

文章编号:1671-1637(2013)01-0047-08

海洋拖曳系统对船舶操纵性能的影响

金良安¹,苑志江¹,迟卫¹,田恒斗²,卢祎斌¹

(1. 海军大连舰艇学院 航海系, 辽宁 大连 116018; 2. 中国人民解放军 91439 部队 辽宁 大连 116025)

摘要:将拖曳母船、拖缆和拖曳体视为一个相互作用的整体,利用耦合边界条件,将拖缆顶端和底端的张力与其产生的力矩,分别计入船舶操纵性运动方程和拖曳体六自由度运动方程,结合拖缆的有限差分方程,建立了船/缆/体耦合运动模型,采用数值计算方法,对比分析了海洋拖曳系统对船舶操纵性产生的影响。计算结果表明:当计入拖缆和拖曳体耦合影响后,船舶稳态运动时的速度会降低,改变量为3%~5%;船舶回转机动时,速度、回转半径与横摇角会降低,改变量分别为2%~3%、2%~4%和11%~21%。采用船/缆/体耦合运动模型计算得到的船舶操纵性能符合实际,可为预报海洋拖曳系统的运动信息提供理论依据。

关键词:船舶工程;海洋拖曳系统;船舶操纵性;耦合运动模型;数值计算方法

中图分类号:U661.33 **文献标志码:**A

Influence of underwater towed system on ship maneuverability

JIN Liang-an¹, YUAN Zhi-jiang¹, CHI Wei¹, TIAN Heng-dou², LU Yi-bin¹

(1. Department of Navigation, Dalian Naval Academy, Dalian 116018, Liaoning, China;

2. No. 91439 Troops of PLA, Dalian 116025, Liaoning, China)

Abstract: Towing ship, towed cable and towed vehicle were treated as an interactional whole system. Using the boundary conditions of the system, the tensions and moments of towed cable's upper end and bottom end were used into the MMG model of towing ship and the equation with six degrees of freedom for towed vehicle respectively. Coupled with the finite difference method of towed cable, a coupling motion model of the whole system was established. A numerical method was developed based on the model to predict the influence of underwater towed system on the maneuverability of towing ship. Numerical result indicates that the velocity of towing ship decreases by considering the coupling function of towed cable and towed vehicle in steady motion, and the variation is 3%-5%. In the turning maneuver of towing ship, the velocity, turning radius and roll angle of towing ship reduce, and the variations are 2%-3%, 2%-4% and 11%-21% respectively. The influence makes the maneuverability more normal. Moreover, it can be used as the basic theory to predict the behaviors of underwater towed system. 7 tabs, 6 figs, 15 refs.

Key words: ship engineering; underwater towed system; ship maneuverability; coupling motion model; numerical method

Author resume: JIN Liang-an(1966-), male, professor, PhD, +86-411-85855581, jinliangan@163.com.

收稿日期:2012-08-15

基金项目:“十二五”国防预研项目(5131402031,4010403010208)

作者简介:金良安(1966-),男,浙江黄岩人,海军大连舰艇学院教授,工学博士,中国科学院博士后,从事海洋结构物设计研究。

0 引 言

海洋拖曳系统作为一种有效的水下探测装置,已日益广泛地应用于海洋研究、海洋监测与水声对抗等诸多领域,并发挥着越来越重要的作用^[1]。海洋拖曳系统通常由拖曳母船、拖缆和拖曳体等部分组成^[2]。由于拖曳系统工作时,拖缆张力影响拖曳母船的操纵性,因此,研究拖缆和拖曳体对拖曳母船操纵性能的影响,对于船舶在机动时的机动方式和操舵控制补偿的选取具有重要的作用。特别是在系统设计初期,为提高拖曳系统的设计合理性,准确预报和分析船舶在各种机动情况下的运动响应是十分必要的。然而,拖曳母船、拖缆与拖曳体之间存在的强烈耦合作用,即拖曳母船通过拖缆提供拖曳体运动的驱动力,拖缆和拖曳体的流体作用力也反作用于拖曳母船,三者之中任何一者运动状态的改变,均将会影响整个系统的运动;此外,拖曳母船机动时运动的复杂性,如回转时速度降低、横摇角变化等^[3-4],造成拖点张力大小和方向都在时刻发生变化,导致整个拖曳系统呈现强非线性,仅用等速直航时的拖点张力来考虑拖曳系统对船舶操纵性的影响是不够的,因此,应将船/缆/体视为一个整体,将拖缆顶端和底端的张力及其力矩,引入到船舶操纵性运动方程和拖曳体六自由度运动方程中,建立船/缆/体耦合运动模型,进而分析船舶机动时拖曳系统对舰船操纵性的影响,这对于保证整个拖曳系统高效运行,具有一定的现实用途和理论指导意义。

前人已针对海洋拖曳系统运动仿真计算开展了大量的研究^[5-12],提出了等速直航计算模型^[6,8]与回转运动模型^[9,12],但大都将船舶航速和回转半径均视为常数,即不考虑船舶进入回转圈的过渡过程,也未考虑回转过程中船速降低的影响^[12],这与实际情

况并不相符。针对这一问题,一些学者也进行了初步的探讨,如朱军等分析了拖曳线列阵系统对船舶操纵性的影响^[13],但将拖缆和拖曳母船分开计算,忽略了两者的动态耦合作用;王飞等也提出了船/缆耦合模型,分析了拖曳线列阵系统对船舶操纵性的影响^[14],但拖缆末端被视为自由端,即未装配拖曳体,然而,常规拖曳系统往往装配有拖曳体,用于搭载各种传感器,因此,需要建立船/缆/体耦合模型,分析常规海洋拖曳系统对拖曳母船操纵性产生的影响,但至今未有相关文献报道。

本文将拖曳母船、拖缆和拖曳体视为一个相互影响的整体,使用船舶操纵性运动方程、拖缆运动方程和拖曳体六自由度运动方程,结合耦合边界条件,构建船/缆/体耦合模型,在拖曳母船自身桨、舵操纵等机动情况下,分析拖曳系统对船舶操纵性的影响。

1 系统数学模型的建立

为了便于描述系统运动特性和建立系统的运动模型,本文引入了 4 个右手直角坐标系,惯性坐标系为 $E\xi\eta\zeta$,选取水面任意一点为原点 E , ξ 轴方向是任意选定的,但一经选定后,相对于地球是固定的,与 η 轴垂直, ζ 轴垂直向下;拖船随体坐标系为 $Sx_sy_s z_s$,原点 S 位于船舶的重心处, x_s 轴垂直于船舶中横剖面,以指向船艏为正, y_s 轴垂直于中纵剖面,以指向右舷为正, z_s 轴垂直于水线面,以指向龙骨为正;拖缆局部坐标系为 $Cx_c y_c z_c$, x_c 为拖缆的切向方向, y_c 和 z_c 为拖缆的 2 个法向;拖曳体随体坐标系为 $Bx_b y_b z_b$,其 3 个轴方向的定义与船体随体坐标系一致(图 1)。

1.1 拖缆运动控制方程

拖缆运动控制方程采用有限差分法,假设拖缆

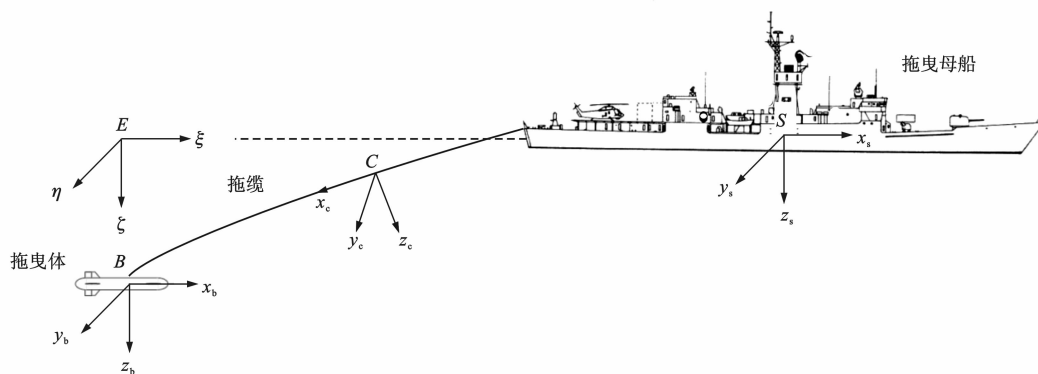


图 1 海洋拖曳系统坐标系

Fig. 1 Coordinate systems of underwater towed system

为细长、柔性、圆柱形,且拉力随时间变化,根据拖缆上的任意一点的力平衡,可得矢量方程式^[6]为

$$\frac{\partial \mathbf{T}}{\partial s} + \mathbf{W} + \mathbf{F} + \mathbf{B} = m\mathbf{a} \quad (1)$$

式中: s 为拖缆上一点到上端点之间未伸长前的缆长; \mathbf{T} 为拖缆的张力; \mathbf{W} 为单位长度拖缆减去浮力的重力; \mathbf{F} 为单位长度拖缆上流体的作用力; \mathbf{B} 为单位长度拖缆的惯性力,即达朗伯力; \mathbf{a} 为拖缆运动加速度; m 为单位长度拖缆的质量。

定义拖缆状态变量为

$$\mathbf{y} = (T, V_1, V_2, V_3, \alpha, \beta)^T$$

式中:标量 T 为拖缆张力; V_1, V_2, V_3 分别为拖缆局部坐标系下的 3 个速度分量; α, β 为拖缆局部坐标与惯性坐标之间的方向角。

通过推导,拖缆的运动控制方程可写成如下的偏微分方程^[7]

$$\mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{y}}{\partial s} = \mathbf{N} \frac{\partial \mathbf{y}}{\partial t} + \mathbf{q} \quad (2)$$

式中: $\mathbf{M}, \mathbf{N}, \mathbf{q}$ 为系数矩阵^[7]; t 为时间。

为了实现船/缆/体三者耦合计算,必须建立坐标系之间的转换关系

$$(x_c, y_c, z_c) = (\xi, \eta, \zeta) \mathbf{D} \quad (3)$$

式中: \mathbf{D} 为拖缆的局部坐标与惯性坐标之间的转换矩阵^[5]。

1.2 拖曳母船操纵运动控制方程

借鉴分离式 MMG 操纵运动数学模型,即船舶

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) \cos(\psi) & -\cos(\varphi) \sin(\psi) + \sin(\varphi) \sin(\theta) \cos(\psi) & \sin(\varphi) \sin(\psi) + \cos(\varphi) \sin(\theta) \cos(\psi) \\ \cos(\theta) \sin(\psi) & \cos(\varphi) \cos(\psi) + \sin(\varphi) \sin(\theta) \sin(\psi) & -\sin(\varphi) \cos(\psi) + \cos(\varphi) \sin(\theta) \sin(\psi) \\ -\sin(\theta) & \sin(\varphi) \cos(\theta) & \cos(\varphi) \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中: \mathbf{R} 为船体坐标系与惯性坐标系之间的旋转矩阵; φ, θ 和 ψ 分别为拖曳体的横摇角、俯仰角和偏航角; Z_U 为拖缆顶端拉力在拖曳母船 y_s 轴的分力。

式(5)将拖缆顶端张力转换到拖船坐标系的三个方向,则拖缆顶端张力产生的力矩可表达为

$$\mathbf{M}_U = (K_U, M_U, N_U)^T = \mathbf{r}_U \times \mathbf{T}_U \quad (7)$$

式中: \mathbf{r}_U 为拖缆顶端在拖船坐标系下的位置坐标; M_U 为 Z_U 产生的力矩。

由于本文使用四自由度船舶操纵性方程,所以这里不予考虑拖缆顶端拉力在拖曳母船 y_s 轴的分力 Z_U ,以及该力产生的力矩 M_U 。

1.3 拖曳体运动控制方程

根据动量和动量矩方程,拖曳体的动力学方程可以写为^[11]

在桨、舵操纵下的四自由度(纵向、横向、横摇、艏向)运动控制方程可写为^[3]

$$\begin{cases} m_s(\dot{u} - vr - \xi_G r^2 + \zeta_G pr) = X_H + X_P + X_R + X_U \\ m_s(\dot{v} + ur - \zeta_G \dot{p} + \xi_G \dot{r}) = Y_H + Y_P + Y_R + Y_U \\ I_\xi \dot{p} - m_s \zeta_G(\dot{v} + ur) = K_H + K_P + K_R + K_U \\ I_\zeta \dot{r} + m_s \xi_G(\dot{v} + ur) = N_H + N_P + N_R + N_U \\ 2\pi(I_E + I_P)\dot{n} = Q \end{cases} \quad (4)$$

式中: m_s 为船舶的质量; ξ_G, ζ_G 为船舶质量中心在船体坐标系下的坐标; I_ξ, I_ζ 分别为船舶绕 ξ 轴和 ζ 轴的转动惯量; u, v, p, r 分别为船舶的纵向速度、横向速度、横倾角速度和艏向角速度; X, Y 分别为作用在船舶的外力沿 ξ 轴和 η 轴方向的分力; K, N 分别为作用于船舶的外力对 ξ 轴和 ζ 轴的力矩;下标 H、R、P 和 U 分别为船体、舵、桨和拖缆顶端; I_E, I_P 分别为主机轴和螺旋桨的转动惯量; Q 为主机轴和螺旋桨所受的外力矩(包括水动力矩和主机输出扭矩); n 为螺旋桨转速。

拖缆顶端张力及其力矩,可根据作用力与反作用力的原理计算得到,即拖曳母船通过拖缆提供拖曳体运动的驱动力的同时,拖缆的张力及其产生的力矩也必将影响拖曳母船的运动。

假设拖缆顶端张力在拖缆局部坐标系下的表达式为 $\mathbf{T}_d = (T_1, 0, 0)^T$,标量 T_1 为拖缆顶端张力的大小,则其在拖曳母船随体坐标系下的表达式为

$$\mathbf{T}_U = (X_U, Y_U, Z_U)^T = \mathbf{R}^T \mathbf{D} \mathbf{T}_d \quad (5)$$

$$\begin{cases} \mathbf{M}_{RB} \dot{\mathbf{V}}_b + \mathbf{C}_{RB} \mathbf{V}_b = \boldsymbol{\tau} \\ \dot{\boldsymbol{\eta}} = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{J}_2 \end{bmatrix} \mathbf{V}_b \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} \mathbf{V}_b = (u_b, v_b, w_b, p_b, q_b, r_b)^T \\ \boldsymbol{\eta} = (X_b, Y_b, Z_b, \varphi_b, \theta_b, \psi_b)^T \end{cases} \quad (9)$$

式中: \mathbf{M}_{RB} 为拖曳体的广义质量矩阵; \mathbf{C}_{RB} 为拖曳体的科里奥利向心力矩阵; X_b, Y_b, Z_b 为拖曳体原点在惯性坐标系中的空间位置坐标; $\varphi_b, \theta_b, \psi_b$ 为拖曳体相对惯性坐标系的姿态角; u_b, v_b, w_b 分别为拖曳体沿其三个坐标轴的速度分量; p_b, q_b, r_b 分别为拖曳体绕其三个轴的角速度; $\boldsymbol{\tau}$ 为拖曳体受到的外力和外力矩,包括理想流体惯性力、重力、浮力、粘性阻力、控制力和拖缆张力; \mathbf{J}_1 为拖曳体随体坐标系与惯性坐标系的转换矩阵; \mathbf{J}_2 为拖曳体随体坐标系下

的分量 (p_b, q_b, r_b) 到惯性坐标系的转换矩阵; J_1 、 J_2 、 M_{RB} 、 C_{RB} 、 τ 等参数的计算方法与水下航行器的算法一致^[1,11]。

假设拖缆底端的张力在拖缆局部坐标系下的表达式为 $T_V = (T_2, 0, 0)^T$, 标量 T_2 为拖缆底端的张力, 则拖缆底端张力在拖曳母船随体坐标系下的表达式为

$$T_E = R^T D T_V \quad (10)$$

与式(7)的思路相同, 拖缆底端张力产生的力矩为

$$M_E = (\tau_1, \tau_2, \tau_3)^T = r_E \times T_E \quad (11)$$

式中: r_E 为拖缆底端在拖曳母船随体坐标系下的位置; τ_1 、 τ_2 、 τ_3 分别为拖缆底端张力产生的力矩在拖曳母船 3 个坐标轴的分量。

1.4 船/缆/体耦合边界条件

由于拖缆的顶端与拖曳母船相连, 拖缆的底端与拖曳体相连, 可知这 2 点具有速度相等这一耦合边界条件, 基于此, 可分别建立相应的耦合边界条件方程。

1.4.1 船/缆耦合边界条件

拖曳母船/拖缆顶端处速度相同, 可表达为

$$V_s + \omega_s \times r_U = R D V_U \quad (12)$$

式中: ω_s 为拖曳母船的转动角速度; V_s 为拖曳母船坐标原点在其随船坐标系下的速度; V_U 为拖缆顶端在其随体坐标下的速度矢量。

1.4.2 缆/体耦合边界条件

拖曳母船/拖缆连接点处速度相同, 可表达为

$$V_b + \omega_b \times r_E = R D V_E \quad (13)$$

式中: ω_b 为拖曳体的转动角速度; V_b 为拖曳体原点在其随体坐标系下的速度矢量; V_E 为拖缆底端在其随体坐标系下的速度矢量。

2 数值计算方法的实现

通过上面的推导, 将拖曳母船、拖缆和拖曳体耦合成了一个系统。然而, 三者的运动模型均为非线性方程, 且三者之间存在的非线性关系, 这决定了系统的强非线性。针对这一复杂的耦合方程, 很难得到其解析解, 只能通过数值计算的方法, 实现系统运动模型的计算。数值计算方法实现的基本思路为: 使用中心有限差分法, 将拖曳母船、拖缆和拖曳体的运动方程, 在时间和空间上进行离散, 使得整个系统模型包含的偏微分方程组和微分方程组, 均变形为差分方程的形式, 组成非线性代数方程组, 进而使用牛顿迭代算法求解, 具体的求解过程如下。

首先, 使用中心有限差分法, 将拖缆在空间上沿

其长度方向, 离散成为 N 个长度微元 Δs , 时间上离散为一系列的时间步长 Δt , 拖缆的节点编号从 1 至 $N+1$, 其中第 1 点为顶端, 第 $N+1$ 点为底端, 则式(2)在时间和空间上离散的差分方程形式为^[15]

$$\begin{aligned} (M_{j+1}^{i+1} + M_j^{i+1}) \frac{y_{j+1}^{i+1} - y_j^{i+1}}{\Delta s} + (M_j^i + M_j^{i+1}) \frac{y_{j+1}^i - y_j^i}{\Delta s} = \\ (N_{j+1}^{i+1} + N_j^{i+1}) \frac{y_{j+1}^{i+1} - y_j^{i+1}}{\Delta t} + (N_j^{i+1} + N_j^i) \frac{y_{j+1}^i - y_j^i}{\Delta t} + \\ q_{j+1}^{i+1} + q_j^{i+1} + q_{j+1}^i + q_j^i \end{aligned} \quad (14)$$

式中: M_j^i 、 N_j^i 、 q_j^i 为第 i 步时间、第 j 段拖缆微元的系数矩阵; y_j^i 为第 i 步时间、第 j 段拖缆微元的状态变量。

由于每个拖缆节点包含 6 个未知数, 则沿拖缆共有 $6N$ 个如式(14)形式的差分方程。式(12)、(13)为拖曳系统计算的边界条件, 可分别构成 3 个方程, 共计 6 个方程。但当进行式(12)构建时, 便引入了拖曳母船的运动变量。将式(4)在时间上进行中心有限差分, 可得

$$\begin{cases} m_s \left(\frac{u_{i+1} - u_i}{\Delta t} - vr - \xi_G r^2 + \zeta_G pr \right) = \\ X_H + X_P + X_R + X_U \\ m_s \left(\frac{v_{i+1} - v_i}{\Delta t} + ur - \zeta_G \frac{p_{i+1} - p_i}{\Delta t} + \xi_G \frac{r_{i+1} - r_i}{\Delta t} \right) = \\ Y_H + Y_P + Y_R + Y_U \\ I_\xi \frac{p_{i+1} - p_i}{\Delta t} - m_s \zeta_G \left(\frac{v_{i+1} - v_i}{\Delta t} + ur \right) = \\ K_H + K_P + K_R + K_U \\ I_\zeta \frac{r_{i+1} - r_i}{\Delta t} + m_s \xi_G \left(\frac{v_{i+1} - v_i}{\Delta t} + ur \right) = \\ N_H + N_P + N_R + N_U \\ 2\pi(I_E + I_P) \frac{n_{i+1} - n_i}{\Delta t} = Q \end{cases} \quad (15)$$

式中: 带下标 i 的变量为相应变量的第 i 步时间的值。

建立式(13)时, 又引入了 12 个有关拖曳体运动信息的未知变量, 可通过拖曳体运动控制方程求解得到, 即将式(8)在时间上中心离散, 得

$$\begin{aligned} M_{RB} \frac{V_b^{i+1} - V_b^i}{\Delta t} + \frac{1}{4} (C_{RB}^{i+1} + C_{RB}^i) \cdot \\ (V_b^{i+1} + V_b^i) = \frac{1}{2} (\tau^{i+1} + \tau^i) \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\eta^{i+1} - \eta^i}{\Delta t} - \frac{1}{2} \left[\begin{bmatrix} J_1^{i+1} & 0 \\ 0 & J_2^{i+1} \end{bmatrix} V_b^{i+1} + \right. \\ \left. \begin{bmatrix} J_1^i & 0 \\ 0 & J_2^i \end{bmatrix} V_b^i \right] = 0 \end{aligned} \quad (17)$$

式中: 带上标 i 的变量为相应变量的第 i 步时间的值。

通过式(16)、(17)可得到 12 个差分形式的非线性方程,进而将式(12)~(17)联立,便可得到整个系统运动方程离散形式,且为封闭方程组,使用牛顿迭代算法便可以求得定解。

3 仿真结果分析

3.1 系统参数设置

本文选用拖曳系统的拖曳母船、拖缆和拖曳体的物理参数设置分别见表 1~3。

表 1 拖曳母船参数

Tab. 1 Parameters of towing ship

主尺度/m	排水量/ t	舵面积/ m ²	舵展 弦比	螺旋桨 直径/m	螺距/ m	伴流	推力 减额
115.0×25.4×8.5	3 173	28.03	1.40	6.53	6.02	0.26	0.21

表 2 拖缆参数

Tab. 2 Parameters of towed cable

缆长/ m	直径/ mm	单位长度 质量/kg	切向阻力 系数	法向阻力 系数	杨氏模量/ Pa
600	20	0.628	0.051 1	1.2	2.0×10 ¹⁰

表 3 拖曳体参数

Tab. 3 Parameters of towed vehicle

质量/kg	长度/m	质心坐标/m	浮心坐标/m	拖点坐标/m
200	1.6	轴向 0.00	轴向-0.32	轴向 0.57
		横向 0.00	横向 0.00	横向 0.00
		纵向 0.00	纵向-0.05	纵向-0.15

3.2 稳态运动仿真结果分析

稳态运动是指拖曳母船以一定的速度拖带系统

表 4 不同船舶工况时拖曳系统的稳态特性

Tab. 4 Steady-state characteristics of towed system under different engine conditions

$n/$ ($r \cdot \min^{-1}$)	拖曳速度/($m \cdot s^{-1}$)		速度 改变量/%	拖曳体深度/m		深度 改变量/%	拖缆顶端张力/kN		张力 改变量/%
	忽略缆/体影响	计入缆/体影响		忽略缆/体影响	计入缆/体影响		忽略缆/体影响	计入缆/体影响	
42	4.24	4.02	-5.20	-114.60	-119.80	4.54	20.0	18.7	-6.50
65	6.28	6.05	-3.70	-74.38	-77.30	3.93	41.6	38.8	-6.73
83	8.38	8.12	-2.60	-55.61	-57.58	3.54	72.0	67.0	-6.94

3.3 系统机动仿真结果分析

为了检验拖曳母船机动时,其操纵性受到拖曳系统的影响。以螺旋桨转速 n 为 $65 r \cdot \min^{-1}$ 时稳定直航状态作为初始值,舵角分别选取 10° 、 15° 和 20° ,进行 360° 回转运动仿真分析。假定拖曳母船从初始状态开始作回转运动,逐渐进入稳定回转状态,当航向变化 360° 时,拖曳母船回舵,重新进入直线航行状态。图 3 为舵角为 20° 时,整个系统完成 360° 回转运动的空间位置,其他舵角回转运动的仿真结果与图 3 相似。为了更好地进行对比分析,图 4 给出了船/缆/体耦合计算时和拖船速度信息直接被代

沿直线稳定航行,并假定拖曳系统的工作环境为静水。由于拖缆和拖曳体受到的流体作用力,将通过拖缆传递到拖曳母船,表现为拖缆与拖船连接点处的张力。常规方法是忽略了这一张力的影响,直接将拖船自身的运动信息加入水下拖曳系统。基于本文提出的船/缆/体耦合模型,将这一张力计入拖曳母船的运动仿真中,构建整个系统。为了行文方便,下文将拖曳母船自身运动信息直接代入拖曳系统计算的方法简称“拖船自身”,本文采用的耦合方法简称“整个系统”。

表 4 是不同船舶工况下 2 种方法计算得到的系统稳态特性对比,可见,由于拖缆张力的存在,导致整个系统的拖曳速度相对于拖船自身的速度具有明显下降,降幅为 $3\% \sim 5\%$,并且不同工况时降幅有所不同,工况越低降幅越大,即缆/体的影响更为明显;由于计入缆/体耦合影响后,在不同船舶工况时,整个系统的拖曳速度与船舶自身航速之间存在一定的差异,在进行拖曳系统空间位置预测时,若忽略了这一耦合作用,直接将船舶自身运动作为边界条件,将影响拖曳体水中位置和拖缆缆形的预测精度;当计入缆/体影响后,拖曳体深度要增大 $3\% \sim 4\%$,并且工况越低,这一影响越明显,图 2(a) 给出了不同船舶工况时,2 种方法计算得到的稳态缆形差异明显,对于顶端张力的计算值相差 $6\% \sim 7\%$,并且工况越高影响越明显,图 2(b) 给出了不同工况时张力的分布图,从该图也可看出这一趋势。

入拖曳系统计算时,不同舵角拖曳母船的回转轨迹。可见,当计入缆/体影响时,相同舵角时拖曳母船的平均回转半径变小,具体的变化数值见表 5,舵角越小,缆/体对拖曳母船回转半径的影响越明显,改变量为 $2\% \sim 4\%$,也说明拖曳系统使得拖曳母船的回转性能变好,事实上拖曳系统以拖缆顶端张力的形式作用在船体上,导致这一张力分解得到的纵向力和横向力,改变了拖曳母船的回转性能,其中纵向力与阻力方向相同,使得船舶回转中速度降低,具有提高回转性能的趋势。由图 3 可以看出,在回转的过程中,拖曳体位于拖曳母船回转轨迹内侧,即横向力

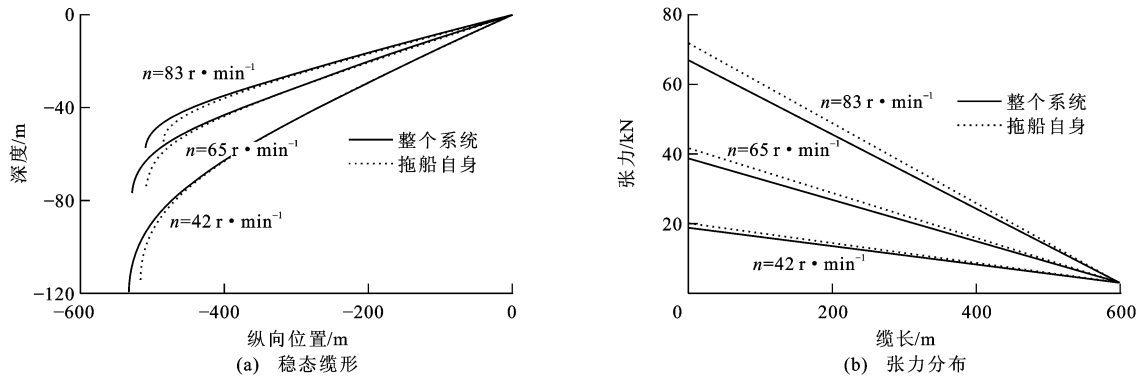


图 2 不同工况时缆形与张力

Fig. 2 Configurations and tensions of towed cable

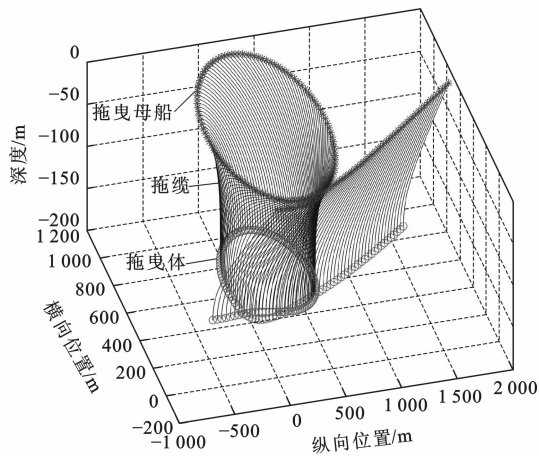


图 3 拖曳系统轨迹

Fig. 3 Trajectory of towed system

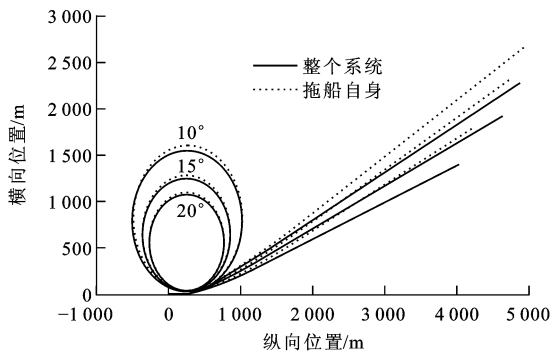


图 4 船舶回转轨迹

Fig. 4 Turning trajectory of towing ship

的方向指向拖曳母船轨迹内侧,具有增大舵效的作用,即可提高船舶回转性能。

根据船舶操纵性理论可知,船舶在回转过程中的运动呈现强烈的非线性,其轴向速度和横向速度均会发生变化,见图 5。可见在回转运动过程中,计入缆/体影响后,拖曳母船的轴向速度和横向速度与直接将拖曳母船的运动信息代入计算时,具有相同的变化趋势,但改变量不同。为了更加清晰地展示

这一影响,选取拖曳母船回转过程中,速度达到的稳定值进行对比分析,结果见表 6。当计入缆/体影响后,拖船的轴向速度会减小,改变量为 2%~3%,并且拖船回转舵角越小,这一影响越明显;横向速度变化量也会减小,改变量为 2%~4%,并且也是拖船回转舵角越小,这一影响越明显。

表 5 不同舵角时拖曳母船的平均回转半径

Tab. 5 Turning radii of towing ship at different rudder angles

舵角/(°)		10	15	20
平均回转半径/m	忽略缆/体影响	801.52	637.36	544.20
	计入缆/体影响	771.57	622.48	535.72
改变量/%		-3.74	-2.33	-1.56

表 6 速度稳定值比较

Tab. 6 Comparison of steady velocities

舵角/(°)		10	15	20
轴向速度/(m·s ⁻¹)	忽略缆/体影响	5.46	5.06	4.66
	计入缆/体影响	5.35	4.97	4.59
改变量/%		-2.10	-1.78	-1.50
横向速度/(m·s ⁻¹)	忽略缆/体影响	0.62	0.69	0.73
	计入缆/体影响	0.60	0.68	0.72
改变量/%		3.23	1.45	1.37

在拖曳母船回转过程中,横摇角变化也是衡量其操纵性能的一个重要标准,图 6 给出了不同舵角情况下,拖曳船舶的横摇角变化情况。2 种计算方法得到的横摇角具有相似的时间历程,拖曳系统产生的张力和力矩,能够降低船舶回转过程中横摇角的变化,即拖曳系统具有减轻船舶横摇的作用。

为了更加清晰地分析缆/体对拖曳母船横摇角的影响,选取拖曳母船回转过程中横摇角达到的稳定值进行对比分析,结果见表 7。船舶舵角越小,缆/体的影响越明显,降幅越大,变化范围为 10%~20%。

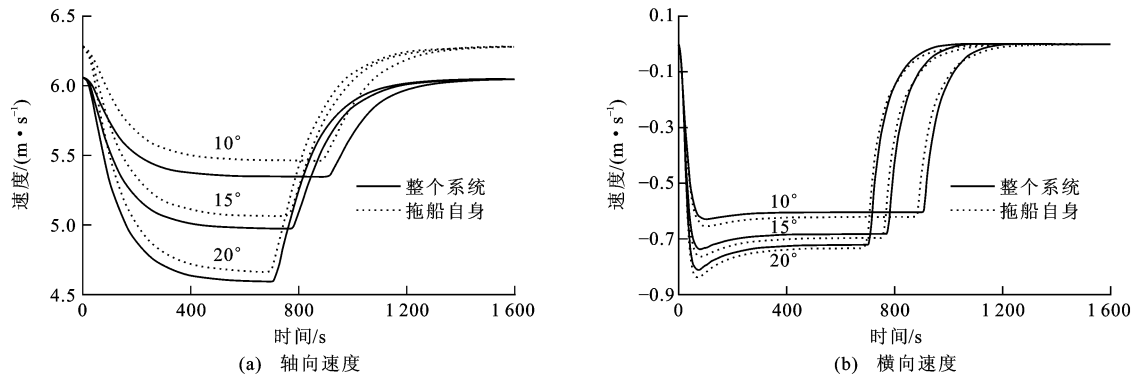


图 5 船舶速度曲线

Fig. 5 Velocity curves of towing ship

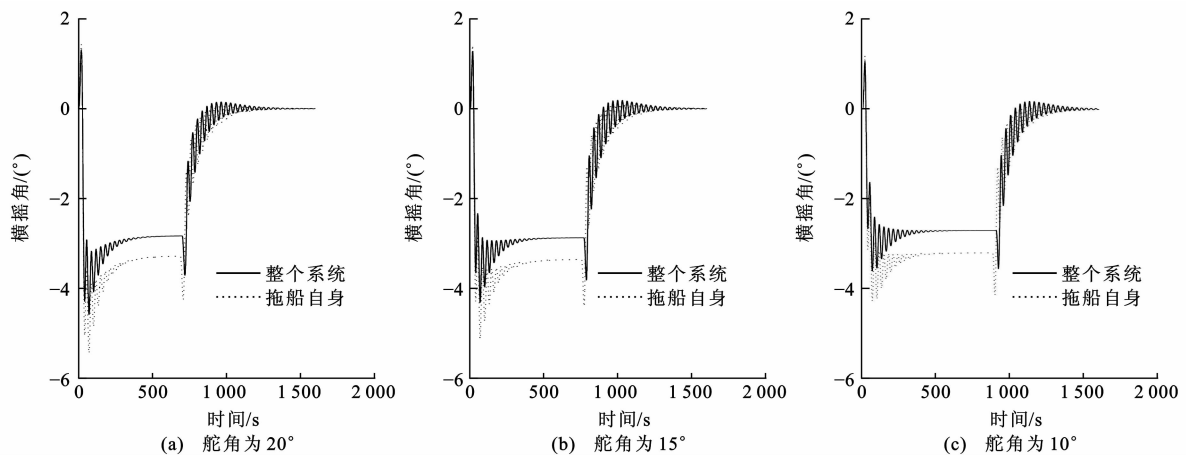


图 6 船舶横摇角曲线

Fig. 6 Roll angle curves of towing ship

表 7 横摇角稳定值比较

Tab. 7 Comparison of steady roll angles

舵角/(°)		10	15	20
横摇角/(°)	忽略缆/体影响	-3.38	-3.29	-3.18
	计入缆/体影响	-2.70	-2.88	-2.84
改变量/%		20.12	12.46	10.69

经过上述分析可知,如在分析系统回转过程中采用部分学者认为的回转过程中速度不变,这显然不符合实际情况,将会引起大的误差。

4 结 语

(1)拖曳系统工作时使船舶的回转半径降低,即提高船舶的回转性能。

(2)拖曳系统会降低船舶稳态运动与回转运动等机动情况时的速度。

(3)由于拖曳系统产生的张力和力矩的作用,船舶的横摇角会降低。由于这些影响的存在,在进行拖曳船舶设计、操纵与海洋拖曳系统运动预报时必须给予充分重视。

参考文献:

References:

- [1] WU Jia-ming, YE Jia-wei, YANG Cheng, et al. Experimental study on a controllable underwater towed system[J]. Ocean Engineering, 2005, 32(14/15): 1803-1817.
- [2] CHOI J K, SHIRAIISHI T, TANAKA T, et al. Safe operation of an autonomous underwater towed vehicle: towed force monitoring and control[J]. Automation in Construction, 2011, 20(8): 1012-1019.
- [3] 朱 军, 庞永杰, 徐玉如. 规则波浪中舰船操纵运动计算[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2004, 25(1): 1-5.
ZHU Jun, PANG Yong-jie, XU Yu-ru. Maneuvering prediction of a ship in regular waves[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2004, 25(1): 1-5. (in Chinese)
- [4] 张秀凤, 尹 勇, 金一丞. 规则波浪中船舶运动六自由度数学模型[J]. 交通运输工程学报, 2007, 7(3): 40-43.
ZHANG Xiu-feng, YIN Yong, JIN Yi-cheng. Ship motion mathematical model with six degrees of freedom in regular wave[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2007, 7(3): 40-43. (in Chinese)
- [5] BUCKHAM B, NAHON M, SETO M, et al. Dynamics and control of a towed underwater vehicle system part I: model

- development[J]. *Ocean Engineering*, 2003, 30(4): 453-470.
- [6] ABLOW C M, SCHECHTER S. Numerical simulation of undersea cable dynamics[J]. *Ocean Engineering*, 1983, 10(6): 443-457.
- [7] FENG Z, ALLEN R. Evaluation of the effects of the communication cable on the dynamics of an underwater flight vehicle[J]. *Ocean Engineering*, 2004, 31(8/9): 1019-1035.
- [8] PARK H I, JUNG D H, KOTERAYAMA W. A numerical and experimental study on dynamics of a towed low tension cable[J]. *Applied Ocean Research*, 2003, 25(5): 289-299.
- [9] GOBAT J I, GROSENBAUGH M A. Time-domain numerical simulation of ocean cable structures[J]. *Ocean Engineering*, 2006, 33(10): 1373-1400.
- [10] TEIXEIRA F C, AGUIAR A P, PASCOAL A. Nonlinear adaptive control of an underwater towed vehicle[J]. *Ocean Engineering*, 2010, 37(13): 1193-1220.
- [11] NARASIMHAN M, SINGH S N. Adaptive optimal control of an autonomous underwater vehicle in the dive plane using dorsal fins[J]. *Ocean Engineering*, 2006, 33(3/4): 404-416.
- [12] GROSENBAUGH M A. Transient behavior of towed cable systems during ship turning maneuvers[J]. *Ocean Engineering*, 2007, 34(11/12): 1532-1542.
- [13] 朱 军, 黄若波, 胡忠平. 拖曳系统对舰船操纵性影响计算[J]. *航海工程*, 2002(2): 5-10.
- ZHU Jun, HUANG Ruo-bo, HU Zhong-ping. Influence of towed system on ship maneuverability[J]. *Ship and Ocean Engineering*, 2002(2): 5-10. (in Chinese)
- [14] 王 飞, 黄国樑, 伍生春. 水下拖曳系统缆/船耦合运动模拟[J]. *上海交通大学学报*, 2011, 45(4): 570-575.
- WANG Fei, HUANG Guo-liang, WU Sheng-chun. Dynamic research on the coupling response of cable-towing ship system[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2011, 45(4): 570-575. (in Chinese)
- [15] VAZ M A, PATEL M H. Three-dimensional behaviour of elastic marine cables in sheared currents[J]. *Applied Ocean Research*, 2000, 22(1): 45-53.

(上接第 41 页)

- environment[J]. *Wear*, 2005, 258(7/8): 1055-1063.
- [4] 李 霞, 温泽峰, 金学松. 地铁车轮踏面异常磨耗原因分析[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(16): 60-66.
- LI Xia, WEN Ze-feng, JIN Xue-song. Analysis of abnormal wear on metro wheel tread[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(16): 60-66. (in Chinese)
- [5] MA Wei-hua, LUO Shi-hui, SONG Rong-rong. A study of wheel flange partial wear problem of heavy haul locomotive[J]. *Advanced Materials Research*, 2011, 204-210: 241-244.
- [6] 姚汤伟, 朱建华, 朱建昌, 等. DF₄ 型机车轮缘偏磨的分析及对策[J]. *内燃机车*, 2006(7): 32-33, 37.
- YAO Tang-wei, ZHU Jian-hua, ZHU Jian-chang, et al. Reason analysis and measures of wheel flange irregular wear of DF₄ locomotive[J]. *Diesel Locomotives*, 2006(7): 32-33, 37. (in Chinese)
- [7] ALWAHDI F, FRANKLIN F J, KAPOOR A. The effect of partial slip on the wear rate of rails[J]. *Wear*, 2005, 258(7/8): 1031-1037.
- [8] 张 剑, 王玉艳, 金学松, 等. 改善轮轨接触状态的车轮型面几何设计方法[J]. *交通运输工程学报*, 2011, 11(1): 36-42.
- ZHANG Jian, WANG Yu-yan, JIN Xue-song, et al. Geometric design method of wheel profile for improving wheel and rail contact status[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2011, 11(1): 36-42. (in Chinese)
- [9] PEARCE T G, SHERRATT N D. Prediction of wheel profile wear[J]. *Wear*, 1991, 144(1/2): 343-351.
- [10] ZOBORY I. Prediction of wheel / rail profile wear[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1997, 28(2/3): 221-259.
- [11] JENDEL T. Prediction of wheel profile wear—comparisons with field measurements[J]. *Wear*, 2002, 253(1/2): 89-99.
- [12] 丁军君, 李 芾. 基于轮对安装偏转角和轮径差的高速列车车轮磨耗研究[J]. *铁道学报*, 2011, 33(2): 20-25.
- DING Jun-jun, LI Fu. Study on wheel wear of high-speed train based on wheelset deflection angle and radius difference[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2011, 33(2): 20-25. (in Chinese)
- [13] 丁军君, 孙树磊, 李 芾, 等. 重载货车车轮磨耗仿真[J]. *交通运输工程学报*, 2011, 11(4): 56-60.
- DING Jun-jun, SUN Shu-lei, LI Fu, et al. Simulation of wheel wear for heavy haul freight car[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2011, 11(4): 56-60. (in Chinese)
- [14] 张 军, 贾小平, 孙传喜, 等. 磨耗车轮与曲线钢轨接触关系[J]. *交通运输工程学报*, 2011, 11(3): 29-33.
- ZHANG Jun, JIA Xiao-ping, SUN Chuan-xi, et al. Contact relationship of wear wheel and curved rail[J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2011, 11(3): 29-33. (in Chinese)
- [15] MAGEL E, KALOUSEK J, CALDWELL R. A numerical simulation of wheel wear[J]. *Wear*, 2005, 258(7/8): 1245-1254.