

推進軸系の 시스템 파라미터의 變化가 橫振動固有値에 미치는 影響

安 時 榮
조선 및 해양공학과
(1987. 4. 30 접수)

〈要 約〉

推進軸系の 橫振動固有値를 有限要素法에 依하여 計算하는 方法과 軸系の 각 시스템파라미터를 計算하는 方法을 論하였다.

本 研究에 고려된 시스템파라미터는 船尾管베어링내에서의 支持點의 位置, 船尾管베어링部의 剛性船, 尾管內的 附加油效果 그리고 프로펠라의 附加水 및 推力效果등이다.

推進軸系の 시스템파라미터의 變化가 軸系橫振動固有値에 미치는 影響을 파악하기 위하여, 計算모델로서 試算對象船인 Roll-on/Roff-off船의 推進軸系가 使用되었으며 이 軸系에 대해서 數值計算을 行하였다. 計算結果 이들의 각 파라미터가 軸系固有値에 미치는 影響이 큰을 定量的으로 確認하였다. 따라서 推進軸系の 橫振動計算에는 이들 파라미터의 影響을 모두 고려해야 할 必要가 있다.

The Effects of the System Parameters of a Propulsion Shaft System on its Lateral Vibration Eigenvalue

Ahn, Si-Young

Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering

(Received April 30, 1987)

〈Abstract〉

In this paper, analysis is made to investigate sensitivity of the eigenvalue in a lateral vibration problem to the system parameters of a typical propulsion shaft system.

The system parameters include the support position of the stern tube bearing, the rigidity of the stern tube bearing in combination with the oil film effect, the entrained water effect of the propeller, the added mass effect of the oil within the stern tube, and the thrust effect of the propeller.

For analysis of a coupled free lateral vibration of shafting, a computer program [6] based on the finite element method was developed.

From the results of thin analysis, it is found that the lateral eigenvalue problem of a shafting is greatly influenced not only by the first three parameters, but also to some extent by the remaining parameters. Therefore all these parameters shall be taken into consideration for comprehensive analysis of the lateral vibration.

* Engineering, University of Ulsan

記 號

- V_y, V_z y 軸, z 軸方向의 剪斷力
- M_x, M_y z 軸둘레, y 軸둘레의 굽힘모멘트
- θ_x, θ_y z 軸둘레, y 軸둘레의 回轉角
- δ_y, δ_z y 軸方向, z 軸方向의 彈性支持台의 變位
- P_y y 軸方向의 均一分布荷重
- f_y, f_z y 軸方向, z 軸方向의 單位길이당 均一彈性支持台의 剛性係數
- N_x 軸力
- K, M, F, d 보全體의 綜合剛性매트릭스, 綜合質量매트릭스, 綜合外力 벡터 및 變位 벡터
- K_a 船尾管復部 베어링部의 剛性係數
- K_e 中間軸베어링部의 剛性係數
- K_b Bull gear 베어링의 剛性係數
- m_0 回轉數 117RPM에서의 프로펠라附加質量
- I_{d0} 回轉數 117RPM에서의 프로펠라附加質量慣性모멘트
- T_0 回轉數 117RPM에서의 프로펠라推力
- m_f 單位길이당 流體質量
- L 船尾管베어링의 길이
- L_1 船尾管베어링의 支持點位置
- ρ 軸의 密度
- J_d 프로펠라의 直徑質量慣性모멘트
- I 軸의 二次慣性모멘트
- ρ_f 流體의 密度
- Q_y, Q_z y 軸둘레, z 軸둘레의 프로펠라의 모멘트
- q_y, q_z y 軸둘레, z 軸둘레의 프로펠라의 유체력학적 반력모멘트
- F_y, F_z y 方向, z 方向의 프로펠라의 힘

I. 序 言

推進軸系의 初期設計時에는 軸系의 橫振動解析을 위한 시스템파라미터의 推定計算과 이를 利用한 橫振動解析이 必要하다.

몇가지 重要한 파라미터 만을 고려하여 Vassilopoulos등[1], Koike등[2], Ahn[3][4]은 傳達매트릭스法에 의하여, 그리고 Hylarides[5]와 Ahn[6]은 有限要素法에 의하여, 軸系의 橫振動의 固有振動數의 正確한 推定을 위한 計算方法을 提示하고 橫振動解

析을 하였다.

그러나 프로펠라의 附加水 및 推力效果 그리고 船尾管의 附加油效果등의 파라미터를 同時에 고려한 橫振動解析에 關한 研究가 지금까지 發表된바가 없는것 같다.

따라서 本 論文에서는 上記效果들과 船尾管베어링의 支持點位置 및 베어링 剛性을 고려한 시스템파라미터의 變化가 軸系의 橫振動固有值에 미치는 영향에 關하여 研究하였다.

軸系의 橫振動固有值의 計算方法을 略述하고 시스템파라미터의 計算方法을 論한다.

試算對象船의 推進軸系에 대하여 시스템파라미터가 軸系固有值에 미치는 영향을 알기위하여 이 軸系의 파라미터의 計算範圍를 設定하고 數值計算을 각각 수행하였다. 이 計算結果로 부터 이들 시스템파라미터의 正確한 推定計算의 必要性이 定量的으로 確認되었다.

II. 軸系聯成橫振動解析

앞서 發表한 報文[6]에서 論한 推進軸系의 聯成橫振動解析을 要約하면 다음과 같다.

回轉慣性, 프로펠라推力, 均一分布荷重 및 軸荷重등을 고려한 軸要素의 境界值問題는 다음 式들로 表示될 수 있다.

2.1. 支配方程式

$$\frac{\partial V_y}{\partial x} = \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - P_y + f_y \cdot y - f_y \cdot \delta_y + f_{yz} \cdot z - f_{yz} \cdot \delta_z \quad (1)$$

$$V_y = \frac{\partial M_x}{\partial x} + \rho I \frac{\partial^2 \theta_x}{\partial t^2} + N_x \frac{\partial y}{\partial x} \quad (2)$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial x} = \rho A \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + f_y z - f_y \cdot \delta_z + f_{zy} \cdot y - f_{zy} \delta_y \quad (3)$$

$$V_z = \frac{\delta M_y}{\partial x} + \rho I \frac{\partial^2 \theta_y}{\partial t^2} + N_x \frac{\partial z}{\partial x} \quad (4)$$

2.2. 境界條件

$$V_y = -EI \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} + N_x \frac{\partial y}{\partial x} + \rho I \frac{\partial^3 y}{\partial x \cdot \partial t^2} \quad (5)$$

$$M_x = -EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (6)$$

$$V_z = -EI \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + N_x \frac{\partial z}{\partial x} + \rho I \frac{\partial^3 z}{\partial x \partial t^2} \quad (7)$$

$$M_y = -EI \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \quad (8)$$

이 軸要素의 境界值問題를 Strang[7]의 方法에 따라 Galerkin Method를 使用하여 Weak Formulation 하고 이것을 有限要素法에 依하여 離散化하여 要素의 離散系를 구한다. 또 要素의 端에 베어링부의 剛性, 集中質量 및 慣性모멘트를 고려한 離散系로부터 軸全體에 對한 標準離散系를 구하여 다음과 같은 軸系の 運動方程式과 固有值問題를 각각 유도한다.

$$[K - \omega^2 M]d = F \quad (9)$$

$$[K - \omega^2 M]d = \{0\} \quad (10)$$

II. System Parameter의 計算方法

本 研究에서 軸系固有值計算에 고려될 시스템 파라미터는 船尾管베어링내에서의 支持點의 位置, 船尾管베어링부의 剛性, 船尾管內의 附加油效果 그리고 프로펠라의 附加水 및 推力效果등이다.

3.1. 船尾管베어링내에서의 支持點의 位置[9]

船尾管베어링은 軸徑의 2.5~4배의 長이를 가짐으로서 船尾管베어링내의 軸의 支持點을 어디에 두느냐에 따라 軸系の 固有值은 크게 變化하게 된다.

船尾管베어링의 支持點位置를 정하기 위해서는 實제는 初期의 alignment時 행한 計算을 가지고 支持點을 定하고, 베어링의 變形, 吃水의 差異등에 의하여 支持點의 移動量을 예상해서 支持點을 어느範圍까지 移動시켜서 影響계수를 정한다.

이 支持點의 位置選擇은 造船所에 따라 다르나 推進軸系の 橫振動問題에 關해서는 대략 $L_1 = \left(\frac{1}{5} \sim \frac{1}{2}\right)L$ 인 곳에 1點 支持되어 있는 것으로 보고 있다.

3.2. 船尾管베어링부의 剛性[11][12]

船尾管베어링부의 剛性은 油膜剛性係數, 베어링의 하우징 및 船體의 剛性을 고려하여 計算한다.

油膜剛性係數는 베어링부의 軸의 偏心率로써 計算되며 베어링의 하우징 및 船體의 剛性은 有限要素法에 依하여 計算한다. 油膜剛性係數는 후자의 剛性係數에 比하여 相對的으로 적기 때문에 베어링部全體의 剛性係數는 후자에 의하여 거의 支配된다고 보곤한다. Jakeman[13]은 船尾管베어링의 動的油膜剛性係數를 計算하는 方法을 提示하였다.

船尾管베어링부의 剛性係數는 각 船舶에 따라 다

르기 때문에 精確한 推定計算이 必要하다. 이 剛性係數은 대략 $2.5 \times 10^5 \sim 2.5 \times 10^7$ (kg/cm)범위에 있다고 보면 큰 무리가 없을 것 같다.

3.3. 船尾管內의 附加油效果

推進軸系는 船尾管베어링의 연장부인 比較的인 圓통턴넬형 선미관을 통과하고 있다. 軸과 이 턴넬형 船尾管사이의 空間은 보통 絞어널베어링의 것보다 상당히 크다. 이 공간은 head tank에 의하여 壓定이 維持된 潤滑油로 채워져 있으며 이 공간에서의 軸의 運動은 船尾管베어링내에서의 것과 같다.

이러한 공간내에 있는 流體속에서 運動하는 軸의 加速度 影響은 附加質量效果를 算定함으로 파악할 수 있으며 이 算定을 위하여 展開될 下記接近方法은 Lamb[14]와 Milne-Thomson[15]이 提示한 方法과 유사하다.

원통이 靜止狀態에서 움직이기 始作함에 따라 流體의 運動에너지는

$$T = \frac{1}{2} \rho_f \int_V (\Delta \phi)^2 dV \quad (11)$$

반경이 a 와 $b(b > a)$ 인 두 同心圓周에 대해서 内部圓周는 速度 u 로 上下 및 좌우로 움직이고 外部圓周는 움직이지 않는 경우의 速度포텐셜 ϕ 는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

Laplace equation은 만족되나 boundary cond!tivn은 만족되지 않음

$$\phi = \frac{ua^2 \cos \theta}{b^2 - a^2} \left(r + \frac{b^2}{r} \right) \quad (12)$$

상기 식(12)는 반경 a 와 b 에서의 境界條件과 Laplace equation을 滿足시킨다. 따라서 流體의 速度는 다음식과 같으며

$$\Delta \phi = \frac{\partial \phi}{\partial r} e_r + \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} e_\theta \quad (13)$$

따라서 식(13)은 다음 식으로 表示될 수가 있다.

$$\nabla \phi = \left[K \cos \theta \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) e_r - \sin \theta \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) e_\theta \right] \quad (14)$$

여기서

$$K = \frac{ua^2}{b^2 - a^2}$$

원주단위길이당 공간에 대해서 積分함으로서 流體의 運動에너지는

$$T = \frac{1}{2} \rho_f \frac{a^2 \pi (b^2 + a^2)}{(b^2 - a^2)} u^2 \quad (15)$$

단약 $M = \rho_f a^2 \pi$ (단위길이당 流體質量) 이라하면 $M_a = M \cdot \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2}$ 은 附加質量으로 간주할수 있으며 無限界의 流體內에서 加速하는 원주의 附加質量은 $b \rightarrow \infty$ 로 취하면 $M_a = M$ 가 된다. 이 附加質量은 반경 a 와 b 의 比에 關係되며 軸의 固有值에 영향을 미친다.

3.4. 프로펠라의 附加水效果

프로펠라의 附加水效果로서 공기중의 質量 및 質量慣性모멘트에 一定比率를 加算하곤 한다. 즉 프로펠라의 附加質量으로서 프로펠라의 질량의 10%~30%를 加算하고 附加慣性모멘트는 50%~120%를 加算하여 사용하곤 한다[9]. 이 加算方法은 不合理하다고 보고 理論的으로 附加水效果를 計算하는 方法이 提示되고 있다.

不均一한 伴流場內에서 回轉하는 프로펠라는 流體力學的 作用에 의하여 Fig. 1에서 나타난와같이 x, y, z 方向의 起振力과 起振모멘트를 發生시키며, 또 프로펠라가 流體內에서 振動하면 이 運動에 起因한 流體力學的인 反力과 反力모멘트를 同時에 받게 된다.

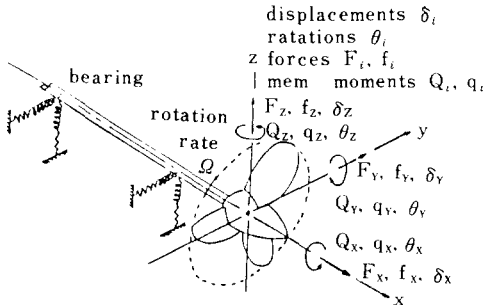


Fig. 1. Nomenclature for Propulsion Shaft Vibrations

프로펠라가 Fig. 1에서와 같이 剛體로서 振動한다고 가정하면 橫方向의 運動方程式은 다음의 매트릭스형으로 表示할 수가 있다.

$$\begin{bmatrix} m & & & \\ & m & & \\ & & J_d & \\ & & & J_d \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_y \\ \delta_z \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix} = [M] \ddot{X} = F_s + F_h + F_f \quad (16)$$

여기서 m, J_d 는 프로펠라의 質量 및 質量慣性모멘트이며 變位벡터 X , 起振外力벡터 F_s 및 流體力學的 反力벡터 F_h 는 다음과 같이 定義한다.

$$\begin{aligned} X &= [\delta_y, \delta_z, \theta_y, \theta_z]^T \\ F_s &= [F_y, F_z, Q_y, Q_z]^T \\ F_h &= [f_y, f_z, q_y, q_z]^T \end{aligned} \quad (17)$$

벡터 F_h 는 프로펠라軸으로 因하여 프로펠라에 作用하는 起振力과 起振모멘트를 포함하고 있으며 프로펠라의 運動과 軸系의 運動을 聯成시킨다. 이 起振外力에 附加해서 水中에서의 프로펠라의 重量은 물론 프로펠라의 定常力 및 定常모멘트도 同時에 고려된다.

流體力學的 反力(附加質量, 附加質量慣性모멘트, 및 減衰)에 關하여 Hyllarides 등[16]과 Vassilopoulos 등[17]은 揚力面理論(Lifting Surface Theory)에 의하여, 그리고 Parsons and Vorus[10]는 揚力面理論에 對한 修正을 고려하여 揚力線理論(Lifting Line Theory With Lifting Surface Correction)에 의하여 研究하여 왔다.

本 研究에서는 後者의 方法에 따라 計算하였으며 理論을 요약하면 다음과 같다.

프로펠라의 運動이 blade rate frequency에서의 調和運動에 의하여 支配된다고 假定하며는 流體力學的 反力 F_h 는 다음式으로 表示될 수가 있다.

$$F_h = -[M_a] \ddot{X} - [C_p] \dot{X} - [K_p] X \quad (18)$$

또 水中에 充分히 잠긴 프로펠라에 대해서는 $[K_p] = 0$ 이 된다.

따라서 식(18)으로부터 식(16)은

$$([M] + [M_a]) \ddot{X} + [C_p] \dot{X} - F_s = F_f \quad (19)$$

여기서 $[M_a]$ 는 附加質量매트릭스이고 $[C_p]$ 는 減衰매트릭스이다.

橫振動附加質量 $[M_a]$ 는 다음의 非對稱매트릭스로 表示될 수 있으며 減衰매트릭스 $[C_p]$ 도 같은 형으로 表示될 수가 있다.

$$[M_a] = \begin{bmatrix} m_{22} - m_{32} & m_{52} - m_{62} \\ m_{32} & m_{22} & m_{62} & m_{52} \\ m_{52} - m_{62} & m_{55} - m_{65} \\ m_{62} & m_{52} & m_{65} & m_{55} \end{bmatrix} \quad (20)$$

軸系橫振動解析에서는 上記 $[M_a]$ 의 係數中 聯成效果를 나타내는 非對角線의 各 계수들은 대각선의 계수보다 극히 적기 때문에 보통 무시해 버리곤 한다. 이 매트릭스를 計算하기 위하여 프로펠라가 다음과 같은 調和運動을 한다고 假定한다.

$$\ddot{X} = R_e \{ \bar{X} e^{i\omega t} \} \quad (21)$$

프로펠라理論을 이용하여 流體力學의 反力を 計算한다.

$$F_h = R_e \{ \bar{F}_h e^{i\omega t} \} \quad (22)$$

식(22)를 식(18)에 代入하고 $[K_p]=0$ 라 놓으면

$$F_h = R_e \{ \bar{F}_h e^{i\omega t} \} = R_e \{ (\omega^2 [M_a] - i\omega [C_p]) \bar{X} e^{i\omega t} \} \quad (23)$$

$$\bar{F}_h = [F] \bar{X} \quad (24)$$

여기서

$$[F] = \omega^2 [M_a] - i\omega [C_p]$$

좌표 l 에 單位振動을 주며는 즉 $X = [0 \cdots 1 \cdots 0]^T$ 인 경우에는 $[F]$ 의 l 列의 係數들을 구할수가 있다. 좌표 i 에서의 힘과 모멘트는 $[F]$ 의 i 行의 係數이다. 따라서 單位振動에 의한 流體力學의 反력을 $F^*_{h,il}$ 라 하면 다음과 같이 $[M_a]$ 및 $[C_p]$ 의 係數들이 구하여진다.

$$F^*_{h,il} = \omega^2 m_{il} - i\omega C_{il} \quad (25)$$

$$m_{il} = \frac{1}{\omega^2} R_e \{ F^*_{h,il} \} \quad (26)$$

$$C_{il} = -\frac{1}{\omega} J_m \{ F^*_{h,il} \} \quad (27)$$

여기서 각 $F^*_{h,il}$ 는 揚力線理論에 의하여 解析의으로 計算된다.

3.5. 프로펠라의 推力

프로펠라가 不均一한 流體흐름속에서 作動할때 유체흐름을 非定常的이 되며, 따라서 時間에 따라 變하는 힘과 모멘트, 즉 Propeller Bearing Force가 發生한다.

이 非定常 프로펠라 베어링력을, Kerwin, J. E. and Lee, C. S. [18]는 非定常揚力面理論(Unsteady Lifting-Surface Theory)에 의하여, 그리고 McCarthy

[19]는 準正常理論(Quasi-Steady Theory)에 의하여 計算하는 方法을 각각 提示하였다.

그 중 프로펠라의 推力는 初期設計 당시 목적으로는 計算이 간단한 準定常理論에 따라 예인수조실험에 의하여 얻은 프로펠라의 單獨特性曲線($K_T - K_Q - J$ diagram)을 사용하여 計算할 수 있다.

正常推力的 크기는 動力計算이나 船의 모형수조실험으로부터 얻을 수가 있다. 초기설계의 목적으로는 다음 式으로 구할 수가 있다.

$$T = \frac{R}{1-t} = \frac{147.87\text{EHP}}{V(1-t)} = \frac{147.87\text{SHP(PC)}}{V(1-t)} \quad (28)$$

여기서

T 는 推力(kg), t 는 推力減少係數

V 는 船速(Knots), EHP는 船速 V 에서의 有效馬力

SHP는 最大軸馬力(hp), PC는 推進係數

4. 數值計算 및 考察

本 研究를 위한 計算모델은 試算對象船인 Roll-on/Roll-off船, "S. S. Maine"의 推進軸系[8]이 使用되었으며 이 推進軸系の 裝置圖는 Fig. 2에서 나타난 바와 같다.

이 船舶은 船長 195m, 排水噸數 35,000 ton, 船速 22 knots이고 120 RPM에서 37000 SHP를 내는 單軸증기터어빈船으로서 後部, 船尾管만으로 裝置되고 있다.

시스템파라메터의 變化에 의한 軸系の 固有値에 미치는 影響을 定量的으로 分析하기 위하여 각 파라메터의 計算範圍를, 實用範圍를 고려해서 設定하고

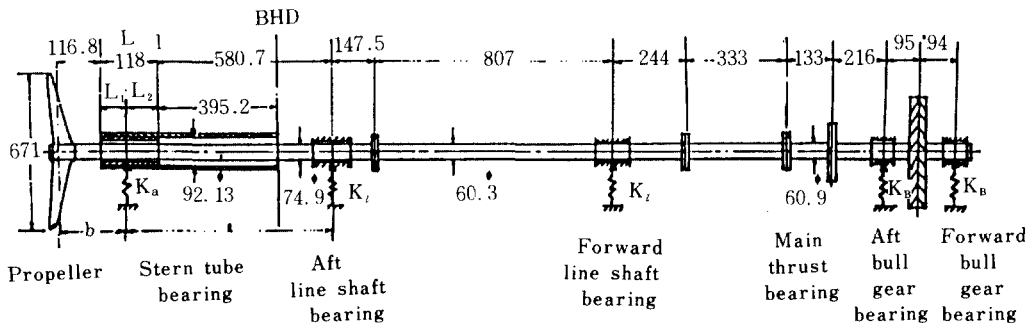


Fig. 2. Shafting Arrangement of S. S. Maine

Table 1. The effects of support position of stern tube bearing on natural frequency

				$I_{d_0} = 765204(\text{kg}\cdot\text{sec}^2\cdot\text{cm})$			
				$T_0 = 190(\text{ton})$			
				$(m_a)_{sto} = 4.899m_f$			
Case	$L_1(\text{cm})$	L_1/L	l/b	$\omega_n(\text{rad/s})$		$\omega_0/\omega_0 \times 100(\%)$	
				K_a		K_a	
				2.5×10^6	4.0×10^6	2.5×10^6	4.0×10^6
1	18.8	0.1	5.53	65.34	65.79	111.39	111.09
2	37.6	0.2	4.735	62.48	62.99	106.51	106.37
3	56.4	0.3	4.113	59.61	60.16	101.62	101.59
4	62.67	0.33	3.934	58.66	59.22	100	100
5	75.2	0.4	3.612	56.79	57.37	96.81	96.88
6	94.0	0.5	3.201	54.07	54.66	92.18	92.30
7	112.8	0.6	2.857	51.48	52.09	87.76	87.93

Table 2. The effects of stiffness of the sterntube bearing on natural frequency

				$(M_a)_{sto} = 4.899m_f$			
				$T_0 = 195(\text{ton})$			
				$L_1 = L/3$			
Case	K_a (kg/cm)	$\omega_n(\text{rad/s})$		$(\omega_n/\omega_0) \times 100(\%)$			
		W/O OIL & TH.	W OIL & TH.	W/O OIL & TH.	W OIL & TH.		
		1	2.5×10^5	45.07	44.94	75.95	77.61
2	5.0×10^5	52.36	52.19	88.24	88.97		
3	7.5×10^5	55.23	54.92	93.07	93.62		
4	1.0×10^6	56.71	56.29	95.57	94.35		
5	2.5×10^6	59.34	58.66	100	100		
6	4.0×10^6	59.99	59.22	101.76	100.95		
7	5.0×10^6	60.20	59.41	101.45	101.28		
8	7.5×10^6	60.48	59.65	101.92	101.69		
9	1.0×10^7	60.62	59.77	102.16	101.89		
10	2.5×10^7	60.87	59.99	102.58	102.27		

이 범위내에서 軸系固有値計算을 각각 수행하였다. 각 시스템파라메타에 의한 영향을 알기 위하여 기타 파라메타의 값을 一定한 것으로 假定하였으며 그 計算結果는 다음과 같다.

4.1. 船尾管베어링내의 支持點의 位置

베어링내의 支持點의 位置 $L_1 = (0.1 \sim 0.6)L$ 를 計算範圍로 設定하고 기타 파라메타의 값을 Table 1에서와 같이 가정하였다.

각 베어링 支持點位置에 의한 軸系固有振動類의 計算을 두가지의 베어링剛性 K_a 에 대해서 각각 수행 하였으며 그 計算結果는 Table 1에서와 같다.

흔히 사용되곤 하는 $L_1 = \frac{L}{3}$ 로서 計算한 값과 比較하면 $L_1 = (0.2 \sim 0.5)L$ 범위내에서 $K_a = 2.5 \times 10^6$ (kg/cm)인 경우에는 固有値의 變化는 +6.5%~ -7.82% 增減하고, $K_a = 4.0 \times 10^6$ (kg/cm)인 경우에는 +6.37%~ -7.7% 增減함을 알 수 있다. 따라서 軸系の 固有振動數가 베어링내의 支持點의 位置에 대단히 Sensitive함을 確認할 수가 있다.

4.2. 船尾管베어링부의 剛性

베어링부의 剛性係數 $K_a = 2.5 \times 10^5$ (kg/cm)~ 2.5×10^7 (kg/cm)를 計算範圍로 設定하고 기타 파라메타의 값을 Table 2에서와 같이 가정하였다.

이 剛性係數의 變化에 따른 軸系の 固有値計算을 프로펠러 推力 및 船尾管내의 附加油效果를 고려하지 않을 경우와, 이것을 고려할 경우에 대해서 각각 수행하였으며 그 計算結果는 Table 2에서와 같다.

Jakerman[13]의 方法에 따라, 計算모델의 推進軸系에 대해서 船尾管베어링의 油膜剛性係數를 計算해 보면 편심을 $\epsilon = 0.2$ 에서 $K_{YY} = 7.01 \times 10^5$ (kg/cm)와 $K_{ZZ} = 7.38 \times 10^5$ (kg/cm), $\epsilon = 0.4$ 에서 $K_{YY} = 1.56 \times 10^6$ 와 $K_{ZZ} = 2.06 \times 10^6$, $\epsilon = 0.6$ 에서 $K_{YY} = 2.18 \times 10^7$ 와 $K_{ZZ} = 2.5 \times 10^7$ 이 된다. 따라서 여기에서는 $K_a =$

2.5×10^6 kg/cm를 기준으로 하여 이것으로 固有値 計算한 값과 比較하면, 附加油 및 推力效果를 고려하지 않을 때에는 -24.05%~ +2.27%의 變化가 있고, 이를 고려할 경우에는 -22.39%~ +2.27%의 變化가 있음을 알 수가 있다. 따라서 船尾베어링의 剛性이 軸系の 固有値에 미치는 影響이 대단히 큼을 確認할 수가 있다.

4.3. 船尾管內의 附加油效果

Fig. 3과 같은 船尾管내의 流體의 附加效果에 의한 軸系固有値에 미치는 影響을 定量的으로 分析하기 위하여 船尾管의 內徑 D 와 軸徑 d 와의 比 $\frac{D}{d} = 1.1 \sim 1.5$ 를 計算範圍로 設定하고 기타 파라메터의 값을 Table 3에서와 같이 가정하였다.

이 船尾管내의 附加效果의 變化에 따른 軸系固有振動數計算을 다음의 3가지 경우에 대해서 각각 수행하였으며 그 計算結果는 Table 3에서와 같다.

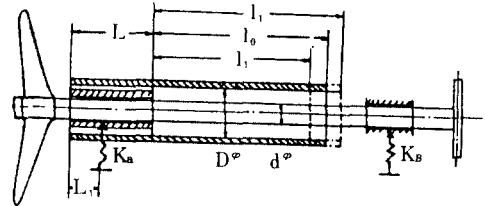


Fig. 3. Stern Tube arrangement of S. S. Maine

Table 3. The effects of added mass of the oil within the stern tube bearing on natural frequency

Case	$K = \frac{D}{d}$	$(M_e)_{st} = m_f \times \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2}$ (kg·sec ² ·cm ⁻²)	ω_n (rad/s)			$(\omega_n/\omega_0) \times 100(\%)$		
			l_1/l_0			l_1/l_0		
			0.9	1.0	1.1	0.9	1.0	1.1
1	1.10	10.5238 m_f	58.09	57.97	57.92	98.11	97.94	97.82
2	1.20	5.5455 m_f	58.63	58.58	58.55	99.02	98.94	98.88
3	1.23	4.8999 m_f	58.70	58.66	58.63	99.14	99.07	99.02
4	1.30	3.8936 m_f	58.81	58.77	58.75	99.32	99.26	99.22
5	1.40	3.0833 m_f	58.90	58.87	58.85	99.48	99.43	99.39
6	1.50	2.600 m_f	58.94	58.92	58.91	99.54	99.51	99.49

Table 4. Particulars for the propeller

Diameter	6.706(m)
Mass(in air)	36.479(kg·sec ² ·cm ⁻¹)
Mass(in water)	32.449(kg·sec ² ·cm ⁻¹)
Polar Mass Moment of Inertia(in air)	899122(kg·sec ² ·cm)
Diametral Mass Moment of Inertia(in air)	449561(kg·sec ² ·cm)
P/D at 0.7R	1.05
Number of blades	6
Thrust at 117 RPM	195(ton)

Table 5. The entrained water effects of the propeller on natural frequency

$K_a = 2.5 \times 10^6$ (kg/cm) $L_1 = L/3$
 $K_t = K_b = 1.2 \times 10^6$ (kg/cm) $T_0 = 195$ (ton)
 $(M_a)_{sto} = 4.8999 m_f$

Case	M_a (kg·sec ² ·cm ⁻¹)	I_{d_0} kg·sec ² ·cm	$\frac{M_a}{M_0}$, $\frac{I_{d_0}}{I_{d_0}}$	ω_n (rad/s)		$\omega_n/\omega_0 \times 100$ (%)	
				W/O OIL & TH	W OIL & TH.	W/O OIL & TH	W OIL & TH
1	1.10761	153041	0.2	70.83	69.66	100	98.35
2	2.21521	306082	0.4	67.40	66.40	95.16	93.75
3	3.32282	459122	0.6	64.38	63.51	90.89	89.67
4	4.43042	612163	0.8	61.72	60.95	87.14	86.05
5	5.53803	765204	1.0	59.34	58.66	83.78	82.82
6	6.64563	918245	1.2	57.21	56.60	80.77	79.91

Table 6. The effect of propeller thrust on natural frequency

$K_a = 2.5 \times 10^6$ (kg/cm) $I_{d_0} = 765204$ (kg·sec²·cm)
 $K_t = K_b = 1.2 \times 10^6$ (kg/cm) $(M_a)_{sto} = 4.8999 m_f$
 $M_0 = 5.53803$ (kg·sec²·cm⁻¹) $L_1 = L/3$ $T_0 = 195$ (ton)

Case	T (ton)	T/T_0	ω_n (rad/s)		$(\omega_n/\omega_0) \times 100$ (%)	
			W/O OIL ADDED	W OIL ADDED	W/O OIL ADDED	W OIL ADDED
1	0.0	0.0	59.34	58.79	100	99.07
2	39	0.2	59.32	58.77	99.97	99.04
3	78	0.4	59.29	58.74	99.92	98.98
4	117	0.6	59.26	58.71	99.87	98.94
5	156	0.8	59.24	58.69	99.83	98.90
6	195	1.0	59.21	58.66	99.78	98.85
7	234	1.2	59.18	58.63	99.73	98.80

- (1) 턴넬형선미관의 길이를 건조된 그대로 둘 경우 즉 $l_0=395.2\text{cm}$
- (2) 턴넬형선미관의 길이를 10% 減少할 경우 즉 $l=0.9l_0$
- (3) 턴넬형선미관의 길이를 10% 增加할 경우 즉 $l=1.1l_0$

船尾管내의 附加油效果를 고려하지 않을 경우에 計算된 固有振動數 ω_0 와 比較하면 固有振動數의 變化는

- $l_1/l_0=1.0$ 인 경우에는 $-2.06\% \sim -0.49\%$
- $l_1/l_0=0.9$ 인 경우에는 $-1.89\% \sim -0.46\%$
- $l_1/l_0=1.1$ 인 경우에는 $-2.18\% \sim -0.51\%$

減少함이 定量的으로 확인된다. 따라서 $\frac{D}{d}$ 의 比가 적으면 적을수록 流體의 附加效果에 의한 固有値는 더 減少하며 턴넬형 선미관의 길이 l_1 이 길면 길수록 固有値는 더 減少함을 확인할 수가 있다.

4.4. 프로펠라의 附加水效果

Table.4에서와 같은 試算對象船의 프로펠라의 要目과 作流資料[8]를 가지고, 프로펠라의 附加水效果를 計算하는 電算프로그램을 使用하여 回轉數 117 RPM에서 計算한 結果, 附加質量 $m_0=5.53803(\text{kg. sec. cm}^{-1})$ 과 附加慣性모멘트 $I_{d_0}=765,204(\text{kg. sec}^2. \text{cm})$ 를 각각 구하였다. 이 m_0 와 I_{d_0} 값은 공기중에서의 프로펠라의 質量 및 慣性모멘트의 15.18% 및 170.21%에 각각 상당한다. 상기 m_0 및 I_{d_0} 의 10%~120%의 값을 計算範圍로 設定하고 기타 파라메터의 값은 Table.5에서와 같이 가정하였다

각 프로펠라의 附加效果의 變化에 의한 軸系固有値計算을, 船尾管의 附加油效果와 프로펠라의 推力效果를 同時에 고려하지 않을 경우와 이것을 고려할 경우에 대해서 각각 수행하였으며 그 計算結果는 Table 5에서 나타난 바와 같다.

전자의 경우에 대해서 m_0 및 I_{d_0} 의 20%의 값을 이용하여 計算한 固有振動數 $\omega_0=70.83(\text{red/sec})$ 와 計算結果들과 比較하면 전자의 경우에는 固有値는 -19.23% 까지 후자의 경우에는 $-1.65\% \sim 20.07\%$ 까지 減少함을 알 수가 있다. 또 m_0 및 I_{d_0} (case 5)으로 計算한 結果와 m_0 및 I_{d_0} 의 20% 減少된 附加效果(case 4)로 計算한 結果를 比較하면 전자의 경우에는 $+3.36\%$, 후자의 경우에는 $+3.13\%$ 增加한

다. 또 case 5의 값의 20% 增加된 附加效果(case 6)로 計算한 結果와 比較하면 전자의 경우에는 -3.01% , 후자의 경우에는 -2.91% 減少함을 알 수가 있다.

따라서 프로펠라의 附加水效果에 의한 軸系固有値에 미치는 영향은 대단히 크고 또 船尾管의 附加油效果와 프로펠라의 推力效果에 의한 영향도 무시할 수 없음이 定量的으로 確設된다.

4.5. 프로펠라의 推力

프로펠라回轉數 117RPM에서 計算된 定常狀態의 推力 $T_0=195(\text{ton})$ 의 20%~120%의 값을 計算範圍로 設定하고 기타 파라메터의 값은 Table.6에서와 같이 가정하였다.

이 推力效果에 의한 固有値計算을, 船尾管의 附加效果를 고려하지 않을 경우와, 이것을 고려할 경우에 대해서 각각 수행하였으며 그 計算結果는 Table 6에서와 같다.

推力效果와 船尾管의 附加效果를 고려하지 않을 때의 固有振動數 $\omega_0=59.34(\text{rad/sec})$ 와 比較하여 보면 固有値 變化는 전자의 경우와는 -0.27% 減少하고, 후자의 경우에는 -1.2% 정도로 減少함이 定量的으로 확인된다.

V. 結 論

有限要素法에 의한 軸系の 聯成自由橫振動解析에 有用한 電算프로그램[6]을 마련하고, 이를 使用하여 S. S. Maine號의 推進軸系の 固有値를 計算해서 軸系の System Parameter의 變化가 軸系固有値에 미치는 영향을 比較 檢討하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 船尾管 베어링내에서의 支持點의 位置, 船尾管 베어링部의 剛性和 프로펠라의 附加水效果등의 파라메터에 의한 軸系固有値에 미치는 영향이 대단히 크고, 船尾管의 附加效果와 프로펠라推力效果로 인한 영향도 무시할 수 없음이 定量的으로 確認되었다. 따라서 橫振動解析을 위하여 이들 시스템파라메터를 同時에 고려하고 精確한 推定計算하는 것이 要望된다.

2. 프로펠라의 附加水效果의 크기로서 공기중의 質量 및 관성모멘트의 一定比率로 加算하는 종래의 方法은 不合理하기 때문에 理論的인 計算이 必要

하다.

3. 턴넬형 船尾管의 附加水效果로 인한 영향이 정량적으로 확인된 바 船尾管 構造設計로서 어느程度 固有値의 조정이 가능한 것 같다.

4. 프로펠라의 推力效果로 인한 固有値에 미치는 영향은 試算對象船의 프로펠라의 推力이 比較的 적기 때문에 적게 나타났으나 推力이 큰 프로펠라의 경우에는 그 영향을 무시할 수 없을 것이다.

參 考 文 獻

1. Vassilopoulos L. and Brawshaw R. "Coupled Transverse Shaft Vibrations of Modern Ships," New England SNAME Section Paper, Oct., 1973.
2. Koike H. and et al., "Evaluation of Lateral Vibration in Marine Shaft System," Journal of MESJ, Vol.11, No.5, 1976, pp.376-384.
3. Ahn, S. Y., and Jeon, H. J., "Calculation of the Coupled Free, Transverse Vibrations of the Multi-Supported Shaft System by Transverse Matrix Method," Journal of MESK, Vol.7, No.1, March 1983, pp.49-63.
4. Ahn, S. Y., "Coupled Transverse Vibrations of Propeller-Shaft Systems," Journal of the Society of Naval Architect of Korea Vol.22, No.1, March 1985.
5. Hylarides S., "Transverse Vibrations of Ship Propulsion Systems," ISP, Vol.22, No.252, 1975.
6. Ahn, S. Y., "Coupled Free, Lateral Vibration Analysis of Shafting by the Finite Element Method," Journal of SNAK, Vol.24, No.4, Dec., 1986.
7. Strang, G., and Fix, G. J., *Analysis of the Finite Element Method*, Prentice-Hall, Inc., 1973.
8. Vorus, W. S., and Gray, R. L., "Calculation of Stern Tube Bearing Eccentricity Distributions," Applications in States Lines RO/RO Bearing Failure Analysis," Transactions of IME, Vol.91, Conf. No.4, Paper C38, 1979, pp.56-67.
9. 日本海事協會, "船舶振動設計指針", 1981.
10. Parsons, M. G., and Vorus, W. S., "Added Mass and Damping Estimates for Vibrating Propellers," Proceedings of the Propellers '81 Symposium, May 1981.
11. Ohtaka K., and Nakamura T., "On the Forced Response of Propeller Shaft," Journal of MESJ, Vol.11, No.5, 1976, pp.386-391.
12. Mizuuchi, M., and et al., "Advanced Analytical Methods for Exciting Forces of an Engine and Whirling of a Propeller Shafting," Hitachi Shipbuilding and Engineering Co., Osaka, Japan.
13. Jakeman, R. W., "Performance and Oil Film Dynamic Coefficients of a Misaligned Sterntube Bearing," ASLE/ASME Tribology Conference Paper 85-TC-3B-2, Atlanta, Georgia, 1985.
14. Lamb, H., *Hydrodynamics*, Dover Publications, New York, 1945.
15. Milne-Thomson, L. H., *Theoretical Hydrodynamics*, The Macmillan Co., New York, 1968.
16. Hylarides, S., and Van Gent, W., "Hydrodynamic Reactions to Propeller Vibration," Transactions of the IME, Vol.91, 1979.
17. Vassilopoulos, L., and Triantafyllon, M., "Prediction of Propeller Hydrodynamic Coefficients Using Unsteady Lifting Surface Theory," Proceedings of the Propeller '81 Symposium, May, 1981.
18. Kerwin, J. E., and Lee, C. S., "Prediction of Steady and Unsteady Marine Propeller Performance by Numerical Lifting Surface Theory," Trans. SNAME, Vol.86, 1978.
19. McCarthy, "On the Calculation of Thrust and Torque Fluctuation of Propellers in Non-Uniform Wake Flow," DTNSRDC Report 1533, Oct. 1961.