

機械的 임피던스法에 의한 船用디젤機關 推進軸系の 強制減衰縱振動 計算에 關한 研究

朴 賢 虎 · 金 義 珩 · 全 孝 重

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

H. H. Park, U. K. Kim, H. J. Jeon

Abstract

Recently, the problem of the axial vibration for the marine diesel engine shafting has become important due to the increased exciting forces resulting from high supercharging and large output, and the reduced natural frequencies resulting from long stroke and slow speed.

The effects of the axial vibration on the propulsion shafting induce cracks of the connecting point of crankpin and crankarm, the severe wear of thrust bearing, the fatigue failure of each fixing bolt and jointed parts, the hull and local hull vibrations, and also the wear and the noise due to intense hammering phenomena of thrust collar.

Therefore, each classification society requires the calculation of natural frequencies and their amplitudes and also measurements of the forced damped axial vibration.

At present, the technical and theoretical level is at the stage of estimating the resonant points and their maximum displacements, but the estimated displacements of the resonant points are not so reliable as the torsional one.

In this study, induced stresses and amplitudes of the forced damped axial vibration are calculated. For this purpose, the equation of forced axial vibration with damping for the propulsion shafting is derived and its steady-state response is calculated by the mechanical impedance method. A computer program for above calculations is developed.

The measured values are analyzed and the calculated results are compared with the measured ones. They show fairly good agreements and the reliability of developed program is confirmed.

1. 序 論

디젤機關 크랭크軸系の 縱振動에 關한 研究는 1940年代初에 始作되었으며 그 以後 機關의 大形化와 過給에 따른 出力增大로 因하여 推進軸

系の 縱振動共振點이 機關의 MCR附近에 나타나게 되었다. 이로 因한 事故가 發生함에 따라 이 方面의 研究가 活發히 進行되었으며, 이에 對한 研究實績이 特히 많이 나타난 것은 1960年代末 부터이다. 그러나 1970年代의 2次에 걸친 油類

波動以後 大形디젤機關의 需要激減과 더불어 이 方面의 研究는 小康狀態를 繼續하다가 最近에 이르러 4~5시린더의 超에너지節約型 機關의 登場으로 高過給, 高出力으로 인한 起振力의 增大 및 長行程, 低速으로 인한 固有振動數의 低下등으로 거의 모든 機關에서 推進軸系의 縱振動이 問題로 되고 있다.

推進軸系에 미치는 縱振動의 影響은 크랭크핀 및 자아널의 크랭크암과의 接觸部에서 크랙發生, 推力베어링의 急速한 磨滅 및 各 固定 보울트와 連結部의 疲勞破損, 推力베어링을 통한 船體와 船體局部振動의 誘發, 推力칼라의 甚한 햄머링(hammering) 現象으로 인한 磨滅과 騒音發生, 減速齒車가 있을 境遇에는 減速齒車의 異常磨滅과 騒音 등을 列舉할 수 있다. 따라서 Lloyd 船級協會를 비롯한 各 船級協會에서는 縱振動의 固有振動數 및 強制振動振幅計算과 實測值를 要求하기에 이르렀다.

現在의 推進軸系 縱強制振動 振幅計算은 共振點과 그 點에서의 最大振幅을 推定하는 程度이며 共振點을 벗어난 곳의 強制振動振幅은 건히 把握을 하지 못하고 있다. 따라서 本 論文에서는 크랭크軸系의 強制減衰縱振動을 直接 計算함으로써 共振點의 強制振幅, 나아가서 크로 인한 應力까지도 計算하고자 한다. 이러한 目的을 위하여 船用디젤機關 推進軸系의 強制減衰縱振動方程式을 誘導하고 이로부터 機械의 임피던스法에 의해 定常振動應答을 求하는 方法을 究明하고자 한다. 또한 船用디젤機關에 直接 利用할 수 있는 電算프로그램을 開發하고 實際 推進軸系에 대하여 행한 計算結果를 試運轉時에 행한 實測值와 比較 檢討함으로써 이 方法의 妥當性을 檢討하고자 한다.

2. 船用디젤機關 推進軸系의 縱振動系

2.1 推進軸系의 縱剛性係數

크랭크軸의 縱剛性係數의 計算에 대해서는 Dorey[1], Draminsky[2], Anderson[3], Guglielmotti[4], Johnson[5], Linden[6], Visser[7], Jeon[25], [26] 등에 의해 經驗式과 理論式

이 各各 相異하게 提示되고 있으며 世界的인 大形디젤機關製作會社인 Sulzer, B&W, MAN, Götaverken社 等에서는 大部分 Anderson의 經驗式을 若干 修正하여 使用하고 있는 形便이다.

本 論文에서는 隣接크랭크스로우의 影響을 考慮한 Jeon[19], [20], [23], [25], [26]의 理論式을 利用하여 크랭크軸 剛性係數를 求하였다. 또한 推力軸, 中間軸, 프로펠러軸의 縱剛性係數는 影響係數로부터 計算한다. 그리고 推力베어링의 剛性係數는 理論的 計算法이 確立되지 못하고 있는데 實際로 利用하고 있는 값은 Sulzer 機關의 境遇 $0.15 \times 10^7 \sim 0.27 \times 10^7 \text{kg/cm}$ 의 範圍이고, B&W 機關의 境遇 $0.15 \times 10^7 \sim 0.13 \times 10^8 \text{kg/cm}$ 의 範圍를 取하고 있다. [20], [22], [23], [24], [28]

2.2 推進軸系 縱振動質量

推進軸系의 各 質點의 振動質量 計算은 通常 크랭크 자아널中心에 兩側 크랭크스로우 切半의 質量을 集中시켜서 計算한다. 이 境遇 크랭크軸은 크랭크 및 여기에 固定된 質量만을 考慮하며 連接棒 및 크랭크핀 베어링, 피스톤, 피스톤棒과 같은 往復質量은 無視한다.

推進器의 質量은 비틀림振動에서와 같이 縱振動에서도 附加水의 影響을 考慮해야 한다. 縱振動의 境遇에는 一般의으로 空氣中 質量의 50~60%를 加算하는 것이 慣例로 되어 있다. 現在 Schwancke[8], Schuster[9], Thomsen[10], Burrill-Robson[11] 등의 많은 計算式이 있으며 一般의으로 展開面積比가 0.6 以上이거나 Ni·Al·Br 같은 가벼운 材質인 境遇에는 空氣中 質量의 70% 程度, 展開面積比가 0.5 内外이면 60% 程度, 展開面積比가 0.45 内外이면 50% 程度를 加算한다. [20]

2.3 推進軸系 縱振動의 減衰係數

推進軸系의 縱振動 減衰因子는 비틀림振動과 마찬가지로 매우 複雜하며 容易하게 決定할 수 없다. 더구나 各種 減衰를 定量的으로 把握하는 것은 不可能하므로 本 論文에서는 베어링減衰, 内部 히스테리시스減衰, 推進器減衰의 세 가지도

大別하고 베어링減衰와 推進器減衰는 粘性減衰即, 速度比例型으로 보고 各 質點에 直接 作用하는 것으로 다루며 히스테리시스減衰는 變位比例型으로 보아 各 質點間에 作用하는 것으로 다룬다.

베어링減衰는 비틀림振動的 機關減衰에 該當하는 것으로서 크랭크軸의 變形이나 運動에 의한 摩擦損失 및 베어링內的 펌프作用이 主된 減衰因子로 생각된다.[12],[13],[21]

베어링減衰 C_b 는 다음 式으로 計算한다.[21]

$$C_b = 2\nu_b M\omega \quad (1)$$

여기서 ν_b 는 減衰係數比로서 $\nu_b = 0.03 \sim 0.085$ 를 주고 있다.[19] 本論文에서는 $\nu_b = 0.040$ 으로 보고 모든 計算을 行하였다. M 는 振動質量, ω 는 角振動數이다.

히스테리시스減衰 C_h 는 變位比例型이며 等價粘性減衰係數를 구하면 다음과 같다.[14],[15],[19],[21]

$$C_h = 0.4752685 \times \frac{k}{\omega} \quad (2)$$

여기서 k 는 스프링定數, ω 는 角振動數이다.

推進器減衰 C_p 는 瞬間線速度에 대한 推力變動率로서 주어지며 다음 式에 의해 計算된다.[19][21]

$$C_p = \frac{dT}{dV} = NPD^2 \frac{dC_t}{dS} \quad (3)$$

여기서, T : 推進器推力(kg)

V : 推進器 前進速度(cm/sec)

N : 推進器 每秒回轉數

P : 推進器 피치(cm)

D : 推進器 直徑(cm)

C_t : 推力係數(kg·sec²/cm⁴)

S : 推進器的 참의 슬립

이 式에서 C_t 와 S 의 값은 J.R.Kane[16]의 圖表를 利用하였으며 나머지 係數는 프로펠러要目에 의해 주어진다. 이 以外에도 Schuster[9]와 Schuwanecke[8], Thomsen[10] 등의 計算式이 發表되고 있으나 가장 問題로 되고 있는 零節振動에 있어 推進器減衰는 微微하므로 어느 式을 利用하더라도 實際의 計算에는 別差異가 없다.

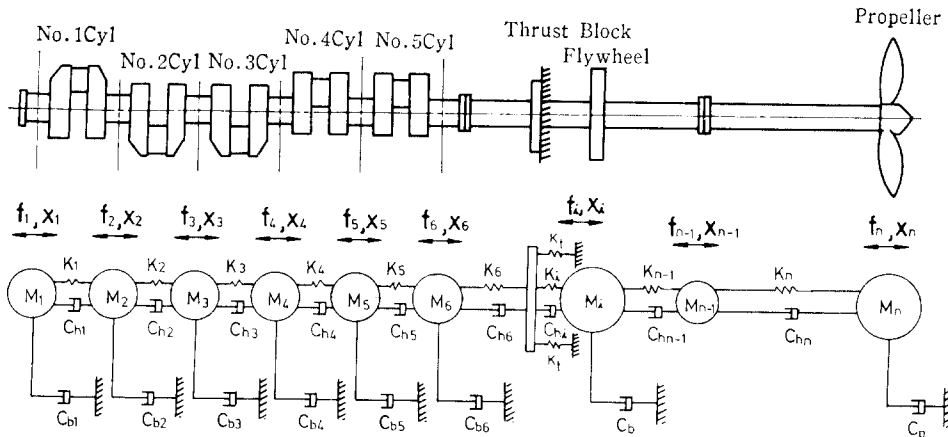
2.4 크랭크軸 半徑力의 推力變換率

크랭크軸 半徑力의 推力變換率에 대하여서는 最近까지 理論的 計算方法이 없었기 때문에 各 機關製作者는 機關型式이나 氣筒數에 따라 약간 다른 값을 經驗值로서 利用하고 있는 形便이었다. 그러나 最近에 發表된 Jeon[19],[21],[22],[24],[25],[27]의 理論的 計算方法을 利用하여 各 스톱우別 隣接크랭크스톱우의 影響을 考慮한 크랭크軸 半徑力의 推力變換率을 直接 求하였다.

2.5 디젤機關의 縱振動 起振力

推進軸系 縱振動的 起振力은 가스의 壓力에 의한 크랭크軸 直角方向의 半徑力과 往復質量의 慣性力에 의한 半徑力의 軸中心方向 推力 및 推進器變動推力的 合成力이다. 시린더內的 가스壓力에 의한 半徑力과 往復慣性體의 慣性力에 의한 半徑力을 縱起振力으로 換算하기 위해서는 이들을 合成한 하모닉스係數에 推力變換率을 곱해야 한다. 크랭크軸 縱振動起振力 하모닉스係數는 各 機關製作會社가 實測한 指壓線圖로부터 調和分析를 行함으로써 半徑力 하모닉스係數를 얻을 수 있으며 慣性力에 의한 半徑力은 機關要目과 計算式에 의해 求해진다.

推進器的 날개數, 伴流干涉, 空洞現象, 吃水 등에 의하여 變動하는 推進器推力變動值는 水槽內에서의 模型實驗結果를 分析하여 求할 수 있으나 많은 努力과 時間이 必要하기 때문에 實際로는 經驗值를 널리 利用하고 있으며 推進器 날개數의 倍數次가 問題로 된다.[17],[18] 특히 偶數 날개數를 갖는 境遇에는 平均推力에 대한 推力變動值가 큰 값을 가지므로 軸系設計段階에서 注意할 必要가 있다. 또한 推進器推力變動位相은 現在까지 數件의 實測例가 發表되고 있기는 하나 아직 一般的으로 活用할 수 있는 段階는 아니다. 따라서 設計段階에서는 機關起振力과 같은 位相으로 보고 計算한다.



f : Exciting force X : Axial displacement M : Mass K : Spring constant C_b : Bearing damping C_p : Propeller damping C_h : Hysteresis damping K_t : Thrust bearing spring constant

Fig.1 Axial vibration system for marine diesel engine propulsion shafting

3. 機械的 임피던스법에 의한 縱振動的 計算

3.1 船用디젤機關 推進軸系の 多自由度 強制減衰 縱振動方程式

推進軸系の 多自由度 強制減衰縱振動系는 Fig. 1과 같이 나타낼 수 있으며 이에 대한 多自由度 強制減衰縱振動方程式을 매트릭스形式으로 쓰면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (4)$$

여기서 $[M]$ 는 縱振動 質量매트릭스로서 主對角線上에만 값을 갖는 對角매트릭스되며 $[C]$, $[K]$ 는 각각 縱減衰係數 및 縱剛性係數 매트릭스로서 n 자유도의 境遇 $n \times n$ 次의 正方매트릭스가 된다. 또한 $\{x\}$, $\{\dot{x}\}$ 는 縱變位 x 의 時間 t 에 관한 1次 및 2次 導函數벡터이며 $\{f(t)\}$ 는 Fourier 級數로 表示할 수 있는 任意의 起振力벡터이다.

3.2 機械的 임피던스법에 의한 縱振動的 計算

機械的 임피던스法은 回轉벡터를 利用하는 振動數 應答法의 一種으로서 定常振動應答을 求하고자 할 境遇에 利用된다.

(4)式에서 縱起振力 $\{f(t)\}$ 는 週期的이므로 回轉벡터로 表示하면 다음과 같다.

$$\{f(t)\} = \{f \cos(\omega t + \alpha)\} = R_e \{ \bar{f} e^{j\omega t} \} \quad (5)$$

여기서 $\{\bar{f}\}$ 는 位相差를 包含하고 있는 複素值이며 ω 는 起振力 角振動數, α 는 位相角이다. 定常振動만을 생각하면 應答의 振動數는 起振力의 振動數와 같으므로 變位는 다음과 같이 表示된다.

$$\{x\} = R_e \{ \bar{x} e^{j\omega t} \} \quad (6)$$

여기서 \bar{x} 는 位相差를 包含하고 있는 複素振幅이다.

(5), (6)式을 (4)式에 代入하여 整理하면

$$(-\omega^2 M + [K] + j\omega [C]) \{\bar{x}\} = \{\bar{f}\} \quad (7)$$

(7)式을 다시 쓰면

$$[Z] \{\bar{x}\} = \{\bar{f}\} \quad (8)$$

$$Z = -\omega^2 [M] + [K] + j\omega [C] \quad (9)$$

여기서 Z 는 機械的 임피던스 매트릭스이다.

(8)式을 다시 整理하여 複素振幅 $\{\bar{x}\}$ 를 求하면

$$\{\bar{x}\} = [Z]^{-1} \{\bar{f}\} \quad (10)$$

(10)式에서 임피던스 매트릭스 $[Z]$ 의 逆매트릭스 $[Z]^{-1}$ 은 計算上의 便宜를 위해 다음과 같이 變換한다.

(9)式에서

$$\left. \begin{aligned} [Z_R] &= [K] - \omega^2 [M] \\ [Z_I] &= \omega [C] \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

라고 놓으면

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

$$= \frac{1}{[Z_R] + [Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I]} - j \frac{[Z_I][Z_R]^{-1}}{[Z_R] + [Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I]} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} [Z]^{-1} &= [H] - j[L] \text{이라 놓으면} \\ [H] &= ([Z_R] + [Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I])^{-1} \\ [L] &= ([Z_R] + [Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I])^{-1}[Z_I][Z_R]^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

그러므로 (10)식은 다음과 같이 된다.

$$\{\bar{x}\} = ([H] - j[L])\{\bar{f}\} \quad (14)$$

여기서 (14)식에 複素起振力 $\{\bar{f}\}$ 를 代入한 다음 이 結果를 (6)식에 代入하면 變位 $\{x\}$ 를 求할 수 있다.

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 求하고 (13)式과 (14)式の 計算을 遂行한 다음 (14)式の 結果를 (6)식에 代入하여 縱變位 $\{x\}$ 를 求한다. 이들 計算은 電子計算機에 의하여 行한다.

4. 機械的 임피던스법에 의한 縱振動計算의 電算프로그램

本 프로그램은 FORTRAN IV에 의해 作成되었으며 FACOM U-300 電子計算機를 利用하였기 때문에 容量에 있어 制限을 받을 수 밖에 없었다. 따라서 다음 事項에 留意하였다.

(1) 計算對象

本 프로그램은 大形 2行程 船用디젤機關 推進軸系를 對象으로 하였으며 汽缸數는 單氣筒機關에서 9氣筒까지 可能하도록 하였다. 따라서 그 以上の 汽缸數를 갖는 경우에는 Dimension을 擴張하여야 한다.

(2) 入力資料

質量과 크랭크軸 剛生 및 推力變換率은 電算處理하여 別途로 入力시켰으나 減衰係數計算은 電算프로그램內에서 遂行하도록 하였다. 가스壓力에 의한 縱振動 起振力하모닉스係數는 B&W型 機關인 경우와 Sulzer型 機關인 경우에 각각 該當 機關製作會社의 하모닉스係數를 利用할 수 있도록 프로그램을 作成하였다. 또한 往復慣性

力에 의한 하모닉스係數는 往復質量과 連接棒比만 주어지면 計算되도록 하였다.

(3) 平均有效壓력과 機關出力

大形 2行程 船用디젤機關의 경우 指示平均有效壓力의 最高값은 現在 16 kgf/cm²을 超過하지 않으므로 最高값을 16kgf/cm²으로 하였고 MCR 以上에서는 一定한 것으로 보았다. 그리고 機關出力은 機關回轉數의 3乘에 比例하는 것으로 보고 計算하였으며 平均有效壓力은 回轉數의 제곱에 比例하는 것으로 보고 計算하였다. 그러나 機關製作者들이 提供하는 하모닉스係數를 利用할 경우에는 그에 따르는 平均有效壓力을 算定하여 計算한다.

(4) 固有振動數와 比振幅

機械的 임피던스법에 의한 定常振動振幅만을 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 計算을 行하였다.

(5) 縱振動的 變位 및 附加應力

크랭크軸에 있어서의 最大應力은 通常 크랭크암과 크랭크핀의 接續部 內側구석에서 發生하므로 크랭크軸의 각 스톱우에 대하여 縱振動 變位를 計算한 다음 그 값이 가장 큰 스톱우에 대하여 應力을 計算하도록 하였다. 여기서 크랭크핀 接續部의 附加應力은 크랭크에 걸리는 引張應力, 굽힘應力을 求한 다음 그 合을 求하고 여기에 接續部 應力集中係數를 곱하여 最大附加應力을 計算한다.

本 프로그램에서는 MCR의 0.2~1.2倍 範圍의 모든 回轉數에 대해 縱振動變位 및 最大附加應力을 計算하도록 하였다.

5. 供試디젤機關 推進軸系の 縱振動計算例

5.1 供試디젤機關과 軸系要目

(1) 機關 및 軸系要目

機 關 形 式 : B&W 5L80MCE
시 린 더 數 : 5

시린더直徑×行程: 80cm×259.2cm
 連接棒比: 0.415
 往復動重量: 12765kgf/cyl.
 連續最大出力: 16000ps×83rpm
 指示平均有效壓力: 14.26kgf/cm
 크랭크핀直徑: 896mmφ
 着火順序: 1-4-3-2-5

(2) 프로펠러 要目
 直徑: 790cm
 날개數: 4
 피치比: 0.74
 展開面積比: 0.40
 材質: Ni·Al·Br
 重量(附加水 60%包含): 55,520.0kgf

(3) 計算資料

| no | item | mass (kg·sec**2/cm) | shaft stiffness (kg/cm) | thrust conversion factor |
|----|--------------------------|------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| 1 | cylinder 1 | 0.2053000E 02 | 0.819958E 06 | 0.142 |
| 2 | cylinder 2 | 0.2493100E 02 | 0.169860E 07 | 0.186 |
| 3 | cylinder 3 | 0.2493100E 02 | 0.256706E 07 | 0.270 |
| 4 | cylinder 4 | 0.2428899E 02 | 0.169860E 07 | 0.186 |
| 5 | cylinder 5 | 0.2493100E 02 | 0.141580E 07 | 0.081 |
| 6 | thrust collar | 0.2508400E 02 | 0.116240E 09 | 0 |
| 7 | fly wheel | 0.4101939E 02 | 0.128490E 08 | 0 |
| 8 | coupling | 0.4793500E 02 | 0.230440E 08 | 0 |
| 9 | propeller | 0.8484200E 02 | — | 0 |
| | thrust bearing stiffness | 0.180000E 07 (kg/cm) | | |

5.2 固有振動數와 比振幅의 計算結果

固有値와 固有벡터를 算出하는 方法을 利用하

여 求한 供試디젤機關 推進軸系의 固有振動數와 比振幅은 다음과 같다.

(1) Natural frequency

| node | omega**2 | omega rad/sec | vib. per sec | vib. per min |
|------|---------------|---------------|--------------|--------------|
| 0 | 0.3564544E 04 | 59.70 | 9.50 | 570.13 |
| 1 | 0.1216504E 05 | 110.30 | 17.55 | 1053.24 |
| 2 | 0.4010866E 05 | 200.27 | 31.87 | 1912.45 |
| 3 | 0.9716037E 05 | 311.71 | 49.61 | 2976.57 |
| 4 | 0.1637294E 06 | 404.63 | 64.40 | 3863.98 |
| 5 | 0.2534781E 06 | 503.47 | 80.13 | 4807.75 |
| 6 | 0.3040997E 06 | 551.45 | 87.77 | 5265.98 |
| 7 | 0.9922245E 06 | 996.10 | 158.54 | 9512.11 |
| 8 | 0.7600888E 07 | 2756.97 | 438.79 | 26327.15 |

(2) Vibration mode

0 node vibration mode

| | | | |
|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 0.1000000E 01 | 0.9107515E 00 | 0.8200213E 00 | 0.7315991E 00 |
| 0.5606799E 00 | 0.3204271E 00 | 0.3222169E 00 | 0.3346487E 00 |
| 0.3390990E 00 | | | |

1 node vibration mode

| | | | |
|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 0.1000000E 01 | 0.6954170E 00 | 0.4242201E 00 | 0.1946523E 00 |
| -0.1861455E 00 | -0.6031343E 00 | -0.6159711E 00 | -0.7075859E 00 |
| -0.7407636E 00 | | | |

2 node vibration mode

| | | | |
|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 0.1000000E 01 | -0.4220936E 02 | -0.4864990E 00 | -0.6161157E 00 |
| -0.4586469E 00 | 0.5420294E 01 | 0.6081939E 01 | 0.1127010E 00 |
| 0.1322269E 00 | | | |

3 node vibration mode

| | | | |
|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 0.1000000E 01 | -0.1432671E 01 | -0.5639238E 00 | 0.5430368E 00 |
| 0.1461509E 01 | 0.6295335E 01 | 0.4557408E 01 | -0.1261306E 00 |
| -0.1963793E 00 | | | |

4 node vibration mode

| | | | |
|----------------|----------------|----------------|---------------|
| 0.1000000E 01 | -0.3099398E 01 | 0.2369837E 01 | 0.2220502E 01 |
| -0.3203833E 01 | -0.4747164E 00 | -0.4320452E 00 | 0.1852239E 00 |
| 0.4663266E 00 | | | |

5 node vibration mode

| | | | |
|----------------|----------------|---------------|----------------|
| 0.1000000E 01 | -0.5346457E 01 | 0.1148059E 02 | -0.5646976E 01 |
| -0.1106380E 02 | 0.3182018E 02 | 0.3109473E 02 | -0.1243218E 01 |
| -0.1861888E 02 | | | |

6 node vibration mode

| | | | |
|---------------|----------------|----------------|----------------|
| 0.1000000E 01 | -0.6613873E 01 | 0.1923055E 00 | -0.2046263E 02 |
| 0.8529047E 01 | -0.2359986E 01 | -0.2374298E 01 | -0.1425600E 00 |
| 0.1191998E 01 | | | |

7 node vibration mode

| | | | |
|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 0.1000000E 01 | -0.2410361E 02 | 0.3152913E 03 | -0.2498247E 04 |
| 0.2869452E 05 | -0.4352328E 06 | -0.3544329E 06 | 0.1526599E 07 |
| -0.5754052E 06 | | | |

8 node vibration mode

| | | | |
|---------------|----------------|---------------|----------------|
| 0.1000000E 01 | -0.2073816E 02 | 0.2410485E 04 | -0.1729341E 06 |
| 0.1835610E 08 | -0.2416284E 10 | 0.1479893E 10 | -0.5804394E 08 |
| 0.2151059E 07 | | | |

5.3 強制減衰縱振動 變位の 計算値와 實測値의 比較檢討

連續最大出力 回轉數의 0.2~1.2倍 範圍의 모든 回轉數에 대하여 計算한 各次數의 縱振動 變

位를 Fig.2에 보인다. 計算結果를 檢討하기 위하여 縱振動 變位の 計算値와 試運轉時에 計測한 振動變位를 FFT에 의해 調和分析한 實測値를 Fig.3에 보인다. 여기서 0節 5次, 0節 7次, 0節 10次에 대한 振變動位の 計算値와 實測値

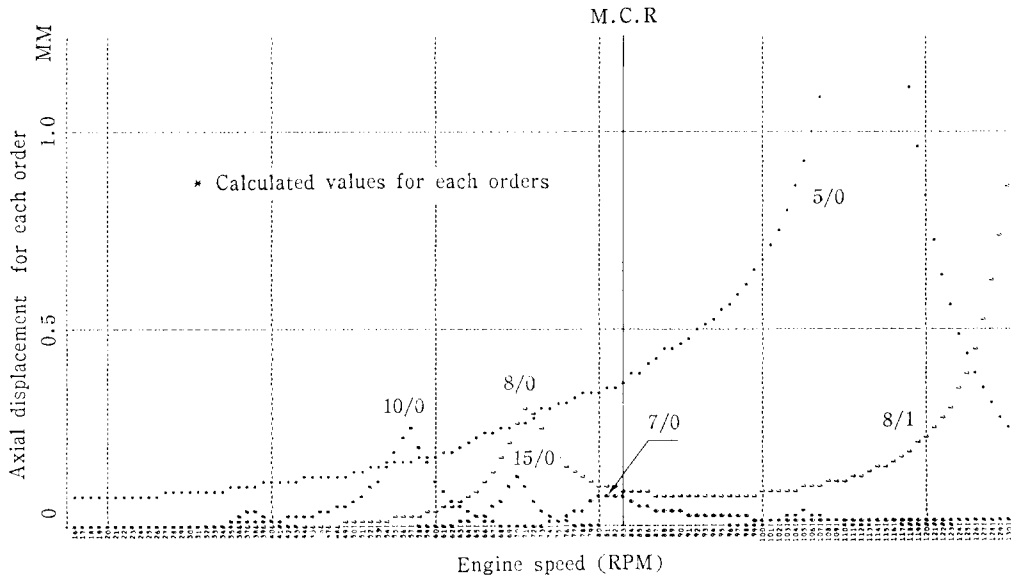


Fig. 2 Displacement of axial vibration for each order (5L80MCE)

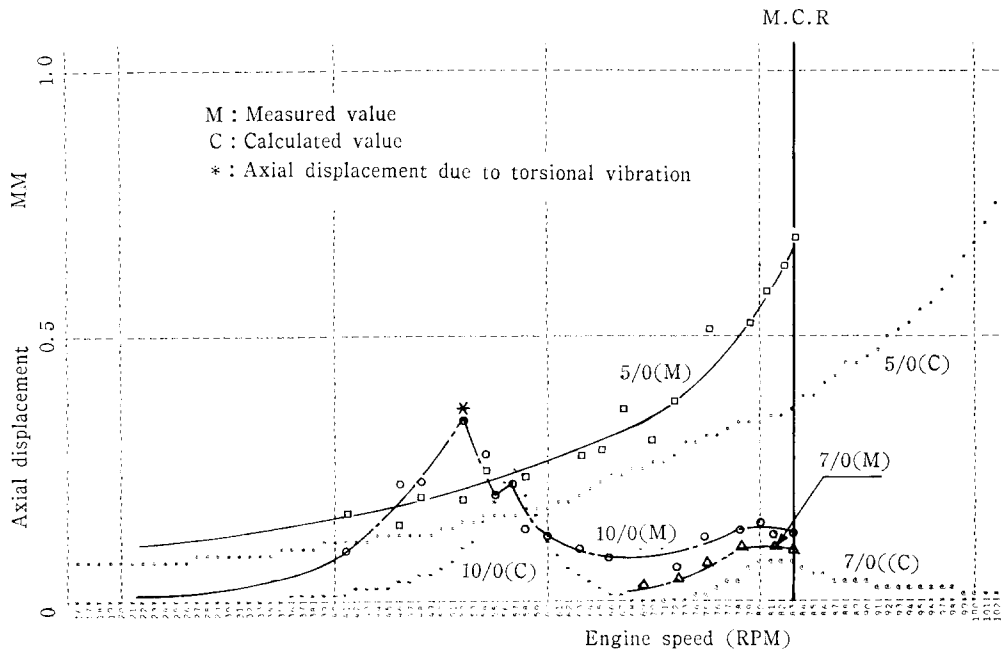


Fig. 3 Displacement of axial vibration at crankshaft fore-end(5L80MCE)

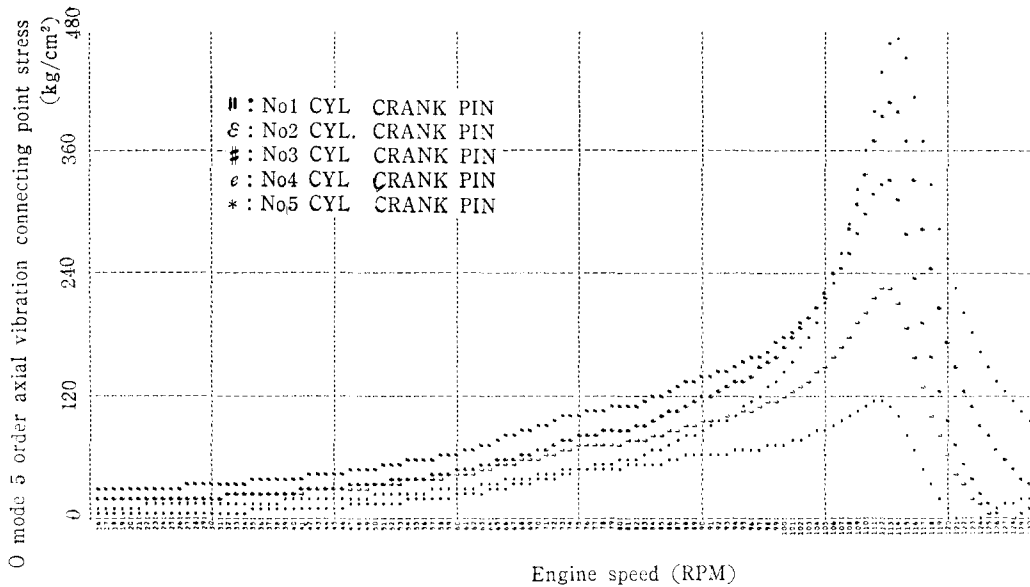


Fig.4 Calculated value of additional stress due to axial vibration(5L80MCE)

를 比較한 結果 그의 傾向들은 大體로 滿足스런 結果를 보여 주고 있다.

먼저 0節 5次를 살펴보면 낮은 回轉數에서는 計算値와 實測値가 잘 一致하고 있으나 MCR 附近에서는 그 값들의 差異가 漸漸 커짐을 알 수 있는데, 이것은 108 RPM에서 비틀림振動 1節 5次의 共振이 發生함에 따라 이에 誘發된 縱振動 變位の 影響으로 推定된다.

한편, 0節 10次에서는 52RPM 附近에서 實測値의 값이 아주 크게 나타나고 있는데 이것은 54RPM에서 發生하는 비틀림共振에 起因한 聯成 縱振動 變位の 影響이라 생각되며 實際로 0節 10次의 共振點이 57RPM에서 나타나고 있는데 이것은 實測値와 잘 一致하고 있음을 알 수 있다.

5.4 크랭크軸의 附加應力 計算結果

連續最大出力 回轉數의 0.2~1.2倍 範圍의 모든 回轉數에 대해서 0節 5次에서의 각 시린더 크랭크핀部의 接續部應力을 Fig.4에 보인다. 여기서 接續部 應力集中係數는 $\alpha=4$ 로 보고 計算을 行하였다. [21]

實測値가 없으므로 計算結束의 信賴度를 確認할 수는 없으나 推進軸系 縱振動으로 因한 安全

度를 點檢하는데 있어 매우 有益한 情報를 얻을 수 있을 것이다.

6. 結 論

지금까지 船用디젤機關 推進軸系の 強制減衰 縱振動 計算方法을 究明하고 이에 대한 電算프로그램을 開發한 結果 다음의 結論을 얻었다.

(1) 本 研究에서 開發한 電算프로그램으로 大形 2行程 船用디젤機關 推進軸系에 대하여 보다 合理的인 推進軸系 設計와 機關使用 禁止區域의 確定이 可能하고, 特別 從來의 Holzer法과는 달리 共振點 以外的 強制減衰縱振動 變位를 구할 수 있으므로 MCR附近에서 나타나는 非共振 變位도 設計段階에서 推定할 수 있게 된다.

(2) 實測結果와 計算結果의 傾向은 잘 一致하였으나 絕對値는 差를 보이고 있다. 이는 크랭크軸系 縱振動이 비틀림振動의 影響을 크게 받고 있는데 起因하는 것으로 推定되며 따라서 비틀림振動과의 聯成에 대하여 보다 詳細한 檢討가 必要하다.

(3) 비틀림振動과는 달리 縱振動의 境遇에는 크랭크암과 자아널과의 接續部에 큰 應力이 誘發되므로 앞으로 이 部分의 應力에 대한 實測과 더불어 計算한 應力値와의 比較 檢討가 必要하다.

위의 結果로서 本 研究에서 開發한 電算프로
그램은 船舶의 推進軸系 設計에 도움이 될 것으
로 思料된다.

參 考 文 獻

1. Dorey S.F., Strength of Marine Engine Shafting, Trans. NEC Inst., Vol. 55, pp. 203~294, 1939.
2. Draminsky P., et al., Axial-schwingungen von Kurbelwellen, MTZ, H. 2, 1942, S. 49~53.
3. Anderson G., et al., Axial Vibrations and Measurements of Stresses in Crankshaft, Int. Shipb. Prog., 1963/7.
4. Gugliemotti A., et al., Recherches Experimentales pour l'etude des Vibrations Axiales des Vileberquins, CIMAC Conference, 1962, pp. 633~692.
5. Johnson A., Machinery Induced Vibrations, Trans. Inst. Mar. Eng., 1963, pp. 121~167.
6. Van der Linden C. A. M., et al., The Axial Stiffness of Marine Diesel Engine Crankshafts Part I, Netherlands Ship Research Centre TNO, Report No. 103M, 1967, pp. 7~17.
7. Visser N., et al., The Axial Stiffness of Marine Diesel Engine Crankshafts Part I, Int. Shipb. Prog., Vol. 14. No. 160, pp. 452~466.
8. Schwanecke H., Gedanken zur Frage der hydrodynamischerregten Schwingungen des Propellers und der Wellenleitung, STG Jahrbuch, Bd. 57, S. 252, 1963.
9. Schuster S., Über den Einfluss des Propellers auf die Längs- und Drehschwingungen in der Wellenleitung, Schiff und Hafen, H. 6, 1961.
10. Thomsen P., Dynamische Modellmessungen bei Propellerschwingungen, Schiff und Hafen, Jahrgang 13, H. 2, 1961, S. 89.
11. Burrill L. C., et al., Virtual Mass and Moment of Inertia of Propellers, Trans of NEC Inst., Vol. 78, 1962, pp. 325~350.
12. Bradbury C. H., Crankshaft Torsional Vibration, Exposition on a Difficult subjects, Oil Engine and Gas Turbine, vol. 20, No. 235, 1953/1.
13. Draminsky P., Crankshaft damping, Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 159, pp. 416, 1948.
14. Ahid D. Nashif, et al., Vibration damping, John Wiley & Sons, pp. 117~188, 1985.
15. Lazan B. J., Damping of Materials and Members in Structural Mechanics, Pergamon, Press, 1968.
16. Kane J. R., McGoldrick R. T., Longitudinal Vibrations of Marine Propulsion Shafting Systems, Trans, SNAME, Vol. 57, 1949, pp. 193
17. Kerwin J. E., Lee C. H., Prediction of Steady and Unsteady Marine Propeller performance by Numerical Lifting-Surface Theory, SNAM E, 1978/11, 16~18, Presented at the Annual Meeting.
18. Van Manen J. D., Propeller excited vibratory forces in the shaft of a single screw tanker, Inter. Shipb. Pro., 1960.
19. 金極天·全孝重, 推進軸系振動, 大韓造船學會, 1974.
20. 全孝重·金義珩, 內燃機關크랭크軸系 縱振動에 관한 研究(第1報), 韓國船用機關學會誌 第5卷 第1號, 1981/4.
21. 金永柱·高長權·金義珩·全孝重, 內燃機關크랭크軸系 縱振動에 관한 研究(第2報), 韓國船用機關學會誌, 第6卷 第2號, 1982/10.
22. 全孝重·王之錫·金義珩, 船用디젤機關의 크랭크軸系 縱振動特性에 관한 研究, 韓國船用機關學會誌, 第7卷 第2號, 1983/10.
23. 全孝重·金義珩, 船用디젤機關軸系의 縱自由振動計算에 관한 研究, 韓國海洋大學船舶工學研究所 論文集, 第1輯, 1982/4.
24. 全孝重·金永柱, 船用디젤機關크랭크軸系의 縱振動起進力에 관한 研究, 韓國海洋大學 大學院 論文集, 第4輯, 1982.
25. 全孝重, 船舶動力傳達裝置, 釜山, 太和出版社, 1986.
26. 全孝重·津田公一, 船用往復內燃機關軸系縱ねじり連成自由振動의 理論的解析, 日本船用機關學會誌, 第4卷 第7號, pp. 401, 1969/9.
27. 全孝重, 船用往復內燃機關軸系縱ねじり連成強制振動의 理論的解析, 日本船用機關學會誌, 第5卷 第3號, pp. 217, 1970/3.
28. 漆原禎·井關義弘, 船用大形ディーゼル機關クランク軸系의 縱振動, 內燃機關, 4卷 7號, 1965/7.
29. 原三郎, 船用ディーゼル機關의 크랭크軸折損事故에 關連して考慮すべき諸問題. 日本船用機關學會誌, 第1卷 第1號, pp. 58, 1966/4.