



基于有限元法的螺旋式环保机具仿真研究

刘国瑞^{1,3}, 黄冰², 刘荣振¹, 王力威¹

(1. 中交天津航道局有限公司, 天津 300457; 2. 中化舟山危化品应急救援基地有限公司 舟山 316021;
3. 上海交通大学 上海 200240)

摘要: 相对常规清淤工程, 生态清淤施工有挖泥精度高、减少底泥扰动、高挖掘浓度等要求。针对这一生产需求, 研发出一款螺旋式环保机具。该机具挖掘的泥浆浓度理论上大于 60%, 满足施工要求。根据设计要求, 机具关键结构的强度和刚度应满足所有作业工况需求, 但无法通过数学计算直接进行验算。利用有限元法分析复杂结构, 采用整体建模方法构建机具仿真模型, 并采用枚举法分析各作用力, 模拟不同工况下的应力和形变, 评估机具的强度和刚度。研究表明, 机具各结构强度和刚度均满足作业需求; 同时发现, 深度缸和调向缸的上、下铰点存在位移差, 螺旋刀组轴远、近马达侧的变形量也不同; 最后提出可通过设计万向节来实现液压缸变形补偿, 以防出现液压缸结构损坏。

关键词: 环保机具; 生态清淤; 高浓度; 有限元法; 仿真研究

中图分类号: U615; TH12

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2023)11-0187-06

Simulation of environmentally friendly spiral dredging tool based on finite element method

LIU Guorui^{1,3}, HUANG Bing², LIU Rongzhen¹, WANG Liwei¹

(1. CCCC Tianjin Dredging Co., Ltd., Tianjin 300457, China;

2. Sinochem Zhoushan Hazardous Chemicals Emergency Rescue Base Co., Ltd., Zhoushan 316021, China;

3. Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: Compared with conventional dredging projects, ecological dredging construction has the requirements of high dredging accuracy, less sediment disturbance, and high excavation concentration. For this production demand, this paper develops an environmentally friendly spiral dredging tool. The theoretical excavation concentration of the dredging tool is more than 60%, which meets the construction requirements. According to the design requirements, the strength and stiffness of the key structures of the dredging tool should meet all working conditions, but it cannot be directly verified by mathematical calculation. The paper uses the finite element method to analyze the complex structures and utilizes the overall modeling method to construct the simulation model. In addition, it analyzes forces by the enumeration method and simulates the stress and deformation of the dredging tool under different working conditions, so as to evaluate the strength and stiffness of the dredging tool. The results show that the strength and stiffness of each structure of the dredging tool meet the needs of the operation. At the same time, the paper finds that there is a displacement difference between the upper and the lower hinge point of the depth cylinder and the direction adjustment cylinder, and the deformation of the far-motor side and near-motor side of the spiral knife group shaft is different. Finally, the paper proposes that the hydraulic cylinder deformation compensation can be realized by designing universal joints to prevent the hydraulic cylinder structure from damage.

Keywords: environmentally friendly dredging tool; ecological dredging; high concentration; finite element method; simulation

收稿日期: 2023-02-08

作者简介: 刘国瑞 (1989—), 硕士, 高级工程师, 从事环保疏浚工程研究、环保机具研发。

生态清淤工程在国内方兴未艾,专家学者进行了大量研究,但大部分集中于生态清淤工艺和污水处理方面,而对疏浚机具的研究较少,且停留在基础理论研究层面。本文从工程需求出发,以提高环保疏浚质量、降低扰动、提高疏浚浓度为目标,设计螺旋式环保机具,由延桥架、深度缸、调向缸、马达、固定罩、环保罩、结构架、螺旋刀组等构件组成^[1]。机具主要构件布置如图1所示,其中机具螺旋直径为70 cm,可实现单次最大挖泥厚度50 cm。螺旋式环保机具与绞吸船桥架、排泥管均通过法兰连接,既方便快速拆装机具,又保证了连接的可靠性。本文以机具设计为主线,介绍机具的结构特点及受力计算方法,并通过有限元方法仿真分析机具的应力应变情况,以仿真数据证实该机具结构的可靠性是否满足需求。

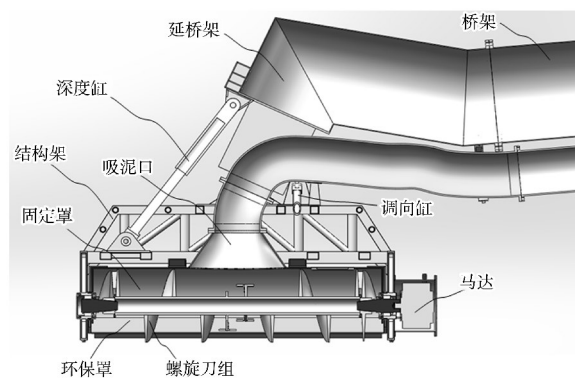


图1 螺旋式环保机具的结构组成

1 机具受力分析及计算方法

机具延桥架相对挖泥船桥架静止^[2],同步向左或右摆动。故仿真某挖掘状态时,可认为延桥架保持固定。机具受到的作用力有重力、切削阻力、黏滞阻力、土压力、输送阻力、摩擦阻力,其作用位置分别位于所有构件、螺旋刀组、环保罩/固定罩、结构架两侧、环保罩和螺旋刀组。

1) 切削阻力。螺旋刀组在液压马达驱动下切削土的瞬间,共有4片刀与土壤接触并进行剪切,其受到土壤切削阻力 F_1 可按式(1)计算^[3-4]:

$$F_1 = 4\tau A \quad (1)$$

式中: τ 为挖深位置土体的抗剪强度, A 为与切削刀接触的泥土滑移面面积。

2) 黏滞阻力。环保罩和固定罩受到的泥浆黏滞阻力 F_2 可通过流体阻力公式计算:

$$F_2 = \frac{1}{2}cv^2Sp \quad (2)$$

式中: c 为泥浆阻力系数,取0.84; v 为机具相对运动速度,取10 m/min; S 为机具在运动方向垂直的截面上投影面积; ρ 为泥浆的密度,取1.580 t/m³。

3) 土压力。结构架移动时受到的土压阻力 F_3 按式(3)计算:

$$F_3 = \mu\rho_m gh^2k_0 \quad (3)$$

式中: μ 为土体与钢结构的摩擦系数,取0.6; B 为结构架与土体接触长度,取1 m; ρ_m 为土体的有效密度,淤泥质土取0.8 t/m³; h 为挖泥厚度,取0.6 m; k_0 为土压力系数,取0.55~0.70; g 为重力加速度。

4) 摩擦阻力。环保罩受到的土体摩擦阻力 F_4 与土压力在环保罩法线上的分量、摩擦系数有关,其大小可按式(4)计算:

$$F_4 = \frac{1}{2}\mu\rho'_m gh^2k_0 \cos\theta \quad (4)$$

式中: μ 为土体与钢结构的摩擦系数; θ 为泥浆高度范围对应的环保罩弦切角,与结构设计有关,取35°; ρ'_m 为泥浆的有效密度,取0.56 t/m³。

5) 输送阻力。螺旋刀组受到的土压阻力 F_5 大小按式(5)计算:

$$F_5 = F_4 + \mu_{\pm} \cdot (1-\lambda)V_{\text{充}}\rho g \quad (5)$$

式中: μ_{\pm} 为土体之间的摩擦系数,取0.5; λ 为充填环保罩腔体中泥浆的体积占总泥浆体积的比例,取0.5; $V_{\text{充}}$ 为泥浆充填体积。

由于切削阻力和土体的剪切强度正相关,而剪切强度与土体深度及土质有关,机具挖泥深度范围为1.8~10.0 m。若土质剪切强度在深度1.8~10.0 m处为6~15 kPa,可计算出机具在1.8 m挖深的切削阻力为13.76 kN,6.0 m挖深的切削阻力为27.52 kN,10.0 m挖深的切削阻力为34.40 kN;黏滞阻力0.10 kN;土压力(按10 m挖深土压系数)为1.21 kN;摩擦阻力3.50 kN;输送阻力4.85 kN。

2 机具结构可靠性的仿真分析

2.1 仿真边界条件和工况

机具可沿不同方向进行挖泥作业,且挖深不同。研究机具结构受力时,只需对其最不利状态的结构应力应变情况进行分析,即挖掘土质剪切强度为机具可作业的极限强度(15 kPa)且达最大挖深时。根据机具挖深和作业方向的不同,共设计 7 种仿真计算工况:1) 非工作状态(出水固定);2) 1.8 m 挖深、0.6 m 挖厚,向右作业;3) 1.8 m 挖深、0.6 m 挖厚,向左作业;4) 6 m 挖深、0.6 m 挖厚,向右作业;5) 6 m 挖深、0.6 m 挖厚,向左作业;6) 10 m 挖深、0.6 m 挖厚,向右作业;7) 10 m 挖深、0.6 m 挖厚,向左作业。通过在机具相应位置施加作用力来模拟机具受到的作用力^[5-6]。

有限元分析时,材料选用结构钢 Q235,安全系数取 1.32,则许用应力为 178 MPa;许用结构变形量为 15 mm(借鉴架梁变形规定)。

2.2 仿真结果

2.2.1 工况 1

由图 2 知,机具在非工作状态时,整机存在的最大变形量为 2.4 mm,最大结构应力 24 MPa (45.7 MPa 为应力奇异点,其他工况同),发生在延桥架的接缝处。深度缸最大变形量为 1.5 mm;调向缸最大变形量为 1.1 mm;螺旋刀组轴在近马达侧的变形量为 1.4 mm,在远马达侧的变形量为 2.1 mm。

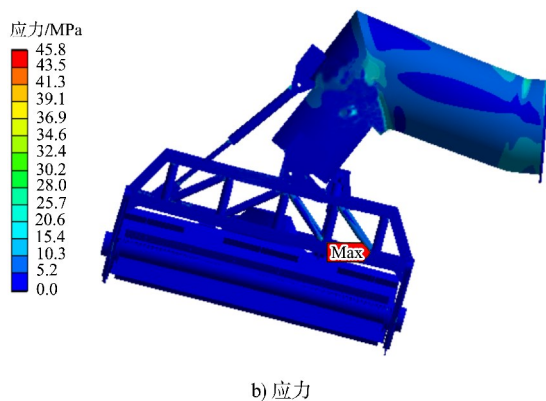
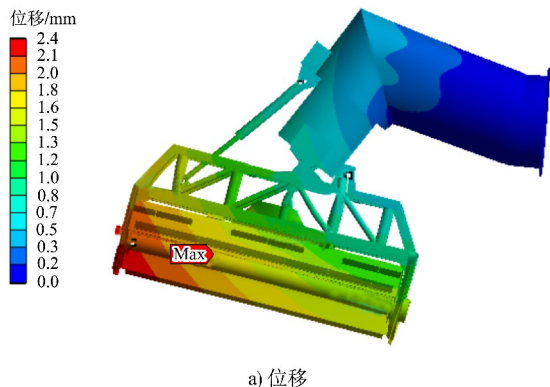


图 2 工况 1 结构强度和刚度云图

2.2.2 工况 2

由图 3 知,机具在工况 2 状态时,整机存在的最大变形量为 6.0 mm,发生在结构架的外端处,最大结构应力 71.7 MPa,发生在延桥架的接缝处。深度缸上铰点处变形量为 0.8 mm,下铰点处变形量为 3.8 mm;调向缸上铰点处变形量为 1.8 mm,下铰点处变形量为 4.3 mm;螺旋刀组轴在近马达侧的变形量为 3.9 mm,在远马达侧的变形量为 5.3 mm。

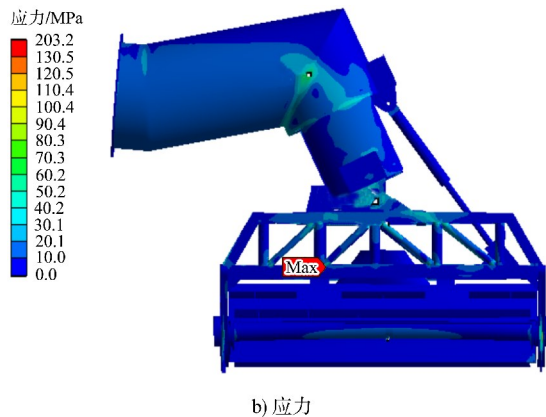
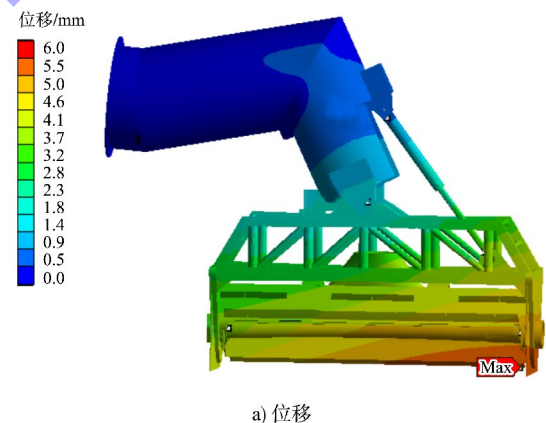


图 3 工况 2 结构强度和刚度云图

2.2.3 工况 3

由图 4 知, 机具在工况 3 状态时, 整机存在的最大变形量为 6.4 mm, 发生在结构架的外端处, 最大结构应力 72.0 MPa, 发生在延桥架的接缝处。深度缸上铰点处变形量为 0.8 mm, 下铰点处变形量为 4.0 mm; 调向缸上铰点处变形量为 1.8 mm, 下铰点处变形量为 3.7 mm; 螺旋刀组轴在近马达侧的变形量为 4.4 mm, 在远马达侧的变形量为 5.6 mm。

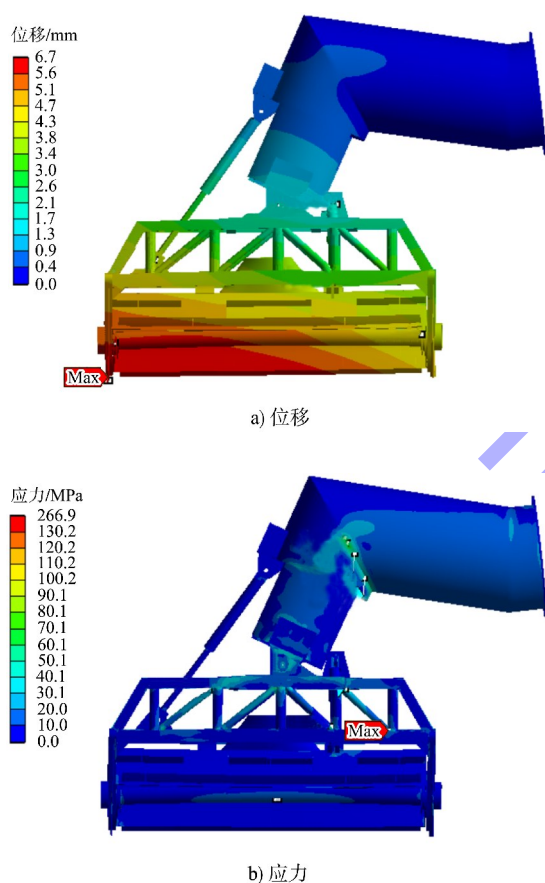


图 4 工况 3 结构强度和刚度云图

2.2.4 工况 4

由图 5 知, 机具在工况 4 状态时, 整机存在的最大变形量为 6.0 mm, 发生在结构架的外端处, 最大结构应力 84.6 MPa, 发生在延桥架的接缝处。深度缸上铰点处位移量为 0.9 mm, 下铰点处变形量为 3.9 mm; 调向缸上铰点处变形量为 1.6 mm, 下铰点处变形量为 4.5 mm; 螺旋刀组轴在近马达侧的变形量为 4.1 mm, 在远马达侧的变形量为 5.6 mm。

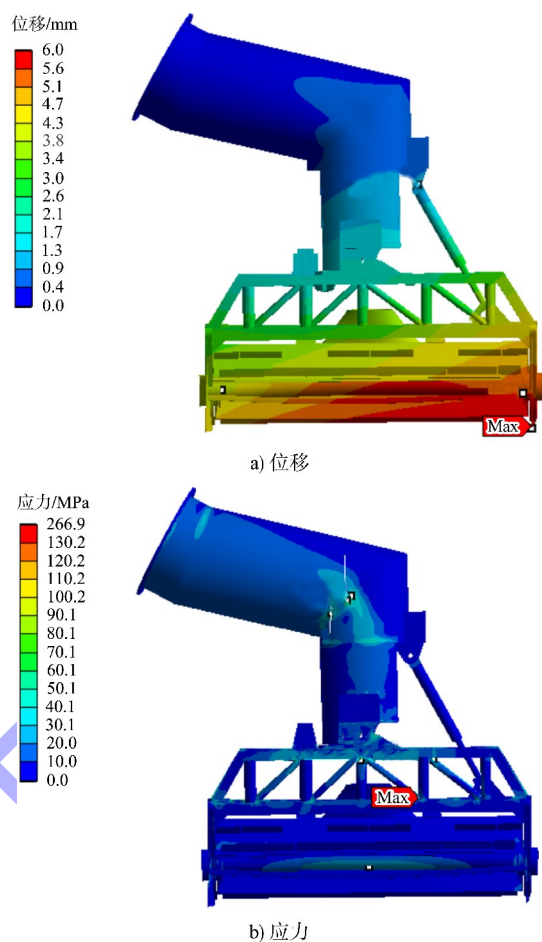
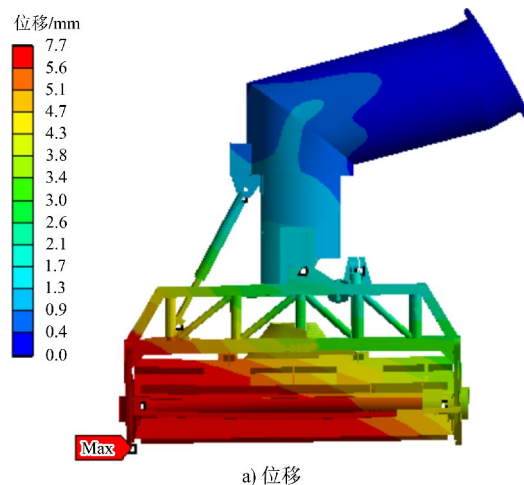


图 5 工况 4 结构强度和刚度云图

2.2.5 工况 5

由图 6 知, 机具在工况 5 状态时, 整机存在的最大变形量为 7.7 mm, 发生在结构架的外端处, 最大结构应力 103.7 MPa, 发生在延桥架的接缝处。深度缸上铰点处变形量为 1.1 mm, 下铰点处变形量为 4.7 mm; 调向缸上铰点处变形量为 1.6 mm, 下铰点处变形量为 3.7 mm; 螺旋刀组轴在近马达侧的变形量为 4.1 mm, 在远马达侧的变形量为 6.8 mm。



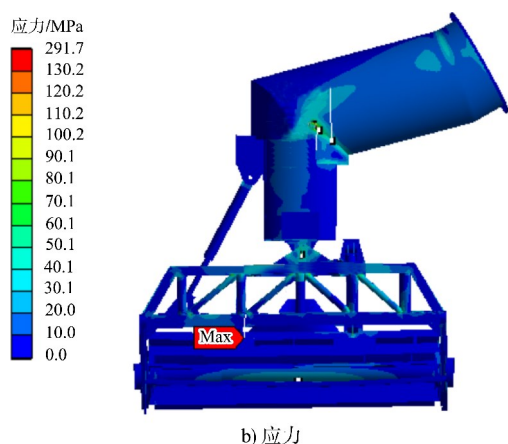


图 6 工况 5 结构强度和刚度云图

2.2.6 工况 6

由图 7 知, 机具在工况 6 状态时, 整机存在的最大变形量为 9.9 mm, 发生在结构架的外端处, 最大结构应力 134.5 MPa, 发生在延桥架的接缝处。深度缸上铰点处变形量为 1.4 mm, 下铰点处变形量为 5.2 mm; 调向缸上铰点处变形量为 1.8 mm, 下铰点处变形量为 5.9 mm; 螺旋刀组轴在近马达侧的变形量为 4.8 mm, 在远马达侧的变形量为 8.6 mm。

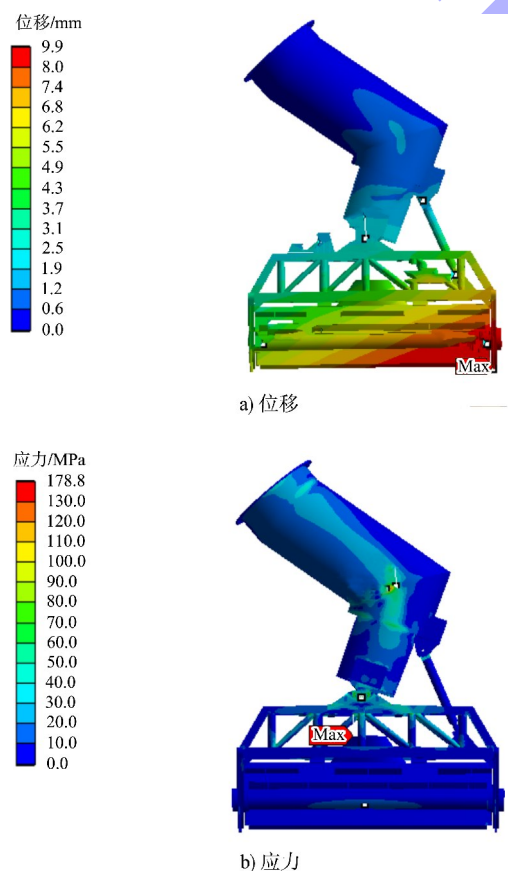


图 7 工况 6 结构强度和刚度云图

2.2.7 工况 7

由图 8 知, 机具在工况 7 状态时, 整机存在的最大变形量为 8.9 mm, 发生在结构架的外端处, 最大结构应力 115.2 MPa, 发生在延桥架的接缝处。深度缸上铰点处变形量为 1.3 mm, 下铰点处变形量为 4.9 mm; 调向缸上铰点处变形量为 1.7 mm, 下铰点处变形量为 4.0 mm; 刀组轴在近马达侧的变形量为 4.4 mm, 在远马达侧的变形量为 7.6 mm。

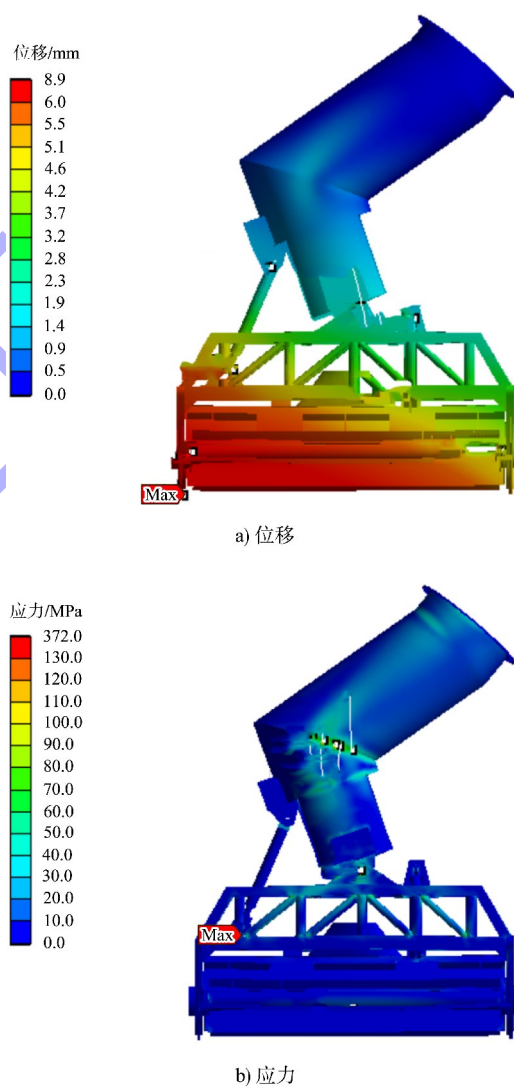


图 8 工况 7 结构强度和刚度云图

2.3 仿真结果分析

根据仿真结果, 将螺旋式环保机具在 7 种工况下结构最大变形量、最大应力、深度缸变形量、调向缸变形量、刀组轴变形量等参数的数据, 分类整理汇总如表 1 所示。

表 1 7 种工况下的仿真数据

工况	最大变形/ mm	最大应力/ MPa	深度缸变形量/mm		调向缸变形量/mm		刀组轴变形量/mm	
			上铰点	下铰点	上铰点	下铰点	远马达侧	近马达侧
1	2.4	24.0	0.6	1.5	0.7	1.1	2.1	1.4
2	6.0	71.7	0.8	3.8	1.8	4.3	5.3	3.9
3	6.4	72.0	0.8	4.0	1.8	3.7	5.6	4.4
4	6.0	84.6	0.9	3.9	1.6	4.5	5.6	4.1
5	7.7	103.7	1.1	4.7	1.6	3.7	6.8	4.1
6	9.9	134.5	1.4	5.2	1.8	5.9	8.6	4.8
7	8.9	115.2	1.3	4.9	1.7	4.0	7.6	4.4

通过分析表 3 得出:

1) 非作业状态下,螺旋式环保机具结构最大变形量、最大应力、深度缸变形量、调向缸变形量、螺旋刀组轴变形量等参数均小于其各作业工况的参数。

2) 螺旋式环保机具作业时,具有以下特点:

①各工况下的最大变形量均发生在结构架外端,最大应力均发生在延桥架的接缝处。②随着机具挖泥深度的增加,结构最大变形量、最大应力、深度缸变形量、调向缸变形量、螺旋刀组轴变形量等参数的值均逐渐增加。③在 1.8、6.0 m 挖深,机具向右挖泥作业的最大变形量和最大应力均小于向左挖泥作业的值;在 10 m 挖深,机具向右挖泥作业的最大变形量和最大应力均大于向左挖泥作业的值。④同一工况下,深度缸上铰点变形量小于下铰点变形量的规律,调向缸上铰点变形量小于下铰点变形量,螺旋刀组轴远马达侧的变形量大于近马达侧变形量。

综上分析,机具最大结构应力 $134.5 \text{ MPa} < 178 \text{ MPa}$,最大变形量 $9.9 \text{ mm} < 15 \text{ mm}$,故机具结构强度和刚度均满足使用安全要求。

3 结论

1) 研发的螺旋式环保机具采用螺旋刀组作为切削和横向输送构件,减少了对疏浚土的扰动,同时能够防止泥沙的扩散,解决了传统疏浚机具极易引发疏浚土体和污染物扩散的问题,有助于

实现生态疏浚。

2) 运用仿真分析手段,对螺旋式环保机具的结构强度和刚度进行分析,确保了机具使用安全性。采用的仿真分析手段和方法可为同行业研究人员提供借鉴。

3) 研究发现,深度缸和调向缸的上、下铰点存在位移差,可通过设计万向节实现液压缸变形补偿,防止出现液压缸结构损坏。螺旋刀组轴远马达侧和近马达侧的变形量不同,可采用调心轴承补偿该部分变形差。

参考文献:

- [1] 涂亚东.螺旋输送机输送性能及螺旋体磨损研究[D].荆州:长江大学,2018.
- [2] 高健.螺旋输送机理及设计方法的研究[D].太原:太原科技大学,2014.
- [3] 刘国瑞,杨建华,张润喜,等.应用有限元法的环保柱式清淤绞刀设计[J].水运工程,2022(4):186-190.
- [4] 张文.微型土压平衡盾构螺旋输送机数值分析及优化研究[D].沈阳:沈阳工业大学,2014.
- [5] 梁宝英,王永清,王明明.基于 ANSYS 分析的采煤机超大型螺旋滚筒开发[J].山西大同大学学报(自然科学版),2020,36(5):81-86.
- [6] 陈晓华,杨启.大型绞吸挖泥船挖岩绞刀切削力计算分析[J].武汉理工大学学报(交通科学与工程版),2013,37(1):106-110.

(本文编辑 王传瑜)