正面向波中における曳船・被曳船の船体運動シミュレーション

学生会員 中山喜之* 正会員 安川宏紀**
正会員 平田法隆**

Time Domain Simulation of Wave-induced Motions of Tow and Towed Ships in Head Seas

by Yoshiyuki Nakayama, *Student Member* Hironori Yasukawa, *Member*
Noritaka Hirata, *Member*

Summary

A time domain simulation method for wave-induced motions of tow and towed ships in head seas is presented. The present method uses a 2D lumped mass method for expressing the dynamics of towline, and so can take into consideration the effects of self-weight and deformation of towline and the fluid resistance acting on it. The present method can calculate not only wave-induced motions of tow and towed ships but also tension acting on a towing point in time domain. In order to validate the present method, using a ship model with twin podded propellers as tow ship and SR108 container ship model as towed ship, the simulations of wave-induced motions of tow and towed ships and tension acting on a towing point were made in various wave lengths and the calculated results were compared with the model test results. As a result, although there is some room for improvement, the present method can roughly capture the wave-induced motions of tow and towed ships and tension behavior during towing in head seas.

1. 緒言

曳航は、海上輸送や海難処理といった実務の現場において広く用いられる手法である。曳航時には、被曳船に振れ回り運動と呼ばれる一種の自励振動が発生することがあり、その現象に焦点を当てた水平方向における曳船・被曳船の運動及び各船の操縦性の問題が多く研究者によって取り扱われてきた。しかし、実際の曳航作業は波浪中で行われることが多く、波浪中における各船の縦運動 (surge, heave, pitch) 及び索張力の挙動を把握することは、曳航作業の安全性を高める上で重要である。Fang 等¹⁾は、縦運動を含めた不規則波中の曳航運動シミュレーション法を提案している。しかし、同計算法は、索張力の推定に静的なカタナリー理論を用いる方法²⁾を採用しているため、索の動的な影響を考慮することができない。また、実験による検証は行われていないため、その計算法の精度は未だ不明な状態である。

曳船・被曳船の運動を議論する際、曳航索による張力をどのように表現するかが鍵となる。索張力の推定に、被曳船の抵抗係数等を用いる方法³⁾があるが、これはカタナリー理論を用いる方法と同様に、索張力を準静的に取り扱うため、索の動的な影響及び被曳船の加速度の影響を考慮することができない。

一方、重廣は、MMG モデルに基づき、索張力の推定式を必要としない曳船・被曳船の操縦運動モデルを提案した⁴⁾。この方法は、被曳船の運動方程式から索張力を誘導するものであり、その手法による旋回に関する計算結果は実験結果と良い一致を示している。ただし、曳航索を1本のトラスとみなしているため、索の変形を取り扱うことはできない。さらに、安川等は、重廣の計算法を発展させ、索をいわゆるランプドマス法で取り扱うことにより、索の変形とその動的な影響を考慮した被曳船の操縦運動シミュレーション法を提案した⁵⁾。この手法による被曳船の振れ回り運動及び索張力に関する計算結果は実験結果と良く一致しており、その索の取り扱いの妥当性が示された。

本論文では、安川等が提案した手法に基づいて曳航索を表現し、それを正面向波中における曳船・被曳船の船体運動シミュレーション計算法に適用する。波浪中曳航運動の実用計算法の構築を目指し、定式化にあたって次の仮定を設ける。

- 曳船・被曳船ならびに索の挙動は縦方向の二次元平面的な動きで表される。
- 索は有限個に分割された集中マスと剛体トラスの集合体として取り扱う。集中マスと剛体トラスはピン結合にて連結されているものとし、索のねじり、伸びは無視する。
- 海洋波は微小振幅波で表現できるものとし、その方向は正面向波のみを取り扱う。
- 各船の運動及び曳船のプロペラ後流による波浪場の変化は小さく、2船間の流体力学的相互干渉については考慮しない。

* 広島大学大学院工学研究科

** 広島大学大学院工学研究院

Fig. 1 Coordinate systems of towed ship and towline

本計算法は垂直面内の運動について検討するため、索の振り回りは考慮できないが、索の重量、垂直方向への変形及び索が水面下に没した際の流体から受ける抵抗の影響を考慮できる。また、二次元平面的に取り扱うことにより、大幅な演算時間の短縮が可能であるという利点も加わる。このような仮定の下、曳船・被曳船及び曳航索に関する運動方程式を導出し、それらを数値的に解くことで、各船の垂直面内における波浪中船体運動を計算する。

本計算法に基づき、2軸POD船(曳船)、コンテナ船(被曳船)を対象として、正面向波中曳航時の曳船・被曳船の船体運動シミュレーション計算を行う。また、計算法の精度を検証するため、計算結果を曳航水槽で実施した実験結果と比較する。曳航水槽で波浪中を航行する被曳船の運動及び索張力を計測した例として、定兼等⁶⁾や原等⁷⁾の研究があるが、波浪中曳航時の曳船・被曳船の運動及び索張力を同時に計測した例は見当たらない。本研究では、曳船の運動については従来のガイドを備えた試験機により、被曳船の運動についてはビデオ撮影(画像解析)を行うことにより、両船の波浪中船体運動を同時に計測することに成功している。比較の結果、本論文で提案した理論計算法は、正面向波中曳航時の曳船・被曳船の運動及び索張力の推定において、実用上有益であることが示されている。

2. 被曳船及び曳航索の運動に関する理論計算法

2.1 座標系

Fig.1に定式化に用いる座標系を示す。座標系は空間固定座標系 $O-XZ$ と、静水中で被曳船と等速で移動する座標系 $G_2-x_2z_2$ の2つを考える⁸⁾。 G_2 は被曳船の重心位置かつ動揺平均位置を意味し、静水面上にあるものと仮定する。また、索は、 N 個に分割された集中マスと $N+1$ 個に分割された剛体トラスがピン結合されたものとして表している。なお、図中では、索モデルが理解しやすいよう、索に大傾斜を与えている。

索の端点を (X_0, Z_0) 、 i 番目の集中マスの座標を (X_i, Z_i) ($i=1, \dots, N$)、空間固定座標系における索と被曳船との連結

点を (X_{N+1}, Z_{N+1}) 、被曳船の重心位置を (X_{N+2}, Z_{N+2}) とする。なお、索と被曳船との連結点は、 G_2 周りに θ 回転した座標系 $G_2-x'_2z'_2$ における点 $(x'_{T2}, -z'_{T2})$ に一致する。また、空間固定座標系における X 軸と各トラスがなす角度を θ_i ($i=1, \dots, N+1$)、そのトラス長を ℓ_i ($i=1, \dots, N+1$) とし、索の連結点と被曳船の重心位置との距離を ℓ_{N+2} 、この2点を結ぶ線分と X 軸のなす角度を θ_{N+2} とする。索の拘束条件を考慮すると、 i 番目の集中マスの座標 (X_i, Z_i) 、連結点の座標 (X_{N+1}, Z_{N+1}) 及び被曳船の重心座標 (X_{N+2}, Z_{N+2}) は、索の端点を起点として、次のように示される。

$$X_i = X_0 - \sum_{j=1}^i \ell_j \cos \theta_j, \quad Z_i = Z_0 + \sum_{j=1}^i \ell_j \sin \theta_j \quad \text{for } (i = 1, \dots, N+2) \quad (1)$$

ただし、 $\ell_{N+2} = \sqrt{x'^2_{T2} + z'^2_{T2}}$ 、 $\theta_{N+2} = \theta + \alpha$ である。なお、 θ は被曳船のピッチ角、 α は索の連結点の位置を示す角度を意味し、 $\alpha = \tan^{-1}(z'_{T2}/x'_{T2})$ と示される。

2.2 索の運動方程式

トラスで連結された各集中マスの運動方程式は、Lagrangeの運動方程式によって求める。それは次のように表される⁹⁾。

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_i} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \theta_i} \right) + \frac{\partial V}{\partial \theta_i} = Q_i \quad \text{for } (i = 1 \dots N) \quad (2)$$

式中、 T は系の運動エネルギー、 V はポテンシャルエネルギー、 Q_i は i 番目のマスに関する一般外力を意味し、それぞれ全て θ_i ($i=1, \dots, N+2$) の関数として表される。よって、 θ_i を求めることができれば、索の挙動が決まることとなる。

索の軸方向には付加質量が作用しないとすれば、運動エネルギー T 及びポテンシャルエネルギー V は次のように表される。

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N (m_{si} \dot{X}_i^2 + m_{ci} \dot{Z}_i^2) \quad (3)$$

$$V = g \sum_{i=1}^N (m_i - \rho \nabla_i) Z_i \quad (4)$$

ここで,

$$\left. \begin{aligned} m_{si} &= m_i (1 + k_{Fi} \sin^2 \theta_i) \\ m_{ci} &= m_i (1 + k_{Fi} \cos^2 \theta_i) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

である. m_i , k_{Fi} , ∇_i はそれぞれ i 番目のマス質量, 付加質量係数及び容積を表し, g は重力加速度, ρ は流体の密度を表す.

一般外力 Q_i は, 索が動くことによって流体から受ける抵抗と, 索が被曳船から受ける張力の 2 つの成分から成る. まず, 抵抗について考える. i 番目の集中マスに対する軸方向の速度 U_i と法線方向の速度 W_i は次のように表される.

$$U_i = \dot{X}_i \cos \theta_i - \dot{Z}_i \sin \theta_i, \quad W_i = \dot{X}_i \sin \theta_i + \dot{Z}_i \cos \theta_i \quad (6)$$

抵抗は運動とは逆方向に作用するので, 索の軸方向の抵抗を F_i , 法線方向の抵抗を R_i とすれば,

$$F_i = -\frac{1}{2} \rho S_i C_{Fi} |U_i| U_i, \quad R_i = -\frac{1}{2} \rho S_i C_{Di} |W_i| W_i \quad (7)$$

と表される. ここで, S_i は集中マスに流体力が作用する際の仮想的な側面積を意味し, それと等価なものとして, i 番目の剛体トラスの軸方向長さ と法線方向長さの積として与える. C_{Fi} は索の軸方向の抵抗係数, C_{Di} は索の法線方向の抵抗係数である. これを空間座標軸に関する成分別に表示すると, 以下のよう表される.

$$\left. \begin{aligned} F_{Xi} &= F_i \cos \theta_i, & F_{Zi} &= -F_i \sin \theta_i \\ R_{Xi} &= R_i \sin \theta_i, & R_{Zi} &= R_i \cos \theta_i \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

次に, 第 N 点のマスに作用する船からの張力を考える. この力の大きさを T_S とすれば, その作用する方向は θ_{N+1} である. よって, 抵抗と同様, 空間座標軸に関する成分別に表示すると, 次のように表すことができる.

$$P_X = -T_S \cos \theta_{N+1}, \quad P_Z = T_S \sin \theta_{N+1} \quad (9)$$

よって, 一般外力は, その定義から次のように表される.

$$\begin{aligned} Q_k &= \sum_{i=1}^N \left\{ (R_{Xi} + F_{Xi}) \frac{\partial X_i}{\partial \theta_k} + (R_{Zi} + F_{Zi}) \frac{\partial Z_i}{\partial \theta_k} \right\} \\ &\quad + P_X \frac{\partial X_N}{\partial \theta_k} + P_Z \frac{\partial Z_N}{\partial \theta_k} \end{aligned} \quad (10)$$

さらに, 次の関係式

$$\frac{\partial X_i}{\partial \theta_k} = \begin{cases} 0 & i < k \\ \ell_k \sin \theta_k & i \geq k \end{cases}, \quad \frac{\partial Z_i}{\partial \theta_k} = \begin{cases} 0 & i < k \\ \ell_k \cos \theta_k & i \geq k \end{cases} \quad (11)$$

を考慮すると,

$$\begin{aligned} Q_k &= \ell_k \sin \theta_k \sum_{i=k}^N (R_i \sin \theta_i + F_i \cos \theta_i) \\ &\quad + \ell_k \cos \theta_k \sum_{i=k}^N (R_i \cos \theta_i - F_i \sin \theta_i) \\ &\quad - T_S \ell_k \sin (\theta_k - \theta_{N+1}) \end{aligned} \quad (12)$$

が得られる. 以上の諸式を (2) 式に代入すると, 索に関する運動方程式は以下のように示される.

$$\begin{aligned} &\ell_k \sin \theta_k \sum_{i=k}^N m_{si} \ddot{X}_i + \ell_k \cos \theta_k \sum_{i=k}^N m_{ci} \ddot{Z}_i \\ &+ 2\ell_k \sum_{i=k}^N m_i k_{Fi} \sin \theta_i \cos \theta_i (\dot{X}_i \sin \theta_k - \dot{Z}_i \cos \theta_k) \dot{\theta}_i \\ &- m_k k_{Fk} \sin \theta_k \cos \theta_k (\dot{X}_k^2 - \dot{Z}_k^2) \\ &- g \ell_k \cos \theta_k \sum_{i=k}^N (m_i - \rho \nabla_i) = Q_k \quad \text{for } (k = 1 \cdots N) \end{aligned} \quad (13)$$

2.3 被曳船の運動方程式

座標系 $G_2 - x_2 z_2$ に基づいて構築された, 波浪中における被曳船の運動方程式は次のように書かれる.

$$(m + A_{11}) \dot{u} = F_x + F_{Tx} \quad (14)$$

$$(m + A_{33}) \dot{w} + A_{35} \ddot{\theta} = F_z + F_{Tz} \quad (15)$$

$$(I_{yy} + A_{55}) \ddot{\theta} + A_{53} \dot{w} = M_y + M_{Ty} \quad (16)$$

式中, m, I_{yy} はそれぞれ船体の質量, 慣性モーメント, $A_{11}, A_{33}, A_{35}, A_{53}$ 及び A_{55} は船体に作用する radiation 流体力に起因する項で広義の付加質量と呼ばれる. 右辺の F_{Tx}, F_{Tz}, M_{Ty} は索張力から受ける前後力, 上下力, 縦揺れモーメントであり, F_x, F_z, M_y は索張力以外の船に作用する前後力, 上下力, 縦揺れモーメントである. なお, 左辺の速度成分 u, w 及び船体ピッチ角 θ は $G_2 - x_2 z_2$ 系での成分であり, 空間固定座標系との関係は以下の様に示される.

$$\dot{u} = \ddot{X}_{N+2}, \quad \dot{w} = \ddot{Z}_{N+2}, \quad \ddot{\theta} = \ddot{\theta}_{N+2} \quad (17)$$

索系と船体とを結ぶ張力の大きさを T_S とすれば, 索張力から受ける外力 F_{Tx}, F_{Tz}, M_{Ty} は,

$$\left. \begin{aligned} F_{Tx} &= T_S \cos \theta_{N+1} \\ F_{Tz} &= -T_S \sin \theta_{N+1} \\ M_{Ty} &= T_S \ell_{N+2} \sin (\theta_{N+1} - \theta_{N+2}) \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

と表される. また, 船体に作用する索張力以外の外力 F_x, F_z, M_y は以下のように表す. ただし, 被曳船はプロペラ, 舵等はなく, 自力航行は不可能であるとした.

$$\left. \begin{aligned} F_x &= E_1 - R_0 (\dot{X}_{N+2})^2 - R_w \\ F_z &= E_3 - B_{33} \dot{Z}_{N+2} - C_{33} Z_{N+2} \\ &\quad - B_{35} \dot{\theta}_{N+2} - C_{35} (\theta_{N+2} - \alpha) \\ M_y &= E_5 - B_{53} \dot{Z}_{N+2} - C_{53} Z_{N+2} \\ &\quad - B_{55} \dot{\theta}_{N+2} - C_{55} (\theta_{N+2} - \alpha) \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

R_0 は平水中直進時の船体抵抗係数, R_w は波浪中運動による抵抗増加成分, B_{ij}, C_{ij}, E_i はそれぞれ造波減衰係数, 復原力係数, 波強制力を意味する.

2.4 曳船側曳航点に作用する索張力

曳船の運動の定式化に先立ち、曳船側曳航点に作用する張力について導出しておく必要がある。(X₀, Z₀) に作用する X, Z 方向の張力 (T_X, T_Z) は、Lagrange の運動方程式を用いて、以下のよう表される。

$$T_X = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{X}_0} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial X_0} \right) - Q_{X0} \quad (20)$$

$$T_Z = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}_0} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial Z_0} \right) + \frac{\partial V}{\partial Z_0} - Q_{Z0} \quad (21)$$

ここで、(X₀, Z₀) に働く一般外力 Q_{X0}, Q_{Z0} は、

$$Q_{X0} = \sum_{i=1}^N (R_i \sin \theta_i + F_i \cos \theta_i) - T_S \cos \theta_{N+1} \quad (22)$$

$$Q_{Z0} = \sum_{i=1}^N (R_i \cos \theta_i - F_i \sin \theta_i) + T_S \sin \theta_{N+1} \quad (23)$$

である。よって、(3)(4) 式及び (22)(23) 式を (20)(21) 式に代入して整理すると、索始点に作用する張力 (T_X, T_Z) は、最終的に次式から得られる。

$$T_X = \sum_{i=1}^N \left[m_{si} \left\{ \ddot{X}_0 + \sum_{j=1}^i (\ddot{\theta}_j \ell_j \sin \theta_j + \dot{\theta}_j^2 \ell_j \cos \theta_j) \right\} + 2m_i k_{Fi} \sin \theta_i \cos \theta_i \dot{\theta}_i \left(\dot{X}_0 + \sum_{j=1}^i \dot{\theta}_j \ell_j \sin \theta_j \right) - R_i \sin \theta_i - F_i \cos \theta_i \right] + T_S \cos \theta_{N+1} \quad (24)$$

$$T_Z = \sum_{i=1}^N \left[m_{ci} \left\{ \ddot{Z}_0 + \sum_{j=1}^i (\ddot{\theta}_j \ell_j \cos \theta_j - \dot{\theta}_j^2 \ell_j \sin \theta_j) \right\} - 2m_i k_{Fi} \sin \theta_i \cos \theta_i \dot{\theta}_i \left(\dot{Z}_0 + \sum_{j=1}^i \dot{\theta}_j \ell_j \cos \theta_j \right) - R_i \cos \theta_i + F_i \sin \theta_i + g(m_i - \rho \nabla_i) \right] - T_S \sin \theta_{N+1} \quad (25)$$

3. 曳船の運動に関する理論計算法

3.1 座標系

Fig.2 に曳船の運動を定式化するために用いる座標系を示す。座標系は、索と被曳船の運動方程式の場合と同様、空間固定座標系 O-XZ と、静水中で曳船と等速で移動する座標系 G₁-x₁z₁ の2つを考える。G₁ は曳船の重心位置かつ動揺平均位置を意味し、静水面上にあるものと仮定する。曳船の重心位置を (X_T, Z_T) とし、索と曳船との連結点は Fig.1 における索の端点 (X₀, Z₀) に一致させる。また、索と曳船との連結点は、G₁ 周りに θ_T 回転した座標系 G₁-x'₁z'₁ における点 (-x'_{T1}, -z'_{T1}) と同義である。ここで、索の連結点と曳船の重心位置との距離を ℓ_T = √(x'_{T1}² + z'_{T1}²) とし、索の連結点の位置を示す角度を α_T = tan⁻¹(z'_{T1}/x'_{T1}) として定義した。

Fig. 2 Coordinate system of tow ship

3.2 曳船の運動方程式

座標系 G₁-x₁z₁ に基づいて構築された、波浪中における曳船の運動方程式は次のように表される。

$$(m^T + A_{11}^T) \ddot{X}_T = F_x^T + F_{Tx}^T \quad (26)$$

$$(m^T + A_{33}^T) \ddot{Z}_T + A_{35}^T \ddot{\theta}_T = F_z^T + F_{Tz}^T \quad (27)$$

$$(I_{yy}^T + A_{55}^T) \ddot{\theta}_T + A_{53}^T \ddot{Z}_T = M_y^T + M_{Ty}^T \quad (28)$$

式中、m^T, I_{yy}^T はそれぞれ船体の質量、慣性モーメント、A₁₁^T, A₃₃^T, A₃₅^T, A₅₃^T 及び A₅₅^T は船体に作用する radiation 流体力に起因する項で広義の付加質量と呼ばれる。右辺の F_{Tx}^T, F_{Tz}^T, M_{Ty}^T は索張力から受ける前後力、上下力、縦揺れモーメントであり、F_x^T, F_z^T, M_y^T は索張力以外の船に作用する前後力、上下力、縦揺れモーメントである。索張力から受ける外力 F_{Tx}^T, F_{Tz}^T, M_{Ty}^T は、(24)(25) 式に示した張力 (T_X, T_Z) を用いて、

$$\left. \begin{aligned} F_{Tx}^T &= -T_X \\ F_{Tz}^T &= -T_Z \\ M_{Ty}^T &= -T_X \ell_T \sin(\theta_T - \alpha_T) - T_Z \ell_T \cos(\theta_T - \alpha_T) \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

と表される。また、船体に作用する索張力以外の外力 F_x^T, F_z^T, M_y^T は以下のように表す。

$$\left. \begin{aligned} F_x^T &= E_1^T - R_0^T (\dot{X}_T)^2 - R_w^T + X_P^T \\ F_z^T &= E_3^T - B_{33}^T \dot{Z}_T - C_{33}^T Z_T - B_{35}^T \dot{\theta}_T - C_{35}^T \theta_T \\ M_y^T &= E_5^T - B_{53}^T \dot{Z}_T - C_{53}^T Z_T - B_{55}^T \dot{\theta}_T - C_{55}^T \theta_T \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

R₀^T は平水中直進時の船体抵抗係数、R_w^T は波浪中運動による抵抗増加成分、B_{ij}^T, C_{ij}^T, E_i^T はそれぞれ造波減衰係数、復原力係数、波強制力を意味する。また、X_P^T はプロペラによる流体力であり、次式から求める。

$$X_P^T = (1 - t_P) \sum T_P \quad (31)$$

式中 ∑ はプロペラ推力の総和を意味する。t_P は推力減少率であり、T_P はプロペラ推力である。T_P は次のように表される。

$$T_P = \rho n_P^2 D_P^4 K_T(J_P) \quad (32)$$

n_P はプロペラ回転数、D_P はプロペラ直径、K_T はプロペラ単独特性であり、前進係数 J_P の関数として表される。便宜的

に, K_T は J_P の 2 次式で表されるとするなら,

$$K_T(J_P) = J_0 + J_1 J_P + J_2 J_P^2 \quad (33)$$

となり, 3 つの未知定数 J_0, J_1, J_2 だけで表示できる. 前進係数 J_P は次式で定義する.

$$J_P = \frac{\dot{X}_T(1 - w_{P0})}{n_P D_P} \quad (34)$$

w_{P0} は直進中の有効伴流率を意味する.

3.3 曳船側曳航点に関する関係式

曳船と索との連結点 (X_0, Z_0) は, 曳船の重心位置 (X_T, Z_T) を起点として, 次のように表すことができる.

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= X_T - \ell_T \cos(\theta_T - \alpha_T) \\ Z_0 &= Z_T + \ell_T \sin(\theta_T - \alpha_T) \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

さらに, (35) 式を (1) 式に代入すると,

$$\begin{aligned} X_i &= X_T - \ell_T \cos(\theta_T - \alpha_T) - \sum_{j=1}^i \ell_j \cos \theta_j \\ Z_i &= Z_T + \ell_T \sin(\theta_T - \alpha_T) + \sum_{j=1}^i \ell_j \sin \theta_j \\ &\text{for } (i = 1, \dots, N+2) \end{aligned} \quad (36)$$

が得られる. この式より, 索・被曳船の運動方程式において解くべき未知数 (X_i, Z_i) は, 曳船の運動に関する項を含んだ変数となることがわかる. その結果, 最終的に解くべき未知数は曳船の運動に関する項 (X_T, Z_T, θ_T), 索と被曳船の運動に関する $N+2$ 個の θ_i 及び索と被曳船との間に作用する張力 T_S となる. 一方, 導出した運動方程式は, (13) 式で表される索に関する N 個の運動方程式と, 曳船・被曳船に関する運動方程式 (14)(15)(16)(26)(27)(28) 式の合計 $N+6$ 個であり, 運動方程式と未知数の数は一致している. よって, 運動方程式を数値的に解くことにより, 曳船・索・被曳船の運動及び索張力を時刻歴ベースで求めることが可能となる.

4. 水槽試験の概要

本理論計算法を検証するため, 正面向波中曳航時の曳船・被曳船の船体運動及び曳船側曳航点に作用する索張力に関する水槽試験を実施した. なお, 試験は, 広島大学工学部船型試験水槽にて行った.

4.1 対象船

曳船として 2 軸 POD 船, 被曳船として SR108 型コンテナ船の模型船を採用した. Table 1 にそれぞれの想定した実船と模型船の主要目を示す. 表中, L は垂線間長, B は幅, d_f , d_m , d_a はそれぞれ F.P., midship, A.P. における喫水, Δ は排水量, C_b は方形係数, x_G は浮心位置座標, k_{yy} は慣動半径を意味する. なお, 模型船の慣動半径は, 実験時の計測値である. 曳船には 2 機の POD 推進器を首振り角 0 度の状態で設

置し, 喫水は等喫水とした. 表中, D_P は POD 推進器のプロペラ直径, p はプロペラピッチ比である. 一方, 被曳船は, 実験中の振り回り運動を抑制するため, 舵を設置するとともに喫水は後トリムとした. 表中, H_R は舵高さ, B_R は舵コード長である.

Table 1 Principal dimensions of ships

	Tow ship		Towed ship	
symbol	Fullscale	Model	Fullscale	Model
L (m)	26.55	2.655	30.00	3.000
B (m)	5.23	0.523	4.35	0.435
d_f (m)	1.66	0.166	1.20	0.120
d_m (m)	1.66	0.166	1.63	0.163
d_a (m)	1.66	0.166	2.06	0.206
Δ (m ³)	185.00	0.185	122.00	0.122
C_b	0.799	0.799	0.572	0.572
x_G (m)	-0.67	-0.067	-1.41	-0.141
k_{yy}/L		0.278		0.239
D_P (m)	0.80	0.080	—	—
p	0.8	0.8	—	—
H_R (m)	—	—	1.32	0.132
B_R (m)	—	—	0.72	0.072

4.2 波浪中曳航試験の概要

正面向波中曳航時の曳船・被曳船の船体運動及び曳船側曳航点に作用する索張力を計測する. Fig.3 に水槽試験の計測システム図を示す. 曳船については, ガイドで曳引車に拘束されているため, 振り回り運動を発生せずに正面向波中を直進航行することが可能である. ただし, surge, heave, pitch の縦方向の運動については自由にしているので, その運動の計測は可能である. surge 及び heave についてはレーザー変位計により, pitch についてはポテンシオメーターを用いて計測した. 一方, 被曳船については, ガイドで拘束せず, 曳航索を介して曳航点でのみ拘束されている状態とした. 被曳船の運動計測は画像解析の応用による非接触運動計測法により行った. 被曳船にはターゲットボードと呼ばれる運動追跡用ターゲットが設置されており, ビデオカメラでそのターゲットを撮影し, その画像を解析することで対象物の運動計測が可能となっている. また, 曳航索の模型については, 直径 2.0mm, 単位長さ当たりの重量 0.34N/m(35.0gf/m) のワイヤーロープを採用した. 曳船側曳航点に作用する索張力は, そのワイヤーロープの先端部に設置した張力計によって計測される.

曳船の曳航速度は 0.800m/s と設定した. これは曳船が実船換算で 5kn で航行することに相当する. 曳船側曳航点は船体中心線上に設定し, 模型船の構造を考慮して, x_{T1} は A.P. から後方 0.140m の位置, z_{T1} は静水面上 0.280m とした. 同様に, 被曳船側曳航点についても船体中心線上に設定し, x_{T2} は F.P. の位置, z_{T2} は静水面上 0.255m とした. 曳航索長については, 計測機器の制約上, 3.0m で一定とした. これは被曳船の船長と同じ長さである. 波は規則波のみを取り扱い, その方向は船首方向からの向波とする. 波振幅 ζ_A は 12.5mm を

Fig. 3 Measurement system

目標とする。波長船長比は被曳船長 (L_2) をベースとして定義し、 $\lambda/L_2=0.5, 0.6, \dots, 2.0$ の16種類とした。また、本理論計算法は、曳船が放出するいわゆるプロペラ後流の影響については考慮していない。そこで、プロペラ後流の影響を把握するため、プロペラを回転させない場合及びプロペラをその曳航速度における model point で回転させた場合の2通りについて実験を行った。加えて、曳航索による拘束力の有無が各船の運動に及ぼす影響を把握するため、各船が単独で波浪中を航走した場合の船体運動についても計測を行っている。その際の運動計測はガイド付属の計測機器によって実施し、併せてシミュレーション計算に必要な波浪中抵抗増加 R_w, R_w^T を計測した。

5. シミュレーション計算結果と水槽試験結果の比較

5.1 計算条件

運動方程式の数値解法には Newmark β 法を用いた。なお、シミュレーション計算は、模型船ベースで行っている。曳船・被曳船の radiation 流体力に関する付加質量及び造波減衰係数、復原力係数ならびに波強制力は、ストリップ法¹⁰⁾を用いて計算する。ただし、各船の前後方向における付加質量については、入射波の周期に関わらず一定であると仮定し、元良チャートによる推定値を用いて $A'_{11}=0.0044$, $A'_{11}=0.0077$ とした。なお、 A'_{11} , A'_{11} は $\frac{1}{2}\rho L^2 d$ により無次元化された値である。各船の平水中直進時の抵抗係数は、著者等が実施した水槽試験結果に基づいて $R_0=0.403\text{kg/m}$, $R_0^T=0.615\text{kg/m}$ と決定した。これらは、(19)(30)式に示すように、各船の速度の二乗に対する比例定数であるため、その単位は kg/m となる。また、各船の波浪中運動による抵抗増加成分 R_w, R_w^T については、Figs.4,5に示す各船の波浪中単独航走試験結果に基づき決定した。

POD 推進器のプロペラ推力に関する諸係数及び曳航索模型に関する各種流体力係数については、文献⁵⁾¹¹⁾の値を参考として、Table 2のように決定した。なお、索に作用する流体の密度 ρ については、索が空気中にある場合と水面下に没した場合とで区別して値を与えている。また、プロペラ回転数 n_P の値は、平均曳航速度が 0.800m/s となるよう、 λ/L_2 の変化に応じて適宜調整して与えている。

Fig. 4 Coefficient of added resistance in waves for towed ship (SR108)

Fig. 5 Coefficient of added resistance in waves for tow ship (Podded propeller ship)

Table 2 Coefficients used in the calculations

Podded propeller		Towline (lumped masses)	
symbol	value	symbol	value
J_0	0.309	C_{D_i}	1.00
J_1	-0.315	C_{F_i}	0.01
J_2	-0.217	k_{F_i}	1.00
t_P	0.100	ρ (air)	0.12 kg/m^3
w_{P0}	0.150	ρ (water)	101.97 kg/m^3

ここで、索分割数 N が計算結果に及ぼす影響について把握しておく。索分割数を $N = 30, 40, 50$ と変更し、水槽試験と同じ条件下にて数値計算を行った。一例として、波長船長比が $\lambda/L_2=1.2$ の場合の曳船の pitch に関する時刻歴計算結果を Fig.6 に示す。各索分割数における計算結果は、運動の振幅・位相ともに、ほぼ一致していることがわかる。また、この傾向は他の波長船長比の場合についても同様に現れるため、以後の計算では計算時間を考慮し、索分割数を $N=40$ として取り扱うこととした。

Fig. 6 Influence of division number of towline on the simulation ($\lambda/L_2=1.2$)

5.2 時刻歴での船体運動比較

波長船長比 $\lambda/L_2=0.5\sim 2.0$ の範囲における波浪中曳航時のシミュレーション計算結果と水槽試験結果との比較を行う。一例として、Fig.7 に、 $\lambda/L_2=1.0$ の場合の曳船・被曳船の surge, heave, pitch 及び曳船側曳航点における索張力に関する時刻歴結果を示す。横軸は時間を出会い波周期 T_E で無次元化したもの、縦軸はそれぞれの計測結果の有次元値を示している。被曳船の surge 及び heave 運動については (36) 式における X_{N+2} 及び Z_{N+2} から、索張力については (24)(25) 式を用いて、 $T_{total}=\sqrt{T_X^2+T_Z^2}$ として求めている。なお、比較対象とした水槽試験結果は、曳船の POD 推進器のプロペラを回転させていない状態のものである。

曳船の surge 運動については、計算結果の振幅が水槽試験結果のそれよりも大きく、運動の位相についてもやや差があるようである。曳船の heave 運動については、振幅及び位相にやや差があるものの、計算結果は水槽試験結果をよく捉えていると言える。また、曳船の pitch 運動に関する計算結果は、その運動の振幅・位相ともに水槽試験結果と良好な一致を示した。一方、被曳船の surge 運動については、水槽試験結果に周期の長い前後揺れの成分が含まれているため比較が難しいが、計算結果の振幅は水槽試験結果と同程度の大きさである。被曳船の surge の計測結果に周期の長い前後揺れの成分が含まれる理由は、実験開始時の被曳船の初期位置とその波浪条件における定常曳航時の被曳船の平衡位置との間に差があったことによるものと考えられる。この周期の長い前後揺れは、曳航状態を継続すればいずれ減衰するものであるが、曳航水槽の長手方向の距離には限界があるため、本試験ではその成分を含んだ状態で計測を行わざるを得なかった。被曳船の heave 及び pitch 運動については、その運動の位相にはやや差があるが、計算結果は水槽試験結果を十分に捉えているようである。また、水槽試験結果から、各船は、曳航中であっても、おおよそ出会い

Fig. 7 Comparison of time histories of motions and tension ($\lambda/L_2=1.0$)

い波周期で運動することが確認された。よって、曳航索による拘束力が各船の運動周期に及ぼす影響は小さいものと考えられる。最後に、曳船側曳航点における索張力の計算結果は、その平均値、振幅ともに水槽試験結果よりもやや過大となっているものの、その傾向を十分に再現していることがわかる。計算結果の平均張力が過大となった理由は、被曳船の波浪中抵抗増加成分 R_w を波浪中単独航走試験結果を用いて見積もっていることにあると考えられる。後に示すが、曳航時の被曳船の運動は、単独航走時のそれよりも小さくなることがわかってい。よって、波浪中曳航時の被曳船の抵抗増加については、その影響を考慮して見積もる必要があると言える。

以上が $\lambda/L_2=1.0$ の場合における比較結果である。他の波長船長比の場合については、5.4 節にて各船の船体運動に関する周波数応答の比較結果を示すことで検討を行うこととする。

5.3 時刻歴での索張力比較

Fig.7 に示した通り、 $\lambda/L_2=1.0$ の場合の索張力はおおよそ周期的に変動していたが、曳航条件によっては索張力に瞬間的

な衝撃力が発生する場合がある。この現象は、曳航開始時の加速中や外乱によって被曳船が定常曳航時の平衡位置からずれた場合に発生することが知られている。Fig.8に、 $\lambda/L_2=0.6, 1.4, 2.0$ の場合の索張力に関する時刻歴結果を示す。水槽試験結果については、曳船のPOD推進器のプロペラを回転させない場合及びプロペラをその曳航速度におけるmodel pointで回転させた場合の2通りを示し、計算結果と比較した。

Fig. 8 Comparison of time histories of tensions

各結果において、最初の衝撃力が発生した瞬間の時間を 0(s) として、その後 15 秒間の索張力の挙動を示した。計算結果は、プロペラを回転させない場合の水槽試験結果に近い傾向を示したが、 $\lambda/L_2=1.0$ の場合と同様、その絶対値はやや過大に計算されていることがわかる。一方、2つの水槽試験結果を比較すると、衝撃力のピークは、どの波長船長比においても、プロペラを回転させた場合の方がプロペラを回転させない場合よりも大きくなるようである。これは、曳船が放出するプロペラ後流が被曳船の後方への、つまりは曳航索が張る方向への運動を加速していることが原因であると考えられる。また、 $\lambda/L_2=0.6$ の場合の結果に着目すると、索張力の平均値は、プロペラを回転させた場合の方が大きくなることがわかる。よって、曳船のプロペラ後流は曳航索を張る方向に作用し、それにより曳航索による拘束も大きくなることが考えられる。

5.4 曳船・被曳船の船体運動振幅

波長船長比 $\lambda/L_2=0.5\sim 2.0$ の場合における時刻歴計算結果から、曳船・被曳船の船体運動振幅について求め、それらの結果を水槽試験結果と比較した。Fig.9にその結果を示す。本理論計算法による計算結果、曳船のPOD推進器のプロペラを回転させない場合及びプロペラをその曳航速度におけるmodel pointで回転させた場合の水槽試験結果に加え、曳航索による拘束の影響を把握するため、各船の波浪中単独航走時の水槽試験結果及び同条件におけるストリップ法(NSM)による計算結果についても併せて示している。surge及びheave運動振幅については波振幅 ζ_A により、pitch運動振幅については波傾斜 $k\zeta_A$ により無次元化を行っている。 k は波数を意味する。

曳船のsurge運動振幅に関する本理論計算結果は、単独時の運動を計算したストリップ法による結果とは大きく傾向が異なっていることがわかる。これは、曳航索による拘束の影響に加え、主に被曳船のsurge運動に起因する索張力が曳船のsurge運動を増幅もしくは減衰させる方向に作用することが原因であると考えられる。入射波の波長によって曳船と被曳船のsurge運動の位相差は変化するため、ある波長では被曳船のsurge運動が曳航索を介して曳船のsurge運動を増幅し、また別の波長では逆の現象が起こる。この傾向は水槽試験結果にも現れているが、増幅もしくは減衰の度合いは、特に長波長域において、計算結果のそれよりも小さいようである。この理由は、本計算法が索張力を過大に見積もっていることに加え、surge方向の波強制力を他の運動モードと相互干渉の無い単独モードの運動として、フルドクリロフ成分のみで計算していることにありとされる。曳船のheave運動振幅に関する本理論計算結果は、 $\lambda/L_2=1.0$ 以上の領域において、ストリップ法による結果よりも大きくなっていることがわかる。この傾向は水槽試験結果と一致しており、その理由は、索張力の変動成分が曳船のheave運動を増幅させる方向に作用していることと考えられる。曳船のpitch運動振幅については、本理論計算法とストリップ法による計算結果にほとんど差異は見られなかった。これは、曳航点と曳船重心位置とのレバーが小さいため、索張力に起因するモーメントのオーダーが船体に作用する流体力に比べて非常に小さくなることが原因であると考えられる。しかし、水槽試験結果においては、曳航時のpitch運動振幅の結果は単独航走時の結果よりも小さくなる傾向が見られた。これは、曳航索による拘束により曳船のpitch運動が抑制されたことが原因であると考えられるが、本理論計算法ではその影響を十分には考慮できていないようである。本計算法では、曳船と曳航索は曳航点にてピン結合で接続されているものと仮定しており、これが曳航索の拘束影響を小さく見積もっている原因であると考えられるが、計算結果と水槽試験結果は良く一致しており、実用上の精度は有しているものと思われる。

一方、被曳船のsurge, heave, pitch運動振幅に関する本理論計算結果は、それぞれに関する単独航走時に対するストリップ法による結果とほとんど差異が見られなかったが、水槽試験結果においては、曳航時の運動振幅は単独航走時のそれよりも小さくなる傾向が見られた。この現象は以下の2つの理由によって生じたものと考えられる。1つは、曳船のpitch運動振幅と同様、曳航索による拘束の影響である。そしてもう1つは、向波の振幅が曳船を通過する際に波の散乱によって減衰し、被曳船に作用する波浪強制力が単独航走時のそれよりも減少したという可能性である。後者は、いわば2船間の流体力学的干渉(上流側から下流側への影響)であり、本理論計算法が考慮していないものである。よって、この点については今後も慎重な検討が必要であると言える。しかしながら、被曳船の運動振幅に関する計算結果は水槽試験結果の傾向を良く捉えており、本計算法は被曳船の運動を推定する上でも実用的には十分であると考えられる。

Fig. 9 Comparison of motion amplitudes of tow and towed ships in regular waves

最後に、プロペラ後流の影響については、曳船・被曳船の全ての縦運動に関して、その運動振幅を減衰させる方向に働くということがわかった。これは、曳船のプロペラ後流が、曳航索を張る方向に作用し、曳航索による拘束の影響が大きくなることが原因であると考えられる。しかし、プロペラ後流の影響はそれほど大きくはなく、各船の運動傾向を変化させるほどのものではない。また、本水槽試験における結果は、曳航索長が $1.0L_2$ と通常実務で採用される曳航索長 ($2.0L_2 \sim 4.0L_2$) よりも短い状態で得られたものである。よって、曳航索長が長くなれば、当然プロペラ後流が曳航索の拘束力に与える影響も小さくなることが予想され、その流れの影響を考慮せずとも、各船の波浪中曳航時の運動を推定する上では実用上問題がないものと思われる。ただし、港内で出入港作業に従事している大型船とタグボートのような曳航索長が極めて短い場合については、このプロペラ後流の影響を十分に考慮する必要があるであろう。

6. 結言

本論文では、曳航索をいわゆるランプドマス法で取り扱い、正面向波中における曳船・被曳船の縦方向船体運動シミュレーション計算法を提案した。本計算法は、従来のストリップ法による波浪中における船体運動方程式及び各集中マスに関する運動方程式に索張力による外力項を付加し、それらの式を数值的

に解くことで、正面向波中曳航時の曳船・被曳船の船体運動及び索張力をシミュレートすることを可能としている。また、本計算法は、索張力の推定式を使用する必要が無いことに加え、曳航索の自重影響及び流体から受ける抵抗を考慮できる点に特徴がある。曳船として2軸POD船を、被曳船としてSR108型コンテナ船を対象に、正面向波中曳航時の曳船・被曳船の船体運動及び曳船側曳航点に作用する索張力に関する計算を行い、水槽試験結果と比較した。その結果、改善の余地はあるものの、本計算法は、波浪中曳航時の曳船・被曳船の運動及び索張力の挙動を実用上の精度を持って推定できることがわかった。

今後の課題として、実験から把握された曳航索による拘束の影響及びプロペラ後流の影響をどのように理論計算法に適用させていくかということが挙げられる。また、各船の surge 運動については、船体に作用する流体力に関する計算法を改良すること等により、計算精度を向上させる必要がある。加えて、2船間の流体力学的干渉(上流側から下流側への影響)の把握のため、曳航状態における被曳船舶首部での波高計試験や波強制力試験等を実施することが必要であろう。これらの課題を踏まえつつ、本計算法を拡張することにより、最終的には、斜め波中における曳船・被曳船の6自由度運動に関するシミュレーション計算法について検討を行ってきたい。

謝 辞

本研究の実施にあたり、文部科学省科学研究費 (基盤研究 (B)23360386) の補助を受けた。また、実施された水槽試験の一部については、平成 23 年度笹川科学研究助成による補助を受けた。ここに記して謝意としたい。なお、本論文における水槽試験は、松本宗佑君による平成 23 年度広島大学卒業研究の一環として実施されたものである。心より感謝申し上げる。また、水槽試験の実施にあたり、貴重な御助言を賜った土橋誠技官に深くお礼申し上げる。

参 考 文 献

- 1) Ming-Chung Fang, Jiun-Han Ju : The Dynamic Simulations of the Ship Towing System in Random Waves, Marine Technology Vol.46, No.2 (2009), pp.107-115.
- 2) 湯川和浩, 星野邦弘, 原 正一, 山川賢次 : 荒天下における折損タンカーの曳航について, 日本造船学会論文集 第 191 号 (2002), pp.87-96.
- 3) 貴島勝郎, 和田洋二郎 : 風圧下における被曳船の針路安定性, 日本造船学会論文集 第 153 号 (1983), pp.117-126.
- 4) 重廣律男 : 曳航・被曳航船系の操縦運動モデル, 関西造船協会誌 第 230 号 (1998), pp.153-164.
- 5) 安川宏紀, 平田法隆, 中村暢昭, 松本之良 : 被曳船の振れまわり運動シミュレーション, 日本船舶海洋工学会論文集 第 4 号 (2006), pp.137-146.
- 6) 定兼廣行, 李 成壽 : 向い波中箱型台船の曳航抵抗と索張力 : 曳航台車による模型実験, 日本航海学会論文集 第 108 号 (2003), pp.211-217.
- 7) Shoichi Hara, Kenji Yamakawa : Study on the Towline Tension During Towing: 2nd Report: Behavior of the Towline in Waves, 関西造船協会誌 第 220 号 (1993), pp.233-247.
- 8) 元良誠三, 小山健夫, 藤野正隆, 前田久明 : 改訂版 船体と海洋構造物の運動学, 成山堂書店 (1997), pp.39-60.
- 9) 守屋富次郎, 鷺津久一郎 : 改訂版 力学概論, 培風館 (1968), pp.196-220.
- 10) 渡辺 巖, 土岐直二, 伊東章雄 : 第 2 章 ストリップ法, 耐航性理論の設計への応用, 運動性能研究委員会 第 11 回シンポジウム, 日本造船学会 (1994), pp.167-187.
- 11) 安川宏紀, 平田法隆, 田中 進, 小瀬邦治 : 首振り型推進器を有する船の操縦性に関する研究, 日本船舶海洋工学会論文集 第 9 号 (2009), pp.155-165.