動的外力と船尾管軸受特性を考慮した軸系アライメント*

斎藤 年正**

Dynamic Alignment Taking Account of Propeller Forces
and Stern Tube Bearing Performances

By Toshimasa Saitoh

The recent growth in propulsive power of ships has resulted in cases of severe damage to the stern tube bearings and the sealing rings. In most cases, the shaft alignment analysis has been still only carried out under non-operating condition. This static alignment condition is considerably effected by some external factors, such as propeller forces and moments, double bottom deformations, bearing flexibility and thermal influence.

The paper discusses the theoretical and experimental study of the dynamic shaft alignment in service loading of stern tube bearings. The distortion and bowing of the tail shaft under the influence of the propeller forces and moments is taken into account of the analysis of the stern tube bearing performances.

1. 緒 言

従来の船用推進軸系の設計は、強度計算を主体として実施されてきたが、最近では軸系の各種振動、軸の静的・動的アライメント、および軸受性能を含む総合的な考え方から設計を行おうという傾向が現われている¹⁾。このような傾向は既に大形タンカーが出現した当時、船用船尾管軸受の性能について行われた、軸受の片あたり特性の検討にその端緒が見い出される²⁾。以降船尾管軸受特性を考慮に入れた軸系アライメント計算法³⁾が考えられ、従来のアライメント計算法に代わる、より実効的な計算手法が展開され今日に至っている。

上記計算手法が開発された当初は、主として大形船や、高速高出力船のように軸受荷重が大きく、軸受の片あたり傾向の著しい船舶や、プロペラ水力作用の大きな船舶に対して、上記アライメント計算が適用されていたように見受けられる。しかし、現在ではそのような限定された考えはなくなっており、より多面的な検討が行われつつある。

船用船尾管軸受は L/D が大きく、かつ重量の大きなプロペラを片持状に支持するために、軸受の片あたりが発生し易い状況にある。また負荷の上昇に伴い、プロペラの水力作用による影響が大きくなるために、軸は軸受内

で無視できない大きさのたわみを有するようになる。軸のたわみを考慮に入れた船尾管軸受の特性解析によれば⁴⁾、軸のたわみの有無により、軸受特性値はかなり変化することが知られている。他方、プロペラの水力作用によるプロペラ・フォースならびに曲げモーメント⁵⁾は、プロペラの特性と伴流分布形状によってその大きさが決まり、軸系の動的アライメントに対して大きな影響をおよぼす。しかし、伴流分布形状と動的アライメントの関係については、まだ十分に明らかにされていない。

本報では、軸のたわみを考慮に入れた軸受特性と、伴流分布から求められるプロペラ・フォースならびに曲げモーメントを、動的アライメント計算に入取れた解析法を示し、さらに、実船に適用した場合について検討する。

2. 解析の概要

2.1 アライメント計算 図1に示すように、座標系は軸系の船尾端を原点とし、 x 軸を軸心方向船首向き、 y 軸を水平左舷方向、 z 軸を鉛直上方向とする。

図2に示すように、軸を任意の断面で分割し、分割区間内の軸を質量のない弾性梁(曲げ剛性を EI (E :縦弾性係数、 I :断面二次モーメント)、せん断剛性を GA (G :横弾性係数、 A :断面積)、長さを l とする)、集中質量 m 、等価軸受ばね定数 k の各要素からなる基本要素に置換し、軸系の各状態量を伝達マトリクス法を用いて解く。

u, v を y, z 軸方向のたわみ、 ϕ, φ を y, z 軸回りのた

* 原稿受付 昭和57年10月15日

昭和57年秋季学術講演(昭和57年10月27日)

** 正会員 日立造船(株)技術研究所(堺市築港新町1-5)

図1 座標系ならびに軸系分割要領

図2 基本要素モデル

わみ角, M_y, M_z を y, z 軸回りの曲げモーメント, V_y, V_z を y, z 軸方向のせん断力とし, 任意分割点(ステーションと呼ぶ) i の状態量 $\{z\}_i$ を式(1)で定義する.

$$\{z\}_i = \{u, \varphi, M_z, -V_y, -v, \psi, M_y, V_z, 1\}_i^T \quad (1)$$

1は強制項, $\{ \}^T$ は転置行列を表す. たわみ, せん断力, 外力の正の方向は座標軸の正の方向とし, たわみ角, 曲げモーメント, 外曲げモーメントは, 座標軸の正の方向に向かって右ねじの進む向きを正とする.

図1に示したように, n 個の基本要素に分割された軸系の, 隣接ステーションには式(2)の関係が成立する.

$$\{z\}_i = [T]_i \{z\}_{i-1} \quad (2)$$

$[T]_i$ は図2に示した基本要素の伝達マトリクスを表わし, 式(3)で表わされる.

$$[T]_i = \begin{bmatrix} 1 & l & \beta & r & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \alpha & \beta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{z\varphi} & 1+\alpha k_{z\varphi} & l+\beta k_{z\varphi} & 0 & k_{z\phi} & \alpha k_{z\phi} & \beta k_{z\phi} & -B_z \\ -k_{yy} & -lk_{yy} & -\beta k_{yy} & 1-\tau k_{yy} & k_{yz} & lk_{yz} & \beta k_{yz} & \tau k_{yz} & F_y \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & l & \beta & r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \alpha & \beta & 0 \\ 0 & k_{y\varphi} & \alpha k_{y\varphi} & \beta k_{y\varphi} & 0 & k_{y\phi} & 1+\alpha k_{y\phi} & l+\beta k_{y\phi} & -B_y \\ k_{zy} & lk_{zy} & \beta k_{zy} & \tau k_{zy} & -k_{zz} & -lk_{zz} & -\beta k_{zz} & 1-\tau k_{zz} & -F_z+mg \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

ここに,

$$\alpha = l/EI, \quad \beta = l^2/2EI, \quad r = l^3/6EI - \kappa l/AG$$

であり, F_y, F_z は y, z 軸方向に作用する外力, B_y, B_z は y, z 軸回りに作用する外曲げモーメント, κ はせん断

係数, g は重力加速度を表わす.

式(3)は y, z 軸方向について, 軸受部の連成ばねが作用する場合の伝達マトリクスであるが, 以下においては, 連成作用がない場合を取扱う. このとき式(3)の (9×9) 次の伝達マトリクスは, y, z の各座標軸について, (5×5) 次の伝達マトリクス要素で形成される.

軸系を単純支持点(船尾管軸受以外の軸受は単純支持として取扱う)で分割し, この分割区間をスパンと定義する. 各スパン内に含まれる基本要素伝達マトリクス $[T]_i$ を, 船尾側から順次乗じて得られるマトリクスをスパン・マトリクスと呼び, $[S]$ で表わす. すなわち,

$$[S]_i = [T]_k [T]_{k-1} \cdots [T]_{j+2} [T]_{j+1} \quad (4)$$

$\{V\}_i$ を軸端あるいは支点 i の状態量, $\{V\}_i^R, \{V\}_i^L$ を支点 i の右側(R), 左側(L)の状態量, R_i を未知支点反力, δ_i を既知支点変位(オフセット量, 油膜厚さ, 二重底の変形などを含む), m をスパン総数, n を総基本要素数とする. 状態量計算は y, z 軸方向についてそれぞれ個別に実行する.

スパン・マトリックス $[S]_i$ の要素 $\{S_{i,j,k}\}$ ($i=1, \dots, m, j=1, \dots, 5, k=1, \dots, 5$) を用い, $\alpha_{i,j}$ ならびに $\beta_{i,j}$ を次式のように定義する.

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{i,1} &= \frac{S_{i,1,4}}{S_{i,1,2}\beta_{i-1,1} + S_{i,1,3}\beta_{i-1,3} + S_{i,1,4}\beta_{i-1,5}} \\ \alpha_{i,2} &= \frac{\delta_i - (S_{i,1,1}\delta_{i-1} + S_{i,1,2}\beta_{i-1,2} + S_{i,1,3}\beta_{i-1,4} + S_{i,1,4}\beta_{i-1,6} + S_{i,1,5})}{S_{i,1,2}\beta_{i-1,1} + S_{i,1,3}\beta_{i-1,3} + S_{i,1,4}\beta_{i-1,5}} \end{aligned} \right\} \quad (i=2, \dots, m-1) \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta_{1,2j-1} &= S_{1,j+1,1} - \frac{S_{1,j+2,1}S_{1,1,1}}{S_{1,1,2}} \\ \beta_{1,2j} &= S_{1,j+1,5} + \frac{S_{1,j+2,1}(\delta_1 - S_{1,1,5})}{S_{1,1,2}} \end{aligned} \right\} \quad (j=1, 2, 3) \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} \beta_{i,2j-1} &= \alpha_{i,1} (S_{i,j+1,2}\beta_{i-1,1} + S_{i,j+1,3}\beta_{i-1,3} + S_{i,j+1,4}\beta_{i-1,5}) - S_{i,j+1,4} \\ \beta_{i,2j} &= \alpha_{i,2} (S_{i,j+1,2}\beta_{i-1,1} + S_{i,j+1,3}\beta_{i-1,3} + S_{i,j+1,4}\beta_{i-1,5}) + S_{i,j+1,1}\delta_{i-1} + S_{i,j+1,2}\beta_{i-1,2} + S_{i,j+1,3}\beta_{i-1,4} + S_{i,j+1,4}\beta_{i-1,6} + S_{i,j+1,5} \end{aligned} \right\} \quad (i=2, \dots, m-1, j=1, 2, 3) \quad (7)$$

自由境界条件を有する軸系船尾端のふたつの未知数, すなわちたわみとたわみ角をそれぞれ u_0, φ_0 とすると, 船尾端の状態量は

$$\{V\}_0 = \{u_0, \varphi_0, 0, 0, 1\}_0^T \quad (8)$$

支点1の変位 δ_1 が既知であるから, φ_0 ならびに支点1の状態量は次式で表わすことができる.

$$\varphi_0 = \frac{(\delta_1 - S_{1,1,1}u_0 - S_{1,1,5})}{S_{1,1,2}} \quad (9)$$

$$\{V\}_1^L = \begin{Bmatrix} \delta_1 \\ \beta_{1,1}u_0 + \beta_{1,2} \\ \beta_{1,3}u_0 + \beta_{1,4} \\ \beta_{1,5}u_0 + \beta_{1,6} \\ 1 \end{Bmatrix}_1^L \quad (10)$$

$$\{V\}_1^R = \{V\}_1^L - \{0, 0, 0, R_1, 0\}^T \quad (11)$$

支点2の変位 δ_2 が既知であるから、未知数 u_0 は未知反力 R_1 で表わすことができ、式(12)となる。

$$u_0 = \alpha_{2,1}R_1 + \alpha_{2,2} \quad (12)$$

支点2の状態量は

$$\{V\}_2^L = \begin{Bmatrix} \delta_2 \\ \beta_{2,1}R_1 + \beta_{2,2} \\ \beta_{2,3}R_1 + \beta_{2,4} \\ \beta_{2,5}R_1 + \beta_{2,6} \\ 1 \end{Bmatrix}_2^L \quad (13)$$

$$\{V\}_2^R = \{V\}_2^L - \{0, 0, 0, R_2, 0\}^T \quad (14)$$

となる。以下同様な操作を繰り返すと、第 i スパンでは

$$R_{i-2} = \alpha_{i,1}R_{i-1} + \alpha_{i,2} \quad (i=2, \dots, m-3) \quad (15)$$

第 i 支点の状態量は

$$\{V\}_i^L = \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \beta_{i,1}R_{i-1} + \beta_{i,2} \\ \beta_{i,3}R_{i-1} + \beta_{i,4} \\ \beta_{i,5}R_{i-1} + \beta_{i,6} \\ 1 \end{Bmatrix}_i^L \quad (16)$$

$$\{V\}_i^R = \{V\}_i^L - \{0, 0, 0, R_i, 0\}^T \quad (17)$$

となる。最終の第 m スパンでは、軸系船首端(ステーション n)と第 $m-1$ 支点の状態量の間に次式が成立する。

$$\{V\}_m^L = [S]_m \{V\}_{m-1}^R \quad (18)$$

船首端が自由、固定、単純支持の場合には

$$\left. \begin{aligned} M=V=0 & \quad (\text{自由}) \\ u=\delta_m, \quad \varphi=\theta_m & \quad (\text{固定}) \\ u=\delta_m, \quad M=0 & \quad (\text{単純支持}) \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

となるから、これら条件を式(18)に適用する。ここで

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= S_{m,i,2}\beta_{m-1,1} + S_{m,i,3}\beta_{m-1,3} + S_{m,i,4}\beta_{m-1,5} \\ W_2 &= S_{m,i,1}\delta_{m-1} + S_{m,i,2}\beta_{m-1,2} + S_{m,i,3}\beta_{m-1,4} \\ &\quad + S_{m,i,4}\beta_{m-1,6} + S_{m,i,5}\delta_m \\ W_3 &= S_{m,j,2}\beta_{m-1,1} + S_{m,j,3}\beta_{m-1,3} + S_{m,j,4}\beta_{m-1,5} \\ W_4 &= S_{m,j,1}\delta_{m-1} + S_{m,j,2}\beta_{m-1,2} + S_{m,j,3}\beta_{m-1,4} \\ &\quad + S_{m,j,4}\beta_{m-1,6} + S_{m,j,5}\delta_m \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

と置くと、最終的に残ったふたつの未知反力 R_{m-2} 、 R_{m-1} は次式から求めることができる。

$$\left. \begin{aligned} R_{m-2} &= \frac{S_{m,j,4}W_2 - S_{m,i,4}W_4}{S_{m,i,4}W_3 - S_{m,j,4}W_1} \\ R_{m-1} &= \frac{W_2W_3 - W_1W_4}{S_{m,i,4}W_3 - S_{m,j,4}W_1} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

式(20)、(21)の記号は、自由端では $i=3$ 、 $j=4$ 、 $\delta_m = \theta_m = 0$ であり、固定端では $i=1$ 、 $j=2$ 、単純支持であれば $i=1$ 、 $j=3$ 、 $\theta_m = 0$ とする。

他の未知数ならびに各支点、船尾端の状態量は式(9)～(17)から求めることができる。また図1に示した、任

意ステーション j から k までを構成する第 i スパン内のステーション l の状態量は、次式から求められる。

$$\{z\}_l = [T]_l [T]_{l-1} \cdots [T]_{j+1} [T]_j \{V\}_{i-1}^R \quad (22)$$

2.2 軸受油膜特性の解析⁴⁾ 座標系は図3に示すように軸受船尾端の中央に原点をとり、軸方向船首向きに x 軸、水平左舷方向に y 軸、鉛直上方向に z 軸を定義する。また軸受中央の最大すきま位置から時計の回転方向に角度 θ 、給油溝位置を表わす角度 θ_G を z 軸より時計の回転方向に定義する。

図3 座標系

圧力を p 、油膜厚さを h 、油の粘性係数を μ 、軸表面の周速を U とすると、静荷重軸受に対するレイノルズ方程式は次式となる。

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (23)$$

軸受直径を $D (=2R)$ 、 R は半径、軸受幅を L 、軸の毎秒回転数を n 、回転角速度を ω 、軸受半径すきまを C_r 、軸受荷重を W として以下に示す無次元量を定義する。

$$\left. \begin{aligned} \bar{x} &= x/L, \quad \bar{\theta} = \theta/\pi D, \quad H = h/C_r, \quad \bar{p} = p/(\frac{R}{C_r})^2 \mu \omega \\ S &= (\frac{R}{C_r})^2 \mu n/p_m, \quad \bar{W} = W/2\pi (\frac{R}{C_r})^2 \mu \omega RL \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

S はゾンマフェルト数、 p_m は軸受平均面圧 (W/DL) を表わす。

上記無次元量ならびに式(25)で表わされる新変数 $q^{(8)}$ を用いると、式(23)は式(26)に変換できる。

$$\left. \begin{aligned} q &= \bar{p} H^{\frac{3}{2}} \\ \frac{\partial^2 q}{\partial \bar{\theta}^2} + \left(\frac{\pi D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 q}{\partial \bar{x}^2} - \frac{3}{4H^2} \left[\left(\frac{\partial H}{\partial \bar{\theta}} \right)^2 + \left(\frac{\pi D}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial H}{\partial \bar{x}} \right)^2 \right. \\ &\quad \left. + 2H \left\{ \frac{\partial^2 H}{\partial \bar{\theta}^2} + \left(\frac{\pi D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 H}{\partial \bar{x}^2} \right\} \right] q = \frac{2\pi}{H^{\frac{3}{2}}} \frac{\partial H}{\partial \bar{\theta}} \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

軸のたわみを考慮するために、軸は図4に示すように軸方向に奇数等分割された軸受区間で、軸心のたわみ曲線に沿って連続的に折れ曲がっており、かつ軸受中心線に直角な軸の横断面は近似的に円形であると仮定する。

アライメント計算で求められたステーション $i-1$ と i の y, z 座標をそれぞれ (y_{i-1}, z_{i-1}) 、 (y_i, z_i) とすると、軸受内の分割区間中央の偏心率は近似的に

F_y, F_z は y, z 軸方向に作用する力, B_y, B_z は y, z 軸回りに作用する曲げモーメント, R はプロペラ半径 ($0.7 r/R$), Q は平均トルク, T は平均スラスト, V_s は船速, u は半径 R 上のプロペラ周速, J は前進係数, K_t はスラスト係数, K_q はトルク係数, w_1, φ_1 は伴流係数の 1 次の調和項ならびに位相角, w_{a0} は平均伴流係数を表わす. また添字 a は軸方向, u は円周方向を表わす.

動的アライメント計算では, 伴流分布のパターン形状と, プロペラ・フォースの関係が特に注目される. 伴流分布をパターン化し, これよりベアリング・フォースを求め, 推進軸系の横振動に適用した例が安濃田・葉山⁸⁾によって行われた. ここでも同様なパターン化を行い, プロペラ・フォースを求める.

軸方向伴流係数の一般的なパターンを図 6 に示す. W は伴流係数, $r, \delta, \varphi, \eta, \theta$ は角度を表わす. 図 6 の伴流パターンを調和解析すると次式となる.

$$a_{ak} = \frac{1}{\pi k^2} \left\{ \begin{aligned} & \frac{(W_T - W_{A2})}{(\varphi_A + \delta_A)} \{ \cos k(r_A + \delta_A) - \cos k(r_A - \varphi_A) \} \\ & - \frac{(W_T - W_{A1})}{(\varphi_A - \delta_A)} \{ \cos k(\varphi_A + r_A) - \cos k(r_A + \delta_A) \} \\ & - \frac{(W_{A1} - W_S)}{\theta_A} \{ \cos k(\varphi_A + r_A + \theta_A) - \cos k(\varphi_A + r_A) \} \\ & + \frac{(W_{A2} - W_S)}{\eta_A} \{ \cos k(r_A - \varphi_A) - \cos k(r_A - \varphi_A - \eta_A) \} \\ & + (-1)^k \left\langle \frac{(W_{B1} - W_S)}{\theta_B} \{ \cos k(r_B - \varphi_B) - \cos k(r_B - \varphi_B - \theta_B) \} \right. \\ & + \frac{(W_B - W_{B1})}{(\varphi_B + \delta_B)} \{ \cos k(r_B + \delta_B) - \cos k(r_B - \varphi_B) \} \\ & - \frac{(W_B - W_{B2})}{(\varphi_B - \delta_B)} \{ \cos k(r_B + \varphi_B) - \cos k(r_B + \delta_B) \} \\ & \left. - \frac{(W_{B2} - W_S)}{\eta_B} \{ \cos k(r_B + \varphi_B + \eta_B) - \cos k(r_B + \varphi_B) \} \right\rangle \end{aligned} \right\} \\ b_{ak} = \frac{1}{\pi k^2} \left\{ \begin{aligned} & \frac{(W_T - W_{A2})}{(\varphi_A + \delta_A)} \{ \sin k(r_A + \delta_A) - \sin k(r_A - \varphi_A) \} \\ & - \frac{(W_T - W_{A1})}{(\varphi_A - \delta_A)} \{ \sin k(\varphi_A + r_A) - \sin k(r_A + \delta_A) \} \\ & - \frac{(W_{A1} - W_S)}{\theta_A} \{ \sin k(\varphi_A + r_A + \theta_A) - \sin k(\varphi_A + r_A) \} \\ & + \frac{(W_{A2} - W_S)}{\eta_A} \{ \sin k(r_A - \varphi_A) - \sin k(r_A - \varphi_A - \eta_A) \} \\ & + (-1)^k \left\langle \frac{(W_{B1} - W_S)}{\theta_B} \{ \sin k(r_B - \varphi_B) - \sin k(r_B - \varphi_B - \theta_B) \} \right. \\ & + \frac{(W_B - W_{B1})}{(\varphi_B + \delta_B)} \{ \sin k(r_B + \delta_B) - \sin k(r_B - \varphi_B) \} \\ & - \frac{(W_B - W_{B2})}{(\varphi_B - \delta_B)} \{ \sin k(r_B + \varphi_B) - \sin k(r_B + \delta_B) \} \\ & \left. - \frac{(W_{B2} - W_S)}{\eta_B} \{ \sin k(r_B + \varphi_B + \eta_B) - \sin k(r_B + \varphi_B) \} \right\rangle \end{aligned} \right\} \\ (k=0, 1, 2, \dots) \quad (38)$$

式(38)の a_{ak}, b_{ak} はそれぞれ $\cos$ 成分, $\sin$ 成分の

図 6 一般的な軸方向伴流分布

係数を表わし, これより伴流係数ならびに位相角は

$$\left. \begin{aligned} w_{a0} &= a_{a0}/2 \\ w_{ak} &= \sqrt{a_{ak}^2 + b_{ak}^2}, \quad \varphi_{ak} = \tan^{-1}(b_{ak}/a_{ak}) \end{aligned} \right\} (39)$$

となる. パターンを図 6 の破線で示したようにさらに簡単化すると, 係数 a_{ak}, b_{ak} は次式となる.

$$\left. \begin{aligned} a_{ak} &= \frac{2(W_T - W_S)}{\pi k^2 \varphi_A} (1 - \cos k \varphi_A) \\ &+ \frac{(-1)^k 2(W_B - W_S)}{\pi k^2 \varphi_B} (1 - \cos k \varphi_B) \end{aligned} \right\} (40)$$

$$b_{ak} = 0$$

円周方向伴流係数の一般的なパターンを図 7 に示す. これを調和解析すると次式となる.

$$a_{uk} = \frac{1}{\pi k^2} \left\{ \begin{aligned} & \frac{(W_{t1} - W_S)}{\varphi_{t1}} \{ \cos k \varphi_{t1} - 1 \} \\ & + \frac{(W_{B1} - W_{t1})}{(\pi - \varphi_{t1} - \varphi_{B1})} \{ (-1)^k \cos k \varphi_{B1} - \cos k \varphi_{t1} \} \\ & - (-1)^k \frac{W_{B1}}{(\varphi_{B1} - \varphi_B)} \{ \cos k \varphi_B - \cos k \varphi_{B1} \} \\ & + (-1)^k \frac{W_{B2}}{(\varphi_{B2} + \varphi_B)} \{ \cos k \varphi_{B2} - \cos k \varphi_B \} \\ & + \frac{(W_{t2} - W_{B2})}{(\pi - \varphi_{B2} - \varphi_{t2})} \{ \cos k \varphi_{t2} - (-1)^k \cos k \varphi_{B2} \} \\ & + \frac{(W_S - W_{t2})}{\varphi_{t2}} \{ 1 - \cos k \varphi_{t2} \} \end{aligned} \right\} \\ b_{uk} = \frac{1}{\pi k^2} \left\{ \begin{aligned} & \frac{(W_{t1} - W_S)}{\varphi_{t1}} \sin k \varphi_{t1} \\ & - \frac{(W_{B1} - W_{t1})}{(\pi - \varphi_{t1} - \varphi_{B1})} \{ (-1)^k \sin k \varphi_{B1} + \sin k \varphi_{t1} \} \\ & + (-1)^k \frac{W_{B1}}{(\varphi_{B1} - \varphi_B)} \{ \sin k \varphi_B - \sin k \varphi_{B1} \} \\ & + (-1)^k \frac{W_{B2}}{(\varphi_{B2} + \varphi_B)} \{ \sin k \varphi_{B2} + \sin k \varphi_B \} \\ & - \frac{(W_{t2} - W_{B2})}{(\pi - \varphi_{B2} - \varphi_{t2})} \{ \sin k \varphi_{t2} + (-1)^k \sin k \varphi_{B2} \} \\ & + \frac{(W_S - W_{t2})}{\varphi_{t2}} \sin k \varphi_{t2} \end{aligned} \right\} \\ (k=0, 1, 2, \dots) \quad (41)$$

$$w_{uk} = \sqrt{a_{uk}^2 + b_{uk}^2}, \quad \varphi_{uk} = \tan^{-1}(b_{uk}/a_{uk}) \quad (42)$$

さらに図 7 の破線で示したパターンについて求めると

図7 円周方向伴流分布

$$a_{uk}=0$$

$$b_{uk} = \frac{2W_{t1}}{\pi k^2} \sin k \varphi_{t1} \left\{ \frac{1}{\varphi_{t1}} + \frac{1}{\pi - \varphi_{t1}} \right\} \quad (43)$$

となる。以上で伴流係数ならびに位相角が求まり、これにプロペラ特性を考慮すれば、式(35)～式(37)によりプロペラ・フォースを求めることができる。

2.4 計算のフロー・チャート 動的アライメント計算の流れを表1に示す。個々の動的アライメント計算の流れのなかで、軸受油膜特性を求めているのは、計算時間が多くかかり実用的でない。したがって、あらかじめ種々の条件(L/D , 軸の傾き(q), 軸のたわみ(λ), 給油溝の位置(θ_G), 給油溝の角度($\Delta\theta_G$))について軸受特性を求め、これをデータ・バンクとして保存する。このデータとアライメント計算で得られた値とが一致すれば、軸系の状態量 outputs。圧力分布の状態が知りたければ、上記計算で得られた軸心位置を用いて式(26)の計算を行う。

なお中間軸受の軸心位置は外力の影響が小さいと思われるため、軸の傾きならびにたわみのない通常のジャー

表1 計算のフローチャート

ナル軸受理論で、得られる特性から決定する。また二重底の変形による軸受オフセット量の変化は、Sakai-Kanda⁹⁾が簡単に便利な計算法を提供しているため、これを利用する。

3. 計算結果ならびに検討

3.1 軸受油膜特性 データ・バンクに格納する油膜特性の一例を図8から図13に示す。図8, 図9は偏心率と軸受荷容量の関係を、軸の傾き($q=e'/2C_r$, e' は軸心の軸方向投影長さ)をパラメータとして示している。図から明らかなように傾き q が小さいと、 α の大きさによる差異は少ないが、 q が大きくなると α の違いによる差が大きくなる。

軸にたわみ(λ)がある場合の偏心率と荷容量の関係

図8 偏心率と荷容量の関係

図9 偏心率と荷容量の関係

図 10 偏心率と負荷容量の関係

図 11 偏心率と偏角の関係

図 12 偏心率と偏角の関係

図 13 軸受中央の軸心軌跡

は図 10 に示すとおりである。軸のたわみの方向はあらゆる方向が考えられるが、ここでは代表的な例について示した。図に示した見掛上の軸受中央偏心率とは、軸受船首端と船尾端の軸心を結んだ直線上における、軸受中央の偏心率を意味する。

偏心率と偏角の関係を傾き q をパラメータとして表示すれば図 11, 図 12 となる。また図 13 は軸の傾きならびにたわみを有する場合の、軸心軌跡の一例である。

以上のような特性をデータ・バンクとして保存する。このほかにも L/D , 給油溝位置 (θ_{G1} , θ_{G2}), 給油溝角度 ($\Delta\theta_G$) などをパラメータとした特性が加わるが⁽⁴⁾, ここでは油膜特性について論じることが本来の目的ではないため、これ以上は言及しない。

3.2 伴流パターンとプロペラ・フォースの特性

式 (35) に示したように、プロペラ特性が同一であれば、プロペラ・フォースは伴流分布だけの関数となる。したがって、式 (36) で表わされる数値の比較から、プロペラ・フォースの定性的な比較検討を行う。

たとえば図 14 に示すように、(a) プロペラ円下部の伴流係数の影響、(b) プロペラ円下部の伴流パターンのすそ野の広がり、(c) プロペラ円上部の伴流パターンのすそ野の広がり、(d) プロペラ円上部の伴流係数の影響についてしらべるために、伴流パターンの

図 14 伴流分布の変化

図15 軸方向伴流分布とプロペラ・フォース係数

一部を破線で示したように変更すると、図15に示した結果となる。

これによると、プロペラ円下部のすそ野のひろがり角 ϕ_B が一定であれば、伴流係数 W_B が小さいほど w_{ac} 、すなわちプロペラ・フォースの F_y 、 B_y は大きくなる。 W_B が一定であれば、 ϕ_B が小さいほど w_{ac} は大きくなる。

プロペラ円上部の伴流係数 (W_T) のすそ野のひろがり角 (ϕ_A) が一定であれば、 W_T が大きいほど w_{ac} は大きくなる。 W_T が一定であれば、 ϕ_A が大きいほど w_{ac} は大きくなる。

図14に示した伴流パターンは、船体中心線 (z 軸) に関して対称な分布となっているため w_{as} の項はない。したがって F_z 、 B_z については、軸方向伴流係数はなんら寄与しないことになる。

図7の破線で示した円周方向伴流パターンについて、同様な検討を行った結果を図16に示す。図7に示したパターンは、船体中心線に関して逆対称となるため、 w_{us} の項だけとなる。 w_{us} はプロペラ・フォースの F_z 、 B_z の大きさに関係する。図16によると、伴流係数 W_{t1} が大きいほど w_{us} は大きくなり、 ϕ_{t1} の影響は少ない。

以上より、軸方向伴流係数はプロペラ円上部の伴流係数とそのすそ野の広がりが大きく、かつプロペラ円下部の伴流係数が小さいほどプロペラ・フォースが大きくなり、円周方向伴流係数は、係数が大きいほどプロペラ・フォースが大きくなる傾向にあるといえる。

図16 円周方向伴流分布とプロペラ・フォース係数

3.3 実船への適用 同一の船舶に対して、四種類の伴流パターンを適用した例について検討する。

対象船はディーゼル機関を主機とする一軸バルク・キャリアで、主要目は以下のとおりである。

載荷重量：34,600MT

定格出力：10,500PS×130rpm {7,723kW×130min⁻¹} (M.C.O)

プロペラ：直径5.55m、重量12,160kgf {119.2kN}

プロペラ軸：460φmm×7,040mm

対象船の軸系装置図を図17に、適用する伴流パターンを図18に示す。

図17 軸系装置図

図18 伴流パターン ($r/R=0.7$)

表2 静的プロペラ・フォース

伴流パターン	w_{0a}	w_{1a}	w_{1u}	$\frac{2F_y R}{Q}$	$\frac{2F_z R}{Q}$	$\frac{2B_y}{TR}$	$\frac{2B_z}{TR}$
A	0.433	0.090	0.163	0.114	0.141	0.156	0.158
B	0.286	0.122	0.034	0.161	0.034	0.218	0.039
C	0.242	0.316	0.111	0.416	0.087	0.564	0.099
D	0.181	0.142	0.147	0.195	0.121	0.257	0.130

各伴流パターンから 130 rpm におけるプロペラ・フォースを求めると表 2 となる。前項で検討したように、プロペラ円下部の伴流係数が小さなパターン C の F_y , B_y の大きい点が注目される。パターン B, C, D をパターン A と比較すると, F_y , B_y はいずれも大きく, F_z , B_z は逆に小さくなっている。したがって動的アライメント状態は, パターン A に比べ他のパターンでは, 軸が鉛直上方に持ち上げられる傾向が強く現われると予想される。

各伴流パターンから求められたプロペラ・フォース, ならびに先に求めた軸受特性値を用いて動的アライメント計算を行い, 軸心位置を求めると図 19 から図 22 に示す結果となる。

伴流パターン A の動的アライメントは他の動的アライメント状態に比較すると, 良好なアライメントになっている。すなわち十分な油膜厚さが確保され, かつ軸受面やシール装置のバックアップ・リングなどが, 軸のふれまわり振動でたたかれるような現象は, 発生しないものと思われる。なお図 19 に示した横振動軌跡は, 伴流パターン A から求めたベアリング・フォースを用いて得られた軌跡を示している。本伴流パターンは, 先に示した対象船に対するパターンであり, 本船は動的アライメント上は特に問題がないと考えられる。

伴流パターン B, D による動的アライメントも, 特に問

図 19 伴流パターン A による動的アライメント

図 20 伴流パターン B による動的アライメント

図 21 伴流パターン C による動的アライメント

図 22 伴流パターン D による動的アライメント

題となるような点は見受けられない。しかし, 曲げモーメント B_y が大きいために, 図 19 に比較すると, 130 rpm における軸の持ち上がりがやや大きくなっている。

伴流パターン C による動的アライメントを図 21 に示す。表 2 から明らかなように, 伴流パターン C のプロペラ・フォースは, 曲げモーメント B_y が極端に大きいためにこのような結果になっている。主軸の回転上昇に伴い, プロペラが完全に上方に持ち上がり, 軸受船尾端の軸心が軸受上底面近傍に接近している。さらに横振動による変動分が加わるために, このような伴流パターンの場合には, 動的アライメントに注意する必要がある。

第 2 の例として, 動的アライメントの実船計測例について検討する。対象船はタービンを主機とする一軸オイル・タンカー¹⁰⁾であり, 主要目は以下のとおりである。

載荷重量: 400,000 LT

定格出力: 45,000 PS $\times 80$ rpm {33,098 kW $\times 80$ min⁻¹}
(M.C.O.)

プロペラ: 直径 9.7 m, 重量 78,650 kgf {771.3 kN}

プロペラ軸: 990 ϕ mm $\times$ 9,950 mm

本船の伴流パターンは図 18 (b) に相当する。

喫水変化に伴う二重底の変位を図 23 に示す。計算値は Sakai-Kanda⁹⁾ の方法にもとづいて求めたが, 計算値と計測値はよく一致している。この二重底の変位を軸受支点のオフセット量の変化として考慮し, 軸受荷重を求めると, 表 3 の結果になる。計測値はジャッキ・アップ法で得られた値である。

軸心軌跡の一例を図 24 に示す。計測結果から判断すると、図 24 に示したようなアライメント状態になるためには、実船の曲げモーメント B_z が、計算値に比べかなり大きいのではないかと推測される。この点に関しては、実船の伴流分布の推定法とも関係するため、今後さらに検討を必要とする。

図 25 に本供試船の偏心率とゾンマフェルト数の関係を示す。軸のたわみを無視すると、プロペラ・フォースが大きくなる高回転領域で、理論曲線から異常な離れ方を示すが、軸のたわみを考慮すると、そのような傾向は現

われない。したがって、負荷が大きくなる。高回転領域では軸のたわみを考慮する必要がある。図 26 に軸受の圧力分布を示すが、軸のたわみを無視すると、低回転領域では過大評価となり、高回転領域では過少評価となる。

図 23 二重底の変位

表 3 軸受荷重

		(x10 ³ kgf {xkN})					
		船尾管軸受		中間軸受	減速歯車軸受		
		後部	前部		後部	前部	
計画値	計算値	117.3	11.2	22.1	32.8	35.8	
		{1150}	{110}	{217}	{322}	{351}	
喫水	計算値	118.1	10.0	22.4	31.9	36.7	
		{1158}	{98}	{220}	{313}	{360}	
13.53m	計測値			30.7	27.2		
				{301}	{267}		
喫水	計算値	117.6	11.3	20.9	34.5	34.8	
		{1153}	{111}	{205}	{338}	{341}	
22.10m	計測値			29.4	35.0		
				{288}	{343}

図 24 軸心軌跡の比較

図 25 船尾管軸受油膜特性

(a) 円周方向圧力分布

(b) 軸方向圧力分布

図 26 最大油膜圧力点の圧力分布(軸心位置は計測値による)

4. 結 言

プロペラ・フォースならびに軸のたわみを考慮した軸受特性を、動的アライメント計算に入れた解析を行い、若干の検討を行った結果、次のことが明らかになった。

(1) 伴流分布形状はプロペラ・フォースに、したがって動的アライメントに大きな影響をおよぼす。特にプロペラ円上部と下部の伴流分布に大きな差がある場合には、プロペラ・フォースが大きくなるため、動的アライメント上注意しなければならない。

(2) 実船の軸心軌跡に合うような動的アライメント計算を行うには、実船の正確な伴流分布の推定が必要不可欠である。

(3) 軸のたわみを無視すると、実際とは異なった軸受特性が得られるため、注意しなければならない。

(4) 各種条件の油膜特性をあらかじめ求め、これをデータ・バンクとして活用すれば、計算時間の大幅な短縮が可能である。

現状では、船尾管軸受内の軸の挙動に関する計測例が少なく、このことが動的アライメント計算の確立を困難にしている。今後ますます動的アライメント計算の要求が増えていくと思われるが、そのためには船尾管軸受内の軸の挙動に関して、多くの計測とデータの蓄積が必要と考える。

文 献

- 1) O. C. Larsen, Trans I Mar E (C), vol 91, Conference No. 4 (1979), Paper C30.
- 2) 朝鍋, 潤滑, 15-5 (昭45-5), 254.
- 3) 小野・朝鍋・浅井・鷺見, 舶機誌, 10-3 (1975), 233.
- 4) 松本・水内・斎藤, 関船誌, 184 (昭57-3), 29.
- 5) 鷺見, 舶機誌, 13-9 (昭53-9), 628.
- 6) Vogelpohl, G, VDI-Forschungsheft (1937), 386.
- 7) O. Pinkus, W. Shapiro, MARAD Report No. MA-RD-920-79009, (1978-11).
- 8) 安濃田・葉山, 舶機会昭和50年秋季講演会前刷.
- 9) H. Sakai, Y. Kanda, Journal of the Faculty of Engineering, The University of Tokyo (B), Vol. XXXIV, No. 4 (1978), 589.
- 10) 斎藤・水内・松本ほか, 舶機誌, 13-12 (昭53-12), 903.

〔 質 疑 応 答 〕

質問者 (財)日本海事協会 久米 宏

〔質問〕 伴流を考慮することは、プロペラ動的外力を考慮することであり、これはプロペラの翼数によって、様相が大きく異なる。横振動の計算に当って、この変動外力を考慮した上で軸系中心線の変動計算ができるように、伴流分布と翼数の両者を考慮に入れた実機に適用できる計算手法の解明に更に研究を進めていただきたい。

〔回答〕 本報で取扱った軸系アライメント計算は、大別するとふたつの部分に分けられる。

第1は、定常運転状態における、軸心の静的釣合位置を、軸受油膜特性と静的プロペラ・フォースを用いて求める計算である。この計算で用いるプロペラ・フォースは一定の大きさで軸を押ししたり、曲げたりする力であり、この力は1次の伴流成分に関係し、プロペラ翼数には関係しない。

第2は、定常運転状態に重畳される、微小振幅を仮定した横振動計算である。軸の横振動に寄与する力、すなわちベアリング・フォースは、当然のことながら伴流分布とプロペラ翼数に関係する。

たとえば、図19に実線で示した軸心位置は、静的プロペラ・フォースより求めた結果であり、破線で示した翼数次振動の軸心軌跡は、翼数を考慮して求めた動的プロペラ・フォースを用いて求めた結果である。

質問者 三井造船(株)玉野研究所 三井純一

〔質問〕 1. プロペラ外力を考慮すると軸の自重との合力ベクトルの方向が変動する。給油溝がある場合、特に給油溝角度が大きい場合は油膜特性も異なることになる。

この点に関してはどのように扱っておられるのか。

2. 油膜特性に関するデータ補間の方法を詳しく御教示いただきたい。

〔回答〕 1. ご指摘のとおり、プロペラ外力が作用すると、軸系と自重と外力による合力ベクトルの方向(本文図3の角度 δ)が変わり、軸受の負荷容量が変化する。この角度変化は外力が作用しない場合に比べ、M.C.R.で約 $3^{\circ}\sim 5^{\circ}$ 程度であり、負荷容量の変化は偏心率0.8に対し $2\sim 3\%$ 程度の変化となる。もちろん条件によりこの値も変化するが、一般に偏心率が大きいほど変化も大きい。

軸受油膜の静特性を求める段階では、この角度 δ をパラメータとして数種の計算を行い、データ・バンクとして格納する。しかし、静的プロペラ・フォースが軸受の静荷重に比べて小さい場合には、1次近似的には無視してよいと考える。

2. 補間に至る過程は以下のとおりである。

① あらかじめ、ミスアライメントを定義する各種定数(文献4)参照)について、すなわち q (軸の勾配)、 α (軸心と軸心中央を通る直径とのなす角度)、 λ (軸のたわみ)、 χ (たわみの方向)、 δ (荷重ベクトルの方向)の各種パラメータについて、偏心率-負荷容量($\epsilon_0 - \bar{W}(q, \alpha, \lambda, \chi, \delta)$)、偏角-負荷容量($\phi_0 - \bar{W}(q, \alpha, \lambda, \chi, \delta)$)の関係を求め、データ・バンクに格納する。

② アライメント計算を実行し $\bar{W}, q, \alpha, \lambda, \chi, \delta, \epsilon_0'$ (軸受中央偏心率)を求める。ここで得られた $\alpha, \lambda, \chi, \delta$ に最も近い値 $\alpha_1, \lambda_1, \chi_1, \delta_1$ を指定する。

③ アライメント計算で得られた q に最も近いデータ・バンク内の格納値 $q_1, q_2 (q_1 \leq q \leq q_2)$ について、 $\bar{W}(q_1,$

$\alpha_1, \lambda_1, \chi_1, \delta_1$) に相当する ε_1' ならびに φ_1' を求める。
 次いで $\overline{W}(q_2, \alpha_1, \lambda_1, \chi_1, \delta_1)$ に相当する ε_2' ならびに φ_2' を求める。

と ε_2' ならびに φ_1' と φ_2' から補間により求める。

⑤ アライメント計算で得られた ε_0' と油膜特性から得られた ε_0'' を比較し、許容値内にあるかどうかを確認する。

④ 勾配 q に相当する ε_0'' ならびに φ_0'' をそれぞれ ε_1'