

文章编号: 1674-5566(2017)02-0287-07

DOI:10.12024/jsou.20160401725

## 全海深 ARV 被动升沉补偿系统缆绳张力控制分析

崔秀芳<sup>1</sup>, 康建军<sup>1,2</sup>, 胡勇<sup>2</sup>, 张舜<sup>1,3</sup>

(1. 上海海洋大学 工程学院, 上海 201306; 2. 上海海洋大学 深渊科学技术研究中心, 上海 201306; 3. 浙江省海洋渔业装备技术研究重点实验室, 浙江 舟山 316022)

**摘要:** 本文以上海海洋大学深渊科学技术研究中心研发的 11 000 m 全海深复合型无人潜水器 (ARV) 的吊放为研究对象, 考虑潜水器在大深度水深吊放与回收过程中的平稳性与安全性等问题, 为消除母船升沉运动对潜水器吊放与回收的影响, 防止带缆因张力不均而破坏甚至断裂, 造成 ARV 损坏, 结合特定海况下的吊放回收要求, 提出了一种适应于全深海 ARV 吊放回收的被动升沉补偿系统。本文简述了被动升沉补偿系统的组成及其工作原理, 对油缸进行了尺寸计算, 利用 AMESim 软件对该系统进行了建模与仿真分析, 并重点分析了缆绳的张力控制。数值计算和分析结果表明, 该系统的缆绳张力满足全海深 ARV 吊放回收的使用要求, 通过解决升沉补偿技术问题, 分析了缆绳的张力控制。

**关键词:** 全海深; 被动升沉补偿; 复合型无人潜水器; 张力控制分析

**中图分类号:** U 664.4+3 **文献标志码:** A

潜水器的发展衍生出了对其配套装备——吊放系统的发展, 吊放系统主要分为单臂鹤式和门形架式两种, 但因门形架式具有结构简单、缓冲保护、张力控制和升沉补偿功能, 使用居多。2012 年万米级“挑战者”号使用单臂式吊放系统, 采用多方位绳索牵引防止大幅度振荡, 无缆绳张力控制, 稳定性能不良。我国“蛟龙”号采用门形架被动式补偿吊放系统, 结构简单, 补偿性能好。升沉补偿张力控制是最关键技术之一, 沈阳自动化所对海缆埋设机吊放拖曳装置缆绳恒张力控制方法进行了研究<sup>[1]</sup>, 但不适应于四级海况下的吊放回收。伍兹霍尔海洋研究所 Jason 研究了垂荡运动对动张力的影响, 提出悬链线上端受垂直运动引起动张力的经验模型<sup>[2]</sup>, 但仅仅只计算了锚链张力的标准方差, 无有无补偿器的张力对比分析。尽管国内外对缆绳张力控制有所研究, 但针对不同吊放对象, 不同的使用条件, 仍需做出特定的研究分析。

本文以上海海洋大学深渊科学技术研究中心正在研制的 11 000 m 全海深复合型无人潜水

器 (ARV) 为背景, 根据全海深吊放、四级海况下的使用要求, 要能确保潜水器吊放回收的安全性、可靠性和稳定性, 参照被动升沉补偿方式不需要消耗动力源的优势, 借助气液蓄能器能储存和释放液压能, 结构较简单, 补偿时间长特点<sup>[3]</sup>, 选用被动升沉补偿系统, 实现 ARV 的升沉运动补偿, 把张力控制在合理的范围之内, 并对缆绳张力控制进行分析。

### 1 被动升沉补偿系统

#### 1.1 总体设计

针对 11 000 m 的使用要求, 自主设计了吊放系统, 其中的被动升沉补偿装置 (图 1), 该装置是在吊放回收系统中串联了一个类似弹簧的液压装置, 通过实时被动感应缆绳的张力来实现升沉运动补偿、恒定张力和吸收动力。它主要由定滑轮、动滑轮、液压油缸、蓄能器和辅助气瓶组成, 其结构简图和已制作成功的实物如图 1 所示。图中 A 端连接绞车装置, 视为固定点, B 为潜水器。被动升沉补偿系统的工作原理为: 当承重光

收稿日期: 2016-04-05 修回日期: 2016-08-03

基金项目: 浙江省海洋渔业装备技术研究重点实验室开放基金项目 (MFET201408); 上海市教育发展基金会和上海市教育委员会“曙光计划” (14SG49); 上海市科委“科技创新行动计划”重点项目 (14DZ1205500)

作者简介: 崔秀芳 (1972—), 女, 副教授, 研究方向为渔船装备现代化、船舶自动化。E-mail: xfcui@shou.edu.cn

纤缆张力增大时,油缸内的油压小于缆绳对动滑轮的向下作用力,将动滑轮向下压,放出缆绳;反之,当承重光纤缆张力减小时,油缸内的油压力大于缆绳对动滑轮的向下作用力<sup>[4]</sup>,动滑轮向上

运动,收回缆绳,从而使光纤缆张力趋于平衡,潜水器不再有急剧的加速度变化而发生大幅度的上下震荡,从而保证潜水器安全可靠的吊放回收。

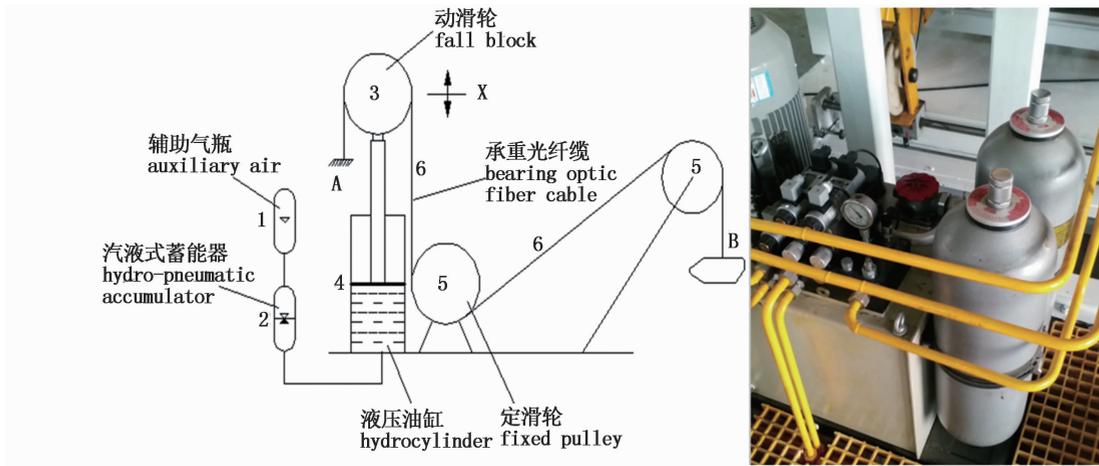


图1 被动升沉补偿系统结构简图及部分实体图

Fig. 1 Passive heave compensation system structure diagram and part of the entity figure

### 1.2 母船升沉运动的数值模型

海浪是极其不规则的,仅用单一的正弦函数波来描述是不严谨的。在海浪可以看作是平稳随机过程的前提下,海浪波面可以看成是无限多个频率不等、振幅不等、初相位不等、传播方向不同的余弦波叠加而成,这就是随机海浪模型<sup>[5-6]</sup>。其中海浪波高方程<sup>[7-8]</sup>为

$$\zeta(t) = \sum_{i=1}^{\infty} \sqrt{2S_{\zeta}(\omega_i) \Delta\omega} \cos(\omega_i t + \varepsilon_i) \quad (1)$$

式中: $\omega_i$ 为谐波的角频率; $\varepsilon_i$ 为 $0 \sim 2\pi$ 间的初相位; $S_{\zeta}(\omega_i)$ 为海浪谱,本研究采用P-M谱,其谱方程<sup>[8]</sup>为

$$S_{\zeta}(\omega) = \frac{8.1 \times 10^{-3} g^2}{\omega^5} \exp[-0.74(\frac{g}{\nu\omega})^4] \quad (2)$$

式中: $g$ 为重力加速度; $\nu$ 为特定海况下的平均风速。

母船在叠加后海浪中的升沉运动近似简谐运动,周期与海浪周期相同,但升沉位移要比海浪波高小很多,它取决于自身的结构和尺寸等因素。一般,母船的升沉位移与海浪幅值之比取为 $\mu$ ,考虑潜水器的海试条件,预选在不大于四级海况的条件下进行海试。参考已有的船舶研究结论和工作海况,取 $\mu = 0.1 \sim 0.3$ 。因此,母船升沉运动的数值模型为:

$$Z(t) = \mu\zeta(t) \quad (3)$$

参照世界海洋气象组织的数据,各级海况对应的风速、有义波高和波浪周期<sup>[6]</sup>见表1,由取值 $\mu = 0.3$ ,公式(1)、(2)、(3)得出母船在四级作业海况下,以 $\omega_i(1.08 \sim 1.34)$ 、 $\Delta\omega$ 、 $\varepsilon_i$ 和 $\nu$ 为变量得出随机波的升沉运动的数值模拟图如图2所示。

表1 WMO 海况环境参数

Tab. 1 Parameters of WMO sea state environment

波浪 Wave	海况(等级) Sea conditions(grade)	风速/kn Wind speed	有义波高/m Significant wave height	波浪周期/s Wave period
轻浪 Slight sea	3	14 ~ 16	0.5 ~ 1.25	3.6 ~ 4.7
中浪 Moderate sea	4	16 ~ 19	1.25 ~ 2.5	4.7 ~ 5.8
大浪 Rough sea	5	19 ~ 24	2.5 ~ 4	5.8 ~ 7.2
巨浪 Surge	6	24 ~ 31	4 ~ 6	7.2 ~ 9.8
狂浪 High seas	7	31 ~ 46	6 ~ 9	9.8 ~ 11.8

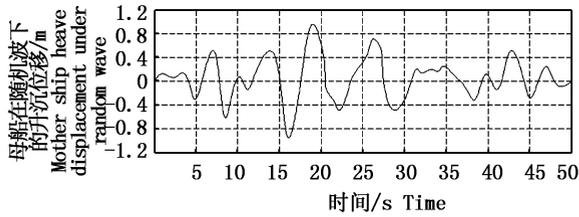


图2 四级海况下母船的升沉运动  
Fig.2 Mothership heave motion in level 4 sea condition

### 1.3 油缸尺寸计算

吊放回收过程中采用恒张力补偿,故补偿器承受的载荷为所有下放装备的重力总和。根据 11 000 m 无人复合潜水器的设计方案,在空气中,中继站的重量约为 250 kg,潜水器(含压载铁)重量约为 980 kg,考虑海况条件下的动态响应,四级海况条件下,对特定配备母船动力学分析得,动态负载是静态载荷的 1.5 倍,故动态条件下的载荷为 18.45 kN,吊放系统的起吊能力为 2 000 kg,故取补偿器能承载的最大载荷为 20 kN,其中,油缸所受的惯性负载、摩擦阻力、自身密封阻力和重力负载等可以忽略不计。

该补偿系统采用无杆腔进油,故液压缸内径  $D$  的计算公式为<sup>[9]</sup>

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p}} = 1.13 \sqrt{\frac{F}{P}} \quad (4)$$

式中: $F$  为液压缸最大负载(N); $P$  为液压缸有效工作压力(Pa),当  $F$  值在 10 ~ 20 kN 之间时, $P$  的取值为 2.5 ~ 3 MPa,计算得到  $D = 92.26 \sim 101$  mm,按照国家标准,取 110 mm,参照液压缸往复速度比  $\varphi = 1.33$  和液压缸内径与活塞杆直径的关系,选取活塞杆直径  $d = 80$  mm。根据海浪波高和母船对海浪运动的响应,油缸最大工作行程  $l \approx 950$  mm,根据液压缸行程系列标准,活塞厚度和活塞导向长度的标准计算<sup>[9]</sup>,选取油缸的缸筒长度  $L = 2\ 000$  mm。

## 2 被动升沉补偿系统的仿真模型

根据牛顿第二定律,油缸活塞驱动力  $F$  可表示为

$$F = m_t \ddot{x} + c_s \dot{x} + m_t g + 2mg \quad (5)$$

式中: $m_t$  为油缸活塞、活塞杆和上端动滑轮等部件的总质量; $c_s$  表示油缸活塞杆、活塞与缸筒间的阻尼系数; $m$  表示潜水器、中继器与光纤缆等

部件的总质量; $x$  为油缸活塞位移; $g$  为重力加速度。式(5)可以分成静态载荷  $F_s$  和动态载荷  $F_d$  两类,其中  $F_s$  与重力有关, $F_d$  与加速度和速度相关的阻尼力和惯性力有关,即

$$F_s = m_t g + 2mg \quad (6)$$

$$F_d = m_t \ddot{x} + c_s \dot{x} \quad (7)$$

若动态载  $|F_d| \leq kF_s$ ,  $k \in (0, 1)$ ,则油缸承受的总载荷  $F_t$

$$F_t = F_s + kF_d \quad (8)$$

$F_t$  的变化范围为  $[(1-k)F_s, (1+k)F_s]$ ,其中载荷波动系数  $k$  取 0.2 和 1。

设油缸移动  $\lambda$  时蓄能器内气体压力为  $P$ ,因此作用在活塞上的压力也为  $P$ , $A$  为油缸的活塞面积, $h$  为油缸行程。当  $\lambda = 0$  时,活塞位于油缸的最顶端,此时蓄能器内的气体压力为最小压力  $P_1$ ,则气体体积处于最大值  $V_1$ ;当  $\lambda = h$  时,活塞处于油缸的最低端,此时气体压力为最大压力  $P_2$ ,气体压力刚好是辅助气瓶容积  $V_2$ ,则有

$$P_1 = \frac{(1-k)F_s}{A}, P_2 = \frac{(1+k)F_s}{A} \quad (9)$$

$$V_1 - V_2 = Ah \quad (10)$$

由波义耳定律得  $P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$ , $n$  为气体绝热指数<sup>[3]</sup>,取  $n = 1.4$ ,令  $\alpha = \sqrt[n]{(1+k)/(1-k)}$ ,由式(9)和(10)得气瓶体积和蓄能器气体体积分别为

$$V_2 = \frac{Ah}{\alpha - 1}, V = V_1 - \lambda A, \lambda \in (0, h) \quad (11)$$

结合波义耳定律,由公式(9)和(11)得活塞位移

$$x' = \frac{[(1+k)^{\frac{1}{n}} - \alpha]h}{1 - \alpha} \quad (12)$$

在 AMESim 里,建立补偿器的仿真模型(图 3),模块 1 为蓄能器液压作用在活塞杆上的载荷,模块 2 为活塞杆位移,模块 3 为收放承重光纤缆的液压绞车,通过缆绳模块 4 对中继器和 ARV 进行收放。

由上述所有计算公式得出,油缸行程为 2 m,油缸内径为 110 mm,蓄能器最小压力为 11 MPa,最大压力为 16 MPa,最大的气体体积为 155 L,最小气体体积为 120 L,计算得出油缸活塞位移的理论计算数值为 0.937 m,AMESim 的仿真结果如图 4 所示,为 0.952 m,仿真值与计算值相差不大,说明仿真结果正确。

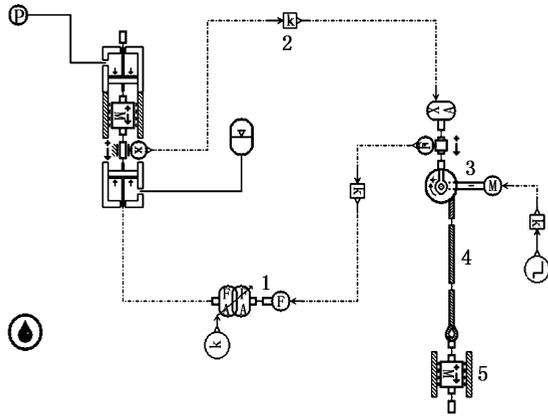


图3 被动升沉补偿系统仿真模型

Fig. 3 Passive heave compensation system simulation model

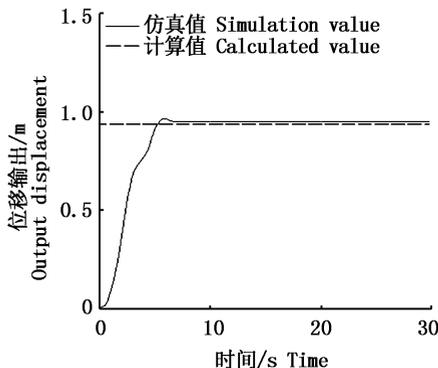


图4 活塞位移在AMESim中的仿真结果

Fig. 4 The simulation results of the piston displacement in the AMESim

### 3 被动升沉补偿系统缆绳张力控制分析

对于海面上因波浪引起的升沉运动,缆绳张力控制性能主要由缆绳动载荷张力补偿效率和ARV升沉位移补偿效率体现。根据吊放系统研究方案要求,二者补偿效率均应至少达到55%,若其中任一者效率未达到55%,则表示补偿性能不合格。两者的补偿效率越高,则补偿性能越好,而升沉补偿性能的好坏,决定着缆绳张力保护的性能好坏。所以实现好升沉补偿性能,就是对缆绳张力的良好控制。

动载荷张力补偿效率为

$$\eta_T = 1 - \frac{F_a}{F_b} \quad (13)$$

式中: $F_a$ 为加补偿系统缆绳动载荷; $F_b$ 为无补偿系统动载荷。

ARV升沉位移补偿效率<sup>[5]</sup>为

$$\eta_P = 1 - \frac{S_1}{S_2} \quad (14)$$

式中: $S_1$ 为加补偿系统ARV升沉位移; $S_2$ 为无补偿ARV升沉位移。

缆绳动载荷是缆绳分别在有、无补偿系统状态下,特定海况频率时缆绳所受的张力,油缸承受的总载荷等于缆绳所受的压力。无补偿系统时,缆绳最大张力为油缸总载荷,取系数 $k=1$ ,由公式(6)、(7)、(8)可得;考虑ARV本身质量,ARV的升沉位移可取母船升沉位移的0.832倍<sup>[7]</sup>,由公式(1)、(2)、(3)和(12)得出升沉运动最大幅值。有补偿系统时,缆绳所受动载荷较小,取系数 $k=0.2$ ,由公式(6)、(7)、(8)可得,ARV的升沉位移可取母船升沉位移的0.627倍<sup>[7]</sup>,由公式(1)、(2)、(3)和(12)得出升沉运动最大幅值。由此得出表2中最大张力和最大幅值的数据。

在四级海况下,不同频率时,由升沉补偿效率的定义、公式(13)和(14)得出被动补偿器的补偿效果(表2),然后进行数据分析,得出如图5所示动载荷补偿效率和ARV位移补偿效率的统计数据图。由此可知,动载荷补偿效率和ARV位移补偿效率几乎随着波浪频率的增加而降低,被动升沉补偿系统对缆绳的张力控制效率达61%以上,对ARV升沉运动的补偿效率达55%以上,根据全海深ARV吊放系统的使用要求,说明补偿系统的补偿效果符合使用要求。其中选取母船升沉运动周期为4.8和5.8,即频率 $f$ 分别为0.173、0.213。幅值取0.937 m,其模型为 $z_0 = 0.937(\sin \frac{2\pi}{T}t)$ ,由仿真结果得出承重光纤缆收放过程中缆绳张力随时间变化的曲线(图6)和ARV升沉运动位移随时间变化的曲线(图7)。

由图6所示的曲线可以看出,未加补偿系统时,缆绳所承受的最大张力可达到17 kN以上,张力过大容易导致缆绳损伤甚至断裂,而造成不可挽回的事故;增加升沉补偿系统,降低了张力载荷,使张力处于可承受范围之内,确保缆绳的安全性。图7所示的曲线是两种频率海况下不加补偿系统和加补偿系统时ARV的升沉位移变化情况。不加补偿系统时,ARV最大升沉幅值可达到1 m左右,由于母船和ARV运动速度不同,若幅值太大,增大了ARV的运动行程,导致加速度增大,从而增大了缆绳的张力。所以增加合适的

补偿系统,能有效减小 ARV 的升沉位移,从而降低缆绳张力,起到张力保护作用。

表 2 四级海况下,不同频率下补偿器补偿结果  
Tab.2 Sea condition in class 4, the compensation results at of different frequencies

频率 $f$ /Hz Frequency	有补偿缆绳 最大张力/kN Cable $T_{max}$ with compensation	无补偿缆绳 最大张力/kN Cable $T_{max}$ without compensation	无补偿 ARV 升沉 运动最大幅值/m Amplitude without compensation	有补偿 ARV 升沉 运动最大幅值/m Amplitude with compensation	动载荷补偿 效率/% Dynamic load compensation efficiency	ARV 位移补偿 效率/% ARV compensation efficiency
0.173	6.07	16.78	0.86	0.36	63.84%	61.58%
0.18	4.78	16.85	0.91	0.37	71.65%	60.51%
0.19	6.54	17.58	0.89	0.41	63.26%	56.24%
0.20	6.30	17.94	0.92	0.4	64.89%	57.31%
0.213	7.04	18.25	0.95	0.42	61.85%	55.18%

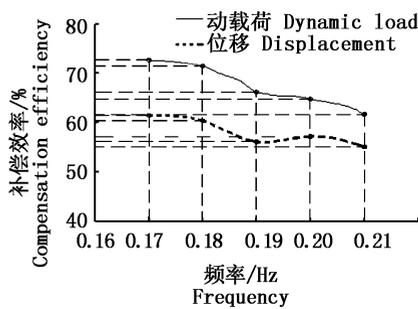


图 5 补偿效率统计图

Fig.5 compensation efficiency statistical chart

### 4 结论

本文通过对系统建立数值模型,对油缸载荷

模型进行仿真分析,进而分析缆绳张力控制性能,分析结果表明,增加合理的被动升沉补偿系统,能降低 ARV 升沉运动的升沉位移,从而减小 ARV 的运动行程,降低运动加速度,有效的控制了缆绳的张力,使缆绳张力一直处于能承受的张力范围之内波动,实现了 ARV 升沉补偿功能,把带缆张力控制在满足特定海况下 ARV 吊放回收要求的大小范围之内,实现了带缆张力保护,满足潜水器吊放回收的安全性、可靠性和稳定性要求。此研究针对缆绳张力控制,采用多元仿真分析,相对于单一仿真的可靠性有所提高,其分析结果主要解决了带缆张力稳定问题,将能直接服务于 11 000 m 级复合型无人潜水器 (ARV) 的安全吊放与回收。

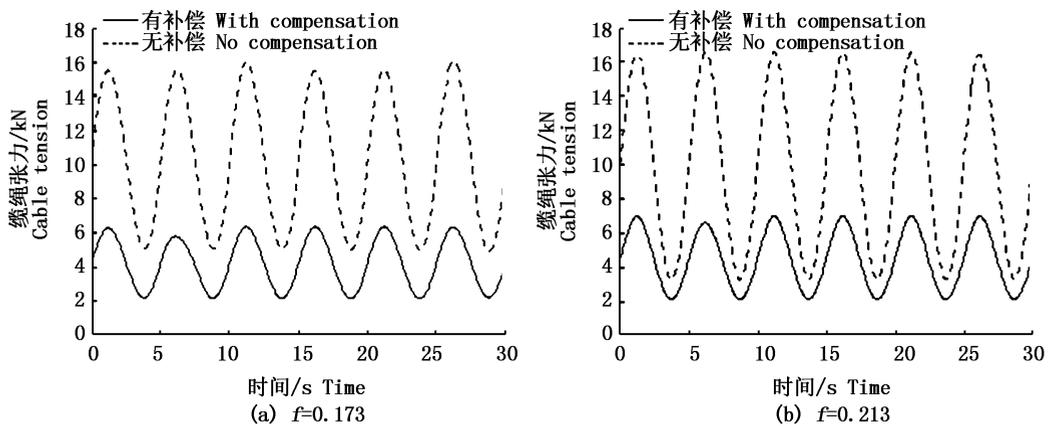


图 6 缆绳张力变化曲线

Fig.6 The cable tension curves

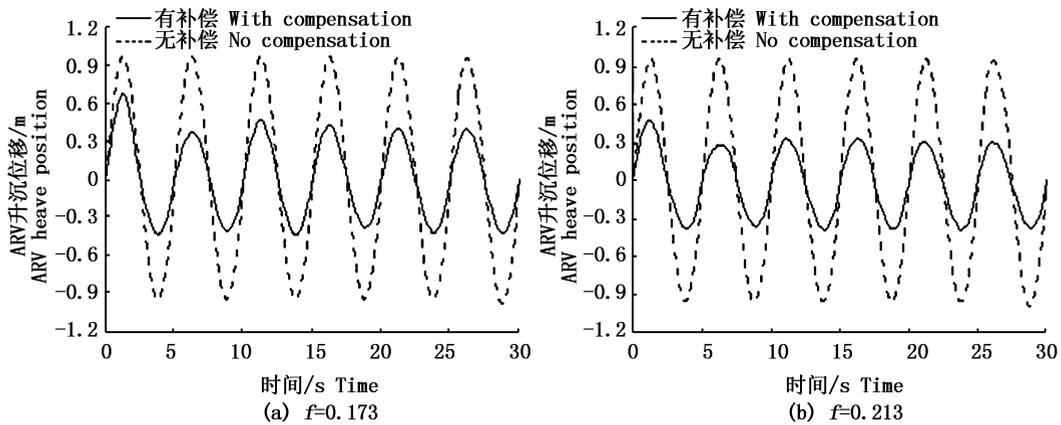


图7 ARV 位置变化曲线

Fig.7 The curves of ARV position

## 参考文献:

- [1] 张巍, 陈琦, 孙斌, 等. 海缆埋设机吊放拖曳装置缆绳恒张力控制方法研究[J]. 机床与液压, 2015, 43(14): 82-84.  
ZHANG W, CHEN Q, SUN B, et al. Study on a constant tension control method for the cable of submarine cable burying machine's lifting and towing device [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2015, 43(14): 82-84.
- [2] 张素侠. 深海系泊系统松弛—张紧过程缆绳的冲击张力研究[D]. 天津: 天津大学, 2008.  
ZHANG S X. Study on snap tension of taut-slack mooring lines in deep water [D]. Tianjin: Tianjin University, 2008.
- [3] 全伟才, 张艾群, 张竺英. 复合液压缸式半主动升沉补偿系统建模及仿真[J]. 机床与液压, 2013, 41(1): 137-141.  
QUAN W C, ZHANG A Q, ZHANG Z Y. Modeling and simulation for semi-active heave compensation system of composite-cylinder type [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2013, 41(1): 137-141.
- [4] 吴开塔. ROV 被动式升沉补偿系统理论及试验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.  
WU K T. Theoretical and experimental research on passive heave compensator for remotely operated vehicle system [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2011.
- [5] 李明婕, 段梦兰, 叶茂, 等. 深水绞车半主动升沉补偿系统设计及仿真[J]. 液压与气动, 2014(2): 25-30, 35.  
LI M J, DUAN M L, YE M, et al. Modeling and simulation of integrated heave compensation system for underwater lowering system [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2014(2): 25-30, 35.
- [6] DALMAIJER J W, KUIJPERSM R L. Heave compensation system for deep water installation [R]. Technical Report, Gusto Engineering, 2003.
- [7] 倪佳. 深海采矿被动升沉补偿系统参数设计与仿真研究 [D]. 长沙: 中南大学, 2009.  
NI J. Parameter design and simulation research on passive heave compensation system for deep sea mining [D]. Changsha: Central South University, 2009.
- [8] 李晖, 郭晨, 李晓方. 基于 Matlab 的不规则海浪三维仿真 [J]. 系统仿真学报, 2013, 15(7): 1057-1059.  
LI H, GUO C, LI X F. 3-D visual simulation of irregular ocean waves based on Matlab [J]. Journal of System Simulation, 2013, 15(7): 1057-1059.
- [9] 沈兴全. 液压传动与控制 [M]. 4 版. 北京: 国防工业出版社, 2013: 94-98.  
SHEN X Q. Hydraulic drive and control [M]. 4th ed. Beijing: National Defense Industry Press, 2013: 94-98.

## Cable tension control analysis of the passive heave compensation of ARV for full ocean depth

CUI Xiufang<sup>1</sup>, KANG Jianjun<sup>1,2</sup>, HU Yong<sup>2</sup>, ZHANG Shun<sup>1,3</sup>

(1. *College of Engineering Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China*; 2. *Hadal Science and Technology Research Center, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China*; 3. *Key Laboratory of Marine Fishery Equipment and Technology of Zhejiang Province, Zhoushan 316022, Zhejiang, China*)

**Abstract:** In consideration of the stability and safety in the launch and recovery process of a hybrid autonomous and remotely-operated unmanned vehicle (ARV) in the great depth sea, to eliminate the influence of the heave movement of the mother ship, to prevent cable from being damaged and even ruptured, or ARV from being damaged due to cable's uneven tension, this paper presents a passive heave compensation system that adapts to the launch and recovery of the ARV for "11 000 m" full ocean depth, which was developed by Hadal Science and Technology Center of Shanghai Ocean University. The paper first describes the components of the passive heave compensation system and its operating principle. The oil cylinder dimensions were calculated, then, a mathematical model was established and a simulation analysis of the passive heave compensation system was made using the software AMESim. Numerical calculation and analysis results show that the system can meet the requirement of the launch and recovery of the ARV for full ocean depth. Research of passive heave compensation system has analyzed cable tension control by solving the problem about heavecompensation.

**Key words:** full ocean depth; passive heave compensation system; ARV; tension control analysis