

# 沉船打捞被动式浪波补偿技术研究

王权权 周大海 甘秋萍 李兴奎 刘佰鑫 苏琦

(柳州欧维姆机械股份有限公司 广西柳州 545006)

**摘 要:**突破传统打捞方式, 液压同步提升系统在沉船打捞中得到了很好的应用; 针对沉船打捞过程中驳船受波浪影响上下运动而导致打捞过程不稳定的现象, 分析了被动式波浪补偿的工作原理, 通过系统动力学分析, 设计了被动式波浪补偿系统, 并采用MATLAB/Simulink进行仿真分析, 研究波浪补偿系统工作特性; 仿真结果表明, 所设计的波浪补偿系统能够有效地降低波浪对沉船打捞过程的影响。

**关键词:** 液压同步提升 沉船打捞 被动式波浪补偿

**DOI:** 10.13211/j.cnki.pstech.2017.02.002

## 引言

随着人类社会的发展, 对海洋资源的开发利用日益增强, 对船舶的要求也趋向于大型化。为了适应海洋产业的快速发展, 避免发生“一船沉没, 全港瘫痪”等重特大突发事件, 需要具备大吨位沉船应急抢险打捞能力和技术水平, 以保障我国港口、航道等战略资源的安全<sup>[1]</sup>。

传统沉船打捞方法主要有浮筒抬浮打捞、浮吊打捞、封舱充气抽水打捞等。液压同步提升技术在沉船打捞中的应用尚处于尝试阶段, 其首次成功应用是2001年马蒙特公司采用液压同步提升技术成功实现了库尔斯克号核潜艇的打捞<sup>[1-2]</sup>; 在国内, 2009年国内首次利用计算机控制液压同步提升(多个液压千斤顶钢绞线提升)技术打捞“畅通”轮艉段, 并取得成功, 实现了打捞技术的重大突破<sup>[3]</sup>。

在沉船打捞过程中, 海上作业船舶会受到海浪的影响而上下浮动, 这给沉船的同步提升作业带来了很大的干扰, 在“畅通”轮的打捞过程中就曾出现过单根钢缆受力过大的现象<sup>[3]</sup>。波浪补偿技术是指针对因海面波浪起伏引起的驳船升沉运动而进行的补偿技术, 能够减弱驳船升沉所引起的链条张力变化大的现象, 保证沉船打捞的平稳安全<sup>[4]</sup>。

## 1 系统分析

根据“畅通”轮艉段打捞过程中显现的问题, 对液压同步牵引系统进行改造设计: 在提升

千斤顶后面配置补偿千斤顶, 实现驳船升沉运动的补偿。链式沉船打捞系统布置图如图1、图2所示。

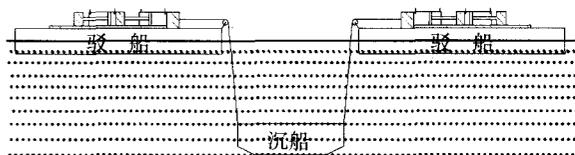


图1 沉船打捞系统总布置图

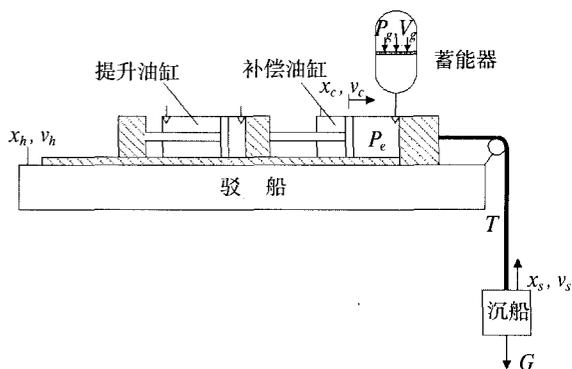


图2 系统运动示意图

按补偿能量的来源分类, 波浪补偿系统可分为被动式、主动式、半主动式3种类型。本文采用带蓄能器的被动式补偿系统, 其工作原理图如图2所示, 被动式波浪补偿系统由补偿油缸、气液蓄能器及储气瓶组组成。补偿油缸用来承担负载的重量, 蓄能器用来存储和释放驳船的升沉能量。补偿缸的无杆腔与气液蓄能器相连, 补偿缸的有杆腔连通大气; 蓄能器的气腔与储气瓶组相连。

被动式补偿原理如下: 当驳船静止不动处于平衡状态时, 补偿油缸产生的压力等于提升物体

的总重量,系统的压力取决于链条的张拉力;当驳船上升/下降时,补偿缸的缸桶会随着驳船一起上升/下降,链条连接的沉船由于惯性作用,有保持平衡的趋势,致使链条的张拉力突然变大/变小,大于/小于油缸中的油液压力,油液从油缸中压入蓄能器或者从蓄能器中压入油缸,蓄能器中的气体压缩/膨胀,存储/释放能量,油缸活塞往沉船方向或反方向运动,补偿驳船的上升/下降位移,尽量保持沉船的平衡及链条张拉力的恒定,从而实现波浪补偿<sup>[4]</sup>。

## 2 动力学分析

打捞过程中涉及到船舶动力学、水动力学以及流体传动与控制理论,完整的系统模型及分析工作十分复杂,本文侧重于补偿系统的研究;因此对系统模型进行合理的简化,忽略海底暗流的作用<sup>[5]</sup>。

如图2所示,  $x_s, v_s$  分别代表沉船上升的位移和速度,  $x_h, v_h$  分别代表驳船上升的位移和速度。

假设每艘驳船上分别等距、均匀布置  $n$  套提升装备,不考虑驳船的横摇运动,并认为两边驳船对称受力,则提升物体运动方程为:

$$\dot{x}_s = v_s \quad (1)$$

$$\dot{v}_s = \frac{1}{m_s} (2 \sum_{i=1}^n T_i - G - f) \quad (2)$$

式中,  $T_i$  为第  $i$  组提升装备链条的张拉力,  $m_s$  为提升物体总质量(实际质量加附加质量),  $G$  为提升物体在水中总重量,  $f$  为提升物体水中运动的阻力;链条竖直部分的重量包含于提升总重量中,因此  $m_s, G$  受提升水深的影响<sup>[6]</sup>。

$$f = \frac{1}{2} \rho C_d L B \cos \beta \quad (3)$$

式中,  $\rho$  为海水密度,  $C_d$  为海水阻力系数,  $L, B$  分别为沉船型长、型宽,  $\beta$  为沉船纵倾角度。

将提升链条视作质量弹簧阻尼系统,弹性系数为  $K_{it}$ ,  $K_{it}$  取决于合规性参数  $\gamma$ ,  $\gamma$  表示在单位力作用下链条伸长百分比;链条阻尼参数  $b_{it}$  通过阻尼系数  $\zeta_{it}$ 、弹性系数  $K_{it}$ 、链条质量  $m_{it}$  计算得到<sup>[7]</sup>。

$$K_{it} = \frac{1}{\gamma L} \quad (4)$$

$$b_{it} = 2\zeta_{it} \sqrt{K_{it} m_{it}} \quad (5)$$

则一边驳船的第  $i$  组提升装备链条的张拉力可由下式计算得到:

$$T_i = K_{it} \Delta X_i + b_{it} \Delta V_i + \frac{G}{2n} \quad (6)$$

式中,  $\Delta X, \Delta V$  分别为相对平衡状态链条伸长量变化值和变化速度。

沉船由于外力矩的作用,存在绕中心点的纵倾旋转角速度<sup>[6]</sup>,

$$2 \sum T_i L_i = J \ddot{\beta} \quad (7)$$

式中,  $L_i$  为第  $i$  套提升装备链条的张拉力矩,  $J$  为沉船的转动惯量。

$$J = \frac{1}{12} M (L^2 + D^2) \quad (8)$$

式中,  $M$  为沉船质量,  $D$  为沉船型深。

本文蓄能器气体为氮气,其气体性质与理想气体相近,补偿系统如图3所示。  $p_{g0}, V_{g0}$  为平衡状态下蓄能器内气体压强和体积,如图3所示,  $p_g, V_g$  为任意工作时刻蓄能器内气体压强和体积,  $p_e$  为任意时刻补偿缸油压,  $A_1, A_2$  分别为补偿顶无杆腔、有杆腔的活塞面积,  $x_c, v_c$  分别为补偿缸活塞补偿的位移和速度,根据热力学定理  $pV^k = C$  可以得出<sup>[8]</sup>:

$$p_g = p_{g0} \left( \frac{V_{g0}}{V_g - x_c A_1} \right)^k \quad (9)$$

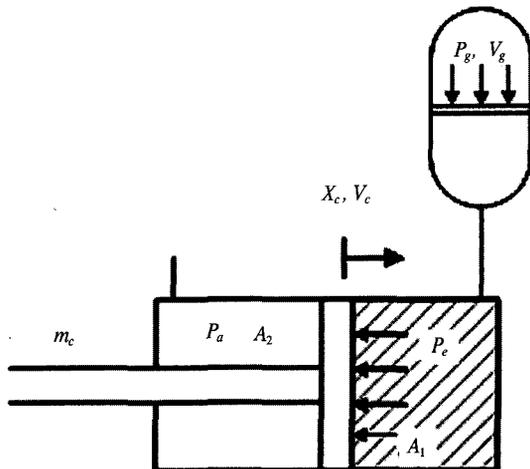


图3 蓄能器补偿系统模型

根据细长孔流量计算理论，油缸和蓄能器油腔相连接的管道内，其流量和压力间的关系为<sup>[8-9]</sup>：

$$q = \frac{\pi d^4}{128 \mu l} (p_e - p_g) \quad (10)$$

式中， $q$ 为管道内流量， $d$ 为管道直径， $\mu$ 为液压油动力粘度， $l$ 为管道长度。

则任意时刻补偿缸油腔内压力为：

$$p_e = \frac{128 \mu l}{\pi d^4} v_c A_1 + p_{g0} \left( \frac{V_{g0}}{V_{g0} - x_c A_1} \right)^k \quad (11)$$

每套提升装备具有两个一样的补偿油缸，假设两个补偿油缸同步运动，以其中一个顶为对象进行分析，则第*i*套提升装备补偿油缸活塞运动方程为：

$$\dot{x}_{ci} = v_{ci} \quad (12)$$

$$\dot{v}_{ci} = \frac{1}{m_c} \left( \frac{T_i}{2} + p_a A_2 - p_a A_1 - c v_{ci} \right) \quad (13)$$

式中， $m_c$ 为补偿顶带动运动物体的总质量， $p_a$ 为大气压力， $c$ 为液压缸粘性阻尼系数。

当驳船出现一定角度的纵倾时，重心处升沉位移与链条连接点的位移关系如图4所示，根据几何关系，第*i*套提升装备链条与驳船连接点的升沉位移为：

$$x_{hi} = x_h + b l_i \sin \alpha + b_z (\cos \alpha - 1) \quad (14)$$

同理，通过几何关系，第*i*套提升装备链条与沉船连接点的升沉位移为：

$$x_{si} = x_s + c l_i \sin \beta + c_z (\cos \beta - 1) \quad (15)$$

则 $\Delta X$ ， $\Delta V$ 分别为：

$$\Delta X_i = x_{hi} - x_{ci} - x_{si} \quad (16)$$

$$\Delta V_i = v_{hi} - v_{ci} - v_{si} \quad (17)$$

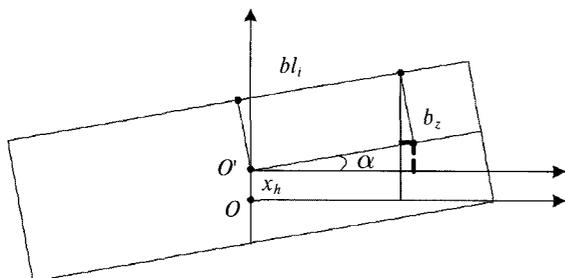


图4 驳船纵倾示意图

### 3 仿真分析

采用MATALB/Simulink对系统进行建模仿真

研究，驳船运动作为系统的输入，分解为升沉运动和纵倾运动，分别以正弦波形式输入：升沉运动幅值0.4m，周期8s；纵倾运动幅值0.5°，周期16s。

考虑沉船质量 $M=10800$  t，型长 $L=148$  m，型宽 $B=47$  m，海水密度 $\rho=1050$  kg/m<sup>3</sup>，海水阻力系数 $C_d=1.2$ ；链条合规性参数 $\gamma=1.1792 \times 10^{-9}$  N<sup>-1</sup>，链条密度（每米链条质量） $\rho_{11}=198$  kg/m，链条长度 $L_{11}=200$  m，链条在水中阻尼系数 $\zeta_{11}=0.12$ ；补偿缸活塞面积 $A_1=9.08 \times 10^{-2}$  m<sup>2</sup>，有杆腔活塞面积 $A_2=3.77 \times 10^{-2}$  m<sup>2</sup>，液压缸粘性阻尼系数 $c=5000$  Ns/m；油缸与蓄能器相连管道内径 $d=0.05$  m，管道长度 $l=0.5$  m，液压油动力粘度系数 $\mu=0.0391$  Ns/m<sup>2</sup>。

考虑驳船的抛锚固定，当驳船升沉幅值为 $\pm 0.4$  m，无补偿情况和补偿系统储气瓶体积分别为2m<sup>3</sup>，4m<sup>3</sup>情况下进行仿真，结果如图5、图6所示。

由图5可以看出，在驳船升沉运动的影响下，沉船跟着上下运动，波浪补偿系统对驳船运动进行补偿，减小沉船上下运动的幅值，并且随着气体体积的增加，沉船上下运动幅值减小；由图6可以看出，没有补偿系统时，链条张力最大变化值为 $6.4 \times 10^5$  N，当储气瓶体积为2m<sup>3</sup>、4m<sup>3</sup>时，链条张力最大变化值分别为 $2.2 \times 10^5$  N， $9.6 \times 10^4$  N，可见波浪补偿系统降低了链条张拉力的变化幅值，并且随着气体体积的增加，链条张拉力变化减小。

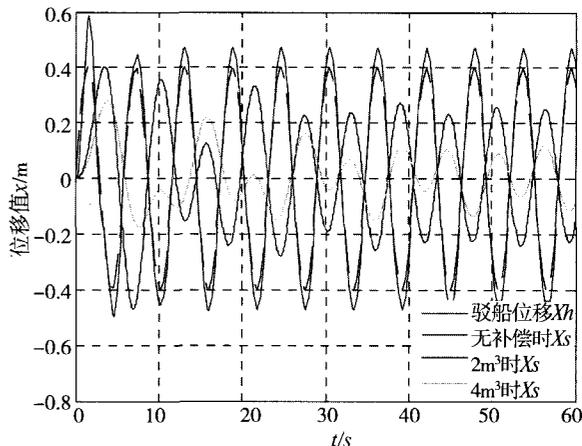


图5 驳船位移 $x_h$ 、沉船位移 $x_s$ 曲线

(下转第11页)

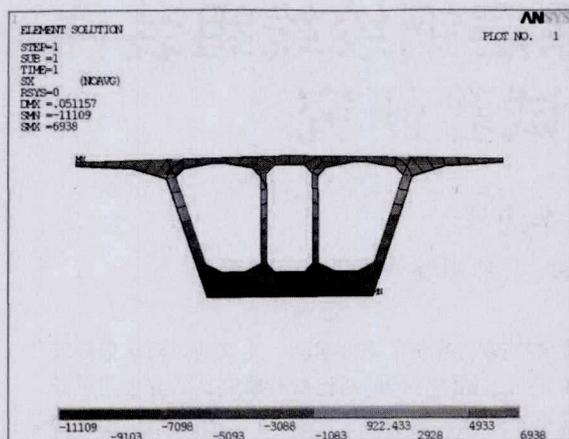


图7 主梁最大应力截面应力分布

### 3 结论及建议

(1) 分析表明, 推荐方案在组合1的横向最不利荷载作用下截面应力满足截面强度的设计要

求。其中, 桥墩最大应力出现在1/2墩高附近, 主梁最大拉压应力均出现在主梁根部附近。

(2) 建议在施工图详细设计时结合抗震分析和稳定性分析进一步优化桥墩的截面形式和尺寸。确保结构在满足稳定性和静力合理受力状态的要求, 并具有良好的抗震能力的条件下, 达到最优的结构形式。

#### 参考文献

- [1] 戴公连, 李德建. 桥梁结构空间分析设计方法与应用[M]. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- [2] .G. Fei, A. Q. Li, Dynamic Finite Element Model Updating Using Meta-Model and Genetic Algorithm[J]. Journal of Southeast University (English Edition), 2006, 22(2):213-217
- [3] 葛俊颖, 王立友. 基于ANSYS的桥梁结构分析[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2007:18-20

(上接第8页)

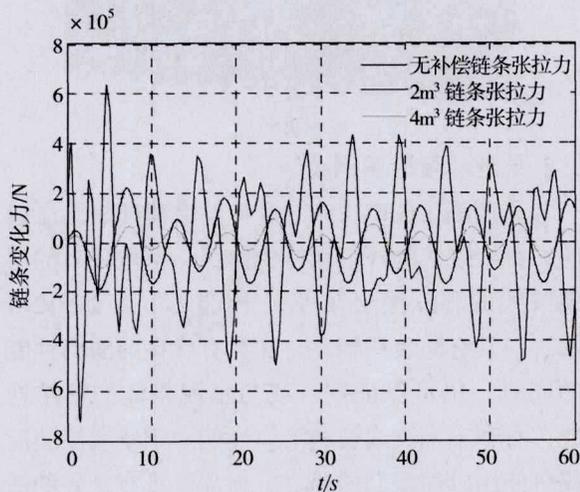


图6 第1组提升设备的链条力值变化曲线

### 4 结论

通过MATLAB/Simulink对模型进行仿真, 并对仿真结果进行分析发现, 所设计的被动式波浪补偿系统对驳船的升沉运动进行了良好的补偿, 减小了驳船升沉运动对沉船打捞的影响, 使得沉船提升变得更为稳定、可靠; 补偿效果随着蓄能器气体体积的增大而显著。

#### 参考文献

- [1] 黄志鹏. 大吨位沉船打捞链式同步提升平台设计[D]. 大连: 大连海事大学, 2015.
- [2] 关新宇. 打捞“库尔斯克号”核潜艇[J]. 建设机械技术与管理, 2005, 18(1):37-39.
- [3] 李兴奎, 吴志勇, 戴义平等. 基于液压同步牵引的沉船打捞技术[J]. 建筑机械化, 2010, 31(3):25-29.
- [4] LIU S, LI L. Control Performance Simulation on Heave Compensation System of Deep-sea Mining Based on Dynamic Vibration Absorber[C]. International Conference on Digital Manufacturing and Automation. IEEE, 2010:441-445.
- [5] 侯交义, 韩雪, 张增猛等. 沉船提升被动型液压升沉补偿系统仿真研究[J]. 液压与气动, 2015(10):27-30.
- [6] 乐源. 基于液压同步提升技术的船舶负载及系统运动分析[D]. 大连: 大连海事大学, 2015.
- [7] HUSTER A, BERGSTROM H, GOSIOR J, et al. Design and Operational Performance of a Standalone Passive Heave Compensation System for a Work Class ROV[C]. Oceans.IEEE, 2009:1-8.
- [8] 权凌霄. 基于管路效应的气囊式蓄能器数学模型与实验研究[D]. 北京: 燕山大学, 2005.
- [9] HUSTER A, DAYANI A, Design Lo D. and Testing of a Snap Load Alleviator for a Submarine Rescue Vehicle Handling System[C]. Oceans. 2007:1-9.