

## 參 考 文 獻

1. 河注植 : 自動制御工學, 海文出版部 1976. p. 88 ~ 114, 187 ~ 231.
2. 李成馥 : 電氣工學解說(下), 太和出版社, 1983. p. 211 ~ 299.
3. 武田幸男 : 船用 Thyristor 機器, 海文堂, 1977. p. 0 ~ 100.
4. 根岸道明外 3 名 : 自動交流發電機用 半波分流 自動電壓調整器에 대하여, 日本機關學會 第三卷 第三號, 1968. p. 158 ~ 164.
5. 西村正太郎外 3 名 : 自動交流發電機에 있어서 三相突發 短絡電流의 限流制御에 대하여, 日本機關學會 第五卷 第五號, 1970. p. 316 ~ 326.
6. 梁注鎬 : 定電壓源으로서의 直流分捲 發電機의 自動制御裝置에 관한 研究, 水大論文集, 1980.
7. 日本電機學會 : 船舶電氣工學便覽, 海文堂, 1970. p. 88 ~ 96.
8. 廣田實 : 船舶制御 SYSTEM, 成山堂, 1982. p. 115 ~ 129.
9. 大洋電機 技術開發部 : 自動電壓調整器, 技術資料 PG-184.
10. " : AVR 調整要領書, " PG-102.
11. " : TW型 Brushless A.C. Generator.
12. " : Damping 回路의 考察, 技術資料.
13. 電氣工學핸드북편집위 : 電氣工學便覽, 大光書林, 1977. p. 262 ~ 268, 559 ~ 594.
14. 關根泰次 : 配電盤, 制御盤 Handbook, 電氣書院, 1979. p. 7-1 ~ 7.
15. 埴野一郎 : 配電盤 技術便覽, OHM社, 1975. p. 349 ~ 441.

# 디젤機關 推進軸系의 合成 비틀림 振動計算에 관한 研究

—基準座標系에 로의 變換에 의한 方法—

李 康 福

A Study on the Calculation of Synthesized Torsional  
Vibration for the Marine Diesel Engine Shafting

—By the method of transformation into normal coordinate—

*Kang-bok Lee*



## 目 次

1. 머리 말
2. 船用디젤機關推進軸系의 多自由度비틀림强制減衰  
振動方程式의 誘導
3. 多自由度비틀림强制減衰振動方程式의 解法과 合成  
비틀림振動振幅의 計算
4. 電算프로그램開發에 있어서 考慮한 問題點과 入力  
資料作成에 있어 留意할 事項
5. 船用디젤機關推進軸系의 비틀림 振動合成振幅의  
計算例
6. 結 論  
參考文獻

### Abstract

The calculation of torsional vibration for marine diesel engine propulsion shafting is normally carried out by equalizing exciting energy to damping energy, or using the dynamic magnifier. But, with these methods, the vibration amplitudes are calculated only for resonance points and vibration amplitudes of other running speeds of engine are determined by the estimation.

Recently, many energy-saving ships have been built and on these ships, two-stroke, super-charged, super-long stroke diesel engines which have a small number of cylinders are usually installed. In these cases, the first order critical-torsional vibrations of these engine shaftings appear ordinarily near the MCR speed and the stress amplitudes of their vibration skirts exceed the limit stress defined by the rules of classification society.

To predict the above condition in the design stage, the synthesized vibration amplitudes of all orders which are summed up according to their phase angles must be calculated from the drawings of propulsion shaft systems.

In this study, a theoretical method to fulfill the above calculation is derived and a computer program is developed according to the derived method. And a shafting system of two-stroke, super-long stroke diesel engine which was installed in a bulk carrier is analyzed with this method. The measured values of this engine shafting are compared with those of calculated results and they show a fairly good agreement.

## 1. 머 리 말

船用디젤機關推進軸系の 비틀림振動計算은 通常의으로 起振에너지와 減衰에너지를 求한 다음 이를 等置하거나 動倍率을 利用하여 振動振幅을 求한다. 다만, 이 경우에 있어 計算되는 振動振幅은 모두 共振點에 대한 것이며 共振點 以外の 振幅은 推定에 依한다. 8), 4), 9), 10), 11), 13), 14)

一般的인 強制減衰비틀림振動方程式을 풀어서 共振點以外的 비틀림振動振幅을 計算하는 方法을 提示한 바 있으나 가장 理想的인 方法은 모든 次數에 관한 振動을 合成한 振動振幅을 얻는 方法이다.

從來의 方法에 의할 경우 妥當한 連續使用禁止區域을 設定할 수 없으며 共振點이 連續最大出力回轉數의 120% 以上の 곳에 있는 경우에는 이것을 振動計算에 導入할 方法이 없었다. 特히 常用回轉數와 連續最大出力回轉數附近에 振動의 影響이 나타나고 그 程度가 基準許容值를 超過하여 機關運轉이 危險할 경우도 드물지 않다.

最近에 이르러 超에너지節約船의 登場과 더불어 2行程 4시린더機關을 塔載하는 경우가 자주 일어나고 있으며 이 경우에 1節 4次의 主危險비틀림振動이 連續最大出力回轉數의 130~140% 範圍에 發生한다. 그리고 이 비틀림振動기습이 連續最大出力回轉數附近에서 許容值以上の 振動應力을 發生하기 때문에 推進軸系設計段階에서 이들에 대한 對策이 要望된다.

이러한 對策은 從來와 같이 共振點에서의 振動振幅만을 求하는 方法으로서는 세우기 困難하고 強制振動을 푸는 경우에도 共振點에서의 共振振幅은 全體次數 合成振幅의 90~95%에 達하기 때문에 다른 次數의 振動은 無視할 수 있다.

그러나 共振點을 벗어남에 따라 共振 振幅과 餘他振動振幅과의 差는 急激히 줄어들기 때문에 共振點 以外에서의 振動은 1次부터 여러 次數에 걸친 振動振幅의 合成을 求할 必要가 있다.

本 研究에서는 이러한 合成비틀림振動振幅을 基準座標系에로의 變換法에 의하여 1次~12次까지 求한 다음 이들을 合成하는 方法을 보이고 이들의 計算을 위한 電算프로그램을 開發하였다.

또한, 開發된 電算프로그램의 信賴性을 確認하기 위하여 4시린더 디젤機關을 갖는 船舶의 推進軸系 合成비틀림振動計算을 遂行한 다음 船級規程을 滿足하는 軸系設計가 可能함을 보였다.

또한 實船에 있어서의 實測結果에 의하여 本 計算의 妥當性을 確認하였다.

2. 船用디젤機關推進軸系의 多自由度비틀림強制減衰振動  
方程式의 誘導<sup>16), 17), 19), 20)</sup>

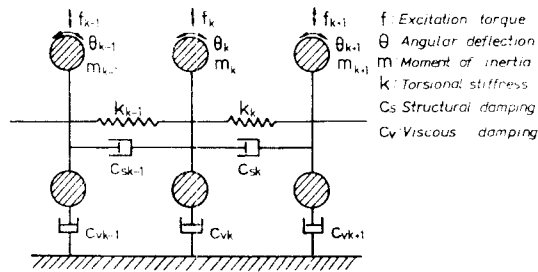


Fig. 1. Forced torsional vibration with damping of the lumped mass system

多自由度비틀림強制減衰振動系를 Fig. 1에 의하여 나타내며 振動方程式을 매트릭스形式으로 表示하면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

따만, 여기서

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & & & & \\ & m_2 & & & \\ & & 0 & & \\ & & & m_3 & \\ & & & & \dots \\ & & & & & m_n \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & \dots & C_{1n} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & \dots & C_{2n} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & \dots & C_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{n1} & C_{n2} & C_{n3} & \dots & C_{nn} \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & \dots & k_{2n} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & \dots & k_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & k_{n2} & k_{n3} & \dots & k_{nn} \end{bmatrix}$$

$$\{f(t)\} = \begin{bmatrix} f_1 \cos(\omega t + \alpha_1) \\ f_2 \cos(\omega t + \alpha_2) \\ \vdots \\ f_n \cos(\omega t + \alpha_n) \end{bmatrix}$$

여기서  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ 는 각각 質量慣性모멘트, 減衰係數 및 비틀림剛性係數 매트릭스로서  $n$  자유도의 경우  $n \times n$ 의 正方 매트릭스가 된다. 또한  $\{f(t)\}$ 은 푸리에 級數로 表示할 수 있는 任意의 起振力 벡터이며 여기서는  $\cos$  函數로 表示되는 起振力 벡터이다.  $\{\theta\}$ ,  $\{\dot{\theta}\}$ 는 비틀림 振幅  $\theta$ 의 時間  $t$ 에

관한 1次 및 2次導函數의 벡터이다. 지금 크랭크軸을 包含하는 推進軸系에 있어 이들의 값들은 다음과 같이 求할 수 있다. 5), 6), 7), 8)

### (1) 質量慣性모멘트 매트릭스

軸系를 任意的 便利한 個數로 分割하고 各部의 質量慣性모멘트를 逐次近似計算法에 의한 振動計算法時와 마찬가지로 配分한다. 이와같은 質量慣性모멘트를 매트릭스形式으로 쓰면 主對角線에만 값을 갖는 對角매트릭스로 된다.

質量慣性모멘트의 計算에 있어 특히 留意할 것은 프로펠러의 附加水質量慣性모멘트로서 現在 一般的으로 行하고 있는 方法은 空氣中 質量慣性모멘트의 20~30%(平均 25%)를 加算하고 있는데 이와같은 方法을 利用할 경우 同一프로펠러일지라도 使用材料가 달라지면 附加水效果도 달라져서 不合理的 結果를 招來하게 된다.

따라서 本 論文의 경우 材質이 망강黃銅의 경우에는 프로펠러의 空氣中 質量慣性모멘트의 約 25%를 加算하고 餘他の 材質일 경우에는 Schuster<sup>1)</sup>나 Schwanecke<sup>2)</sup>의 理論的 計算式을 利用한다.

### (2) 減衰係數 매트릭스

構造物의 減衰를 매우 簡略化하여 생각하면 構造物을 둘러싼 流體 等の 粘性에 의하는 것과 構造物 自體의 内部摩擦 等に 의하는 것으로 나눌 수 있으며 前者를 粘性減衰, 後者를 構造減衰, 또는 히스테리시스減衰라 한다.

實際에 있어 機關減衰와 프로펠러減衰는 質點의 速度에 比例하는 速度比例型 減衰, 即 粘性減衰로 볼 수 있고 따라서 質量매트릭스와 같은 形式으로 된다. 한편 히스테리시스 減衰는 隣接하는 質點間의 變位, 即 應力에 比例한다고 볼 수 있으므로 그 形式은 剛性매트릭스와 같은 形式으로 쓸 수 있다. 따라서 推進軸系 全體의 減衰는 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$[C] = [C_v] + [C_s] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2)$$

여기서  $[C_v]$ ,  $[C_s]$ 는 각각 粘性減衰係數매트릭스와 히스테리시스減衰係數매트릭스이고  $\alpha$ ,  $\beta$ 는 任意的 常數이다.

機關減衰에 대하여 1節振動은 減衰係數比  $\nu = 0.025 \sim 0.030$ , 2節振動 以上에 대하여서는  $\nu = 0.013$ 을 取하고 一般的인 경우에는 平均值인  $\nu = 0.02$ 를 取한다. 이 경우에 粘性減衰係數  $c_v$ 는 다음과 같다.

$$[C_v] = 2\nu[M] \quad (3)$$

프로펠러減衰에 대하여서는 減衰係數  $c_p$ 를 Schuster<sup>1)</sup>나 Schwanecke<sup>2)</sup>의 公式을 利用하여 計算한다.

히스테리시스減衰  $c_s$ 는 다음 式으로 計算한다.<sup>10)</sup>

$$[C_s] = \frac{0.1878441 \times 10^{-12}}{\omega} [K] \quad (4)$$

다만, 여기서  $\omega$ 는 振動의 角振動數

## (3) 비틀림剛性 매트릭스

크랭크軸의 剛性매트릭스에 대하여서는 많은 經驗式과 實驗式이 發表되고 있으며 理論式도 몇 個 있다. 따라서 推進軸系의 비틀림剛性を 計算할 경우에는 該當機關에 가장 適合한 經驗式이나 實驗式이 있을 경우 이를 우선적으로 利用하여 비틀림剛性매트릭스를 構成하고, 없을 경우에는 理論式을 利用한다. 비틀림剛性매트릭스는 通常 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & & & & \\ -k_1 & k_1+k_2 & k_2 & & & \\ & -k_2 & k_2+k_3 & -k_3 & & \\ & & \dots & \dots & \dots & \\ & & & -k_{n-2}(k_{n-2}+k_{n-1}) & -k_{n-1} & \\ & 0 & & & -k_{n-1} & k_{n-1} \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서  $k_i$ 는  $m_i$ 와  $m_{i+1}$ 을 連結하는 비틀림스프링定數.

## (4) 起振토크 벡터

起振토크 벡터  $f(t)$ 는  $f_i \cos(\omega_i t + \alpha_k)$ 를 要素로 하는 列벡터이며, 여기서  $f_i$ 는  $i$ 次起振의 振幅 벡터에 대하여 計算되고  $\omega_i$ 는 機關의 回轉角速度에 振動의 次數를 곱한 것으로서 共振角回轉數의 固有角振動數와 一致하여 共振狀態로 된다. 또한  $\alpha_k (k=1 \sim N, N$ 는 柱數)數, 即으로 各기린터의 起振力과 기린터의 位相角을 고려한다)는 基準기린터와 他기린터間의 位相差로서 着火順序에 따른 크랭크토크구間 位相差의 次數를 곱한 것이다.<sup>1)</sup>

일선, 起振토크로는 各 기린터에 相當하는 質點에만 使用하고 나머지 質點에 대하여서는 計算 필요의 프로그램에 대하여서는 토크변동에 의한 起振力이 作用하는 것으로 생각한다.

프로그램起振토크計算에 관하여서는 복잡한 電子計算프로그램이 開發되고 있기도 하나 아직은 簡便하게 利用할 수 있는 段階에 와 있지 않으며 一般적으로 平均토크의 一定比率를 取하여 計算하는 方法을 利用한다. 또한, 機關側 起振力과의 位相差에 대하여서는 一部 實測値가 있거나 하나 아직 確實한 것이 밝혀져 있지 않기 때문에 機關側 起振力과 同치는 位相으로 計算된다.

### 3. 多自由度비틀림強制減衰振動方程式의 解法과 合成비틀림振動振幅의 計算

式(1)의 減衰項과 起振力項을 除去하면

$$[M]\{\ddot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = 0 \quad (6)$$

$\{\theta\} = \{\theta_0\}e^{j\omega t}$ 라 놓고 式(6)을 풀면

$$|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (7)$$

式(7)은 固有值問題이며  $[M]$ 와  $[K]$ 가 實對稱매트릭스인 경우에는 Jacobi法(Jacobi rotation method)을 비롯하여 여러가지 方法으로 이를 풀 수 있다.

式(7)에서 固有值를 求하면 固有角振動數를 計算할 수 있으며 固有벡터는 振動모오드를 나타낸다. 여기서 後者は  $n$ 個의 規準化된 모오드벡터이며 이들을 모아서  $n$ 次の 正方매트릭스를 만들면 振動型 매트릭스(Modal matrix)로 된다. 이 매트릭스를  $[V]$ 라 하고 質量매트릭스, 剛性매트릭스에 대하여 다음의 演算을 行하면 周知하는 바와 같이 모오드벡터(固有벡터)의 直交性에 의하여

$$[V]^T[M][V] = [m] \quad (8)$$

다만,  $[V]^T$ 는  $[V]$ 의 轉置매트릭스이며  $[m]$ 은 對角매트릭스이다. 또한,

$$([K] - \omega^2[M])\{\theta_0\} = 0 \quad (9)$$

따라서,

$$[K] = \omega^2[M] \quad (10)$$

$$[V]^T[K][V] = \omega^2[m] \quad (11)$$

이 結果로 부터 非減衰自由振動方程式은  $n$ 個의 非聯成振動方程式群으로 分解되어 다음과 같은 座標系에 대하여  $n$ 個의 獨立한 振動方程式群으로 된다.

$$\{\theta\} = [V]\{q\} \quad (12)$$

여기서  $q$ 는 一般座標를 뜻한다. 따라서 이것은 基準座標系에로의 變換이며 式(12)의 關係에 의하여 物理的座標系에로의 變換이 可能하다.

式(12)를 式(1)에 適用하면 式(8), 式(11)에 의하여

$$[m]\{\ddot{q}\} + [\bar{C}]\{\dot{q}\} + \omega^2[m]\{q\} = [\bar{V}]^T\{f(t)\} \quad (13)$$

$$[\bar{C}] = [V]^T[C][V] \quad (14)$$

다만,  $[C]$ 가 式(2)를 滿足하면  $[\bar{C}]$ 는 對角매트릭스로 되며  $q$ 에 관한  $n$ 個의 獨立한 方程式을 주게 된다. 지금,

$$f(t) = f_i \cos(\omega_i t + \alpha_k + \beta_i) \quad (15)$$

라 하면 여기서  $f_i$ 는  $i$ 次の 起振力하모닉係數에 의한 起振力,  $\alpha_k$ 는  $k$ 번째 시린더의 基準시린더에 대한 着火位相角,  $\beta_i$ 는 基準次數의 起振하모닉스에 대한  $i$ 次起振力の 位相角,  $\omega_i$ 는 起振力角振動數를 나타낸다.

式(13)의  $r$ 번째 方程式을 살펴보면

$$m_r \ddot{q}_r + \bar{C}_r \dot{q}_r + \omega_r^2 m_r q_r = v_{r1} f_{i1} \cos(\omega_i t + \alpha_1 + \beta_i) + v_{r2} f_{i2} \cos(\omega_i t + \alpha_2 + \beta_i) +$$



$$\cdots + v_{rN} f_{iN} \cos(\omega_i t + \alpha_N + \beta_i) \tag{16}$$

式(16)의 右邊은 다음과 같이 整理할 수 있다.

$$\begin{aligned} & v_{r1} f_{i1} \cos(\omega_i t + \alpha_1 + \beta_i) + v_{r2} f_{i2} \cos(\omega_i t + \alpha_2 + \beta_i) + \cdots + v_{rN} f_{iN} \cos(\omega_i t + \alpha_N + \beta_i) \\ &= \cos \omega_i t \sum_{k=1}^N v_{rk} f_{ik} \cos(\alpha_k + \beta_i) - \sin \omega_i t \sum_{k=1}^N v_{rk} f_{ik} \sin(\alpha_k + \beta_i) \\ &= D_r \cos(\omega_i t + \varphi_r) \end{aligned} \tag{17}$$

따라서,  $D_r = \sqrt{A_r^2 + B_r^2}$ ,  $\varphi_r = \tan^{-1} \frac{A_r}{B_r}$

$$A_r = \sum_{k=1}^N v_{rk} f_{ik} \sin(\alpha_k + \beta_i),$$

$$B_r = \sum_{k=1}^N v_{rk} f_{ik} \cos(\alpha_k + \beta_i)$$

式(17)을 式(16)에 代入하여 이를 풀면

$$q_r = Q_r \sin(\omega_i t + \varphi_r - \psi_r) \tag{18}$$

$$Q_r = \frac{D_r}{\sqrt{(\omega_r^2 m_r - m_r \omega_i^2)^2 + (C_r \omega_i)^2}} \tag{19}$$

$$\psi_r = \tan^{-1} \left( \frac{C_r \omega_i}{\omega_r^2 m_r - m_r \omega_i^2} \right) \tag{20}$$

따라서 任意 機關回轉數에 대하여 式(20)의 計算을 1次로부터 始作하여 必要한 次數까지  $\omega_i$ 를 바꾸어 가면서 各 質點에 대하여 反復한 다음 이들의 값을 式(12)에 의하여 本來의 物理的인 값으로 變換한다. 이러한 計算을 必要한 回轉數範圍에 걸쳐 反復한다.

곧으로 任意 回轉數에 있어 軸系의 任意位置에 대하여 各 點質에서 一次부터 充分한 次數까지의 變位를 位相을 고려하여 合成하면 合成비틀림振幅이 求하여 진다. 또한, 隣接質點間의 變位差를 그 點의 極斷面係數로 나누면 비틀림振幅應力을 求할 수 있다.

#### 4. 電算프로그램開發에 있어서 考慮한 問題點과 入力資料作成에 있어 留意할 事項

本 研究에 있어서는 이미 發表된 바 있는 多自由度 비틀림強制減衰振動方程式을 計算하는 電算프로그램을 基本으로 하여 이를 合成비틀림振動을 計算할 수 있도록 開發하였다.<sup>20)</sup>

本 研究에서 開發된 電算프로그램은 다음과 같은 點에 留意하였다.

##### (1) 計算對象의 機關特性和 最高自由度

本 研究에서 開發한 電算프로그램은 主로 船用디젤機關을 對象으로 하였기 때문에 2行程사이클單動直列機關으로서 最高自由度 15까지만 許容토록 하였다. 또한 最多시린더數는 12까지로 制限하였기 때문에 이 보다 많은 自由도의 軸系나 시린더數를 갖는 機關일 경우 프로그램의 Dimension을 擴張할 必要가 있다.

##### (2) 토오크하모닉스係數의 最高次數와 最高平均有效壓力

入手할 수 있는 토오크하모닉스係數의 最高次數가 15次였기 때문에 최고 15次까지로 制限하였으며 平均有效壓力도  $17\text{kg/cm}^2$ 까지로 制限하였다.

上記 制限들은 利用資料의 內容과 計算機 運轉時間에 대하여 加하여진 制限에 不遇하다. 또한 機關型式에 따라 토오크하모닉스係數에 差가 있기 때문에 計算對象의 機關型式에 따라 利用하는 토오크하모닉스係數를 適切히 選擇하여야 한다. 또한 1~4次的 하모닉스에 대하여서는 往復質量에 의한 慣性力토오크를 考慮할 必要가 있다.

##### (3) 機關의 回轉數와 出力間의 特性

船用機關을 對象으로 하였기 때문에 出力은 回轉數의 3乘에, 平均有效壓力은 回轉數의 제곱에 比例하는 것으로 보고 모든 計算을 行하였다. 또한, 計算을 行한 回轉數範圍는 連續最大出力에 相當하는 回轉數의 0.3배에서 1.3배까지를 取하였다.

##### (4) 計算回轉數와 計算回數

本 計算에 있어서는 앞서 言及한 바와같이 最高回轉數의 0.3~1.3倍内の 每回轉마다, 또한 1回轉의 每  $10^\circ$ 마다, 即 1回轉當 36回の 計算을 行한다.

또한 隣接質點과의 變位差를 求한 다음 그 點에서의 스프링定數를 곱하면 비틀림모멘트가 되며 이를 그곳의 極斷面係數로 나누면 비틀림應力이 된다.

이러한 計算結果로 얻어지는 資料는 매우 尠大하기 때문에 1回轉中에 發生하는 最大비틀림振動應力만을 찾아 내어 이 값만을 기록하도록 한다.

이러한 값들은 每回轉마다 크랭크軸, 中間軸, 프로펠라軸의 各各에 對하여 計算하도록 하였다.

5. 船用디젤機關 推進軸系의 비틀림振動 合成振幅의 計算例

(1) 供試디젤機關의 要目과 計算資料

㉠ 機關 및 軸系要目

i) Particulars of main engine

Engine Type Hyundai-Sulzer 4RLA90, two-stroke, single acting, crosshead, solid injection, direct reversible, exhaust turbocharged type marine diesel engine.

Number of cylinder	4	
Cylinder bore	900	mm
Stroke	1900	mm
Maximum continuous output	12600	bhp
Maximum continuous revolution	90	rpm
Mean indicated pressure	15.6	Kg/cm <sup>2</sup>
Crank journal diameter	790	mm
Crank pin diameter	740	mm
Flywheel diameter	3009	mm
Flywheel weight (Heavy)	8150	Kg
GD <sup>2</sup> of heavy flywheel	47000	Kg.m <sup>2</sup>
Over counter weight	5350	Kg
GD <sup>2</sup> of over counter weight	21970	Kg.m <sup>2</sup>
Firing order (Ahead)	1-3-2-4	

ii) Particulars of shaft

Intermediate shaft 680mm $\phi$  x 6700mmL  
 Propeller shaft 700mm $\phi$  x 6800mmL

iii) Particulars of propeller

Propeller diameter 7000 mm  
 Number of propeller blades 5 EA  
 Material Ni - Al - Br  
 Weight 23.2 Ton  
 Moment of inertia 634250 Kg.cm.sec<sup>2</sup>  
 (Including water effect)  
 Class DNV Ice Class "C"

## ㉔ 計算資料

## MOMENT OF INERTIA AND STIFFNESS

No.	ITEM	MOMENT OF INERTIA	STIFFNESS
		I: Kg. cm. sec <sup>2</sup>	K: $\times 10^{10}$ Kg. cm/Rad
1	OCW + MB	95,531.5	2.3041
2	CYL - 4	158,688.0	1.5673
3	CYL - 3	158,688.0	1.5673
4	CYL - 2	158,688.0	1.5673
5	CYL - 1	177,563.0	1.1628
6	HFW + MB	215,394.5	0.4842
7	IS	16,404.2	0.2859
8	PS	13,549.8	0.4194
9	PROP	634.250.0	

OCW : Over Counter Weight

MB : Mechanical Balancer

HFW : Heavy Flywheel

IS : Intermediate Shaft

PS : Propeller Shaft

PROP : Propeller

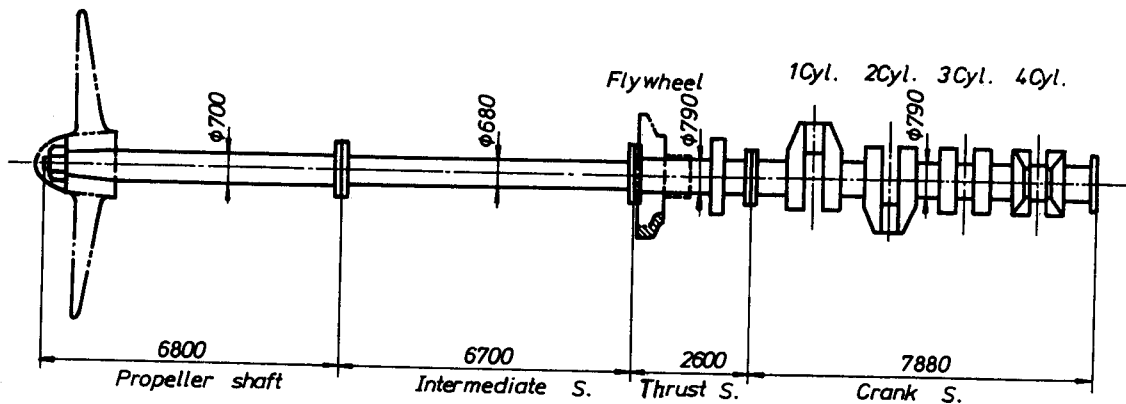


Fig. 2. Skelton diagram of the propulsion shafting((Sulzer 4RLA90))

## (2) 自由振動計算과 合成振動振幅 計算結果

## ① 自由振動 計算結果

NATURAL FREQUENCY					
NODE	OMEGA*10 <sup>2</sup>	OMEGA RAD/SEC	VIB. PER SE	C. HZ	VIB. PER MIN. CPM
1	0.2906237E 04	53.91		8.52	514.30
2	0.2785252E 05	166.49		26.56	1593.69
3	0.9372119E 05	308.14		48.72	2923.42
4	0.1932156E 06	439.56		69.36	4197.52
5	0.3141730E 06	560.52		88.21	5352.54
6	0.3262023E 06	571.14		90.33	5454.30
7	0.4541293E 06	673.29		107.25	6435.19
8	0.6249631E 06	823.66		132.32	7960.34
VIBRATION MODE					
1 NODE VIBRATION MODE					
0.1000000E 01	0.9879491E 00	0.6411637E 00	0.3656228E 00		0.7667027E 00
0.5979028E 00	0.1152756E 00	-0.7233322E 00	-0.1255232E 01		
2 NODE VIBRATION MODE					
0.1000000E 01	0.2245213E 00	0.4652373E 00	-0.2526552E -01		-0.6114812E 00
-0.1062992E 01	-0.2659152E 00	-0.2652395E 00	0.9212147E -01		
3 NODE VIBRATION MODE					
0.1000000E 01	0.6114252E 00	-0.5336673E 00	-0.1179301E 01		-0.6993365E 00
0.9422363E 00	0.6519002E 00	0.4459996E 00	-0.2359334E -01		
4 NODE VIBRATION MODE					
0.1000000E 01	0.1989170E 00	-0.1267326E 01	-0.2582727E 00		0.1356477E 01
-0.4533450E 00	-0.2262932E 00	-0.5142357E 00	0.1323911E -01		
5 NODE VIBRATION MODE					
0.1000000E 01	-0.2029037E 00	-0.1284951E 01	0.1724506E 01		-0.8522463E 00
-0.3177043E 00	0.5405215E 01	0.6365940E 01	-0.1151305E 00		
6 NODE VIBRATION MODE					
0.1000000E 01	-0.3524549E 00	-0.1176520E 01	0.1835079E 01		-0.1278312E 01
0.8264676E 00	-0.6110039E 01	-0.6422367E 01	0.1328334E 00		
7 NODE VIBRATION MODE					
0.1000000E 01	-0.2822471E 00	0.4223312E 00	-0.1732174E 00		0.5406155E -01
-0.8007705E -02	0.4702706E -02	0.1397456E -01	-0.2064937E -03		
8 NODE VIBRATION MODE					
0.1000000E 01	-0.1281521E 01	0.7121321E 01	-0.3398222E 00		0.1640226E 03
-0.1309794E 04	0.3564130E 05	-0.4337813E 05	0.4214952E 03		

## ② 合成振動計算結果

27RPM에서 120RPM까지의 合成振動振幅을 計算한 다음 으로부터 振動應力을 求하려는 다음과 같다.

CRANK S. / INT.S. / PROP.S.				CRANK S. / INT.S. / PROP.S.			
27	100.21	11.31	11.09	56	181.35	57.68	56.90
28	115.05	12.30	12.07	57	179.73	46.28	64.47
29	115.90	12.65	12.43	58	177.40	73.15	72.27
30	115.83	13.05	12.83	59	185.22	84.18	83.11
31	115.74	13.52	13.28	60	190.36	96.42	94.99
32	115.62	14.03	13.79	61	205.21	117.32	115.87
33	122.78	15.94	15.68	62	220.97	146.94	145.13
34	122.48	17.14	16.87	63	244.80	180.63	177.33
35	122.23	17.78	17.51	64	251.03	193.42	193.22
36	121.09	19.40	19.11	65	243.38	188.59	182.00
37	129.66	21.13	20.84	66	237.39	167.37	162.57
38	129.43	22.01	21.74	67	230.22	132.37	130.58
39	129.11	24.47	24.14	68	232.02	111.22	108.05
40	135.88	29.91	29.51	69	240.97	98.24	96.45
41	139.32	33.14	32.62	70	242.02	80.32	85.19
42	145.88	38.23	37.29	71	250.59	78.82	78.14
43	154.32	55.74	55.37	72	251.19	71.27	70.88
44	158.56	45.88	45.28	73	258.36	65.61	65.50
45	156.02	35.12	34.56	74	255.01	59.57	59.02
46	161.77	33.12	32.46	75	265.32	54.05	53.78
47	159.58	30.68	30.02	76	272.28	51.73	51.53
48	158.67	29.63	28.94	77	272.23	49.12	48.93
49	164.38	32.39	31.75	78	268.77	48.55	48.52
50	163.91	35.47	34.72	79	286.89	48.99	48.42
51	170.24	40.59	39.90	80	286.90	49.35	48.34
52	168.83	41.49	40.90	81	293.91	51.47	50.60
53	168.55	42.00	41.57	82	292.74	52.67	52.17
54	175.70	45.30	44.64	83	297.58	55.39	54.59
55	175.01	49.26	48.57	84	307.42	57.50	56.28

CRANK S. / INT. S. / PROP. S.				CRANK S. / INT. S. / PROP. S.			
85	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 208.48	54.82	85RPM	101	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 262.06	42.68	101RPM
86	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 303.87	52.44	86RPM	102	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 272.94	43.95	102RPM
87	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 309.80	54.64	87RPM	103	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 269.51	43.88	103RPM
88	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 303.90	52.50	88RPM	104	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 271.16	43.95	104RPM
89	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 298.00	49.80	89RPM	105	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 270.42	44.07	105RPM
90	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 302.70	49.90	90RPM	106	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 275.72	46.24	106RPM
91	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 307.04	42.94	91RPM	107	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 274.88	43.89	107RPM
92	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 302.14	46.53	92RPM	108	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 271.04	43.70	108RPM
93	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 306.89	39.69	93RPM	109	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 268.32	41.09	109RPM
94	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 294.41	37.84	94RPM	110	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 266.90	38.71	110RPM
95	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 297.81	36.61	95RPM	111	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 264.06	37.07	111RPM
96	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 294.50	36.27	96RPM	112	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 262.29	35.71	112RPM
97	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 292.10	35.66	97RPM	113	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 260.56	34.39	113RPM
98	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 293.27	37.64	98RPM	114	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 261.46	34.97	114RPM
99	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 279.65	39.23	99RPM	115	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 260.14	34.31	115RPM
100	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 286.80	41.10	100RPM	116	SYNTHESIZED TORSIONAL STRESS (KG/CM <sup>2</sup> ) AT 262.10	37.72	116RPM

(3) 計算結果의 比較檢討

① 通常의 船級規定에 따른 軸系尺寸計算

本船의 船級인 노르웨이 船級協會의 規定 Pt.4 Ch.2 Sec.6 D.202, 501에 의하여 軸徑을 計算한 結果, 中間軸直徑은 約 480mm이며 프로펠러軸直徑이 590mm로 되었다. 이러한 값을 가진 軸系를 設計하여 비틀림振動을 計算하여 본 結果 Fig.3에서 알 수 있는 바와 같이 船級規定의 振動許容應力을 超과하는 것으로 나타나고 있다.

② 修正尺寸을 갖는 새로운 軸系에 대한 計算結果

앞에서의 結果로부터 여러가지 直徑이 다른 軸系를 設計하여 비틀림振動應力의 許容值을 檢討한 結果, Fig.4의 軸系設計가 가장 適切하다고 判定이 되었으며 이 軸系의 尺寸을 利用하여 計算한 結果가 Fig.5에 보여지고 있다.

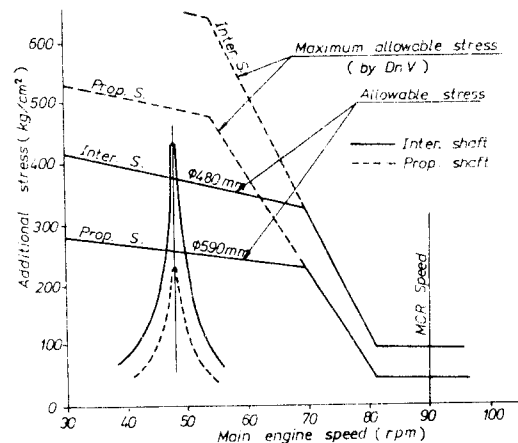
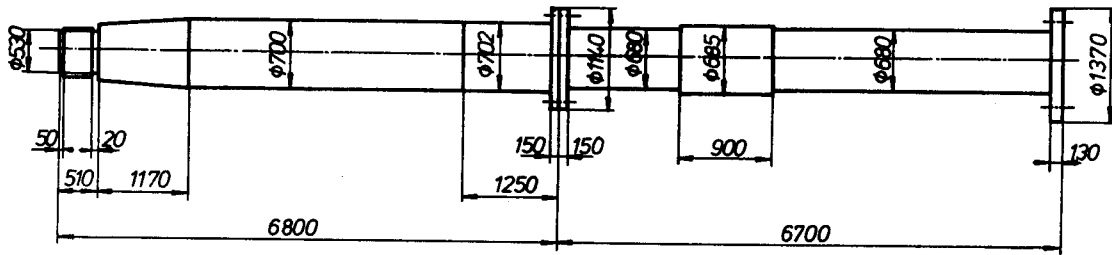


Fig. 3. Torsional stress curve for the shaft designed according to DnV rule



Shaft material : Forged steel ( or Forged alloy steel )

for intermediate shaft : 44 kg/cm<sup>2</sup>

for propeller shaft : 71 kg/cm<sup>2</sup>

Fig. 4. Propeller shaft and intermediate shaft adopted finally

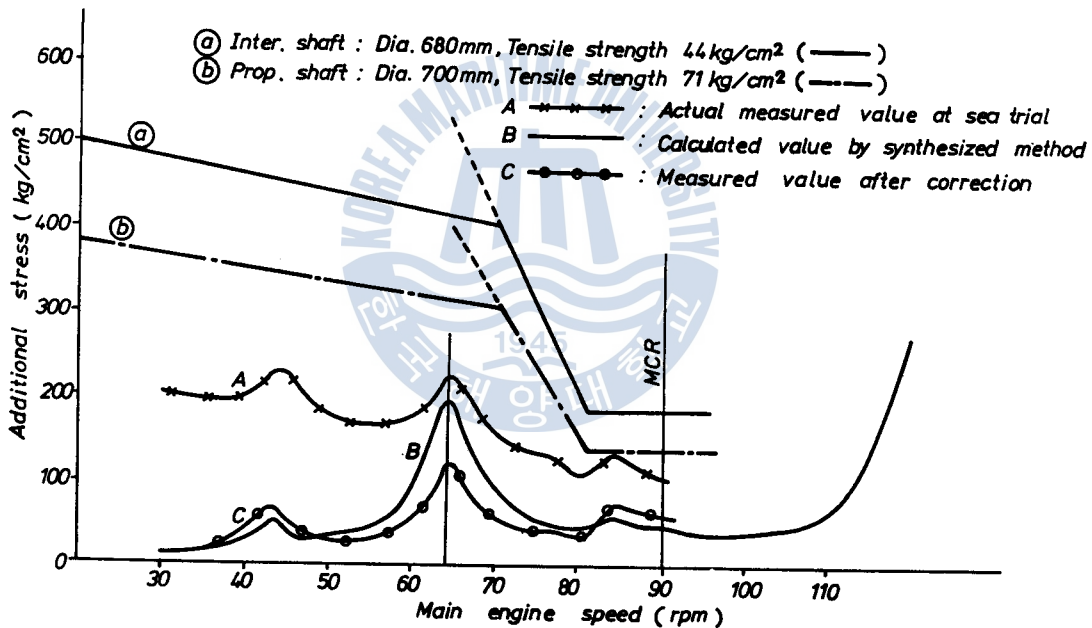


Fig. 5. Additional stress due to torsional vibration(Inter. shaft)

Fig. 5의 線圖에서 살펴 보면 1節 4次的 共振點은 128RPM 近處에서 나타나고 本 線圖에는 表示 되지 않았지만, 1節 6次와 1節 8次, 1節 12次는 多少 낮은 應力의 값을 갖는다.

앞서 檢討한 바와같이 通常의 方法에 의하여 軸을 設計한다면 경우에 따라서는 위험한 設計가 될 경우도 있을 것이다. 그러나 本 研究에서 開發된 電算프로그램을 使用하여 各 回轉數에 대한 비틀림 振動應力合成解析을 하여 確認해 봄으로써 設計者는 信賴할 수 있는 軸設計를 할 수 있을 것이다.



#### (4) 實測結果와 計算結果의 比較檢計

지금까지 計算된 結果를 確認하기 위하여 供試運轉中에 運轉可能한 主機關回轉數 全區域의 비틀림 振動을 計測하였다. 이때에 使用한 計測裝備는 獨逸製 가이거 토쇼그래프를 利用하였으며 엔진의 크랭크軸 前端에서 計測하였다. 計測한 結果를 分析하여 이를 計算値와 比較해 보기 위하여 中間軸에 대하여 換算한 結果 Fig. 5의 "A" 曲線과 같으며, 이는 計算値 "B" 曲線과 曲線의 動向을 같으나 實際의 값이 一致하지 않음을 알 수 있다.

이에 關한 主要原因은 大口徑 少數시린더 高出力機關에서 低速運轉時에 通常 나타나는 現象으로서 回轉數가 낮은 反面에 各 시린더의 폭발壓力이 크기 때문에 그 충격에 의한 回轉토크의 變動이 軸系全體의 回轉變動을 일으켜서 軸의 비틀림을 同伴하지 않는 變動變位를 記錄하게 되는데 起因한다.<sup>21)</sup>

參考로 이 計測값에서 4次의 비틀림 振動 附加應力을 除外한 다음 參考文獻의<sup>21)</sup> 4次비틀림 振動 附加應力에 合算하여 曲線 "C"로 나타내었다. 曲線 "C"의 값은 計算値와 多少 差異가 있지만 "A" 曲線의 값보다는 상당히 計算値에 近接되고 있음을 알 수 있다.



## 6. 結 論

船用디젤機關軸系の 비틀림强制減衰振動을 計算하여 振動應力을 合成하는 方法의 電算프로그램을 開發하고 實際軸에 대한 計算을 行하였으며 그 結果를 通常의인 方法의 結果와 比較 檢計하여 보았다.

電算프로그램의 開發에 있어서는 1回轉을  $10^\circ$  間隔으로 36等分하여 計算한 振幅의 값중에서 제일 큰 값과 제일 작은 값과의 差異를 求하여 이를 最大復振幅의 應力값으로 取하였다.

以上の 比較檢計結果와 電算프로그램開發過程에서 다음과 같은 結論을 얻을 수 있었다.

(1) 本 研究에서 開發, 利用한 電算프로그램은 2行程 少數 汽缸 디젤機關을 主推進機關으로 使用하는 最近의 船舶建造傾向에 대하여 비틀림振動問題를 明確히 解析함으로써 信賴性 있는 軸系를 設計할 수 있도록 한다.

(2) 連續運轉을 避해야 하는 危險回轉數 區域을 設定하는데 있어 通常의 方法보다 確實하게 危險回轉數 區域을 設定할 수 있다.

(3) 엔진의 低速運轉에서의 振動記錄을 크랭크軸端에만 設置한 가이거振動計에 의하는 代身에 軸系에 發生하는 振動附加應力을 直接 記錄한다면 本 研究에서 開發한 合成應力計算프로그램의 結果와 實測値는 잘 一致할 것이다.

여기서 實測을 正確히 하려면 별도의 振動필터와 스트레인게이지를 利用하여 計測시스템을 새로히 構成해야 할 것이며 이와같은 計測方法에 關하여는 앞으로 계속 研究되어야 할 것이다.

上記 結果로서 本 研究에서 開發한 電算프로그램은 그 實用性이 매우 높으며 實際의 設計에 있어서는 計算結果를 電算結果로부터 直接 線圖化할 수 있으므로 일일이 各 回轉數에서의 應力값을 손으로 그려넣지 않아도 電算結果로부터 쉽게 볼 수 있는 그래프를 作成할 수 있고, 또한 船舶建造에 있어서는 이를 船級協會에 승인용으로나 自體 檢討用으로도 利用할 수 있을 것이다.

## 參 考 文 獻

- 1) Schuster S., Über den Einfluss des Propellers und die Längs- und Drehschwingungen in der Wellenleitung, Schiff und Hafen, Jahrgang 13, H. 6, S. 498, 1961.
- 2) Schwancke H., Gedanken zur Frage der hydrodynamischerregten Schwingungen des Propellers und Wellenleitung, STG Jahrbuch, B. 57, S. 252, 1963.
- 3) Ker Wilson W., Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Vol. II, Chapman Hall, London, 1942.
- 4) BICERA, Handbook on Torsional Vibration, Cambridge Press, 1958.
- 5) Timoshenko S., Vibration Problems in Engineering, 4th Ed. John Willey & Sons., 1974.
- 6) Den Hartog J. P., Mechanical Vibrations, 4th Ed., McGraw-Hill Book Co., 1956.
- 7) Francis S. Tse, Mechanical Vibrations, Theory and Applications, 2nd Ed., Allyn and Bacon, Inc., 1963.
- 8) Thomson W. T., Theory of Vibration with Application, 2nd Ed., Prentice-Hall, Inc., 1981.
- 9) Tuplin W. A., The torsional rigidity of crankshafts, Engineering, pp. 275, 1937/9.
- 10) H. Holzer, The Calculation of Torsional Vibrations, Berlin, 1922.
- 11) Carter B. C., An empirical formula for crankshaft stiffness in torsion, Engineering, 13 July 1928, pp. 39.
- 12) 日本船用機關學會軸系研究委員會, フロベラ翼とクランクの位相が軸系ねじり振動におよぼす影響, MESJ 研究委員會報告, No. 68, 1976/10.
- 13) 丸山浩一, ディーゼル機關のねじり振動, 1951, 日本東京, 山海堂.
- 14) 富山 修, 内燃機關のねじり振動と疲れ強さ, 日本東京, コロナ社, 1965.
- 15) 越智重信, 落原祥行, 最近の軸系ねじり振動におけるフロベラ減衰に関する考察, 日立造船技報, 第26巻 第3・4號, p. 75, 1965/11.
- 16) 小山陽一, 高須 績, 高弾性接手採用ディーゼル機關のねじり振動特性の考察, 住友重機械技報 第22巻 60號, p. 31, 1974/12.
- 17) 全孝重, 津田公一, 船用往復内燃機關軸系縦ねじり連成自由振動の理論的解析, 日本船用機關學會誌 第4巻 7號, p. 401, 1969/9.
- 18) 全孝重, 船用往復内燃機關軸系縦ねじり連成強制振動の理論的解析, 日本船用機關學會誌 第5巻 3號, p. 217, 1970/3.
- 19) 全孝重, 機械力學, 釜山, 太和出版社, 1979.
- 20) 全孝重, 船用디젤機關軸系の 減衰強制비틀림振動解析에 관한 研究, 韓國船用機關學會誌 第4巻 2號, p. 4, 1980.
- 21) 高須 績, 林 潤一, 住友スルサー船用低速ディーゼル機關の振動, 内燃機關, Vol. 23, No. 300, p. 64, 1984/11.

# 2次 系統에 있어서 디지털 制御器의 最適 設計에 관한 研究

李 守 烈

A Study on the Optimal Design of the Digital  
Controller for the Second Order System

*Soo-yeol Lee*

## 目 次

Abstract

Nomenclature

1. 序 論

2. 디지털 制御器

2.1 디지털 PID 制御器

2.2 데드비트型 制御器 및 미니멀프로토타입 制御器

3. 디지털 PID 制御器의 最適設計

3.1 評價函數

(1) 디지털 PID 制御器

(2) DB型 制御器 및 MP型 制御器

3.2 디지털 PID 制御器에 있어서 最適퍼라미터의 決定

4. 數值計算

5. 檢討 및 考察

5.1 制御器의 係數 및 評價函數에 대한 考察

5.2 인디셜 應答에 대한 考察

6. 結 論

參考文獻