変動プロペラ荷重を受ける船尾管軸受の油膜解析に関する研究* (コンテナ船による軸心軌跡計測結果と計算値の比較)

高橋 定^{*1}, 松本 将^{*2}, 立石 智裕^{*3}
大山 賢二^{*4}, 黒岩 良太^{*5}, 諸星 彰三^{*6}

Study on Oil Film Analysis of the Stern Tube Bearing Under the Conditions of Dynamic Propeller Shaft Forces (Comparison Between Theory and Measurement Results of Full-Scale Ship Propeller Shaft Center Loci)

Sadamu TAKAHASHI^{*7}, Susumu MATSUMOTO, Tomohiro TATEISHI,
Kenji OHYAMA, Ryota KUROIWA and Shozo MOROHOSHI

^{*7} The Graduate School of Information, Production and Systems, Waseda University,
2-7 Hibikino, Wakamatsu-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka, 808-0135 Japan

This paper shows a new strong coupling analysis method for calculation of hydrodynamic lubricating film characteristics on the stern-tube-bearing of large-sized ships. The dynamic forces on the propeller shaft in turning conditions were calculated using CFD. Then, the propeller shaft center loci were calculated using dynamic propeller shaft forces, and were compared with the results of measurements of shaft center loci of a full-scale ship, where the results showed approximately good coincidence, thereby the validity of this analysis was confirmed.

Key Words: Stern Tube Bearing, Dynamic Propeller Shaft Force, Misalignment, Shaft Locus, Strong Coupling Method

1. 結 論

大型商船では、オーバハングしたプロペラ軸を船尾管の油膜軸受で支持する構造が一般的に採用され、図 1 に示す様な軸系配置となる。このため、プロペラ自重、プロペラフォースの作用でプロペラ軸に大きな曲げ撓みが生じ、船尾管軸受に片当たりが付く。通常、この様な片当りはプロペラ軸のアライメント調整やスロープボーリング等の採用によって船尾管軸受に損傷が及ばないように配慮される。しかし、アライメント調整が不十分な場合、油膜切れによる致命的軸受損傷を招いてしまう。軸受損傷防止のためには、プロペラ軸の曲げ撓みと軸受油膜との連成解析は極めて重要と

なり、また、実際の軸受損傷防止の観点から、船尾管軸受に作用する荷重条件もプロペラ重量のみの静荷重条件からプロペラ推進力によって生じるプロペラ動荷重を考慮する必要性が生じてきた。

船尾管軸受の解析に関するこれ迄の研究は以下の状況である。1960 年代に Asanabe^① らによって船尾管軸受特性に及ぼす片当たりの影響について研究が実施され、実験と理論解析から片当たりと最小油膜厚さの関係式等を導き出している。また、商船の大型化に伴うプロペラ重量や軸アライメントが軸受油膜に及ぼす影響については Ono^② らの研究がある。その後、Saitoh^③ は伴流によるプロペラフォースとプロペラ軸の曲げ撓みを考慮した動的アライメント計算法について最初に提案し、軸心軌跡の実船計測結果と計算結果との比較を行った。

Fig. 1 Shaft arrangement

* 原稿受付 2009 年 5 月 20 日。

^{*1} 正員, 早稲田大学大学院情報生産システム研究科(☎ 808-0135 北九州市若松区ひびきの 2-7)。

^{*2} 正員, フェロー, 早稲田大学大学院情報生産システム研究科。

^{*3} 正員, 三菱重工業(株)長崎造船所(☎ 850-8610 長崎市飽の浦町 1-1)。

^{*4} 三菱重工業(株)長崎造船所。

^{*5} 三菱重工業(株)技術本部長崎研究所(☎ 851-0392 長崎市深堀町 5-717-1)。

^{*6} 正員, 三菱エンジニアリング(株)(☎ 850-8610 長崎市飽の浦町 1-1)。

E-mail: s_takahashi@akane.waseda.jp

また, Mitsui⁽⁴⁾ はプロペラ低速回転時の重力方向荷重を対象として船尾管軸受内でのプロペラ軸曲げ変形と軸受油膜を連成させ超低速時の船尾管軸受油膜特性を明らかにした. 更に, Mourelatos⁽⁵⁾ はプロペラ軸の曲げ撓みと軸受メタルの弾性変形を同時加味した解析方法を示し, 軸受モデル試験結果の油膜圧力分布と比較して良く一致する結果を得ている. 一方, Saki⁽⁶⁾ は二重反転プロペラ用船尾管軸受の研究で大きな片当たりを生じるプロペラフォースが作用する場合の軸受油膜特性解析法を検討し, 油膜回転ばねの考えを導入することで反復計算の収束性改善を行い, 二重反転プロペラを採用した超大型船での軸心軌跡計測結果と比較し解析結果の有効性を示した. 以上は, プロペラフォースが変動しない定常荷重条件での結果であるが, Kami⁽⁷⁾ は Mourelatos⁽⁵⁾ の研究に続いてプロペラ軸の運動方程式と船尾管軸受の油膜特性を連成させ時刻歴解析法を示し RO-RO 船 (Roll-on Roll-off vessel) を対象に正弦波状に変動するプロペラ荷重が作用した場合の油膜解析を行った.

ところで, 船尾管軸受にとって高速での旋回操船は最も油膜が薄くなる過酷な条件であるが, これまで, 高速旋回過程の油膜解析と実船での軸心計測結果とを比較検討した報告例はほとんど見あたらない. これは, 旋回操船が伴流の過渡現象を伴うためプロペラフォースの高精度予測が難しいことと, 斜流によるモーメント荷重の増大でプロペラ軸が大きく撓み, 片当たりが強くなり油膜解析上の収束計算が困難になってしまうためと推定される. しかしながら, プロペラフォースに関しては, 最近の CFD の発達とプロペラ単体による水槽試験での計測技術の向上によって推定性能予測とともに軸受に作用するプロペラフォースの予測精度は著しく向上してきた. また, 船尾管軸受油膜特性とプロペラ軸撓みとの連成問題は, EHL 解析に見られるように弾性変形とレイノルズ方程式を連成させた強連成問題として扱うことで収束性の改善が期待できる.

本報告は, 著者らの一人により示された高速旋回時の変動プロペラフォース予測解析法⁽⁸⁾を用い, 船尾管軸受油膜とプロペラ軸撓みの連成問題の収束性改善によって旋回時の変動荷重による油膜解析を実施し, 実船計測値と比較検討した結果について述べる.

2. おもな記号

F : プロペラフォース [kN]

M : モーメント [kN-m]

$W(\xi)_y$: Z 方向軸受支持点反力 [kN]

$W(\xi)_y$: Y 方向軸受支持点反力 [kN]

M_z : Z 軸回り油膜反力モーメント [kN-m]

M_y : Y 軸回り油膜反力モーメント [kN-m]

D : 軸受直径 [mm]

C_r : 軸受半径隙間 [mm]

R : 軸受半径 [mm]

U : すべり速度 [mm/sec]

μ_0 : 潤滑油粘度 [Pa-s]

p : 油膜圧力 [Pa]

h : 油膜厚さ [mm]

h_e : 真円からの軸受すき間のずれ [mm]

e_z : Z 方向軸受偏心量 [mm]

e_y : Y 方向軸受偏心量 [mm]

ξ_z : Z-X 面内軸受支持点位置 [mm]

ξ_y : Y-X 面内軸受支持点位置 [mm]

α_z : Z 軸回りのプロペラ軸傾き [rad]

α_y : Y 軸回りのプロペラ軸傾き [rad]

δp : 修正油膜圧力 [Pa]

δe : 修正偏心量 [mm]

$\delta \xi$: 修正支持点位置 [mm]

ω : 重み係数

Ω : 積分範囲

ξ_{zv} : 仮想軸受支持点 [mm]

Δt : 時間刻み [sec]

xyz : 座標軸

θ : 軸受円周方向座標

3. プロペラ軸と軸受の連成解析方法の改善

従来の定常油膜解析法では, まず, 図 2(a)に示す様にプロペラ軸系を連続梁でモデル化する. 次に, 船尾管軸受の幅方向中央付近に単純支持点を設け, プロペラ位置にプロペラフォースを加え船尾管軸受位置の支点反力を求める. そして, 軸受油膜反力がこの支点反力と一致するよう軸受油膜解析にて軸心偏心量を調整する. ただし, 軸受はプロペラ軸の曲げ撓みによって片当たりを生じているため片当たり状態で軸受油膜反力と支点反力の一致が必要になる. なお, 片当たりの発生は油膜反力モーメントを誘起し, プロペラ軸の片当たりを緩和しようとする復元性を生み出す. したがって, 油膜反力モーメントを加味することで厳しい軸受荷重条件でも油膜成立の数値解が得られ, Saki⁽⁶⁾らはこの油膜反力モーメントの作用を油膜回転ばねで表現し二重反転プロペラ用軸受で高速旋回時の定常油膜解析を実施している.

ところで、油膜反力モーメントはプロペラ軸の軸受支点位置傾きの大きさに依存し、他方、プロペラ軸の軸受支点位置傾きの大きさは、油膜反力モーメントに関係している。これまで両者の釣合状態の求め方には、それぞれを独立して解き、それらの解を交互に受け渡し許容誤差内に収束するまで反復させる弱連成法が採用されている。しかし、軸受油膜特性は非線形であるため、荷重の釣り合いも同時に満足させ得る収束解を見つけることは簡単ではない。そこで、本報告では図2(b)に示すように軸系モデルにおいて船尾管軸受の幅方向中央位置に支持点を固定せず、同位置を未知数と考え油膜反力モーメントとプロペラ軸片当たりの関係を非連成化した。つまり、軸受油膜圧力分布を円周方向に積分し軸方向線圧分布とした時、その重心位置（線圧モーメントバランス位置）を支持点と見なすことで、支持点回りの油膜反力モーメントが消去できることになる。なお、代わりに支持点位置と軸受荷重が未知数に加わるが、支持点が決まれば荷重も決まるため、軸受荷重を支持点の関数で表現し収束性改善を図った。

Fig. 2 Shafting system analysis model

3・1 レイノルズ方程式と軸系撓みの連成

船尾管軸受のレイノルズ方程式を式(1)に示す。そして、Z軸方向荷重釣り合いを式(2)、Y軸方向の荷重釣り合いを式(3)に示す。

$$f_1 = \nabla(e^{-\alpha p} h^3 \nabla p) - 12\mu_0 \left(\frac{U}{2} \frac{\partial h}{R \partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) = 0 \quad (1)$$

$$f_2 = \int_{\Omega} p(-\cos \theta) d\Omega - W_{(\xi)z} = 0 \quad (2)$$

$$f_3 = \int_{\Omega} p(-\sin \theta) d\Omega - W_{(\xi)y} = 0 \quad (3)$$

ここで、荷重 $W(\xi)$ は軸受内仮想支持位置 ξ 点の関数であり時刻歴で変動する。次に、支持位置 ξ 点における油膜モーメントの釣り合いは、Z-X 平面の Y 軸回り油膜モーメントがゼロ、Y-X 平面の軸 Z 回り油膜モーメントがゼロであるとの必要条件から式(4)、式(5)を得る。

$$f_4 = \int_{\Omega} [p(-\cos \theta)(\xi_z - x) d\Omega - M_y] = 0 \quad (4)$$

$$f_5 = \int_{\Omega} [p(-\sin \theta)(\xi_y - x) d\Omega - M_z] = 0 \quad (5)$$

ただし、この場合、 M_y 、 M_z はゼロである。また、軸受の座標系を図3に示す。油膜厚さ h は、プロペラ軸の片当たり a_z 、 a_y 並びに任意軸受すき間分布を考慮するため真円すき間形状からの軸受すき間変化 he を加え式(6)で表した。

$$h = c_r - [e_z - \alpha_y(\xi_z - x)] \cos \theta - [e_y + \alpha_z(\xi_y - x)] \sin \theta + he \quad (6)$$

Fig. 3 Bearing geometry

以上の式(1)から式(5)に Newton-Raphson 法を適用すると式(7)を得る。ただし、右肩添字 n は反復回数を示し、 n 回目が既知、 $n+1$ 回目が未知である。

$$\begin{aligned} f_i^{n+1} = & f_i^n + \left(\frac{\partial f_i}{\partial p} \right)^n \delta p^n \\ & + \left(\frac{\partial f_i}{\partial e_z} \right)^n \delta e_z^n + \left(\frac{\partial f_i}{\partial e_y} \right)^n \delta e_y^n \\ & + \left(\frac{\partial f_i}{\partial \xi_z} \right)^n \delta \xi_z^n + \left(\frac{\partial f_i}{\partial \xi_y} \right)^n \delta \xi_y^n \end{aligned} \quad (7)$$

($i=1,2,3,4,5$)

そして、式(7)をマトリックス表示すると次式となる。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{p} \\ \Delta \mathbf{e} \\ \Delta \xi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{R} \mathbf{p} \\ \mathbf{R} \mathbf{e} \\ \mathbf{R} \xi \end{bmatrix} \quad (8)$$

ここで、

$$[\mathbf{A}] = \begin{bmatrix} \left(\frac{\partial f_1}{\partial p} \right) & \left(\frac{\partial f_1}{\partial e_z} \right) & \left(\frac{\partial f_1}{\partial e_y} \right) & \left(\frac{\partial f_1}{\partial \xi_y} \right) & \left(\frac{\partial f_1}{\partial \xi_z} \right) \\ \left(\frac{\partial f_2}{\partial p} \right) & 0 & 0 & \left(\frac{\partial f_2}{\partial \xi_y} \right) & \left(\frac{\partial f_2}{\partial \xi_z} \right) \\ \left(\frac{\partial f_3}{\partial p} \right) & 0 & 0 & \left(\frac{\partial f_3}{\partial \xi_y} \right) & \left(\frac{\partial f_3}{\partial \xi_z} \right) \\ \left(\frac{\partial f_4}{\partial p} \right) & 0 & 0 & 0 & \left(\frac{\partial f_4}{\partial \xi_z} \right) \\ \left(\frac{\partial f_5}{\partial p} \right) & 0 & 0 & \left(\frac{\partial f_5}{\partial \xi_y} \right) & 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} \Delta \mathbf{p} \\ \Delta \mathbf{e} \\ \Delta \xi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta p \\ \delta e_z \\ \delta e_y \\ \delta \xi_y \\ \delta \xi_z \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{R} \mathbf{p} \\ \mathbf{R} \mathbf{e} \\ \mathbf{R} \xi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_p = f_1^n \\ R_{wz} = f_2^n \\ R_{wy} = f_3^n \\ R_{my} = f_4^n \\ R_{mz} = f_5^n \end{bmatrix} \quad (11)$$

ところで、式(1)の解法には重み付き残差法を適用した。従って、式(9)の右辺マトリックス要素に現れる微分係数は重み係数を ω として次式の通り表される。

$$\frac{\partial f_1}{\partial p} \delta p = \int_{\Omega} \nabla \omega \left(\alpha \delta p e^{-\alpha p} h^3 \nabla p \right) d\Omega - \int_{\Omega} \nabla \omega \left(e^{-\alpha p} h^3 \nabla \delta p \right) d\Omega \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_1}{\partial e_z} \delta e_z &= - \int_{\Omega} \nabla \omega \left(e^{-\alpha p} 3h^2 \cos \theta \nabla p \right) \delta e_z d\Omega \\ &\quad - \int_{\Omega} \omega \left[12\mu_0 \left(\frac{U \sin \theta}{2} \frac{1}{R} \right) \right] \delta e_z d\Omega \\ &\quad - \int_{\Omega} \omega \left[12\mu_0 \frac{\partial}{\partial e_z} \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right) \right] \delta e_z d\Omega \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_1}{\partial e_y} \delta e_y &= - \int_{\Omega} \nabla \omega \left(e^{-\alpha p} 3h^2 \sin \theta \nabla p \right) \delta e_y d\Omega \\ &\quad - \int_{\Omega} \omega \left[12\mu_0 \left(-\frac{U \cos \theta}{2} \frac{1}{R} \right) \right] \delta e_y d\Omega \\ &\quad - \int_{\Omega} \omega \left[12\mu_0 \frac{\partial}{\partial e_y} \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right) \right] \delta e_y d\Omega \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_1}{\partial \xi_y} \delta \xi_y &= - \int_{\Omega} \nabla \omega \left(e^{-\alpha p} 3h^2 \frac{\partial h}{\partial \xi_y} \nabla p \right) \delta \xi_y d\Omega \\ &\quad - \int_{\Omega} \omega \left[12\mu_0 \frac{U}{2} \frac{\partial}{\partial \xi_y} \left(\frac{\partial h}{R \partial \theta} \right) \right] \delta \xi_y d\Omega \\ &\quad - \int_{\Omega} \omega \left[12\mu_0 \frac{\partial}{\partial \xi_y} \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right) \right] \delta \xi_y d\Omega \end{aligned} \quad (15)$$

なお、式(15)右辺の ξ_y に関する微分は式(16)のとおり

$$\begin{aligned} \frac{\partial h}{\partial \xi_y} &= \left(\alpha_z + \xi_y \frac{\partial \alpha_z}{\partial \xi_y} \right) (-\sin \theta) \\ \frac{\partial}{\partial \xi_y} \left(\frac{\partial h}{R \partial \theta} \right) &= \left(\alpha_z + \xi_y \frac{\partial \alpha_z}{\partial \xi_y} \right) \frac{-\cos \theta}{R} \\ \frac{\partial}{\partial \xi_y} \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right) &= \left(\alpha_z + \xi_y \frac{\partial \alpha_z}{\partial \xi_y} - \alpha_z^{old} - \xi_y^{old} \frac{\partial \alpha_z^{old}}{\partial \xi_y^{old}} \right) \\ &\quad \times \left(\frac{-\sin \theta}{\Delta t} \right) \end{aligned} \quad (16)$$

また、 ξ_z に関する微分係数は式(15)の ξ_y を ξ_z に入れ替えた表示となる。残りの微分係数は次式となる。

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_2}{\partial p} \delta p &= \int_{\Omega} \delta p (-\cos \theta) d\Omega \\ \frac{\partial f_3}{\partial p} \delta p &= \int_{\Omega} \delta p (-\sin \theta) d\Omega \\ \frac{\partial f_4}{\partial p} \delta p &= \int_{\Omega} [\delta p (-\cos \theta) (\xi_z - x)] d\Omega \\ \frac{\partial f_5}{\partial p} \delta p &= \int_{\Omega} [\delta p (-\sin \theta) (\xi_y - x)] d\Omega \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_2}{\partial \xi_y} \delta \xi_y &= - \frac{\partial W_{(\xi)z}}{\partial \xi_y} \\ \frac{\partial f_2}{\partial \xi_z} \delta \xi_z &= - \frac{\partial W_{(\xi)z}}{\partial \xi_z} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\frac{\partial f_3}{\partial \xi_y} \delta \xi_y = -\frac{\partial W_{(\xi)y}}{\partial \xi_y} \quad (19)$$

$$\frac{\partial f_3}{\partial \xi_z} \delta \xi_z = -\frac{\partial W_{(\xi)y}}{\partial \xi_z}$$

$$\frac{\partial f_4}{\partial \xi_z} \delta \xi_z = W_{zcal} \quad (20)$$

$$\frac{\partial f_5}{\partial \xi_y} \delta \xi_y = W_{ycl}$$

ここで、式(20)の右辺はそれぞれ Z 方向、Y 方向の油膜反力計算値を表す。更に、式(11)の残差項の内、レイノルズ方程式に関する残差項 $Rp = f_1^n$ は式(21)の通りである。

$$Rp = f_1^n = \int_{\Omega} \nabla \omega \left(e^{-\alpha p} h^3 \nabla p \right) d\Omega$$

$$+ \int_{\Omega} \omega \left[12\mu_0 \left(\frac{U}{2} \frac{\partial h}{R \partial \theta} \right) \right] d\Omega \quad (21)$$

$$+ \int_{\Omega} \omega \left[12\mu_0 \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right) \right] d\Omega$$

荷重の残差項 Rw とモーメントの残差項 Rm は式(2)から式(5)により明らかであるため表示を割愛した。

一方、軸系たわみ計算では、仮想支点位置での軸受反力、軸の傾きを求めることになる。この時、旋回時のプロペラフォースは変動荷重であるため、本来はプロペラ軸系の運動方程式に基づき時刻歴応答解析が必要である。しかし、大型商船の旋回試験では、後述する様にプロペラフォースの変動速度が遅い。このためプロペラ軸系の曲げ 1 次固有振動数から離れた領域での応答となり慣性力の影響は少ない。このような場合、プロペラ軸系の振る舞いは静的扱いで実用上問題ないためここでは剛性法による連続梁計算を実施した。

3・2 数値計算法 レイノルズ方程式の解法に用いた重み付き残差法には Galerkin 法を使用し、離散化には有限要素法を適用した。また、軸受面要素に使用した形状関数は線形 1 次とし、油膜厚さ h の時間微分は後退差分で離散化した。ところで、軸受油膜と軸撓みを連成させた式(8)は非線形であるため、油膜圧力や偏心量、支点位置の解を得るには反復計算が必要になる。このため、最初、油膜圧力や偏心量、支点位置を仮定し、この仮定値に基づき式(8)を解き修正油膜圧力 δp 、修正偏心量 δe 、修正仮想支点位置 $\delta \xi$ を求める。こうして得られた修正油膜圧力 δp 、修正偏心量 δe 、修正仮想支点位置 $\delta \xi$ は仮定した油膜圧力や偏心量、仮想支点位置

が収束解であればゼロに近い。収束解でなければ式(22)により新たに油膜圧力や偏心量、仮想支点位置を仮定して再び式(8)を解く。この操作を繰り返し実施し空間領域での収束解を求め、次の時間ステップに移る。

$$p^{n+1} = p^n + \delta p^n$$

$$e_z^{n+1} = e_z^n + \delta e_z^n$$

$$e_y^{n+1} = e_y^n + \delta e_y^n \quad (22)$$

$$\xi_z^{n+1} = \xi_z^n + \delta \xi_z^n$$

$$\xi_y^{n+1} = \xi_y^n + \delta \xi_y^n$$

ただし、Newton-Raphson 法は 2 次精度であるが、軸撓みが大きく片当たりの強い場合は式(21)を用いても収束解を得ることが困難になる。このような場合は初期の仮定値を変える、時間刻みを細かくする等で収束解を得ることができる。また、軸受面のキャビテーション領域は Newton-Raphson 法の繰り返しループの中で式(22)により修正された圧力、偏心量を用いて式(1)からその都度判定した。即ち、式(1)が負となる軸受面要素節点の油膜圧力はゼロに置き換えた。

4. コンテナ船での油膜計測結果との比較

本解析法の有効性確認のため、実船計測された船尾管軸受の軸心軌跡計測結果との比較を行う。計測対象の船は全長 262m、幅 40m、深さ 24.3m の大型コンテナ船で、最大出力 66,120 馬力、最大船速 28 knots である。また、プロペラ外径は 8.3m、プロペラ重量 66ton、軸直径 960mm の軸推進系で定格回転数は $N=102\text{rpm}$ ある。プロペラ軸を支える軸受は直径 $D=960\text{mm}$ 、軸受長さ比 $L/D=2$ 、軸受直径すき間比 $CD=0.0015$ である。また、軸受には約 0.01deg のスロープボーリングが施され、ホワイトメタルでライニングしている。使用している潤滑油は VG100 相当の鉱物油で試運転時の軸受給油温度は 34°C であった。

4・1 プロペラフォースの推定 様々な船の運航状態の内、船尾管軸受にとって最も油膜厚さが薄くなり損傷の危険性が高い過酷な条件は試運転時に行われる連続最大出力での操舵角 $\pm 35\text{deg}$ の旋回試験である。旋回時に油膜厚さが薄膜化するこの理由は、転舵に伴いプロペラには斜め横から強い流れが入り、プロペラ面流場が著しく不均一となる。この結果、図 4 に示す様にプロペラ軸を横に曲げようとするプロペラフォース M_z (KM_z : 無次元値) と下方に曲げようとする M_y (KM_y : 無次元値) が

発生し、軸受への片当たりを増大させるためである。転舵時のプロペラフォースは不均一流場が発生原因であるため、船尾形状、プロペラ軸数などの影響が大きく、従来、プロペラ単体での水槽模型試験とプロペラ揚力面理論を用いたプロペラ性能計算法により定常プロペラフォースを予測していた。

Fig. 4 Hydrodynamic forces acting on propeller

これに対し、最近、kuroiwa^⑥らは3次元CFDによるプロペラ面流場推定により、旋回時のプロペラフォースを時刻歴で予測する手法を開発した。この手法を用い回転数、プロペラ直径、海水密度から式(23)で無次元したプロペラフォース予測値を表1と図5に示す。ここで、表1は定常状態の最大プロペラフォースである。図5は右旋回35deg時と左旋回35deg時のプロペラフォースを時刻歴で示したものである。表1の結果から、旋回時の定常プロペラフォースは直進時に比べ KM_z が著しく増加している。そして、 KF_y も50%程度増えているため両者の影響で船尾管軸受の左舷側は強く片当たりする傾向が出る。また、時刻歴でみると KM_z 、 KF_y 共に転舵操作が完了する30秒程で緩やかなピーク値を示しその後徐々に低下している。

$$\begin{aligned} KF_y &= \frac{F_y}{\rho N^2 D_p^4} & KF_z &= \frac{F_z}{\rho N^2 D_p^4} \\ KM_y &= \frac{M_y}{\rho N^2 D_p^5} & KM_z &= \frac{M_z}{\rho N^2 D_p^5} \end{aligned} \quad (23)$$

Table 1 Estimated non-dimensional propeller forces

	KF_y	KF_z	KM_y	KM_z
Straight ahead	-0.0083	0.0077	-0.0092	0.0053
Right turn with 35deg	0.012	-0.017	0.0051	-0.0087
Left turn with 35deg	-0.014	-0.022	-0.0082	-0.0091

(a) Propeller forces under right turn 35deg condition

(b) Propeller moments under right turn 35deg condition

(c) Propeller forces under left turn 35deg condition

(d) Propeller moments under left turn 35deg condition

Fig. 5 Non-dimensional propeller shaft forces during turning

4・2 計算値と実測値の軸心軌跡比較結果

4・2・1 直進条件での比較

最大船速による直線航行での軸心計算値と実測値の比較を図6に示す。ここで、軸心位置の計測は船尾管軸受のAFT端面とFWD端面に渦電流式変位計を直角方向に2個ずつ計4個取付け計測したものである。

また、計算値は定常計算である。この結果、計算値と実測値は良く一致していることが分かる。なお、船尾管軸受 AFT 端側の軸心は、軸受中心から上部側のやや左舷寄りに、そして軸受 FWD 端側は下部側の左舷寄り位置している。これは、 F_z でプロペラ軸が持ちあがり、 M_y で更に上方向に曲げられるためである。また、 M_z で右舷側に曲げられようとするが、 F_y で左舷側に寄せられ全体として左舷側寄りになったものである。この様な直進時において軸心が軸受中心付近に位置する事例は saitho[®]らの報告にも示されている。

Fig. 6 Shaft center locus under steady ahead condition

4・2・2 旋回条件での比較 35deg 旋回時の軸受油膜特性に関する報告例は、二重反転プロペラを対象にした Saki^⑨らの研究に認められるものの、旋回時の時刻歴軸受油膜計算報告例は見あたらない。これは、プロペラ軸の曲げ撓みと油膜軸受の非定常連成計算手法が確立されていなかったためである。そこで、第 3 章で述べた本解析手法を用い旋回時の時刻歴軸受油膜計算を行った。最初、時間刻みを 2 秒で開始し途中荷重変化が緩やかな時刻からは 10 秒刻みに増やした。

船尾管軸受 AFT 端位置での右 35deg 旋回時の軸心軌跡実測値と計算値の比較を図 7 に示す。なお、旋回で船体は 10deg から 20deg 前後傾斜するため変位センサーの取付け座標が重力方向からずれる。実測値はそのずれを補正し表示した。実測値の軸心位置は軸受すき間円の中央付近下方からスタートし、旋回の進行と共に右舷側下方向に沈み、一旦軸受下面を右舷方向に移動し、その後、逆に左舷側に向かって軸受下面沿いを駆け上っている。続いて計算結果を○印で示す。スタート位置は実測値よりやや上の軸受中心付近にある。しかし、旋回が進むに従い軸心は右舷側下方向に移動する。そして一旦軸受下面に近づいた後は軸受下面を這うように左舷側に向かって駆け上がる軌跡を示し、概ね実測値と傾向が一致している。

Fig. 7 Shaft center locus during right turn condition

次に、左 35deg 旋回時の結果を図 8 に示す。図中○印が計算結果、実線が実測結果のリサージュである。実測値のリサージュが重なっているが、スタート時点の軸心は軸受中心より上方向にあり、そこから軸受面に沿って左舷側に接近している。しかし、極端に左舷側に近接することなく、軸受下方に向かいながら左舷側軸受面から離れていく傾向を示す。これに対して、計算値のスタートは軸受中心付近に軸心があり、そこから旋回の進行と共に一旦左舷側上方向に向かった後、緩やかに下方向に移動しながら左舷側に最接近し最小油膜厚さとなる。その後は時間経過と共に左舷側軸受面に沿って軸受下方向に移動しながら油膜回復している。この様に軸心軌跡の傾向としては計算値と実測値は概ね符合している。

なお、図 6、図 7 とともに AFT 側から見た軸心軌跡であり、プロペラ軸は時計回りに回転している。

Fig. 8 Shaft center locus during left turn condition

5. 考 察

左 35 deg 旋回時の実測値はリサージュが幾重にも重なって見え、そのリサージュ幅は回転数が同じ直進時と比べかなり広い。このことから、左旋回では約±100 μ m 前後の振幅で軸振動が発生していたものと思われる。この軸振動の発生限はプロペラ 1 枚毎に生じる 1 回転中の翼面変動圧力と推察される。発生する変動周波数はプロペラ枚数に応じた高周波数成分を持つため、軸受面のスクイズ効果で油膜厚さは厚くなる。つまり、計算値が薄く、実測値が厚く生じた左旋回の最小油膜厚さは、この高周波数の変動成分が原因と思われる。一方、右旋回の場合、油膜が薄い位置でリサージュの重なり幅が狭く、高周波の変動荷重は小さかったものと推定され、これが計算値と実測値で比較的良く一致した理由と思われる。

ところで、実測した右旋回の軸心軌跡が軸受下面を一旦右舷側に少し移動した後で左舷側へ反転していることに對し、軸受形状にその要因と考えられるものは見あたらず、現時点で計算値との相違理由は不明である。また、左旋回スタート時の軸心起点位置で実測値と計算値に違いがあったが、直進状態から旋回が始まることを考えれば、計算値の軸心位置は概ね正しいと思われる。このため、実測値の起点が直進時の軸心位置と異なっている原因は解明できていない。

本解析は、これまで出来なかった非定常軸受軸心挙動への理解を深め、大型船舶推進軸系の信頼性向上に寄与できると思われるが、大型船旋回時の軸受軸心挙動解析のツールとしては緒についた段階であり、高周波変動成分など未解明、未着手の領域へ今後踏み込んで行く必要がある。

6. 結 論

船尾管軸受の油膜解析法の検討ならびに左旋回と右旋回時の軸心軌跡計算を実施し、コンテナ船での実測結果との比較を行い、つぎの結論を得た。

(1) 変動するプロペラフォースを考慮した船尾管軸受の軸受油膜解析において、プロペラ軸の軸受支持点位置と同位置軸撓みによる片当たりを未知数として Newton-Raphson 法による新しい連成解析法を示した。

(2) 時刻歴で変動するプロペラフォースを使用して、様々な船の運航状態の内、船尾管軸受にとって最も油膜厚さが薄くなり損傷の危険性が高い過酷な連続最大出力での操舵角±35 度条件で油膜計算を行い、コンテナ船での軸心軌跡実測値結果と比較し、概ね一致する結果が得られ、本解析法の有効性が確認できた。

文 献

- (1) Asanabe, S., Akahoshi, M., and Asai, R., Theoretical and Experimental Investigation of Misaligned Journal Bearing Performance, *I Mech. E. Tribology Convention* Paper No. C3671, (1971-12)
- (2) Ono, T., Asanabe, S., and Washimi, R., Calculation Method of Shaft Alignment in Relation to Oil Film Formation on Stern Tube Bearings, *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review*, Vol. 12, No. 1, (1975), pp. 85-92
- (3) Saitoh, T., Dynamic Alignment Taking Account of Propeller Forces and Stern Tube Bearing Performances, *Journal of MESJ*, Vol. 18, No. 2, (1983), pp. 142-153
- (4) Mitsui, J. and Akutsu, Y., Analysis of Shaft Alignment Taking Oil Film Characteristics of Stern Tube Bearing into Consideration, *Bulletin of JSME*, Vol. 27, No. 224, (1984), pp. 317-324
- (5) Mourelatos, Z. P., Parsons, M. G., Finite Element Analysis of Elastohydrodynamic Stern Bearings, *The Society of Naval Architects and Marine Engineers, Annual Meeting* November 13-16, (1985) pp. 1-30
- (6) Saki, K., Ono, T., Fukutomi, M., Takahashi, B., Koda, M., and Araki, K., Investigation of Stern Plain Bearings for Contra-Rotating Propeller System (3rd Report, Calculation Method of Shaft Alignment for CRP and Measurement of Inner Shaft Bearing Performance of Full-Scale Ship) *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 62, No. 597, (1996-5), pp. 1943-1950
- (7) Karni, Z. H., Parsons, M. G., Time-Varying Lateral Motion of a Marine Shafting System Due to Propeller Excitation, *The Society of Naval Architects and Marine Engineers, Spring Meeting/STAR Symposium*, May 27-30, (1987) pp. 19-40
- (8) Kuroiwa, R., Oshima, A., Nishioka, T., Tateishi, T., Ohyama, K., Ishijima, T., Reliability Improvement of Stern Tube Bearing Considering Propeller Shaft Forces during Ship Turning, *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review* Vol. 44, No. 3, (2007), pp. 1-3
- (9) Saki, K., Asanabe, S., Takahashi, S., Takahashi, B., Ohta, T., and Ohmura, T., Investigation of Stern Plain Bearings for Contra-Rotating Propeller System (4th Report, Design of Stern Bearings for Large Ships and Application to a Very Large Crude Oil Carrier) *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 62, No. 598, (1996-6), pp. 2374-2381