

퍼스컴을 利用한 推進軸系 비틀림振動의 固有振動數 計算에 關한 研究

A Study on the Natural Frequency Calculation of the
Torsional Vibration for Ship's Propulsion Shafting
with Personal Computer

朴 炳 學

Byeong-Hack Park

〈 目 次 〉

Abstract

1. 序 論
 2. 傳達매트릭스法의 基礎理論式
 - 2.1 狀態量벡터의 定式化
 - 2.2 傳達매트릭스
 - 2.3 固有振動數의 計算方程式
 - 2.4 計算順序의 圖式化
 - 2.5 固有振動數의 檢索
 3. 電算프로그램과 計算實例
 - 3.1 傳達매트릭스法에 의한 電算플로우차이트
 - 3.2 計算資料
 - 3.3 計算結果
 - 3.4 傳達매트릭스法과 HOLZER 法の 比較
 4. 結 論
 5. 參考文獻
- 附 錄

A B S T R A C T

The calculation of natural frequency of rotating shaft is the primary and the essential work in the torsional vibration problem, and it is very important to calculate it accurately and concisely without difficulty.

The most ordinary method that has been used in calculating the frequency of propulsional shafting is the Holzer method, and that is also utilized nowadays with the electronic computer.

Recently, many kinds of cheap personal computers are distributed in every fields of industry, and it may be very convenient, provided this computer can be used for calculating the torsional vibration of propulsion shafting.

For such requirement, in this study, a calculating method of the natural frequency by the transfer matrix method is investigated. The calculating program for above method is developed, and some test-runs of the program are performed for two samplings of propulsion shaftings of motor vessels.

The results of calculation by the transfer matrix method are compared with those of Holzer method. They showed a good agreement in accuracy. The transfer matrix method is shorter in calculating time and simpler in procedure than those of the Holzer method, but the required capacity of computer for the Holzer method is rather less than that of the transfer matrix method.

퍼스컴을 이용한 船舶推進軸系 비틀림振動的 固有振動數 計算에 關한 研究

1. 序 論

船用機關의 推進軸系振動은 大別하여 비틀림振動, 縱振動, 橫振動 또는 이들의 聯成振動等이 問題로 되고 있으나 實際의 境遇에는 어느 하나만 單獨으로 일어나는 境遇는 드물고 이들 서로가 複合되어 聯成으로 일어나기 마련이다. 그러나 이들을 모두 한꺼번에 다루는 것은 아직 不可能하기 때문에 現在는 이들을 各各 分離해서 다루고 그 結果에 의하여 對策을 세우는 것이 오늘날의 實情이다.

이중에서도 비틀림振動은 일찍부터 問題性이 많아서 研究의 對象이 되어 왔으며 다른 振動보다 훨씬 앞서서 그 研究가 進行되어 왔고, 그 結果로 開發된 Holzer의 逐次近似法이 오랫동안 現場에서 利用되어 왔다. 그리고 電子計算機의 利用이 可能하게 되면서 이 方法도 프로그램化 되거나 새로이 매트릭스法을 利用하여 固有值問題로 바꾸어 이 問題를 解析하는 方法이 開發되었다.

여러가지 振動問題解決에 있어서 그 系의 固有振動數를 알아내는 것은 가장 初步的 이면서도 必須的이므로 그것을 正確하고 손쉽게 計算해내는 方法은 매우 重要하다. 이러한 計算을 遂行함에 있어 最近에는 여러가지 퍼스널컴퓨터가 값싸게 널리 普及되면서 이들의 느린 計算速度와 적은 容量에 알맞는 새로운 計算法이 要望되고 있다.

이러한 要求에 副應키 위하여 本 研究에서는 推進軸系의 비틀림振動計算을 퍼스컴을 利用하여 遂行할 수 있도록 이 分野에서는 比較的 疎遠한 傳達매트릭스法에 의한 電算프로그램을 開發하고 現在 널리 普及 利用되고 있는 Holzer法과 同一한 條件으로 그 計算을 施行하여 各 方法에 所要되는 時間과 所要計算容量 및 便利度 그리고 長短點等을 서로 比較해 봄으로써 그의 效用價値를 計算的 側面에서 檢討해 보고저 한다.

2. 傳達매트릭스法の 基礎理論式

2.1 狀態量벡터의 定式化

狀態量벡터 (State Vector)란 外力을 받는 系의 어느 한 點에 있어서의 變位와 그에 對應하는 內應力을 規定하는 벡터量이다.

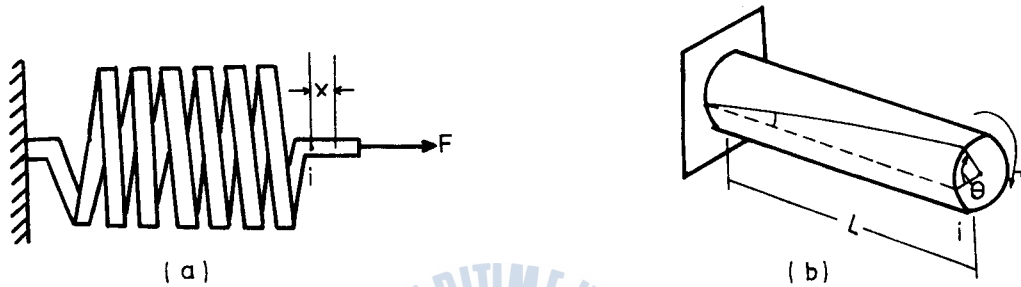


Fig.1. Displacement by Force

Fig.1(a)에서와 같이 外力을 받아서 直線變位가 일어나는 스프링上의 한 點 i 나, Fig.1(b)에서와 같이 軸의 一端이 비틀림을 받아서 回轉角變位가 일어날 때의 한 點 i 에서의 狀態量벡터는 다음과 같이 表示된다.

$$Z_i = \begin{bmatrix} X_i \\ F_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X \\ F \end{bmatrix}_i \quad (2.1)$$

$$Z_i = \begin{bmatrix} \theta_i \\ T_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta \\ T \end{bmatrix}_i \quad (2.2)$$

여기서 Z_i : i 點에 있어서의 狀態量벡터

X_i : i 點에 있어서의 變位

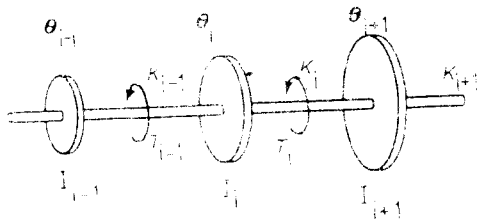
F_i : i 點에 있어서의 作用力

θ_i : i 點에 있어서의 角變位

T_i : i 點에 있어서의 토크

2.2 傳達매트릭스

Fig.2와 같이 數個의 質量圓板이 붙은 圓形斷面軸이 回轉토크를 받아서 비틀림을 일으키는 狀態를 傳達매트릭스로 表示해 본다. 例로서 $(i-1)$ 番째 軸의 토크와 兩側의 角變位를 보면, 軸의 平衡關係로부터



$$T_i^L = T_{i-1}^R \quad (2.3)$$

$$O_i - O_{i-1} = \frac{T_{i-1}^R}{K_{i-1}}$$

$$O_i = O_{i-1} + \frac{T_{i-1}^R}{K_{i-1}} \quad (2.4)$$

Fig.2. Shaft with Multi-Disk

나만 K 는 軸의 剛性係數로서 材料力學上 $1/K = \ell/GJ$ 이고 J 는 軸의 2次極慣性모멘트 ($\pi d^4/32$), G 는 剪斷彈性係數 (Kg/cm^2)이며 ℓ 는 質量圓板間의 길이 (cm)이다. 또한 上端添字 L, R 等은 各各 左側, 右側을 表示한다.

(2.3) 과 (2.4) 式을 매트릭스로 表示하면

$$\begin{bmatrix} \Theta \\ T \end{bmatrix}_i^L = \begin{bmatrix} 1 & 1/K \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Theta \\ T \end{bmatrix}_{i-1}^R \quad (2.5)$$

$$\text{또는 } Z_i^L = F Z_{i-1}^R$$

$$F = \begin{bmatrix} 1 & 1/K \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

여기서 F 는 界매트릭스 (Field Transfer Matrix)로서 2質點 $(i, i-1)$ 間의 狀態量 關係를 規定해주는 傳達매트릭스이다.

또 圓板 i 에 대한 兩側 狀態量벡터 Z_i^L , Z_i^R 의 關係를 보면 비틀림角은 不變이고, 토오르는 圓板의 慣性모멘트 때문에 不連續으로 된다.

$$\theta_i^R = \theta_i^L \quad (2.7)$$

$$T_i^R - T_i^L + I_i \omega^2 \theta_i = 0$$

$$T_i^R = -I_i \omega^2 \theta_i + T_i^L \quad (2.8)$$

다만, I_i 는 i 番號 圓板의 慣性質量모멘트이며 ω 는 角振動數이다.

(2.7)式과 (2.8)式을 매트릭스로 表示하면

$$\begin{bmatrix} \theta \\ T \end{bmatrix}_i^R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -I_i \omega^2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ T \end{bmatrix}_i^L$$

$$\text{또는 } Z_i^R = P Z_i^L \quad (2.9)$$

$$P = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -I_i \omega^2 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

여기서 P 는 點매트릭스 (Point Matrix)로서 質點 i 의 兩側에 對한 狀態量을 規定하는 傳達매트릭스이다.

2.3 固有振動數의 計算方程式

비틀림을 받는 軸系에서는 어느 한 終端에서나 境界條件 (Boundary Condition)인 토오르 T 와 角變位 θ 의 두 個중 어느 한 個는 항상 알 수 있다. 即, 固定端에서는 $\theta=0$ 이고 T 는 不明이나, 自由端에서는 θ 는 不明이고 $T=0$ 이다. 이와같은 兩終端의 境界條件을 同時에 滿足시키는 固有角振動數(ω)의 값을 求하는 過程을 傳達매트릭스法으로 풀어나가는 計算式을 만들어 본다.

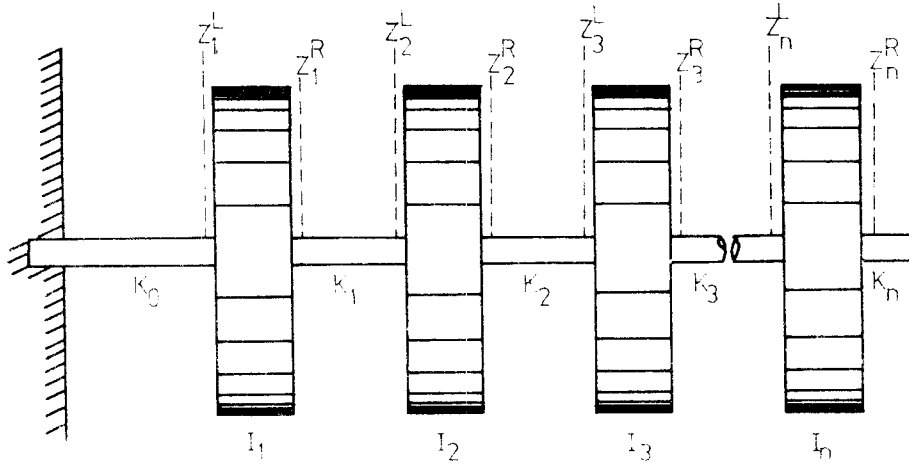


Fig.3. State vector in Multirotor System

Fig.3 에서와 같이 여러개의 圓板을 갖는 回轉軸에서 서로 隣接한 두 個의 狀態量 벡터를 規定하는 式은

$$\begin{aligned}
 Z_1^L &= F_0 Z_0 & Z_1^R &= P_1 Z_1^L \\
 Z_2^L &= F_1 Z_1^R & Z_2^R &= P_2 Z_2^L \\
 Z_3^L &= F_2 Z_2^R & Z_3^R &= P_3 Z_3^L \\
 &\vdots & &\vdots \\
 Z_n^L &= F_n Z_{n-1}^R & Z_n^R &= P_n Z_n^L
 \end{aligned} \tag{2.11}$$

各 式의 左邊을 다음 式의 右邊에 各各 代入하여 整理하면

$$\begin{aligned}
 Z_n^R &= P_n F_{n-1} P_{n-1} F_{n-2} \cdots P_2 F_1 P_1 F_0 Z_0 \\
 &= AZ_0
 \end{aligned} \tag{2.12}$$

(2.12) 式은 (2.11) 式을 簡略하게 表示한 것이다. 여기서 A는 兩端의 境界條件 (Z_0, Z_n^R) 을 除外한 點매트릭스 (質量모멘트) 와 界매트릭스 (軸剛性) 들의 順次的 累積值이다. Z_0, F_0 는 固定端의 境遇에만 存在하고 機關의 軸系처럼 兩端이 非固定, 即 自由端일 때는 Z_0 와 F_0 는 없으므로 Z_1^L 이 境界條件으로 되고 $T_1 = 0, \theta_1$ 은 未知數로 된다.

2.4 計算順序의 圖式化

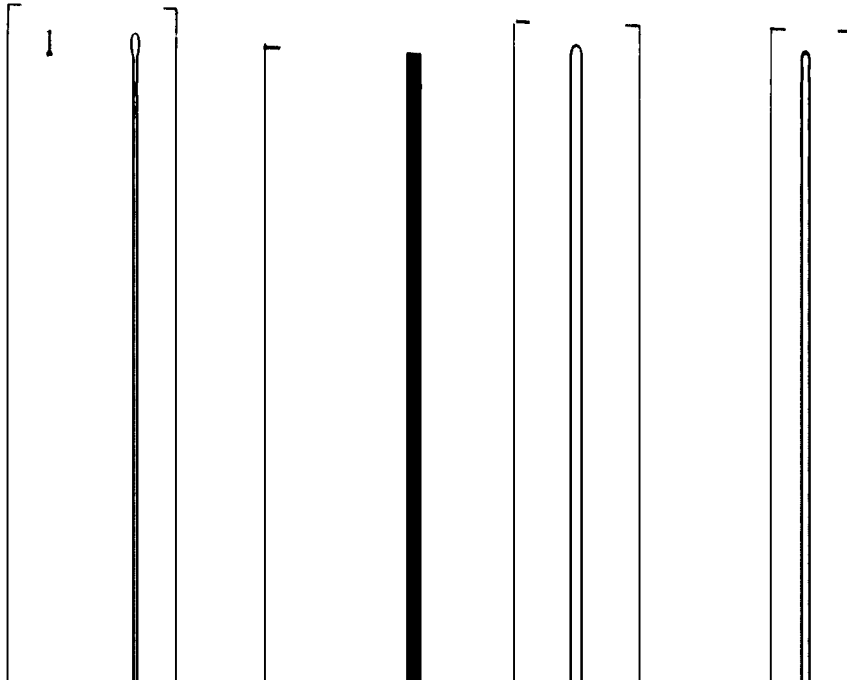
(2.12) 式의 計算을 위하여 便宜上 3個만의 質量圓板을 갖는 兩側이 自由인 軸系를 對象으로 살펴보면,

$$Z_3^R = AZ_1^L = P_3 F_2 P_2 F_1 P_1 Z_1^L \tag{2.13}$$

이 式의 計算過程을 圖式化하면 아래와 같다.

$$\begin{array}{l}
 P_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -I_1 \omega^2 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} \Theta \\ T_1 \end{bmatrix} = Z_1^R \\
 F_1 = \begin{bmatrix} 1 & 1/K_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} F_1 P_1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} \Theta \\ T_1 \end{bmatrix} = Z_2^L \\
 P_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -I_2 \omega^2 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} P_2 F_1 P_1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} \Theta \\ T_1 \end{bmatrix} = Z_2^R \\
 F_2 = \begin{bmatrix} 1 & 1/K_2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} F_2 P_2 F_1 P_1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} \Theta \\ T_1 \end{bmatrix} = Z_3^L
 \end{array}
 \tag{2.14}$$

境界
條件



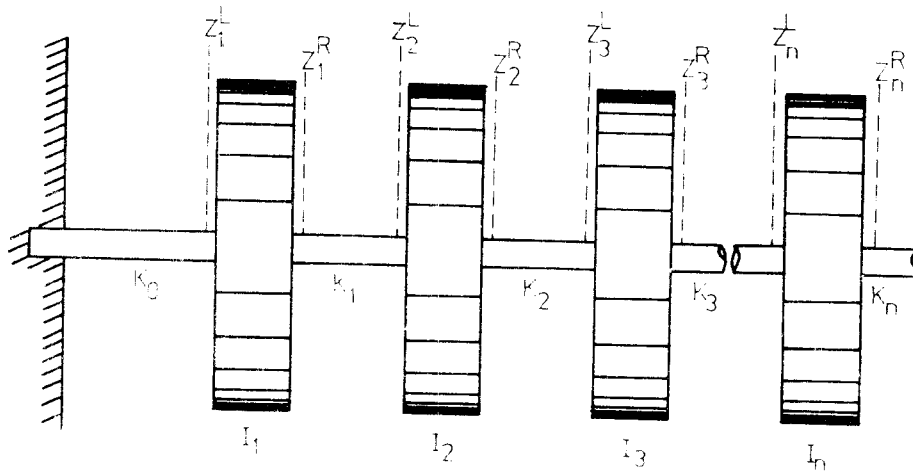


Fig.3. State vector in Multirotor System

Fig.3에서와 같이 여러개의 圓板을 갖는 回轉軸에서 서로 隣接한 두 個의 狀態量 벡터를 規定하는 式은

$$\begin{aligned}
 Z_1^L &= F_0 Z_0 & Z_1^R &= P_1 Z_1^L \\
 Z_2^L &= F_1 Z_1^R & Z_2^R &= P_2 Z_2^L \\
 Z_3^L &= F_2 Z_2^R & Z_3^R &= P_3 Z_3^L \\
 &\vdots & & \vdots \\
 Z_n^L &= F_n Z_{n-1}^R & Z_n^R &= P_n Z_n^L
 \end{aligned} \tag{2.11}$$

各 式의 左邊을 다음 式의 右邊에 各各 代入하여 整理하면

$$\begin{aligned}
 Z_n^R &= P_n F_{n-1} P_{n-1} F_{n-2} \cdots P_2 F_1 P_1 F_0 Z_0 \\
 &= AZ_0
 \end{aligned} \tag{2.12}$$

(2.12) 式은 (2.11) 式을 簡略하게 表示한 것이다. 여기서 A는 兩端의 境界條件 (Z_0, Z_n^R) 을 除外한 點매트릭스 (質量모멘트)와 界매트릭스 (軸剛性)들의 順次的 累積值이다.

Z_0, F_0 는 固定端의 境遇에만 存在하고 機關의 軸系처럼 兩端이 非固定, 即 自由端일 때는 Z_0 와 F_0 는 없으므로 Z_1^L 이 境界條件으로 되고 $T_1 = 0, \theta_1$ 은 未知數로 된다.

2.4 計算順序의 圖式化

(2.12) 式의 計算을 위하여 便宜上 3個만의 質量圓板을 갖는 兩側이 自由인 軸系를 對象으로 살펴보면,

$$Z_3^R = A Z_1^L = P_3 F_2 P_2 F_1 P_1 Z_1^L \quad (2.13)$$

이 式의 計算過程을 圖式化하면 아래와 같다.

$$\begin{array}{l}
 P_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -I_1 \omega^2 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} \Theta \\ T_1 \end{bmatrix} = Z_1^R \\
 F_1 = \begin{bmatrix} 1 & 1/K_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} \Theta \\ T_1 \end{bmatrix} = Z_2^L \\
 P_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -I_2 \omega^2 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} \Theta \\ T_1 \end{bmatrix} = Z_2^R \\
 F_2 = \begin{bmatrix} 1 & 1/K_2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} \Theta \\ T_1 \end{bmatrix} = Z_3^L \\
 P_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -I_3 \omega^2 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{bmatrix} \Theta \\ T_1 \end{bmatrix} = Z_3^R = \begin{bmatrix} \Theta_3 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ 境界條件}
 \end{array} \quad (2.14)$$

위의 順序에 따라 매트릭스演算을 施行하면 그 結果式이 다음과 같이 求하여 진다.

$$A = P_3 F_2 P_2 F_1 P_1$$

$$= \begin{bmatrix} 1 + \frac{I_1 I_2}{K_1 K_2} \omega^4 - \left(\frac{I_1}{K_1} + \frac{I_1 + I_2}{K_2} \right) \omega^2 & \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} - \frac{I_2}{K_1 K_2} \omega^2 \\ \frac{I_1 I_2 I_3}{K_1 K_2} \omega^2 + \left(\frac{I_1 I_2 + I_1 I_3}{K_1} + \frac{I_1 I_2 I_3}{K_2} \right) \omega^4 - (I_1 + I_2 + I_3) \omega^2 & 1 + \frac{I_2 I_3}{K_1 K_2} \omega^4 - \left(\frac{I_2 + I_3}{K_1} + \frac{I_3}{K_2} \right) \omega^2 \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

2.5 固有振動數의 檢索

(2.13) 式 $Z_3^R = AZ_1^L$ 에서 A의 計算式인 (2.15) 式의 形式을 바꿔 써보면

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ T_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_3 \\ T_3 \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

여기서 兩端의 境界條件은 $T_1 = 0, T_3 = 0$ 이므로

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_3 \\ 0 \end{bmatrix}$$

이 式을 풀면

$$a_{11} \Theta_1 = \Theta_3 \quad (2.17)$$

$$a_{21} \Theta_1 = 0 \quad (2.18)$$

(2.18) 式은 $\Theta_1 \neq 0$ 이므로 $a_{21} = 0$ 이 成立되어야 한다. 여기서 a_{21} 의 값은 角振動數 ω 에 對應하는 係數로서 殘留토크의 값이다.

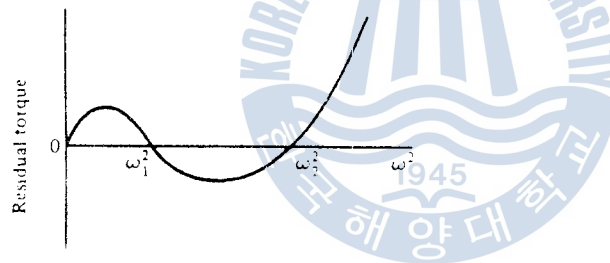


Fig.4. Residual Torque versus ω^2

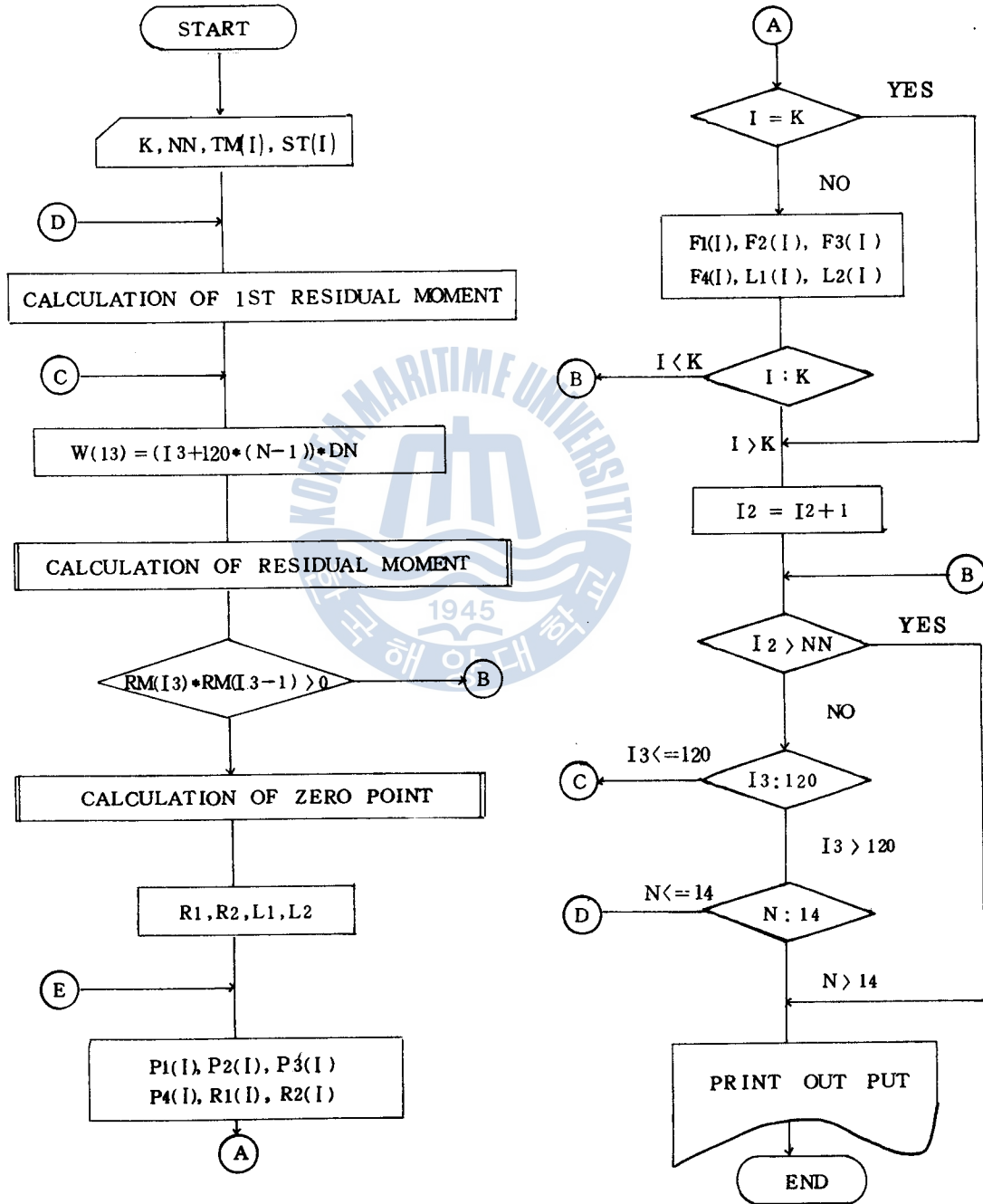
$a_{21} = 0$ 인 點은 Fig.4 에서와 같이 殘留토크曲線이 ω 軸과 交叉되는 節點이며 이 計算에 서 求하고자 하는 固有角振動數의 값이다. 이 節點의 數는 1 節振動에서는 한 個, 2 ~ n 節 에서는 各各 2 ~ n 個까지 그 節數만큼 있다.

이 ω_1 의 값을 求하는에는 다음의 計算順序를 따른다.

- i) ω 의 값으로서 適當한 값을 推定하고 그 값을 點매트릭스의 ω 에 代入하여 [A]의 計算을 施行한다.
- ii) 그 計算值가 0으로 되어야 하나 처음부터 그렇게 되지는 않기 때문에 逐次近似法에 따 라 ω 의 값을 順次로 바꾸어 가면서 計算을 反復한다.
- iii) ω 의 값이 滿足할만한 近似值에 이르면 그 값을 取하고 다음 計算을 續行한다.

3. 電算프로그램 과 計算實例

3.1 傳達매트릭스法에 의한 電算플로우차아트



3.2 計算資料

傳達매트릭스法과 Holzer 法の比較를 위하여 다음과 같은 2隻의 實際船舶에 對한 推進軸系의 資料를 利用하였다.

1) SAMPLE A			
TYPE	NIIGATA M6F 43CHS		
NUMBER OF CYLINDER	6		
CYLINDER DIAMETER	430	mm	
STROKE	620	mm	
MAX. CONTINUOUS REVOLUTION	275	RPM	
MAX. CONTINUOUS OUTPUT	1,600	BHP	
MASS SYSTEM			
NO.	MASS NAME	MOMENT OF INERTIA (KG CM SEC ²)	STIFFNESS (KG CM/RAD)
1	CYLINDE 1	0.7570E + 03	0.7153076 E + 09
2	CYLINDE 2	0.7570E + 03	0.7153076 E + 09
3	CYLINDE 3	0.7570E + 03	0.7153076 E + 09
4	CYLINDE 4	0.7570E + 03	0.7153076 E + 09
5	CYLINDE 5	0.7570E + 03	0.7153076 E + 09
6	CYLINDE 6	0.7570E + 03	0.6807352 E + 09
7	FLYWHEEL	0.7650E + 04	0.3364964 E + 08
8	PROPELLER	0.4781E + 04	
2) SAMPLE B			
TYPE	HYUNDAI B&W 6L 60MC		
NUMBER OF CYLINDER	6		
CYLINDER DIAMETER	600	mm	
STROKE	1,944	mm	
MAX. CONTINUOUS REVOLUTION	110.2	RPM	
MAX. CONTINUOUS OUTPUT	12,060	BHP	
MASS SYSTEM			
NO.	MASS NAME	MOMENT OF INERTIA (KG CM SEC ²)	STIFFNESS (KG CM/RAD)
1	FLANGE + COMP	0.1798700E + 05	0.1450000E + 11
2	CYLINDER 1	0.8092100E + 05	0.1132000E + 11
3	CYLINDER 2	0.8092100E + 05	0.1132000E + 11
4	CYLINDER 3	0.8092100E + 05	0.1132000E + 11
5	CYLINDER 4	0.8092100E + 05	0.1132000E + 11
6	CYLINDER 5	0.8092100E + 05	0.1132000E + 11
7	CYLINDER 6	0.8092100E + 05	0.1132000E + 11
8	CH. DRIVE	0.3943100E + 05	0.2098000E + 11
9	TURNING WH	0.2686200E + 05	0.3433900E + 09
10	COUPLING	0.3539000E + 04	0.3954561E + 09
11	COUPLING	0.3859000E + 04	0.7424499E + 09
12	PROPELLER	0.3873610E + 06	

3.3 計算結果

위의 두實船의 資料 (Sample A, Sample B)에 對하여 傳達매트릭스法과 Holzer 法을 가
지고 固有振動數와 比振幅을 各各 計算한 結果는 다음과 같다. 또한 A船의 比振幅曲線을
Fig.5에 나타내었다.

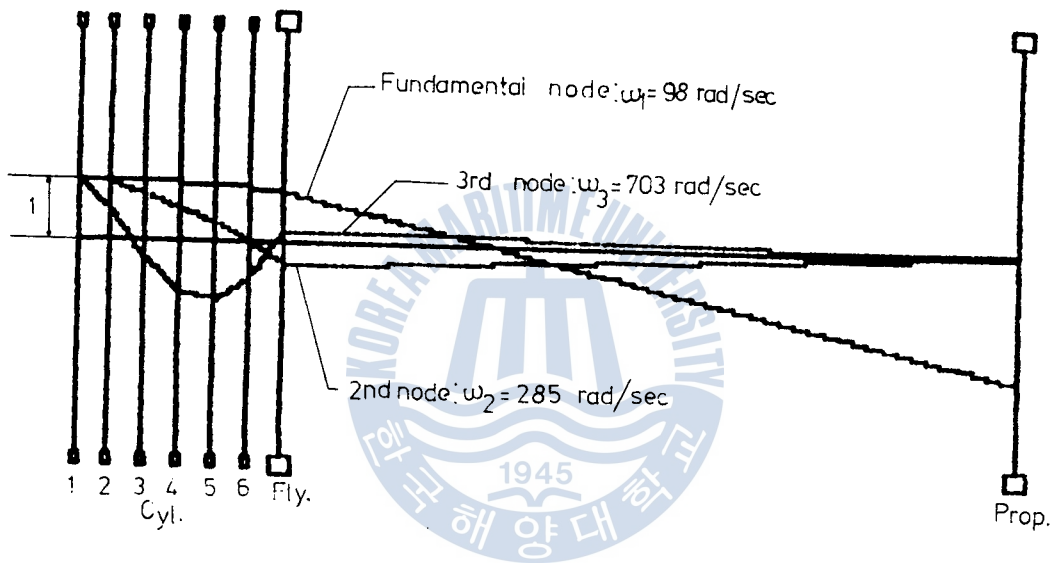


Fig.5. Mode Shapes of Sample A

1) Sample A의 結果值

TRANSFER MATRIX METHOD	HOLZER METHOD
NATURAL FREQUENCY	NATURAL FREQUENCY
1-NODE = 98.0549317 (RAD / SEC)	1-NODE = 98.0550082 (RAD / SEC)
15.6059303 (HZ)	15.6059425 (HZ)
936.355819 (RPM)	936.356549 (RPM)
RELATIVE AMPLITUDE	RELATIVE AMPLITUDE
1	1
. 989824824	. 989824808
. 969578007	. 969577959
. 939465563	. 939465469
. 899793891	. 899793737
. 850966659	. 850966432
. 790561159	. 790560844
-2.15949373	-2.15949784
2-NODE = 285.266464 (RAD / SEC)	2-NODE = 285.266459 (RAD / SEC)
45.4015773 (HZ)	45.4015765 (HL)
2724.09464 (RPM)	2724.09459 (RPM)
RELATIVE AMPLITUDE	RELATIVE AMPLITUDE
1	1
. 913879909	. 913879913
. 749056398	. 749056407
. 519724082	. 519724098
. 24563308	. 245633105
-. 0496118644	- 0496118334
-. 355361802	- 355361767
. 0336455171	. 0336447366
3-NODE = 703.052828 (RAD / SEC)	3-NODE = 703.052828 (RAD / SEC)
111.894356 (HZ)	111.894356 (HZ)
6713.66137 (RPM)	6713.66137 (RPM)
RELATIVE AMPLITUDE	RELATIVE AMPLITUDE
1	1
. 476096938	. 476906938
-. 295652834	- .295652834
-. 91355866	- .91355866
-1.05358829	-1.05358829
-. 642493195	- .642493195
. 142632495	. 142632495
-2.0604386 E-03	-2.06043862 E-03

2) Sample B의 結果值

TRANSFER MATRIX METHOD

NATURAL FREQUENCY

1-NODE= 24.8607941 (RAD/SEC)
 3.95671909 (HZ)
 237.403145 (RPM)

RELATIVE AMPLITUDE

1
 .999233308
 .993836432
 .984048593
 .969913036
 .951492215
 .928867517
 .908451327
 .892974325
 -.0957933793
 -.953849209
 -1.40781707

2-NODE= 167.067909 (RAD/SEC)
 26.5896891 (HZ)
 1595.38135 (RPM)

RELATIVE AMPLITUDE

1
 .965376034
 .728407312
 .346101926
 -.105260014
 -.535619777
 -.859109126
 -.97526836
 -1.00616033
 -.69668985
 -.253941054
 .0187238189

3-NODE= 323.840662 (RAD/SEC)
 51.540853 (HZ)
 3092.45118 (RPM)

RELATIVE AMPLITUDE

1
 .869907131
 .0511142871
 -.805998061
 -1.05886749
 -.517922129
 .411300568
 .885547245
 1.0460042
 2.26821878
 1.20073942
 -.0223536341

HOLZER METHOD

NATURAL FREQUENCY

1-NODE= 24.8607966 (RAD/SEC)
 3.9567195 (HZ)
 237.40317 (RPM)

RELATIVE AMPLITUDE

1
 .999233308
 .993836431
 .98404859
 .96991303
 .951492205
 .928867502
 .908451309
 .892974303
 -.0957935965
 -.953849594
 -1.40781755

2-NODE= 167.067909 (RAD/SEC)
 26.5896891 (HZ)
 1595.38135 (RPM)

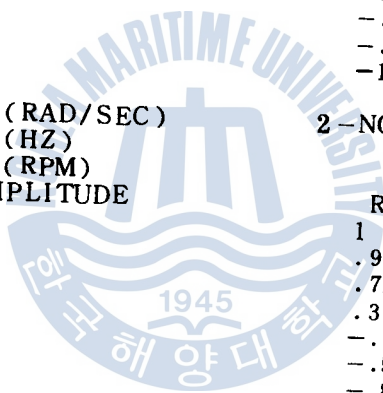
RELATIVE AMPLITUDE

1
 .965376034
 .728407312
 .346101926
 -.105260014
 -.535619777
 -.859109126
 -.97526836
 -1.00616033
 -.696689845
 -.253941045
 .0187238276

3-NODE= 323.840662 (RAD/SEC)
 51.540853 (HZ)
 3092.45118 (RPM)

RELATIVE AMPLITUDE

1
 .869907131
 .0511142872
 -.805998061
 -1.05886749
 -.517922129
 .411300568
 .885547245
 1.04600419
 2.26821877
 1.20073941
 -.0223536356



3.4 傳達매트릭스法과 Holzer 法の 比較

同一機關軸系의 비틀림振動 固有振動數 計算에서 위의 두가지 方法에 對한 計算結果와 그特徵을 比較하여 보면 다음과 같다.

1) 正確度

計算結果는 두 方法이 거의 一致하였다. 1節振動만 小數點 以下 두 자리에서 약간 差異가 생겼을 뿐이다.

2) 計算時間과 容量

i) 計算時間

兩方法의 計算所要時間은 다음 表와 같았다.

Table 1. Required Calculating Times

METHOD	CALCULATING TIME(SEC)		REMARKS
	SAMPLE A	SAMPLE B	
TRANSFER MATRIX	415	368	
HOLZER	518	572	
TIME DIFFERENCE	103	204	

使用電子計算機는 8 bit MULTI 64 PERSONAL COMPUTER JK-SYSTEM이며, 使用言語는 BASIC을 使用하였다.

ii) 容 量

Sample A에 對한 프로그램容量은 아래와 같다.

* 傳達매트릭스法 : 2,520 bit

* Holzer法 : 1,553 bit

3) 特徵과 便宜度

兩方法 모두 入力値로서 等價換算된 質量慣性모멘트와 軸의 剛性を 가지고 角振動數에 對한 殘留토포크값이 零으로 되는 點은 座標上의 交點(節點)으로서 찾는 逐次近似法을 利用함을 類似하다.

傳達매트릭스法은 質量體의 點매트릭스와 軸間의 界매트릭스들을 손쉽게 만들고 이들을 (2.14) 式의 圖式에 따라 計算해 나갈 뿐이다.

Holzer法은 各質點에 對한 殘留토포크와 角變位를 各各 計算하고 이들을 모아서 構成하는 이른바 Holzer 表를 ω 의 推定回數만큼(例를들면, 本計算에서 A船의 境遇 353回 B船에선 164回) 만들어 나가는 過程이 複雜하다.

4. 結 論

지금까지 船用디젤機關의 推進軸系비틀림振動的 固有振動數計算을 傳達매트릭스法에 의해 電子計算機를 利用하여 施行하고 그 값을 現在까지 널리 利用하고 있는 Holzer 法에 의한 電子計算 結果值와 比較하였고 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 兩方法에 의한 計算値는 一致를 보았고 傳達매트릭스法이 正確한 計算方法임이 立證되었다.

2) 兩方法은 서로 類似함이 많고 大同小異하지만 傳達매트릭스法이 計算時間에서 약간 빠르고 計算方法도 簡潔하여 質點數와 節數가 많아질수록 그 便利度가 높다. 다만 所要 計算機容量은 Holzer 法이 傳達매트릭스法보다 약간 더 적게 所要되었다.

3) 비틀림振動計算에서 가장 初步段階인 固有振動數計算에는 本 研究에서 開發한 傳達매트릭스法의 電算프로그램이 利用價値가 있다고 본다. 그러나 보다 複雜한 聯成強制振動이나 強制減衰振動을 計算하는 問題는 앞으로의 研究課題가 될 것이다.

5. 參考文獻

1. 全孝重, "機械力學", 一中社, pp.146 ~ pp.163,(1984)
2. 全孝重, "船舶動力傳達裝置", 太和出版社, pp.155~pp.166,(1986)
3. D.J.Hatter, "Matrix Computer Methods of Vibration Analysis", Butterworth & Co. Ltd.,(1973)
4. William T.Thomson, "Theory of Vibration with Applications", Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, New Jersey 07632,(1981)
5. E.C.Pestel, F.A.Leckie, "Matrix Methods in Elastomechanics", McGraw-Hill Book Co., Inc.,(1963)
6. J.M.Prentis, F.A.Leckie, "Mechanical Vibration; An Introduction to Matrix Methods", Longmans Green and Co. Ltd.,(1963)
7. 全孝重, 金喜徹, "船舶推進軸系의 橫振動計算에 關한 研究", 海大論文集 第16輯, (1981)
8. 全孝重, 金義玟, "逐次近似法에 의한 船用디젤機關軸系 비틀림振動計算의 電算프로그램 開發에 關한 研究", 海大大學院論文集 第3輯, (1982)
9. 金榮滿, "디젤機關 推進軸系 設計를 위한 電算프로그램開發에 關한 研究", 海大大學院 論文集 第6輯, (1984)

附 錄

Holzer Table (Sample A)

1 - NODE 50 - STEP CALCULATION

$$P1 = 98.0550082 \quad P1^{**2} = 9614.78462$$

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	
NO	J	JP ²	B	JP ² B	SUM(JP ² B)	K	SUM/K
1	757.0	7.278391 E+06	1.0000	7.27839 E+06	7.278391 E+06	7.1 E+08	0.0101
2	757.0	7.278391 E+06	0.9898	7.20433 E+06	1.448272 E+07	7.1 E+08	0.0202
3	757.0	7.278391 E+06	0.9695	7.05696 E+06	2.153969 E+07	7.1 E+08	0.0301
4	757.0	7.278391 E+06	0.9394	6.83779 E+06	2.837749 E+07	7.1 E+08	0.0396
5	757.0	7.278391 E+06	0.8997	6.54905 E+06	3.492654 E+07	7.1 E+08	0.0488
6	757.0	7.278391 E+06	0.8509	6.19366 E+06	4.112021 E+07	6.8 E+08	0.0604
7	7,650.0	7.355310 E+07	0.7905	5.84482 E+07	9.926841 E+07	3.3 E+07	2.9500
8	4,781.0	4.596828 E+07	-2.1594	-9.92684 E+07	-9.375000 E-02		

2 - NODE 94 - STEP CALCULATION

$$P2 = 285.266459 \quad P2^{**2} = 81376.9525$$

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	
NO	J	JP ²	B	JP ² B	SUM(JP ² B)	K	SUM/K
1	757.0	6.160235 E+07	1.0000	6.16023 E+07	6.160235 E+07	7.1 E+08	0.0861
2	757.0	6.160235 E+07	0.9138	5.62971 E+07	1.178995 E+08	7.1 E+08	0.1648
3	757.0	6.160235 E+07	0.7490	4.61436 E+07	1.640431 E+08	7.1 E+08	0.2293
4	757.0	6.160235 E+07	0.5197	3.20162 E+07	1.960593 E+08	7.1 E+08	0.2740
5	757.0	6.160235 E+07	0.2456	1.51315 E+07	2.111909 E+08	7.1 E+08	0.2952
6	757.0	6.160235 E+07	-0.0496	-3.05620 E+06	2.081347 E+08	6.8 E+08	0.3057
7	7,650.0	6.225336 E+08	-0.3553	-2.21224 E+08	-1.308992 E+07	3.3 E+07	-0.3890
8	4,781.0	3.890632 E+08	0.0336	1.30899 E+07	4.218750 E-01		

3 - NODE 209 - STEP CALCULATION

$$P3 = 703.052829 \quad P3^{**2} = 494283.28$$

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	
NO	J	JP ²	B	JP ² B	SUM(JP ² B)	K	SUM/K
1	757.0	3.741724 E+08	1.0000	3.74172 E+08	3.741724 E+08	7.1 E+08	0.5230
2	757.0	3.741724 E+08	0.4769	1.78445 E+08	5.526178 E+08	7.1 E+08	0.7725
3	757.0	3.741724 E+08	-0.2956	-1.10625 E+08	4.419927 E+08	7.1 E+08	0.6179
4	757.0	3.741724 E+08	-0.9135	-3.41828 E+08	1.001642 E+08	7.1 E+08	0.1400
5	757.0	3.741724 E+08	-1.0535	-3.94223 E+08	-2.940594 E+08	7.1 E+08	-0.4110
6	757.0	3.741724 E+08	-0.6424	-2.40403 E+08	-5.344626 E+08	6.8 E+08	-0.7851
7	7,650.0	3.781267 E+09	0.1426	5.39331 E+08	4.868865 E+06	3.3 E+07	0.1446
8	4,781.0	2.363168 E+09	-0.0020	-4.86916 E+06	-2.982343 E+02		

회스칼을 利用한 推進軸系 비틀림振動의 固有振動數 計算에 關한 研究

Holzer Table (Sample B)

1-NODE 13-STEP CALCULATION

P1 = 24.8607966 P1 ** 2 = 618.059209

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	
NO	J	JP ²	B	JP ² B	SUM(JP ² B)	K	SUM/K
1	17.987.0	1.111703E+07	1.0000	1.11170E+07	1.111703E+07	1.4E+10	0.0007
2	80.921.0	5.001396E+07	0.9992	4.99756E+07	6.109265E+07	1.1E+10	0.0053
3	80.921.0	5.001396E+07	0.9938	4.97057E+07	1.107983E+08	1.1E+10	0.0097
4	80.921.0	5.001396E+07	0.9840	4.92161E+07	1.600145E+08	1.1E+10	0.0141
5	80.921.0	5.001396E+07	0.9639	4.85092E+07	2.085237E+08	1.1E+10	0.0184
6	80.921.0	5.001396E+07	0.9514	4.75879E+07	2.561116E+08	1.1E+10	0.0226
7	80.921.0	5.001396E+07	0.9288	4.64563E+07	3.025679E+08	1.4E+10	0.0294
8	39.431.0	2.437069E+07	0.9084	2.21395E+07	3.247075E+08	2.0E+10	0.0153
9	26.862.0	1.660230E+07	0.8929	1.48254E+07	3.395330E+08	3.4E+08	0.9887
10	3.539.0	2.187311E+06	-0.0957	-2.09530E+05	3.393234E+08	3.9E+08	0.8580
11	3.859.0	2.385080E+06	-0.9538	-2.27501E+06	3.370484E+08	7.4E+08	0.4539
12	387.361.0	2.394120E+08	-1.4078	-3.37048E+08	-1.250000E+01		

2-NODE 72-STEP CALCULATION

P2 = 167.067909 P2 ** 2 = 27911.6863

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	
NO	J	JP ²	B	JP ² B	SUM(JP ² B)	K	SUM/K
1	17.987.0	5.020475E+08	1.0000	5.02047E+08	5.020475E+08	1.4E+10	0.0346
2	80.921.0	2.258641E+09	0.9653	2.18443E+09	2.682485E+09	1.1E+10	0.2369
3	80.921.0	2.258641E+09	0.7284	1.64521E+09	4.327696E+09	1.1E+10	0.3823
4	80.921.0	2.258641E+09	0.3461	7.81720E+08	5.109417E+09	1.1E+10	0.4513
5	80.921.0	2.258641E+09	-0.1052	-2.37744E+08	4.871672E+09	1.1E+10	0.4303
6	80.921.0	2.258641E+09	-0.5356	-1.20977E+09	3.661899E+09	1.1E+10	0.3234
7	80.921.0	2.258641E+09	-0.8591	-1.94041E+09	1.721479E+09	1.4E+10	0.1161
8	39.431.0	1.100585E+09	-0.9752	-1.07336E+09	6.481134E+08	2.0E+10	0.0308
9	26.862.0	7.497637E+08	-1.0061	-7.54382E+08	-1.062690E+08	3.4E+08	-0.3094
10	3.539.0	9.877945E+07	-0.6966	-6.88186E+07	-1.750877E+08	3.9E+08	-0.4427
11	3.859.0	1.077111E+08	-0.2539	-2.73522E+07	-2.024400E+08	7.4E+08	-0.2726
12	387.361.0	1.081189E+10	0.0187	2.02440E+08	1.192500E+02		

3-NODE 79-STEP CALCULATION

P3 = 323.840663 P3 ** 2 = 104872.775

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	
NO	J	JP ²	B	JP ² B	SUM(JP ² B)	K	SUM/K
1	17.987.0	1.886346E+09	1.0000	1.88634E+09	1.886346E+09	1.4E+10	0.1300
2	80.921.0	8.486409E+09	0.8699	7.38238E+09	9.268735E+09	1.1E+10	0.8187
3	80.921.0	8.486409E+09	0.0511	4.33776E+08	9.702511E+09	1.1E+10	0.8571
4	80.921.0	8.486409E+09	-0.8059	-6.84902E+08	2.862481E+09	1.1E+10	0.2528
5	80.921.0	8.486409E+09	-1.0588	-8.98598E+09	-6.123501E+09	1.1E+10	-0.5409
6	80.921.0	8.486409E+09	-0.5173	-4.39529E+09	-1.051880E+10	1.1E+10	-0.9292
7	80.921.0	8.486409E+09	0.4113	2.49046E+09	-7.028335E+09	1.4E+10	-0.4742
8	39.431.0	4.195238E+09	0.8255	3.66194E+09	-3.366386E+09	2.0E+10	-0.1601
9	26.862.0	2.817092E+09	1.0460	2.94669E+09	-4.196962E+08	3.4E+08	-0.2222
10	3.539.0	3.711447E+08	2.2682	8.41837E+08	4.221412E+08	3.9E+08	1.0674
11	3.859.0	4.047040E+08	1.2007	4.85944E+08	9.080853E+08	7.4E+08	1.2230
12	387.361.0	4.062362E+10	-0.0223	-9.08085E+08	-3.517500E+02		

PID제어기의 퍼라미터 조정에 관한 비교 연구

A Comparative Study on the Parameter
Adjustment of a PID Controller

박 운 서

Won-Seo Park

〈 目 次 〉

Abstract

기호설명

1. 서 론
 2. PID제어기의 퍼라미터 조정법
 - 2.1 PID제어기에 있어서 종래의 퍼라미터 조정방법
 - 2.1.1 한계감도법
 - 2.1.2 과도응답법
 - 2.1.3 Cohen-Coon법
 - 2.1.4 수정된 Ziegler-Nichols법
 - 2.2 2차형식의 평가함수를 이용한 PID제어기의 새로운 조정 방법
 3. 수치계산 및 시물레이션
 - 3.1 수치계산
 - 3.2 시물레이션
 4. 검토 및 고찰
 5. 결 론
- 참고문헌