

多分支拖曳线列阵系统的拖曳段张力和 尾绳段振动极值的研究

汤志臣, 朱克强, 包雄关*

(宁波大学 海运学院, 浙江 宁波 315211)

摘要: 以海洋石油 720 的多分支水下拖曳系统为工程背景, 建立了多分支拖曳线列阵模型, 并利用 orcaflex 软件模拟并分析了系统在不同的波高和流速下的稳定性, 进而对船舶拖曳线列阵的首段张力极值、首段张力幅值差以及尾端振动极值进行了研究. 得到了系统在使用水鸟的情况下可以提高稳定性且系统稳定性不受其本身的弯曲刚度、扭转刚度和轴向刚度的影响, 最后对拖曳线列阵的实际应用提出了建议.

关键词: 拖曳线列阵; 张力; 振动

中图分类号: U661.33

文献标志码: A

文章编号: 1001-5132 (2016) 01-0127-06

近年来, 缆索系统在海底资源考察、开发、水下维修以及探测水下潜艇等方面应用越来越广, 对缆索系统的动态张力以及运动分析也越来越多. 水下拖曳系统在海洋资源勘探、开发以及探测水下潜艇等方面的应用极为广泛. 由中海油田服务股份有限公司开发的海洋石油 720 深水物探船就是利用了多分支水下拖曳系统. 水下拖曳系统一般通过水面船舶或潜艇拖带, 由拖缆、深海拖曳体或声纳线列阵构成^[1]. 拖缆是一类具有挠性且极端细长的挠性部件, 容易受到波浪、洋流等外界环境条件或相关结构物运动的影响, 从而产生显著的动力响应. 因此, 研究拖缆的力学现象、性能、运动规律及其相关联的问题, 对于拖曳系统的合理设计、提高作业效率以及保障系统安全具有极其重要的意义^[2-5].

1 拖曳系统数学模型

1.1 拖曳系统运动数学模型

水下拖曳系统一般由拖曳船、拖曳线组成. 本文的水下拖曳系统考虑一个段原型细长管道, 内

部流体加载, 外部水动力加载及其内部结构响应, 包括弯矩向量 $\vec{M}$ 、轴向拉力向量 $\vec{T}$ 、剪切力向量 $\vec{V}$ 以及管道内流体重量对管道单位作用力向量 $\vec{w}$. 计算中, $\vec{n}$ 是流体域内向量, $\vec{R}$ 是位置向量. 通过微元的力和力矩平衡可以忽略拖曳系统的转动惯量, 并且弯曲强度和轴向强度也可以忽略(这将在后续讨论中提到).

1.2 拖曳系统平衡方程

$$\frac{\partial \vec{T}_e}{\partial s_e} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial s_e} + \vec{w} + \vec{w}_e + \vec{w}_g = m \frac{\partial^2 \vec{R}}{\partial t^2} + 2um_f \frac{\partial^2 \vec{R}}{\partial t \partial s_e}, \quad (1)$$

$$-\frac{\partial P_l}{\partial s_e} + \vec{w}_f \frac{\partial \vec{R}}{\partial s_e} = (m_f \frac{\partial^2 \vec{R}}{\partial t^2} + 2um_f \frac{\partial^2 \vec{R}}{\partial t^2}) \frac{\partial \vec{R}}{\partial s_e}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\vec{M} + \vec{H})}{\partial s_e} + \frac{\partial \vec{R}}{\partial s_e} \times \vec{V} = -\vec{q}, \quad (3)$$

其中: s_e 是管线拉伸长度; $\vec{w}_e$ 是加载在管线单位长度上的外部水动力向量; $\vec{w}_g$ 是管线单位长度上的海床力向量; m_f 是管线内流体质量; u 是管线内部流体流速; $\vec{q}$ 是管线单位长度加载力向量; $\vec{T}_e$ 是有效拉力矢量, 并定义为:

收稿日期: 2014-07-02.

宁波大学学报(理工版) 网址: <http://journal.nbu.edu.cn/>

基金项目: 国家自然科学基金 (11272160); 国家自然科学基金青年基金 (51309133); 浙江省自然科学基金 (LY13A020006); 宁波大学科技学院预研项目 (003-21021003).

第一作者: 汤志臣 (1988-), 男, 山东烟台人, 在读硕士研究生, 主要研究方向: 海洋工程水动力学. E-mail: 296214954@qq.com

*通信作者: 包雄关 (1968-), 男, 浙江宁波人, 教授, 主要研究方向: 海洋工程水动力学. E-mail: baoxiongguan@nbu.edu.cn

$$\bar{T}_e = \bar{T} + \bar{P}_a - \bar{P}_l - m_f u^2 \frac{\partial \bar{R}}{\partial s_e}, \quad (4)$$

(4)式中 $\bar{P}_a$ 为静水压力载荷向量; $\bar{P}_l$ 为内部流体压力载荷向量。

1.3 微元平衡方程

扭转力矩向量是 $\bar{H}$, 弯曲力矩向量是 $\bar{M}$, 有效扭转力是 T_e , 他们与扭转刚度 GI_p 、弯曲刚度 EI 和轴向刚度 EA 的关系为:

$$T_e + m_f u^2 = EA\varepsilon, \quad (5)$$

$$\bar{H} = H \frac{\partial \bar{R}}{\partial s_e} = GI_p \theta' \frac{\partial \bar{R}}{\partial s_e}, \quad (6)$$

$$\bar{M} = EI \frac{\partial \bar{R}}{\partial s_e} \times \frac{\partial^2 \bar{R}}{\partial s_e^2}. \quad (7)$$

根据体积守恒假设, (5)式的泊松比为 0.5, 扭转力矩 H 与均布载荷向量 $\bar{q}$ 的关系可以通过(3)式乘以单位切向量获得, 于是得到如下标量方程:

$$\frac{\partial H}{\partial s_e} + \bar{q} \cdot \frac{\partial \bar{R}}{\partial s_e} = 0. \quad (8)$$

1.4 环境水动力加载

由于流和浪的作用, 微元周围的流场段非常复杂. 现在计算流体动力学一般都是基于斯托克斯方程的数值解或是离散涡激模型得到, 但在原则上这些模型只适用于确定水动力加载. 如果忽略涡流载荷, 通常采用变幻莫里森公式^[7]:

$$\bar{w}_e = \frac{1}{2\sqrt{1+\varepsilon}} \rho_w D (C_n \bar{v}_n / \bar{v}_n + \pi C_t \bar{v}_t / \bar{v}_t) + \pi / (4(1+\varepsilon)) D^2 \rho_w C_n \bar{a}_n, \quad (9)$$

其中:

$$\begin{aligned} \bar{v}_n &= \bar{v}_c + \bar{v}_w - \partial \bar{R} / \partial t - \bar{v}_t, \\ \bar{v}_t &= \partial \bar{R} / \partial s_e ((\bar{v}_c + \bar{v}_w - \partial \bar{R} / \partial t) \cdot \partial \bar{R} / \partial s_e). \end{aligned} \quad (10)$$

1.5 离散凝集质量数值解

建立该模型的基本思想就是离散拖曳线为 N 个有限元素, 并且每个元素的质量被集中到一个节点. 张力和剪切力加载于每个微元的末尾处, 并转变为集中载荷作用于每个节点. 任何外部水动力加载也必须等效为集中载荷作用于节点^[8]. 所有的凝集点通过线性或者非线性弹簧系统连接在一起. 凝集质量的模型便可以通过采用有限差分的格式来代替空间求导项^[9].

$$\partial \bar{T}_e / \partial s_{e_k} = (\bar{T}_{e_k} - \bar{T}_{e_{k-1}}) / \Delta s_{e_k}, \quad (11)$$

$$\partial \bar{V}_e / \partial s_{e_k} = (\bar{V}_k - \bar{T}_{k-1}) / \Delta s_{e_k}, \quad (12)$$

$$\partial \bar{M}_e / \partial s_{e_k} = (\bar{M}_{k+1} - \bar{M}_k) / \Delta s_{e_k}, \quad (13)$$

$$\partial \bar{H}_e / \partial s_{e_k} = (\bar{H}_{k+1} - \bar{H}_k) / \Delta s_{e_k}, \quad (14)$$

$$\partial \bar{R} / \partial s_{e_k} = \bar{t}_k = (\bar{R}_{k+1} - \bar{R}_k) / \Delta s_{e_k}, \quad (15)$$

$$\partial^2 \bar{R} / \partial s_{e_k}^2 = (\bar{t}_k - \bar{t}_{k-1}) / \Delta s_{e_k}, \quad (16)$$

$$\partial^2 \bar{R} / \partial s_{e_k} \partial t_k = (\bar{R}_k - \bar{R}_{k-1}) / \Delta s_{e_k}, \quad (17)$$

其中:

$$\Delta s_{e_k} = (\Delta s_{e_k} + \Delta s_{e_{k-1}}) / 2,$$

$$\Delta s_{e_k} = |\bar{R}_{k+1} - \bar{R}_k|, \bar{R}_k = \partial \bar{R} / \partial t_k,$$

而代表节点数量的指数 $k=[0, 1, \dots, N-1]$, 而当 $k=0$ 时, 则表示拖曳线尾绳段末端节点.

数值计算后, 便可以很容易地得到第 k 点的凝集质量方程为:

$$\begin{aligned} M_{A_k} \bar{R}_k &= \bar{T}_{e_k} - \bar{T}_{e_{k-1}} + \bar{F}_{l_k} + \bar{F}_{f_k} + \\ &\bar{V}_{k-1} - \bar{V}_k + \bar{F}_{b_k} + \bar{F}_{t_k} + \bar{w}_k \Delta s_{e_k}, \end{aligned} \quad (18)$$

这里定义:

$$\begin{aligned} M_{A_k} &= \Delta s_{e_k} (m_k + \frac{\pi}{4} D_k^2 (C_{an} - 1)) I - \\ &\Delta s_{e_k} \frac{\pi}{4} D_k^2 (C_n - 1) (\bar{t}_k \otimes \bar{t}_k), \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \bar{F}_{l_k} &= \frac{1}{2} \rho_w D_k \sqrt{1 + \varepsilon_k} \Delta s_{e_k} (C_{n_k} |\bar{v}_{n_k}| \bar{v}_{n_k} + \\ &\pi C_{t_k} |\bar{v}_{t_k}| \bar{v}_{t_k}) + \frac{\pi}{4} D_k^2 \rho_w C_{n_k} \Delta s_{e_k} \cdot \\ &(\bar{a}_{w_k} - (\bar{a}_{w_k} \cdot \bar{t}_k) \bar{t}_k), \end{aligned} \quad (20)$$

$$\bar{F}_{f_k} = -2u_k m_{f_k} (\bar{R}_k - \bar{R}_{k-1}), \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \bar{F}_{b_k} &= (K_{b_k} (\delta_k + n_{z_k} (z_{b_k} - R_{z_k})) - \\ &C_{b_k} \bar{R}_k \cdot \bar{n}_k) \kappa_k \bar{n}_k, \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \bar{V}_k &= \frac{EI_{k+1} \bar{t}_k \times (\bar{t}_k \times \bar{t}_{k+1})}{\Delta s_{e_k} \Delta s_{e_{k+1}}} - \frac{EI_k \bar{t}_k \times (\bar{t}_{k-1} \times \bar{t}_k)}{\Delta s_{e_k}^2} + \\ &\frac{H_{k+1} \bar{t}_k \times \bar{t}_{k+1}}{\Delta s_{e_k}} \bar{t}_k \times \bar{q}_k, \end{aligned} \quad (23)$$

其中: $\bar{F}_{t_k}$ 是由浮标等引起的外部附加质量, H_k 是在计算标量方程(8)时得到的离散扭矩. δ_k, K_{b_k}

分别代表了“凝集”的高度和刚度, 其定义为:

$$\delta_k = \frac{D_k \Delta s_k}{2b_s}, \quad (24)$$

$$K_{b_k} = -\frac{\vec{n}_k}{\delta_k} \cdot ((\vec{F}_{I_k} - M_{A_k} \ddot{\vec{R}} + \vec{F}_{f_k} + \vec{V}_k - \vec{V}_{k-1} + \vec{T}_{e_k} - \vec{T}_{e_{k-1}}) \lambda_{1_k} + \vec{w}_k \Delta s_k), \quad (25)$$

$$\kappa = \begin{cases} 1, & R_{z_k} \leq z_{s_k} + \delta_k / n_{z_k}, \\ 0, & \text{其他}, \end{cases} \quad (26)$$

整理(19)~(26)式, 可将(18)式整理为矩阵形式:

$$K_k \{\bar{R}_{k-2} \bar{R}_{k-1} \bar{R}_k \bar{R}_{k+1} \bar{R}_{k+2}\}^T = \bar{F}_{e_k}, \quad (27)$$

K_k 是拖曳线第 k 段的刚度矩阵, 这个刚度矩阵可以由以下 5 个子矩阵构成:

$$K_k = [A_k B_k C_k D_k E_k], \quad (28)$$

这里定义:

$$A_k = \frac{EI_{k-1} Q_{k-1}^2}{\Delta s_{\varepsilon_{k-2}} \Delta s_{\varepsilon_{k-1}}}, \quad (29)$$

$$B_k = -\frac{EI_{k-1} Q_{k-1}^2}{\Delta s_{\varepsilon_{k-2}} \Delta s_{\varepsilon_{k-1}}} - \frac{EI_k Q_k^2}{\Delta s_{\varepsilon_{k-1}} \Delta s_{\varepsilon_k}} + \frac{EA_{k-1} \varepsilon_{k-1} - m_{f_{k-1}} u_{k-1}^2}{\Delta s_{\varepsilon_{k-1}}} I, \quad (30)$$

$$C_k = -\frac{EI_k (Q_{k-1}^2 + Q_k^2)}{\Delta s_{\varepsilon_k} \Delta s_{\varepsilon_{k-1}}} - \left(\frac{EA_k \varepsilon_k - m_{f_k} u_k^2}{\Delta s_{\varepsilon_k}} + \frac{EA_{k-1} \varepsilon_{k-1} - m_{f_{k-1}} u_{k-1}^2}{\Delta s_{\varepsilon_{k-1}}} \right) I - K_{b_k} \kappa_k (\vec{n}_k \otimes \vec{n}_k) J_u + \frac{H_k Q_{k-1}}{\Delta s_{\varepsilon_{k-1}} \Delta s_{\varepsilon_k}}, \quad (31)$$

$$D_k = -\frac{EI_{k+1} Q_k^2}{\Delta s_{\varepsilon_k} \Delta s_{\varepsilon_{k+1}}} - \frac{EI_k Q_{k-1}^2}{\Delta s_{\varepsilon_k}^2 \Delta s_{\varepsilon_{k-1}}} + \frac{EA_k \varepsilon_k - m_{f_k} u_k^2}{\Delta s_{\varepsilon_k}} I - \frac{1}{\Delta s_{\varepsilon_k}} \left(\frac{H_{k+1} Q_k}{\Delta s_{\varepsilon_{k+1}}} + \frac{H_k Q_{k-1}}{\Delta s_{\varepsilon_{k-1}}} \right), \quad (32)$$

$$E_k = \frac{EI_{k-1} Q_k^2}{\Delta s_{\varepsilon_k} \Delta s_{\varepsilon_{k-1}}} - \frac{H_{k+1} Q_k}{\Delta s_{\varepsilon_k} \Delta s_{\varepsilon_{k+1}}}, \quad (33)$$

$$Q_k = \begin{bmatrix} 0 & -t_{z_k} & t_{y_k} \\ t_{z_k} & 0 & -t_{x_k} \\ -t_{y_k} & t_{x_k} & 0 \end{bmatrix}, \quad (34)$$

(34)式中 I 是单位矩阵, 矩阵 J_u 的定义为:

$$J_u = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (35)$$

节点外部载荷的等效公式为:

$$\vec{F}_{e_k} = -\vec{F}_{h_k} - \vec{F}_{f_k} - \vec{F}_{I_k} + (C_{b_k} (\vec{n}_k \cdot \ddot{\vec{R}}_k) - K_{b_k} (z_{b_k} n_{z_k} + \delta_k)) \kappa_k \vec{n}_k + M_{A_k} \ddot{\vec{R}}_k, \quad (36)$$

(36)式中的节点速度和加速度为:

$$\begin{aligned} \vec{R}_k^{(n)} &= \vec{R}_k^{(n-1)} + \dot{\vec{R}}_k^{(n-1)} \Delta t + \\ & \left(\left(\frac{1}{2} - \beta \right) \ddot{\vec{R}}_k^{(n-1)} + \beta \ddot{\vec{R}}_k^{(n)} \right) \Delta t^2, \end{aligned} \quad (37)$$

$$\dot{\vec{R}}_k^{(n)} = \dot{\vec{R}}_k^{(n-1)} + \frac{1}{2} (\ddot{\vec{R}}_k^{(n-1)} + \ddot{\vec{R}}_k^{(n)}) \Delta t, \quad (38)$$

地球坐标系下的 n 阶运动方程为:

$$[K]^{(n)} \{R\}^{(n)} = \{F_e\}^{(n)}, \quad (39)$$

矩阵 $[K]$ 是地球坐标系下, 维数为 $3N \times 3N$ 的刚度矩阵, $\{R\}$ 和 $\{F_e\}$ 分别是维数为 $3N$ 的节点位置向量和外部负载向量。

迭代增量节点位置校正方法可以计算解决非线性矩阵方程。

$$\{\Delta R\}^{(n)} = \tau [K_T]^{(n-1)} (\{F\}^{(n)} - [K]^{(n)} \{R\}^{(n)}), \quad (40)$$

(40)式中 τ 是换算系数, $[K_T]$ 是地球坐标系下的切线刚度矩阵。解决这个非线性矩阵方程需要 n 步计算, 前面所计算的 $\{R\}^{(n-1)}$ 作为一个初始估计值, 然后再计算校正(40)式的每个节点位置, 并更正当前假定节点的位置、速度和加速度。循环计算, 以达到下面的收敛区间:

$$|\{\Delta R\}| \leq TOL.$$

为了减少数据计算, 可以采用分块矩阵的计算方法, 即只计算对角矩阵中每个维数为 $3N$ 的非零元素。所需数列的数量取决于刚度矩阵的列数。对于一般的管线问题, 刚度矩阵的列数为 17。对于电缆问题, 由于弯曲刚度和扭转刚度的影响可以忽略不计, 刚度矩阵的列数可以减少为 11^[10]。这同样适用于拖曳线问题, 但是必须考虑剪切力的负载效应, 即必须考虑把剪切力载荷作为持续作用的外部载荷 ($\vec{V}_{k-1} - \vec{V}_k$), 并将(36)式作为附加条件使用^[11]。

2 OrcaFlex 的多分支拖曳系统数值分析

2.1 多分支拖曳系统建模

为了比较得出更优结果,该拖曳线模型采用了多分支系统,其简图如图1所示。

从图1可以看出,该系统有2支拖曳线列阵组成,拖曳线连于船体,并由拖曳部分和声学部分组成。假定图中上端拖曳线为A线,另外一支是B线,2支拖曳线间有外径为10 cm的柔性管线相连;柔性管线与A线的拖曳部分交接处连有水鸟,以保证2支拖曳线的独立工作性。拖曳系统的具体参数见表1。

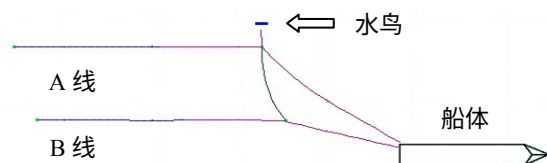


图1 拖曳系统模型

表1 拖曳系统具体参数

类型	拖曳长度/m	声学长度/m	弯矩/(kN·m ²)	轴向刚度/kN	扭矩/(kN·m ²)	泊松比	外径/m	内径/m
A线	190	100	100	2 000	10	0.5	0.2	0.05
B线	150	100	100	2 000	10	0.5	0.2	0.05

假定拖曳系统的外部环境为:波高2 m ($T=6$ s)或者流速 $2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,即在讨论船舶拖曳线列阵的拖曳段张力极值、拖曳段张力幅值差以及尾绳段振动极值时,均以此环境为基础。

2.2 OrcaFlex 分析拖曳系统

在保证浪高2 m的情况下,改变环境流速所测得的船舶拖曳线列阵的拖曳段张力极值、拖曳段张力幅值差以及尾绳段振动极值如图2~图4所示。

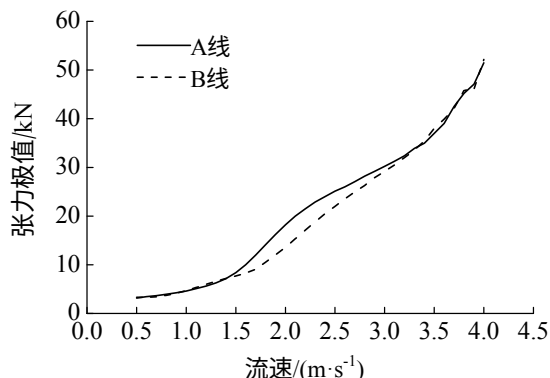


图2 首段张力极值

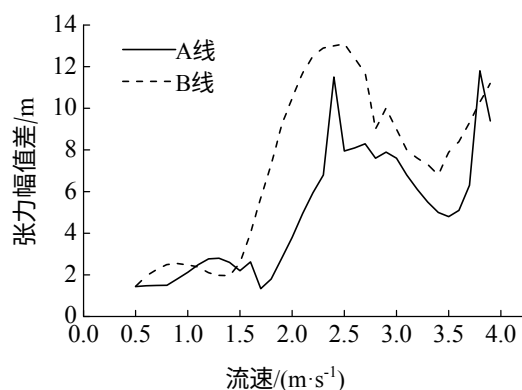


图3 首段张力幅值差

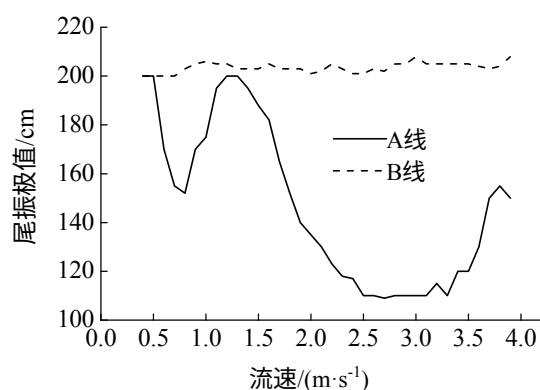


图4 尾振极值

从图2~图4可以看出,在改变流速时,A线的尾振极值在某些流速区域内要明显优于B线,而图3和图4则反映出A线与B线的相似变化规律。

在保证流速为 $2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 的情况下,改变环境浪高所测得的船舶拖曳线列阵的拖曳段张力极值、拖曳段张力幅值差以及尾绳段振动极值如图5~图7所示。

从图5~图7可以看出,在改变波高时,A线以及B线具有相似的变化规律,均为近似线性递增变化。

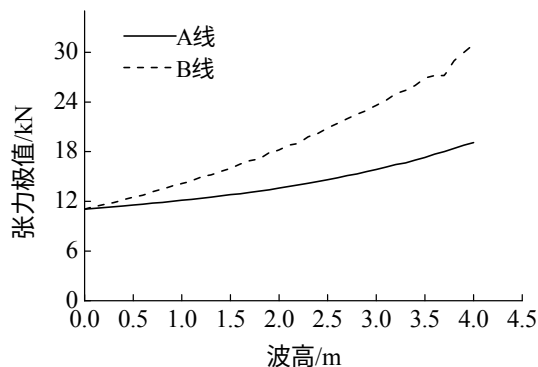


图5 首段张力极值

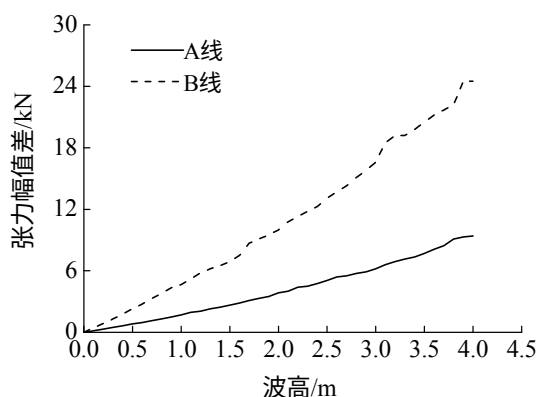


图 6 首段张力幅值差

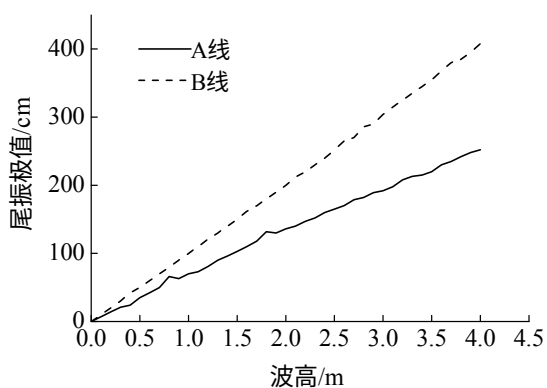


图 7 尾振极值

对于拖曳系统的稳定性, 其本身的弯曲强度和外界的波浪周期均占主导地位。将原系统的 A 线弯曲强度改为 $EI=0$, 在假定的流速和波高下, 2 种情况的 A 线尾振极值如图 8 所示。从图 8 不难发现, 2 条曲线几乎没有差别。如果改变拖曳线的扭转强度和轴向强度绘制数据图与上述 6 图比较, 也几乎没有差别。如果改变波浪周期, 使其分别为 $T=4\text{ s}$ 和 $T=10\text{ s}$, 结果如图 9 所示。从图 9 可以得出, 系统稳定性随着波浪周期变大而提高。

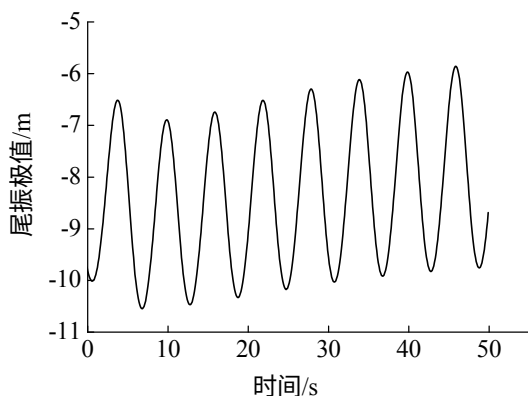


图 8 A 线尾振图

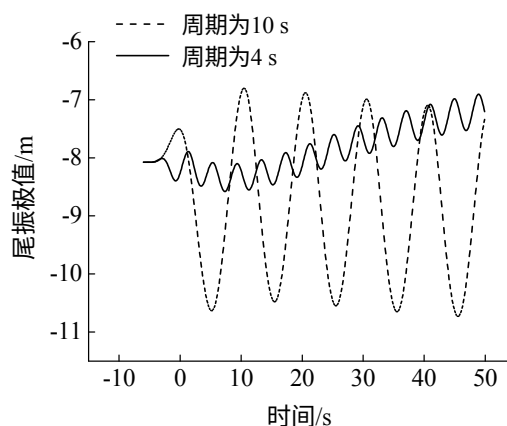


图 9 改变波浪周期的 A 线尾振

3 结论

(1) 拖曳系统对流速改变的灵敏度较大。在流速为假定值的情况下, 船舶拖曳线列阵的拖曳段张力极值、拖曳段张力幅值差以及尾绳段振动极值的变化随浪高成近似线性分布。在浪高为假定值的情况下, 船舶拖曳线列阵的拖曳段张力极值、拖曳段张力幅值差以及尾绳段振动极值随流速变化比较紊乱, 其原因是拖曳线在水流的作用下进行了涡激振动。

(2) 水鸟可以提高拖曳系统的稳定性。综上所述不难看出, 在考虑拖曳系统这 3 个因素时, 拖曳线 A 的值均约等于或低于拖曳线 B 的值, 尤其是在考虑拖曳系统稳定工作因素时, 可以得到拖曳线尾振稳定时, 拖曳线 A 更稳定一些。

(3) 拖曳线属于长细管线系统, 拖曳线本身的弯曲强度、扭转强度和轴向强度对拖曳线本身的运动稳定性的影响微乎其微。

(4) 为了保证拖曳系统的稳定性, 拖曳线的张力极值或者张力变化要控制在一定范围内。从图 2 和图 3 可以得到, 拖曳线在工作时应尽量避免的流速为 $1.5\sim 3\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, 且浪高越小越好。在仅考虑较稳定的拖曳线 A 情况下, 由于拖曳系统稳定工作的要素是拖曳线尾振的稳定。因此综合图 4、图 7 和图 9 可以得出, 该拖曳系统稳定工作的流速范围为 $2\sim 3.5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, 且波高越小越稳定, 波浪周期则越大越稳定。

参考文献:

[1] 朱军, 刘军. 拖缆系统回转运动仿真计算[J]. 海军工

- 程大学学报, 2001, 13(4):22-28.
- [2] 冯魁, 朱克强. 水下拖曳系统运动姿态仿真研究[J]. 海洋工程, 2005, 23(4):56-63.
- [3] 朱克强, 郑道昌, 张玉松, 等. 随机波浪下遥控潜水器强非线性耦合空间运动与缆索安全性研究[J]. 海洋工程, 2010, 28(2):95-99.
- [4] 朱克强, 李道根, 李维扬. 海洋缆体系统的统一凝集参数时域分析法[J]. 海洋工程, 2002, 20(2):100-105.
- [5] 缪国平. 挠性部件力学导论[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1995:6.
- [6] 唐友刚. 海洋运动体控制原理[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2007:11-23.
- [7] SUBRATA K C. Modeling laws in ocean engineering[M]. Plainfield: Offshore Structure Analysis, 1999:295-335.
- [8] HOWELL C T. Numerical analysis of 2-D nonlinear cable equations with applications to low-tension problems [J]. International Journal of Offshore and Polar Engineering, 1992, 2(2):110-113.
- [9] BURGESS J J. Modeling of undersea cable installation with a finite difference method[C]//Proceedings of the 1st International Offshore and Polar Engineering Conference. Golden Co: Int Soc of Offshore and Polar Engineers (ISOPE), 1991:222-227.
- [10] BURGESS J J. Equations of motion of a submerged cable with bending stiffness[C]//Proceedings of the International Offshore Mechanics and Arctic Engineering Conference. New York: ASME, 1992:283-290.
- [11] BURGESS J J. Bending stiffness in the simulation of undersea cable deployment[C]//Proceedings of the 2nd International Offshore and Polar Engineering Conference. Golden Co: Int Soc of Offshore and Polar Engineers (ISOPE), 1992:197-204.

Research: Towing Strain and Tension-vibration Extremum at Rope End for Multi-branch Towing Linear Array System

TANG Zhi-chen, ZHU Ke-qiang, BAO Xiong-guan*

(Faculty of Maritime and Transporation, Ningbo University, Ningbo 315211, China)

Abstract: With offshore oil 720 multi-branch underwater towing system as the engineering platform, a Multi-branch towing linear array model is established using the orcaflex software to analyze the stability of the system under a variety of environmental circumstances. In this paper, the tension extreme value at the start of the rope, and the tension amplitude difference at the end of the rope of the ship are studied. To validate the method for improving the stability of the system, MATLAB software is adopted for rendering data analysis which may offer guidance for the practical applications to the design of towing linear array.

Key words: towing linear array; tension; vibration

(责任编辑 史小丽)