

文章编号: 1007-2284(2020)09-0008-08

翼型最大厚度与最大拱度位置 对轴流泵水力性能的影响

张萌¹ 石丽建¹ 王燕¹ 郑宇航¹ 梁佳辉² 刘聪³

(1. 扬州大学水利科学与工程学院 江苏 扬州 225009; 2. 扬州大学数学科学学院 江苏 扬州 225002;
3. 扬州大学信息工程学院 江苏 扬州 225127)

摘要: 为了研究翼型最大厚度与最大拱度位置对轴流泵水力性能的共同影响, 以“儒可夫斯基翼型”为基础翼型, 对轴流泵叶片的设计参数进行调整, 通过数值模拟的方法, 分析翼型最大厚度位置及最大拱度位置对轴流泵水力性能的影响。首先对轴流泵进行单因素分析, 分别针对翼型最大厚度位置和翼型最大拱度位置, 保持水泵其余设计参数不变, 对设计的不同叶轮模型进行数值模拟计算, 再将 2 者协同考虑, 最后取最优设计结果进行不同工况下轴流泵水力性能分析。设计结果表明, 最大翼型厚度位置的理想取值范围为(0.175~0.25) L , 翼型最大拱度位置的推荐取值范围为(0.6~0.7) L 。同时发现当参数 κ 取为 0~0.07 时, 水泵综合性能较好。研究可为轴流泵高效设计提供一定的理论基础及设计依据。

关键词: 轴流泵; 翼型厚度; 翼型拱度; 儒可夫斯基翼型; 数值模拟; 水力性能

中图分类号: TV675 文献标识码: A

The Influence of Maximum Airfoil Thickness Position and Maximum Airfoil Camber Position on Hydraulic Performance of Axial-flow Pumps

ZHANG Meng¹, SHI Li-jian¹, WANG Yan¹, ZHENG Yu-hang¹, LIANG Jia-hui², LIU Cong³

(1. College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, Jiangsu Province, China;
2. College of Mathematical Science, Yangzhou University, Yangzhou 225002, Jiangsu Province, China;
3. School of Information Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225127, Jiangsu Province, China)

Abstract: In order to study the influence of maximum thickness position and maximum camber position of airfoil on the hydraulic performance of the axial-flow pump, the design parameters of axial flow pump vane is adjusted on the basis of Joukowski airfoil. Through the method of numerical simulation, the influence of the maximum thickness position and maximum camber position on the hydraulic performance of the axial flow pump is analyzed. Firstly, based on the maximum thickness position and the maximum camber location of the airfoil, a single-factor analysis is carried out on the axial-flow pump, and the other design parameters of the axial-flow pump remained unchanged. Different impeller models for numerical simulation calculation are created. Secondly, both the maximum thickness position and the maximum camber position are taken into consideration in the design of the vane. Finally, the optimal design result is selected to analyze its hydraulic performance under different working conditions. The design results show that the ideal value range of the maximum airfoil thickness position is (0.175~0.25) L , and the recommended value range of the maximum airfoil camber position is (0.6~0.7) L . At the same time, it is found that when the parameter κ is within the range of 0~0.07, the comprehensive performance of the pump is better. This paper serve as a certain theoretical basis and design basis for the design of axial flow pumps.

Key words: axial-flow pump; airfoil thickness; airfoil camber; Joukowski airfoil; numerical simulation; hydraulic performance

收稿日期: 2019-11-06

基金项目: 国家自然科学基金项目(51376155); 江苏省自然科学基金项目(BK20190914); 中国博士后科学基金资助项目(2019M661946); 江苏省高校自然科学研究项目(19KJB570002); 扬州市自然科学基金项目(YZ2018103); 江苏省水利科技项目(2017031); 江苏省

高校优势学科建设项目(PAPP); 扬州大学大学生科创基金项目(x20190463)。

作者简介: 张萌(1999-), 男, 本科, 从事轴流泵装置理论研究。E-mail: 1115407637@qq.com。

通讯作者: 石丽建(1989-), 男, 讲师, 研究生导师, 博士, 主要从事水利工程和流体机械设计研究。E-mail: shilijian@yzu.edu.cn。

0 引言

在轴流泵叶轮的设计环节中,叶片设计的好坏对水泵水力性能有着较大的影响,而翼型的厚度与拱度是轴流泵叶片设计的重要参数。当翼型厚度、拱度的大小及位置改变时,轴流泵的效率、扬程及汽蚀性能均有较大变化。为了尽可能提高轴流泵的水力性能,对翼型拱度和厚度进行相关研究是很有必要的。

石丽建^[1]从理论上进行了分析,得出当翼型最大拱度位置在(0.4~0.6)L时具有较好的能量性能和汽蚀性能。当翼型最大拱度位置为0.5L时,水泵具有较宽的高效区运行范围。夏烨^[2]通过运用Bezier曲线对原始翼型进行五阶参数化后,得到在翼型最大拱度位置为(0.4~0.6)L时升阻比较好,而在0.6L位置时效率最高。汤方平^[3]、陶然^[4]等对轴流泵设计方法进行创新优化,分别提出了轴流泵叶片多学科设计优化和基于遗传算法的轴流泵优化设计。万韬^[5]、沙毅^[6]、曹婷^[7]等基于参数化的设计思想,采用理论计算结合数值模拟的方法设计轴流泵,并讨论多个几何参数对轴流泵性能的影响,强调最优工况运行的重要性。严敬^[8]深化了轴流泵叶轮叶栅流动理论,将奇点分布理论转化为轴流泵叶轮翼型的实用设计方法。张德胜^[9]通过密度修正的RNG k-ε湍流模型的滤波器模型,运用ANSYS CFX进行数值模拟,成功预测了轴流泵叶顶区云状空化非定常脱落过程。曹卫东^[10]为研究预应力对便携式轴流泵叶片应变及应力的影响,根据以雷诺平均方程为基础的SST k-ω湍流模型和弹性体结构动力学方程,发现轴流泵叶片的变形主要发生在叶片进口轮缘处,且从轮毂到轮缘的径向方向上,变形程度逐渐变大。PETŘÍČEK R^[11]研究了工业容器设计时叶轮类型所产生的影响,通过可靠的方法提出了具有良好性能的模型,以提升机械搅拌过程中固液传质的效率。PARK H^[12]提出了一种轴流泵叶轮的优化设计方法,通过优化几何参数来提高效率和降低净正吸入压力水头。MOHAMMADI M T^[13]等人研究了轴流泵流场的瞬时流场和平均流场,揭示了轴流泵流场中流场形态和湍流特性。SHERVANI-TABAR M T^[14]等人根据振动信号对轴流泵的空化性能进行监测,运用经验模态分解和Hilbert-Huang变换的方法,较为精确地监测了泵在现场运行中的空化强度。MILIND T R^[15]等人运用多体动力学(MBD)和有限元(FE)相结合的方法,建立轴流泵的有限元模型,成功预测了泵的强迫振动行为。ZHANG R^[16]等人通过滤波器模型对轴流泵的空化流动进行数值研究,得出空化性能降与叶片吸力面空化流动的不稳定性有关的结论。

国内外研究学者对水泵设计理论及优化方法研究较多,而针对翼型参数对水泵性能的影响研究较少。特别是对轴流泵叶片翼型厚度和拱度分布的研究较少。本文基于平面叶珊理论和CFD数值模拟方法,研究最大厚度和最大拱度的不同位置对轴流泵叶轮水力性能的影响。基于儒可夫斯基翼型,调整相关参数改变最大厚度及拱度位置,进而分析最大厚度和拱度对轴流泵水力性能的共同影响。

1 叶片设计原理

1.1 儒可夫斯基翼型

在研究叶片翼型最大厚度及最大拱度位置对轴流泵水力性能影响的过程中,翼型的选择至关重要,若翼型能够做到参数化,将对研究带来极大的方便。目前,国内大多采用“791翼型”^[2]、“儒可夫斯基翼型”^[17]和“NACA翼型”^[18]作为水泵设计的基础翼型。其中,“儒可夫斯基翼型”结构简单,参数意义明确,能够精确控制翼型形状,便于本文中对最大厚度位置及最大拱度位置进行控制。因此,在本文的研究过程中均采用“儒可夫斯基翼型”作为水泵设计的基础翼型。

儒可夫斯基基础翼型的厚度及拱度计算公式如下所示:

$$\begin{cases} Y_a(x) = 4 \varepsilon x^a (1-x)^b \\ Y_t(x) = 1.54 \delta x^c (1-x)^d \end{cases} \quad (1)$$

式中: Y_a 为翼型不同位置上的拱度, mm; Y_t 为翼型不同位置上的厚度, mm; ε 为翼型最大拱度, mm; δ 为翼型最大厚度, mm; x 为翼型弦长 L 的相对位置, 其取值范围为 [0, 1]; 当 x 取值为 0.5 时, 公式表示为翼型正中间的拱度及厚度。

对翼型尾部进行加厚处理,变化后翼型厚度公式为:

$$Y_t(x) = 1.54 \delta x^c (1-x)^d + 3 x^6 (1-x)^{0.5} \quad (2)$$

当参数 a, b, c, d 取不同值时,翼型最大厚度及拱度大小发生了改变,本文只研究最大厚度位置和最大拱度位置的改变对水泵设计结果的影响,因此,为了使不同截面上翼型的最大厚度及最大拱度值保持不变,需要对翼型拱度、厚度公式进行变换:

$$\begin{cases} A_a(x) = \frac{\varepsilon Y_a(x)}{(Y_a)_{\max}} = \frac{4 \varepsilon^2 x^a (1-x)^b}{(Y_a)_{\max}} \\ A_t(x) = \frac{\delta Y_t(x)}{2(Y_t)_{\max}} = \frac{0.77 \delta^2 x^c (1-x)^d}{(Y_t)_{\max}} \end{cases} \quad (3)$$

式中: A_a 为调整后的翼型拱度, mm; A_t 为调整后的翼型厚度, mm; $(Y_a)_{\max}$ 为公式(1)中翼型不同位置拱度的最大值, mm; $(Y_t)_{\max}$ 为公式(1)中翼型不同位置厚度的最大值, mm。

由此便得到了轴流泵叶片翼型的上、下缘曲线表达式:

$$Y(x) = A_a(x) \pm A_t(x) \quad (4)$$

为了研究轴流泵叶片翼型曲线表达式中参数 a, b, c, d 对翼型最大厚度及拱度位置的影响,进一步对公式(1)进行解析。

首先对公式(1)进行换元处理:

$$Y_a(x) = 4 \varepsilon X^a Y^b \quad (5)$$

$$X=x, Y=1-x.$$

再对公式(5)求导:

$$Y'_a(x) = 4 a \varepsilon X^{a-1} Y^b - 4 b \varepsilon X^a Y^{b-1} \quad (6)$$

令公式(6)等于0求解得到,当 $x=a/(a+b)$ 时,曲线取得最大值,即翼型最大拱度的位置在 $x=a/(a+b)$ 处。同样对翼型厚度公式进行解析后发现,翼型最大厚度的位置在 $x=c/(c+d)$ 处。

但由于上文对翼型尾部进行了加厚处理,导致翼型最大厚度位置与理论值之间产生了一定的偏差。因而有必要研究 $c+d$ 的取值对误差大小的影响,见表1。由表1可知,当 $c+d \leq 2$ 时,计算误差较小,而本文 $c+d \geq 2$,因此可认为 $c/(c+d)$ 处翼型厚度的位置最大。

表 1 参数 $c+d$ 的不同取值下误差大小Tab. 1 The size of error under different values of parameters $c+d$

试验	$c+d$	理论值	实际值	误差/%
1	1	0.5 L	0.511 L	2.2
2	2	0.5 L	0.511 L	2.2
3	4	0.5 L	0.524 L	4.8
4	6	0.5 L	0.917 L	83.4

综上所述:当 $a+b=2$ 时,翼型最大拱度位置为 $(a/2) L$;当 $c+d=2$ 时,翼型最大厚度位置为 $(c/2) L$ 。因此,在下文水泵设计的过程中,翼型最大拱度位置及最大厚度位置的调整将十分便捷,为叶片设计奠定了基础。

图 1 为叶片轮毂处截面的翼型展开图,翼型采用“儒可夫斯基翼型”,设计时 $a=1.2$ $b=0.8$ $c=0.5$ $d=1.5$,此时最大拱度位置为 $0.6 L$,最大厚度位置为 $0.25 L$ 。

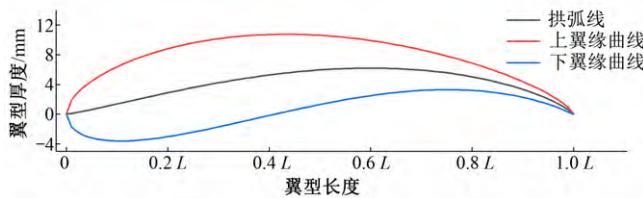


图 1 参数化翼型展开图

Fig.1 Airfoil parameterized unfolded-drawing

1.2 叶轮设计原理

根据实际情况确定待设计叶轮的流量、扬程、转速、轮毂直径、叶轮直径、叶片数这 6 个初始数据。采用平面叶栅理论,沿径向方向按线性规律取 10 个断面,通过 Matlab 程序得到叶轮不同断面上的叶栅稠密度、旋转分速度和轴向分速度^[19]、叶片安放角、翼型拱度及厚度等参数的设计结果。

其中叶栅稠密度的优化根据等强度设计方法选取叶尖叶栅稠密度值和叶根叶栅稠密度值,而轮毂和轮缘之间各截面的叶栅稠密度采取抛物线分布。根据叶栅稠密度的设计结果确定叶片弦长,不同水泵叶轮设计结果的最大拱度和最大厚度值保持一致。

旋转分速度的优化有助于提高轮缘侧环量,减小轮毂侧环量,提高泵的效率^[20]。可通过旋转分速度修正系数进行修正,其变化趋势为从轮毂到轮缘按抛物线分布,轴向速度为液体在轴流泵叶轮圆柱流面上的运动,可用排挤系数进行修正,不同设计结果的水泵叶轮采用的修正系数保持一致。通过旋转分速度和轴向速度的优化,可以得出叶片的进口液流角和出口液流角。为保证轴流泵在较好的状况下运行,可采用进口冲角和出口冲角分别对其进行修正,由此可以得出叶片进口角和出口角 α_2 的平均值即为叶片安放角^[21]。

将平面叶栅理论设计结果通过坐标变换转化成 TurboGrid 可接受的三维坐标数据格式。

通过设计叶轮模型、TurboGrid 画网格、CFX 仿真计算等一系列手段计算出所设计的轴流泵叶轮模型的水力性能。通过对计算结果的分析,确定各项参数对轴流泵叶轮水力性能的影响大小,并以此为依据,对轴流泵模型的各项参数进行修正,同

时对新的模型进行数值模拟。由此获得在初始数据条件下性能最优的轴流泵叶轮模型。图 2 为叶轮设计流程。

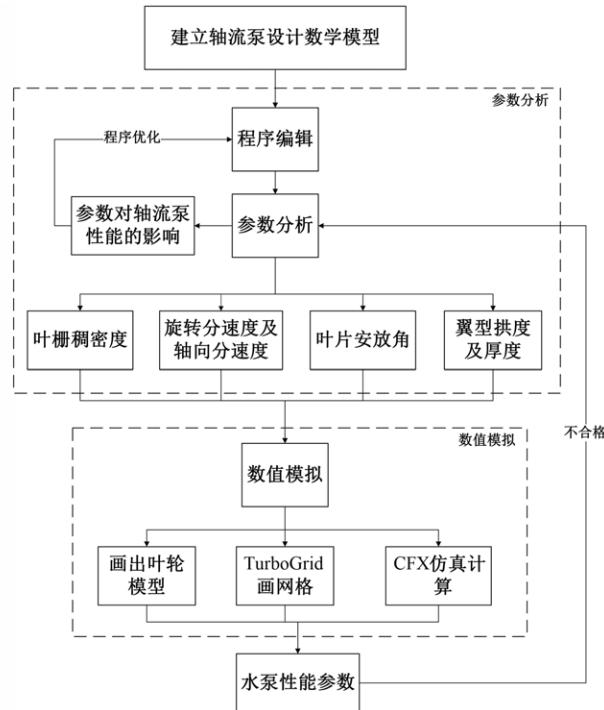


图 2 叶轮设计流程

Fig.2 Design flow chart

2 数值模拟

2.1 叶轮模型

本文中所设计叶轮模型的初始参数为:设计流量 360 L/s,扬程 5.5 m,转速 1 450 r/min,轮毂直径 120 mm,叶轮直径 300 mm,叶片数 4 片。

在设计过程中,将轴流泵从轮毂到轮缘分成 10 个翼型断面,各断面直径分别为 120、140、160、180、200、220、240、260、280、300 mm。轴流泵叶轮设计涉及到 10 个断面的设计参数,包括翼型安放角、叶栅稠密度、最大拱度值和最大厚度值等,这些参数在叶片设计过程中都保持不变。在本文设计模型中,10 个断面的主要设计参数见表 2。

表 2 叶片各断面主要设计参数

Tab.2 Main design parameters of each section of blade

断面直径/mm	叶栅稠密度	最大厚度/mm	最大拱度/mm	翼型安放角/(°)
120	0.975	12.00	6.20	49.18
140	0.950	11.33	5.98	40.86
160	0.925	10.67	5.76	35.06
180	0.900	10.00	5.53	30.84
200	0.875	9.33	5.31	27.64
220	0.850	8.67	5.09	25.13
240	0.825	8.00	4.87	23.11
260	0.800	7.33	4.64	21.46
280	0.775	6.67	4.42	20.08
300	0.750	6.00	4.20	18.91

基于上述设计参数,对叶片不同断面上的翼型最大厚度位置及最大拱度位置进行调整,得到不同叶轮模型后进行数值模拟计算。由此分析上述2个因素对轴流泵水力效率的影响,进而确定翼型最大厚度位置及最大拱度位置对轴流泵水力性能的影响规律。

2.2 网格无关性分析

本文采用Turbogird对翼型进行结构化网格划分,单通道网格数从6万个到30万个,共分为10组数据进行网格无关性分析。从同一模型下不同网格数的计算结果来看,轴流泵效率随着网格数的增多而逐渐增大,当网格数较小时,效率呈线性增长,且涨幅较大;当网格数达到12万个时,网格数~效率曲线出现转折点,最终计算结果趋于稳定;见图3。从计算精度和计算效率2方面综合考虑,本文最终的单通道网格数量控制在15万个。

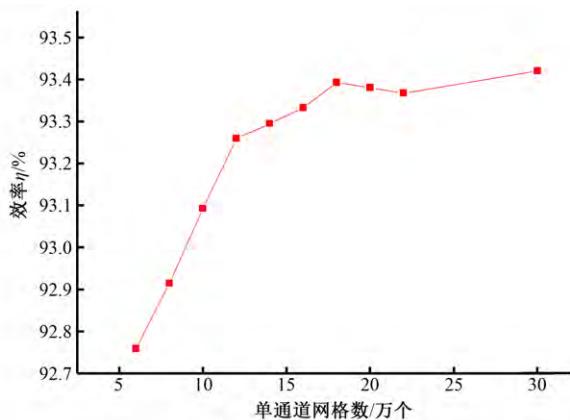


图3 不同网格数下效率曲线

Fig.3 Efficiency curves under different grid numbers

2.3 数值模拟

本文主要研究轴流泵叶轮的水力性能,为减少数值计算量,不对其他过流部件进行数值模拟计算。同时,为了计算的准确性,将水泵进口和出口相应延长一段距离。叶轮模型见图4。

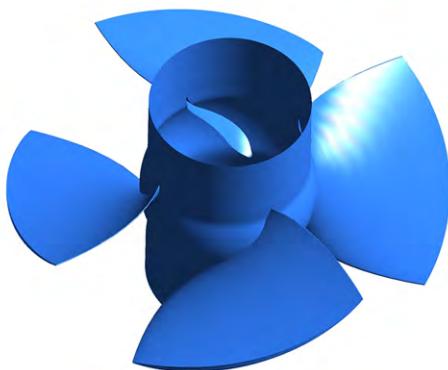


图4 叶轮模型

Fig.4 Impeller model

在数值模拟时,计算域为轴流泵叶轮。计算区域的进口为叶轮的进口,进口边界条件设置为总压,进口总压为1个标准大气压;计算域的出口为叶轮的出口,出口边界条件设置为质量流量,设计出口流量为360 L/s;叶轮单边间隙为0.1 mm;数

值计算采用时均N-S方程;湍流模型采用标准 $k-\varepsilon$ 模型;场域内不存在热传递、热辐射;收敛条件为 1×10^{-6} 。

3 计算结果分析

3.1 翼型最大厚度位置

为了得到最大翼型厚度位置对轴流泵水力效率及汽蚀性能的影响规律,采用控制变量法,以“儒可夫斯基翼型”作为基础,仅改变翼型最大厚度位置进行研究。轴流泵叶轮设计过程中涉及到的10个断面的设计参数均保持一致,翼型最大拱度位置在翼型正中间,即 $0.5L$ 处。改变公式(1)中系数c和d的取值,使得翼型最大翼型厚度位置分别处于 $0.1L$ 、 $0.125L$ 、 $0.15L$ 、 $0.175L$ 、 $0.2L$ 、 $0.225L$ 、 $0.25L$ 、 $0.3L$ 、 $0.35L$ 、 $0.4L$ 、 $0.45L$ 、 $0.5L$ 、 $0.55L$ 、 $0.6L$ 、 $0.65L$ 、 $0.7L$ 处,共计16种设计方案。

根据上述16种设计方案,利用CFD数值模拟,对不同方案下轴流泵水力性能进行分析。图5给出了不同翼型最大厚度位置下泵的扬程及效率曲线。

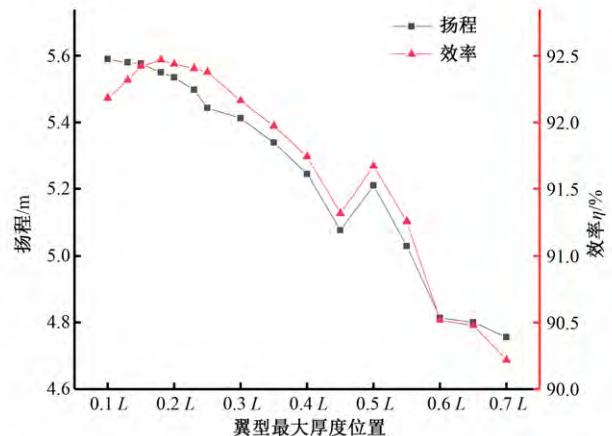


图5 不同最大翼型厚度位置下扬程及效率曲线($Q=360$ L/s)

Fig.5 Head and efficiency curves at different maximum airfoil thickness positions

由图5可知,轴流泵的扬程曲线近似线性分布,最大厚度位置位于翼型前端时,扬程下降并不明显;当最大厚度位置移动到 $0.3L$ 右侧时,扬程随着最大厚度位置的增大急剧下降。轴流泵的效率曲线呈抛物线形分布,当最大厚度位置在 $0.175L$ 时,效率取得最大值,约为92.47%;当翼型最大厚度位置小于 $0.175L$ 时,轴流泵效率随着最大翼型厚度位置左移而降低;而翼型最大厚度位置大于 $0.175L$ 时,效率逐渐降低至90%,下降幅度较大。综合2条曲线的变化趋势,当翼型最大厚度位置位于 $0.175L$ 处时,轴流泵效率达到最大,此时扬程也保持在较高水平,满足设计要求;当翼型最大厚度位置位于 $0.5L$ 处时,轴流泵扬程和效率出现突增,为局部最大值,相对较优。

为了分析最大翼型厚度位置对轴流泵汽蚀性能的影响,需要对不同模型下的必需汽蚀余量进行预测。本文采用参考文献的计算公式^[22]作为必需汽蚀余量的预测公式。根据对叶片汽蚀区域的观察,一般汽蚀发生在叶片背面距离轮毂0.8倍叶片宽度处,且距叶片进口(0.1~0.2)倍叶片长度的位置。因此,在数值计算结果中取出该区域叶片背面的最低压力值作为预

测必需汽蚀余量的汽化压力。计算公式如下:

$$NPSH_{re} = \frac{P_{in}}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (7)$$

式中: P_{in} 为叶轮进口总压; P_v 为叶轮背面距叶片进口(0.1~0.2) L 位置处的最小压力; $NPSH_{re}$ 为叶片必需汽蚀余量。

距离轮毂 0.8 倍叶片宽度($span = 0.8$) 的叶片表面压力分布见图 6。在叶轮设计时, 近轮缘处厚度较大, 使得翼型头部压差过大, 容易产生空泡, 从而导致局部离散的高压点和低压点。另外, 翼型尾部的加厚处理使翼型尾部出现方头, 进而在尾部产生局部的压力跳动^[22]。根据图 6 取出(0.1~0.2) L 位置处的最小压力, 从而计算得到该设计结果的必需汽蚀余量值。

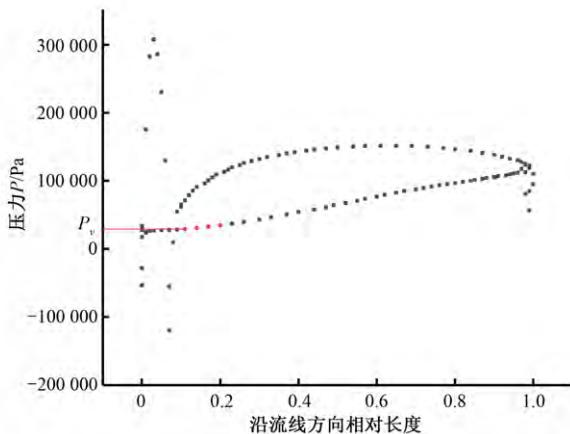


图 6 翼型断面压力分布图($span = 0.8$)

Fig.6 Pressure distribution of airfoil section

对于不同最大厚度位置设计结果同样采用上述预测必需汽蚀余量的方法进行计算, 得到不同最大翼型厚度位置下汽蚀余量计算值, 见图 7。从图 7 中可以看出, 轴流泵汽蚀余量曲线随着最大翼型厚度位置的右移而下降, 即轴流泵汽蚀性能优化; 当最大翼型厚度位置处于(0.1~0.3) L 时, 汽蚀余量曲线变化平缓, 汽蚀性能差异较小; 最大翼型厚度位置大于 0.3 L 后, 汽蚀余量曲线明显下降, 最大翼型厚度靠近翼型尾部时, 汽蚀性能较优。

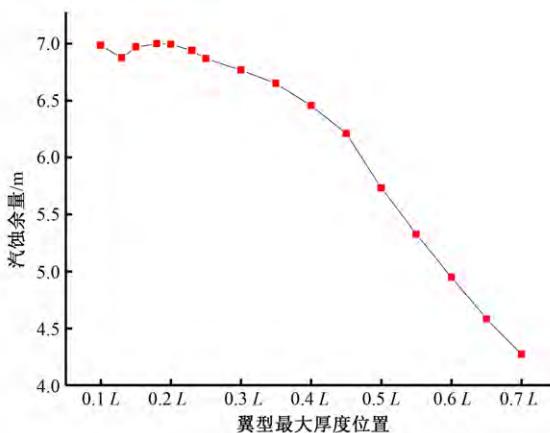


图 7 不同最大翼型厚度位置下汽蚀性能曲线

Fig.7 Cavitation performance curves of different maximum airfoil thickness positions

综合考虑最大厚度位置的改变对扬程、效率和汽蚀性能的

影响, 最后发现最大厚度位置选取在(0.175~0.25) L 处, 轴流泵水力性能较好。

3.2 翼型最大拱度位置

对翼型最大拱度位置的作用规律进行研究时, 保持最大厚度位置不变, 即为 0.25 L , 改变公式(1) 中系数 a 和 b 的取值, 选取翼型最大拱度位置分别为: 0.3 L , 0.35 L , 0.4 L , 0.45 L , 0.5 L , 0.55 L , 0.6 L , 0.65 L , 0.7 L , 0.75 L , 0.8 L , 0.85 L , 共计 12 种设计方案。

利用 CFD 数值模拟软件对 12 种不同的设计方案进行分析, 得到了不同翼型最大拱度位置下泵的扬程及效率曲线, 见图 8。

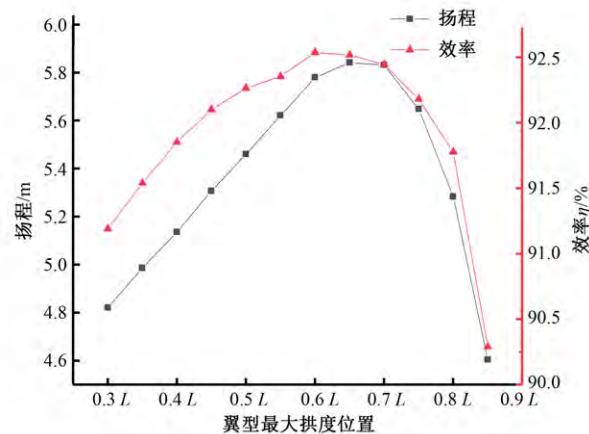


图 8 不同翼型最大拱度位置下扬程及效率曲线

Fig.8 Head and efficiency curves at different maximum airfoil camber positions

不同于翼型最大厚度位置下的扬程曲线, 翼型最大拱度位置下扬程曲线呈抛物线型分布。随着翼型最大拱度位置不断向尾部移动, 轴流泵扬程先增加后减小; 翼型最大拱度位置在 0.65 L 时, 轴流泵扬程达到最大; 当翼型最大拱度位置大于 0.65 L 后, 轴流泵扬程急剧降低, 因此应避免翼型拱度位置过于偏后的情况。轴流泵效率曲线总体呈抛物线型, 当最大拱度位置在 0.6 L 时, 效率取得最大值, 约为 92.54%; 当翼型最大拱度位置小于 0.6 L 时, 轴流泵效率随着最大拱度位置的增大而升高; 随着翼型最大厚度的右移, 效率逐渐降低。综合 2 条曲线的变化趋势, 当翼型最大拱度位置位于 0.6 L 时, 轴流泵效率最大, 此时扬程也较高。

轴流泵必需汽蚀余量曲线见图 9。轴流泵汽蚀余量曲线整体呈下降趋势, 即汽蚀性能随着最大拱度位置的后移而优化。但与厚度相反的是, 当最大翼型厚度位置处于(0.3~0.7) L 时, 汽蚀曲线下降明显; 当最大翼型厚度位置大于 0.7 L 后, 汽蚀曲线变化平缓, 甚至出现上升趋势。

综合考虑最大拱度位置的改变对效率、扬程和汽蚀性能的影响, 最后发现最大拱度位置选取在(0.6~0.7) L 处, 轴流泵效率及扬程较高, 此时汽蚀性能较好。

3.3 最大翼型厚度与最大拱度位置的共同影响

从上述研究过程可以得出结论, 当翼型最大厚度位置处于(0.175~0.25) L 时, 轴流泵水力性能较优; 当翼型最大拱度位置处于(0.6~0.7) L 时, 轴流泵水力性能较优。但上述的 2 项

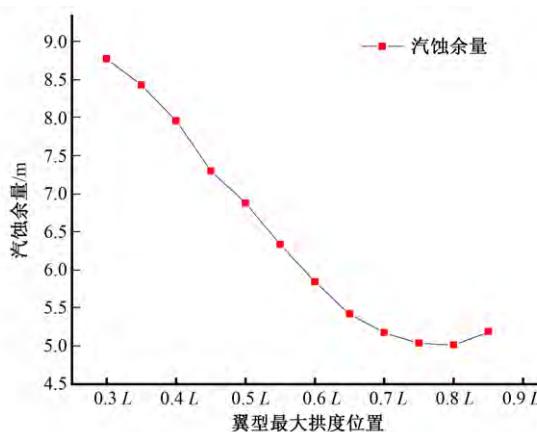


图 9 不同翼型最大拱度位置下汽蚀性能曲线

Fig.9 Cavitation performance curves of different maximum airfoil camber positions

研究仅仅从单一变量出发,分别研究 2 者对轴流泵水力性能的影响。为了进一步确定翼型最大厚度及拱度位置对轴流泵综合性能的影响,分析轴流泵综合性能提高时 2 者之间相对位置的变化,进一步对轴流泵叶片进行设计分析。

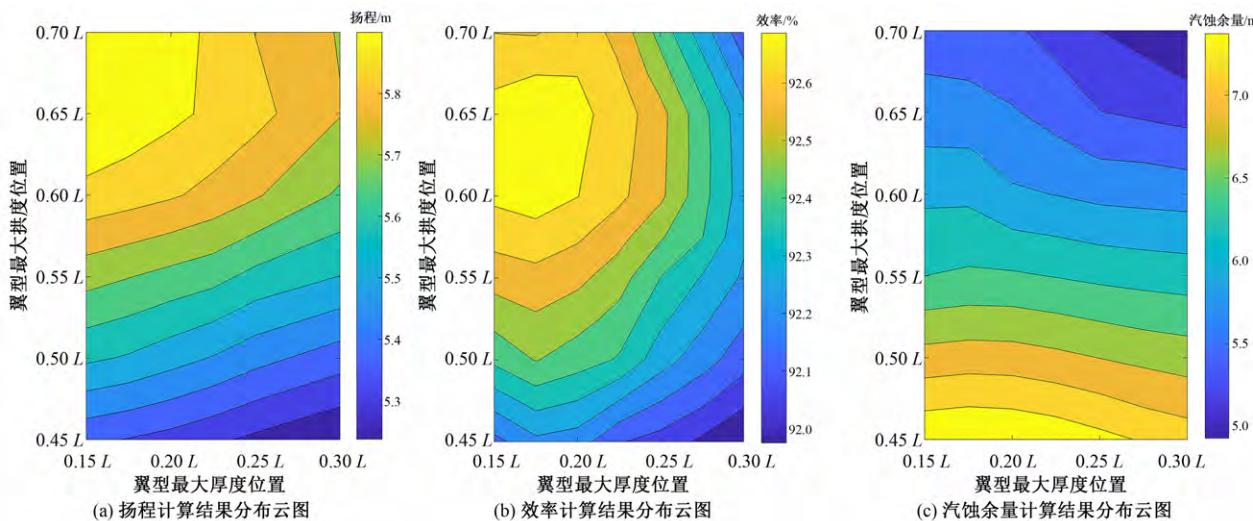


图 10 计算结果分布云图

Fig.10 Cloud chart of calculation results

根据图 10(a) 所示,计算扬程随着翼型最大拱度位置的增大而增大,随着翼型最大厚度位置的增大而减小,而翼型最大拱度位置对扬程的影响大于翼型最大厚度位置。从图 10(b) 可以看出,当翼型最大厚度范围处于(0.15~0.25) L,最大拱度位置处于(0.60~0.65) L 时,轴流泵效率达到最大,可以看作为最大效率中心,距离此中心越远,效率越低。从图 10(c) 上可知,必需汽蚀余量分布基本上是单调的,随着翼型最大拱度位置的增大,必需汽蚀余量越小,汽蚀性能越好,翼型最大厚度位置对必需汽蚀性能的影响不大。当翼型最大厚度位置及最大拱度位置都位于翼型尾部时,汽蚀性能最优。综合图 10 可以发现,轴流泵叶片设计翼型的最大厚度位置处于(0.15~0.25) L,最大拱度位置处于(0.6~0.65) L 时,轴流泵位于最大效率中心,此时扬程较高,满足设计需求,且必需汽蚀余量值小于 6 m,汽蚀性能较优。

根据“儒可夫斯基”翼型的基本公式,同时改变参数 a 、 b 、 c 、 d 的大小,选取翼型最大厚度位置为 0.15 L、0.175 L、0.2 L、0.225 L、0.25 L、0.3 L,最大拱度位置为 0.45 L、0.5 L、0.55 L、0.6 L、0.65 L、0.7 L,对所设计的不同叶片进行模拟分析,得到 36 组效率、扬程及汽蚀性能计算数据。将 36 组最大拱度位置、最大厚度位置不同时的效率单独列举,见表 3。

表 3 最大厚度位置及最大拱度位置不同时效率大小 %

Tab.3 Efficiency under different maximum airfoil thickness and camber positions

最大厚度	最大拱度位置					
	位置	0.45 L	0.50 L	0.55 L	0.60 L	0.65 L
0.150 L	92.16	92.42	92.58	92.70	92.72	92.61
0.175 L	92.24	92.48	92.59	92.72	92.76	92.61
0.200 L	92.22	92.44	92.56	92.69	92.71	92.66
0.225 L	92.12	92.39	92.50	92.63	92.65	92.59
0.250 L	92.09	92.29	92.40	92.56	92.57	92.45
0.300 L	91.97	92.15	92.25	92.29	92.28	92.14

进而绘制计算结果的分布云图,见图 10。

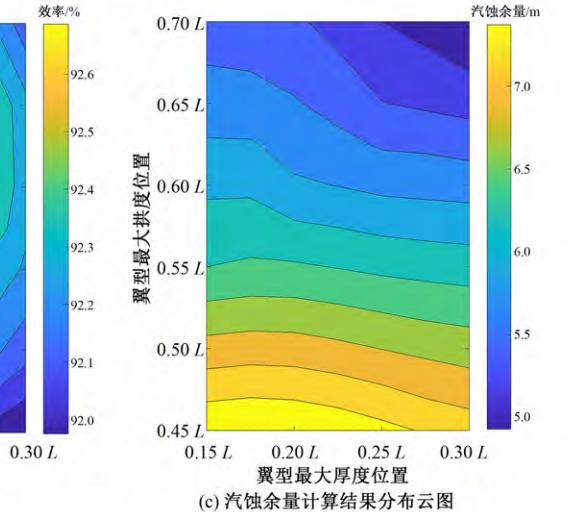


图 10 计算结果分布云图

Fig.10 Cloud chart of calculation results

由此可以得到,在翼型最大厚度位置及最大拱度位置的共同影响下,最大厚度位置及最大拱度位置的取值范围与单因素影响下的取值范围相符合。

目前,国内外学者在设计轴流泵的过程中基本采用的是机翼翼型,参考文献[23]对 791 翼型厚度进行多目标遗传优化设计,得出翼型最大厚度位置靠近来流方向时,升阻比增大,阻力减小,翼型效果更优。参考文献[1]对翼型最大拱度位置进行研究得到,大流量工况下最大翼型拱度位置越靠近翼型尾缘效率越高。随着最大拱度位置向翼型尾缘偏移,水泵的汽蚀性能有一定的提高。本文采用的是“儒可夫斯基翼型”作为数值计算的基础翼型,计算结果与上述文献存在差别,但趋势是一致的,说明本文的结果是合理的、可靠的。

本文提出,当翼型最大厚度范围处于(0.15~0.25) L,最大拱度位置处于(0.60~0.65) L 时,认为翼型设计处于最大效率

中心。根据表 3 可以发现,在最大效率中心内,存在效率最大值,将此点记作为最大效率点,此时翼型最大厚度位置为 0.65 L ,最大拱度位置为 0.175 L 。

为进一步分析 2 变量对轴流泵综合性能的共同影响,引入参数 κ 作为研究因子,对 κ 的取值范围进行讨论。参数 κ 的物理意义为最大厚度位置与最大拱度位置到最大效率点的距离,公式如下:

$$\kappa(x, y) = \sqrt{(x - a)^2 + (y - t)^2} \quad (7)$$

式中: x 为翼型最大厚度位置; y 为翼型最大拱度位置; a 表示最大效率点处最大厚度位置,即为 0.65; t 表示最大效率点处最大拱度位置,即为 0.175。

对 36 组数据进行处理,得到了参数 κ 与效率之间的散点图,见图 11。

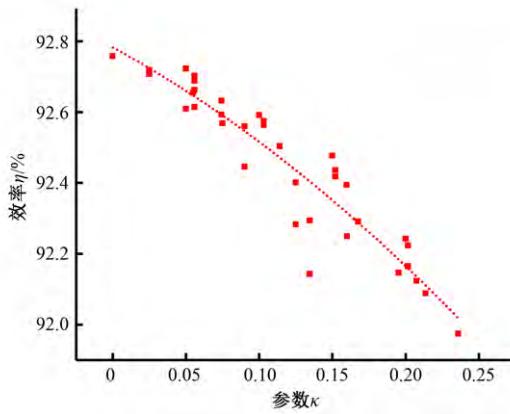


图 11 不同 κ 值下效率散点图

Fig.11 Scatter diagram of efficiency at different κ values

从图 11 可以发现,不同 κ 值下轴流泵的效率呈多项式分布。当 κ 值趋近于 0 时,效率达到最大值;随着 κ 值的不断增大,效率也逐渐降低。说明最大厚度位置与最大拱度位置距最大效率点越远,轴流泵效率越低。当效率大于 92.6% 时,认为参数 κ 的值是期望的,对效率的线性拟合曲线分析,发现此时 κ 的位置范围为 0~0.07。

不同 κ 值与扬程的散点图见图 12。从图 12 中发现,扬程的拟合曲线呈二项式分布。当 κ 值取 0~0.05 时,轴流泵扬程逐渐降低,且变化幅度较小;随着 κ 的增大,轴流泵扬程大幅度下降,当 κ 取 0.2 时,扬程已降低至 5.36 m。当轴流泵扬程大于

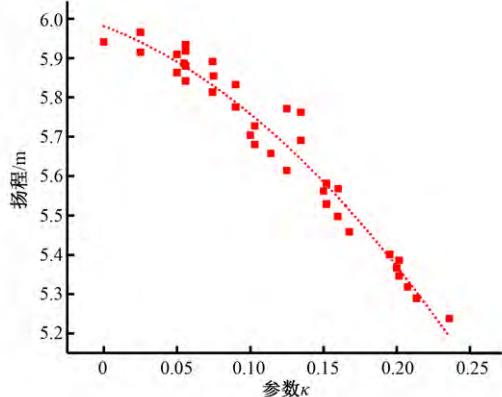


图 12 不同 κ 值下扬程散点图

Fig.12 Scatter diagram of head at different κ values

5.5 m 时,扬程满足设计需求,此时 κ 值为 0~0.17。

不同 κ 值与汽蚀余量对应的散点图见图 13。从图 13 中看出,随着 κ 值的增大,轴流泵的必需汽蚀余量先降低后升高。当 κ 值取为 0.05 时,必需汽蚀余量较小,轴流泵汽蚀性能最优。当叶片汽蚀余量小于 6 m 时,轴流泵设计合理,此时参数 κ 的理想值处于 0~0.1。

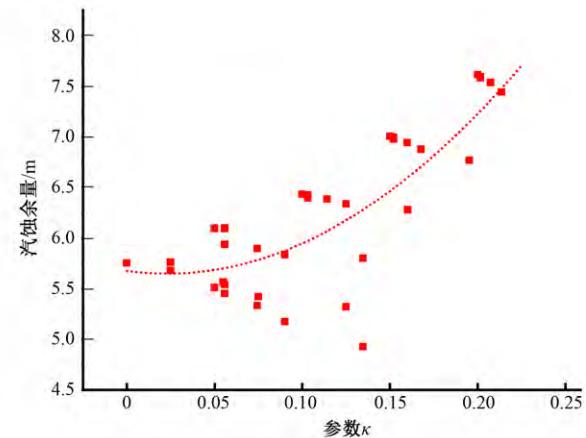


图 13 不同 κ 值下汽蚀余量散点图

Fig.13 Scatter diagram of cavitation performance at different κ values

综上所述,当参数 κ 取为 0~0.07 时,轴流泵效率最大,此时扬程满足设计要求,汽蚀性能也能够保持在较好的范围内。

3.4 全工况数值模拟

当翼型最大厚度位置为 0.65 L ,最大拱度位置为 0.175 L 时,轴流泵综合性能最优,此时 κ 值为 0。为了进一步分析此轴流泵模型的水力性能,通过 CFD 数值模拟的方法,对模型进行全工况数值模拟,见图 14。

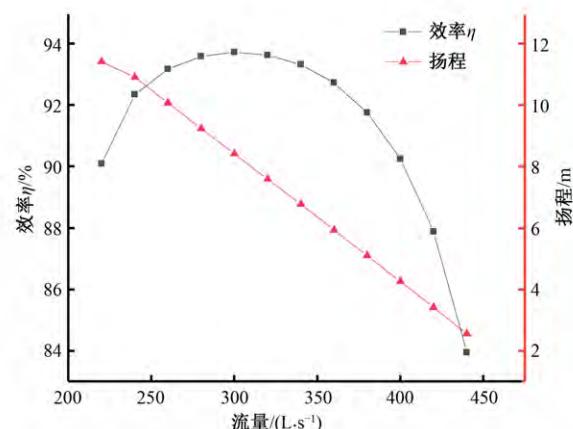


图 14 全工况设计扬程及效率曲线

Fig.14 Head and efficiency diagram under full condition design

从扬程曲线可以看出,随着流量的增大,轴流泵扬程呈下降趋势,在设计流量情况下,实际扬程和设计扬程较为符合。从效率曲线来看,轴流泵叶轮模型高效区较宽,轴流泵效率最大值为 93.72%,此时流量为 300 L/s,偏离设计工况。但在设计工况下,轴流泵效率仍可达到 92%,相对较高。在小流量区域,轴流泵效率较高,且变化幅度较小,稳定在 90% 以上。在大流量区域,效率变化幅度大,呈下降趋势。但在流量距离设计工况较接近的范围内依旧可以保持效率在 90% 以上,对于维持在

大流量工况下的泵站,能够符合其要求。因此,轴流泵叶轮模型的水力效率在不同流量下,能够保持较高的水力性能。

4 结 论

(1) 翼型最大厚度位置选取在(0.175~0.25) L 处时,轴流泵效率最优,此时扬程与设计值较为符合,必需汽蚀余量满足要求。当最大厚度位置向翼型尾部移动时,汽蚀性能改善较小,但轴流泵效率及扬程下降较快,故翼型最大厚度位置不宜过大。

(2) 翼型最大拱度位置选取在(0.6~0.7) L 处,轴流泵水力性能较好。当最大厚度位置后移时,汽蚀性能有改善的趋势,可以应用于相关工程领域。

(3) 为研究翼型最大厚度位置及最大拱度位置对轴流泵的共同影响,引入参数 κ ,对36组数据进行数值模拟分析。结果发现,当参数 κ 取为 0~0.07 时,轴流泵效率最大,此时扬程满足设计需求,汽蚀性能也能够保持在较好的范围。□

参考文献:

- [1] 石丽建,付玲玲,夏 烨,等.翼型最大拱度位置对轴流泵水力性能影响的模拟与试验[J].农业机械学报,2018,49(11):148-154.
- [2] 夏 烨.最大拱度比位置对翼型及轴流泵叶轮特性的影响[D].江苏扬州:扬州大学,2018.
- [3] 汤方平,石丽建,雷翠翠,等.轴流泵叶片多学科设计优化[J].农业机械学报,2014,45(9):96-100.
- [4] 陶 然,肖若富,杨 魏.基于遗传算法的轴流泵优化设计[J].排灌机械工程学报,2018,36(7):573-579.
- [5] 万 韬.轴流泵的参数化设计及数值模拟[D].武汉:华中科技大学,2013.
- [6] 沙 毅,侯丽艳.叶片厚度对轴流泵性能影响及内部流场分析[J].农业工程学报,2012,28(18):75-81 297 298.
- [7] 曹 婷,郑 源.基于CFD的轴流泵流场特性分析[J].人民黄河,2014,36(5):130-132.
- [8] 严 敬,刘小兵,周绪成,等.基于奇点分布法的轴流泵叶片翼型设计与计算[J].农业工程学报,2016,32(7):100-105.
- [9] 张德胜,石 磊,陈 健,等.基于DCMFBM模型的轴流泵叶顶区云状空化脱落预测[J].农业机械学报,2016,47(8):22-28.
- [10] 曹卫东,张 赛,李 伟,等.基于ANSYS的轴流泵转子系统

(上接第7页)

- [22] 卢 例,刘绍民,徐自为,等.不同下垫面大孔径闪烁仪观测数据处理与分析[J].应用气象学报,2009,20(2):171-178.
- [23] 马 迪,吕世华,陈晋北,等.大孔径闪烁仪测量戈壁地区感热通量[J].高原气象,2010,29(1):56-62.
- [24] 曹洁萍,迟道才,武立强,等.Mann-Kendall检验方法在降水趋势分析中的应用研究[J].农业科技与装备,2008(5):35-37.
- [25] 李 玉,康晓明,郝彦宾,等.黄河三角洲芦苇湿地生态系统碳、水热通量特征[J].生态学报,34(15):4 400-4 411.
- [26] 汪宏宇,周广胜.盘锦湿地芦苇生态系统长期通量观测研究[J].气象与环境学报,2006,22(4):18-24.
- [27] 张雪松,闫艺兰,胡正华.不同时间尺度农田蒸散影响因子的通径分析[J].中国农业气象,2017,38(4):201-210.
- [28] 邱让建,杨再强,景元书,等.轮作稻麦田水热通量及影响因素

有限元分析[J].江苏大学学报(自然科学版),2019,40(3):282-287.

- [11] PETŘÍČEK R. Gas-liquid-solid volumetric mass transfer coefficient and impeller power consumptions for industrial vessel design[J]. International journal of heat and mass transfer, 2018,121: 1 879-2 189.
- [12] PARK H. Impeller design for an axial-flow pump based on multi-objective optimization[J]. Indian journal of engineering and materials sciences, 2018,25(2):975-1 017.
- [13] MOHAMMADI M T. Large eddy simulation of an axial pump with coupled flow rate calculation using the sharp interface immersed boundary method[J]. International journal of numerical methods for heat & fluid flow, 2019,29(7).
- [14] SHERVANI-TABAR M T. Cavitation intensity monitoring in an axial flow pump based on vibration signals using multi-class support vector machine[C]// Proceedings of the institution of mechanical engineers(Part C: Journal of mechanical engineering science), 2018, 232(17).
- [15] MILIND T R, MITRA M. A study on the dynamics and vibration behavior of an axial piston pump using combined MBD/FE approach [J]. Procedia engineering, 2016,144.
- [16] ZHANG R, CHEN H. Numerical analysis of cavitation within slanted axial-flow pump [J]. Journal of hydrodynamics(Ser. B), 2013,25(5).
- [17] 严 敬,王 桃,肖国华,等.基于儒可夫斯基变换的轴流叶片翼型设计[J].排灌机械工程学报,2012,30(3):265-269.
- [18] 石丽建,付玲玲,夏 烨,等.翼型最大拱度位置对轴流泵水力性能影响的模拟与试验[J].农业机械学报,2018,49(11):148-154.
- [19] 杨敬江,关醒凡.高比转数轴流泵水力模型设计[J].农业机械学报,2008,39(12):89-92.
- [20] 严天序,刘 超,查智力,等.导叶进口安放角对轴流泵性能的影响[J].水利水电技术,2018,49(6):72-78.
- [21] 顾丽琼,潘张宇,陈新华,等.叶片数对轴流泵水力性能的影响[J].水利科技与经济,2018,24(6):47-52.
- [22] 汤方平.喷水推进轴流泵设计及紊流数值分析[D].上海:上海交通大学,2007.
- [23] 王 瑜,赵斌娟,陈汇龙,等.791翼型水动力性能的多目标遗传优化[J].排灌机械工程学报,2016,34(5):386-391.

分析[J].农业工程学报,2018(1):82-88.

- [29] 谭丽萍,刘苏峡,莫兴国,等.华北人工林水热碳通量环境影响因子分析[J].植物生态学报,2015,39(8):773-784.
- [30] XU C Y, SINGH V P. Cross comparison of empirical equations for calculating potential evapotranspiration with data from switzerland [J]. Water resources management, 2002,16(3):197-219.
- [31] 赵玲玲,王中根,夏 军,等.Priestley-Taylor公式改进及其在互补蒸散模型中的应用[J].地理科学进展,2011,30(7):805-810.
- [32] 孙 丽,宋长春.三江平原典型沼泽湿地蒸散发估测[J].应用生态学报,2008,19(9):1 925-1 930.
- [33] 范丽萍,贾忠华,罗 纲,等.西安地区 Priestley-Taylor 和 Hargreaves 方法应用比较[J].水资源与水工程学报,2007(2):53-57 61.
- [34] 闫浩芳,史海滨,薛 铸,等.内蒙古河套灌区 ET_0 不同计算方法的对比研究[J].农业工程学报,2008,24(4):103-106.