航費에서 占有하는 燃料油經費의 比率이 약 60%에 達하고 있으며, 이는 各海運船社의 運營에 있어 深刻한 問題로 登場하게 되었다. 따라서 最近에 建造되고 있는 船舶에 있어서 最大課題는 省에너지이고, 이를 뒷받침하는 것이 燃料節減型 主機關의 選擇과 廢熱의 利用, 各種 補機의 驅動馬力 削減 等이다. 또한, 이러한 問題와 關聯하여 脚光을 받고 있는 것 中의 하나가 軸發電機이다. 即, 航海中에 必要한 電力을 主機驅動的 發電機로 供給함으로써 값이 싼 C重油를 利用하여 効率이 좋은 主機로 發電할 수 있을 뿐더러 航海中에는 發電機用 補助發電機를 休止함으로써 海技士의 勞力도 그만큼 줄일 수 있는 利點이 따르게 된다.

그러나, 이 問題는 推進軸系가 分岐를 갖는 軸系를 形成하게 됨으로써 船級協會에서 要求하는 비틀림振動計算이 電算機를 利用하더라도 繁雜하게될 뿐만 아니라 發電機驅動系에 可撓커플링이 存在하게 되므로 한 시린더가 着火失敗할 경우에 對하여서도 檢討할 必要가 생기게 된다.

單純軸系의 경우 비틀림振動計算은 通常 Holzer 表에 依한 逐次近似法에 依하고 있는데 分岐가 있는 경우에는 앞서 言及한 바와 같이 若干 어려움이 있기 때문에 이를 固有值問題로 바꾸어 다루는 것이 便利하다.

本 研究에서는 分岐가 있는 비틀림振動系를 固有值問題로 바꾸어 이를 매트릭스形式으로 쓰고, Jacobi 回轉法에 依하여 그의 固有值(固有振動數)와 固有벡터(比振幅)를 求한 다음 이를 다시 Holzer 表形式으로 바꾸어 써서 判讀에 便利하게 하는 一聯의 電算프로그램을 開發하고자 한다.

最近의 大形 船用디젤기관의 型式은 漸次 統合되어 實質的으로 B&W 型機關과 Sulzer 型機關이 主流를 形成하고 있으므로 電算프로그램도 이들 두가지 機關型에 맞추어서 開發하고자 한다.

## 2. 分岐가 있는 軸系의 固有振動數 및 振動型의 計算

### 2.1 軸系의 構成

主機關과 軸發電機와의 連結方法에는 여러 가지가 있다.

가장 一般的인 方法은 主機關에 直接 連結된 中間軸에 增速齒車를 設置하고, 이를 통하여 發電機를 驅動시키는 方法이다. 이 變速齒車의 設置場所를 機關의 앞쪽으로 하느냐, 아니면 機關의 뒷쪽으로 하느냐 하는것은 機關室의 形狀에 따라 決定될 수 있다. 이와같이 齒車가 附加되는 推進軸系에서는 變速齒車와 PTO(power take off)의 設置가 不可避하나 다른 方法에 比해 運轉범위가 넓고 資材費가 적게들기 때문에 많이 利用되고 있다.

齒車와 軸發電機가 機關의 前端에 設置될 때에는 發電機와 齒車박스로 因하여 推進軸系의 길이가 길어지므로 軸이나 齒車의 形式을 考慮하여 軸系가 짧게되는 方法을 選擇하도록 해야한다.

비틀림振動計算의 측면에서 본다면 機關前端에 그것들을 設置하는 것이 中間軸에 設置하는것 보다 덜 複雜하다. 즉, 可撓커플링을 機關前端에 設置하여 齒車와 連結하면 單純軸系와 同一한 系로

되기 때문에 비틀림振動計算이 간단하게 된다.

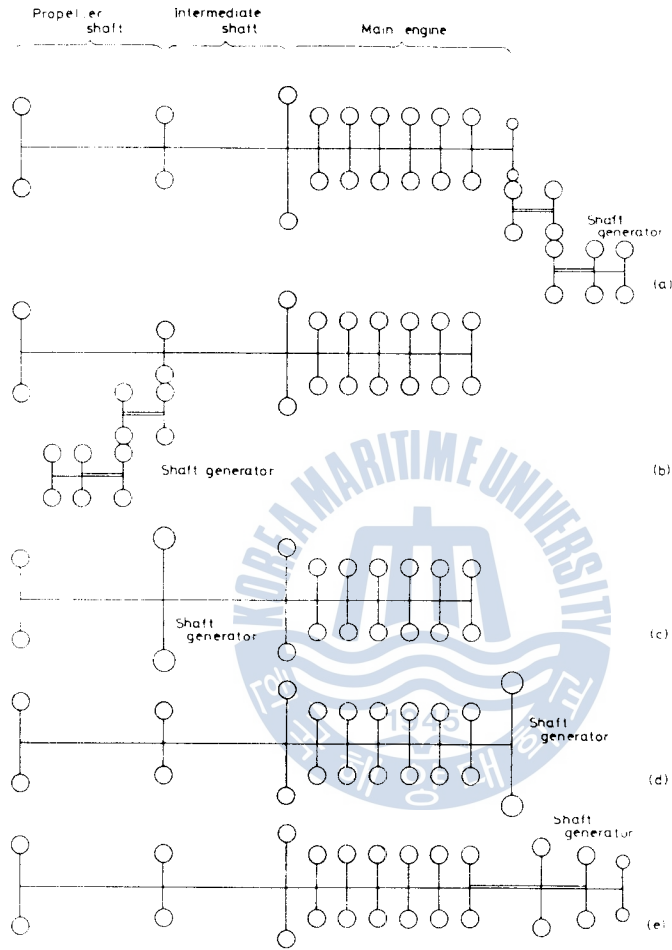


Fig. 1. Examples of shaft generator arrangement

Fig. 1에 軸發電機의 몇가지 代表的인 경우에 對하여 그의 配置圖를 나열하였다.

(a)의 方法은 機關前端에 클러치와 變速齒車를 設置한 다음 軸發電機를 連結시킨 것이며, (b)의 方法은 軸發電機를 中間軸에 設置한 경우이다. (e)의 方法은 變速齒車 대신에 epicycle 齒車를 利用한 것으로 (a), (b), (c), (d)와는 전혀 다른 方法이나 비틀림振動의 問題만 생각한다면 (a)나 (b)와 거의 同一한 方法이다. (c)와 (d)는 軸自體를 發電機의 모우터로 利用한 것으로서 (c)의 경우는 中間軸에, (d)의 경우는 機關앞쪽 끝단을 利用한 것이다. (a)와 (b)의 形式은 프로펠러를 可變젯치형으로 하는 경우가 대부분이다.

以上과 같은 軸發電機軸系構成일 경우는 여러가지 狀態가 發生될 수 있으므로, 初期設計時 可撓 커플링이나 軸直徑의 修正, 質量의 調整 등을 行하여 充分히 檢討되어져야 한다.

本論文에서는 特히 많이 利用되고 있는 Fig.1의 (b)形式配列에 可變꺽치 프로펠러를 갖는 軸系의 비틀림振動問題를 重點的으로 檢討하고자 한다.

Fig. 2A, 2B는 이러한 軸系裝置의 概略圖이다.

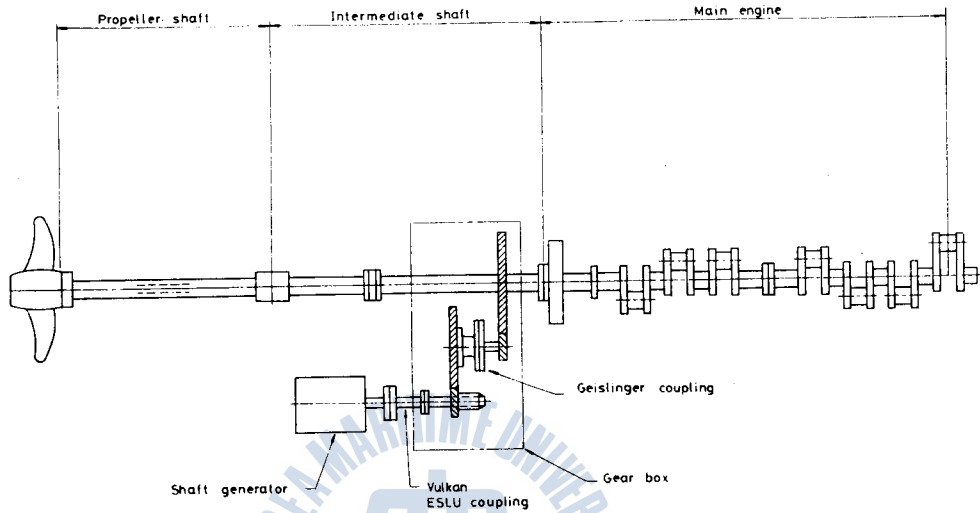


Fig. 2 A. Skelton diagram of the propulsion shafting with a shaft generator.

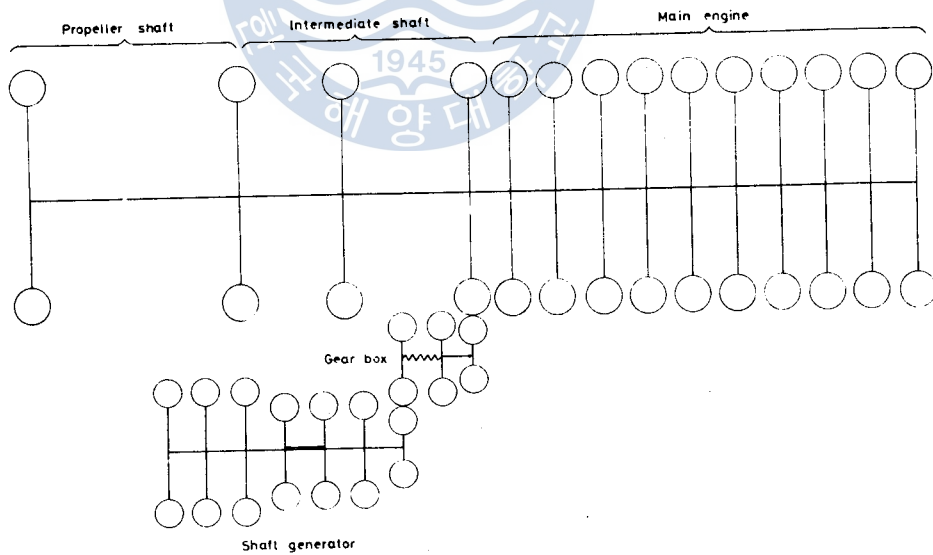


Fig. 2 B. Modeling of the propulsion shafting with a shaft generator

## 2-2 質量慣性모멘트 매트릭스와 비틀림剛性 매트릭스

Fig. 3을 參照하여 直線變位  $y$ 와 角變位  $x$ 를 對比하면서 運動方程式을 쓰면 다음과 같다.<sup>1)</sup>

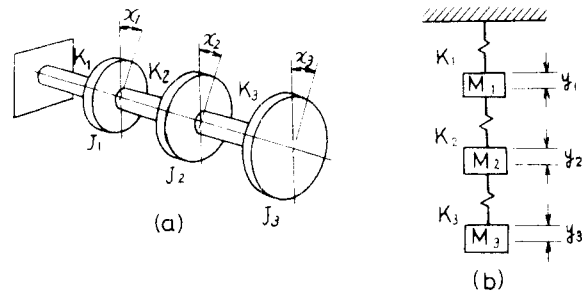


Fig. 3. Models of the multi-degree freedom vibratory system

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{x}_1 &= -K_1 x_1 + K_2 (x_2 - x_1) \\ J_2 \ddot{x}_2 &= -K_2 (x_2 - x_1) + K_3 (x_3 - x_2) \\ J_3 \ddot{x}_3 &= -K_3 (x_3 - x_2) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

여기서  $J_1, J_2, J_3$ 는 質量慣性모멘트,  $K_1, K_2, K_3$ 는 비틀림스프링常數 이들이 調和振動한다고 보고

$$x_1 = X_1 \sin \omega t$$

$$x_2 = X_2 \sin \omega t$$

$$x_3 = X_3 \sin \omega t$$

라 놓고, (1)式을 整理하면

$$\begin{aligned} \left( \frac{K_1 + K_2}{J_1} - \omega^2 \right) X_1 - \frac{K_2}{J_1} X_2 &= 0 \\ -\frac{K_2}{J_2} X_1 + \left( \frac{K_2 + K_3}{J_2} - \omega^2 \right) X_2 - \frac{K_3}{J_2} X_3 &= 0 \\ -\frac{K_3}{J_3} X_2 + \left( \frac{K_3}{J_3} - \omega^2 \right) X_3 &= 0 \end{aligned}$$

이를 다시 매트릭스形式으로 고쳐쓰면,

$$\begin{pmatrix} \frac{K_1 + K_2}{J_1} & -\frac{K_2}{J_1} & 0 \\ -\frac{K_2}{J_2} & \frac{K_2 + K_3}{J_2} & -\frac{K_3}{J_2} \\ 0 & -\frac{K_3}{J_3} & \frac{K_3}{J_3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{pmatrix} = \omega^2 \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{pmatrix} \quad (2)$$

(2)式을 簡略하게 고쳐쓰면,

$$[A] \{X\} = \omega^2 \{X\} \quad (3)$$

여기서 매트릭스  $[A]$ 를 분할하여

$$[J]^{-1} [K] \{X\} = \omega^2 \{X\} \quad (4)$$

로 表現하면

$$[J]^{-1} = \begin{pmatrix} \frac{1}{J_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{J_3} \end{pmatrix} \quad (5)$$

$$[K] = \begin{pmatrix} (K_1 + K_2) & -K_2 & 0 \\ -K_2 & (K_2 + K_3) & -K_3 \\ 0 & -K_3 & K_3 \end{pmatrix} \quad (6)$$

$[J]^{-1}$ 는 質量慣性모멘트의 逆 매트릭스이고,  $[K]$ 는 비틀림剛性 매트릭스이다. 위의 結果를 分岐가 있는 系에 適用하면 다음과 같다.

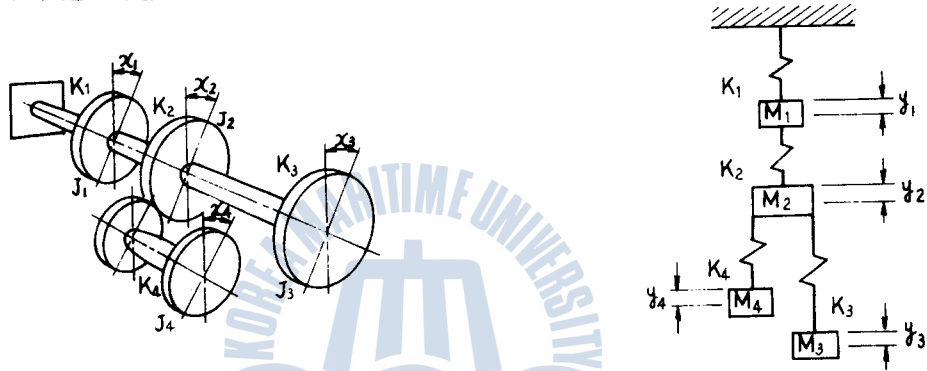


Fig. 4. Models of the multi-degree freedom branched vibratory system

$$[J]^{-1} = \begin{pmatrix} \frac{1}{J_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{J_3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{J_4} \end{pmatrix} \quad (7)$$

비틀림剛性매트릭스는 다음과 같다.

$$[K] = \begin{pmatrix} (K_1 + K_2) & -K_2 & 0 & 0 \\ -K_2 & (K_2 + K_3 + K_4) & -K_3 & -K_4 \\ 0 & -K_3 & K_3 & 0 \\ 0 & -K_4 & 0 & K_4 \end{pmatrix} \quad (8)$$

### 2.3 Jacobi 回轉法에 依한 固有值 및 固有벡터의 計算<sup>2)</sup>

#### (1) 固有值의 計算

앞 절에서 說明한 式(3)에서  $\omega^2 = \lambda$ 라 놓으면 Fig.5에서 列벡터  $[X]$ 는  $X_1$ 과  $X_2$ 의 두 成分으로 되어 있으므로, 이를 다시  $X_1$ 와  $X_2$ 의 두 成分으로 分割하면 다음과 같은 關係式이 成立한다.

즉,  $\overline{OD}$ 는



$$\begin{aligned} X_1 &= \bar{X}_1 \cos \theta - \bar{X}_2 \sin \theta \\ X_2 &= \bar{X}_1 \sin \theta + \bar{X}_2 \cos \theta \end{aligned} \quad (9)$$

이를 매트릭스形式으로 쓰면 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \bar{X}_1 \\ \bar{X}_2 \end{pmatrix} \quad (10)$$

이를 바꾸어 쓰면

$$[X] = [T][\bar{X}] \quad (11)$$

이 式(11)을 式(9)에 代入하면

$$[A][T][\bar{X}] = \lambda[T][\bar{X}] \quad (12)$$

또는

$$[T]^T[A][T][\bar{X}] = \lambda[T]^T[T][\bar{X}] \quad (13)$$

$[T]^T[T] = [I]$ 이므로 式(13)은

$$[T]^T[A][T][\bar{X}] = \lambda[I][\bar{X}] = [\lambda][\bar{X}] \quad (14)$$

式(14)에서 左邊은 對角項을 除外한 모든 項이 0이다.

$[T]^T[A][T]$ 를  $[B]$ 라 하면

$$\begin{aligned} [B] &= \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} a_{11} \cos^2 \theta + 2a_{12} \sin \theta \cos \theta + a_{22} \sin^2 \theta & a_{12}(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) + \sin \theta \cos \theta(a_{22} - a_{11}) \\ a_{21}(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) + \cos \theta \sin \theta(a_{22} - a_{11}) & a_{11} \sin^2 \theta - 2a_{12} \sin \theta \cos \theta + a_{22} \cos^2 \theta \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (15)$$

여기서 對角項을 除外한 모든 項들은 0이므로

$$a_{12}(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) + \cos \theta \sin \theta(a_{22} - a_{11}) = 0 \quad (16)$$

가 되고

$$\tan 2\theta = \frac{2a_{12}}{a_{11} - a_{22}} \quad (17)$$

가 된다. 따라서,

$$[B] = \begin{bmatrix} a_{11} \cos^2 \theta + 2a_{12} \sin \theta \cos \theta + a_{22} \sin^2 \theta & 0 \\ 0 & a_{11} \sin^2 \theta - 2a_{12} \sin \theta \cos \theta + a_{22} \cos^2 \theta \end{bmatrix} \quad (18)$$

式(18)에서

$$b_{11} = a_{11} \cos^2 \theta + 2a_{12} \sin \theta \cos \theta + a_{22} \sin^2 \theta$$

$$b_{22} = a_{11} \sin^2 \theta - 2a_{12} \sin \theta \cos \theta + a_{22} \cos^2 \theta$$

가 固有值이다.

$$[T]^T[A][T] = [B] = [\lambda]$$

式(11)에서  $[X] = [T][\bar{X}]$ 이고 여기서  $[T]$ 는 轉換매트릭스이며 正方매트릭스이다. 매트릭스  $[A]$ 의 次數가 많을 때는 非對角要素를 모두 零으로 하기 위하여 위와 같은 操作을 無數히 反復하여야 하며 그 結果로

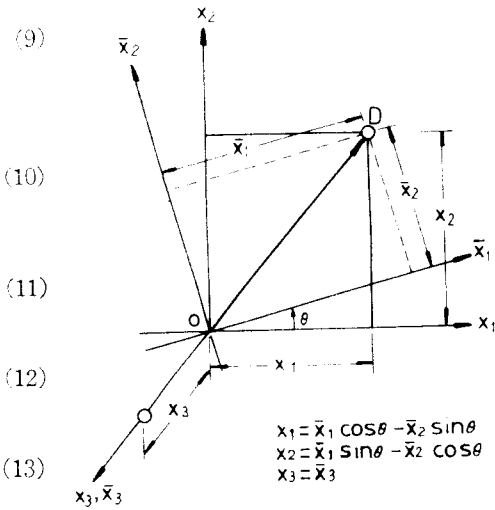


Fig. 5. Rotation of the column vector

$$[T_m]^T \cdots [T_2]^T [T_1]^T [A] [T_1] [T_2] \cdots [T_m] = [B] = [X] \quad (19)$$

(2) 固有벡터의 計算

固有值  $\lambda_i$  에 대응하는 固有벡터를  $v_i$  라 하고 이로써 構成되는 正交매트릭스를  $[V]$  라 하면, 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$[A][V] = [V][X] \quad (20)$$

양변에  $[V]^{-1}$  를 곱하면

$$[V]^{-1}[A][V] = [V]^{-1}[V][X]$$

$$[V]^{-1}[A][V] = [I]$$

이므로,

$$[V]^{-1}[A][V] = [X]$$

式(19)과 對比하면,

$$[V] = [T_1][T_2] \cdots [T_m] \quad (21)$$

#### 2.4 Holzer 表의 作成

Jacobi 回轉法에 의해 구해진 固有值는 固有振動數를, 그리고 固有벡터는 比振幅을 各各 나타내므로 이 값들을 利用해서 Holzer 表를 作成할 수 있다.

Holzer 表는 비틀림진동문제를 다루는데 있어 系의 特性值를 한눈으로 볼 수 있기 때문에 軸系의 狀態를 파악하거나 附加應力을 計算하는데 매우 편리하다. 뿐만 아니라 Holzer 表에서 索토크의 値은 0이 되기 때문에 固有振動數와 振幅의 計算에서 잘못을 검토할 수도 있다. Holzer 表는 다음과 같이 構成된다.

Table 1. Holzer table

Number	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
Abbreviation	SYM	M	MWW /10(6)	A	MWWA /10(6)	SUM MWWA /10(6)	L	L·SUM /10(6)	MAA	AD	ZP	SM/ZP /10(3)
Unit		kg·cm ·sec <sup>2</sup>		rad	kg·cm	kg·cm	cm	rad		cm	cm <sup>3</sup>	kg/cm <sup>2</sup>
		Branch No1										
		Branch No2										
		Branch No3										

Table 1에서

(1) 系의 固有번호(System No)를 첫머리에 놓는다.

(2) 等價質量으로 計算된 質量慣性모멘트의 값  $M(\text{kg cm sec}^2)$ 을 記入한다.

一般的으로 造船所에서는 機關製作會社로 부터 機關의 비틀림振動에 關한 資料를 等價質量 및 等價길이의 形式으로 入手하는 것이 보통이기 때문에 造船所는 中間軸과 推進軸 그리고 프로펠러의 等價길이 및 等價質량을 計算하여 하나의 振動系를 作成한다<sup>9)</sup>.

- (3) 質量慣性모멘트에 固有角振動  $\omega$ (rad/sec)의 계급을 算한다.
  - (4) Jacobi 回轉法에서 얻은 振幅  $A$ (rad)를 記入한다.
  - (5) 質量慣性모멘트  $M$ 과 角振動數  $\omega$ , 그리고 振幅比  $A$ 로부터 토오르크를 구한다. 즉,  $M\omega^2 A$  (kg cm)를 求해 記入한다.
  - (6) 全토오르크의 總  $\sum M\omega^2 A$ (kgcm)를 計算한다.
  - (7) 等價길이  $L$ (cm)를 (2)項과 같이 入手 및 計算하여 記入한다.
  - (8)  $\sum M\omega^2 A$ 와 等價길이  $L$ 로부터 비틀림振幅을  $L \cdot \text{SUM}/GJ$ (rad)의 形式으로 計算하여 記入한다.
  - (9)  $\sum MA^3$ 을 얻기 위하여  $M \cdot A^3$ 을 計算, 記入한다.
  - (10) 實用 軸徑  $A_D$ (cm)를 記入하고
  - (11) 斷面係數  $Z_p$ (cm<sup>3</sup>)를 求한 다음
  - (12) 最大비틀림이 어느 部分에 位置하는가를 알 수 있도록  $\sum M\omega^2 A/Z_p$ (kg/cm<sup>2</sup>)을 計算한다.
- 이와같은 方法으로 各 分岐마다 計算하여 分岐번호를 記錄한다.  
위의 結果는 逐次近似法으로 作成한 Holzer 表와 同一함을 알 수 있다.

### 3. 振動에 依한 附加應力の 計算

現在 實用化되고 있는 附加應力の 推定法으로는<sup>10)</sup>

- (1) 에너지法에 依한 方法
- (2) 프로펠러 감쇄를 基礎로 하는 方法
- (3) 히스테리시스 감쇄로부터 誘導되는 經驗値로서 推定하는 方法
- (4) 平衡振幅과 動倍率로부터 推定하는 方法 등이 있다.

물론 各 機關製作會社에서는 그 會社 나름대로의 方法을 使用하고 있지만 대개는 위의 네가지 方法들 중에서 한가지 方法, 혹은 두 서너개의 方法들을 選擇해서 使用하고 있다.

그러나, 그 計算方法이 同一하다고 하더라도 주어지는 各種 係數 등에 各各 그 會社의 經驗에 依한 값을 利用하고 있기 때문에 그 推定結果는 조금씩 다를 수 있다.

B&W 型機關에는 平衡振幅과 動倍率로 부터 推定하는 方法이 使用되고 있으며, Sulzer 型機關에는 에너지法을 利用하여 推定하는 方法이 使用되고 있다.

#### 3.1 B&W 型機關

B&W 型機關에 使用되고 있는 方法<sup>11)</sup>은 다음과 같다.

振動應力  $\tau$ 는

$$\tau = M_g \cdot \tau_{st} \text{ (kg/cm}^2\text{)} \quad (22)$$

$M_g$  : 動倍率       $\tau_{st}$  : 平衡應力

平衡應力  $\tau_{st}$  는

$$\tau_{st} = \theta_{st} \frac{(\sum M\omega^2 A)_{max}}{Z_p} \text{ (kg/cm}^2\text{)} \quad (23)$$

여기서,  $\theta_{st}$  는 最大起振토크가 靜的으로 軸에 作用하였을 때의 角變位에 相當하는 振幅

$(\sum M\omega^2 A)$  : Holzer 表에서 얻은 結果值로서 最大토크(kg·cm)

$Z_p$  : 斷面係數(cm<sup>3</sup>)

平衡振幅比  $\theta_{st}$  는

$$\theta_{st} = \frac{\pi/4 \cdot D^2 \cdot R \cdot T_n \cdot \sum V}{\omega^2 \cdot \sum (MA^2)} \text{ (rad)} \quad (24)$$

여기서  $D$  : 機關의 실린더 直徑(cm)       $R$  : 機關의 크랭크 半徑(cm)

$T_n$  : 機關의 토크하모닉係數       $\sum V$  : 벡터의 合

$\omega$  : 共振角振動數(rad/sec)       $\sum (MA^2)$  : Holzer 表에서의  $MAA$  合

또한, 危險速度에 있어서 크랭크先端振幅  $\theta$  는

$$\theta = M_g \cdot \theta_{st} \quad (25)$$

이므로 動倍率의 決定은 바로 附加應力의 決定임을 알 수 있다.

### 3.2 Sulzer 型機關

B&W 型機關에 사용되고 있는 平衡振幅과 動倍率을 利用한 方法을 Sulzer 型機關에 使用하여도 無妨하다.

그러나, Sulzer 型機關에 使用되고 있는 方法은 에너지法<sup>3)</sup>으로 다음과 같이 計算된다.

振幅應力  $\tau$ (kg/cm<sup>2</sup>)는

$$\tau = \theta \cdot \frac{(\sum M\omega^2 A)_{max}}{Z_p} \quad (26)$$

로서 式(23)과 同一型式이다.

또한, 式(26)에서의 振幅比는 危險速度에 있어서의 크랭크軸先端振幅을 나타낸다.

危險速度에 있어서의 크랭크軸先端振幅  $\theta$ (rad)는

$$\theta = \frac{\pi/4 \cdot D^2 \cdot R \cdot T_n \cdot \sum V}{\varepsilon \cdot \sum (\Delta A \cdot \sum M\omega^2 A) + c_p \cdot A_p^2} \quad (27)$$

로 計算된다.

여기서  $\varepsilon$  : 0.035 (=2 $\rho$ ,  $\rho$ 는 감쇄係數比)

$\Delta A$  : Holzer 表에서의 各 等價質量間의 비틀림角의 合(rad)

$$C_p = 6.531 \times 10^3 \cdot \frac{\beta \cdot P_s \cdot \omega^2}{N^3 \cdot i} \quad (28)$$

$\beta$  : 常數 3.5       $P_s$  :  $N$  RPM에서의 出力       $i$  : 次數

로되며  $A_p$ 는 Holzer 表에 있어서의 프로펠러의 比振幅을 말한다. 그러므로,  $C_p \cdot A_p^2$ 은 프로펠러의 減衰力임을 알 수 있다.

3.3 動倍率

動倍率  $M_k$ 는

$$M_k = \frac{1}{2\rho} \tag{29}$$

$\rho$ 의 값은 여러 가지로 提議되어 왔다. Hansen은 0.005~0.015를 주고 있으며 實測에 依하여 0.005~0.02를 얻었다는 報告도 있다. Jeon은 大型 船用디젤機關으로부터 平均 0.013을 얻은바 있고 特別한 경우를 제외하고는 1항에는  $\rho=0.0125$ , 2항에는  $\rho=0.025$ 를 사용하고 있다.<sup>10)</sup>

프로펠러나 發電機를 포함하지 않는 값으로서 Holzer는  $1/2\rho=25$ , Wydler는  $1/\rho=20$ , Sulzer는 비틀림力  $\tau=100 \text{ kg/cm}^2$  일 때  $1/2\rho=100$ ,  $\tau=300 \text{ kg/cm}^2$  일 때  $1/2\rho=58$ , Dorey는  $\tau=100 \text{ kg/cm}^2$  일 때  $1/2\rho=25$ , 中小型機關에서는  $1/2\rho=30\sim60$ , 發電用機關에서는  $1/2\rho=70\sim100$ 을 추천하는 資料도 있다.

B&W型機關에서는 다음과 같은 方法으로 動倍率을 決定한다.

(1) 方法 [I]

$$M_k = \frac{1}{2\rho} = \frac{\sum MA^2}{2\{\epsilon_1 \cdot \sum (MA^2)_{\epsilon} + \epsilon_p \cdot (\sum M_p A_p^2)\}} \tag{30}$$

여기서  $\epsilon_1$ : 常數 0.0085

$\epsilon_p$ : 常數 0.06

$\sum (MA^2)_{\epsilon}$ : Holzer表에서 실린더 부분만의  $\sum MA^2$

$M_p A_p^2$ : Holzer表에서 프로펠러의  $MA^2$

式(30)으로부터 실린더와 프로펠러부분의 減衰를 고려했음을 알 수 있다.

여기서 구해진  $\rho$ 의 값을 式(29)에 代入하여  $M_k$ 의 값을 얻는다.

(2) 方法 [II]

式(30)으로부터

$$M_k = \frac{1}{2\rho} = \frac{C}{\sqrt{\tau_{st}}} \tag{31}$$

$C$ : 常數 100       $\tau_{st}$ : 平衡力(式(23))

(3) 方法 [III]

$$M_k = \frac{F \sum MA^2}{3.60 \times 10^6 \cdot P_s \cdot i \cdot A_p} \tag{32}$$

$F$ : 固有振動數(CPM)

$P_s$ : 危險速度에 있어서의 機關馬力

$$P_s = BHP \cdot (n/n_s) (\gamma_n/0.902) (p_s/10.1) \tag{33}$$

$BHP$ : 機關의 定格出力

$\gamma_m$ : 機關의 機械效率

$p_s$ : 平均指示壓力(kg/cm<sup>2</sup>)

$n$ : 機關回轉數(RPM)

$n_s$ : 機關定格 回轉數(RPM)

$i$ : 次數

$A_p$ : Holzer表에 있어서의 프로펠러의 比振幅

以上の 3 가지 方法中 實際에 있어서 方法[Ⅰ]은 機關型이 달라짐에 따라 지금은 거의 使用되지 않고, 方法[Ⅱ]는 2節以上の 振動에만, 方法[Ⅲ]은 1節에만 使用되고 있다.

筆者는 여러가지 機關의 비틀림振動計測結果로부터 B&W 型과 Sulzer 型 機關에 대한 減衰係數比를 求하였으며, 이를 Table 3에 보인다. 그러나, Table 3의 結果는 주로 1節振動的 結果에서 얻은 값이므로 2節以上の 振動에는 適合하지가 않을 것이다. 또한, 表에서 B&W의 GFC 및 GFCA 型과 Sulzer의 RLB 型機關은 서로 비슷 비슷한 값들을 나타내고 있어 最近에 開發된 機關型의  $\rho$ 의 값들이 0.037~0.042 사이에 있음을 보여주고 있다.

Table 3. Measured values of  $\rho$

B & W Engine			SULZER Engine		
Ship's no.	Type	$f$	Ships no.	Type	$\rho$
1016	6L55GFC	0.0395	2007	6RLB66	0.0378
1017	6L55GFCA	0.0412	2008	6RLB66	0.0383
1018	6L55GFCA	0.0394	4001	6RLA66	0.0065
1021	6L55GFCA	0.0401	4002	6RLA66	0.0083
			4003	6RLA66	0.0072
			4004	6RLA66	0.0081
			3010	6RND68M	0.0092
			3011	6RND68M	0.0094
			3012	6RND68M	0.0087
			5001	7RND68M	0.0294

### 3-4 토오크하모닉係數

B&W 型機關<sup>9)</sup>과 Sulzer 型機關<sup>9)</sup> 그리고, Lloyd 船級<sup>10)</sup>에서 만든 하모닉係數表를 모아서 Fig. 6에 보인다. Fig. 6에서 가로축은 圖示平均指示壓力  $p_i$  (kg/cm<sup>2</sup>)를, 세로축은 토오크 하모닉係數  $T_n$  (kg/cm<sup>2</sup>)을 나타낸다.

여기서  $p_i$ 의 計算은 B&W 型機關 製作會社의 경우

$$p_i = \{0.96(n/n_0)^2 + 0.04\} p_{e0} + (p_{i0} - p_{e0}) \quad (34)$$

Sulzer 型機關 製作會社는 프로펠러法則에 따라

$$p_i = p_{i0} \{0.332(n/n_0)^3 + 0.456(n/n_0)^2 + 0.0112(n/n_0) + 0.203\} \quad (35)$$

를 각각 쓰고 있다.

$p_{i0}$  : 定格出力時 平均指示壓力 (kg/cm<sup>2</sup>)

$p_{e0}$  : 定格出力時 平均有效壓力 (kg/cm<sup>2</sup>)

$n_0$  : 定格機關回轉數 (RPM)

$n$  : 機關回轉數 (RPM)

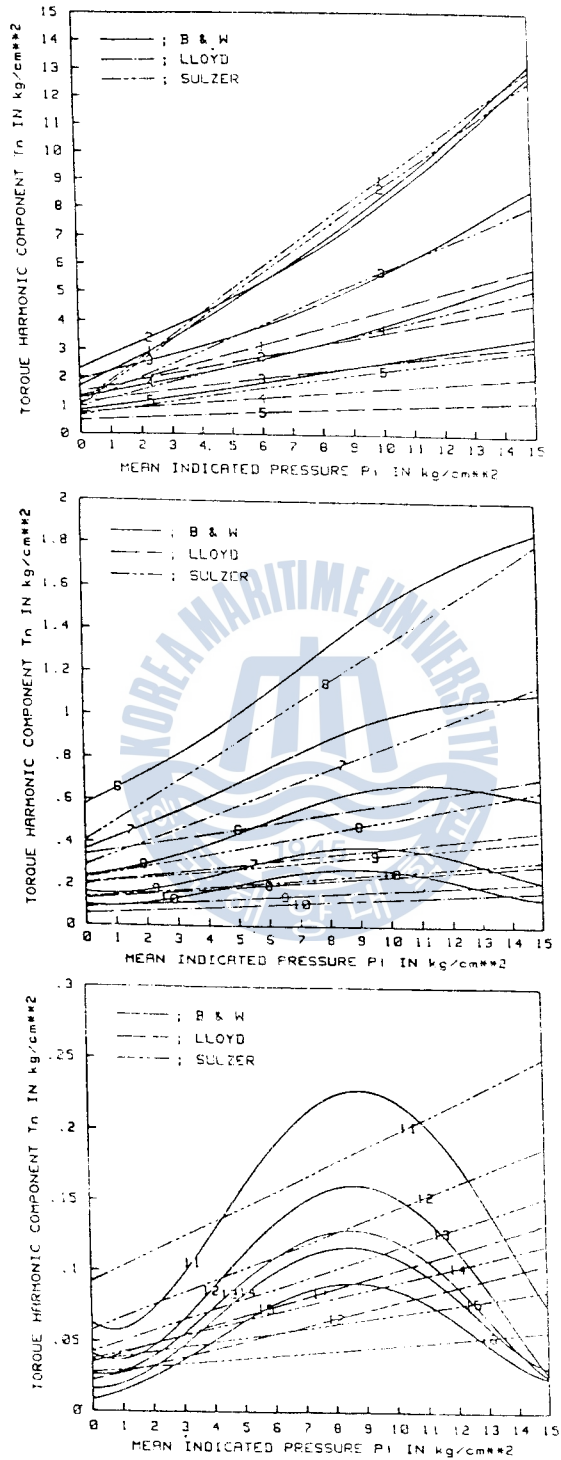


Fig. 6. Torque harmonic components

## 4. 電算프로그램

본 研究에 使用된 電子計算機는 IBM 4341 (8 mega bite)였으며 CMS 化(conversational monitoring system)된 것이다.

## 4.1 電算프로그램의 概要

다음에 보이는 플로우차트에서 要求되는 入力카드에는 제일 먼저 固有振動數計算을 Holzer의 逐次近似法으로 할 것인가, Jacobi의 回轉法으로 할 것인가를 選擇하도록 한다. Holzer의 逐次近似法을 이용할 경우에는 分岐가 있는 軸系의 計算이 不可能하다. 그러나, Jacobi의 回轉法을 使用하면 單一軸系이거나 分岐系이거나 關係없이 全部 計算이 可能하다.

본 프로그램開發에 있어서는 다음과 같은 點을 考慮하였다.

(1) 먼저 固有振動數만 計算할 것인가, 아니면 벡터의 和과 Holzer表까지 計算할 것인가, 附加應力까지 全部 計算할 것인가를 決定한다.

(2) Jacobi의 回轉法에는 等價質量과 等價길이가 入力으로 주어지며 이것들에 對한 個數에는 制限이 없다. 그러므로, 系의 分岐가 여러개 일지라도 固有振動數와 振幅의 計算에는 하등의 問題가 없다.

(3) Jacobi 回轉法에 依하면 式(22)에서 보는 바와 같이 質量의 個數와 同一한 數만큼 節이 얻어진 다. 그러나, 實際 Holzer表를 作成하여 比較·檢討하는 데는 높은 節까지는 별로 의미가 없다. 一般의 3節정도면 充分하나 본 프로그램은 5節까지 計算할 수 있도록 하였다.

(4) 機關의 型은 2사이클과 4사이클機關을 구분하여 各各 計算할 수 있다.

(5) 실린더의 갯수에 제한이 없다. 單氣筒機關에서부터 12氣筒機關, 혹은 그 以下도 計算이 可能하다.

(6) 次數는 計算대상次數를 15차까지 하는것이 보통이나 30차까지 計算可能토록 하였다.

(7) 附加應力의 計算에는 各機關의 型에 따라 區分하여 計算하도록 하는것이 바람직하므로 토오크 하모닉係數는 B&W型機關, Sulzer型機關으로 구분하였고, 그 以外에 Lloyd船級의 것도 추가하였으며, 附加應力의 計算에 있어서는 第3章에서 說明한 것과 같이 各 機關製作會社가 사용하는 式을 各各 區分하여 使用토록 하였다.

(8) 토오크하모닉係數  $T_n$ 의 最高次數는 B&W型機關은 15次를, Sulzer型 機關은 16次를 그리고, Lloyd船級은 12次까지를 入手하였기 때문에 이를 그대로 使用하였고, 平均有效壓力의 最高값은 2行程사이클의 경우  $15\text{kg/cm}^2$ 를 넘는 機關이 아지는 없으므로 最高값은  $15\text{kg/cm}^2$ 로 하였다.

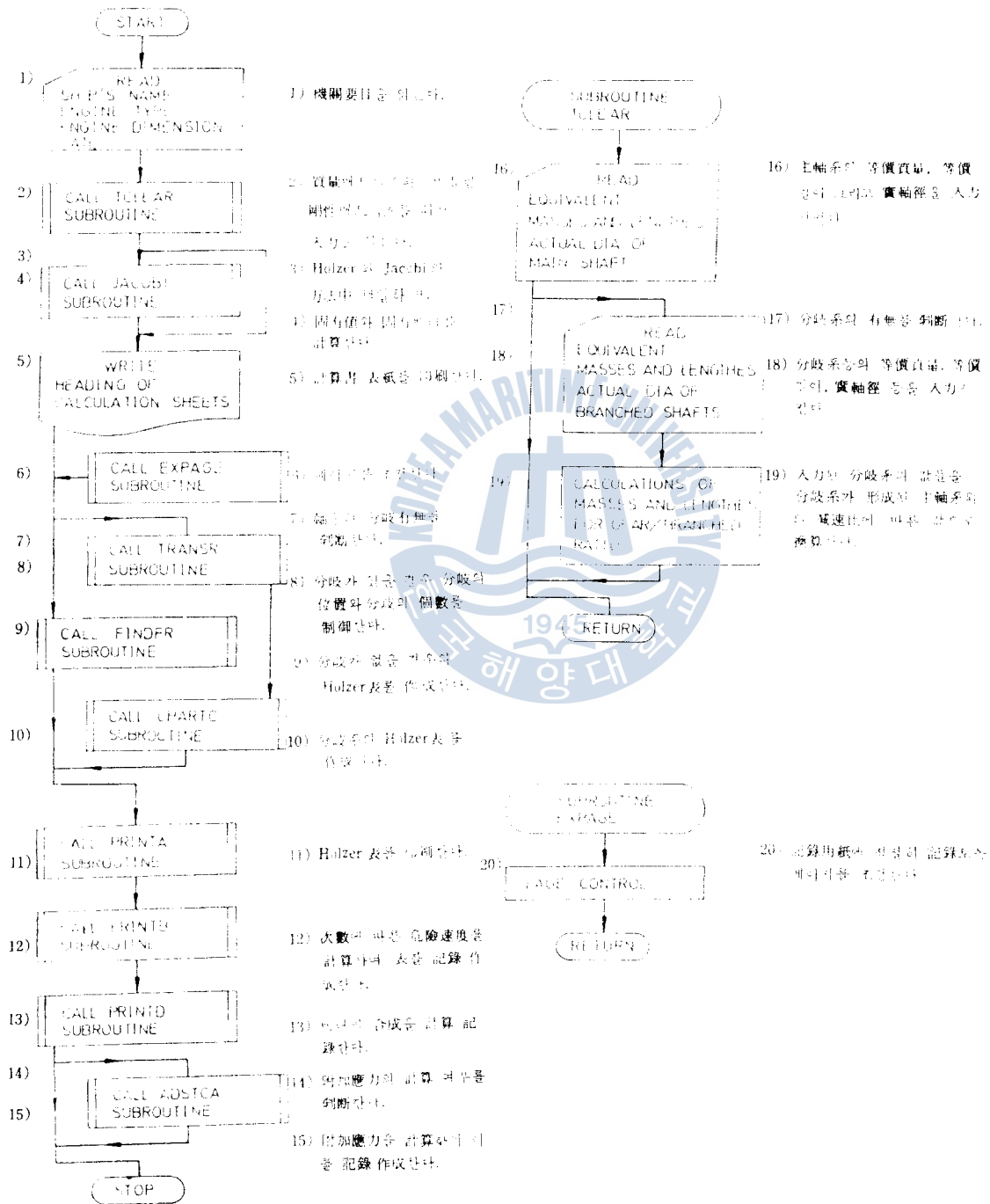
最近에 이르러 機關의 型이 자주 바뀌어가고 있어서 토오크하모닉係數가 機關製作會社로부터 修正되기 때문에 수시로 이에 對한 修正이 要望된다.

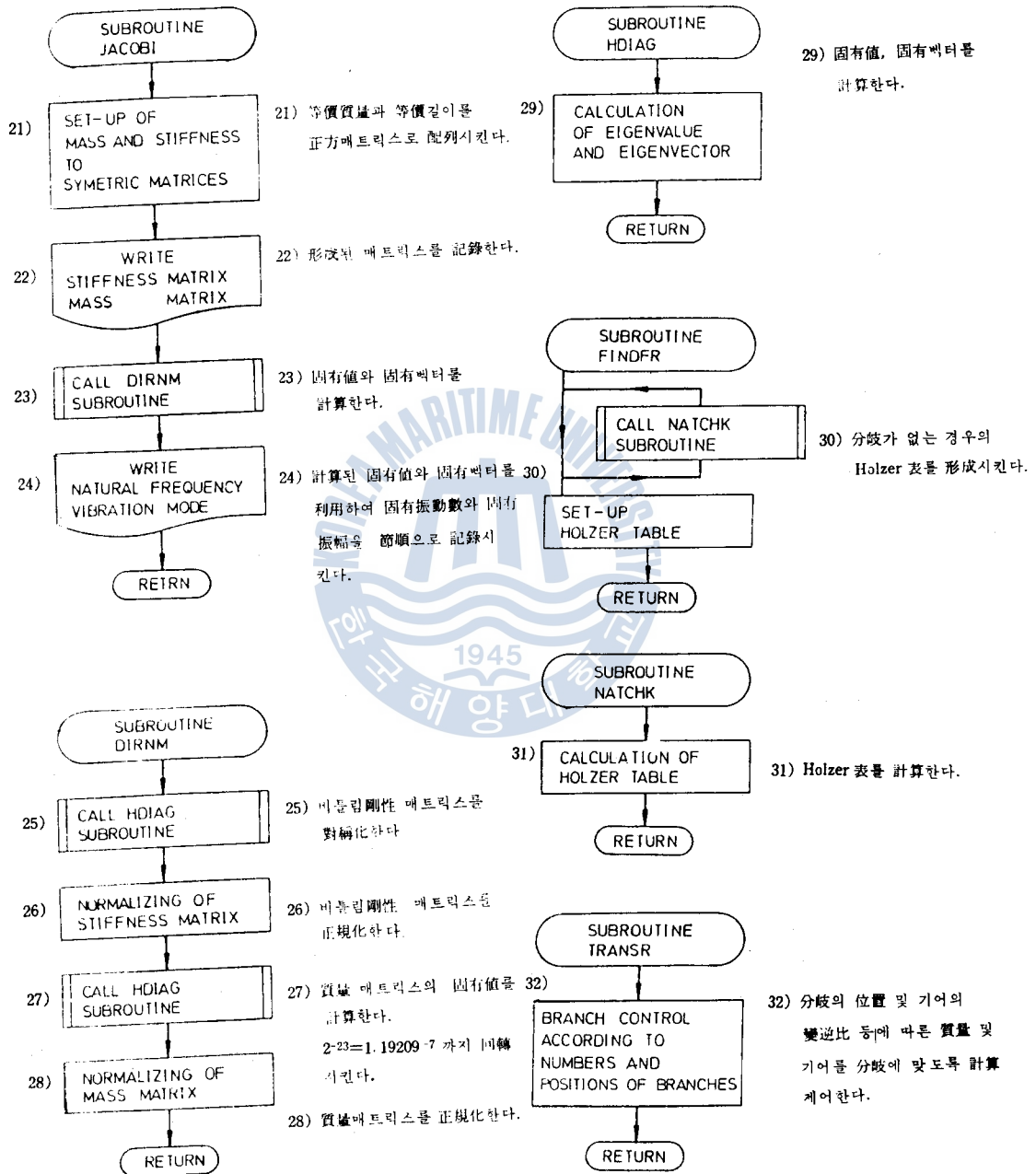
(9) 機關의 定格回轉數의 2倍以上의 危險速度는 附加應力의 計算에서 除外하였다.

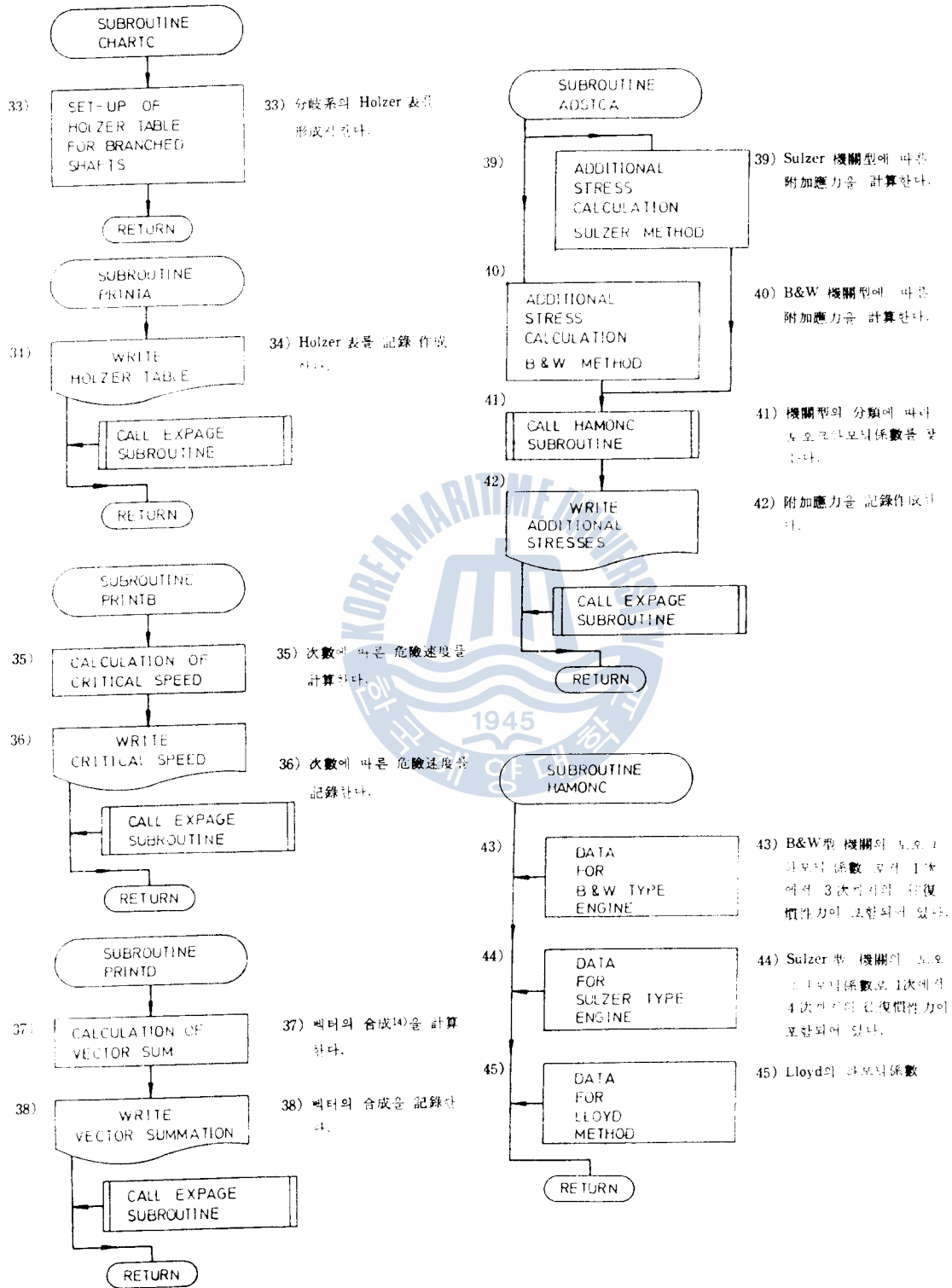
(10) 往復慣性力은 B&W型機關<sup>1)</sup>에서는 1차, 2차, 3차까지, Sulzer型機關<sup>2)</sup>에서는 4차까지의 값을 고려하였다.



4.2 電算프로그램의 플로우차트







## 5. 實際軸의 計算과 그 結果의 比較檢討

## 5.1 供試軸系의 特性

Fig. 2B에 보인바와 같이 主機關에 變速齒車를 使用한 軸發電機와 可變 피치프로펠러를 가진 軸系는 여러가지 運轉條件이 있을 수 있기 때문에 各 條件마다의 狀態를 考慮하여 計算하여야만 한다.

첫째 : 프로펠러 피치 變化에 따라 機關의 負荷가 100%에서부터 機關의 運轉可能最小負荷까지 變할때 部分負荷에 대한 圖示平均有效壓力의 變化를 감안해야 한다.

둘째 : 프로펠러의 피치 變化에 따른 質量慣性모멘트의 變化를 最大피치에서 最小피치까지 考慮하여야만 한다.

셋째 : 軸發電機를 齒車박스와 連結시켜 주는 클러치의 接續과 斷切에 따른 分岐系의 加減이 發生한다. 즉, 클러치가 斷切이 되었을 때는 分岐系인 軸發電機系가 없는 軸系가 形成된다.

넷째 : 軸發電機의 負荷有無를 考慮해야 한다.

軸發電機의 負荷時와 無負荷時에 따라 連結탄성커플링의 스프링常數가 變化한다. 이는 連結彈性커플링의 스프링常數가 非線形이기 때문에 傳達토크의 값에 따라 달라지기 때문이다.

다섯째 : 主機關의 着火狀態로서 모든 실린더가 着火하는 正常的인 機關의 運轉時와 실린더中 한 개의 실린더가 故障로 因하여 着火하지 않을 경우를 감안해야 한다. 이는 船級協會로부터 要請되는 項目으로 이 때는 着火角이 달라지므로 이에 따른 벡터의 合成이 考慮되어야 한다.

以上の 다섯가지 條件을 全部 計算해야만 運轉可能한 범위에서의 危險速度와 共振의 存在를 確認할 수 있다. 이러한 運轉條件을 表로 만들면 Table 4와 같이 모두 12個의 計算이 必要함을 알 수 있다.

Table 4. Calculation conditions of torsional vibration

Calculation no.	Engine output	Propeller pitch	Condition of clutch	Condition of shaft gen.	Condition of engine firing
1	100%	Full pitch	Engaged	Loaded	Normal
2					1 Cyl. Miss-fire
3				Unloaded	Normal
4					1 Cyl. Miss-fire
5				Dis-engaged	Normal
6					1 Cyl. Miss-fire
7	Min.	Zero pitch	Engaged	Loaded	Normal
8					1 Cyl. Miss-fire
9				Unloaded	Normal
10					1 Cyl. Miss-fire
11				Dis-engaged	Normal
12					1 Cyl. Miss-fire

5.2 計算結果

計算의 對象으로 選擇한 機關과 軸系 및 프로펠러에 對한 要件은 Table 5에 示된것과 같으며, B&W의 機關과 Sulzer 型機關等 2 個의 大型機關製作會社의 것을 擇하였다.

이러한 大型船舶公社(株)에서 現在 建造中인 배를 對象으로 한 것이다.

Table 4의 計算條件에 對한 各 項目別 要件은 다음과 같다.

其中 : 機關의 負擔에 따른 圖示平均有效壓力  $p_m$ (kg/cm<sup>2</sup>)

Load	B&W	SULZER
100%	14.2	14.93
Minimum load(20%)	5.8	6.43

Table 5. Data for branched shaft system

Description	B & W	SULZER
Engine type	7L67GPCA	6RLB76
Class	LLOYD	LLOYD
Cycle	2cycle	2cycle
Maker	HITACHI	MITSUBISHI
Max. output	15200BHP	15600BHP
Speed	123rpm	108rpm
No. of cylinder	7	6
Cylinder bore	670mm	760mm
Stroke	1700mm	1600mm
Mean indicated pressure	14.2kg/cm <sup>2</sup>	14.93kg/cm <sup>2</sup>
Firing order	1-7-2-5-4-3-6	1-5-3-4-2-6
Crank shaft dia.	550mm	660mm
Intermediate shaft Dia.	480mm	485mm
Propeller shaft Dia.	480/160mm	578/160mm
Gear maker	Renk	Renk
Propeller type	4-Blades CPP	4-Blades CPP
Propeller maker	LIPS	LIPS
Propeller Dia.	6050mm	6650mm
Propeller mass in water	423060kg.cm.sec <sup>2</sup>	597120kg.cm.sec <sup>2</sup>

機關의 出力도 릿치가 最大일 때와 最小일 때 各各 달라진다.

BHP	B&W	SULZER
Full pitch(100%)	15,200	15,600
Zero pitch (20%)	3,040	3,120

물체 : 프로펠러 릿치의 變化에 따른 프로펠러의 質量慣性모멘트  $M$ (kg·cm·sec<sup>2</sup>) (附加水質量을 포함)

Pitch	B&W	SULZER
Full	423, 060	597, 120
Zero	338, 720	487, 840

셋째 : 클러치의 接續 및 斷切에 따른 分岐系의 形成은 Fig. 2B에서 클러치에 연결된 系가 斷切時에는 存在하지 않는다.

넷째 : 軸發電機 負荷의 有無에 依한 커플링部分 비틀림剛性係數의 相當等價길이  $l$ (cm)

Load	B&W	SULZER
Loaded	5, 540	4, 357
Unloaded	15, 550	14, 849

Table 6. Calculation results of B&W 7L67GFC A

Cal. No.	Node/ Order	Resonant Speed (rpm)		Amplitude (Degree)		Additional Stress (Kg/Cm <sup>2</sup> )					
						Prop. Shaft		Int. Shaft		Crank Shaft	
		HITACHI	AUTHOR	HITACHI	AUTHOR	HITACHI	AUTHOR	HITACHI	AUTHOR	HITACHI	AUTHOR
1	II/3	137.4	137.5	0.1857	0.1858	120	119	121	119	50	44
	II/4	103.1	103.1	0.2138	0.2138	139	134	140	131	58	53
	II/7	58.9	58.9	0.5946	0.5956	386	378	388	381	160	150
2	II/3	137.4	137.5	0.1527	0.1520	100	94	100	95	41	39
	II/4	103.1	103.1	0.6340	0.6327	412	406	414	408	171	170
	II/5	82.5	82.5	0.1686	0.1639	110	100	110	103	45	44
3	II/7	58.9	58.9	0.6097	0.5932	396	387	398	389	164	160
	II/3	137.2	137.2	0.1820	0.1830	119	118	120	120	49	49
	II/4	102.9	102.9	0.2082	0.2085	136	132	137	135	56	55
4	II/7	58.8	58.8	0.5816	0.5862	380	375	382	376	156	152
	II/3	137.2	137.2	0.1528	0.1517	100	99	101	101	41	42
	II/4	102.9	102.9	0.6183	0.6153	404	399	406	401	166	164
5	II/5	82.3	82.3	0.1647	0.1629	107	98	108	99	44	44
	II/7	58.8	58.8	0.5964	0.5952	390	380	392	383	160	156
	II/3	137.9	137.9	0.1888	0.1880	121	119	123	120	51	51
6	II/4	103.4	103.4	0.2200	0.2118	140	139	143	141	60	59
	II/7	59.1	59.1	0.6066	0.6016	387	381	394	382	165	155
	II/3	137.9	137.9	0.1493	0.1490	95	93	97	96	40	38
7	II/4	103.4	103.7	0.6503	0.6493	415	417	423	429	176	165
	II/5	82.7	82.7	0.1724	0.1724	110	107	112	110	47	46
	II/7	59.1	59.1	0.6221	0.6182	397	387	405	389	169	158
8	II/7	62.6	62.6	0.3337	0.3322	241	239	243	242	101	98
	II/4	109.6	109.6	0.2020	0.1994	146	144	147	146	61	58
9	II/7	62.6	62.6	0.3392	0.3320	245	244	247	245	102	98
	II/7	62.5	62.6	0.3261	0.3257	237	233	239	234	98	97
10	II/4	109.4	109.5	0.1970	0.1966	143	136	144	138	59	57
	II/7	62.5	62.6	0.3314	0.3311	241	238	243	241	99	94
11	II/7	62.7	62.7	0.3397	0.3331	243	240	246	243	103	102
12	II/4	109.8	109.8	0.2062	0.2060	147	144	149	147	62	59
	II/7	62.7	62.7	0.3453	0.3060	247	244	250	247	104	99

Table 7. Caculation results of SULZER 6RLB76

Cyl. No.	Node Order	Resonant Speed (1/min)		Amplitude (mm, sec)		Additional Stress (Kg/Cm <sup>2</sup> )					
						Prop. Shaft		Int. Shaft		Crank Shaft	
		MHI	AUTHOR	MHI	AUTHOR	MHI	AUTHOR	MHI	AUTHOR	MHI	AUTHOR
1	11/3	122	121.6	0.2693	0.2668		87	149	145		58
	11/6	61	60.8	1.4580	1.4581		482	806	810		320
	11/12	30	30.4	0.2639	0.2638		92	160	154		61
	11/3	122	121.6	1.0286	1.0261		333	568	558		222
	11/4	91	91.2	1.1010	1.1017		367	608	615		224
	11/7	73	72.9	0.6379	0.6337		207	353	347		138
2	11/6	61	60.8	1.3854	1.3862		460	766	771		306
	11/3	122	121.2	0.2600	0.2601		38	143	147		58
	11/6	61	60.6	1.4241	1.4262		473	785	792		314
	11/12	30	30.3	0.2630	0.2609		90	156	151		60
	11/3	121	121.2	1.0026	1.0077		333	552	559		222
	11/4	74	90.9	1.0718	1.0749		357	591	599		238
3	11/6	61	60.6	1.3526	1.3510		443	748	742		295
	11/3	123	123.2	0.3027	0.3081		106	171	177		70
	11/6	62	61.6	1.3491	1.3488		513	876	874		347
	11/12	31	31.3	0.3037	0.3041		102	173	170		66
	11/3	123	123.2	1.1079	1.1021		369	626	620		246
	11/4	92	92.4	1.1893	1.1861		400	672	670		266
4	11/6	62	61.6	1.4790	1.4792		499	834	837		332
	11/3	128	127.7	0.3068	0.3042		181	306	303		120
	11/6	64	63.9	1.4610	1.4646		528	882	884		351
	11/12	32	31.9	0.4362	0.4346		163	277	273		109
	11/3	128	127.7	1.0343	1.0349		374	625	626		249
	11/4	96	95.8	0.3065	0.3075		129	548	551		218
5	11/3	75	76.6	0.6396	0.6390		230	386	386		153
	11/6	64	63.9	1.3389	1.3351		478	809	801		318
	11/12	32	31.9	0.3990	0.3916		143	241	240		95
	11/3	127	127.3	0.4962	0.4973		179	296	300		119
	11/6	64	63.7	1.4356	1.4340		523	867	876		348
	11/12	32	31.6	0.4311	0.4324		166	272	278		110
6	11/3	127	127.3	1.0062	1.0056		360	609	603		239
	11/4	91	91.2	0.8876	0.8833		319	536	535		212
	11/3	76	76.4	0.6299	0.6226		227	378	372		148
	11/6	64	63.7	1.3152	1.3173		479	794	803		319
	11/12	32	31.6	0.3924	0.3998		146	237	243		96
	11/3	129	128.7	0.5435	0.5469		197	333	331		131
7	11/6	64	64.3	1.4963	1.4997		549	915	910		365
	11/12	32	32.2	0.4677	0.4661		169	286	283		112
	11/3	129	128.7	1.0868	1.0865		397	665	665		264
	11/4	96	96.5	0.9415	0.9427		346	576	579		230
	11/3	77	77.2	0.6658	0.6654		244	407	408		162
	11/6	64	64.3	1.3735	1.3715		499	840	837		332
8	11/12	32	32.2	0.4087	0.4063		150	250	252		100

다섯째 : 例를들어 6氣筒의 경우 No.2 실린더가 着火失敗하면 着火角은 다음과 같이 된다.

正常狀態 ;  $0-60^{\circ}-120^{\circ}-180^{\circ}-240^{\circ}-300^{\circ}-360^{\circ}$

非正常狀態 ;  $0-60^{\circ}-180^{\circ}-240^{\circ}-300^{\circ}-360^{\circ}$

機關의 回轉數 역시 機關의 回轉條件中에서 매우 重要한 要素中의 하나이다. 計算方法 1부터 12까지에서 軸發電機에 負荷가 걸렸을 때의 機關의 回轉數는 發電機의 싸이클을 滿足시키기 爲해서 항상 一定해야 한다.

그러므로, 計算번호 1, 2 그리고 7, 8의 경우에는 機關最大回轉數附近에 비틀림振動의 共振點이 存在하지 않는다면 하등의 문제가 없다.

나머지 8가지의 計算에는 最小回轉數에서 最大回轉數까지 共振點의 存在 有無를 確認해야 한다.

### 5.3 計算結果의 比較檢討

以上과 같은 各條件마다의 入力으로 計算된 筆者의 計算結果를 日本의 機關製作會社인 Hitachi 및 Mitsubishi의 計算結果와 各各 比較하여 Table 6과 7에 機關型別로 나타내었다. 이 Table에는 共振回轉數가 機關의 運轉可能範圍를 훨씬 벗어나는 部分과 中間軸의 共振應力이  $100\text{kg/cm}^2$  以下로 되어 軸系에 危險을 주지 않는 部分은 除外하였다.

이러한 範圍內에서 5節까지 計算하였으나 實際로 1節에서는 中間軸에  $100\text{kg/cm}^2$  以上の 共振應力이 發生하지 않았으며 3節과 그 以上の 節들에서도 回轉數가 超過하거나 應力이 적거나 하여 Table에 記錄하지 않았다. 計算번호는 Table 4의 各條件을 뜻한다.

筆者의 計算과 이를 比較하여 보면 B&W型機關의 경우는 Hitachi 計算結果가 筆者의 것보다 共振應力部分에서 약간 相異한 結果를 보여주고 있으나 그 差異는 無視할 程度이며 Mitsubishi의 경우 筆者의 計算結果와 거의 일치하고 있다.

運轉條件에 對하여 檢討하여 보면,

첫째 : 모든 運轉條件에서 2節 이외의 節에서는 機關運轉回轉數 附近에서 危險共振應力을 가진 振動이 存在하지 않는다.

둘째 : 機關의 馬力 즉, 프로펠러 핏치의 變動에 따른 共振應力의 크기와 共振次數의 갯수는 7氣筒인 B&W型 機關에서는 低馬力일 때 줄어들고 6氣筒인 Sulzer型 機關에서는 若干 個數가 增加한다.

셋째, 正常狀態에 비해 실린더 1個가 着火하지 않을 때에는 그 結果가 매우 달라진다.

B&W型機關의 計算結果를 보면 모든 運轉條件이 2節 7次의 共振狀態가 58.9RPM에서 나타나므로 54~65RPM 사이에서 機關의 運轉을 피하도록 해야 할 것이다.

그러나, 1個의 실린더가 着火되지 않는 非正常狀態에서 機關의 負荷가 100%이고 핏치가 最大인 경우 2節 7次보다 더 큰 共振應力을 가진 2節 4次共振狀態가 103RPM에서 나타난다. 그러므로 이 때에는 機關의 負荷 即, 프로펠러의 핏치를 줄여서 計算번호 8의 狀態로 만들어 주거나 아니면 프로펠러 핏치를 줄이고 軸發電機의 負荷를 補助發電機로 옮긴다음, 機關의 回轉數를 節 7次의 共振回轉數가 存在하지 않는 部分의 回轉數로 變更하여야만 한다.



Sulzer 主機의 計算結果는 以上 조건 다르다. 즉, 모든 運轉線에서 2회 6次的 危險回轉數 61~64RPM을 가지고 있을것을 비슷하지만 機房의 負荷나 위치에 關係없이 15% 정도가 증가하여 異常振動에 對한 2회 4次的 2회 5次的 危險回轉數가 追加됨을 알 수 있다.

이런 경우에는 B&W 主機에서는 同一 機房의 回轉數나 프로펠러의 위치를 變化시켜도 共振點을 避할 수 없으므로 危險回轉數의 位置를 先 定하여 機房의 回轉時에 共振回轉數를 避하도록 運轉使用禁止區域을 設定해야 한다.

### 6. 結 論

以上과 같이 分岐를 갖는 船用機房軸系의 비틀림振動을 計算하는 電算프로그램을 開發하고 이의 信頼性을 確認하기 위하여 2개의 分岐가 있는 軸系에 適用하여 본 結果 다음과 같은 結論을 얻을 수 있었다.

(1) 軸發電機를 驅動하는 推進軸系와 같이 分岐를 갖는 軸系의 비틀림振動計算에 있어서는 Holzer 方式을 直接 適用하여 結果를 이를 固有值問題로 바꾸어 固有振動數는 固有值, 比振幅은 固有벡터의 形式으로 나타낼 것이 便利할 수 있다.

(2) 비틀림振動計算을 固有值問題로 바꾸어 풀할 경우라도 이를 다시 Holzer 表形式으로 整理하여 表示할 것이 可能하여 이 方法에 適用할 것이 振動狀態를 分析하는데 있어 便利하였다.

(3) 이 研究에서 開發한 電算프로그램으로 計算한 結果와 先進國造船所에서 行한 結果는 別다른 差異가 없었으며 앞으로 分岐가 있는 軸系의 비틀림振動에 대해서도 外國의 도움없이 獨自的으로 計算이 可能하게 되었다.

### 參 考 文 獻

1. D. J. Hatter, Matrix Computer Methods of Vibration Analysis, London Butterworths & Co. Ltd., 1973, London, p. 65~79, 159~179.
2. Shan S. Kuo, Computer Applications of Numerical Methods, Addison-Wesley Publishing Co. Inc., 1972, Philippines, p. 213~241.
3. 關西造船協會 造船研究委員會編, 商船機關部軸系標準之解說, 海文堂, 1967, 神戸, p. 223~276.
4. 李孝重, 推進軸系振動, 大韓造船學會, 1974, 京畿, p. 61~122.
5. Hitachi, Instruction Manual of Computer Program for Torsional Vibration, DWG. No. 522845B, 1979, Osaka.
6. 4項과 同一.
7. Francis S. Tse, Ivan E. Morse, Rolland T. Hinkle, Mechanical Vibrations Theory and Application, Allyn and Bacon Inc., 1978, Boston, p. 33~58.
8. B&W, Harmoniske Komponenter, DWG. No. 234167 for L67, 80, 90GFC(4), 1982, Copenhagen.
9. Sulzer, 2-Takt Motoren Harmonische Tangentialkräfte, DWG. No. 4-107. 050.289a, 289-3, 1981, Winterthur.
10. Lloyd, Rules and Regulations for the Classification of Ships, Part 5, Chapter 8, Section(s) 6 & 7,

1978, London.

11. 赤堀 昇, 船用主機關のねじり振動, 海文堂, 1963, 東京, p.119~141.
12. 7項과 同一.
13. 全孝重, 機械力學, 太和出版社, 1979, 釜山, p.89~107.
14. E. J. Nestorides, A Handbook on Torsional Vibration, The Syndics of the Cambridge University Press, 1958, London, p.247~313.

