

文章编号: 0253-2697(2013)05-0995-09 DOI:10. 7623/syxb201305023

# 深水脐带缆敷设系统动力学分析及试验

毕国军<sup>1</sup> 刘军<sup>1</sup> 朱绍华<sup>2</sup> 房晓明<sup>3</sup> 王立权<sup>1</sup>

(1. 哈尔滨工程大学机电工程学院 黑龙江哈尔滨 150001; 2. 海洋石油工程股份有限公司 天津 300461;  
3. 中海油海西宁德工业区开发有限公司 福建宁德 352100)

**摘要:**为了研究深水脐带缆敷设系统的动力学性能,解决海洋作业环境下系统敷缆速度和缆线张力控制问题,利用刚性有限元方法对柔性脐带缆进行了离散和转化,建立了深水脐带缆敷设系统物理模型。在关节坐标系统下,建立了基于第二类拉格朗日方程的系统动力学模型,对模型进行了静平衡求解并获得了系统参数初值。对比理想无扰动作业工况,分析了恒定的张紧器阻尼制动力下施工船运动波动对敷缆速度及缆线张力的影响。针对影响较为严重的升沉运动波动,分析了调整张紧器阻尼制动力的扰动补偿功能对敷缆速度及缆线张力的控制调节状况。理论分析及样机模拟试验结果表明,张紧器扰动补偿可有效地降低施工船运动波动所导致的缆线张力及敷缆速度波动,防止脐带缆拉断或屈曲破坏。

**关键词:**深水脐带缆;敷设系统;刚性有限元方法;拉格朗日方程;动力学分析;扰动补偿

中图分类号: TE952 文献标识码: A

## Dynamic analyses and experiments of deep sea umbilical cable laying system

BI Guojun<sup>1</sup> LIU Jun<sup>1</sup> ZHU Shaohua<sup>2</sup> FANG Xiaoming<sup>3</sup> WANG Liquan<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical & Electrical Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;  
2. Offshore Oil Engineering Company Limited, Tianjin 300461, China;  
3. CNOOC Western Strait Ningde Industrial Zone Development Company Limited, Ningde 352100, China)

**Abstract:** The deep-sea umbilical cable laying system is a rigid-flexible coupling multi-body system composed of rigid mechanical device and flexible umbilical cable. In order to study dynamic properties of the system and solve problems of the cable tension and laying speed control under wave disturbance, a rigid finite element method was adopted to discretize and transform flexible umbilical cable and a physical model for the deep-sea umbilical cable laying system was presented as well. Based on the proposed physical model, a dynamic model for the deep-sea umbilical cable laying system was built with the second order Lagrange equation in the joint coordinate system. Static balance solving was performed and initial values of the system parameters were obtained. Compared with an ideal disturbance-free operation status, the influence of motion disturbance of a real operating vessel on cable tension and laying speed when the system was in a constant tension mode was analyzed. In terms of relatively severe heaving disturbance, the cable tension and laying speed accommodation performance exerted by variable tension compensation of the tensioning system was studied and the results indicated that variable tension compensation can effectively reduce the fluctuation of cable tension and laying speed induced by an operating vessel and prevent the umbilical cable from snapping or buckling. This conclusion by theoretical analysis was validated through a prototype test.

**Key words:** deep sea umbilical cable; laying system; rigid finite element method; Lagrange equation; dynamic analysis; disturbance compensation

深水脐带缆是水下生产系统的关键组成部分,海上敷设过程中需对脐带缆受力及运动状态加以控制,以防止脐带缆拉断或屈曲。深水脐带缆敷设系统<sup>[1-2]</sup>是一种专门用于脐带缆水下敷设的海洋工程装备,其缆线受力及运动状态控制能力除取决于机械装置自身的驱动性能外,还在很大程度上受到脐带缆柔度力学特性及海洋工作环境的影响,因此对包含脐带缆及施工船在内的整体敷设系统进行动力学分析有着重要的

### 理论及工程意义<sup>[3]</sup>。

脐带缆与柔性海洋管道、锚缆等类似,属细长柔性海洋结构,许多学者对这类结构物的海上敷设问题进行了研究<sup>[4-10]</sup>,但以往对于各类柔性结构海上敷设系统的研究大多忽略了柔性体大变形与大范围运动的耦合作用,并且大多只针对柔性结构而将敷设装置定义为系统边界条件,无法通过对装置的主动控制来改善系统性能。笔者在 Marek 研究<sup>[8-10]</sup>的基础上,将模型拓展

基金项目:国家重大科技专项(2011ZX05056)资助。

第一作者及通信作者:毕国军,女,1978年4月生,2001年毕业于佳木斯大学机械设计与制造专业,现为哈尔滨工程大学机械电子工程专业博士研究生,主要从事海洋石油装备领域的研究。Email:biguojunb09@hrbeu.edu.cn

到三维空间,全面考虑了张紧器、储缆滚筒等机械装置的影响,并且考虑了脐带缆的各向变形以及由于缆线逐渐脱离敷设系统而引起的变质量力学问题,建立了较为完整的深水脐带缆敷设系统动力学模型。基于所建立的模型,在不同工况条件下对系统进行了动力学分析,并通过模拟试验对理论分析结果进行了验证。

## 1 系统物理建模

深水脐带缆敷设系统的核心功能是对脐带缆施加平衡其自重的阻尼,从而保证缆线以一定速度下放入水中,并在缆线内部构建起敷设张力。深水脐带缆敷设系统基本组成部分的功能为:张紧器主要是夹持、驱动缆线下水,并维持水下自由悬挂段缆线的敷设张力及敷缆速度<sup>[11-13]</sup>;储缆滚筒是存储并配合张紧器旋转放出缆线,同时在放缆过程中还要维持一定的阻尼制动力矩,以建立起与张紧器之间段缆线的敷设张力(图1)。

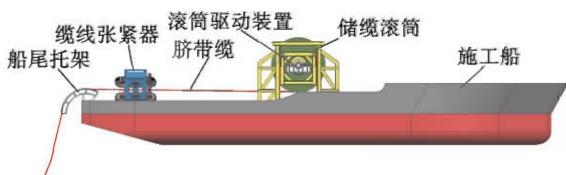
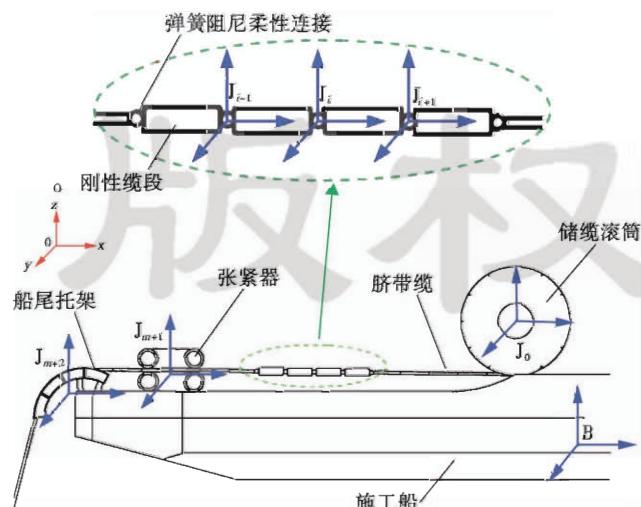


图1 深水脐带缆敷设系统

Fig. 1 Deep sea umbilical cable laying system

深水脐带缆敷设系统为刚性机械装置和柔性脐带缆共同构成的刚柔耦合多体系统,利用刚性有限元方法可以对脐带缆进行离散处理,从而得到转化系统(图2)。



注:O为惯性参考坐标;B为施工船局部坐标; $J_i$ 为运动链部件*i*局部坐标。

图2 深水脐带缆敷设系统运动链

Fig. 2 Kinematic chain of deep sea umbilical cable laying system

系统中储缆滚筒及张紧器等机械装置转化为仅体现质量和惯量特征的刚性部件。柔性脐带缆离散为有限段刚性缆段,并以无质量可变形的弹簧阻尼单元彼此连接。这既保留了其质量及转动惯量参数,又可通过设置弹簧阻尼单元的参数来定义脐带缆柔性材料本构关系。转化系统为含有柔性连接的刚体运动链,可以利用多体系统动力学分析方法来研究其动力学特性。

## 2 坐标系统建立

为了对多体系统运动链进行动力学建模,定义固连于运动链各部件的局部连体坐标,以局部坐标之间的位置及方向矢量变化来描述系统的运动和变形状态。此外,为了使各部件的动力学方程具有统一的形式,采用关节坐标系统来定义各部件的绝对运动,即各部件的绝对运动均统一由运动链中位于其前端的各环节间相对运动来描述。并且为了简化推导,采用齐次坐标变换矩阵来定义转化的深水脐带缆敷设系统部件各局部坐标之间的位置及方向矢量变化(图2)。

定义施工船局部坐标B相对于惯性参考坐标O的广义坐标矢量 $\hat{q}_B$ 为

$$\hat{q}_B = [x_B(t) \ y_B(t) \ z_B(t) \ \alpha_B(t) \ \beta_B(t) \ \gamma_B(t)]^T \quad (1)$$

式中: $x_B(t)$ 、 $y_B(t)$ 、 $z_B(t)$ 分别为施工船的横移、纵移及升沉位移,m; $\alpha_B(t)$ 、 $\beta_B(t)$ 、 $\gamma_B(t)$ 分别为施工船的横摇、纵摇及艏摇角度,rad;各分量均为时间t的函数。

记脐带缆离散段数为m,对运动链各部件分配以编号。编号0代表储缆滚筒,编号1~m代表各离散的缆段,编号m+1及m+2分别代表张紧器及船尾托架(图2)。定义运动链中第*i*个部件局部坐标 $J_i$ 相对于前一环节的广义坐标矢量 $\hat{q}_i$ 为

$$\hat{q}_i = [q_{6 \times i+1}(t) \ q_{6 \times i+2}(t) \ \dots \ q_{6 \times i+6}(t)]^T \quad (i = 0, 1, 2, \dots, m+2) \quad (2)$$

式中: $q_{6 \times i+1}(t)$ 、 $q_{6 \times i+2}(t)$ 、 $q_{6 \times i+3}(t)$ 分别为局部坐标 $J_i$ 相对于前一环节局部坐标上的x、y和z向的位移,m; $q_{6 \times i+4}(t)$ 、 $q_{6 \times i+5}(t)$ 、 $q_{6 \times i+6}(t)$ 分别为x、y和z向的转角,rad;各分量均为时间t的函数。

由运动链拓扑结构可得各局部坐标 $J_i$ 相对于惯性参考坐标O的全局变换矩阵为

$$T^{J_i} = D^B T^{B J_i} = D^B(\hat{q}_B) \prod_{d=K}^i D^{J_d}(\hat{q}_d) \quad (3)$$

式中: $D^B = D^B(\hat{q}_B)$ 为齐次坐标变换下施工船局部坐标B相对于惯性参考坐标O的变换矩阵,由广义坐标矢量 $\hat{q}_B$ 构成。 $D^{J_i}(\hat{q}_i)$ 为坐标 $J_i$ 相对于前一环节局部坐标的变换矩阵。 $T^{B J_i} = \prod_{d=K}^i D^{J_d}(\hat{q}_d)$ 为局部坐标 $J_i$ 相对于施工船局部坐标B的变换矩阵,由广义坐标矢量 $\hat{q}_i$ 构成,且

有  $i = 0, 1, \dots, m$  时  $K = 0$ ,  $i = m + 1, m + 2$  时  $K = i$ 。

### 3 系统动力学建模

基于关节坐标系统和齐次坐标变换关系,通过对所有部件的动能、势能以及主动力对应的广义力的分析,利用第二类拉格朗日方程对系统进行动力学建模<sup>[14-17]</sup>。

#### 3.1 动能及拉格朗日算子

部件  $i$  的动能为

$$E_i = \int \frac{1}{2} dm_i \text{tr}[\dot{\mathbf{T}}^i \hat{\mathbf{r}}^i (\dot{\mathbf{T}}^i \hat{\mathbf{r}}^i)^T] = \frac{1}{2} \text{tr}[\dot{\mathbf{T}}^i \mathbf{H}_i (\dot{\mathbf{T}}^i)^T] \quad (4)$$

式中: $E_i$  为部件  $i$  的动能, $J; dm_i$  为部件  $i$  内某微元点质量, kg;  $\hat{\mathbf{r}}^i$  为局部坐标  $J_i$  下的微元点矢径, m; 矩阵  $\mathbf{H}_i = \int \hat{\mathbf{r}}^i (\hat{\mathbf{r}}^i)^T dm_i$  为表征部件  $i$  惯量特征的常值对称惯性矩阵; $\dot{\mathbf{T}}^i$  为矩阵  $\mathbf{T}^i$  各元素对时间求一阶导数后所得的矩阵。

将动能  $E_i$  对第  $l$  个广义坐标  $q_l$  及其一阶时间导数  $\dot{q}_l$  分别求偏导数, 计算拉格朗日算子为

$$\begin{aligned} \varepsilon_l^{E_i} &= \frac{d}{dt} \frac{\partial E_i}{\partial \dot{q}_l} - \frac{\partial E_i}{\partial q_l} = \text{tr} \left[ \frac{d}{dt} \frac{\partial \dot{\mathbf{T}}^i}{\partial \dot{q}_l} \mathbf{H}_i (\dot{\mathbf{T}}^i)^T \right] + \\ &\quad \text{tr} \left[ \frac{\partial \dot{\mathbf{T}}^i}{\partial q_l} \mathbf{H}_i (\dot{\mathbf{T}}^i)^T \right] - \text{tr} \left[ \frac{\partial \dot{\mathbf{T}}^i}{\partial \dot{q}_l} \mathbf{H}_i (\dot{\mathbf{T}}^i)^T \right] \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $\ddot{\mathbf{T}}^i$  为矩阵  $\mathbf{T}^i$  各元素对时间求二阶导数后所得的矩阵。

由式(3)可得:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{T}}^i &= \dot{\mathbf{D}}^B \mathbf{T}^{Bj_i} + \mathbf{D}^B \dot{\mathbf{T}}^{Bj_i} = \dot{\mathbf{D}}^B \mathbf{T}^{Bj_i} + \mathbf{D}^B \sum_{l=6K+1}^{6(i+1)} \mathbf{T}_l^{Bj_i} \dot{q}_l = \\ &\quad \dot{\mathbf{D}}^B \mathbf{T}^{Bj_i} + \sum_{l=6K+1}^{6(i+1)} \mathbf{T}_l^{Bj_i} \dot{q}_l \end{aligned} \quad (6)$$

式中: $\mathbf{T}_l^{Bj_i}, \mathbf{T}_l^{Bj_i}$  分别为矩阵  $\mathbf{T}^{Bj_i}, \mathbf{T}^{Bj_i}$  各元素对广义坐标  $q_l$  求偏导数后所得的矩阵。且有:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \dot{\mathbf{T}}^i}{\partial q_l} &= \dot{\mathbf{D}}^B \frac{\partial \mathbf{T}^{Bj_i}}{\partial q_l} + \mathbf{D}^B \frac{\partial \mathbf{T}^{Bj_i}}{\partial q_l} = \\ &\quad \dot{\mathbf{D}}^B \mathbf{T}_l^{Bj_i} + \mathbf{D}^B \dot{\mathbf{T}}_l^{Bj_i} = \frac{d}{dt} (\mathbf{D}^B \mathbf{T}_l^{Bj_i}) = \frac{d \mathbf{T}_l^{Bj_i}}{dt} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\frac{\partial \dot{\mathbf{T}}^i}{\partial \dot{q}_l} = \frac{\partial}{\partial \dot{q}_l} \left( \dot{\mathbf{D}}^B \mathbf{T}^{Bj_i} + \sum_{l=6K+1}^{6(i+1)} \mathbf{T}_l^{Bj_i} \dot{q}_l \right) = \mathbf{T}_l^{Bj_i} \quad (8)$$

则式(5)所定义的拉格朗日算子可简化为

$$\varepsilon_l^{E_i} = \text{tr}[\mathbf{T}_l^{Bj_i} \mathbf{H}_i (\mathbf{T}_l^{Bj_i})^T] = \sum_{s=6K+1}^{6(i+1)} a_{l,s}^i \ddot{q}_s + e_l^i \quad (9)$$

其中:

$$a_{l,s}^i = \text{tr}[\mathbf{T}_l^{Bj_i} \mathbf{H}_i (\mathbf{T}_s^{Bj_i})^T] \quad (10)$$

$$\begin{aligned} e_l^i &= \text{tr} \left[ \mathbf{T}_l^{Bj_i} \mathbf{H}_i \left( \dot{\mathbf{D}}^B \mathbf{T}^{Bj_i} + 2 \dot{\mathbf{D}}^B \sum_{s=6K+1}^{6(i+1)} \mathbf{T}_s^{Bj_i} \dot{q}_s + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \sum_{s=6K+1}^{6(i+1)} \sum_{h=6K+1}^{6(i+1)} \mathbf{T}_{s,h}^{Bj_i} \dot{q}_h \dot{q}_s \right)^T \right] \end{aligned} \quad (11)$$

#### 3.2 势能及势能导数

类似于式(4), 部件  $i$  势能为

$$U_i = \int dm_i \mathbf{g} \mathbf{T}^{J_i} \hat{\mathbf{r}}^i = \mathbf{g} \mathbf{T}^{J_i} \int \hat{\mathbf{r}}^i dm_i = m_i \mathbf{g} \mathbf{T}^{J_i} \hat{\mathbf{r}}^{C_i} \quad (12)$$

式中: $U_i$  为部件  $i$  的势能, $J; \hat{\mathbf{r}}^{C_i}$  为局部坐标  $J_i$  下部件  $i$  质心矢径, m;  $m_i$  为部件质量, kg;  $\mathbf{g}$  为重力加速度矢量, m/s<sup>2</sup>。

计算势能  $U_i$  对第  $l$  个广义坐标  $q_l$  的偏导数为

$$\varepsilon_l^{U_i} = \frac{\partial U_i}{\partial q_l} = m_i \mathbf{g} \frac{\partial \mathbf{T}^{J_i}}{\partial q_l} \hat{\mathbf{r}}^{C_i} = m_i \mathbf{g} \mathbf{T}_l^{J_i} \hat{\mathbf{r}}^{C_i} \quad (13)$$

#### 3.3 广义力

##### 3.3.1 接触力

离散后的刚性缆段与滚筒、托架、张紧器等刚性机械部件之间存在接触力, 则缆段  $i$  与刚性部件间接触力相对于第  $l$  个广义坐标  $q_l$  的广义力为

$$\begin{aligned} Q_l^{\text{Con}_i} &= (\mathbf{T}^i \hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Con}_+})^T \frac{\partial (\mathbf{T}^i \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{Umb}})}{\partial q_l} + \\ &\quad (\mathbf{T}^i \hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Con}_-})^T \frac{\partial (\mathbf{T}_l^{\text{Part}} \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{Part}})}{\partial q_l} = \end{aligned}$$

$$(\hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Con}})^T (\mathbf{T}^i)^T \mathbf{T}_l^i \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{Umb}} - (\hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Con}})^T (\mathbf{T}^i)^T \mathbf{T}_l^{\text{Part}} \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{Part}} \quad (14)$$

式中: $\hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Con}_+}$  为局部坐标  $J_i$  下缆段  $i$  所受接触力矢量, N;  $\hat{\mathbf{r}}_i^{\text{Umb}}$  为力作用点矢径, m;  $\hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Con}_-}$  为刚性机械部件所受接触力矢量, N;  $\hat{\mathbf{r}}_i^{\text{Part}}$  为部件局部坐标系下力作用点矢径, m;  $\mathbf{T}_l^{\text{Part}}$  为缆段  $i$  发生接触的刚性机械部件全局坐标变换矩阵。

接触力矢量  $\hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Con}_+}, \hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Con}_-}$  可根据赫兹接触理论表示为

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Con}\pm} &= [\hat{\mathbf{F}}x_i^{\text{Con}\pm} \hat{\mathbf{F}}y_i^{\text{Con}\pm} \hat{\mathbf{F}}z_i^{\text{Con}\pm} 0]^T = \\ &\quad \pm k [(\delta q_{6i+1})^{\frac{3}{2}} (\delta q_{6i+2})^{\frac{3}{2}} (\delta q_{6i+3})^{\frac{3}{2}} 0]^T \end{aligned} \quad (15)$$

式中: $k$  为接触刚度系数, N·m<sup>-3/2</sup>;  $\delta q_{6i+1}, \delta q_{6i+2}, \delta q_{6i+3}$  为接触嵌入深度, m。

##### 3.3.2 变形力

由于在敷设过程中脐带缆发生了拉伸及弯曲、扭转等变形, 故各离散刚性缆段将受到相邻缆段的拉力及弯扭力矩作用。拉力相对于第  $l$  个广义坐标  $q_l$  的广义力为

$$\begin{aligned} Q_l^{\text{Mat}-F_i} &= (\mathbf{T}^i \hat{\mathbf{F}}_{i+}^{\text{Mat}})^T \frac{\partial (\mathbf{T}^i \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{end}})}{\partial q_l} + \\ &\quad (\mathbf{T}^i \hat{\mathbf{F}}_{i-}^{\text{Mat}})^T \frac{\partial (\mathbf{T}^i \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{start}})}{\partial q_l} = (\hat{\mathbf{F}}_{i+}^{\text{Mat}})^T (\mathbf{T}^i)^T \mathbf{T}_l^i \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{end}} + \\ &\quad (\hat{\mathbf{F}}_{i-}^{\text{Mat}})^T (\mathbf{T}^i)^T \mathbf{T}_l^i \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{start}} \end{aligned} \quad (16)$$

式中: $\hat{\mathbf{F}}_{i+}^{\text{Mat}}, \hat{\mathbf{F}}_{i-}^{\text{Mat}}$  分别为局部坐标  $J_i$  下缆段  $i$  受到的缆段  $i+1$  及  $i-1$  的拉力矢量, N;  $\hat{\mathbf{r}}_i^{\text{end}}, \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{start}}$  分别为局部坐标  $J_i$  下缆段  $i$  受到的缆段  $i+1$  及  $i-1$  拉力的作用点矢径, m。

拉力矢量  $\hat{\mathbf{F}}_{i+}^{\text{Mat}}, \hat{\mathbf{F}}_{i-}^{\text{Mat}}$  可表示为<sup>[18-19]</sup>

$$\left\{ \begin{array}{l} \hat{\mathbf{F}}_{i+}^{\text{Mat}} = [0 \ \hat{\mathbf{F}}_{y,i+}^{\text{Mat}} \ 0 \ 0]^T \\ \hat{\mathbf{F}}_{y,i+}^{\text{Mat}} = K_{\text{stretch}} q_{6(i+1)+2} / \Delta l + B_{\text{stretch}} \dot{q}_{6(i+1)+2} / \Delta l \\ \hat{\mathbf{F}}_{y,i-}^{\text{Mat}} = -K_{\text{stretch}} q_{6i+2} / \Delta l + B_{\text{stretch}} \dot{q}_{6i+2} / \Delta l \end{array} \right. \quad (17)$$

式中:  $K_{\text{stretch}}$  为等效拉伸刚度系数, N;  $B_{\text{stretch}}$  为等效拉伸阻尼系数, N·s;  $\Delta l$  为离散的缆段长度, m。

对于弯扭力矩  $\hat{\mathbf{M}}_{i+}^{\text{Mat}} = [\hat{M}_{x,i+}^{\text{Mat}} \ \hat{M}_{y,i+}^{\text{Mat}} \ \hat{M}_{z,i+}^{\text{Mat}} \ 0]^T$ , 其中分量  $\hat{M}_{x,i+}^{\text{Mat}}$  可等价为局部坐标 J<sub>i</sub> 下 yz 平面上力偶臂为  $\Delta d$  的力偶矩 ( $\hat{\mathbf{P}}_{x,i+}^{\text{Mat}}, \hat{\mathbf{P}}_{x,i-}^{\text{Mat}}$ ), 且力值为  $\hat{\mathbf{P}}_{x,i+}^{\text{Mat}} = [0 \ 0 \ \hat{M}_{x,i+}^{\text{Mat}} / \Delta d \ 0]^T$ , 两作用点矢径分别为  $\hat{\mathbf{r}}_+ = [0 \ \Delta d \ 0 \ 1]^T, \hat{\mathbf{r}}_- = [0 \ 0 \ 0 \ 1]^T$ 。则力矩分量  $\hat{M}_{x,i+}^{\text{Mat}}$  相对于第  $i$  个广义坐标  $q_i$  的广义力为

$$\begin{aligned} Q_i^{\text{Mat}-M_i^{i+}} &= (\mathbf{T}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{P}}_{x,i+}^{\text{Mat}})^T \frac{\partial(\mathbf{T}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{r}}_+)}{\partial q_i} + (\mathbf{T}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{P}}_{x,i-}^{\text{Mat}})^T \cdot \\ &\frac{\partial(\mathbf{T}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{r}}_-)}{\partial q_i} = (\hat{\mathbf{P}}_{x,i+}^{\text{Mat}})^T (\mathbf{T}_i^{\text{l}})^T \mathbf{T}_i^{\text{l}} (\hat{\mathbf{r}}_+ - \hat{\mathbf{r}}_-) = \\ &\hat{M}_{x,i+}^{\text{Mat}} \sum_{s=1}^3 T_i^{\text{l}}(s,3) T_i^{\text{l}}(s,2) \end{aligned} \quad (18)$$

式中:  $T_i^{\text{l}}(u, v)$ 、 $T_i^{\text{l}}(u, v)$  分别为矩阵  $\mathbf{T}_i^{\text{l}}$ 、 $\mathbf{T}_i^{\text{l}}$  的第  $u$  行第  $v$  列元素。

其余力矩分量的广义力具有类似的形式, 弯扭力矩对应于第  $i$  个广义坐标  $q_i$  的广义力可统一表示为

$$\begin{aligned} Q_i^{\text{Mat}-M_i} &= (\hat{M}_{x,i+}^{\text{Mat}} + \hat{M}_{x,i-}^{\text{Mat}}) \sum_{s=1}^3 T_i^{\text{l}}(s,3) T_i^{\text{l}}(s,2) + \\ &(\hat{M}_{y,i+}^{\text{Mat}} + \hat{M}_{y,i-}^{\text{Mat}}) \sum_{s=1}^3 T_i^{\text{l}}(s,1) T_i^{\text{l}}(s,3) + \\ &(\hat{M}_{z,i+}^{\text{Mat}} + \hat{M}_{z,i-}^{\text{Mat}}) \sum_{s=1}^3 T_i^{\text{l}}(s,2) T_i^{\text{l}}(s,1) \end{aligned} \quad (19)$$

其中力矩矢量各分量<sup>[18-19]</sup>可表示为

$$\left\{ \begin{array}{l} \hat{M}_{x,i+}^{\text{Mat}} = K_{\text{bend}} q_{6(i+1)+4} / \Delta l + B_{\text{bend}} \dot{q}_{6(i+1)+4} / \Delta l \\ \hat{M}_{x,i-}^{\text{Mat}} = -K_{\text{bend}} q_{6i+4} / \Delta l + B_{\text{bend}} \dot{q}_{6i+4} / \Delta l \\ \hat{M}_{y,i+}^{\text{Mat}} = K_{\text{twist}} q_{6(i+1)+5} / \Delta l + B_{\text{twist}} \dot{q}_{6(i+1)+5} / \Delta l \\ \hat{M}_{y,i-}^{\text{Mat}} = -K_{\text{twist}} q_{6i+5} / \Delta l + B_{\text{twist}} \dot{q}_{6i+5} / \Delta l \\ \hat{M}_{z,i+}^{\text{Mat}} = K_{\text{bend}} q_{6(i+1)+6} / \Delta l + B_{\text{bend}} \dot{q}_{6(i+1)+6} / \Delta l \\ \hat{M}_{z,i-}^{\text{Mat}} = -K_{\text{bend}} q_{6i+6} / \Delta l + B_{\text{bend}} \dot{q}_{6i+6} / \Delta l \end{array} \right. \quad (20)$$

式中:  $K_{\text{bend}}, K_{\text{twist}}$  分别为等效弯曲及扭转刚度系数, N·m;  $B_{\text{bend}}, B_{\text{twist}}$  及分别为等效弯曲及扭转阻尼系数, N·m·s;  $\Delta l$  为离散的缆段长度, m。

### 3.3.3 张紧器阻尼力

为平衡水下部分缆线重力, 需张紧器对缆线施加

反向阻尼制动力。张紧器阻尼制动力相对于第  $i$  个广义坐标  $q_i$  的广义力为

$$\begin{aligned} Q_i^{\text{Ten}_i} &= (\mathbf{T}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Ten}_i})^T \frac{\partial(\mathbf{T}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{Umb}})}{\partial q_i} = \\ &(\hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Ten}_i})^T (\mathbf{T}_i^{\text{l}})^T \mathbf{T}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{Umb}} \end{aligned} \quad (21)$$

式中:  $\hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Ten}_i}$  为局部坐标 J<sub>i</sub> 下缆段  $i$  所受张紧器阻尼制动力矢量, N;  $\hat{\mathbf{r}}_i^{\text{Umb}}$  为作用点矢径, m。

### 3.3.4 滚筒阻尼力矩

正常敷设状态下, 为了维持张紧器与储缆滚筒之间段缆线的张力, 需驱动装置对储缆滚筒提供阻尼制动力矩。类似于式(18), 阻尼制动力矩相对于第  $i$  个广义坐标  $q_i$  的广义力可表示为

$$Q_i^{\text{Break}} = \hat{M}_{x,i}^{\text{Break}} \sum_{s=1}^3 T_i^{\text{l}}(s,3) T_i^{\text{l}}(s,2) \quad (22)$$

式中,  $\hat{M}_{x,i}^{\text{Break}} = [\hat{M}_{x,i}^{\text{Break}} \ 0 \ 0 \ 0]^T$  为局部坐标系 J<sub>i</sub> 下阻尼制动力矩, N·m。

### 3.3.5 反推力

由于敷设过程中脐带缆不断从系统中脱离接触海床, 故敷设系统为变质量系统。视自由悬挂段缆线长度保持不变, 则系统的质量减少主要体现为储缆滚筒质量减少。由密歇尔斯方程, 缆段脱离滚筒导致质量变化而产生的反推力矢量  $\hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Rec}}$  为

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{F}}_i^{\text{Rec}} &= [\hat{\mathbf{F}}_{x,i}^{\text{Rec}} \ \hat{\mathbf{F}}_{y,i}^{\text{Rec}} \ \hat{\mathbf{F}}_{z,i}^{\text{Rec}} \ 0]^T = \\ &\dot{m}_0 \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{C}} \end{aligned} \quad (23)$$

式中:  $\hat{\mathbf{r}}_i^{\text{C}}$  为缆段  $i$  脱离滚筒时的质心速度, m/s。

反推力相对于第  $i$  个广义坐标  $q_i$  的广义力<sup>[20]</sup>为

$$\begin{aligned} Q_i^{\text{Rec}_i} &= (\dot{m}_0 \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{C}} + \dot{m}_0 \hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}})^T \frac{\partial \hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}}}{\partial q_i} - \frac{1}{2} \text{tr}[\hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}} (\hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}})^T] \frac{\partial m_0}{\partial q_i} + \\ &\frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} \text{tr}[\hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}} (\hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}})^T] \frac{\partial m_0}{\partial \dot{q}_i} \right\} = (\dot{m}_0 \hat{\mathbf{T}}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{r}}_i^{\text{C}} + \\ &\dot{m}_0 \hat{\mathbf{T}}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}})^T \mathbf{T}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}} - \frac{1}{2} \text{tr}[\hat{\mathbf{T}}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}} (\hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}})^T (\hat{\mathbf{T}}_i^{\text{l}})^T] \frac{\partial m_0}{\partial q_i} + \\ &\frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} \text{tr}[\hat{\mathbf{T}}_i^{\text{l}} \hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}} (\hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}})^T (\hat{\mathbf{T}}_i^{\text{l}})^T] \frac{\partial m_0}{\partial \dot{q}_s} \right\} \end{aligned} \quad (24)$$

式中:  $m_0$  为滚筒质量, kg;  $\hat{\mathbf{r}}_0^{\text{C}}$  为滚筒质心点矢径, m;  $\mathbf{T}_i^{\text{l}}$  为滚筒局部坐标的全局变换矩阵。

### 3.4 动力学方程

将式(14)~式(24)给出的广义力统一表示为

$$Q_i^i = Q_i^{\text{Con}_i} + Q_i^{\text{Mat}-F_i} + Q_i^{\text{Mat}-M_i} + Q_i^{\text{Ten}_i} + Q_i^{\text{Break}} + Q_i^{\text{Rec}_i} \quad (25)$$

对于不同的部件  $i$ , 需根据其受载情况取式(25)右侧的一项或几项。

由式(9)、式(13)及式(25), 得第二类拉格朗日方程形式的转化系统动力学方程为

$$\sum_{i=l}^{m+2} (\epsilon_{i-}^{E_i} + \epsilon_{i-}^{U_i}) = \sum_{i=l}^{m+2} Q_i^i \quad l = 0, 1, \dots, 6(m+2) \quad (26)$$

系统动力学方程为包含  $6(m+2)$  个线性方程的方程组。引入分块矩阵并化简,令:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \sum_{i=0}^{m+2} \mathbf{A}_{0,0}^i & \sum_{i=1}^{m+2} \mathbf{A}_{0,1}^i & \cdots & 0 \\ \sum_{i=1}^{m+2} \mathbf{A}_{1,0}^i & \sum_{i=2}^{m+2} \mathbf{A}_{1,1}^i & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \sum_{i=m+2}^{m+2} \mathbf{A}_{(m+2),(m+2)}^i \end{bmatrix} \quad (27)$$

$$\mathbf{A}_{u,v}^i = \begin{bmatrix} a_{6u+1,6v+1}^i & a_{6u+1,6v+2}^i & \cdots & a_{6u+1,6v+6}^i \\ a_{6u+2,6v+1}^i & a_{6u+2,6v+2}^i & \cdots & a_{6u+2,6v+6}^i \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ a_{6u+6,6v+1}^i & a_{6u+6,6v+2}^i & \cdots & a_{6u+6,6v+6}^i \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_k = [\ddot{q}_{n^{k-1}+1} \ \ddot{q}_{n^{k-1}+2} \ \cdots \ \ddot{q}_{n^{k-1}+n^k}]^T \quad (29)$$

$$\mathbf{e}_k^i = [e_{6i+1}^i \ e_{6i+2}^i \ \cdots \ e_{6i+6}^i]^T \quad (30)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}_k^U = \sum_{i=k}^{m+2} \boldsymbol{\varepsilon}_k^{Ui} = \left[ \sum_{i=k}^{m+2} \boldsymbol{\varepsilon}_{6i+1}^{Ui} \ \sum_{i=k}^{m+2} \boldsymbol{\varepsilon}_{6i+2}^{Ui} \ \cdots \ \sum_{i=k}^{m+2} \boldsymbol{\varepsilon}_{6i+6}^{Ui} \right]^T \quad (31)$$

$$\mathbf{Q}_k = \sum_{i=k}^{m+2} \mathbf{Q}_k^i = \left[ \sum_{i=k}^{m+2} \mathbf{Q}_{6i+1}^i \ \sum_{i=k}^{m+2} \mathbf{Q}_{6i+2}^i \ \cdots \ \sum_{i=k}^{m+2} \mathbf{Q}_{6i+6}^i \right]^T \quad (32)$$

则动力学方程式(26)可表示为

$$\mathbf{A}[\ddot{\mathbf{q}}_0 \ \ddot{\mathbf{q}}_1 \ \cdots \ \ddot{\mathbf{q}}_{m+2}]^T = - \left[ \sum_{i=0}^{m+2} \mathbf{e}_0^i \ \sum_{i=1}^{m+2} \mathbf{e}_1^i \ \cdots \ \sum_{i=m+2}^{m+2} \mathbf{e}_{m+2}^i \right]^T - [\boldsymbol{\varepsilon}_0^U \ \boldsymbol{\varepsilon}_1^U \ \cdots \ \boldsymbol{\varepsilon}_{m+2}^U]^T + [\mathbf{Q}_0 \ \mathbf{Q}_1 \ \cdots \ \mathbf{Q}_{m+2}]^T \quad (33)$$

## 4 系统动力学分析

利用 MATLAB 编程求解式(27)获得系统全部的广义加速度  $\ddot{\mathbf{q}}_0, \ddot{\mathbf{q}}_1, \dots, \ddot{\mathbf{q}}_{6(m+2)}$ , 并可通过积分获得全部广义速度和广义坐标, 进而可对各种工况下脐带缆构型、缆线张力以及敷缆速度等进行分析。表 1 给出了运动方程中的主要参数。

### 4.1 静平衡状态分析

在进入正常敷缆作业之前, 需完成脐带缆自由端的水下固定连接。此时张紧器夹紧缆线处于制动状态, 水下悬挂段缆线自然弯曲成悬链线形状, 整个敷设系统处于静平衡状态。该状态是针对各种工况进行动力学计算的起点, 故以某型脐带缆 300 m 水深敷设为例进行静平衡求解分析, 获得静平衡状态缆线构型及整条缆线上张力分布(图 3 和图 4)。

表 1 运动方程的主要参数

Table 1 Principal parameters of motion equation

参数	数值
脐带缆湿重/(kg·m <sup>-1</sup> )	8.28
沿 x 轴向刚度系数/(N·mm <sup>-1</sup> )	$2.68 \times 10^5$
沿 y 轴向刚度系数/(N·mm <sup>-1</sup> )	$4.80 \times 10^5$
沿 z 轴向刚度系数/(N·mm <sup>-1</sup> )	$2.68 \times 10^5$
绕 x 角向刚度系数/(N·mm·rad <sup>-1</sup> )	$1.94 \times 10^5$
绕 y 角向刚度系数/(N·mm·rad <sup>-1</sup> )	$7.44 \times 10^5$
绕 z 角向刚度系数/(N·mm·rad <sup>-1</sup> )	$1.94 \times 10^5$
沿 x,y,z 轴向阻尼系数/(N·s·mm <sup>-1</sup> )	1.7
绕 x,y,z 角向阻尼系数/(N·mm·s·rad <sup>-1</sup> )	3.4
接触刚度系数/(N·mm <sup>-1</sup> )	2855
接触阻尼系数/(N·s·mm <sup>-1</sup> )	0.57
水深/m	300
满载滚筒惯量/(kg·m <sup>2</sup> )	$7.78 \times 10^7$

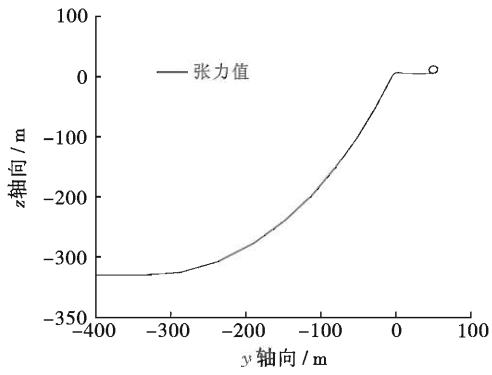


图 3 静平衡状态缆线构型

Fig. 3 Cable configuration under static balance

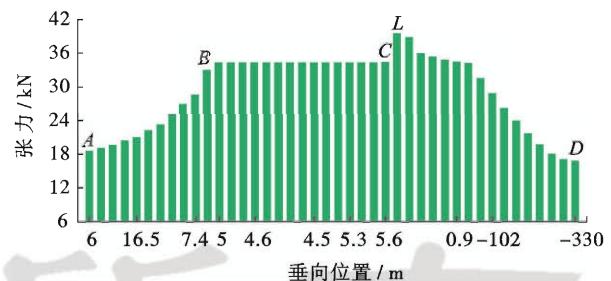


图 4 静平衡状态缆线张力分布

Fig. 4 Cable tension distribution under static balance

图 4 中 AB 段为储缆滚筒上缠绕段缆线, B 点为缆线与滚筒分离点。由于接触摩擦的作用, 张力值由 B 点至 A 点逐渐减小; BC 段为施工船上张紧器与储缆滚筒之间水平悬挂段缆线, 张力值基本相同; CD 段为张紧器以下垂向自由悬挂段缆线, 缆线张力随水深的增加而减小, 其中缆线离船点 L 张力值最大。

### 4.2 张紧器恒阻尼制动力分析

理想静水敷缆状态下, 施工船沿预定敷设路线匀速运动, 储缆滚筒匀速旋转放出缆线, 张紧器以恒定的

阻尼制动力驱动缆线下水。以 4.1 节所获得的静平衡状态为初值,设 300 m 作业水深时张紧器阻尼制动力为 32 kN、储缆滚筒阻尼制动力矩为 6 kN·m 进行计算。由此可得敷缆速度达预设值为 25 m/min 过程中离船点处缆线张力以及敷缆速度和敷设长度曲线(图 5 和图 6)。可见在静水稳定状态下,系统可以实现脐带缆的恒张力敷设,且敷设过程中缆线运动速度相对平稳。

在实际敷设作业中,系统将承受风、浪、流等海洋

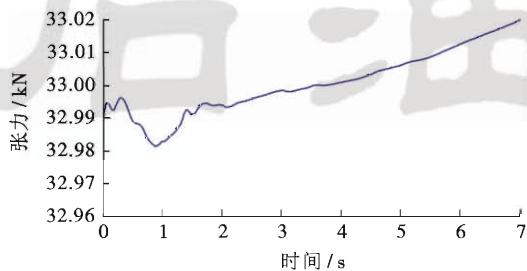


图 5 离船点处缆线张力

Fig. 5 Cable tension at leaving point

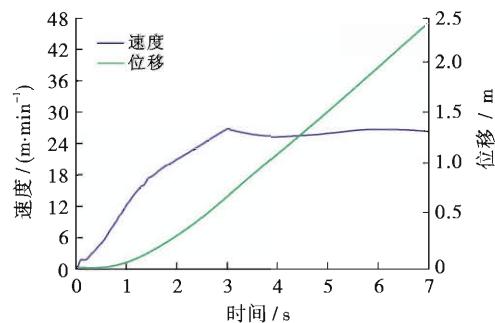
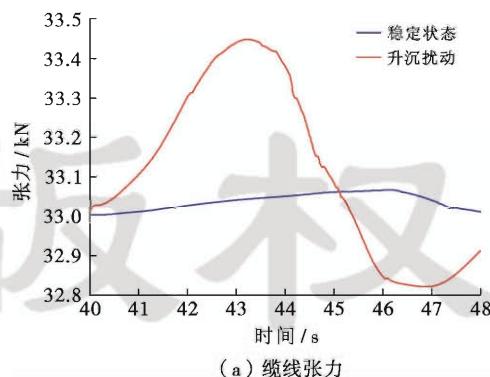


图 6 敷缆速度及长度

Fig. 6 Cable laying speed and length



(a) 缆线张力

图 8 升沉扰动下的状态变化

Fig. 8 State change under heave disturbance

施工船加速上升过程中悬挂段缆线不断张紧,且随速度的增加张紧程度加剧,而在随后的施工船减速上升过程中,悬挂段缆线张紧程度则随着速度的减小而有所减缓。故在施工船上升过程中缆线张力先增

环境载荷的作用,并且随着作业海域及天气条件的不同而存在一定的差异。将敷设系统所受的环境载荷统一换算为施工船在该载荷作用下的加速度,以施工船六自由度空间运动波动的形式引入系统可简化计算。

根据挪威 ACERGY 公司铺管敷缆系统所允许的施工船各向加速度参数(表 2),得到了升沉加速度影响下施工船一个周期升沉位移波动(图 7),取张紧器阻尼制动力恒定不变,计算得到了升沉扰动下缆线张力及敷缆速度变化曲线(图 8),并同无扰动时进行了比较。

表 2 ACERGY 作业参数

Table 2 Operational parameters of ACERGY

参数	数值
升沉加速度/(m·s⁻²)	3.70
纵移加速度/(m·s⁻²)	0.40
横移加速度/(m·s⁻²)	2.20
纵摇角加速度/(d·s⁻²)	0.33
横摇角加速度/(d·s⁻²)	0.39
艏摇角加速度/(d·s⁻²)	0.22

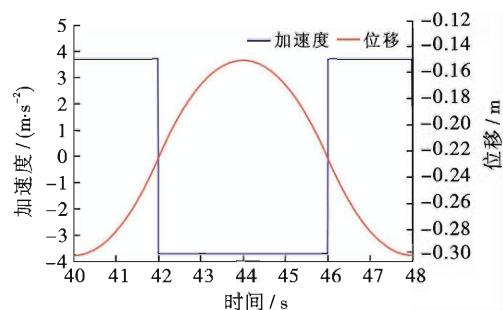
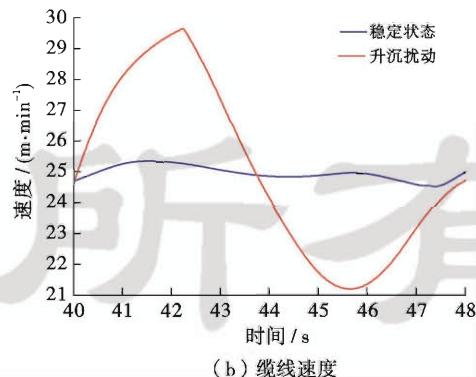


图 7 施工船升沉运动波动

Fig. 7 Heave disturbance of laying barge



(b) 缆线速度

加,后减小回稳定状态值。施工船加速及减速下降的过程中缆线放松,其张力变化与上升过程类似。由于系统中张紧器阻尼制动力及滚筒阻尼制动力矩均为定值,当水下悬挂段缆线张力波动时,敷缆速度同向波

动。施工船其他各向运动波动对张力及速度的影响趋勢相同,但程度相对较轻。图9给出了表2中施工船各向运动波动所导致的缆线张力及敷缆速度方差。

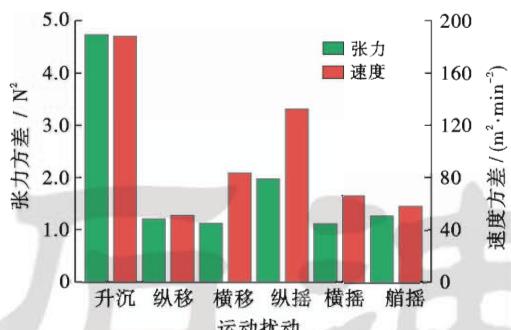


图9 施工船运动扰动下缆线张力及敷缆速度方差

Fig. 9 Cable tension variance and laying speed variance under motion disturbance of laying barge

在浅水小张力敷缆状态下,施工船运动扰动虽然对缆线张力及敷缆速度产生了影响,但由于波动值相对较小且缆线自身重量较轻,故不至对缆线造成损害。

#### 4.3 张紧器阻尼制动力控制分析

深水作业工况下悬挂段缆线自身重量较大,因而稳定敷设状态的张力值也较大,且深水施工船运动波动也较浅水显著增强,张力及速度的波动将可能超过安全值而造成缆线的拉断或屈曲。恒定的张紧器阻尼制动力无法将缆线张力及敷缆速度限制在安全范围

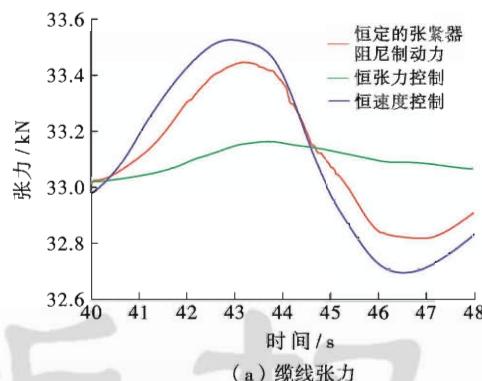


图10(a) 缆线张力

内,需启动张紧器的扰动补偿功能对阻尼制动力进行适当地调整。

张紧器的扰动补偿控制方式有恒速度及恒张力两种。恒张力控制方式以张力稳定为目标,当缆线松弛时张紧器阻尼制动力增大减速放缆,而当缆线张紧时张紧器阻尼制动力减小加速放缆,通过保证悬挂段缆线的稳定张紧状态来限制缆线张力的大幅度波动。恒速度控制方式下,张紧器阻尼制动力调整模式与恒张力控制方式相反,即阻尼制动力随缆线张紧程度加剧和减缓而增减,保证悬挂段缆线始终处于受力平衡状态,进而保证敷缆速度稳定。同时,在张紧器阻尼制动力调整过程中还需控制储缆滚筒的阻尼制动力矩随之同步变化,以控制施工船上水平悬挂段缆线的张紧状态。

取升沉加速度为  $3.7 \text{ m/s}^2$ 、升沉运动周期为 8 s,计算恒张力及恒速度控制方式下缆线张力及敷缆速度变化曲线(图10),并与恒定的张紧器阻尼制动力下的曲线进行比较。

张紧器的恒张力控制方式使得升沉扰动导致的缆线张力波动显著减轻,但导致敷缆速度的波动幅值增加,而恒速度控制方式则保证了敷缆速度的相对稳定,但却导致了缆线张力的波动增强。在实际的敷缆作业中,需根据施工要求选择切换张紧器的补偿控制方式,保证张力及速度均在安全范围之内。

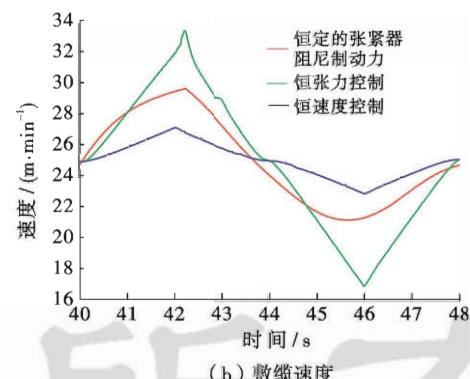


图10(b) 敷缆速度

Fig. 10 State change under variable tension control mode

## 5 试验

为了对动力学分析结论加以验证,采用缩减比例样机进行模拟试验。试验系统中配有负载模拟绞车,由绞车牵引试验缆线模拟正常敷缆作业状态下悬挂段缆线的重量和稳定敷缆速度,施工船升沉运动扰动由固连于绞车底座的波浪模拟液压缸推拉绞车模拟(图11)。并在4种试验工况(表3)条件下,以波浪模拟液压缸不同的推力及推程时间来模拟施工船升沉扰动。



图11 试验样机

Fig. 11 Experimental prototype

表 3 试验工况

Table 3 Testing condition

试验工况	升沉加速度/(m·s <sup>-2</sup> )	加速时间/s
工况 1	0.37	3.0
工况 2	0.66	2.0
工况 3	1.48	1.5
工况 4	5.92	1.0

取绞车牵引速度为 2.5 m/min, 牵引力为 33 kN, 试验系统稳定运行模拟理想敷缆工况, 并驱动波浪模拟液压缸推拉绞车对系统施加扰动。针对工况 1, 分别在恒

定的张紧器阻尼制动力及恒张力、恒速度控制方式下进行试验, 试验还测得了的缆线张力及敷缆速度值与理论计算值对比曲线(图 12)。

进一步可以按表 3 中各工况进行相同试验, 从而得到的敷缆速度及缆线张力与理想稳定值间的均方误差(图 13 和图 14)。

采用恒张力及恒速度控制方式有效地限制了缆线张力及敷缆速度的增加。但在相同幅值的模拟升沉扰动下, 随着加速度值增加及加速时间减少, 系统对张力及敷缆速度的限制能力呈减弱趋势, 理论计算值与试验值较为接近。

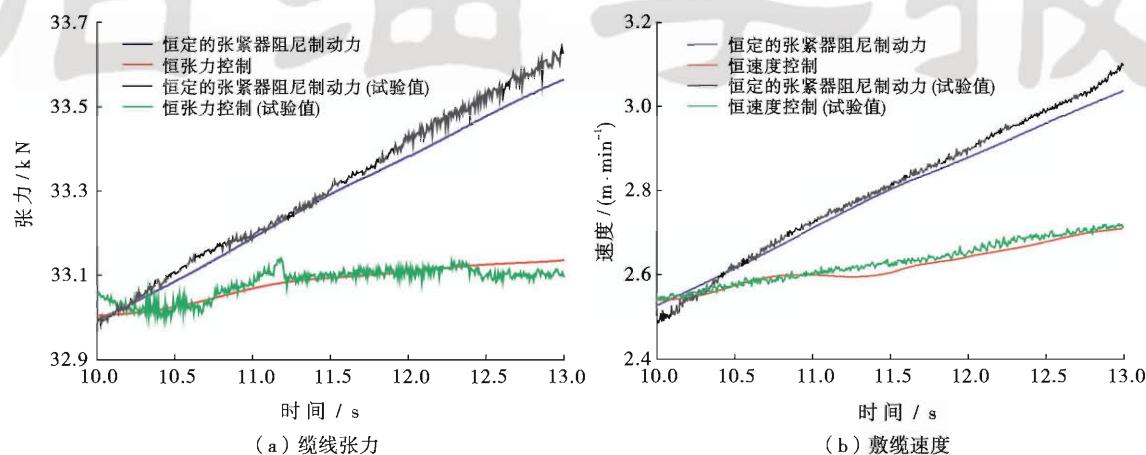


图 12 工况 1 下的试验值与理论计算值比较

Fig. 12 Comparison between experimental values and theoretical values under condition 1

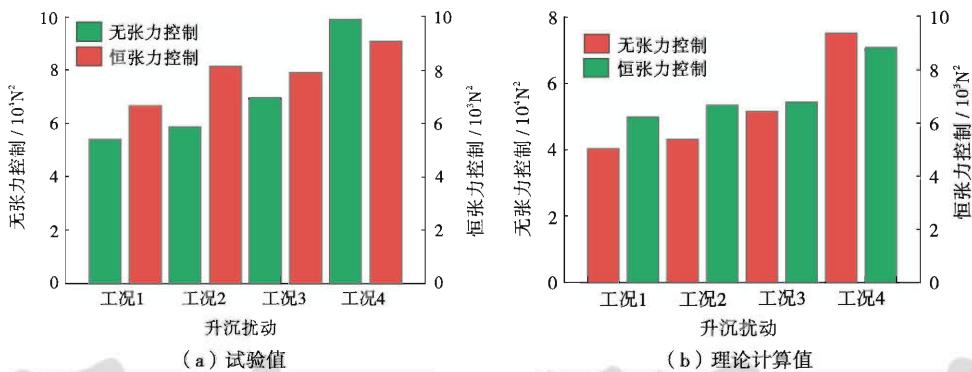


图 13 缆线张力均方误差

Fig. 13 Mean square error of cable tension

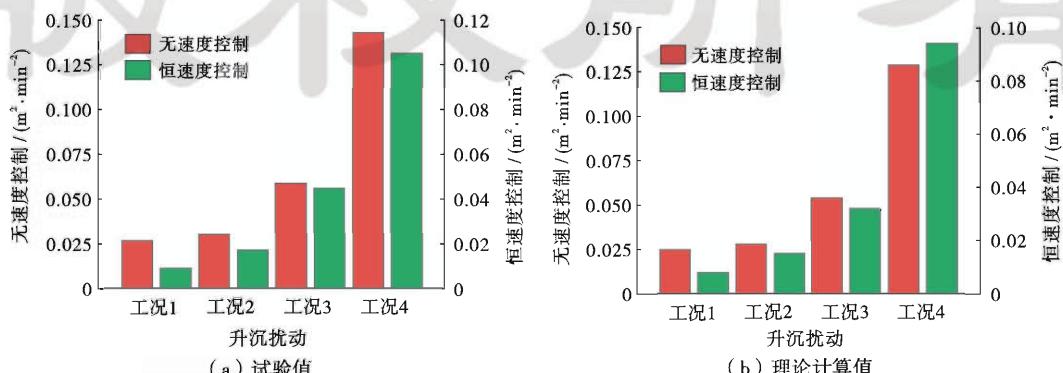


图 14 敷缆速度均方误差

Fig. 14 Mean square error of laying speed

## 6 结 论

(1) 对深水脐带缆敷设系统进行了动力学建模,通过引入施工船运动广义坐标、离散的脐带缆单元参数和系统运动扰动以及不同的作业负载,针对静平衡、理想静水敷设以及有施工船运动扰动影响的3种工况状态进行了动力学分析。

(2) 恒定的张紧器阻尼制动力和储缆滚筒阻尼制动力矩可以实现脐带缆的带张力平稳敷设,缆线最大张力值与自由悬挂段缆线重量相平衡,缆线张力、敷缆速度波动不明显,最大仅为0.6%。

(3) 施工船运动扰动特别是在升沉运动影响下,恒定的张紧器阻尼制动力和滚筒阻尼制动力矩无法保证缆线张力及敷缆速度的稳定。标准作业海况扰动下,缆线张力波动相对较小,约为21%,敷缆速度波动相对较大,约为40%。

(4) 改变张紧器阻尼制动力的扰动补偿可有效地限制缆线张力及敷缆速度的波动,恒张力及恒速度控制方式最大可将缆线张力波动减少15%,将敷设速度波动减少27%。但由于系统自身速度和力的耦合作用,对速度和力中一方加以限制将导致另一方波动加剧。

(5) 实际作业时,应参照理想静水敷设时的张紧器阻尼制动力和滚筒阻尼制动力矩设定基本系统参数。为了保证敷设过程中脐带缆的安全,应根据作业区域海况条件优先选择恒张力控制方式,限制缆线张力的大幅波动。同时还须监测敷缆速度的波动情况,并在波动幅值过大时适当放宽恒张力控制的精度范围或切换为恒速度控制方式。

## 参 考 文 献

- [1] Dieumegard C, Fellows P. Installation of metallic tube umbilicals in 3 000 meters water[R]. SPE 15368, 2003.
- [2] Simpson P J, Luffrum S. A novel method for coiled tubing installation[R]. SPE 19498, 2008.
- [3] Uyeda S T, Radu E J, Talbot Jr. W J, et al. Self propelled dynamically positioned reel pipe laying ship: US, 4269540[P]. 1981-5-26.
- [4] Huang Shan, Vassalos D. A numerical method for predicting snap loading of marine cables[J]. Applied Ocean Research, 1993, 15(4): 235-242.
- [5] Patel M H, Vaz M A. The transient behaviour of marine cables being laid; the two-dimensional problem[J]. Applied Ocean Research, 1995, 17(4): 245-258.
- [6] Vaz M A, Patel M H. Three-dimensional behavior of elastic marine cables in sheared currents[J]. Applied Ocean Research, 2000, 22(1): 45-53.
- [7] Guarize R, Matos N A F, Sagrilo L V S, et al. Neural networks in the dynamic response analysis of slender marine structures[J]. Applied Ocean Research, 2007, 29(4): 191-198.
- [8] Szczotka M, Wojciech S, Maczyński A. Mathematical model of a pipeline spread[J]. Archive of Mechanical Engineering, 2007, LIV(1): 27-46.
- [9] Szczotka M. Pipe laying simulation with an active reel drive[J]. Ocean Engineering, 2010, 37(7): 539-548.
- [10] Szczotka M. Dynamic analysis of an offshore pipe laying operation using the reel method[J]. Acta Mechanica Sinica, 2011, 27(1): 44-55.
- [11] Mattiazzo G, Mauro S, Guinzio P S. A tensioner simulator for use in a pipelaying design tool[J]. Mechatronics, 2009, 19(8): 1280-1285.
- [12] Zhang Junliang, Li Lin, Zhang Shimin. A tensioner system for a deepwater pipelaying vessel; ICMTMA 2009; proceedings of the 2009 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, Zhangjiajie, Hunan, April 11-12, 2009 [C]. Washington, D. C.: IEEE Computer Society, 2009.
- [13] Almondo A, Mattiazzo G, Mauro S, et al. Numerical model of a tensioner for undersea pipes laying: proceedings of 8th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Torino, Italy, July 4-7, 2006[C]. New York : Asme Conference Proceedings, 2006.
- [14] Adamiec-Wójcik I. Interactions between vibrations of flexible links and base motion of manipulators[J]. Journal of Theoretical and Applied Mechanic, 2002, 40(2): 449-463.
- [15] Płosa J, Wojciech S. Dynamics of systems with changing configuration and with flexible beam-like links[J]. Mechanism and Machine Theory, 2000, 35(11): 1515-1534.
- [16] Augustynek K, Adamiec-Wójcik I. Analysis of mechanisms with flexible beam-like links rotary joints and assembly errors[J]. Archive of Applied Mechanics, 2012, 82(2): 283-295.
- [17] Cha J H, Roh M, Lee K Y. Dynamic response simulation of a heavy cargo suspended by a floating crane based on multibody system dynamics[J]. Ocean Engineering, 2010, 37(14/15): 1273-1291.
- [18] 肖能. 水下生产系统脐带缆截面设计与分析[D]. 大连:大连理工大学, 2011.
- Xiao Neng. Cross-section design and analysis of umbilical cable in subsea production system[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2011.
- [19] 卢青针, 肖能, 阎军. 钢管脐带缆弯曲刚度有限元分析[J]. 计算机辅助工程, 2011, 20(2): 16-19.
- Lu Qingzhen, Xiao Neng, Yan Jun. Finite element analysis on bending stiffness of steel tube umbilical cable[J]. Computer Aided Engineering, 2011, 20(2): 16-19.
- [20] 杨来伍, 梅凤翔. 变质量系统力学[M]. 北京:北京理工大学出版社, 1989.
- Yang Laiwu, Mei Fengxiang. Mechanics of variable mass system [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 1989.