

# 디젤機關 推進軸系 設計를 위한 電算프로그램 開發에 關한 研究

金 榮 滿\* · 全 孝 重\*\*

Developing a Computer Program for the Design of Marine Diesel  
Engine Shafting

Kim Youngman, Jeon Hyojung

## Abstract

For the designing propulsion shafting of ship, shaft diameters are usually calculated according to the Society's rules and other scantlings such as a shaft length, coupling and taper parts, etc., are decided according to calculated diameters. And then, the torsional vibration, the lateral vibration and shaft alignment should be reviewed to check whether the resonance points of torsional or lateral vibration appear within the normal operating speed range and the shaft alignment is reasonable. If the results of calculations are unsatisfactory, this process should be repeated until the final condition is determined and the process of this work takes much time to carry out.

To simplify the above tedious processes, authors have developed a computer program to fulfill the above design processes at once.

This program takes aim at reducing the manual calculating work associated with the propulsion shafting of ship. To confirm the availability of developed computer program, several propulsion shaftings which are driven by diesel engines, have been analysed.

The results calculated by authors developed computer program show comparatively good agreements with those of the actual propulsion shafting.

## 1. 序 論

船舶의 推進軸系를 設計할 경우 通常 船級協會의 規則에 따라 軸徑을 決定하고 軸徑에 따라 軸系의 諸치수를 決定한다. 그러한 다음 機關의 使用回轉數 範圍內에 비틀림 振動의 共振點이

存在하는 가를 檢討하고 共振點이 있을 때는 그로 인한 振動振幅과 附加應力을 推定하여 危險程度를 파악한다. 推定한 값이 規定値보다 클 경우 이들 共振點을 機關使用回轉數 밖으로 移動시키기 위하여, 또는 規定値보다 낮은 값으로 하기 위하여 通常 몇 번의 시행착오법에 의해

\* 正會員, 韓國船級協會

\*\* 正會員, 韓國海洋大學

軸系치수를 變更하거나 推進器나 플라이휠의 慣性모우멘트를 變更시켜 最適推進軸系の 諸치수를 決定하게 된다.

또한 軸系の 最適配置를 위하여 베어링의 位置, 베어링의 數, 베어링의 偏心量 및 베어링의 反力 등을 檢討하여야 한다. 특히 最近에는 船舶의 高出力化, 機關回轉數의 低下, 推進器 및 軸系の 치수가 增加하여 軸系設計 段階에서 軸系の 最適配置를 특별히 考慮하여야 한다. 여기에 추가하여 形便에 따라서는 推進軸系の 縱振動과 橫振動도 機關의 使用回轉數 範圍內에 共振點이 있는지 如否를 檢討하여야 한다.

以上の 軸系設計過程은 번거롭고 時間과 人力 낭비가 크기 때문에 이러한 設計過程을 電子計算機를 利用함으로써 時間과 人力을 절약하는 同時에 合理的인 推進軸系 設計를 圖謀하고자 한다.

本 論文에서는 推進軸系 諸치수의 決定, 크랭크 軸系를 包含하는 推進軸系の 비틀림 振動 計算과 許容附加應力, 軸系の 最適配置 및 橫振動을 檢討하고 이들을 計算하는 電算프로그램을 開發하고자 한다.

다만, 軸系縱振動은 주로 推力베어링과 크랭크 軸의 影響을 받으며 本 研究에서 다루는 推進軸系치수와는 直接的인 關係가 적기 때문에 考慮對象에서 除外하였다.

끝으로 開發된 電算프로그램을 利用하여 設計된 軸系の 諸치수와 實際의 軸系를 相互比較 檢討하여 새로이 開發된 電算프로그램의 効用성을 吟味하고자 한다.

## 2. 電算프로그램의 使用範圍

本 프로그램은 一般的으로 機關製作者가 提供하는 主機關 및 推力軸까지는 이미 決定된 것으로 前提하고 中間軸, 推進器軸으로 構成되는 軸系の 諸치수를 決定하는 프로그램이다. 따라서 主機關의 要目 및 推力軸까지의 비틀림 振動 및 軸系 最適配置計算을 위한 資料는 初期入力資料로서 提示되어야 한다.

推進器設計가 完成된 경우에는 質量慣性모우멘트 및 推進器 무게 등의 資料를 入力으로 利用할 수 있으나 推進器가 아직 決定되지 않은 경

우에는 프로그램內에서 略算式에 의하여 計算하도록 하고 비틀림 振動的 檢討에 있어 固有振動數 變更을 위한 考慮對象으로 하지는 않는다.

軸系가 分岐를 갖는 경우는 考慮하지 않았으며 V型 機關의 경우도 考慮하지 않았으나 豫備計算을 行하면 프로그램 利用이 可能하다. 비틀림 振動 計算時 軸自體의 質量은 無視하였고 中間軸을 通하여 驅動되는 補機 등은 考慮對象에서 除外하였다.

軸系の 最適配置計算은 軸의 分割數를 最高 59個까지 나눌 수 있도록 하고, 軸의 材料는 鍛鋼과 靑銅(슬리브)에 限하였으며 鍛鋼의 比重량은  $0.0078\text{kg/cm}^3$ , 縱彈性係數는  $2.1 \times 10^6 \text{kg/cm}^2$ 로 取한다.

推進器軸에는 베어링이 2個 있는 경우만 考慮하였으며 이들 두 베어링의 偏心量은 0으로 한다. 推力軸 및 主機關의 베어링은 모두 같은 偏心量을 갖는 共通 台板으로 생각하였다.

## 3. 軸系の 設計基準

### 3.1 軸徑의 決定

初期 推進軸系の 軸徑決定은 韓國船級協會 規則을 利用하였다<sup>1)</sup>. 1983年版 規則은 I. A. C. S. (International Association of Classification Societies, 國際船級協會聯合會)의 統一規則을 採用했기 때문에 日本海事協會를 除外하고는 大部分의 先進國 船級協會 規則을 滿足시킬 것이다.

韓國船級協會 規則에 의하면 中間軸의 지름  $d$ 는 다음 算式에 의한 값 以上이어야 한다고 되어 있다.

$$d = F \cdot K_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \times K_2 \times \frac{57.1}{(\sigma_1 + 16.3)} \text{ (mm)} \quad (1)$$

여기서,  $P$ =機關의 連續最大出力時의 軸 出力

$n$ =軸의 連續最大出力時의 回轉數

$F$ =推進機關의 型式에 따른 係數

디젤機關 : 100

기타 機關 : 95

$\sigma_1$ =材料의 最少引張強度( $\text{kg/mm}^2$ )

$K_1$ =軸의 設計特性에 의한 값

Table.1 K<sub>1</sub> Factors

For intermediate shafts with				
Integral coupling flanges	Shrinkage fit couplings	Keyways	Radial bores, transverse holes	Longitudinal slot
1.00	1.00	1.10	1.10	1.20

K<sub>2</sub>=換算係數로서 出力 P의 單位가 kw일 때 1.0, PS일 때 0.735

韓國船級協會 規則에 의한 推進器軸의 直徑 d<sub>p</sub>의 算式은 다음과 같다.

$$d_p = 100 \times K_3 \sqrt{\frac{P}{n}} \times K_2 \times \frac{57.1}{(\sigma_t + 16.3)} \quad (\text{mm}) \quad (2)$$

여기서, P, n, K<sub>2</sub> 및 σ<sub>t</sub>는 中間軸의 경우와 同一함.

K<sub>3</sub>=軸의 設計特性에 關한 係數

위의 算式에 의한 값에 3mm의 여유를 주어 初期軸徑을 決定하고<sup>2)</sup>, 비틀림 振動을 檢討한 후 5mm씩 軸徑을 增加시켜 비틀림 振動이 規則을 滿足시키는 범위에서 最終軸徑을 決定한다. 이 경우 推進器軸徑의 增加는 限界를 두었다.

이는 造船所 關係에 따를 경우 推進器軸의 最終치수가 決定되기 前에 略算에 의하여 船尾骨材의 寸數(보스)가 決定되기 때문이다. 그 以上

Table.2 K<sub>3</sub> Factors

Lubricating method		Propeller fixing method		
		Keyed	Keyless fitting by shrinkage fit	Flanged
Oil lubricated with approved type of oil sealing device		1.26	1.22	1.22
Water lubricated	For kind 1 shaft	1.26	1.22	1.22
	For kind 2 shaft	1.29	1.26	1.25

의 軸徑의 增加는 中間軸만 對象으로 한다.

軸커플링 보울트의 피치円徑은 實際 中間軸徑의 1.6倍<sup>3)</sup>, 實船統計에 의하여 組立形 커플링의 경우 허브徑은 실제 軸徑의 1.5倍로 하고 길이는 軸직徑의 2倍로 하였다. 커플링의 外徑은 實際 軸徑의 2倍로 하였으며<sup>3)</sup> 中間軸의 경우 베어링 저어널部 徑은 實際軸徑에 5mm의 여유를 주었다<sup>2)</sup>. 推進器軸의 커플링形式은 軸徑이 280mm 以下는 組立式 커플링으로 하고 그 以上은 一體式

으로 하였다. 軸커플링 핀렛半徑은 軸徑의 0.16 倍<sup>4)</sup>, 軸 커플링의 두께는 커플링 보울트의 實際 徑에 3mm를 加한 값으로 한다<sup>3)</sup>. 推進器軸의 推進器 壓入部 데이퍼의 길이를 軸徑의 2倍로 잡고 1/10, 혹은 1/12의 데이퍼에 따라 小端部의 徑을 定하였다.

軸커플링 보울트의 數는 다음 Table.3에 의하여 決定하였다<sup>5)</sup>.

軸커플링 보울트徑은 規則에 의한 값보다 3mm

Table.3 Number of coupling bolts

Number of bolts	6	8	10	12
Shaft Dia. (mm)	up to 300	up to 400	up to 550	550 and above

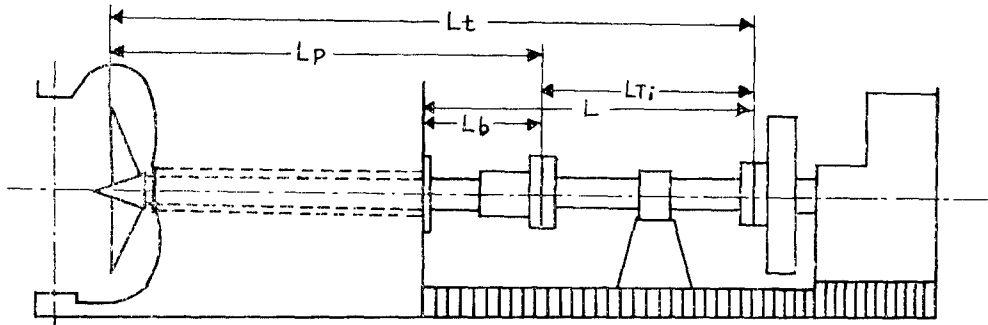


Fig. 1 Length of shafting

여유를 주었다<sup>6)</sup>.

3.2 軸 길이의 決定

Fig. 1에서와 같이 中間軸 先端에서 推進器軸 後端까지의 거리 ( $L_t$ )와 後部 격벽에서 中間軸 先端까지의 거리 ( $L$ )는 初期에 圖面으로 부터 얻을 수 있다. 推進器軸徑이 280mm 미만인 경우 後部 격벽으로부터 推進器軸 前部 커플링까지의 길이 ( $L_b$ )는 製造者가 提供한 다음 값을

基準으로 한다.

推進器軸徑 280mm 以上은  $L_b=700$ mm, 320mm 以上은  $L_b=750$ mm, 350mm 以上은 軸徑의 2倍로 하였다. 따라서 中間軸 全體의 길이 ( $L_{Ti}$ )는

$$L_{Ti} = L - L_b \text{ (mm)} \quad (3)$$

가 되므로 各 中間軸의 길이는 船尾機關船의 경우 軸實徑의 12倍, 中央機關船의 경우는 軸實徑의 20倍를 基準으로 하여 全體 中間軸 길이 ( $L_{Ti}$ )

Table. 4 Length of  $L_b$

Shaft Dia. (mm)	110 and above	140 and above	160 and above	180 and above	200 and above	220 and above	250 and above
$L_b$ (mm)	515	615	700	770	820	890	975

에 대한 各 中間軸의 길이를 決定하고 中間軸의 個數를 정한다. 中間軸 베어링 저어널部の 길이는 베어링 저어널部 徑의 1.2倍로 한다<sup>7)</sup>. 推進器軸 船尾테이퍼部 大端部에서 後部베어링 後端까지의 거리 ( $L_v$ )는 油潤滑式 베어링의 경우

實船의 값을 參考하여 다음과 같이 정하였다.

海水潤滑의 경우는 均一하게 180mm로 하였다. 後部베어링의 길이는 船級規則에 따랐으며 前部 베어링의 길이는 實際軸徑의 0.8倍로 한다<sup>7)</sup>.

Table. 5 Length of  $L_v$

Shaft Dia. (mm)	up to 300	up to 500	up to 600	up to 800	up to 900
$L_v$ (mm)	d	1.25d	1.4d	1.6d	2d

d: actual shaft diameter

3.3 베어링數의 決定

앞서 언급한 바와 같이 推進器軸의 경우 베어링數는 前·後部베어링 2個로 한다. 中間軸 支持 베어링數의 決定은 다음식을 基準으로 하여 定하였다<sup>8)</sup>

$$\frac{L_a}{22 \times d} < N < \frac{L_a}{16 \times d} \quad (4)$$

여기서,  $d$ =軸徑(mm)

$N$ =必要한 베어링數

$L_a$ =推力軸 後部 베어링 支點에서 中間軸 先端까지의 거리(mm)

本 프로그램에서는 推進器軸 베어링이 2個 있는 경우를 考慮하였으므로 必要한 中間軸의 베어링數는 船尾管内 前部베어링을 뺀  $N-1$ 個가 된다.

(2) 베어링 位置의 決定

推進器軸 後部베어링의 支持點은 베어링後端에서 實際 推進器軸徑의 1/2倍되는 位置에 定하였다<sup>10)</sup>. 推進器軸 前部베어링의 支持點은 베어링의 1/2되는 點을 支持點으로 定하였다. 中間軸은 베어링이 1個 있는 경우 中間軸의 中心에서 약간 前部로 치우치도록 베어링의 支持點을 定하여 推進器軸을 船內로 發출할 경우를 고려하였다. 中間軸 前後에 베어링이 있는 경우는 軸의 前後端에서 軸길이의 0.211倍되는 位置에 베어링 支持點을 定하였다<sup>9)</sup>.

4. 軸系振動 및 最適配置의 檢討

4.1 비틀림 振動의 計算

4.1.1 計算方法

固有振動數의 計算은 몇가지 方法이 있으나 本 프로그램에서는 Holzer 表의 方法에 의하여 計算하도록 하였고 強制振動의 振幅은 에너지法에 의하여 計算하도록 하였다.

(1) 起振에너지의 計算

크랭크軸에 비틀림 振動을 일으키는 外部토크는 실린더內의 가스壓力, 피스톤 및 連接棒 往復質量慣性에 의한 토크이다. 이들 強制토크는 週期함수이므로 Fourier 級數로 전개할 수 있다. 지금  $i$ 次의 調和成分의 振幅을  $Q_i$ 라 하면

$$Q_i = C_i \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \cdot R \text{ (kg} \cdot \text{cm)} \quad (5)$$

여기서,  $C_i = i$ 次의 하아모닉係數

$D =$  실린더 直徑

$R =$  크랭크 半徑

따라서 高調波토크  $q_i = Q_i \cdot \sin(\pi t + \varphi)$ 가 되고 이 高調波 토크가  $\theta = \theta_0 \cdot \sin \omega t$ 의 調和振動을 하고 있는 軸에 作用할 때 1사이클當의 일  $W_i$ 는

$$W_i = \pi \cdot Q_i \cdot \theta_0 \cdot \sin \varphi \quad (6)$$

計算하려고 하는 振動狀態는 共振時이므로

$$\left(\varphi = \frac{\pi}{2}\right)$$

$$W_i = \pi \cdot Q_i \cdot \theta_0 \quad (7)$$

多실린더機關의 경우는

$$W_i = \pi \cdot Q_i \cdot \sum \theta_{i0} \quad (8)$$

가 된다.

여기서,  $\theta_{i0} =$  각 실린더의 벡터합

本 프로그램에서 하아모닉계수 ( $C_i$ ) 값은 英國船級協會 規則의 값을 利用하도록 하였다<sup>11)</sup>.

(2) 減衰에너지의 計算

本 프로그램에서 減衰에너지는 機關減衰, 히스테리시스 減衰 및 推進器에 의한 減衰로 분하여 계산하였다.

① 機關減衰에 의한 1 사이클當에 消費되는 減衰에너지  $W_E$ 는

$$W_E = 2\pi \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 \cdot \theta_1^2 \cdot \sum_{i=1}^n (J_i \cdot a_i^2) \text{ (kg} \cdot \text{cm/cycle)} \quad (9)$$

여기서,  $a_i =$  크랭크先端 質點에 對한 실린더의 比振幅

$J_i =$  각 실린더의 慣性모우멘트

$\varepsilon =$  減衰比 (= (減衰係數) / (臨界減衰係數))

$\theta_1 =$  크랭크先端의 振幅

$\omega =$  固有角振動數

本 프로그램에서는  $\varepsilon$ 의 값으로 0.013을 取했다<sup>12)</sup>.

② 히스테리시스 減衰에너지는 다음 式을 利用하였다.

$$W_H' = 7.773 \times 10^{-9} \cdot \frac{\pi}{8} \sigma^2 \cdot d \cdot l \text{ (kg} \cdot \text{cm/cycle)} \quad (10)$$

여기서,  $d = D \cdot \sqrt[4]{\frac{l}{L}}$

$L =$  等價 길이

$D =$  等價軸徑

$l =$  實際軸의 길이

$\sigma =$  히스테리시스 減衰를 計算할 곳의 應力

軸의 各 斷面區分에 대한 히스테리시스 減衰 에너지  $W_H$ 는

$$W_H = \sum W_H' \cdot \theta_1^2 \text{ (kg} \cdot \text{cm/cycle)} \quad (11)$$

③ 推進器 減衰에너지  $W_p$ 는 다음式으로 주어진다.

$$W_p = C_p \cdot \pi \cdot \omega \cdot a_p^2 \cdot \theta_1^2 \text{ (kg} \cdot \text{cm/cycle)} \quad (12)$$

여기서,  $C_p$  = 추진기의 減衰係數

$a_p$  = 추진기에서의 比振幅

$\theta_1$  = 크랭크軸 先端의 振幅(rad)

추진기의 傳達馬力은 回轉數의 3乘에 比例하고 또한 回轉數와 토크의 相乘積에 比例하므로 推進器 토크는 回轉數의 2乘에 比例한다.

$$T = K \cdot n^2 = K' \cdot \omega^2 \quad (13)$$

여기서,  $T$  = 每秒回轉數  $n$ 에 對한 平均推進器 토크(kg·cm)

$$\omega = 2\pi \cdot n$$

$K, K'$  = 推進器 固有의 定數

비틀림 振動을 할 경우는 回轉速度가 急變하고, 또한 推進器의 슬립이 크므로 回轉數의 2乘에 比例한다고 볼 수 없고 보다 큰 指數  $Z$ 에 따라 變하며  $T$ 는

$$T = K_1 \cdot n^Z \quad (14)$$

로 된다. 비틀림 振動에 對한 推進器 減衰係數는 推進器 瞬間速度에 對한 토크 變動率로서 주어지므로

$$C_p = \frac{dT}{d\omega} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{dT}{dn} \quad (15)$$

(14)式을 (15)式에 代入하여 整理하면

$$\begin{aligned} C_p &= \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{d(K_1 \cdot n^Z)}{dn} = \frac{Z}{2\pi} \cdot \frac{T}{n} \\ &= \frac{60}{2\pi} \cdot Z \cdot \frac{T}{N} = 9.55 \cdot Z \cdot \frac{T}{N} = \alpha \frac{T}{N} \quad (16) \end{aligned}$$

여기서,  $N$  = 推進器의 每分回轉數

係數  $\alpha$ 에 對한 값으로서 Lewis와 Taylor의 模型推進器 特性을 基礎로 하여 本 論文에서는 33.5를 取하였다<sup>12)</sup>.

以上の 結果를 式(12)에 代入하여 정리하면

$$W_p = 2.356 \times 10^4 \times \frac{i \cdot P_B \cdot \alpha \cdot a_p^2 \cdot \theta_1^2}{N} \quad (17)$$

(kg·cm/cycle)

여기서,  $i$  = 危險振動數의 次數

$P_B = N(\text{RPM})$ 에 있어서의 出力(BHP)

(3) 크랭크軸 先端振幅의 計算

危險速度에 있어서의 振幅은 에너지法에 의하여 式(8), (9), (11) 및 (17)에서

$$W_i = W_E + W_H + W_P \quad (18)$$

따라서 크랭크軸의 先端振幅  $\theta_1$ 은

$$\theta_1 = \frac{\pi \cdot Q_i \cdot \sum a_i}{\left\{ 2\pi \cdot G \cdot \omega^2 \sum J_i \cdot a_i^2 + \sum W_H' \right.} \quad (19)$$

$$\left. + 2.356 \times 10^4 \times \frac{i \cdot P_B \cdot \alpha \cdot a_p^2}{N} \right\} \quad (\text{rad})$$

(4) 振動 附加應力의 計算

軸系 質點間의 相對的 비틀림角을  $\theta'$ (rad), 軸의 비틀림剛性을  $K$ (kg·cm/rad)라 하면 軸의 方向모우멘트, 즉 비틀림 모우멘트  $M = K \cdot \theta' = J \cdot \omega^2 \theta'$ (kg·cm) 實際軸의 極斷面係數를  $Z_p$ 라 하면 비틀림應力  $\tau$ 는

$$\tau = \frac{K \cdot \theta'}{Z_p} = \frac{J \cdot \omega^2 \cdot \theta'}{Z_p} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad (20)$$

最大 비틀림 모우멘트는 節點에 생기므로 軸端에서의 振幅이 1 rad일 때 Holzer表에서 最大 토크  $\sum J \omega^2 \theta$ 를 求하고 이로부터 軸端에서 振幅이  $\theta_1$ 일 때의 附加應力  $\tau$ 를 求하면

$$\tau = \frac{\sum J_i \cdot \omega^2 \cdot a_i \cdot \theta_1}{Z_p} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad (21)$$

이 된다.

#### 4.1.2 附加應力의 許容限度

(1) 主軸系의 使用回轉數 範圍內의 許容限度

비틀림 振動 附加應力의 許容限度를 定하기 위하여는 材料의 疲勞破壞와 降伏破斷을 檢討하여야 한다. 지금 連續最大出力時에 어떤 軸에 作用하는 비틀림應力을 平均應力  $\tau_m$ , 應力振幅  $\tau_d$ 라 하면 그 軸이 疲勞와 降伏에 對하여 各各 安全하기 위해서

는 Fig. 2에서 보이는 耐久線圖로부터 다음의 式(22) 및 (23)을 모두 만족할 必要가 있다.

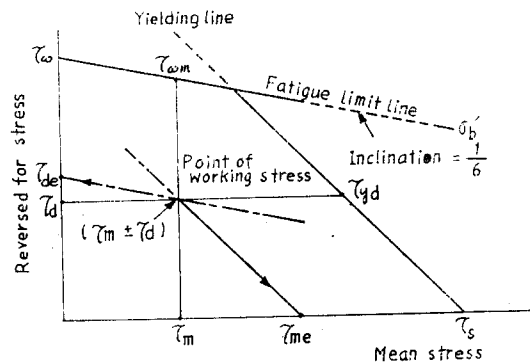


Fig. 2 Relationship between working stress and endurance diagram

$$\tau_{\omega m} > \tau_d \quad (22)$$

$$\tau_{yd} > \tau_m \quad (23)$$

여기서,  $\tau_{\omega m}$  = 平均應力  $\tau_m$ 이 作用할 경우의 비틀림 疲勞限度

$\tau_{yd}$  = 應力振幅  $\tau_d$ 가 作用하는 경우의 비틀림 降伏強度

여기서 다루기 간단하게 하기 위하여 應力을 兩振 비틀림應力(reversed torsional stress)( $\tau_m = 0$ )과 平均 비틀림應力으로 變換하여 생각하면 Fig. 2의 線圖로부터 上式은 式 (24) 및 (25)로 表示된다.

$$\tau_{\omega} > \tau_{de} = \tau_d + \frac{\tau_w}{\sigma_b} \tau_m \div \tau_d + \frac{\tau_m}{6} \quad (24)$$

$$\tau_y > \tau_{me} = \tau_d + \tau_m \quad (25)$$

여기서,  $\tau_{\omega}$  = 兩振 비틀림 疲勞限度

$\tau_y$  = 비틀림 降伏強度

$\sigma_b'$  = 軸의 引張破斷強度

$\frac{\tau_w}{\sigma_b} \div \frac{1}{6}$  (Fig. 2 참조)

그러나 式(24) 및 (25)에 있어서 左右項의 差는 許容附加應力을 뜻하므로 이것을 各各  $f_c, f_t$ 라 하면 式(26)과 (27)을 얻는다.

$$\tau_{\omega} = \tau_{de} + f_c \quad (26)$$

$$\tau_y = \tau_{me} + f_t \quad (27)$$

여기서,  $f_c$  = 疲勞를 考慮한 경우 許容할 수 있는 最大附加應力

$f_t$  = 降伏을 考慮한 경우 許容할 수 있는 最大附加應力

한편 機關의 任意 回轉數에 있어서 토크 및 토크變動率을 各各  $T$  및  $Y$ 라 하고  $Y$ 는 回轉數에 의하여 變하지 않는다고 보면 비틀림應力은 다음 式으로 表示되고 平均應力, 變動應力 모두 回轉比의 제곱에 比例하게 된다.

$$\tau = \frac{T \cdot (1+Y)}{Z_T} = \frac{K \cdot P \cdot (1+Y)}{N \cdot Z_T}$$

$$= K \cdot \frac{P_n \cdot (1+Y)}{Z_T \cdot N_n} \cdot \left(\frac{N}{N_n}\right)^2 = \tau_m \cdot r^2 \quad (28)$$

여기서,  $P$  = 任意的 回轉數  $N$ 에 있어서의 出力(PS)

$N$  = 任意的 回轉數(R. P. M)

$P_n$  = 連續最大出力 (PS)

$N_n$  = 連續最大出力時의 回轉數

$Z_T$  = 비틀림 斷面係數

$K$  = 定數

$Y$  = 回轉比  $\left( = \frac{N}{N_n} \right)$

$\tau_m$  = 連續最大出力時의 비틀림應力

이 關係를 式(26) 및 (27)에 代入하면 最終的으로 任意的 回轉數에 있어서 許容應力은 式(29)와 (30)으로 表示된다.

$$f_c = \tau_{\omega} - \tau_{de} \cdot r^2 \quad (29)$$

$$f_t = \tau_y - \tau_{me} \cdot r^2 \quad (30)$$

이 式이 連續最大回轉數 以下의 範圍에 대한 許容附加應力限度의 基準式이다.

① 附加應力이  $f_c$ 를 넘지 않는 回轉數에서는 連續使用하여도 疲勞破壞를 發生할 危險이 없다.

② 附加應力이  $f_t$ 를 넘는 回轉數에서 使用하면 降伏을 일으킬 念慮가 있다. 따라서 되도록 이 부근을 빨리 通過하거나 使用을 금지할 必要가 있다.

③ 附加應力이  $f_c$ 와  $f_t$  사이에 있다는 것은 時間疲勞를 뜻하므로 이와 같은 附加應力을 일으키는 回轉數에서는 連續使用을 避할 必要가 있다.

各種 軸의 耐切效果 大部分의 疲勞強度를 求해 보면 Table. 6과 같다<sup>13)</sup>.

Table. 6 中の  $f_m$ 은 引張強度가 45kg/mm<sup>2</sup> 보

Table. 6  $\tau_w$  for various shafts

Kind of shaft	$\tau_w$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Intermediate shaft (for shaft coupling part)	7.1 $f_m$ (4.6 $f_m$ )*
Thrust shaft (for shaft coupling part)	7.1 $f_m$
Propeller shaft (for tapered large end part)	4.6
Crank shaft (for oil hole part of pin or journal)	4.6 $f_m$

(\*) marked is applicable to built-up coupling

다 큰 引張強度를 갖는 材料에 대한 疲勞強도의 增加率로서 다음 式으로 表示된다.

$$f_m = \frac{45 + \frac{2}{3} \cdot (\sigma_t - 45)}{45} \quad (31)$$

여기서,  $\sigma_t$  = 材料의 引張強度

다만, 부식피로에 대하여는 引張強度에 關係 없이 一定值를 갖는다고 생각되므로 推進器軸에 대하여는  $f_m = 1$ 로 取한다.

中間軸과 이것을 基準으로 하는 推力軸, 推進

器軸에 作用하는 應力은 Table.7과 같다. 크랭크軸에 대하여는 비틀림에 대한 應力集中 最大部分이 軸平行部의 油孔이므로 軸平行部의 應力을 檢討하여 Table.7과 같이 推定하였다<sup>13)</sup>. 다만, 여기서 作用應力은 改定前의 韓國船級協會 規則을 基準으로 한 것인데 今般 制定된 IACS 統一規則의 作用應力에 대한 內容이 보고되지 않아 부득이 舊規則의 基準應力을 利用하였으나 IACS 統一規則의 基準應力보다 낮기 때문에

Table.7 Working stress for various shafts

Kind of shaft		$\tau_{ds}$ (kg/mm <sup>2</sup> )	$\tau_{ms}$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Intermediate shaft		4	7.25
Thrust shaft		4	7.25
Propeller shaft		2.3(2.8)	4.2(5.5)
Crankshaft	4L, 4V45, 60	2.5	3
	2L, 2V, 4V 405, 420	3	5

Note : 1. Values of ( ) indicate stress on shaft coupling  
 2. 4L : 4 cycle inline engine, 4V45 : 4cycle V type engine, V angle 45°  
 3. 2L : 2 cycle inline engine, 2V : 2 cycle V type engine

Table.8  $f_c$  and  $f_t$  for various shafts having integral coupling flange

Kind of shaft		$f_c$ (kg/mm <sup>2</sup> )	$f_t$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Intermediate shaft		$(7.1 - 4r^2)f_m$	$(11 - 7.25r^2)f_m'$
Thrust shaft		$(7.1 - 4r^2)f_m$	$(11 - 7.25r^2)f_m'$
Propeller shaft		$4.6 - 2.3r^2$	$11 - 4.25r^2$
Crankshaft	4L, 4V45, 60	$(4.6 - 2.5r^2)f_m$	$(11 - 3r^2)f_m'$
	2L, 2V, 4V405, 420	$(4.6 - 3r^2)f_m$	$(11 - 5r^2)f_m'$

Note :  $f_m'$  : material coefficient for torsional yield point  
 $f_m' = f''/f'$   
 $f'$  : yield point of material having a tensile strength of 45 kg/mm<sup>2</sup>  
 $f''$  : yield point of material

設計上 安全하다.

以上の 結果를 式(29) 및 (30)에 代入하면 一體式 커플링을 갖는 各種 軸에 대한  $f_c$  및  $f_t$ 는 Table. 8과 같다<sup>13)</sup>.

(2) 軸系의 過負荷 回轉範圍에 對한 附加應力의 허용한도

船級協會 鋼船規則에서는 軸의 強度를 連續最大出力時를 基礎로 하여 定하고 있다. 그러나 實際에 있어서는 경우에 따라 부득이 단시간 過

負荷運轉하는 것은 認定하지 않을 수 없다. 또한 황천항해시에 프로펠러回轉이 變化하고 순간, 또는 단시간 過回轉으로 되는 일도 있다. 그러나 後者의 경우 토오크는 減少한다. 그러나 어떠한 경우에도 過速度 调速機에 의하여 連續最大回轉數(N)의 1.15배를 넘을 수는 없다. 따라서 過回轉에 對해서도 1.15N까지의 回轉에 대하여 비틀림振動의 許容應力을 檢討할 必要가 있다. 過回轉 범위에 대한 附加應力의 許容限度는 回轉比  $r=1$  ( $r=N'/N$ ,  $N'$ 는 任意의 回轉數)



Table.9 Values of A, B, C

Kind of shaft		A	B	C
Intermediate and thrust shaft		3.1	4.0	3.1
Propeller shaft		2.3	2.3	3.5
Crankshaft	4L, 4V 45, 60	2.1	2.5	3.4
	2L, 2V, 4V405, 420	1.6	3.0	3.0

부근에서는 疲勞限度를,  $r=1.15$  부근에서는  $10^6$ 의 時間疲勞를 考慮에 넣어서 다음 式으로 表示된다.

$$\left. \begin{aligned}
 f &= A + B\sqrt{r-1} & (1 \leq r \leq 1.03) \\
 f &= f_{(r=1.03)} + \frac{c-f_{(r=1.03)}}{0.12}(r-1.03) & (1.03 < r \leq 1.15)
 \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

定數 A, B, C의 값은 Table. 9와 같다<sup>13)</sup>.

#### 4.2 橫振動의 檢討

Panagopulos는 推進器軸을 船尾管 後端베어링과 中間軸 最後部베어링만으로 支持되어 있는 것으로 보고(船尾管 前部베어링無視) 振動 變形曲線으로서의 推進器에 一定한 굽힘 모우멘트가 作用하였을 때의 靜的 變形曲線을 取하였으며 여기에 軸의 分布質量에 對한 補正을 넣어서 推進軸系 橫振動의 固有振動數를 다음과 같이 計算하였다.

$$f = \frac{30}{\pi} \left[ EI / \left\{ J_d \left( b + \frac{l}{3} \right) + mb^2 \left( \frac{b}{2} + \frac{l}{3} \right) + \mu \left( \frac{b^4}{3} + \frac{lb^3}{9} + \frac{7l^4}{300} \right) \right\} \right]^{1/2} \quad (33)$$

여기서,  $f$ =軸의 橫固有振動數

$E$ =縱彈性係數(鍛鋼의 경우  $2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ )

$I$ =軸의 2次모멘트  $\text{cm}^4$

$J_d$ =推進器의 直徑에 對한 質量慣性 모우멘트(물의 附加質量 慣性效果 60%加算) ( $\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{sec}^2$ )

$b$ =推進器 날개의  $0.7R$ ( $R$ 은 推進器 半徑)의 點으로부터 推進器軸 中心에 내린 수선의 交點과 船尾管

內 支點과의 距離

$l$ =船尾管內 支點과 最後部베어링 支點과의 距離

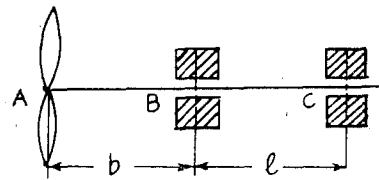


Fig. 3. Calculation model of Panagopulos formula

最近에 이르러 S. Hayama는 Panagopulos의 式을 力學的으로 嚴正하게 修正한 修正 Panagopulos의 式을 發表하였는데 이 式은 다음과 같고 각 기호가 뜻하는 바는 式 (33)과 같다.

$$f = \frac{30}{\pi} \left[ EI \left( b + \frac{l}{3} \right) / \left\{ J_d \left( b + \frac{l}{3} \right)^2 + mb^2 \left( \frac{l}{2} + \frac{l}{3} \right)^2 + \mu \left( \frac{b^6}{20} + \frac{lb^4}{12} + \frac{l^2b^3}{27} + \frac{2l^5}{945} \right) \right\} \right]^{2/1} \quad (34)$$

本 프로그램에는 이 修正 Panagopulos의 式을 利用하였다<sup>14)</sup>.

위의 結果로부터 連續最大出力時 回轉數의 1.2 倍의 範圍內에 共振回轉數가 있는지를 檢討한다.

#### 4.3 軸系最適配置의 計算

近來 推進軸系 配置에 關한 設計方法에서의 一般의인 특징은 종래의 慣習과는 달리 베어링數를 되도록 적게 하고 소위 自然曲線에 軸系 變形曲線이 오도록 함으로써 軸系全體가 유연성을 갖고 安全하도록 하여 施工上의 誤差로 인한 影響을 되도록 줄이는 點에 있다. 또한 軸系의

中心線을 증진과 같이 一直線上에 오도록 하지 않고 베어링의 수직방향 位置에 變化를 주는 것은 베어링에 걸리는 荷重配分을 되도록 고르게 하여 베어링의 異常磨滅과 過熱, 海水나 潤滑油 누설을 줄이는데 있다.

本 프로그램에서는 軸要素의 連續系에 古典的인 方法인 三連모우멘트 定理과 모우멘트-面積法을 適用하였고, 베어링의 最適位置 決定은 흔히 使用하는 線型計劃法을 利用하여 求하도록 하였다<sup>15)</sup>.

#### 4.3.1 軸系要素의 理想化

① 推進軸系를 中實 또는 圓錐形 要素로 各斷面마다 適當히 分割하고 集中荷重, 集中모우멘트 등이 作用하는 不定靜 연속보로 생각하여 軸自重은 分布荷重으로 作用하는 것으로 理想化하였다.

② 베어링 사이의 軸의 剛性은 一定하되 斷面變化는 代表軸斷面으로 환산한다.

③ 船尾管 베어링部分의 彈性和 油膜形成效果는 考慮하지 않았고 船尾管 베어링 支持點은 끝에서 軸 지름의 0.5배, 기타의 軸 支持點은 그 中心位置에 있는 것으로 가정한다.

④ 船尾部의 海水나 기름에 依한 浮力效果는 軸自重에서 考慮된다.

⑤ 디젤機關의 경우 크랭크軸은 마지막 실린더部만 考慮하였고, 이 때 運航時의 베어링 反力을 考慮하기 위하여 피스톤의 폭발壓力이 作用하는 것으로 하였다.

#### 4.3.2 베어링反力, 굽힘모우멘트, 처짐량 및 反力 영향계수의 계산

위와 같이 理想化한 軸系要素의 不定靜 連續系에 대하여 三連모우멘트定理과 모우멘트-面積法을 利用하면 各 베어링反力, 要素의 進단력, 굽힘모우멘트, 처짐량, 경사가 및 베어링의 反力 影響係數 등을 구할 수 있다.

#### 4.3.3 베어링의 最適位置

各 베어링의 最適位置는 Simplex method에 의하여 구할 수 있으며 아래의 制限條件下에서 船尾管 船尾側 베어링反力이 最少值를 갖도록 하였다.

① 船尾管 베어링의 位置를 基準點으로 定하

였고 最大로 조종할 수 있는 베어링의 位置는 편의상 2mm로 制限하였으나, 보다 큰 값이 必要할 때는 入力資料로 줄 수 있다.

② 모든 베어링의 反力은 陽인 것을 原則으로 하며 이웃하는 베어링反力의 20% 以上은 되어야 한다.

③ 推力軸 베어링과 主機關 베어링의 上·下位置는 設置臺의 要件을 考慮하여 같게 하였다.

④ 減速齒車裝置가 있는 경우 양쪽 베어링反力에 심한 差異가 있으면 齒面接觸이 나쁘게 되므로 그 支持荷重差는 製作者의 條件 以內에 오도록 하였다.

## 5. 實際値와 計算値와의 比較檢討

### 5.1 實船의 主要要目

#### (1) 主機關

型 式 : Hanshin 4 사이클,

단동디젤, 6LU38型

出 力 : 2300PS

回 轉 數 : 315 R. P. M.

실린더數 : 6

실린더直徑 : 380mm

行 程 : 580mm

平均有效壓力 : 18.13kg/cm<sup>2</sup>

最高爆發壓力 : 95kg/cm<sup>2</sup>

크랭크핀 徑 : 284mm

크랭크저어널 徑 : 284mm

推力軸徑 : 235mm

플라이휠直徑×幅 : 1560mm×300mm

플라이휠 무게 : 1682kg

실린더 爆發順序 : 1-4-2-6-3-5

#### (2) 推進器

直 徑 : 2330mm

피 치 : 1595mm

날개수 : 5매

材 質 : HB, CI

### 5.2 實際値와 計算値와의 比較檢討

計算値와 實際値의 약간의 차이는 實際値는 비틀림 振動을 計算할 때 過負荷回轉數 範圍를

(1) 軸系 비틀림 振動 固有角振動數

單位 : Rad/sec

節	數	實 船 的 값	計 算 값
1 節 振 動		112	116
2 節 振 動		316	317

(2) 中間 軸

單位 : mm

項 目	實 船 的 치 수	計 算 치 수	規 則 要 求 치 수
軸 徑	230	233	171
軸 長 이	2,745	2,634	
커플링 두께	55	42	
커플링 피치 圓 徑	480	374	
커플링 外 徑	570	468	
커플링 보울트 數	8	6	
中 間 軸 個 數	1	1	
베 어 링 數	1	1	
저 어 널 長 이	400	337	
저 이 널 徑	235	238	

(3) 推進器軸

單位 : mm

項 目	實 船 的 치 수	計 算 치 수	規 則 要 求 치 수
軸 徑	250	278	215
軸 長 이	4,460	4,580	
베 어 링 數	2	2	
커플링 型 式	組 立 式	組 立 式	
슬 리 이 브 外 徑	282	312	
테 이 퍼	1/10	1/12	
테 이 퍼 部 長 이	400	501	
테 이 퍼 部 小 端 部 徑	210	236	
組 立 式, 커플링 허브	375	418	
組 立 式, 커플링 허브 長 이	410	557	

連續最大出力時 回轉數의 1.15倍까지를 檢討하 지 않아 1節 3次의 높은 應力이 考慮되지 않은 데 起因하는 것으로 생각된다.

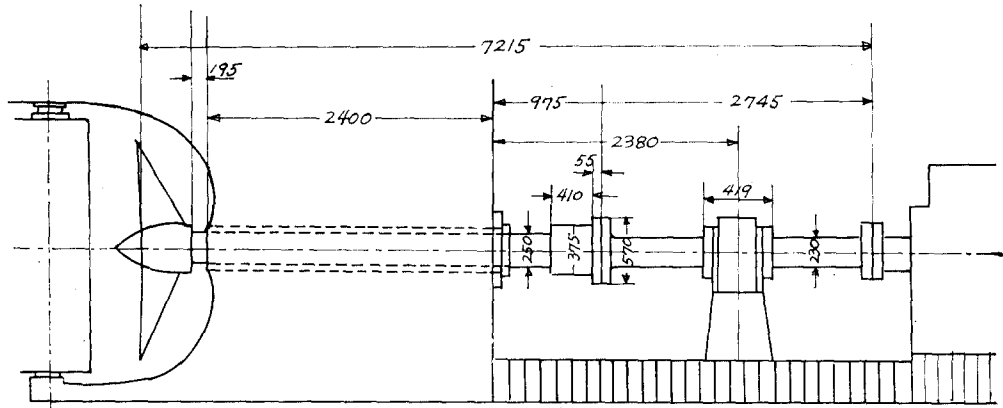


Fig. 4 Shaft arrangement of actual ship

## 6. 結 論

從來 軸設計時에 복잡하고 번거로운 過程을 거치던 것을 本 프로그램을 利用하면 한꺼번에 비틀림 振動, 橫振動 및 軸系 最適配置까지 檢討하여 最適軸系 치수를 決定할 수 있어 人力과 時間을 절약할 수 있게 되었다. 實船 軸系 치수와의 比較에 의하면 本 프로그램은 使用上 別支障이 없을 것으로 思料된다.

今後 本 프로그램을 더욱 發展시켜 作圖 프로그램까지 追加시키면 實務에 有用하게 活用할 수 있을 것이다.

끝으로 本 研究를 遂行함에 있어 軸系配置 計算 프로그램을 引用토록 許容하여 주신 韓國船級協會에 感謝드립니다.

## 參 考 文 獻

1. 船級 및 鋼船規則, 韓國船級協會, 1983, pp. 525~526.
2. 推進軸系標準, 大韓造船學會, 1976/11, pp.71.
3. 前掲書 (2), pp.73.
4. 前掲書 (2), pp.76.
5. 前掲書 (2), pp.86.
6. 前掲書 (2), pp.82.
7. 前掲書 (2), pp.125, pp.165.
8. Grame Mann, "Design of Propulsion Shaft System Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineering Journal, 1964, 12.
9. 船用機關テータブック, 船用機關研究グループ編, 成山堂, pp.577.
10. Rolf, Kvamsdal, "Shaft Alignment", European shipbuilding No. 1, 1969.
11. Rules and Regulations for the Classification of Ships, Lloyd Register of Shipping.
12. 金義玨, 全孝重, "逐次近似法에 의한 디젤 機關軸系 비틀림 振動計算의 電算프로그램開發에 관한 研究", 韓國船用機關學會誌 第4卷 1號, 1980.
13. 金在道, 全孝重, 金榮滿, 王之錫, "船舶推進 軸系の 強度計算에 관한 研究", 1982, KR Rep. 81-J3.
14. E. P. Panagopulos, A. M. Nickerson Jr., Trans. SNAME, Vol. 62, pp. 199~241, 1954.
15. S. C. Lee, "Developing a Computer Program for the Shaft Slope Alignment", KR Technical Report Vol. 7, No. 10048~10050, 1981, 11.
16. Yoshito Lgarashi, et al, "Development of total Design System for Marine propeller shafting", IHI Engineering Review Vol. 15, No. 4, 1982.
17. 小川 潔, 機械設計システム, programming.
18. 金極天, 全孝重, "推進軸系振動", 大韓造船學會, 1974.