◎ 研究論文

機械的 임피던스法에 의한 舶用 디젤機關 推進軸系의 强制減衰 비틀림振動의 計算에 관한 硏究

金 正 烈* · 全 孝 重**

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

J. Y. Kim, H. J. Jeon

Abstract

Nowadays, the natural frequencies and their relative amplitudes of torsional vibration for the marine diesel engine shafting are usually calculated by the Holzer method and also its resonant amplitudes are estimated by the energy method, that is, by equating the exciting energy to the damping one.

Therefore, the forced vibration amplitudes out of the resonant points can not be calculated by the above-mentioned method. And so, the reasonable barred-ranges of torsional vibration can not be set and also the flank of resonant point which locates near the calculation limit can not be estimated.

For such problems, the equation of forced vibration with damping must be solved directly and these results can be utilized to derive the synthesized torsional vibration of the marine diesel engine propulsion shafting.

In this study, the equation of forced vibration with damping for the marine diesel engine propulsion shafting is derived and its steady-state vibration is calculated by the mechanical impedance method. For numerical caculation of the actual propulsion shafting a computer program is developed. In order to prove the reliability of this program, an actual ship's propulsion shafting whose torsional vibration was measured is analyzed and the caculated results are compared with the measured ones. And also, they are compared with the calculated results which were obtained by the modal analysis.

* 正會員, 韓國海洋大學 大學院
** 正會員, 韓國海洋大學

1. 머 리 말

디젤機關 推進軸系의 비틀림振動計算은 1900年代 Bauer가 이에 關한 論文을 發表한 以來 많은 사람들의 努力에 의하여 現在 그의 基本的인 것은 完成된 段階에 있다. 그러나 아직도 減衰에너지, 프로펠러의 附加水, 그리고 프로펠러 토오크變動 하모닉스와 그의 位相 等의 不確實性으로 因하여 完全한 計算은 못하고 있는 實情이다. 또한 最近에 이르러 大形 디젤機關의 高過給에 의한 出力增大와 에너지 節減對策을 위한 機關의 低回轉化에 따른 超長行程機關의 出現은 有效行程을 增大하였으나 크랭크軸에 있어서의 비틀림剛性을 低下시켰으며 아울러 最高壓力의 顯著한 增加에 따라 起振力을 增大시켜 結果的으로 비틀림振動을 增强시키게 되었다.

現在 推進軸系의 비틀림强制振動 振幅計算은 電子計算機의 利用이 普遍化됨에 따라 지금까지 通常的으로 行하여 오던 共振點에서의 軸端振幅 推定으로 부터 벗어나 漸次 强制減衰비틀림振動方程式을 誘導하고 電子計算機의 도움에 의해 機關의 常用回轉數範圍內의 모든 次數들에 대해 各 質點의 振動振幅을 直接 구하는 方向으로 나가고 있다.

本 論文에서는 크랭크軸系 多自由度 强制減衰비틀림振動方程式을 誘導하고 機械的 임피던스法에 의하여 定常振動應答만을 구하는 方法을 提示하고자 한다. 또한 이들 計算을 위한 電算프로그램을 開發하고 實際推進軸系에 대하여 행한 計算結果를 旣存의 모오드解析法에 의한 計算結果와 함께 實測値와 比較檢討하여 이 方法의 妥當性을 檢討하고자 한다.

2. 舶用 디젤機關 推進軸系의 多自由度 强制減衰비틀림振動方程式의 誘導

2·1 多自由度 强制減衰비틀림 振動方程式

多自由度 推進軸系의 强制減衰비틀림振動系는 Fig. 1과 같은 모델로 나타낼 수 있으며 이들에 관한 振動方程式을 매트릭스形式으로 쓰면 다음과 같은 一般多自由度 强制減衰振動方程式으로 된다.

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

여기서 $[M]$, $[C]$, $[K]$는 各各 質量慣性모멘트, 減衰係數 및 비틀림剛性係數매트릭스로서 n自由度의 경우 $n\times n$次의 正方매트릭스로 된다. 또한 $\{\dot{\theta}\}$, $\{\ddot{\theta}\}$는 各各 비틀림振幅 $\{\theta\}$의 時間 t에 關한 1次 및 2次導函數벡터이다. 그리고 $\{f(t)\}$는 Fourier級數로 表示할 수 있는 任意의 起振力벡터이다.

2·2 質量慣性모멘트 매트릭스

各 質點의 振動質量은 軸系를 任意의 便利한 個數로 分割하고 各 質點間의 分布質量을 質點의 中央에 集中시켜서 計算한다. 따라서 質量慣性모멘트를 매트릭스形式으로 쓰면 다음과 같은 主對角線上에만 값을 갖는 對角매트릭스로 된다

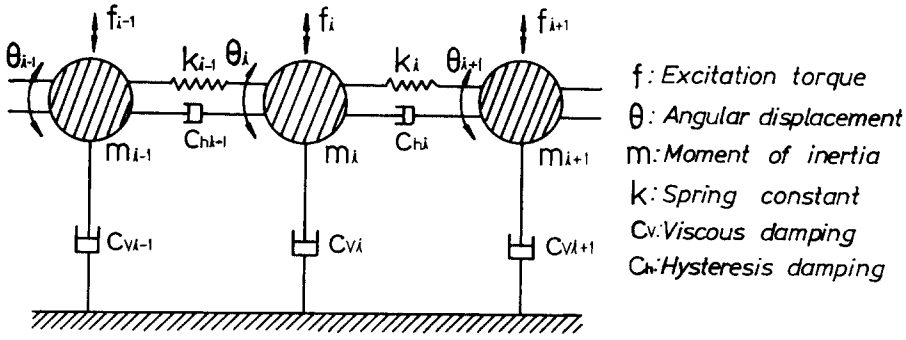

Fig. 1. The modeling of the forced torsional vibration with damping

$$[M]=\begin{bmatrix} m_1 & & & & \\ & m_2 & & 0 & \\ & & m_i & & \\ & 0 & & m_{n-1} & \\ & & & & m_n \end{bmatrix} \qquad (2)$$

여기서 m_i는 各 質點의 質量慣性 모멘트이다.

質量慣性모멘트의 計算에 있어서 問題가 되는 것은 프로펠러의 附加水質量慣性모멘트이다. 一般的으로 附加水質量慣性모멘트는 空氣中에서의 質量慣性모멘트의 20~30%(平均 25%)를 加算하는 方法이 使用되고 있다. 이것은 附加水効果가 프로펠러의 水力學的 作用에 의한 것임을 생각할때 프로펠러 質量과는 無關함은 明白하며 또한 同一프로펠러의 경우일지라도 使用材料가 달라지며 質量慣性모멘트도 달라지므로 不合理한 結果를 招來하게 된다.

그러나 利用上 큰 支障이 없으므로 여기서는 材質이 망강黃銅의 경우 空氣中에서의 質量慣性모멘트의 25%를 附加水質量으로 計算하고[18] Ni-Al-Br과 같이 가벼운 材質인 경우에는 Schuster[1], Schwanecke[2]의 式을 利用한다.

2·3 減衰係數매트릭스

推進軸系의 減衰因子는 대우 雜多하고 複雜하기 때문에 많은 사람들에 의해 硏究되어 왔으나 아직도 明白한 結論은 얻지 못한 段階에 있다. 더구나 各種 減衰를 定量的으로 把握한다는 것은 不可能하므로 여기서는 이들을 機關減衰, 內部히스테리시스減衰 및 프로펠러減衰의 세가지로 大別하고 機關減衰와 프로펠러減衰는 粘性減衰 即, 速度比例形으로 보고 各 質點에 直接 作用하는 것으로 다루며 히스테리시스減衰는 變位比例形으로 보아 各 質點間에 作用하는 것으로 다룬다.

機關減衰에 대해서는 1節振動의 경우 減衰係數 C_e를 0.025~0.030, 2節振動의 경우에는 0.0125~0.0130 程度를 利用하나[13,15,19] 本 論文에서는 減衰係數比를 1節振動에서는 0.030, 2節振動에서는 0.0130을 取했다.

히스테리시스減衰는 變位比例形으로 보고 振動數에 無關한 減衰力을 생각하여 이들의 等價粘性減衰係數 C_h를 구하면 다음과 같이 角振動數에 反比例하는 값으로 된다.

$$C_h=\frac{\eta K}{\omega}=\frac{h}{\omega} \qquad (3)$$

여기서, $\eta=\frac{h}{K}$, h는 任意의 常數이고 K는 스프링定數, ω는 角振動數이다. 따라서 每사이클當 에너지 消失은

$$U_d=\pi\,\omega\,C_h\,\theta_0^2 \qquad (4)$$

B.J. Lazan[19]에 의해 應力 σ가 크지 않은 範圍內($\sigma<2000kg/cm^2$)에서 直徑 d cm, 길이 1 cm인 中實軸의 히스테리시스減衰에너지는

$$U_h=0.711\times10^{-8}\cdot\frac{\pi}{8}\,\sigma^2\,d^2\,l \qquad (5)$$

(4)式과 (5)式을 等置하여 等價히스테리시스減衰係數 C_h를 구하면[12]

$$C_h=0.1878441\times10^{-2}\cdot\frac{K}{\omega} \qquad (6)$$

프로펠러減衰[11] C_p는 프로펠러의 瞬間速度에 대한 토오크 變動率로 주어진다.

$$C_p=\frac{dT}{d\omega}=\alpha\,\frac{T}{N} \qquad (7)$$

여기서 T는 프로펠러 토오크, N은 프로펠러의 每分回轉數이다. 普通 α의 값은 Lewis와 Taylor 等이 模型實驗을 通해 얻은 33.5를 利用하고 있다.[10]

以上의 세가지 減衰를 綜合하여 減衰係數 매트릭스를 作成 하면 다음과 같은 對稱매트릭스로 된다.

$$[C]=\begin{bmatrix} (C_{e1}+C_{h1}) & -C_{h1} & & 0 \\ & -C_{hi} & (C_{hi}+C_{hi+1}) & -C_{hi+1} \\ & 0 & -C_{hn} & (C_{hn}+C_p) \end{bmatrix} \qquad (8)$$

2·4 비틀림剛性係數 매트릭스

크랭크軸의 비틀림剛性係數의 計算에 대해서는 그동안 많은 振動專門家들과 機關製作者들에 의해 經驗式이 發表되어 使用되어 왔으며 理論式도 몇개 發表되었다. 그러나 많은 經驗式이나

理論式中에서 大形 디젤機關 推進軸系에 適用하고 있는 것으로는 Geiger의 式,[4] Carter의 式,[5] Ker Wilson의 式,[6] Timoshenko의 式[7] 等이 있다.

그러나 이들 式에서 提示하고 있는 것은 大部分 等價長이거나 影響係數이다. 따라서 影響係數가 주어지는 式에서는 逆數를 취해 剛性係數를 구하고 等價長이 提示된 곳에서는 換算하여 剛性係數를 구하면 된다. 그 以外에 推力軸, 中間軸, 推進器軸의 비틀림剛性係數는 影響係數로부터 구한다.

以上으로 구한 비틀림剛性係數를 매트릭스形式으로 쓰면 다음과 같은 對稱매트릭스로 된다.

$$[K]=\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & & & \\ & \ddots & & 0 & \\ & -k_{i-1} & (k_{i-1}+k_i) & -k_i & \\ & 0 & \ddots & & \\ & & & -k_n & k_n \end{bmatrix} \quad (9)$$

2·5 起振토오크 벡터

크랭크軸系의 비틀림振動은 傳達토오크의 不均一에 의하여 發生하고 이 起振力은 가스壓力과 慣性力 및 프로펠러의 토오크變動에 의해 形成되어 있다. 또한 이들은 어느 것이나 回轉速度에 대해 1次, 2次,… 等의 토오크 하모닉스를 여러개 包含하고 있으므로 이들 토오크 하모닉스의 各 成分은 그 自身의 振動數의 强制비틀림振動을 系에 誘發하게 된다.

起振토오크 벡터를 回轉벡터로 表示하면 $\bar{f}\cdot e^{j(\omega t+\alpha)}$로 된다. 따라서 起振토오크 벡터$\{f(t)\}$는 $\bar{f}_i\cdot e^{j(\omega_i t+\alpha_i)}$를 要素로 하는 列벡터가 되며 $\bar{f}_i$는 토오크曲線의 調和分析에 의하여 各 次數에 대해 구해진 起振力하모닉스에 의하여 計算한다. ω_i는 起振力次數에 대한 回轉角速度(rad/sec)이며 α_i는 基準실린더와 他실린더間의 位相差와 起振力하모닉스間의 位相差의 合이다. 그리고 i는 各 次數를 意味하는 添字이다.

또한 이 起振力토오크는 機關에만 作用하므로 各 실린더 質點에만 關係하고 나머지 質點에는 作用하지 않는다. 그러나 船舶의 推進軸系에 있어서 비틀림振動을 誘發할 수 있는 것은 機關外에도 프로펠러에 의하여 誘發된다.

프로펠러의 토오크 變動計算의 複雜한 電子計算프로그램이 현재 開發되어 있으나 使用이 자유롭지 못한 狀態이고 單一프로펠러의 경우에는 概略値라도 實用上 支障이 없으므로 平均 프로펠러 토오크에 대한 一定 比率을 취하여 計算한다. 機關側 起振力과의 位相差에 대해서는 자세한 것이 알려져 있지 않으므로 機關側起振力과 겹치는 位相으로 計算한다.

3. 機械的 임피던스法의 理論

機械的 임피던스法은[8)-13)] 振動數應答法의 一種으로 定常振動應答만을 구하는 境遇에 便利하다.

一般的으로 推進軸系의 振動應答을 구하는 境遇에 있어서 過度振動은 그다지 重要하지 않으며 定常振動을 구하는 것 만으로도 充分하다.

(1)式에서 外力 $\{f(t)\}$는 週期的이므로 回轉벡터로 表示하면

$$\{f(t)\}=\{\bar{f}\}\cdot e^{j\omega t} \quad (10)$$

여기서, $\{\bar{f}\}$는 位相差를 包含하고 있는 複素振幅, ω는 加振周波數를 뜻한다.

定常振動만을 생각하면 應答의 振動數는 起振力의 振動數와 같으므로 振幅은 다음과 같이 表示된다.

$$\{\theta\}=\{\bar{\theta}\}\cdot e^{j\omega t} \quad (11)$$

여기서, $\{\bar{\theta}\}$는 位相差를 包含하고 있는 複素振幅벡터이다.

(10)式과 (11)式을 (1)式에 代入하여 整理하면

$$(-\omega^2[M]+[K]+j\omega[C])\cdot\{\bar{\theta}\}=\{\bar{f}\} \quad (12)$$

(12)式을 다시 쓰면

$$[Z]\{\bar{\theta}\}=\{\bar{f}\} \quad (13)$$

$$[Z]=-\omega^2[M]+[K]+j\omega[C] \quad (14)$$

여기서, $[Z]$는 임피던스 매트릭스이다.

(13)式을 다시 整理하여 複素變位를 구하면

$$\{\bar{\theta}\}=[Z]^{-1}\{\bar{f}\} \quad (15)$$

(14)式은 理論的으로는 簡單한 複素變位를 주고 있으나 計算은 그렇지 못하다. 따라서 計算

上의 便宜를 위해 다음과 같이 變換한다.

$$\left.\begin{aligned}[Z_R]&=[K]-\omega^2[M]\\ [Z_I]&=\omega[C]\end{aligned}\right\} \tag{16}$$

$$\left.\begin{aligned}\{\bar{\theta}_R\}&=R_e\{\bar{\theta}\}\\ \{\bar{\theta}_I\}&=I_m\{\bar{\theta}\}\end{aligned}\right\} \tag{17}$$

라고 놓으면

$$\left.\begin{aligned}[Z]&=[Z_R]+j[Z_I]\\ \{\bar{\theta}\}&=\{\bar{\theta}_R\}+j\{\bar{\theta}_I\}\end{aligned}\right\} \tag{18}$$

(15)式의 逆매트릭스部分을 計算하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}[Z]^{-1}&=([K]-\omega^2[M]+j\omega[C])^{-1}\\ &=([Z_R]+j[Z_I])^{-1}\\ &=\frac{1}{[Z_R]+[Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I]}\\ &\quad -j\frac{[Z_I][Z_R]^{-1}}{[Z_R]+[Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I]}\end{aligned} \tag{19}$$

$$[Z]^{-1}=[H]-j[L]$$

이라 놓으면

$$\left.\begin{aligned}[H]&=([Z_R]+[Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I])^{-1}\\ [L]&=([Z_R]+[Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I])^{-1}\cdot[Z_I][Z_R]^{-1}\end{aligned}\right\} \tag{20}$$

그러므로

$$\{\bar{\theta}\}=([H]-j[L])\cdot\{\bar{f}\} \tag{21}$$

結局 連續最大出力에 대한 回轉數의 0.2~1.2倍 範圍의 모든 回轉數와 次數에 대해 $\{f(t)\}$를 구한 다음 (20)式과 (21)式에 대한 電算프로그램을 作成하고 (20)式의 結果를 구한 다음 이를 (21)式에 代入하여 $\{\bar{\theta}\}$를 구한다.

4. 機械的 임피던스法의 電算프로그램

本 프로그램은 FORTRAN Ⅳ에 의해 作成되었으며 電子計算프로그램을 FACOM U-300에 의해 遂行해야 하였으므로 容量에 있어 制限을 받을 수 밖에 없었다. 따라서 다음과 같은 點에 留意해야 한다.

(1) 計算對象 軸系와 最高自由度

本 프로그램은 大形 2行程船用디젤機關 推進軸系를 對象으로 하였으며 실린더數는 單氣筒機關에서 12氣筒까지만 許容토록 制限하였다.

(2) 質量慣性모멘트, 剛性係數 및 減衰係數

質量과 剛性은 別途로 計算하여 入力시켰다. 그러나 減衰係數는 公式을 利用하여 電算프로그램內에서 計算을 遂行토록 하였다.

(3) 토오크 하모닉係數의 最高次數와 平均有效壓力

入手할 수 있는 토오크 하모닉係數가 Lloyd船級協會의 것이었으므로 15次까지를 그대로 使用하였고 2行程사이클의 境遇 指示平均有效壓力의 最高값은 現在 거의 $15kg/cm^2$ 內外이므로 最高값을 $15kg/cm^2$로 하였다. 또한 低速機關이 주로 對象이므로 慣性力은 無視하였다.

最近에 이르러 機關의 型이 자주 變하고 있어 토오크 하모닉係數가 機關製作會社들에 의해 修正되므로 이것을 利用할 수 있을 境遇에는 隨時로 이에 대한 修正이 뒤따라야 할 것이다.

(4) 機關回轉數와 出力과의 關係

大形 船用디젤機關을 對象으로 하였으므로 機關出力은 機關回轉數의 3乘에 比例하는 것으로 計算했고 平均有效壓力은 回轉數의 제곱에 比例하는 것으로 計算하였다.

그러나 機關製作者들이 提供하는 하모닉스係數를 利用할 수 있을 境遇에는 그에 따르는 平均有效壓力을 算定하여 하모닉스係數를 計算하여야 한다.

(5) 固有振動數와 比振幅

機械的 임피던스法에 의하면 定常振動振幅을 直接 計算하기 때문에 固有振動數와 比振幅은 모오드 解析法에서 利用하는 固有値와 固有벡터를 算出하는 方法으로 固有振動數와 比振幅을 計算하도록 하였다.

(6) 附加應力

各 質點間의 附加應力은 振動토오크를 該當軸系의 斷面係數로 나눔으로서 구한다. 또한 모든 振幅에 대해 크랭크軸, 中間軸, 프로펠러軸 等

各種 軸에 대한 應力을 計算하도록 하였다.

5. 機械的 임피던스法에 의한 計算例

(1) 供試디젤機關과 軸系要目

① 主機要目

機 關 形 式 : Sulzer 6RND 68
실 린 더 數 : 6
行 程 : 125*cm*
실린더 直徑 : 68*cm*
連續最大出力 : 9000ps
連續最大出力에서의 回轉數 : 137RPM
指示平均有效壓力 : 12.06kg/cm^2
着 火 順 序 : 1—6—2—4—3—5

② 프로펠러要目

直 徑 : 5200*mm*
피 치 : 3685*mm*
피 치 比 : 0.7087
展開面積比 : 0.5500
보 스 比 : 0.1769
材 質 : 망강黃銅
프로펠러形式 : 一體式

(2) 實測値와 計算結果値의 比較檢討

① 固有振動數와 比振幅

(1) NATURAL FREQUENCY

NODE	OMEGA**2	OMEGA RAD/SEC	VIB.PER SEC	VIB.PER MIN
1	0.3113578E 04	55.80	8.88	532.85
2	0.4961105E 05	222.74	35.45	2126.97
3	0.1648135E 06	405.97	64.61	3876.75
4	0.3105806E 06	557.30	88.70	5321.80
5	0.4947090E 06	703.36	111.94	6716.55
6	0.6936776E 06	832.87	132.56	7953.36
7	0.8454188E 06	919.47	146.34	8780.27

(2) VIBRATION MODE

1 NODE VIBRATION MODE
0.1000000E 01 0.9857394E 00 0.9578657E 00 0.9167669E 00
0.8630083E 00 0.7973329E 00 0.6708179E 00 -0.7976352E 00

2 NODE VIBRATION MODE
0.1000000E 01 0.7727795E 00 0.3755165E 00 -0.1043733E 00
-0.5612976E 00 -0.8947152E 00 -0.1108418E 01 0.3911944E-01

3 NODE VIBRATION MODE
0.1000000E 01 0.2451471E 00 -0.6889087E 00 -0.1119382E 01
-0.7315962E 00 0.1909793E 00 0.1469239E 01 -0.1523282E-01

4 NODE VIBRATION MODE
0.1000000E 01 -0.4224679E 00 -0.1262986E 01 -0.3637300E 00
0.1036560E 01 0.1008973E 01 -0.1392878E 01 0.7626247E-02

5 NODE VIBRATION MODE
0.1000000E 01 -0.1265783E 01 -0.7542270E 00 0.1412234E 01
0.4800146E 00 -0.1505440E 01 0.8348716E 00 -0.2863923E-02

6 NODE VIBRATION MODE
0.1000000E 01 -0.2177063E 01 0.1343922E 01 0.7301235E 00
-0.2130010E 01 0.1563144E 01 -0.5265131E 00 0.1286811E-02

7 NODE VIBRATION MODE
0.1000000E 01 -0.2872072E 01 0.4025192E 01 -0.4170727E 01
0.3272230E 01 -0.1554621E 01 0.4029818E 00 -0.8077614E-03

② 强制減衰振動 振幅, 位相 및 附加應力

計算結果를 檢討하기 위해 모오드解析法에서 選定했던 同一機關을 利用하였다. 比較의 基準이 되는 實測値는 試運轉時에 計測한 振動振幅을 36等分法에 의해 調和分析을 행하여 얻은 것이며 이 中에서 振幅이 가장 크게 나타나는 1節 6次 主危險次數의 結果를 比較하였다. 計算結果를 Fig.2, Fig.3, Fig.4에 보인다. Fig.2는 强制振幅의 實測値 및 計算値를 보여주고 있으며 機械的 임피던스法과 모오드解析法에 의한 電算프로그램結果値가 小數點 세째자리 以下의 값에서만 差異를 나타냈으며 따라서 두가지 方法에 의한 結果는 完全히 一致한다고 볼 수 있다.

實測値를 살펴보면 振動振幅은 87RPM에서 1.05°, 90RPM에서 0.62°로서 87에서 90 RPM 사이에 共振點이 있음을 알 수 있고 補間法에 의해 大略 88RPM程度로 推定된다. 또한 共振振幅은 1°內外로 보인다. 한편 計算結果値를 살펴보면 87RPM에서 0.99°, 90RPM에서 1.095°였다. 이것도 앞뒤 振幅關係로 推定하여 보면 共振點은 89RPM 程度이고 共振振幅은 1.1°內外가 될 것으로 推定된다. 即, 計算値와 實測値와의 差異는 共振回轉數 約 1 RPM, 振幅 0.1° 程度의 差異를 보이는 것으로 보아 거의 正確한 것으로 생각된다.

Fig.3은 1節 6次 共振點 부근인 90RPM에서의 軸系部分 振幅 및 位相을 보여주고 있으며 實測値와의 對比는 不可能하지만 無減衰系의 180° 振幅差와 거의 같은 값을 보여주는 것으로 보아 큰 差가 없을 것으로 생각된다.

Fig.4는 크랭크軸, 中間軸, 프로펠러軸에 대한 電算結果로 나온 應力中 1節에 대해서는 中間軸應力, 2節에 대해서는 크랭크軸應力을 보여주고 있으며 共振點에서의 應力은 製作會社가 提示한 값과 相當히 近似한 一致를 보여주고 있다.

6. 機械的 임피던스法과 모오드 解析法의 比較

機械的 임피던스法과 모오드解析法에 의한 結果를 比較하기 위하여 같은 機關을 選定, 兩 프로그램에 의한 計算結果를 比較한 結果 거의 같이 나타났으며 그 內容은 다음과 같다.

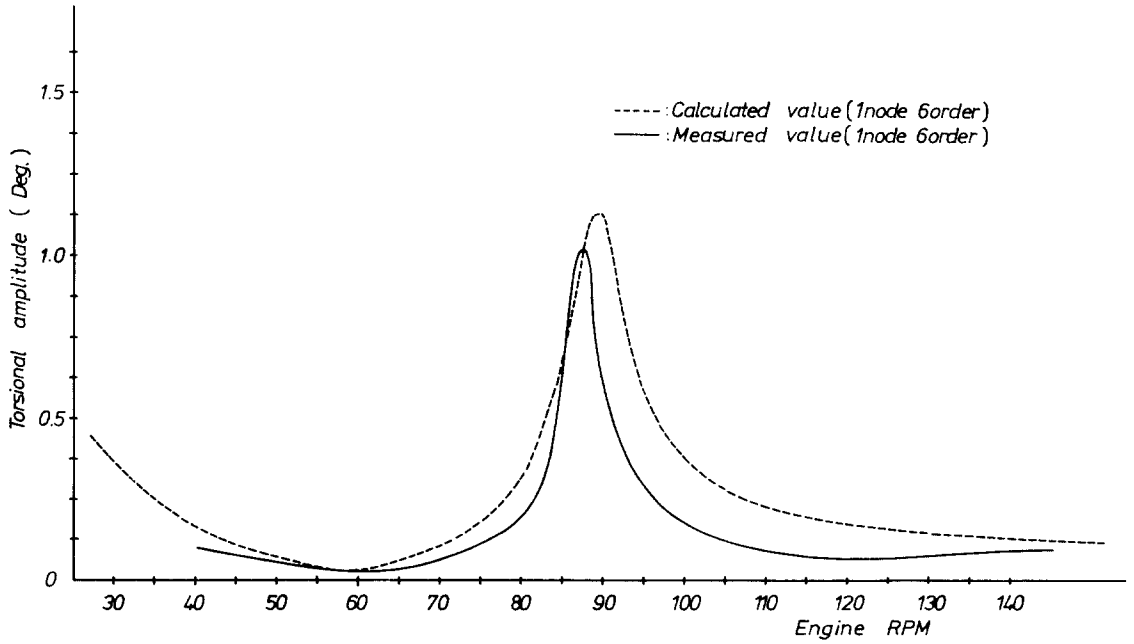

Fig. 2. Amplitude of torsional vibration at crankshaft fore-end(6RND68)

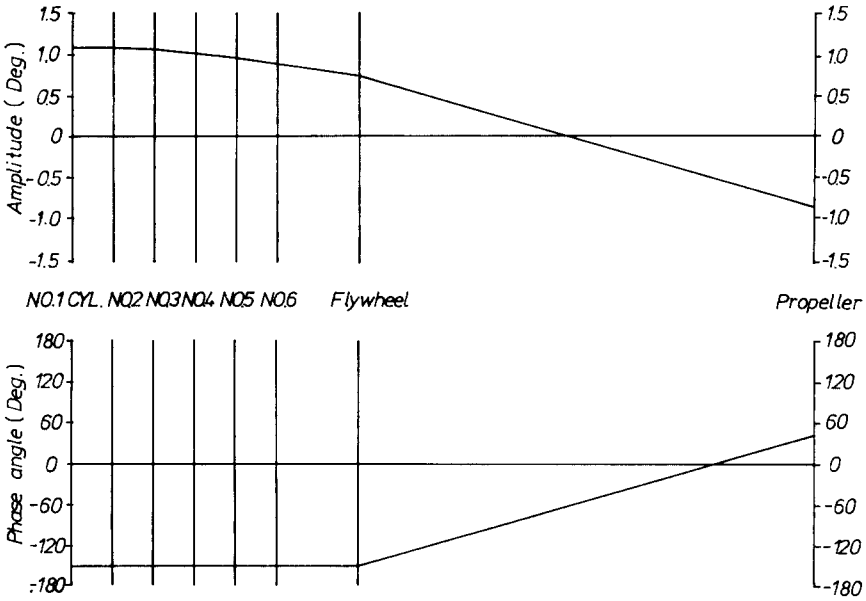

Fig. 3. Calculated values of amplitude and phase angle(6RND68, 1 node 6 order. 90 rpm)

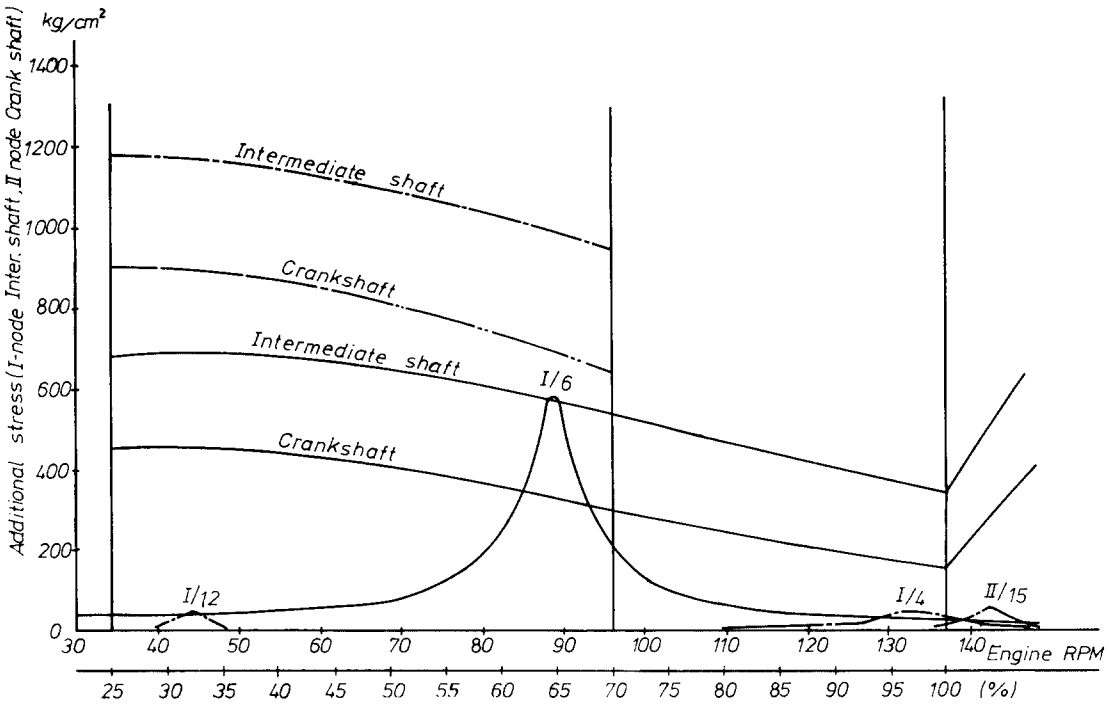

Fig. 4. Calculated values of additional stress due to torsional vibration(6RND68)

(1) 正 確 度

電子計算 結果 小數點 세째자리 以下의 값에서만 差異가 나타났으며 두가지 方法은 꼭 같은 結果를 주고 있다.

(2) 資料處理 難易度

두가지 方法 모두 같은 資料를 入力하여 같은 結果를 나타내므로 資料處理의 難易度는 同一하다.

(3) 計算時間

FACOM U-300에 의할 境遇 計算 및 結果의 印刷에 모오드解析法에서는 約 13分이 所要되었으며 임피던스法은 約 16分이 所要되었다. 그러나 이것은 同一出力文을내기 위해 임피던스法에서도 固有値와 固有벡터를 別途로 計算하였으므로 時間이 더 많이 所要되었다. 따라서 正常振動만을 구하는 境遇에 있어서의 計算時間은 임피던스法이 若干 節約될 것으로 생각된다.

(4) 計算機容量

計算時間의 境遇와 마찬가지로 定常 振動外에 固有振動數와 比振幅을 구하는 過程이 임피던스法에 賦課되므로 모오드解析法에 비해 조금 큰 容量이 要求된다. 따라서 定常振動 및 附加應力만을 計算하는 境遇에는 모오드解析法에 비해 容量이 줄어들 것으로 생각된다.

7. 結 論

船用 디젤機關 推進軸系의 强制減衰비틀림振動方程式을 機械的 임피던스法에 의해 振動振幅 및 振動應力을 計算하는 電算프로그램을 開發하고 旣存의 모오드解析法에 의한 結果와 比較檢討함으로서 다음의 結論을 얻었다.

(1) 旣存의 모오드解析法에 비해 强制振動振幅 및 附加應力만을 計算할 境遇에는 軸系振動解析에서 보다 便利하게 適用될 수 있다.

(2) 本 硏究에서 開發한 電算프로그램을 2行程 船用디젤機關 推進軸系에 利用하면 從來의 Holzer Table法에 비하여 비틀림振動問題를 푸는데 있어 많은 도움이 될 것으로 생각된다. 特히 合理的인 使用禁止區域의 設定이 可能하고 共振點 以外의 强制減衰振動振幅을 구할 수 있으므로 連續最大出力 回轉數 附近에 나타나는 非共振振幅도 設計段階에서 推定할 수 있게 되었다.

위의 結果로서 本 硏究에서 開發한 電算프로그램은 船舶設計에 도움이 될 것으로 思料되며 더 나아가 合成振幅을 求하는데 있어 定常振動만을 計算할 境遇에는 電子計算機容量이 적어도 되어 보다 容易하게 合成振幅計算이 可能할 것으로 思料된다.

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. Schwanecke H., Gedanken zur Frage der hydrodynamischerregten Schwingungen des Propellers und Wellenleitung, STG Jahrbuch, B. 57, S. 252, 1963.
3. Spaetgens, T. W., Holzer method for forced-damped torsional vibrations, J. Applied Mechanics, pp. 59, 1950/3.
4. Geiger J., Mechanical vibrations and their measurement, Springer-Verlag, Berlin, 1927.
5. Carter B. C., An empirical formula for crankshaft stiffness in torsion, Engineering, pp. 36. 1928/7.
6. Ker Wilson W., Practical solution of torsional vibration problems, Vol. I, Chapman Hall, London, 1942.
7. Timoshenko S., Vibration problems in engineering, D. Van Nostrand Co., 1954.
8. Francis S. Tse, Mechanical Vibrations, Theory and Applications, 2nd Ed., Allyn and Bacon, Inc., 1978.
9. Thomson W. T., Theory of Vibration with Application, 2nd Ed., Prentice-Hall, Inc., 1981.

10. Hatter D.J., Matrix Computer Methods of Vibration Analysis 1st Ed., London Butterworths, 1973.
11. Lazan B.J., Damping of materials and members in structural mechanics, Pergamon Press, 1968.
12. 全孝重, 機械力學, 釜山, 太和出版社, 1982.
13. 全孝重, 舶用디젤機關軸系의 減衰強制 비틀림振動解析에 관한 硏究, 韓國舶用機關學會誌, 第4卷 2號, pp. 4, 1980.
14. 赤堀昇, 船用主機關の ねじり振動, 海文堂, 1966.
15. 丸山浩一, ディーゼル機關の捩り振動, 日本東京, 山海堂, 1961.
16. 全孝重, 津田公一, 舶用往復内燃機關軸系ねじり連成自由振動の 理論的解析, 日本舶用機關學會誌, 第4卷 7號, pp. 401, 1969/9
17. 全孝重, 舶用往復内燃機關 軸系ねじり連成自由振動の理論的解析, 日本 舶用機關學會誌, 第5卷3號, pp. 217, 1970/3.
18. 日本舶用機關學會軸系研究委員會, プロペ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, MEST 研究委員會報告, No. 68, 1976/10.
19. 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.
20. 戸川隼人, 有限要素法による振動解析, サイエンス社, 日本東京. 1975.