

doi: 10.7690/bgzdh.2026.04.014

# 船舶吊放系统 A 型门架的结构设计与仿真分析

赵浩博, 李迪阳, 孔 辉

(山东交通学院航运学院, 山东 威海 264210)

**摘要:** 为加强海洋探测, 设计一种安装在船舶上便于运输的小型紧凑吊放系统。根据相关的作业和设计原则, 使用建模软件 SolidWorks 对 A 型门架的机械结构进行建模。利用 ANSYS 的 Workbench 有限元分析软件, 对 A 型门架的主承重部位、门架定滑轮连接部位以及门架和机架连接处的销轴进行了形变量和应力分析。研究发现: 负载 85 000 N 时, A 型门架形变和受力最大的地方为横梁处最大应力为 260 MPa, 符合所选材料要求; 最大形变量为 17.5 mm, 形变量仅占总长度的 0.643% 符合设计要求。滑轮处销轴与横梁连接处应力最大有 132.45 MPa, 最大形变量仅为 0.054 mm; 门架和机架连接处的销轴的应力最大处为销轴两侧, 有 130.41 MPa, 最大形变量集中在销轴中间, 为 0.05 mm; 二者均满足所选材料 45 号钢的性能要求, 微小形变对使用无影响。验证结果表明: 该设计具备可行性, 并能够确立一些部位的型号。

**关键词:** A 型门架; 结构设计; 仿真分析

**中图分类号:** TP301.6 **文献标志码:** A

## Structural Design and Simulation Analysis of A-type Gantry in Ship Hoisting System

Zhao Haobo, Li Diyang, Kong Hui

(School of Navigation and Shipping, Shandong Jiaotong University, Weihai 264210, China)

**Abstract:** In order to enhance the ocean exploration, a small and compact lifting system installed on the ship for easy transportation is designed. According to the relevant work and design principles, the mechanical structure of A-type gantry is modeled by using the modeling software SolidWorks. The finite element analysis software of ANSYS Workbench is used to analyze the deformation and stress of the main bearing part of A-type gantry, the connection part of fixed pulley of gantry and the pin shaft at the connection of gantry and frame. The results show that when the load is 85 000 N, the maximum deformation and stress of the A-type gantry is at the beam, and the maximum stress is 260 MPa, which meets the requirements of the selected material; the maximum deformation is 17.5 mm, and the deformation only accounts for 0.643% of the total length, which meets the design requirements. The maximum stress is 132.45 MPa and the maximum deformation is only 0.054 mm at the joint of the pin shaft at the pulley and the cross beam, the maximum stress is 130.41 MPa at the two sides of the pin shaft at the joint of the gantry and the frame, and the maximum deformation is 0.05 mm in the middle of the pin shaft; Both of them meet the performance requirements of the selected material 45 steel, and the small deformation has no effect on the use. The verification results show that the design is feasible, and the model of some parts is established.

**Keywords:** A-type gantry; structural design; simulation analysis

### 0 引言

随着社会的发展和科技的进步, 人们已经不满足于对陆地的探索, 越来越多的探测和记录仪器走向海洋。

海洋中有丰富的石油、天然气和潮汐矿产资源, 渔业、水产、水资源、生物资源及潮汐能量蕴藏十分丰富, 石油含量超过了 1 350 亿吨, 天然气含量超 140 万亿立方米<sup>[1]</sup>。海洋底层观测一般是将观测仪器放至于海底观测地点, 待观测结束后将观测仪取回, 对采集的数据进行后处理, 观测手段一般有

海底机器人、海床基及坐底式潜标等装置<sup>[2]</sup>。

海底探索设备为传统海洋结构物和快速发展的可再生能源提供技术支持<sup>[3]</sup>。这些设备的使用离不开布放回收系统, 又称吊放系统。吊放系统的负载主要有海底岩芯钻机, 沉积物提取器, 海底观测站, 缆控机器人 (ROV) 和无缆机器人 (AUV) 等。

笔者设计一种小型的紧凑型门架, 并预留了足够的空间可将滑轮组液压组件、缆绳、绞缆机直接安放在机架上, 便于运输。根据相关的作业目标和机械结构设计原则, 使用 SolidWorks 对 A 型门架的

收稿日期: 2024-12-12; 修回日期: 2025-01-15

第一作者: 赵浩博(1999—), 男, 山东人, 硕士。

通信作者: 李迪阳(1972—), 男, 山东人, 硕士。

各部分机械结构进行建模，并完成总体装配。利用 ANSYS 的 Workbench 有限元分析软件中，对 A 型门架的主承重部位、门架定滑轮连接部位以及门架和机架连接处的销轴进行了静力学分析，验证了该设计的可行性<sup>[4]</sup>。重点对吊放系统的主要承重部位进行了承载能力的计算和主要连接部位进行了强度的计算，并确立了滑轮的型号。

## 1 总体结构设计

### 1.1 机架和门架设计

该系统是为小型深海探测器设计的吊放系统，主要特点是体积小，便于运输，采用了门架形式<sup>[5]</sup>，整体设计成矩形，留有足够的空间来放置监测设备以及一体式绞缆机。

机架的整体结构如图 1 所示。

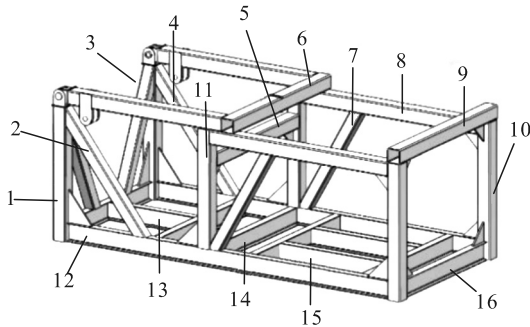


图 1 整体结构

主要支撑部分(编号 1~11)采用机械制造常用的方形空心钢，该材料结构具有优良的力学性能和良好的焊接性，并且具有耐腐蚀性能，很适合船上的恶劣的工作环境。其中编号 1、4、5、6、8、9、10、11 主体部分采用规格 220 mm×220 mm×10 mm 的方管，编号 2、3、7 的辅助支撑部分采用 180 mm×180 mm×8 mm 的方管。编号 12、13、14、15、16 为底座部分统一采用 28B 工字钢，工字钢具有很高的抗压和抗弯强度，并且能有效承受和分散压力，并在整体焊接处放置筋板来进一步保证结构的安全性和稳定性<sup>[6]</sup>。

具体长度参数如表 1 所示。

表 1 机架和门架的具体参数

编号	数量	长度/mm	编号	数量	长度/mm
1	2	2 050	9	1	2 720
2	2	2 240	10	2	2 100
3	2	1 948	11	2	1 820
4	2	2 640	12	2	5 580
5	1	2 280	13	1	1 593
6	1	2 720	14	4	2 490
7	2	1 850	15	2	1 940
8	2	3 080	16	2	2 280

编号 2、3、7 的方形空心钢斜置在底座上，主

要起增强稳定性的作用。表 1 中的长度为最长边，整体质量为 4 373 kg。

钢架整体选择 Q235b 作为主要材料，A 型门架的横梁处和门架支撑梁作为最主要的承重部分选择性能更加优质的 Q345 钢材，其余部分选择使用更加经济实惠的 Q235b 钢材。Q345 低合金钢由于具有良好的低温性能、塑性和可焊性，以及成本低、综合力学性能良好等特点，在海洋工程装备、机械零件、建筑结构等领域有着广泛应用<sup>[7]</sup>。考虑到耐用性、性能和使用寿命 Q345 均优于 Q235b，如果预算充足也可使整个装配体均采用 Q345 钢材。门架的最大工作角度为 135°，通常根据作业的需求选择合适的工作角度，并不一直以最大角度进行作业<sup>[8]</sup>。

### 1.2 滑轮设计

滑轮的选择和使用的缆绳和负荷的负载有关。假定的负载为 8 t 左右，起吊 10 t 的负载通常需要 20 mm 粗的钢缆，搭配的滑轮轮槽宽度需要大于 20 mm，滑轮轴承的额定载荷也要大于 8 t。滑轮的剖视图如图 2 所示。

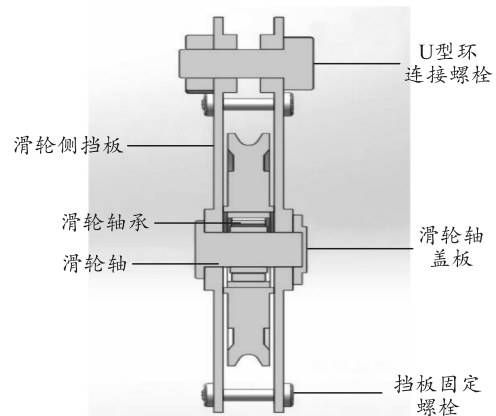


图 2 滑轮剖视图

滑轮的轴承选择 RNK 公司的圆柱滚子 NCF2312V-2RS 轴承，该轴承能够承受较大的径向载荷和冲击负荷，并且双面密封性良好，适合海上恶劣的工作环境，尺寸为 60 mm×130 mm×46 mm，额定载荷为 12 t。

## 2 有限元分析

### 2.1 门架整体应力分析

该系统的 A 型门架整体组成方式是型钢焊接，在工作中门架的最大工作角度为 135°。最大角度作业时，系统受力最大，因此仅需要分析最大工作角度时的应力与形变<sup>[9]</sup>。

在分析装配体时，选择使用 ANSYS2022R1 的 Workbench 模块进行分析。为减轻计算机的运行负担，提高仿真效率，在设置网格时，仅在受力多的地方采用较细的网格划分方式<sup>[10]</sup>。

将简化后的模型导入 ANSYS，在最大工作角度液压缸锁死，此时装配体整体几乎不存在相对位移，可近似地认为液压缸、门架和机架成为一个刚体。网格采用四面体，方法选择补丁适形法，横梁处网格单元尺寸设置为 20 mm，其他部分设置成 50 mm。选择工字钢为固定支撑。设计最大载荷为 8 t，为了保证使用时的安全性，留有 0.5 t 的余量，因此在横梁处施加大小为 85 000 N 竖直向下的力和钢材自重，分析结果选择总变形，如图 3 和 4 所示，详细数据如表 2 和 3 所示。

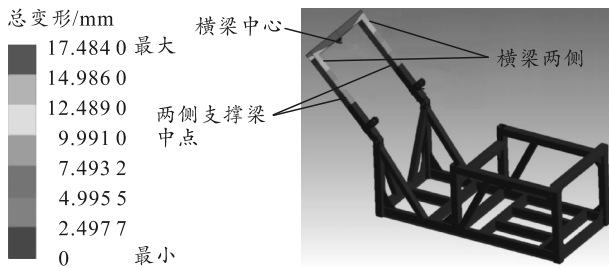


图 3 A 型门架总变形

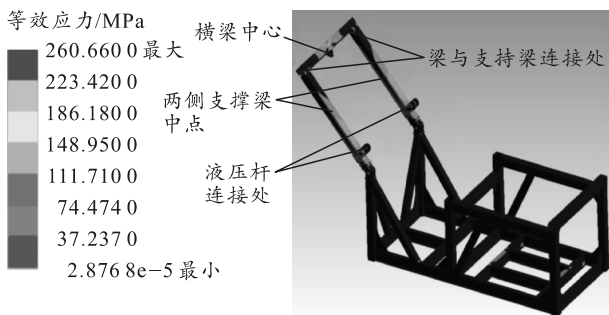


图 4 A 型门架等效应力

表 2 总变形

部位	形变量/mm
横梁中心	17.48
横梁两侧	14.22
两侧支撑梁中点	4.14

表 3 等效应力

部位	应力/MPa
横梁中心	260
横梁与支撑梁连接处	25
两侧支撑梁中点	103
液压缸连接处	137

根据分析结果可以看出：应力较大的部位为 A 型门架横梁处以及液压缸连接处，有 260 MPa。材料 Q345 的屈服强度为 345 MPa；因此，最大载荷时不会发生断裂。最大形变部位也为横梁处，约为

17.5 mm，横梁整体长度为 2 720 mm，形变量仅占总长度的 0.643%，该形变对工作几乎无影响。Q345 具有良好的耐腐蚀性，很适合应对船上恶劣的工作环境，为了进一步提高安全性可对危险部位部分进行加固，或者更换性能更好的材料，具体方法因作业情况而定。

## 2.2 滑轮销轴分析

滑轮网格划分如图 5 所示。

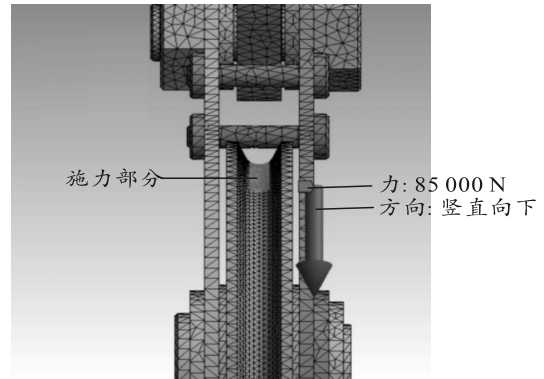


图 5 滑轮网格划分

对滑轮的最大工作负载状态进行有限元仿真，在最大工作角度时滑轮与横梁成 135° 夹角，对滑轮机构的整体部分选择 10 mm 网格，滑轮销轴、接触面受力采用 5 mm 网格。模拟极限受力情况，在滑轮上表面施加 85 000 N 的竖直向下的力，分别对横梁连接处销轴和滑轮轴承的销轴进行有限元仿真，输出结果为总变形和等效应力如图 6-7 所示。

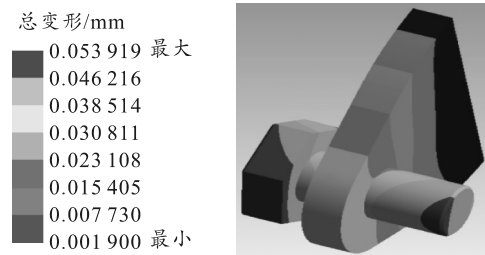


图 6 横梁连接处轴销总变形

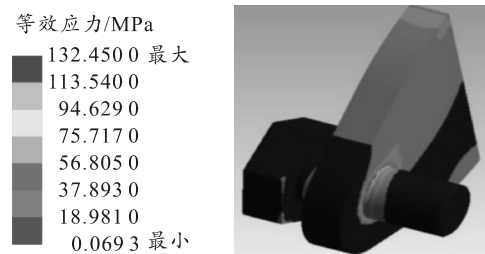


图 7 横梁连接处轴销等效应力

由图 7 可知：销轴与横梁连接处应力最大有 132.45 MPa，销轴材料选择 45 号钢有 455 MPa 的屈服强度，满足材料设计要求，最大形变量仅为

0.054 mm，对工作无影响。

### 2.3 门架销轴分析

在工作中，门架的打开和闭合主要有 3 处销轴参与转动，即机架和门架连接处销轴、门架和液压杆连接处销轴、液压缸和机架连接处销轴，这 3 处销轴起支撑或拉紧作用。使用 ForceEffect 软件对 3 处销轴进行计算，得出的结果如表 4 所示。

表 4 销轴受力

位置	直径/mm	受力/kN
机架和门架连接处	75	173
门架和液压杆连接处	75	87
机架和液压缸连接处	75	87

销轴材料选择 45 号钢，切应力强度为 25~45 MPa，3 处的销轴直径相同，因此选择受力最大的一处进行分析，如图 8 所示。

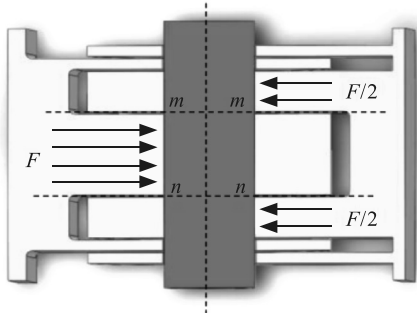


图 8 销轴剪切力

机架和门架连接处两侧挡板主要起固定和防止偏移作用，本身并不起到主要支撑作用。因此只需分析支撑部位即可，该连接处的轴销两侧受力为一个双剪切结构，剪切面  $m-m$  和  $n-n$  的剪切力  $F_s=F/2$ ，根据剪切强度公式<sup>[1]</sup>：

$$\tau = F_s/A \leq [\tau] \tag{1}$$

式中： $F_s$ 为剪切力； $A$ 为剪切面的横截面积。

根据表 4 中的数据，将参数代入式(1)，得到此处的切应力  $\tau=19.58$  MPa，满足 45 号钢的剪切强度。

使用 ANSYS Workbench 对该处轴销进行有限元分析，结果如图 9 和 10 所示。

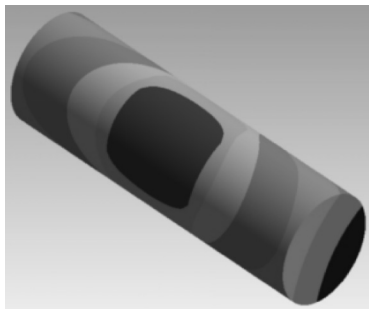
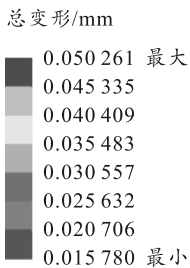


图 9 销轴总变形

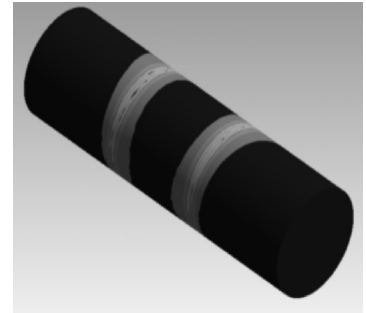
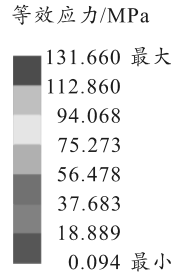


图 10 销轴等效应力

结果显示：销轴的应力最大处为销轴两侧连接时的剪切处为 131.66 MPa，而 45 号钢具有 455 MPa 的屈服强度，满足材料设计要求。最大形变量集中在销轴中间为 0.05 mm，微小形变对使用无影响。

### 3 结论

笔者主要对 A 型门架的整体进行初步设计，使用 SolidWorks 软件建立了较为完整的框架模型，并对门架系统的主要承重部位进行了受力分析和仿真，得到了各部位所受应力大小和形变量，找出了结构危险部位，为今后进行局部结构优化提供了参考。验证了该结构整体设计的可行性，并对材料的选择给出了一定的参考。以后的研究将重点对本文中没有提到的部位，如缆绳、绞缆机、液压回路等进行分析研究。

### 参考文献：

- [1] 曾广奎. 四螺旋桨推进式水下潜器悬停控制器设计与实验研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2011.
- [2] 李氏, 刘世萱, 王波, 等. 海洋环境定点平台观测技术概述及发展态势分析[J]. 海洋技术学报, 2015, 34(3): 36-42.
- [3] LI Q, CAO Y, LI B Y, et al. Numerical Modelling and Experimental Testing of the Hydrodynamic Characteristics for an Open-Frame Remotely Operated Vehicle[J]. Marine Science and Engineering, 2020, 8(9): 688.
- [4] TAKAHASHI K, ABE M, FUJINO T. Runaway characteristics of gantry cranes for container handling by wind gust[J]. Mechanical Engineering, 2016, 3(2): 15.
- [5] CHEN Q R, CHENG W M, GAO L C, et al. Dynamic Response of a Gantry Crane's Beam Subjected to a Two-Axle Moving Trolley[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2020(1): 1-10.
- [6] 秦卓, 魏小玲, 胡晗, 等. 机织 T 字型加筋板复合材料的抗低速冲击性能[J]. 复合材料学报, 2023, 40(6): 3673-3682.
- [7] 李怀峰, 贾鑫, 王宏博, 等. 模拟工业海洋大气环境下 Q345qDNH 钢锈蚀行为研究[J]. 钢结构, 2023, 38(10):

16-24.

[8] LUO T, CHANG D F, GAO Y P. Optimization of Gantry Crane Scheduling in Container Sea-Rail Intermodal Transport Yard[J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2018(1): 1-11.

[9] ZHU Y C, LI S S, WANG B. Classification of inelastic deformation and material-intrinsic indices about

\*\*\*\*\*  
(上接第 61 页)

$$W_2(s) = \frac{0.9616}{(32.52s+1)^7}. \quad (21)$$

通过仿真，获得负荷降低时系统单位阶跃响应曲线如图 9 所示。

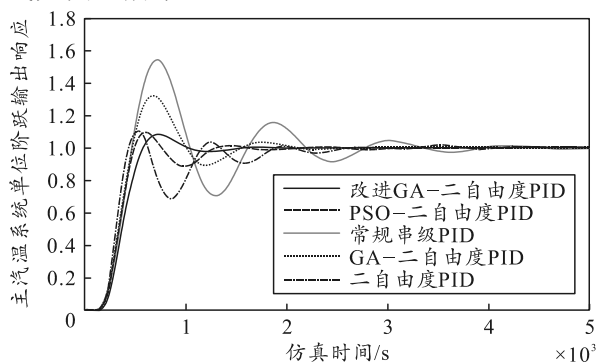


图 9 负荷降低时主汽温单位阶跃响应

由图 6、8 和 9 可看出：当系统负荷变化(增加或降低)时，主汽温对象参数发生摄动时，笔者提出的改进遗传算法优化并行式二自由度 PID 的控制方法得到的控制效果仍然是最好的；有着极小的超调量和调节时间，且 IAE 和 ISE 也很小，其性能指标值与其他 4 种方法相比是最优的。此外，通过对比发现改进 GA 调节并行式二自由度 PID 的方法，在理论上可更好地运用到主汽温控制回路中，且有着更好的鲁棒性。

## 5 结束语

笔者提出的改进 GA 算法以遗传算法为主体，融入粒子群算法思想，提升了收敛速度。用改进 GA 算法对并行式二自由度 PID 控制器进行优化，用于主汽温控制回路中，并运用 Matlab 进行仿真验证。仿真实验结果表明：基于改进 GA 算法的并行式二

mechanical performance of general solid matter[J]. *Science China(Physics, Mechanics & Astronomy)*, 2023, 66(11): 159-182.

[10] 张志康, 韩钰, 林焰, 等. 结构有限元模型局部细网格快速生成方法[J]. *船舶与海洋工程*, 2017, 33(6): 66-70.

[11] 刘鸿文. *材料力学 I* [M]. 北京: 高等教育出版社, 2007: 161.

自由度 PID 控制器，在火电厂主蒸汽温度的控制中具有更为优良的性能指标值，可更好地满足主汽温回路控制需求。

## 参考文献：

- [1] 赵潇明. 智能 PID 整定及其在火电厂热工控制系统中的应用研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2014.
- [2] 赵伟杰. 火电厂锅炉主蒸汽温度智能控制的研究[D]. 唐山: 华北理工大学, 2015.
- [3] 孙宇贞, 李朵朵, 张婷, 等. 信息熵改进免疫遗传算法在火电厂主蒸汽温度控制系统中应用[J]. *热力发电*, 2018, 47(8): 97-102.
- [4] 秦娜娜, 张井岗. 二自由度控制方法研究[J]. *控制工程*, 2017, 24(4): 895-900.
- [5] 李孜伟. 工业过程的二自由度 PID 控制算法研究[D]. 杭州: 杭州电子科技大学, 2019.
- [6] AJMERI M, ALI A. Direct Synthesis Based Tuning of the Parallel Control Structure for Integrating Processes[J]. *Systems Science*, 2016, 46(13): 2461-2473.
- [7] 刘洪林, 许庆, 臧思虎. 基于改进 PSO 的航天测控装备维修器材库存优化[J]. *兵工自动化*, 2021, 40(1): 63-66.
- [8] 李浩民, 王光源, 张岩, 等. 基于改进粒子群优化算法的多阵地反舰导弹航路规划[J]. *兵工自动化*, 2023, 42(12): 16-20.
- [9] 闫晓东, 常天庆, 郭理彬. 基于改进遗传算法的无人战车跃进位置决策[J]. *兵工自动化*, 2023, 42(3): 77-83.
- [10] 杨咪, 张安, 毕文豪, 等. 基于改进遗传算法的多弹协同攻击航路规划[J]. *兵工自动化*, 2020, 39(2): 28-32.
- [11] 汤洪, 徐旺. 基于改进遗传算法的资源优化调度方法[J]. *现代电子技术*, 2024, 47(9): 169-172.
- [12] 姚帅, 曹伟, 林丽, 等. 基于遗传算法的四旋翼姿态模糊 PID 控制研究[J]. *机械设计与研究*, 2024, 40(2): 51-55.