

DOI: 10.13476/j.cnki.nsbtdqk.2020.0128

苏文博,刘卫东,周大庆,等.轴流泵叶片安放角增大过渡过程特性[J].南水北调与水利科技(中英文),2020,18(6):164-169.
SU W B, LIU W D, ZHOU D Q, et al. Characteristics of transition process of increasing axial flow pump's blade angle[J].
South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2020, 18(6): 164-169. (in Chinese)

轴流泵叶片安放角增大过渡过程特性

苏文博¹,刘卫东¹,周大庆¹,姜胜文¹,陈会向²

(1.河海大学 能源与电气学院,南京 211100;2.河海大学 农业工程学院,南京 210024)

摘要:建立配置虹吸式出水流道的立式轴流泵几何模型,提出轴流泵在运行中调节叶片安放角过程的三维非定常数值模拟方法,采用动网格及网格重构技术实现叶片自转与其随叶轮公转的复合运动。选定3种调节规律进行数值模拟,获得相关工作参数变化规律和内部流场变化情况。结果表明:采用3种不同时间增大叶片安放角 2° ,机组流量增加 $4.4\% \sim 4.9\%$,叶轮水力矩增加 $5.1\% \sim 5.9\%$,叶轮进出口平面的测点静压波动范围较大;在叶片安放角增大的过程中,叶轮区域流态恶化、有涡核分布,叶片吸力面出现分布不均匀的低压区域;调节时间为1s时,叶轮进出口平面测点静压及叶轮水力矩的波动范围要大于其他两种规律,叶轮区域的涡核分布也要多于其他两种规律,故在较短时间增大叶片安放角会增加叶轮区域的不稳定性。

关键词:轴流泵;三维数值模拟;叶片变角度调节;动网格;参数变化规律

中图分类号:TV136 文献标志码:A 开放科学(资源服务)标志码(OSID):



Characteristics of transition process of increasing axial flow pump's blade angle

SU Wenbo¹, LIU Weidong¹, ZHOU Daqing¹, JIANG Shengwen¹, CHEN Huixiang²

(1. College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing 211000, China;

2. College of Agricultural Engineering, Hohai University, Nanjing 210024, China)

Abstract: The geometric model of vertical axial flow pump with siphon outlet channel and the 3D unsteady numerical simulation method of blade angle adjusting process was developed, while dynamic grid and grid reconstruction method was adopted to realize the blades rotation with the impeller in the compound movement. Three adjusting rules were selected for numerical simulation to obtain the changing rules of relevant working parameters and internal flow field changes. The results showed that: the flow rate increased by $4.4\% \sim 4.9\%$, and the impeller torque increased by $5.1\% \sim 5.9\%$, when the blade angle was increased by 2° at three different times; the static pressure fluctuation range of the impeller inlet and outlet plane was found large; during the process, the flow pattern in the impeller region deteriorated, vortex cores were distributed in the impeller region and there were low-pressure regions with uneven distribution on the blade suction surface; when the opening time was adjusted 1 second, the fluctuation range of static pressure at the impeller's inlet and outlet plane and impeller torque and the distribution of vortex core in the impeller region was larger than the other two working conditions, therefore, increasing the blade angle in a short time will increase the instability of the impeller area.

Key words: axial pump; 3D numerical simulation; blade angle adjustment; dynamic grid; variation of parameter

收稿日期:2019-12-10 修回日期:2020-04-13 网络出版时间:2020-04-28

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1430.TV.20200428.1006.008.html>

基金项目:国家自然科学基金(51839008);江苏省水利科技项目(2017026)

作者简介:苏文博(1996—),男,辽宁丹东人,主要从事水力机械相关研究。E-mail:412433962@qq.com

通信作者:周大庆(1976—),男,浙江泰顺人,副教授,博士,主要从事流体机械及工程研究。E-mail:zhoudaqing@hhu.edu.cn

轴流泵是一种低扬程泵,其主要特点为结构简单、安装灵活、过流量大。轴流泵主要应用在农业灌溉、跨流域调水以及工业循环用水等领域^[1-3]。对于轴流泵而言,不同的叶片安放角会对泵的特性产生影响^[4-6],大型泵站工程根据实际运行水位普遍采用采用液压系统或机械调节机构实时调节叶片角度,使水泵性能发生变化,以达到调节目的^[7],但试验成本较高,且存在不确定性^[8]。采用三维 CFD 技术对轴流泵的特性进行研究能够有效地节约研究成本并直观反映泵的内流特性,何乃昌^[9]通过数值模拟发现轴流泵在马鞍区内运行时叶轮进口靠近前缘侧出现回流,叶轮出口靠近轮毂处产生明显旋涡;陈世杰^[10]对比分析了轴流泵在不同工况下的内流特性,发现在大流量工况时叶轮出口流态紊乱、压力分布不均;戴景等^[11]对某特低扬程双向立式轴流泵装置进行研究,发现该装置设计工况下的内、外特性较为理想;张毅等^[12]通过对 2 种不同轮毂比的轴流泵模型进行数值计算,发现轮毂比较大的轴流泵水力模型效率更高,气蚀性能较差。同时,三维 CFD 技术也被引入到了过渡过程研究^[13-16]当中,其中对水泵机组研究多集中于机组的开、停机过程以及断电飞

逸过程^[17-20]。还有部分叶片角度调节的研究集中在风力机方向,多采用二维数值模拟方法对不同桨距角下的风力机气动性能进行对比分析^[21-23]。

由于复杂动边界模拟方法的限制,在三维模型中实现叶片自转与其随叶轮公转的复合运动难度较大,故目前对于轴流泵在运行中调节叶片安放角过程的研究尚未见报道。本文建立配置虹吸式出水流道的立式轴流泵几何模型,应用基于任意拉格朗日-欧拉方法的变速滑移网格法实现网格的变形重构,通过用户自定义函数(UDF)程序的二次开发,实现叶轮及叶片同时旋转的复合运动,并对轴流泵在运行中叶片安放角增大的过程进行数值模拟,旨在探究轴流泵在该过程中的水力特性变化规律,为轴流泵机组的调节运行提供依据。

1 数值计算模型

1.1 计算模型及测点分布

本文建立配置虹吸式出水流道的立式轴流泵几何模型并作为研究对象。机组部分参数见表 1。建立的轴流泵几何模型见图 1。

表 1 轴流泵机组参数

Tab. 1 Parameters of axial flow pump unit

设计净扬程/m	下游水位/m	上游水位/m	流量/(m ³ ·s ⁻¹)	额定转速/(r·min ⁻¹)	叶轮平均直径/mm	转动惯量/(kg·m ²)
4.75	0.8	5.75	11.5	214.3	1 775	3 300

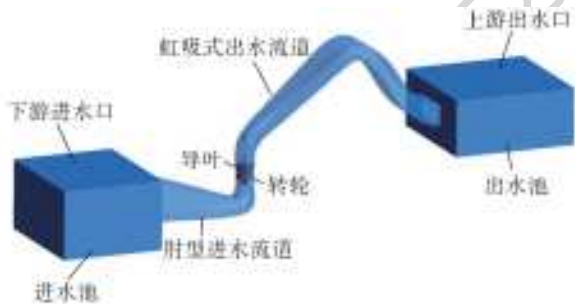


图 1 轴流泵机组的三维模型

Fig. 1 3D model of axial flow pump unit

为监测静压变化情况,在机组流道内设定 9 个压强测点,测点位置见图 2,所有测点均位于机组流道的子午剖面。

1.2 网格划分及无关性验证

对全部模型采用适应性较强的非结构化网格进行网格划分^[24],其中叶轮区域和导叶区域采 GAMBIT 软件进行划分(划分效果见图 3),其余区域采用 ICEM CFD 软件进行划分。选择 5 种网格划分方案进行网格无关性验证,网格划分方案及计算结果见表 2。经检验后发现,当网格总数达到一定数

值时,网格数的变化对计算结果影响很小,最终选择划分方案 3 进行数值计算。

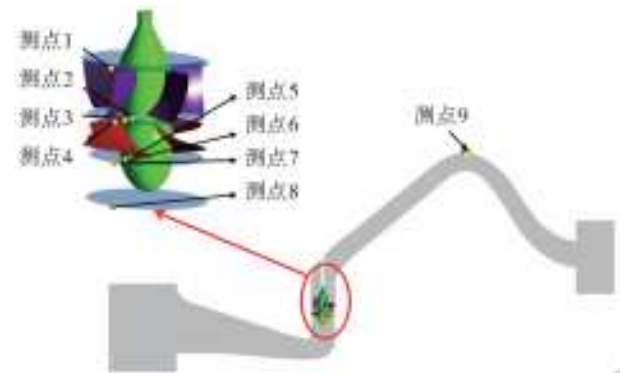


图 2 压力测点分布

Fig. 2 Distribution of pressure measuring points

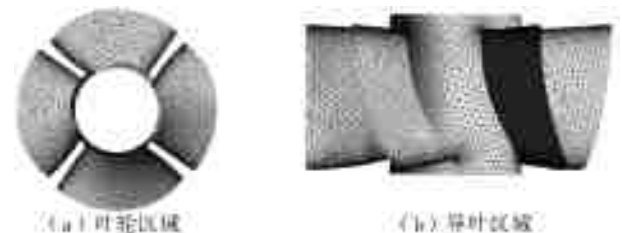


图 3 叶轮及导叶区域的网格划分效果

Fig. 3 Mesh division of impeller and guide vane area

表 2 网格无关性验证
Tab. 2 Grid independence validation

方案	网格总数/万个	静扬程/m	装置水力效率/%
1	184	4.75	84.30
2	249	4.80	83.15
3	358	4.73	83.46
4	411	4.71	82.60
5	540	4.78	84.70

2 三维过渡过程计算方法

2.1 控制方程

对于叶轮及叶片转动的动网格计算域,采用 ALE(arbitrary lagrange-euler)方法给定网格运动速度,该描述下的质量守恒方程和动量方程分别为

$$\nabla \cdot \rho(\nu - u) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \nu}{\partial t} + (\rho \nu \cdot \nabla)(\nu - u) = -\nabla p + \mu \nabla^2 u + \rho g \quad (2)$$

式中: ρ 为流体密度; ν 为流体速度矢量; u 为网格运动速度矢量; t 为时间; ∇ 为哈密顿算子; p 为静压; μ 为动力黏度系数; ∇^2 为拉普拉斯算符; g 为重力加速度。

在动网格计算中,动边界网格运动速度和控制体体积变化须满足的几何守恒方程为

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\Omega} dV = \iint_{\partial \Omega} Cl \cdot dS \quad (3)$$

式中: V 为控制体体积; l 为控制体边界 Ω 处微元面积的外法向单位向量; S 为控制面积; C 为边界移动速度。

2.2 数值解法

整个计算在 FLUENT 16.0 软件平台上完成,由于 RNG $k-\epsilon$ 模型通过修正湍流黏度考虑了平均流动中的旋转及旋转流动情况,可以更好地处理高应变率及流线弯曲程度大的流动,计算采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型。为方便对泵的流量变化进行分析,进口和出口采用压力进出口边界条件,同时在计算过程中考虑重力对流场的影响,并采用有限体积法离散方程组。方程组中压力项采用二阶中心差分格式,对流项、湍动能以及耗散率均采用二阶迎风格式,近壁处采用标准壁面函数处理,应用 SIMPLEC 方法对流场进行联立求解^[25]。迭代时间步长设为 0.005 s,总计算时长为 17 s。

2.3 叶轮与叶片复合转动实现方法

以 FLUENT 软件为基础,通过用户自定义函数(UDF)程序的二次开发,实现叶轮与叶片的复合转动。采用以下方法获取叶片不同时刻在 x 、 y 、 z

3 个方向的旋转速度,通过用户自定义函数(UDF)中的刚体运动宏赋值给叶轮及叶片。

由于叶轮的旋转轴为 z 轴,故叶片的公转轴也为 z 轴,叶片在 z 方向的旋转速度为

$$w_z = w_{\text{叶轮}} \quad (4)$$

式中: $w_{\text{叶轮}}$ 为在 UDF 程序中直接给定的叶轮绕 z 轴的旋转速度,同时也是叶片的公转速度; w_z 为叶片在 z 方向的旋转速度。

叶片在随叶轮旋转的同时,旋转轴位置不断变化,通过时间步长与公转速度的乘积累加,确定每一个时刻下旋转轴的位置,方程为

$$\theta = \sum \Delta t \times w_{\text{叶轮}} \quad (5)$$

式中: Δt 为时间步长; $w_{\text{叶轮}}$ 的意义与式(4)相同,求得的即为当前时刻旋转轴的位置,之后将叶片自转的速度在 x 、 y 平面内进行分解,分解方程为

$$w_x = \pm w_{\text{桨叶}} \times |\cos \theta| \quad (6)$$

$$w_y = \pm w_{\text{桨叶}} \times |\sin \theta| \quad (7)$$

式中:正、负号分别与叶片质心位置 x 、 y 方向坐标的正、负号一致,质心位置坐标通过 UDF 中的自带函数获取; $w_{\text{桨叶}}$ 为在 UDF 程序中设定的叶片自转速度; w_x 与 w_y 分别为叶片在 x 、 y 方向的旋转速度。

2.4 叶片安放角增大规律

选取 3 种叶片安放角增大规律进行数值模拟,分别是“1 s 增大 2°”、“5 s 增大 2°”以及“10 s 增大 2°”。在计算中做如下设定,0~1 s 叶片不动,1 s 末叶片开始转动。叶片转动过程结束后,继续进行数值模拟至 17 s 结束。

3 结果与分析

3.1 参数变化规律

图 4 为在不同增大规律下机组流量和叶轮水力矩的变化。当 $t=1$ s 时,叶片开始转动,流量与叶轮水力矩均开始上升,在叶片安放角增大过程结束后,流量和叶轮水力矩均没有在叶片停止转动时立即趋于平稳,而是在叶片停止转动后又继续上升一段时间后逐渐稳定。由于叶片安放角变大,液流的轴面速度增大,故流量增加;同时叶片的受力面积随着安放角的增大而增大,导致叶轮水力矩增大。1 s 增大 2°后流量增加 4.5%、水力矩增加 5.9%,5 s 增大 2°后流量增加 4.4%、水力矩增加 5.4%,10 s 增大 2°后流量增加 4.9%、水力矩增加 5.1%。1 s 增大安放角 2°时叶轮水力矩波动较为严重,力矩最大增加至 10.9%,后又减小至 5.9%左右并逐渐稳定,说明较短时间增大叶片安放角,叶轮水力矩会出现大范围的波动。

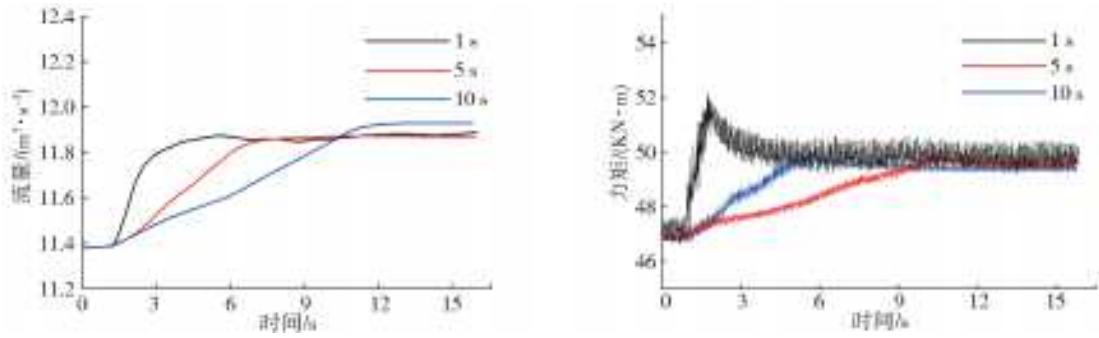


图4 叶片安放角增大过程中流量及叶轮水力矩变化

Fig. 4 Flow rate and water moment of impeller change during the increase of blade angle

3.2 测点压力变化分析

为方便分析,引入压力差值 p^* 来表征各监测点瞬态压力脉动特性:

$$p^* = p_i - p_{ave} \quad (8)$$

式中: p_i 为各时间步长所测压力值; p_{ave} 为所有压力值的平均值。记录 p^* 的最大值与最小值,两者之差 Δp^* 为脉动峰峰值,压力脉动幅值 ΔH 及脉动振幅 A 定义为

$$\Delta H = \Delta p^* / (\rho g) \quad (9)$$

$$A = (\Delta H / H) \times 100\% \quad (10)$$

式中: ρ 为水的密度; g 为重力加速度; H 为泵装置扬程,取 4.75 m。

表3为在不同规律下各监测点的 Δp^* 和 A 。可以看出:在叶片安放角增大的过程中,不同测点的压力脉动峰峰值及振幅存在较大差异,测点1、测点8和测点9的压力脉动峰峰值及振幅整体较小;位于叶轮进、出口平面的测点2至7的压力脉动峰峰值及振幅较大,其中测点2、3与4的脉动振幅均超过了50%;1s增大安放角2°时的脉动振幅要明显大于其他两种规律,说明较短时间增大叶片的安放角,会加剧叶轮区域的压力波动。

表3 叶片安放角增大过程中各监测点的 Δp^* 和 A

Tab. 3 Δp^* and A of each monitoring point during the increase of blade angle

测点编号	1 s 增大 2°		5 s 增大 2°		10 s 增大 2°	
	Δp^* /kPa	A /%	Δp^* /kPa	A /%	Δp^* /kPa	A /%
1	2.75	5.9	2.33	5.0	1.89	4.1
2	29.37	63.0	23.67	50.8	23.84	51.2
3	33.47	71.8	26.71	57.3	25.14	53.9
4	49.14	105.5	32.22	69.1	33.67	72.3
5	8.86	19.0	7.13	15.3	10.43	22.4
6	10.22	21.9	7.30	15.7	6.72	14.4
7	12.51	26.8	8.12	17.4	7.23	15.5
8	5.41	11.6	2.17	4.7	2.12	4.5
9	1.74	3.7	0.75	1.6	0.57	1.2

3.3 内部流场分析

图5为在叶片安放角增大过程中不同时刻叶片吸力面的压力分布云图及叶轮区域的涡核分布,涡核采用水平值为0.1的Q准则提取,由于叶片压力面的云图变化不明显,此处没有给出,从图中可以看出叶片安放角增大过程中的外特性变化及静压波动特性与机组内流特性相关。在叶片未开始转动时,叶片吸力面压力分布均匀,叶轮区域无涡核分布。随着叶片安放角增大,叶片的入流条件改变,水流在叶片吸力面进水侧发生撞击产生涡流,涡流导致叶片吸力面出现分布不均匀的低压区域,说明叶轮进口平面的静压振幅较大与叶片吸力面进水边存在涡流有关。在叶片停止转动后,叶轮区域的涡核仍然存在,直至泵在新的叶片安放角下运行一段时间后消失,说明叶片安放角的变化对流场造成的影响会在叶片停止转动后持续一段时间,所以在叶片停止转动后,流量及叶轮水力矩会继续上升一段时间后稳定。1s增大安放角2°时,叶轮区域的涡核分布要多于其余两种规律,说明在该规律下水力矩及静压的大范围波动是由叶轮区域存在较严重的旋涡流动导致的,故在较短时间增大叶片安放角,会增加叶轮区域的不稳定性。

4 结论

(1)建立了配置有虹吸式出水流道的轴流泵机组几何模型,采用基于任意拉格朗日-欧拉方法的变速滑移网格法实现网格重构,利用用户自定义函数(UDF)控制叶轮及叶片的转动,实现了轴流泵在运行过程中的叶片安放角调节。

(2)选取3种叶片安放角增大规律进行数值模拟,分别是“1s增大2°”、“5s增大2°”以及“10s增大2°”。在叶片安放角增大的过程中,机轴流泵组的流量增加4.4%~4.9%,叶轮水力矩增加5.1%~5.9%,且在叶片停止转动后流量与叶轮的水力矩会

持续上升一段时间后稳定,同时叶轮进出水平面的测点压力波动幅值要大于其他区域。1 s 增大安放

角 2°时,叶轮水力矩波动范围与叶轮进出水平面压力波动幅值要明显大于其他两种规律。

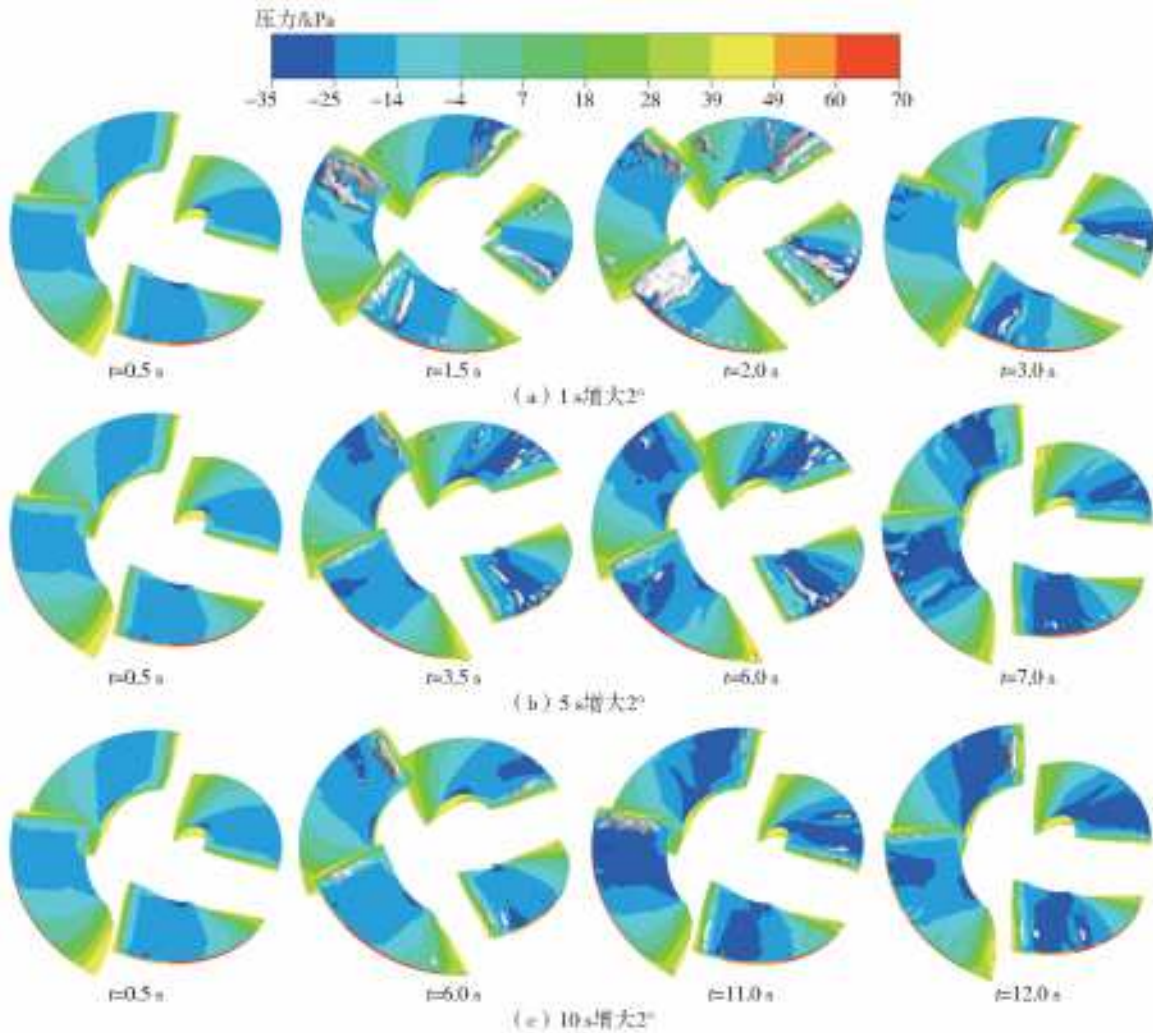


图 5 叶片安放角增大过程中叶片吸力面压力及涡核分布

Fig. 5 The distribution of suction surface's pressure and vortex core during the increase of blade angle

(3)在叶片安放角增大的过程中,叶轮区域流态恶化,叶轮区域内出现涡核且叶片吸力面出现分布不均匀的低压区域,叶片停止转动后,涡核会持续存在一段时间。1 s 增大安放角 2°时,叶轮区域的涡核要明显多于其他两种规律。因此,较短时间增大叶片安放角会增加叶轮区域的不稳定性。

参考文献:

[1] 王丽慧,施伟,沈昌荣,等.立式轴流泵装置模型水力性能数值分析及预测[J].排灌机械工程学报,2016,34(9):767-773. DOI:10.3969/j.issn.1674-8530.16.0051.

[2] 石丽建,汤方平,周捍珑,等.不同导叶叶片掠角下轴流泵段水力特性分析及试验[J].农业工程学报,2015,31(14):90-95. DOI:10.11975/j.issn.1002-6819.2015.14.013.

[3] 张德胜,王海宇,施卫东,等.轴流泵多工况压力脉动特

性试验[J].农业机械学报,2014,45(11):139-145. DOI:10.3969/j.issn.1002-6819.2012.01.013.

[4] 谢璐,刘超,傅善题,等.轴流泵装置分部结构对装置性能的影响分析[J].南水北调与水利科技,2019,17(3):193-200. DOI:10.13476/j.cnki.nsbdqk.2019.0076.

[5] 吴贤芳,陆友东,谈明高,等.叶片安放角对轴流泵马鞍区运行特性的影响[J].农业工程学报,2018,34(17):46-53. DOI:10.11975/j.issn.1002-6819.2018.17.007.

[6] 石丽建,付玲玲,刘超,等.冲角对轴流泵叶轮水力性能的影响[J].灌溉排水学报,2019,38(4):55-62. DOI:10.13522/j.cnki.ggps.20180314.

[7] 刘超.水泵及水泵站[M].北京:中国水利水电出版社,2009.

[8] 袁尧.基于蚁群算法和变角相似关系的泵站优化运行研究[D].扬州:扬州大学,2013.

[9] 何乃昌.轴流泵马鞍区运行特性研究[D].镇江:江苏大学,2017.

[10] 陈世杰.立式轴流泵装置非定常水力特性数值及试验

- 分析[D].扬州:扬州大学,2019.
- [11] 戴景,戴启璠,郭赞赞.特低扬程双向立式轴流泵装置水动力特性数值计算[J].水电能源科学,2017,5(8):148-151,168.
- [12] 张毅,胡俊锋,石丽建.轮毂比改变的轴流泵装置数值模拟研究[J].中国农村水利水电,2017(7):144-148.
- [13] 付晓龙.水泵水轮机甩负荷过渡过程研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017.
- [14] 杨建东,胡金弘,曾威,等.原型混流式水泵水轮机过渡过程中的压力脉动[J].水利学报,2016,47(7):858-864. DOI:10.13243/j.cnki.slx.20151084.
- [15] 周大庆,姜胜文,陈会向.液控蝶阀联动的混流泵机组启动过程数值模拟[J].排灌机械工程学报,2019,37(2):112-117. DOI:10.3969/j.issn.1674-8530.18.0061.
- [16] 李文锋,冯建军,罗兴铸,等.基于动网格技术的混流式水轮机转轮内部瞬态流动数值模拟[J].水力发电学报,2015(7):64-73. DOI:10.11660/slfdb.20150708.
- [17] 杨从新,王斌.离心泵在启动阶段的瞬态三维数值模拟[J].排灌机械工程学报,2010(2):122-126.
- [18] 周大庆,刘跃飞.基于VOF模型的轴流泵机组起错过程数值模拟[J].排灌机械工程学报,2016,34(4):307-312. DOI:10.3969/j.issn.1674-8530.15.0130.
- [19] 刘跃飞,周大庆,郑源,等.快速闸门断流的轴流泵启动过程三维数值模拟[J].南水北调与水利科技,2017,15(1):167-172. DOI:10.13476/j.cnki.nsbdkq.2017.01.028.
- [20] 周大庆,张蓝国.抽水蓄能电站泵工况断电过渡过程数值试验[J].华中科技大学学报(自然科学版),2014,42(2):16-20. DOI:10.13245/j.hust.140204.
- [21] 张立勋,梁迎彬,尉越啸,等.垂直轴风力机主动式变桨距控制规律[J].中南大学学报(自然科学版),2013,44(6):2561-2568.
- [22] 张立军,马东辰,赵昕辉,等.小型H型垂直轴风力机变桨机构的优化设计与试验[J].西安交通大学学报,2018,52(3):132-138. DOI:10.7652/xjtub201803018.
- [23] 钱思悦,赵振宙,田晨,等.H型风力机新型变桨方案数值模拟[J].排灌机械工程学报,2018,36(3):230-236. DOI:10.3969/j.issn.1674-8530.17.3003.
- [24] 张来平,邓小刚,张涵信.动网格生成技术及非定常计算方法进展综述[J].力学进展2010(4):424-447.
- [25] 王福军.计算流体动力学分析[M].北京:清华大学出版社,2004.

(上接第163页)

- [11] 卢金友,罗敏逊.长江中游宜昌至城陵矶河段水位变化分析[J].人民长江,1997,28(5):25-28. DOI:CNKI:SUN;RIVE.0.1997-05-009.
- [12] 韩剑桥,孙昭华,李义天,等.三峡水库蓄水后宜昌至城陵矶河段枯水位变化及成因[J].武汉大学学报(工学版),2011,44(6):685-690. DOI:CNKI:SUN;WS-DD.0.2011-06-003.
- [13] 赵占超,姚仕明,唐峰,等.冲刷条件下熊城河段河床演变规律及趋势[J].水运工程,2019,559(8):134-140.
- [14] 许全喜,袁晶,伍文俊,等.三峡工程蓄水运用后长江中游河道演变初步研究[J].泥沙研究,2011(2):38-46. DOI:CNKI:SUN;NSYJ.0.2011-02-007.
- [15] 彭玉明,夏军强,彭佳,等.荆江近岸河床演变对水沙条件的响应探讨[J].水文,2018,38(5):11-16. DOI:CNKI:SUN;SWZZ.0.2018-05-003.
- [16] 潘庆葵.长江中下游河道近50年变迁研究[J].长江科学院院报,2001,18(5):18-22. DOI:10.3969/j.issn.1001-5485.2001.05.005.
- [17] 石国钰,许全喜,陈泽方.长江中下游河道冲淤与河床自动调整作用分析[J].山地学报,2002,20(3):257-265. DOI:CNKI:SUN;SDYA.0.2002-03-000.
- [18] 姚仕明,卢金友.长江中下游河道演变规律及冲淤预测[J].人民长江,2013,(44)23:22-28. DOI:10.3969/j.issn.1001-4179.2013.23.005.
- [19] 何广水,姚仕明,金中武.长江荆江河段弯道凸岸边滩非典型冲刷研究[J].人民长江,2011(17):1-3. DOI:10.3969/j.issn.1001-4179.2011.17.001.
- [20] 姚仕明,何广水,卢金友.三峡工程蓄水运用以来荆江河段河岸稳定性初步研究[J].泥沙研究,2009(6):24-29. DOI:10.3321/j.issn:0468-155X.2009.06.004.
- [21] HAN Q W, LIU K B. Influence on flood occurrence of Dongting Lake to changes of relation between Yangtze River and Dongting Lake[C]. Paper Collection of the second Yangtze Forum, Changsha, 2007.