

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.02.002

漂浮取水泵叶轮水力设计及内部流场数值模拟

吴杰¹, 张世富², 张起欣¹, 张冬梅², 王铭¹

(1. 后勤工程学院 军事供油工程系, 重庆 401311;
2. 后勤工程学院 国家救灾应急装备工程技术研究中心, 重庆 401311)

摘要:为了研究漂浮取水泵内部流场分布规律,根据泵水力设计理论对叶轮进行了参数计算,基于 Pro/E 建立了叶轮和内部流场模型,利用 FLUENT 对内部流场进行了数值模拟,得到了漂浮取水泵的外特性曲线、压力和速度分布规律。结果表明:泵的功率曲线呈现驼峰状,效率曲线存在较宽的高效区;叶片受静压呈现旋转中心低,边缘高的总体趋势;泵叶片速度较大,隔舌和扩散管底部速度较小;在额定流量工况下,叶轮表面液流速度分布趋于均匀,流场分布较合理。研究结果可为优化叶轮几何参数、改善内部流场分布以及提高泵的效率提供一定参考。

关键词:漂浮取水泵;叶轮;水力设计;数值模拟

中图分类号:TH311 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2016)02-0005-07

Impeller Hydraulic Design and Numerical Simulation of Inner Flow Field of Floating Water Pump

WU Jie¹, ZHANG Shifu², ZHANG Qixin¹, ZHANG Dongmei², WANG Ming¹

(1. Department of Petroleum Supply Engineering, Logistical Engineering University, Chongqing 401311, China;
2. National Engineering Research Center for Disaster & Emergency Relief Equipment,
Logistical Engineering University, Chongqing 401311, China)

Abstract: In order to study the distribution of inner flow field of floating water pump, impeller parameter calculation was performed according to the pump hydraulic design theory. An impeller and inner flow field model were established basing on Pro/E. FLUENT was used to conduct the numerical simulation of inner flow field and the external characteristic curves, pressure and velocity distribution were informed. The results show that the power curve appears to be humped, and there is a broad high efficiency area on efficiency curve. Static pressure of blade presents an overall trend, which is low value in the center of rotation and high on the edge. The velocity of impeller is larger than that of volute tongue and diffusion tube bottom. Under the rated flow condition, the velocity of impeller surface flow tends to be equally distributed and the flow field distribution is rational. It provides certain references for optimization of impeller geometrical parameters, coordination of inner flow field distributions and improvement of pump efficiency.

Key words: floating water pump; impeller; hydraulic design; numerical simulation

机动供水系统是一套可移动的取水供水系统,主要用于大型火灾救援、城市应急排涝、干旱应急输水等大流量取水供水场合。该系统具备可机动、快速投运、大流量取水、安全稳定持续供水等优势,同时还兼备良好的环境、水质适应性^[1]。漂浮取水泵是该系统的重

要组成部分,目前有关漂浮取水泵的文献大多集中在原理和功能的介绍方面,而关于其水力设计、内部流动规律、各部件受压和速度分布情况等方面的文献较少。本文主要从混流泵叶轮的水力设计出发,按照既定的参数,对泵的叶轮进行水力设计,利用 Pro/E 软件进行

收稿日期:2015-12-13;修回日期:2015-12-30

基金项目:国家科技支撑计划(2014BAK05B08);工信部物联网发展专项资金支持(ZX201426903);重庆市科技攻关计划项目(cstc2012gg-sfgc00002)。

作者简介:吴杰(1990),男,福建寿宁人,硕士研究生,主要从事油气加注技术与装备研究。E-mail:181303234@qq.com

模型构建,用 FLUENT 软件进行数值模拟,并结合 ANSYS 软件进行结果后处理,得到了漂浮取水泵的外特性曲线、内部流场流动情况以及各部件的受力和速度分布等规律。

1 叶轮参数初选及优化

已知漂浮取水泵的额定流量 $Q = 900 \text{ m}^3/\text{h}$ 、扬程 $H = 20 \text{ m}$ 、额定转速 $n = 2\,000 \text{ r/min}$,按照速度系数法

对泵的参数进行初选,再结合普夫莱德尔(Pfleiderer)公式、叶片出口轴面速度公式、泵的基本方程等,联立求解得到关于泵出口圆周速度 u_2 的精确解公式,从而求得叶轮出口直径 D_2 的精确解;对比初选值和精确解的误差,采用二分法进行迭代求解,当二者差值达到精度 10^{-5} 时输出结果,具体过程如文献[2]所示。得到漂浮取水泵叶轮参数优化结果,如表1所示。

表1 漂浮泵叶轮参数优化结果

Table 1 Results of impeller optimization of floating water pump

泵进口直径 D_s/mm	泵出口直径 D_d/mm	泵轴径 d/mm	轮毂直径 d_h/mm	当量直径 D_0/mm	叶轮进口直径 D_i/mm	叶轮出口平均 直径 D_j/mm	叶片出口宽度 b_2/mm
400.0	400.0	33.1	40.0	185.0	190.0	256.0	18.0

2 叶轮轴面投影及叶片绘制

2.1 叶轮轴面投影图绘制

首先根据轴面液流过水断面绘制原理,可以得到叶轮轴面投影过水断面图,然后绘制流线弧长和过水断面面积的变化曲线(图1),确保曲线较为光顺、平滑,以此来检查过水断面图绘制的合理性。按照相邻流道之间过水断面面积相等的原则,绘制其他轴面投影流线^[3],见图2。

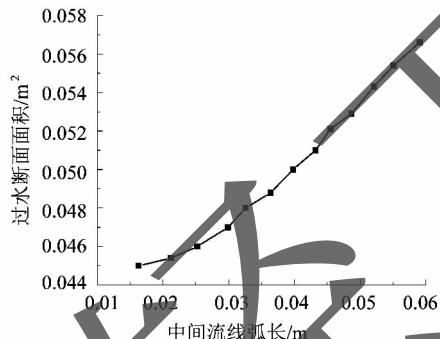


图1 过水断面面积变化曲线

Figure 1 Area changing curve of water cross-section

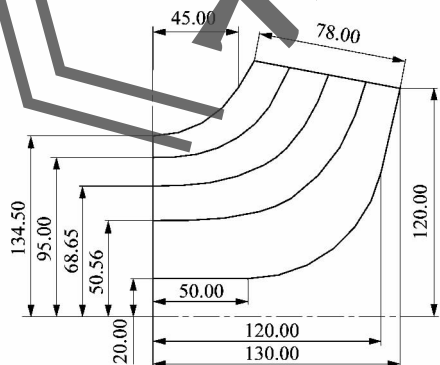


图2 叶轮轴面投影流线

Figure 2 Stream line of impeller axial projection

2.2 叶片绘制

按照保角变换的绘制原理,根据分点作图法步骤,依次绘制流线展开平面图、轴面截线图以及对轴面图叶片进行加厚处理。为了更加直观地反映混流泵叶片的真实扭曲程度,在经过加厚处理的轴面截线图(图3)的基础上绘制等高线,将轴面截线图分为若干份,并绘制叶片裁剪图(图4),即木模图^[4]。最后对叶片线型质量进行检查,以保证叶片具有良好的水力特性^[5]。

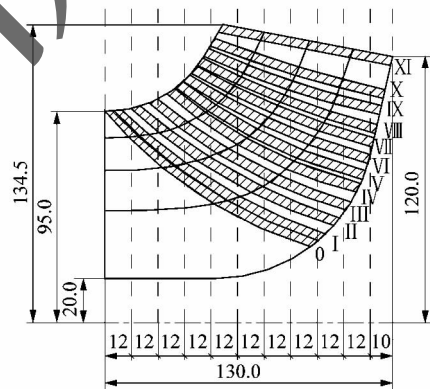


图3 轴面截线图等高线

Figure 3 Contour line of axial projection

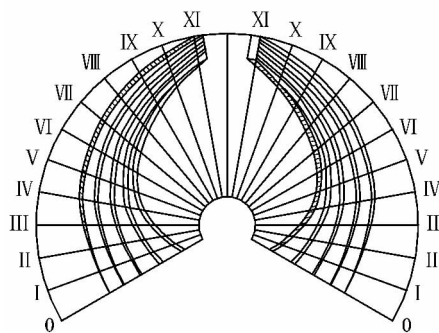


图4 叶片裁剪图(木模图)

Figure 4 Form drawing impeller

3 漂浮取水泵内部流场数值模拟

3.1 叶轮及内部流场模型建立

根据计算所得的参数,利用 Pro/E 软件对漂浮取水泵叶轮和叶片进行建模,得到叶轮叶片模型如图 5 所示,叶轮内部流场模型如图 6 所示。漂浮取水泵其他部件还包括吸水室、压水室,二者的水力设计在本文不进行详述,最后得到漂浮取水泵内部流场模型如图 7 所示。

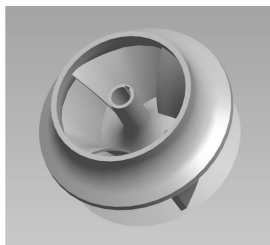


图 5 叶轮实体模型

Figure 5 Impeller model

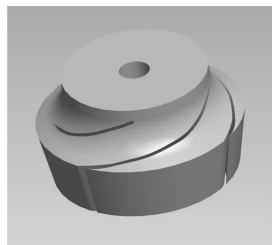


图 6 叶轮内部流场模型

Figure 6 Inner flow field model impeller

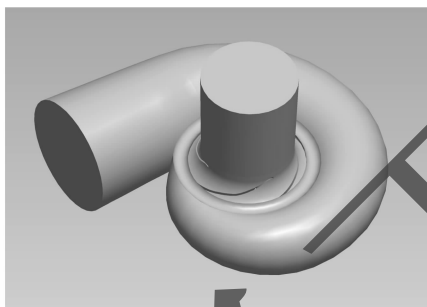


图 7 漂浮取水泵内部流场模型

Figure 7 Inner flow field of floating water pump

3.2 网格的划分与优化

利用 MESHING 进行网格划分。吸水室部分为较规则的圆台结构,因此采用非结构六面体网格;叶轮部分结构复杂,采用非结构四面体网格,在叶片表面采用膨胀处理,在叶轮出口处采取面积控制,如图 8 所示;蜗壳部分采用四面体非结构化网格;在进口段与叶轮接触部分、叶轮与蜗壳接触部分,都采用接触面积控制^[6]。最后得到漂浮取水泵内部流场模型网格划分,如图 9 所示,网格数量为 356 137 个,节点数为 76 315 个。

3.3 控制方程的选择

1) 质量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dx dy dz + \iint_A \rho dA = 0. \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度,本文为水,取 $\rho = 1\,000\text{ kg/m}^3$; A

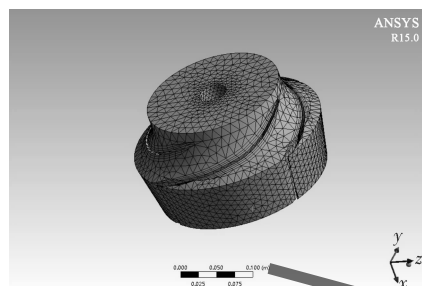


图 8 叶轮网格划分

Figure 8 Mesh of impeller

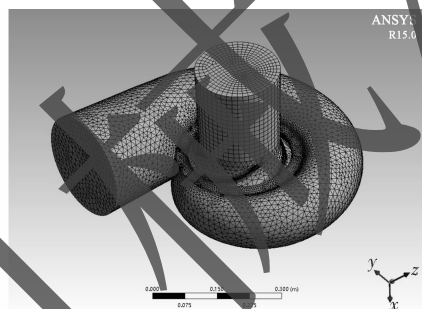


图 9 漂浮取水泵内部流场网格划分

Figure 9 Mesh of inner flow field of floating water pump

为控制面面积; $\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dx dy dz$ 为控制体微元内部质量的增加量。

2) 动量守恒方程

$$\frac{d}{dt} \iiint_V \rho u dV = \sum F. \quad (2)$$

式中: u 为流体运动速度/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$; V 为流体控制体体积/ m^3 ; $\frac{d}{dt} \iiint_V \rho u dV$ 为动量变化率; $\sum F$ 为外力之和,包括体积力和面积力^[7]。

3.4 求解器的选取与参数设置

在湍流模型中,选取 RNG κ - ε 模型、标准壁面函数,选择液态水作为流体域介质,设置叶轮部分为旋转区域,转速 $n = 2\,000\text{ r/min}$ 。在边界条件设置中,将叶轮与叶片壁面都设置为移动旋转壁面;进口为速度入口,出口为自由出流,其他壁面为静止壁面。

在求解方法设置中,选择连续的压力耦合方程的半隐式方法(SIMPLEC)的压强速度关联形式;单元中心变量梯度选择基于单元的最小二乘法(Least-Squares Cell-Based);压力插值方法选择标准插值(Standard);其他插值选择默认一阶迎风格式,保持默认的松弛因子;设置残差收敛精度为 10^{-5} ;最后对入口速度进行初始化^[8]。

3.5 数值模拟结果与分析

3.5.1 叶片受压情况与分析

为了研究流量大小和叶片受静压力之间的关系,图10对4种流量情况进行了数值模拟,其中540,720,900,1 080 m^3/h 分别代表了小流量、中等流量、额定流量和大流量的情况。结果表明:①叶片受静压力呈现旋转中心低,边缘高的总体趋势。②随着流量的增大,

相同位置处叶片受到的静压力逐渐减小。在转速不变的情况下,流量增大意味着泵出口阀门开度增大,液流的通过性增强,导致泵内部压力降低,叶片表面所受的静压力也随之降低。③在相同旋转半径条件下,工作面的压力大于背面压力^[9]。④叶片受静压力最大值点位于叶片旋转边缘工作面上,最小值点位于靠近旋转中心的叶片背面上。

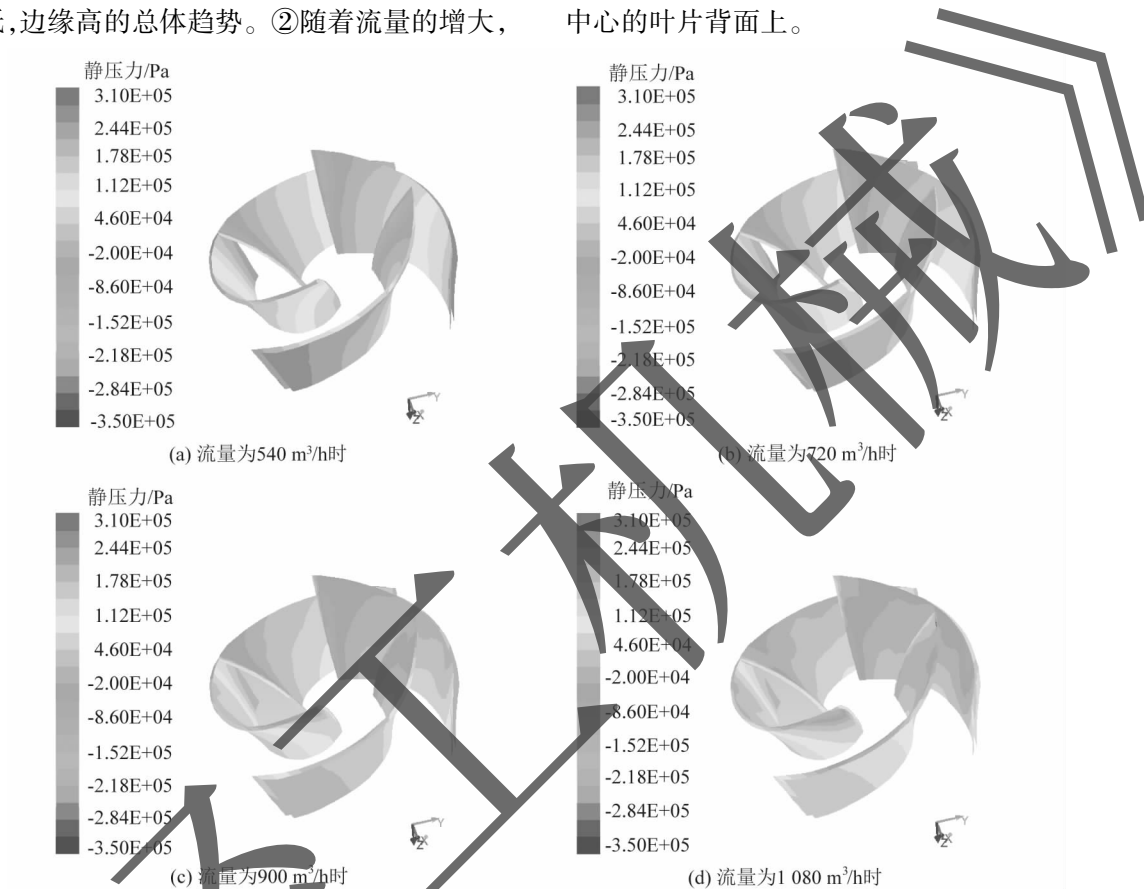


图10 不同工况下叶片受静压力情况

Figure 10 Static pressure of blades under different flow conditions

3.5.2 速度分布情况与分析

1) 整体速度矢量图

漂浮取水泵内部流场模型速度分布情况,如图11所示。从模型整体上看:速度分布呈现旋转中心大,边缘小的规律。叶轮部分速度明显大于其他部分,且叶片末端出口方向速度相对较大。蜗壳部分靠近隔舌处、扩散管段靠近旋转中心处速度较低^[10]。

2) 叶轮速度分布规律

在不同流量工况下,叶轮内部流体速度大小也不同,如图12所示。可以得到以下结论:①从整体上看,叶片速度普遍大于盖板处的速度,且随着距离旋转半径的增大,叶片速度也逐渐增大,在叶片出口外边缘达到最大值;最小速度位于叶片与下盖板交界处,靠近泵

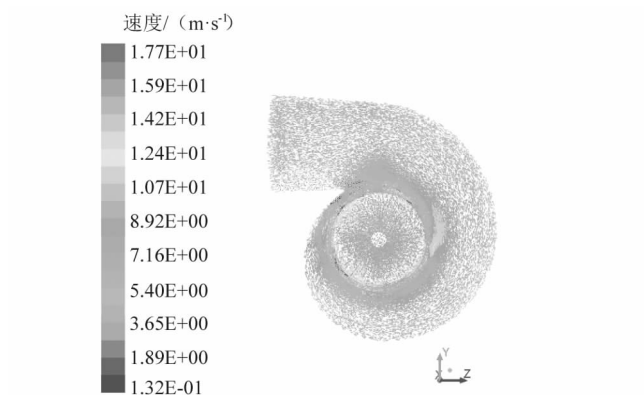


图11 内部流场模型速度矢量分布

Figure 11 Velocity vector distribution of inner flow field model

轴的位置^[11]。

②在小流量工况下,叶片表面液流速度呈现进口低、出口高,中间低、边缘高的规律。叶轮进口、盖板、叶片表面液流速度差别较大,分布相对不均。在额定

流量工况下,叶轮表面液流速度分布趋于均匀,流场分布较合理。在大流量工况下,进口处液流速度大幅度增大,这是因为叶片进口处受到较大液流的冲击,呈现出较大的速度^[12]。

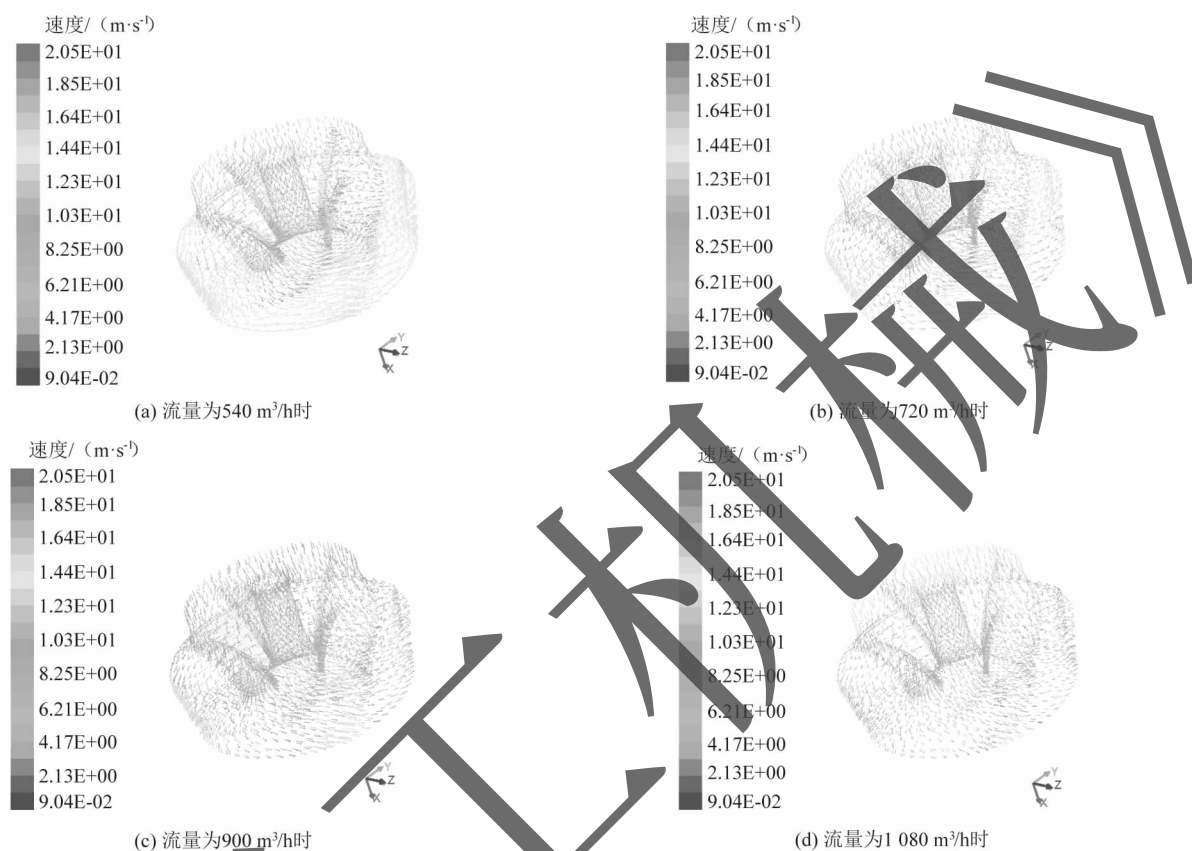


图 12 不同工况下叶轮速度矢量分布情况

Figure 12 Impeller velocity distribution under different flow conditions

3.5.3 漂浮取水泵外特性模拟结果

为了便于研究漂浮取水泵的外特性,本章选取流量范围为:360~1170 m³/h。利用 FLUENT 软件的数据输出功能,联立叶轮旋转角速度、泵扬程、泵功率、效率公式^[14],可得

$$\eta = \frac{30Q_v(p_1 - p_0)}{M\pi n\rho} \quad (3)$$

式中: η 为泵的效率; Q_v 为泵的体积流量/(m³·s⁻¹); p_0 为泵进口压力/Pa; p_1 为泵出口压力/Pa; M 为泵叶轮扭矩/(N·m)。

根据式(3)进行不同流量工况下的数值模拟,可以得到不同工况下的结果,如表2所示。

由表2的数据在 ORIGIN8.0 软件中进行图形绘制,得到漂浮取水泵外特性曲线,如图13所示。

观察数据表和图形可以得到:

1) 随着流量的增大,泵的扭矩先增大后减小,由于旋转角速度只和转速有关,在转速恒定时,角速度不发生变化,因此泵扭矩的大小与轴功率成正比,可见轴功率随着流量的增大,先增大后减小,即存在一个极值点,这是无过载功率曲线的特征^[14]。

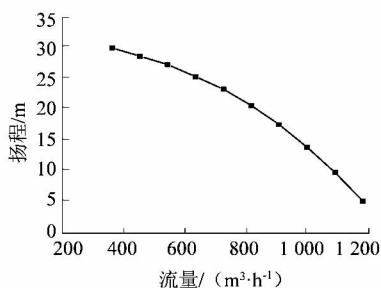
2) 泵进口总压力随着流量增大而增大,泵出口总压力则相反,且泵的扬程随流量增大不断减小。这是由于流量越大,进口液流的速度越大,进口动能越大,进口的真空度越大,同时该部分压力损失越大,进口总压力增大;由于泵扬程与流量成负相关,流量越大,泵的扬程越低,则泵出口受到的静压越小,总压也越小^[15]。

3) 漂浮取水泵的效率随流量增大,先增大后减小,效率曲线呈现驼峰形式,在小流量和大流量区域曲线较陡,高效区的范围较宽,在额定流量工况前后能保证高效运行^[16]。

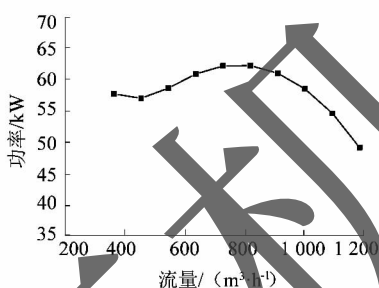
表2 漂浮取水泵外特性曲线数据表

Table 2 External characteristic data of floating water pump

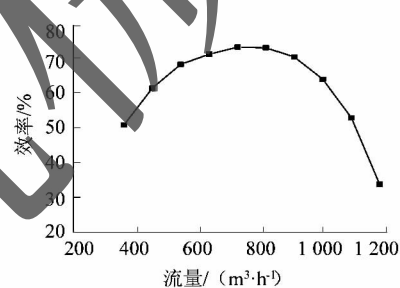
序号	体积流量 $Q_v / (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	转速 $n / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	扭矩 $M / (\text{N} \cdot \text{m})$	功率 P / kW	出口总压力 p_1 / Pa	进口总压力 p_0 / Pa	扬程 H / m	效率 $\eta / \%$
1	360	2 000	275.90	57.76	306 468.09	11 183.56	30.10	51.13
2	450		272.47	57.04	295 170.94	13 077.59	28.76	61.82
3	540		280.26	58.67	285 241.44	16 539.50	27.39	68.70
4	630		291.09	60.93	272 301.06	22 845.20	25.43	71.64
5	720		297.36	62.25	259 855.38	30 525.71	23.38	73.68
6	810		297.62	62.30	242 825.08	39 342.87	20.74	73.49
7	900		291.79	61.08	222 213.70	49 114.25	17.65	70.85
8	990		279.66	58.54	197 051.50	60 070.78	13.96	64.35
9	1 080		260.86	54.61	168 799.19	71 960.37	9.87	53.20
10	1 170		234.69	49.13	136 379.75	85 070.31	5.23	33.94

注: P 为泵的轴功率。

(a) 流量-扬程曲线



(b) 流量-功率曲线



(c) 流量-效率曲线

图13 漂浮取水泵外特性曲线

Figure 13 External characteristic curves of floating water pump

4 结论

本文结合泵的水力设计理论,对漂浮取水泵叶轮进行了水力设计和模型构建,并通过 FLUENT 软件对内部流场进行了数值模拟,结果表明:①叶片受静压力呈现旋转中心低,边缘高的总体趋势,随着流量的增大,相同位置所受的静压不断减小。②相同旋转半径下,叶片工作面压力大于背面压力,受静压力最大值在叶片外边缘工作面上,最小值在叶片进口背面上。③整体上看,泵叶片部分速度较大,隔舌和扩散管底部速度较小。④在小流量工况下,叶片表面液流速度呈现进口低、出口高,中间低、边缘高的规律;在额定流量工况下,叶轮表面液流速度分布趋于均匀,流场分布较合理。⑤泵的扬程随着流量的增大而减小,功率曲线呈现驼峰状,效率曲线存在较宽的高效区。以上结论为漂浮取水泵结构的改进优化和效率的提高提供一定的借鉴和参考。

参考文献:

- [1] 李登松,宋文武. 漂浮式潜水泵的研究与应用[J]. 水泵技术,2013(2):1-3.

- [2] 吴杰,张世富,张起欣,等. 漂浮潜水泵参数理论优化及内部流场数值模拟[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版),2015,29(9):70-74.
- [3] 许旭东. 高比转数混流泵叶轮水力设计 CAD 系统的研究[D]. 扬州:扬州大学,2009:24-25.
- [4] CHOI J S, MCLAUGHLIN D K, THOMPSON D E. Experiments on the unsteady flow field and noise generation in a centrifugal pump impeller [J]. Journal of sound and vibration,2003,263(3):105-110.
- [5] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京:宇航出版社,1995:216-220.
- [6] VERTREES R A, YU Y, WACKER C, et al. Arterial-venous perfusion without anticoagulation: the impeller centrifugal pump [J]. The journal of extra-corporeal technology,1991,22(4):160-163.
- [7] ARIELY S, KHENTOUV A. Erosion corrosion of pump impeller of cyclic cooling water system[J]. Engineering failure analysis,2005,13(6):236-240.
- [8] 黎义斌,李仁年,王秀勇,等. 混流泵内部流动不稳定特性的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2013,31(5):384-389.
- [9] 闫利宇. 基于 ANSYS 的混流泵数值模拟仿真[D]. 成都:西华大学,2014:25-30.
- [10] 张德胜,施卫东,陈斌,等. 高扬程潜水排污泵叶轮和蜗壳的匹配优化与试验[J]. 农业工程学报,2013(1):78-85.

(下转第14页)