

## · 施工 ·



# 6 500 m<sup>3</sup>/h 绞吸船用泥泵四叶片叶轮研发

刘明明，庄海飞，郭 涛，武永顶

(中交疏浚技术装备国家工程研究中心有限公司，上海 201208)

**摘要：**为适应绞吸挖泥船超长排距时的施工需要，在6 500 m<sup>3</sup>/h 绞吸挖泥船原三叶片高效高压泥泵的基础上，保证叶轮外形尺寸不变、叶轮流道通过能力不下降的情况下，分别对叶轮轴面和轴面流线进行水力设计，设计叶轮为四叶片扭曲叶片，并结合数值模拟对叶片包角进行优化计算，确定叶片包角为138°。通过模型泵试验，对比测试与模拟计算结果，验证叶轮的水力性能。通过对比四叶片与原三叶片高效高压泥泵的性能参数，预测两者在不同土质、不同排距下的生产率与能耗情况。结果表明，四叶片泥泵扬程比原三叶片高效高压泥泵提高了18 m以上，最高效率达到86%，且通过球径均为425 mm；土质为0.2 mm细砂时，研发泥泵的生产率提高了9%以上，排距提高了14%以上，耗功最小值降低了约3.5%。

**关键词：**泥泵；叶轮；绞吸船；数值模拟；模型试验；产量

中图分类号：U 664；TH 311

文献标志码：A

文章编号：1002-4972(2021)04-0194-06

## Research and development of dredge pump with four blades impeller for 6 500 m<sup>3</sup>/h cutter suction dredger

LIU Ming-ming, ZHUANG Hai-fei, GUO Tao, WU Yong-ding

(CCCC National Engineering Research Center of Dredging Technology and Equipment Co., Ltd., Shanghai 201208, China)

**Abstract:** In order to adapt the construction condition of a long row of shore distance for cutter suction dredger, on the basis of the original high efficient and high-pressure dredge pump with three blades on 6 500 m<sup>3</sup>/h cutter suction dredger, ensuring the shape of impeller unchanged and capacity of impeller passage no decline, we design the axial plane and the shaft surface streamline of the impeller, propose the four twisted blades impeller, calculate the optimization for the blade wrap angle combining with numerical simulation, determine the blade angle as 138°, verify the hydraulic performance of the pump by comparing the test results with the simulation results through the model pump test, and predict the productivity and energy consumption under the condition of different soil, the different row of shore distance by comparing the new impeller with the original impeller with three blades. The results show that compared with the original impeller with three blades, the four blades dredge pump lifts up by more than 18 m, the highest water efficiency reaches 86%, and the through particle sizes of the two impellers are both 425 mm. With 0.2 mm fine sand, the productivity of the dredge pump increases by more than 9%, the row of shore distance increases by more than 14%, and the minimum energy consumption reduces by about 3.5%.

**Keywords:** dredging pump; impeller; cutter suction dredger; numerical simulation; model test; production

近年来，随着我国在疏浚装备研发投入的增加，疏浚机具的整体性能取得了很大进步。中交疏浚技术装备国家工程研究中心有限公司自主研发的多台三叶片高效高压泥泵已成功应用于多艘

耙吸挖泥船和绞吸挖泥船上，实船使用效果得到很好的验证<sup>[1-4]</sup>。

随着船舶大型化和长距离泥浆吹填或排岸施工的要求，目前三叶片高效高压泥泵只能通过提

高转速以满足工况要求, 然而过高的转速既增大了泥泵过流部件的磨损, 又缩短了轴封的使用寿命, 此时在吸口直径、叶轮外形尺寸、泵转速相同的情况下, 四叶片的高效高压泥泵因其扬程更高是最佳的选择。但由于单纯增加叶片数量而不改变叶片型线, 会大幅降低叶轮内泥浆的通过能力, 因此需要对叶片进行重新设计。目前国际上荷兰的 IHC 公司针对特殊施工工况, 配备了具有针对性的专用泥泵<sup>[5]</sup>, 其中就包括了四叶片高效高压泥泵。但目前国内还没有适用于绞吸挖泥船的四叶片高效高压泥泵, 因此有必要对四叶片叶轮进行研发。

目前国内建造的大型绞吸挖泥船生产能力达到 6 500 m<sup>3</sup>/h, 其配备舱内泥泵功率达到 6 000 kW 左右, 针对该船型, 开展适用于 6 500 m<sup>3</sup>/h 绞吸挖泥船的高效高压舱内泥泵四叶片叶轮的研发。本文基于二元理论<sup>[6]</sup>进行四叶片的水力设计, 结合数值模拟进行叶片型线优化, 在此基础上, 通过对施工工况的效能进行分析与预测, 以优化挖泥船在不同土质、不同排距时的施工参数, 从而提高超长排距时泥泵的适应性。

## 1 高效高压泥泵四叶片叶轮水力设计

目前, 6 500 m<sup>3</sup>/h 绞吸挖泥船配备泥泵吸口直径 1 000 mm, 转速 300 r/min, 流量 1.2~2.0 万 m<sup>3</sup>/h 时, 泥泵清水扬程 82~90 m, 泥泵效率约 86%。保持叶轮外形尺寸和通过球径不变, 通过优化叶片型线, 在相同工况下使设计的四叶片高效高压泥泵较之前提高 10 m 以上, 最高清水效率达到 86%。

### 1.1 轴面流线绘制

根据二元理论绘制轴面流线, 根据式(1), 沿等势线对每个网格逐个检查, 直至计算  $T$ (表示某一个恒定值) 值相等为止, 否则应修改流线和等势线, 重新检查。

$$\frac{r\Delta\sigma}{\Delta s}=T \quad (1)$$

式中:  $\Delta s$  为两个等势线间轴面流线的长度;  $\Delta\sigma$  为相邻轴面流线间等势线长度;  $r$  为交点对应的高度, 如图 1 所示。

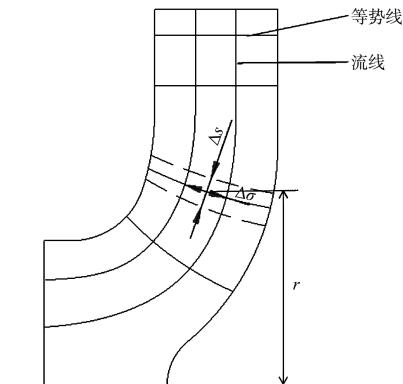


图 1 轴面流线和等势线

### 1.2 叶片型线绘制

根据现有的进、出口安放角, 按均匀加载的原则, 根据式(2)在各流面上绘制非等变角螺旋叶片型<sup>[7]</sup>, 并根据强度要求的叶片厚度生成叶片造型线, 并以包角  $\varphi$  为变量生成多个叶片。

$$r=r_1 e^{\theta[\frac{\tan\beta_2-\tan\beta_1}{k+1}(\frac{\theta}{\varphi})^k+\tan\beta_1]} \quad (2)$$

式中:  $r_1$  为进口位置的半径;  $\beta_1$ 、 $\beta_2$  分别为进、出口叶片安放角度;  $\theta$  为极角;  $\varphi$  为包角;  $k$  为随包角变化的参数。当  $\frac{\ln(r_2/r_1)}{\tan\beta_2} < \varphi < \frac{\ln(r_2/r_1)}{\tan\beta_1}$  时,  $\varphi$ 、 $k$  满足关系式:

$$k=\frac{(\tan\beta_2-\tan\beta_1)\varphi}{\ln(r_2/r_1)-\varphi\tan\beta_1}-1 \quad (3)$$

式中:  $r_2$  为出口位置的半径。

## 2 叶片优化

### 2.1 数值方法

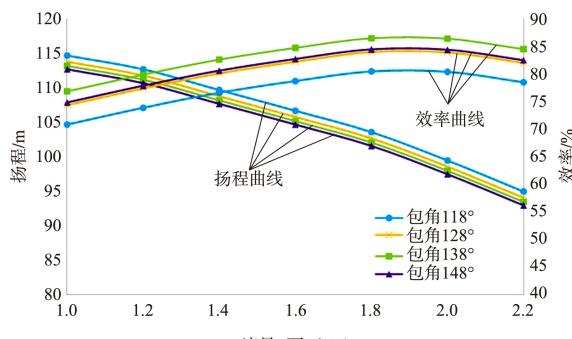
基于 Ansys CFX 18.1, 对设计泥泵进行数值模拟。进口边界条件设置为速度入口, 出口边界条件设置为自由出流。固壁处均采用无滑移边界条件。叶轮移动壁面采用旋转参考坐标系, 假定叶轮的旋转速度相对于其通道内流体为零; 蜗壳等固定壁面采用静止的绝对坐标; 计算网格采用适应性较好的四面体非结构网格。

### 2.2 优化结果分析

#### 2.2.1 确定叶片包角

在其他参数保持不变, 同时考虑通过球径, 对不同的叶片包角(118°、128°、138°、148°)进行数值计算, 计算结果如图 2 所示。可以看出, 随着

叶片包角的增大，叶片扬程稍有降低，但是随着叶片包角的变化，存在一个  $138^\circ$  的最优包角，使泥泵效率最优。



注：泥泵转速为  $300 \text{ r/min}$ 。

图 2 不同包角时泥泵性能曲线

### 2.2.2 流场分布

对数值计算结果进行后处理，分析泥泵内部流场分布情况，对于有漩涡及流场分布不均匀的位置进行局部优化，最终使得泥泵内部流场的分布更加均匀。优化后泥泵相对速度及流线分布见图 3。可以看出，研发的叶轮内部无漩涡产生，速度场分布更加均匀，流线的分布也更加顺畅，蜗壳扩散处的流动比较光滑、均匀，且无漩涡发生，降低了叶轮内部的水力损失，有利于提高泥泵效率。

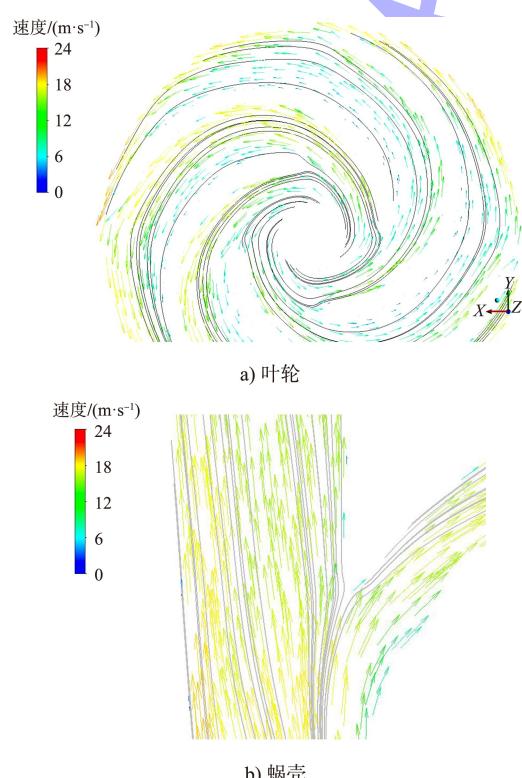


图 3 叶轮、蜗壳相对速度及流线分布

优化后泥泵的压力分布见图 4。可以看出，在叶轮流道内及叶片工作面与背面，沿着径向方向，压力逐渐增大，且变化均匀；结合图 3 的速度情况可知，叶片型线设计较为合理。

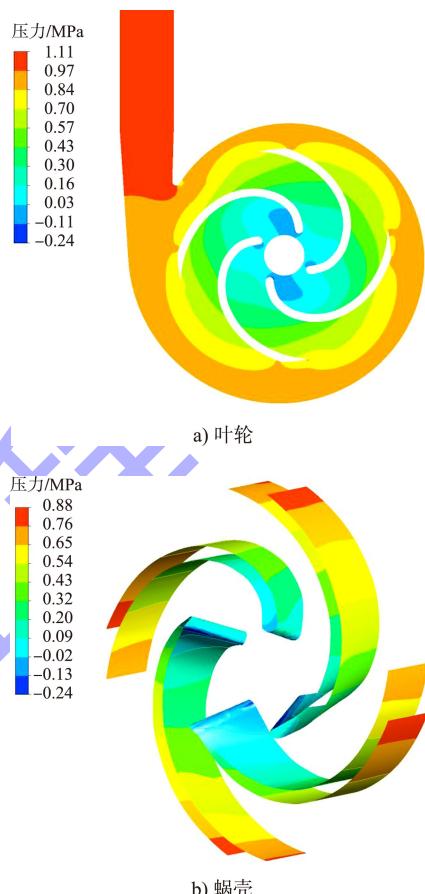


图 4 优化后泥泵压力分布

### 3 模型试验

因受到条件的限制，采用模型泵试验对设计泥泵性能进行验证，根据相似理论，模型泵与原泵尺寸比例定为  $0.35:1$ 。为简化结构，模型泵为单壳泵设计，试验台见图 5，其精度达到 GB/T 3216—2016《回转动力泵 水力性能验收试验 1 级、2 级和 3 级》的 1 级精度要求。



图 5 模型泵试验台

在将试验数据转换成实泵数据时, 考虑了比尺效应, 根据 GB/T 15613.1—2008《水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型验收试验 第一部分: 通用规定》, 对效率进行修正, 试验与模拟数据对比见表 1。试验最高效率为 85.6%, 在流量 1.6 万 m<sup>3</sup>/h 时, 试验扬程比模拟扬程低 3.9 m, 效率低了 0.2%; 在流量 1.8 万 m<sup>3</sup>/h 时, 试验扬程比模拟扬程低 4.1 m, 效率低了 1.1%。通过性能对比验证了泥泵设计的水力性能。

表 1 试验换算至实泵性能与模拟性能数据对比

项目	流量/ (万 m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> )	扬程/m	功率/kW	效率/%
模拟数据	1.0	113.2	4 012	76.9
	1.2	111.2	4 550	79.9
	1.4	108.2	4 995	82.6
	1.6	105.2	5 412	84.8
	1.8	102.1	5 790	86.5
	2.0	98.0	6 180	86.4
	2.2	93.5	6 631	84.5
试验换算	1.0	114.1	3 962	78.4
	1.2	107.9	4 430	79.6
	1.4	104.5	4 835	82.4
	1.6	101.3	5 220	84.5
	1.8	98.0	5 625	85.4
	2.0	94.3	6 003	85.5
	2.2	91.0	6 367	85.6
对比差值	1.0	0.9	-50	1.5
	1.2	-3.3	-120	-0.4
	1.4	-3.7	-160	-0.3
	1.6	-3.9	-192	-0.2
	1.8	-4.1	-165	-1.1
	2.0	-3.7	-177	-0.9
	2.2	-2.5	-264	1.1

## 4 高效高压泥泵四叶片叶轮应用效果分析

### 4.1 外特性比较

研发的四叶片叶轮与原三叶片叶轮的扬程、效率对比见图 6。可以看出, 与三叶片相比, 四叶片泥泵的流量-效率曲线基本一致, 最高清水水力效率达到 86%, 但是在流量 1.2 万~2.0 万 m<sup>3</sup>/h 时, 设计扬程提高了 18 m 以上, 满足设计要求。

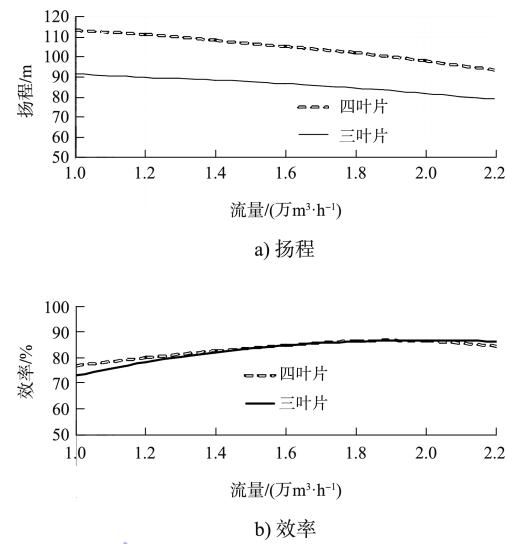


图 6 四叶片与三叶片泥泵性能对比

叶轮设计优化过程中, 考虑了叶轮流道的通过能力, 优化后四叶片叶轮的最大通过球径与三叶片叶轮相同, 最大通过球径均为 425 mm(图 7), 从而保证泥浆通过泥泵不发生堵塞。

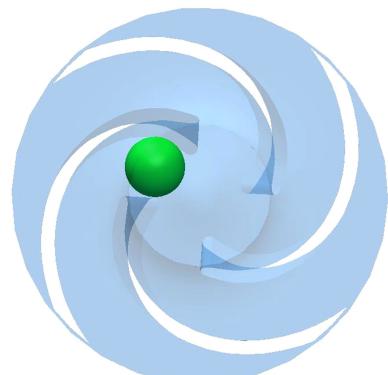


图 7 叶轮最大通过球径(直径 425 mm)

### 4.2 不同排距效能预测

#### 4.2.1 生产率计算

选取较为常见的粒径为 0.2 mm 细砂作为研究土质, 6 500 m<sup>3</sup>/h 绞吸船在不同排距下的最大生产率及对应泥浆浓度计算结果见图 8。可以看出, 单泵、双泵串联以及三泵串联的排距-生产率曲线均存在交点, 产生交点时的排距分别为 1.3、2.5 及 5.0 km, 当小于交点所对应的排距时, 四叶片的最大生产率要小于三叶片; 当大于交点所对应的排距时, 四叶片的最大生产率要大于三叶片, 且

随着排距的增大，四叶片与三叶片生产率的差值会越大。其中，单泵排距 4 km 时，四叶片生产率提高了 9%；双泵排距 9 km 时，生产率提高了 15.8%；双泵排距 10 km 时，生产率提高了 25%；三泵排距 15 km 时，生产率提高了 16.7%。从排距-浓度曲线可以看出，随着排距的增大，泥浆浓度均先保持不变，然后逐渐减小，且排距越大，三叶片时泥浆浓度下降越快。单泵时四叶片最长排距为 5.6 km，相对于三叶片提高了 14.3%；双泵时最长排距为 11.9 km，相对于三叶片提高了 14.4%；三泵最长排距为 18.3 km，相对于三叶片提高了 15.1%。

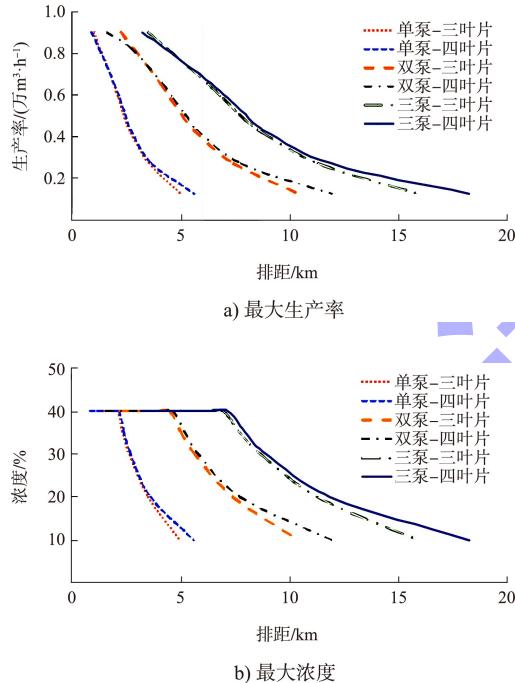


图 8 0.2 mm 细砂时不同排距下的最大生产率和最大浓度

#### 4.2.2 能耗计算

计算分析三叶片和四叶片时泥泵的单位时间内每千米排距单立方米耗功(简称“单位耗功”)，结果如图 9 所示。可以看出，0.2 mm 细砂时，三叶片或四叶片时  $6500 \text{ m}^3/\text{h}$  绞吸船在单泵、双泵以及三泵施工时单位耗功最小值及其对应的经济生产率基本相同。其中，三叶片时单位耗功最小值及其对应的经济生产率分别为  $0.404 \text{ kW} \cdot \text{h}/(\text{km} \cdot \text{m}^3)$  和  $6500 \text{ m}^3/\text{h}$ ，此时单泵、双泵及三泵对应的排距分别约为 1.95、4.00 及 6.50 km；四叶片时单位耗功最小

值及其对应的经济生产率分别为  $0.39 \text{ kW} \cdot \text{h}/(\text{km} \cdot \text{m}^3)$  和  $6500 \text{ m}^3/\text{h}$ 。相比三叶片，四叶片的经济产量几乎相同，但是单位耗功最小值耗功降低了 3.5%，此时单泵、双泵及三泵对应的排距分别为 2.1、4.4 及 7.0 km；以经济排距为起始点，相同排距下，四叶片的单位耗功比三叶片小，此时四叶片更经济，且随着排距的增大，两者的差值越大。单泵工况时泥泵转速的分布见图 10，额定转速  $250 \text{ r/min}$ ，考虑为变频电机，最大转速设置为  $300 \text{ r/min}$ ，图中生产率和单位耗功曲线与图 8、9 一一对应。可以看出，相对于三叶片，四叶片的单位耗功曲线整体向左偏移，即排距相差不大且能耗相同时，四叶片时的转速较低；相对于三叶片，产量相同时，四叶片的转速较低。

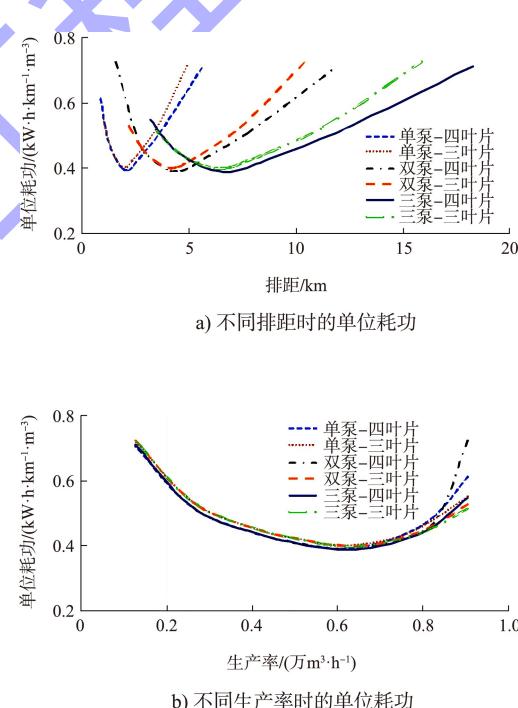


图 9 0.2 mm 细砂时不同排距、最大生产率时的单位耗功

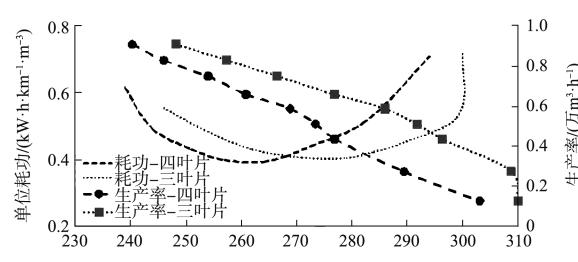


图 10 0.2 mm 细砂单泵时的泥泵转速分布

## 5 结论

1) 高效高压四叶片叶轮叶片型线设计为对数螺旋线,设计叶轮为扭曲叶片,通过对不同叶片包角进行优化计算,确定叶片包角为138°,此时泥泵内部流场的分布更加均匀。

2) 比例为0.35:1的模型试验结果验证了研发设计泥泵的水力性能。优化后泥泵最高效率为86.5%,流量1.2万~2.0万m<sup>3</sup>/h时,扬程较三叶片提高了18 m以上,满足设计要求。设计叶轮与原三叶片叶轮通过球径相同,最大通过球径均为425 mm。

3) 通过效能分析,土质为0.2 mm细砂时,长排距工况时,与三叶片相比,四叶片生产率提高了9%以上,最长排距提高了14%以上;四叶片与三叶片的经济生产率相差不大,但单位耗功最小值降低了3.5%。

(上接第186页)

## 参考文献:

- [1] Sector Board for Building and Civil Engineering. Structural use of concrete-Part1: Code of practice for design and construction-BS8110-1: 1997[S]. London: Board of BSI, 2002.
- [2] Civil Engineering and Building Structures Standards Committee. Structural use of concrete-Part2: Code of practice for special circumstances-BS8110-2: 1985[S]. London: Board of BSI, 2001.
- [3] Iron and Steel Standards Committee. Specification for hot rolled and hot rolled and processed high tensile alloy steel bars for the prestressing of concrete-BS4486: 1980[S]. London: Board of BSI, 1999.
- [4] Civil Engineering and Building Structures Standards Committee. Code of practice for Foundations-BS8004: 1986[S]. London: Board of BSI, 1999.
- [5] 苏州混凝土水泥制品研究院,苏州中材建筑建材设计研究院.先张法预应力混凝土管桩: GB 13476—2009[S].北京:中国标准出版社,2009.
- [6] 中交水运规划设计院有限公司.水运工程混凝土结构设

## 参考文献:

- [1] 庄海飞,杨晨,胡京招.4 500 m<sup>3</sup>耙吸挖泥船用高效泥泵的研究与应用[J].中国港湾建设,2017,37(1):63-67.
- [2] 刘明伟,庄海飞,郑琳珠,等.3 500 m<sup>3</sup>/h 绞吸挖泥船专用高效高耐磨泥泵研制与应用[J].港口科技,2018,(2):15-22.
- [3] 庄海飞,王文魁,郑琳珠,等.基于CFD和模型试验的水下泥泵优化设计研究[J].中国农村水利水电,2015(10):130-132,140.
- [4] 郑琳珠,陶润礼,庄海飞,等.基于数值模拟和模型试验的泥泵优化设计[J].中国港湾建设,2015,35(1):47-50.
- [5] Royal IHC. Dredge pumps the heart of the dredging challenge [DB/OL].[2017-05-30].https://www.royalihc.com/-/media/royalihc/products/dredging/cutter-dredging/csd-dredge-pump/d1-dredge-pumps-product-sheet.pdf.
- [6] 关醒凡.现代泵理论与设计[M].北京:中国宇航出版社,2011.
- [7] 马召辉.基于遗传算法的离心泵叶轮水力优化设计的研究[D].西安:西安交通大学,2009.

(本文编辑 王璁)

- 计规范: JTS 151—2011[S].北京:人民交通出版社,2011.
- [7] 中国建筑标准设计研究院.预应力混凝土管桩: 10G409[S].北京:中国计划出版社,2010.
- [8] 建华建材投资有限公司,中国建筑科学研究院.预应力混凝土管桩技术标准: JGJ/T 406—2017[S].北京:中国建筑工业出版社,2017.
- [9] 中交第三航务工程局有限公司.水运工程先张法预应力高强混凝土管桩设计与施工规程: JTS 167-8—2013[S].北京:人民交通出版社,2013.
- [10] 苏州混凝土水泥制品研究院,苏州中材建筑建材设计研究院.混凝土制品用冷拔低碳钢丝: JC/T 540—2006[S].北京:中国建材出版社,2006.
- [11] 中国建筑科学研究院.冷拔低碳钢丝应用技术规程: JGJ 19—2010[S].北京:中国建筑工业出版社,2010.
- [12] 巢斯,尤雪萍,蒋志贤.冷拔低碳钢筋焊接网的钢筋强度设计值[J].住宅科技,2000(4):33-35.

(本文编辑 武亚庆)