

DOI: 10.3969/j.issn.1004-4701.2019.01-05

湿定子潜水贯流泵装置全流场分析

欧阳平¹, 刘翔²

(1. 江西省萍乡市坪村水库管理局, 江西 萍乡 337000; 2. 江西省水利规划设计研究院, 江西 南昌 330029)

摘要:江西萍乡鹅湖泵站采用了四台叶轮直径2 250mm的湿定子潜水贯流泵,为探究不同叶片安装角度对该泵的性能及内部流动的影响,选用了比转速 $n_s=850$ 的湿定子潜水贯流泵模型泵为研究对象,对不同叶片安装角度和不同流量下的泵装置进行内部全流场分析,并预测其性能.研究表明:叶片进口角度从 0° 变到 $+4^\circ$ 时,对于湿定子潜水贯流泵装置,稳定运行的工况下的扬程性能曲线上移,效率性能曲线右移,高效区变宽.蝶阀导致小漩涡的产生,影响管内流动;小流量工况下,水流在流经导叶的背面时出现了明显的脱流情况.

关键词:贯流泵;叶片角度;数值分析;流动特性

中图分类号:TV131 **文献标识码:**A **文章编号:**1004-4701(2019)01-0028-07

0 引言

为调控江西萍乡城区水系水位,防止内涝发生,拟在主城区鹅湖公园内新建一座排涝泵站,机组选用4台湿定子贯流潜水泵.其叶轮直径2 250mm,配套电机功率900kW,是目前国内最大的湿定子潜水贯流泵站。

湿定子潜水贯流泵又称全贯流潜水电泵,其叶轮安装在电机的转子内侧,两者合二为一,工作时水流从转子内腔流过定子,故取名湿定子^[1]。相比于传统的潜水贯流泵,它具有可靠性高,结构紧凑,安装方便等优点,电机具有一定的过载能力,同时大大减少泵房开挖深度,带来良好的社会和经济效益^[2]。随着计算流体力学(CFD)理论与技术的迅速发展和应用,三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程和多种湍流模型方程组在国内外得到了广泛运用,常用的湍流模型有 $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$ 以及 SST (Shear Stress Transport)^[3-5]。一些商用软件已被较多地用于模拟轴流泵内部的流动,进行贯流泵装置的性能预测和优化设计。贯流式泵站划分为灯泡贯流式泵站、竖井贯流式泵站、轴伸贯流式泵站和全贯流式泵站4种^[6]。全贯流式泵站又可分为湿定子和干定子两种,国内学者已经对多种类型的贯

流泵进行了研究,徐磊^[7]等运用数值计算和试验相结合的方法,分析了竖井贯流泵装置进出口流道的水力性能。刘厚林^[8]等对进水池内各截面流态以及喇叭管内各断面轴向速度进行分析,预测泵站模型的特性。陆林广^[9]等应用 Fluent 软件对某低扬程泵站灯泡贯流泵装置进行了三维湍流数值模拟及其优化水力设计,并采用透明流道模型试验验证了该优化设计。吴昌新^[10]等采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,研究了城市引排水泵站大型双向贯流式潜水泵模型装置的性能,分析了不同导叶对泵装置水力性能的影响。

国内已对多种类型的贯流泵进行了研究,但是,作为一种新型的贯流泵,国内外对湿定子潜水贯流泵的研究较少,本文以工程选用的比转速 $n_s=850$ 的湿定子潜水贯流泵模型泵为研究对象,采用数值计算的方法,对不同叶片安装角度不同流量下的泵装置进行内部全流场分析,并预测其性能,为增加对湿定子潜水贯流泵装置水力特性的认识及推广具有实际意义。

1 研究对象与网格划分

1.1 研究对象

本文研究对象为湿定子潜水贯流泵模型(型号为

收稿日期:2018-10-15

作者简介:欧阳平(1985-),男,大学本科,工程师.

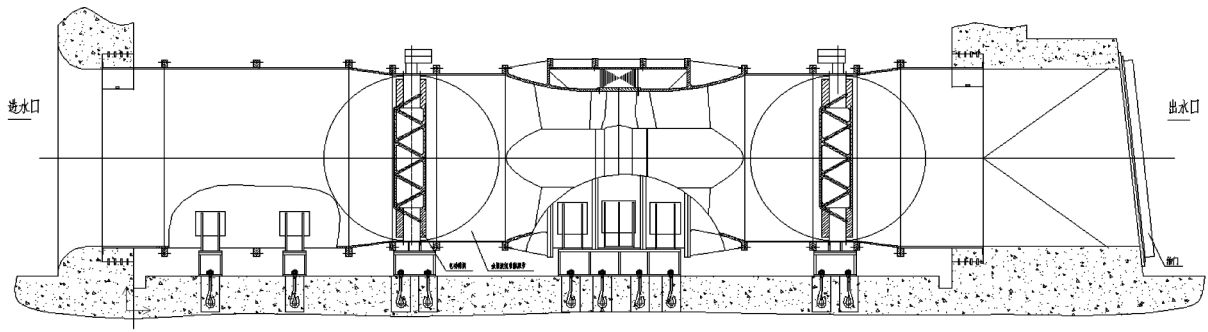


图 1 装置示意图

ZBM791), 装置模型如图 1 所示, 其设计参数为: 流量 $Q=257\text{L/s}$, 扬程 H 为 4.00m , 转速 n 为 1119r/min , 叶轮外径为 300mm , 叶轮叶片数为 4, 导叶的叶片数为 7, 比转速 n_s 为 850。

1.2 控制方程

泵站进、出水水道内水流的流动属于不可压缩湍流流动。湍流流动具有紊动性, 可用非稳态的连续方程和 Navier-Stokes 方程对湍流的瞬时运动进行描述。运用笛卡尔坐标系, 速度矢量 u 在 x 、 y 和 z 方向的分量分别为 u 、 v 和 w , 湍流瞬时控制方程可表示为:

$$\text{div}u=0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(u u) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v \text{div}(\text{grad}u) + F_x \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div}(v u) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + v \text{div}(\text{grad}v) + F_y \quad (3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(w u) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + v \text{div}(\text{grad}w) + F_z \quad (4)$$

式中, p 是流体微元体上的压力; F_x 、 F_y 和 F_z 是微元体上的体力, 在本项研究中 $F_x=0$, $F_y=0$, $F_z=-\rho g$ 。

考虑到湍流流动的脉动特性, 目前广泛采用时均法, 即把湍流运动看作是时间平均流动和瞬时脉动流动的叠加。若用“ $\bar{\quad}$ ”代表时均值, “ $'$ ”代表脉动值, 可将湍流时均流动的控制方程写成以下形式:

$$\text{div}\bar{u}=0 \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \text{div}(\bar{u} \bar{u}) = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + v \text{div}(\text{grad}\bar{u}) \\ & + \left[-\frac{\partial(\overline{u'^2})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{u'v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{u'w'})}{\partial z} \right] + S_u \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \text{div}(\bar{v} \bar{u}) = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + v \text{div}(\text{grad}\bar{v}) \\ & + \left[-\frac{\partial(\overline{u'v'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{v'^2})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{v'w'})}{\partial z} \right] + S_v \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \text{div}(\bar{w} \bar{u}) = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + v \text{div}(\text{grad}\bar{w}) \\ & + \left[-\frac{\partial(\overline{u'w'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{v'w'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{w'^2})}{\partial z} \right] + S_w \end{aligned} \quad (8)$$

为了使方程组封闭, 需引入反映湍动能的 k 方程和反映湍动能耗散率的 ε 方程^[11,12]。 $k-\varepsilon$ 模型中以标准 $k-\varepsilon$ 模型应用最广, 试验证明, 标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型对很多三维流动都是适用的。标准 $k-\varepsilon$ 模型的 k 方程和 ε 方程可分别表示为:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon + S_k \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \varepsilon u_i}{\partial x_i} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \\ & C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (10)$$

式中, G_k 是由于平均速度梯度引起的湍动能的产生项:

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (11)$$

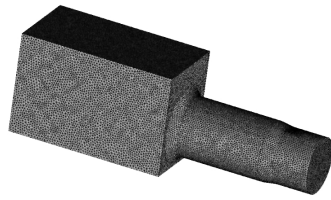
其中:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (12)$$

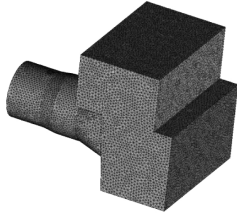
在标准 $k-\varepsilon$ 模型中, 根据 Launder 等人的推荐值及实验验证结果, 模型常数 $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 C_μ 、 σ_k 、 σ_ε 的取值为: $C_{1\varepsilon}=1.44$ 、 $C_{2\varepsilon}=1.92$ 、 $C_\mu=0.09$ 、 $\sigma_k=1.0$ 、 $\sigma_\varepsilon=1.3$ 。

1.3 网格划分

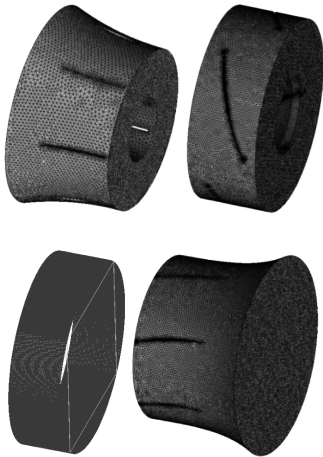
采用商业软件 ANSYS-ICEM CFD 对计算区域进行网格划分, 计算区域采用非结构化四面体网格, 不规则结构物体表面采用三角形网格。非结构化网格可以有效贴合不规则计算边界, 以模拟各种形状的计算区域^[13]。经过网格无关性验证, 最终确定进水水道、泵段和出水水道计算区域的网格数分别为: 90 万、300 万和 60 万, 计算区域的网格划分如图 2 所示。



a. 进水流道计算区域网格



b. 出水流道计算区域网格



c. 泵段计算区域网格

图2 计算区域网格划分

1.4 计算方法

ANSYS CFX 采用基于有限元的有限体积法^[14]对方程组进行离散,其中对流项采用高精度差分(High resolution scheme)格式,其它项采用中心差分格式。对方程组的求解采用全隐式耦合技术,提高了计算的速度和稳定性。应用 $k-\varepsilon$ 湍流模型来考虑湍流的影响,参考压力设置为 0Pa,叶轮转速为 1 119rpm。收敛方案选用基于计算域内所有控制体积的平均残差,收敛精度为 10^{-4} 。根据泵站装置模型进水流道的特点,采用压力进口边界条件,设置为 1 个大气压。出口边界条件设置为质量流量。固壁上采用无滑移边界条件^[15],叶轮的加

工精度高,粗糙度设置为 $25\mu\text{m}$,其它壁面粗糙度设置为 $50\mu\text{m}$ 。

1.5 参数定义

数值计算后处理中,扬程的计算公式为:

$$H = \frac{P_{\text{Outlet}}}{\rho g} - \frac{P_{\text{Inlet}}}{\rho g} + \Delta Z \quad (14)$$

在 CFX 的后处理中,可以得到流场中某一个面的总压 P_0 :

$$P_0 = P_s + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (15)$$

式中: P_{Outlet} 是出水截面的总压; P_{Inlet} 是进水截面总压; ΔZ 是所计算的位置在垂直方向的距离; P_s 是静压; v 是流体绝对速度; ρ 为流体的密度。对于模型泵扬程,进出水断面取泵段进出水断面,对于装置扬程,进出水断面取装置进出水断面。

轴功率的计算公式为:

$$P = M\omega \quad (16)$$

水力效率的计算公式为:

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{M\omega} \quad (17)$$

式中: M 为叶轮在旋转方向的扭矩; ω 为叶轮转动角速度。

2 数值计算结果与分析

在三个流量工况(200L/s、257L/s 和 310L/s)下分别对各计算方案进行定常计算,分析泵装置的外特性及内部流态。

2.1 性能计算结果

泵装置的性能曲线如图 3 所示。从图中可以看出,扬程随流量的增大而减小,在小流量的工况下存在马鞍形不稳定段,且随着角度加大马鞍形区位置下移,一旦进入马鞍区容易产生振动噪声,但从总体上看,不稳定流动的情况并不严重,且设计工况在马鞍形不稳定段的右侧,所以设计工况下,泵的运行较为稳定。当叶片的转角增加时,在不稳定段以外的工况段装置扬程增加。同时,叶片转角越大,泵装置越先进入不稳定段,也越先渡过不稳定段。叶片转角变大,泵装置高效区右移,且高效区范围变大,但是最高效率有所降低,过了最佳工况点之后,效率下降平缓。在 3 种叶片角度的情况下,泵装置的设计工况均在高效区范围内。

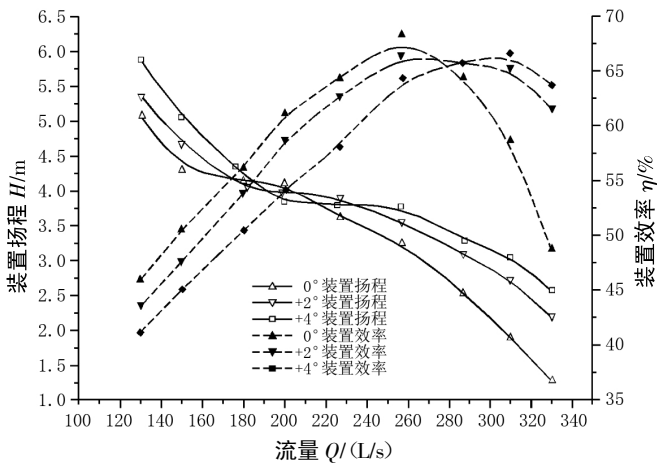


图 3 泵装置性能曲线

2.2 进水流道内流场分析

图 4 为 0°、+2°和+4°三个角度时,200L/s、257L/s、310L/s 工况下进水流道的中间断面的速度云图和流线分布。

从图 4 中可以看出,各个工况下,当泵运行稳定时,水流从进水口流入喇叭口,由于过水断面面积减小,流速增加,在喇叭口靠近进口的圆弧处,流速增加

尤为明显。水流流过全开蝶阀的阀芯时,流速急剧增加至最大值。由于蝶阀的存在,蝶阀段除去蝶阀的其他位置,流速很小,略大于进口流速,但小于喇叭口处的流速。因为蝶阀上下两端的阀杆阻碍了中间断面靠近管壁的水流,所以在阀杆的下游段出现了小漩涡,且流量越大,漩涡越大。总体来看,进水流道的中间断面的流态整体较好,叶片角度对进水流道的流态影响很小。

2.3 泵段内流场分析

图 5 为 0°、+2°和+4°三个角度时,在 200L/s、257L/s、310L/s 工况下泵段的平面流场图。

由图 5 可看出:水流以较好的流态流入筋板段,之后流入叶轮段,叶轮对其做功,使其获得很大的机械能,导叶回收流出叶轮的水流,降低其流速,均匀流入下一级,这是水流在泵段流动的整个过程。小流量的情况下,水流流过导叶之后,导叶背面严重脱流,产生涡流和回流,流态较差,水力损失大;设计流量的情况下,导叶背面脱流现象有所改善,流态较好;大流量情况下,流体在导叶段未出现脱流现象,流态要优于小流量和设计流量。叶片角度为 0°和+2°时,导叶出口的流态要优于+4°的情况,叶片和导叶的匹配度更好,在设计

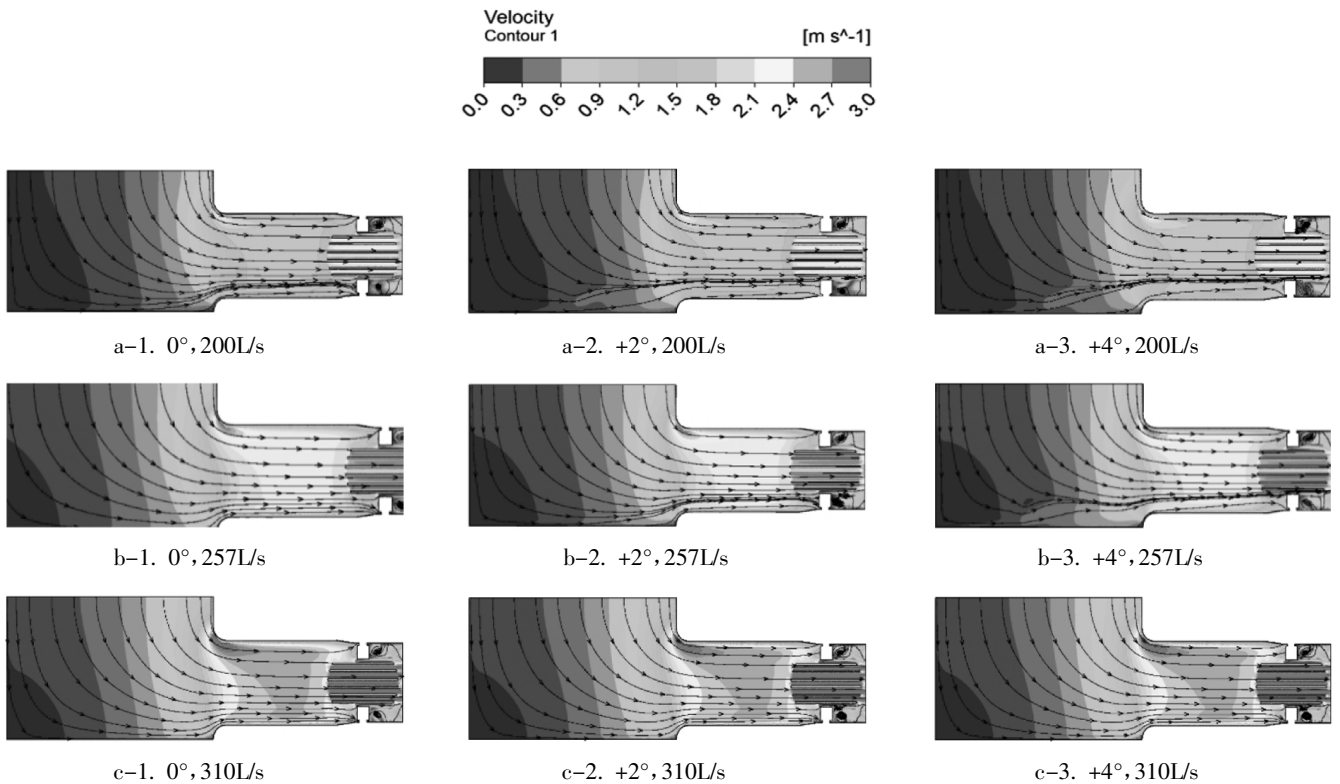


图 4 进水流道速度云图和流线

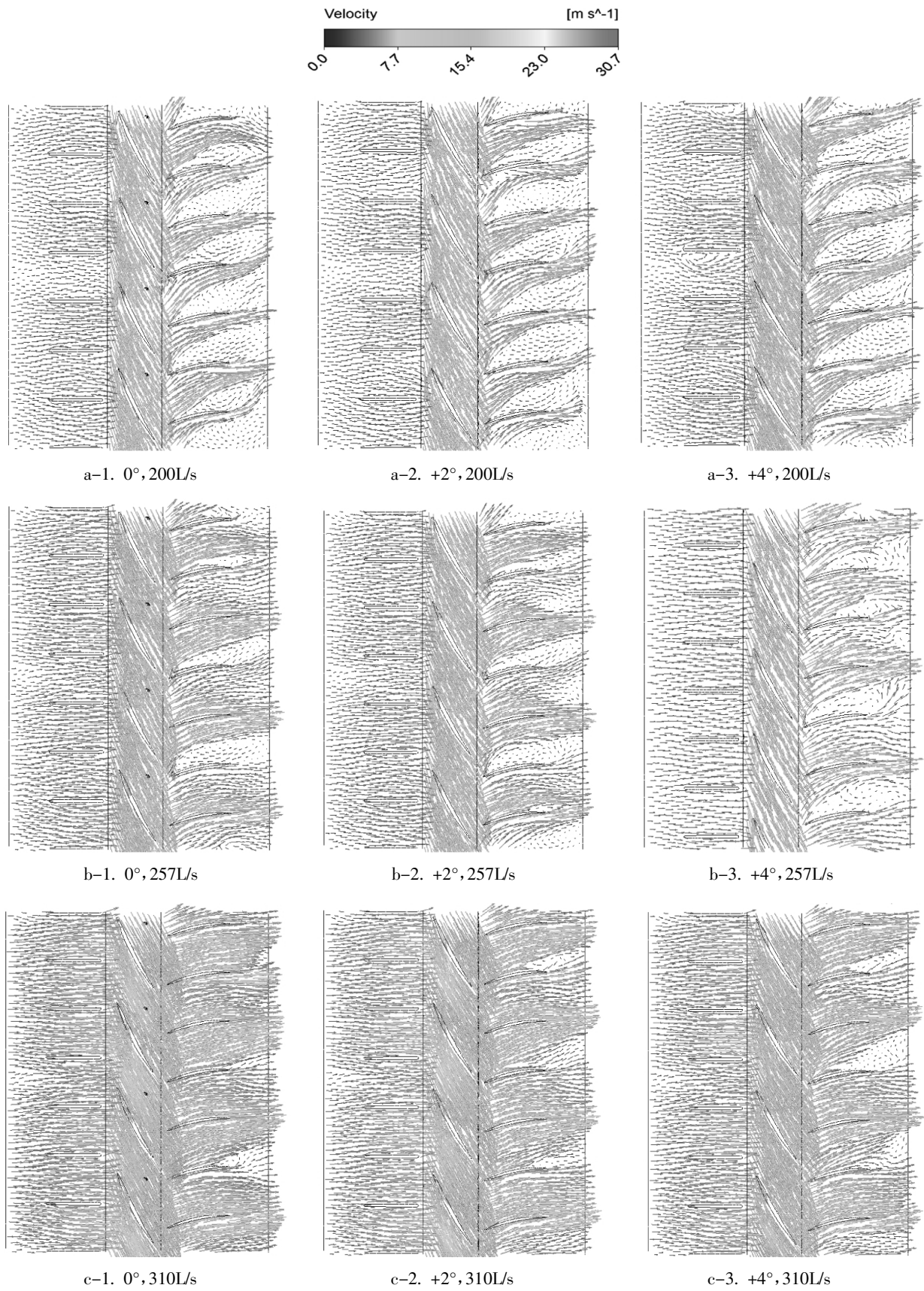


图5 各工况泵段中间平面流场

流量下,这种现象更加明显。

2.4 出水水道内流场分析

图 6 为 0° 、 $+2^\circ$ 和 $+4^\circ$ 三个角度时,在 200L/s 、 257L/s 、 310L/s 工况下出水水道的中间断面的速度云图和流线分布。

由图 6 可知:同进水流道的情况一样,蝶阀对出水水道的流态存在较大影响。9 个工况下,蝶阀周围,特别是阀杆附近,都出现了不同程度的漩涡。靠近管壁处的水流速度较低,管道中间的水流速度相对较高,速度最高处出现在阀芯的三角形通孔中。流态最好的是角度 0° 、流量 310L/s 的工况,出口速度均匀且速度方向垂直于出口截面。流量增大时高速区增多,但并不明显,而当叶片角度增大时,红色高速区域的面积明显增多,原因在于叶片角度为 $+4^\circ$ 时,水流是沿着导叶工作面集中流出的,在集中流入阀芯通孔时具有较大的速度。

3 结 论

假定不存在叶轮以及导叶与管壁之间的间隙所引起的损失,本文对湿定子潜水贯流泵在不同工况下,进行了全流场数值计算,基于数值计算结果对模型泵性能和内部流动状态进行分析,研究表明:

(1)叶片进口角度从 0° 变到 $+4^\circ$ 时,对于湿定子潜水贯流泵装置,稳定运行的工况下的扬程性能曲线上移,不稳定运行工况下的扬程性能曲线稍偏右下方移动;效率性能曲线右移,高效区变宽,但最高效率有所减小,且在 0° 和 $+2^\circ$ 时设计工况点运行更佳,建议水泵叶片安放角不超过 $+2^\circ$ 。

(2)对进出口流道的分析显示,蝶阀上下两端的阀杆会阻碍靠近管壁的水流,导致阀杆的下游段出现了

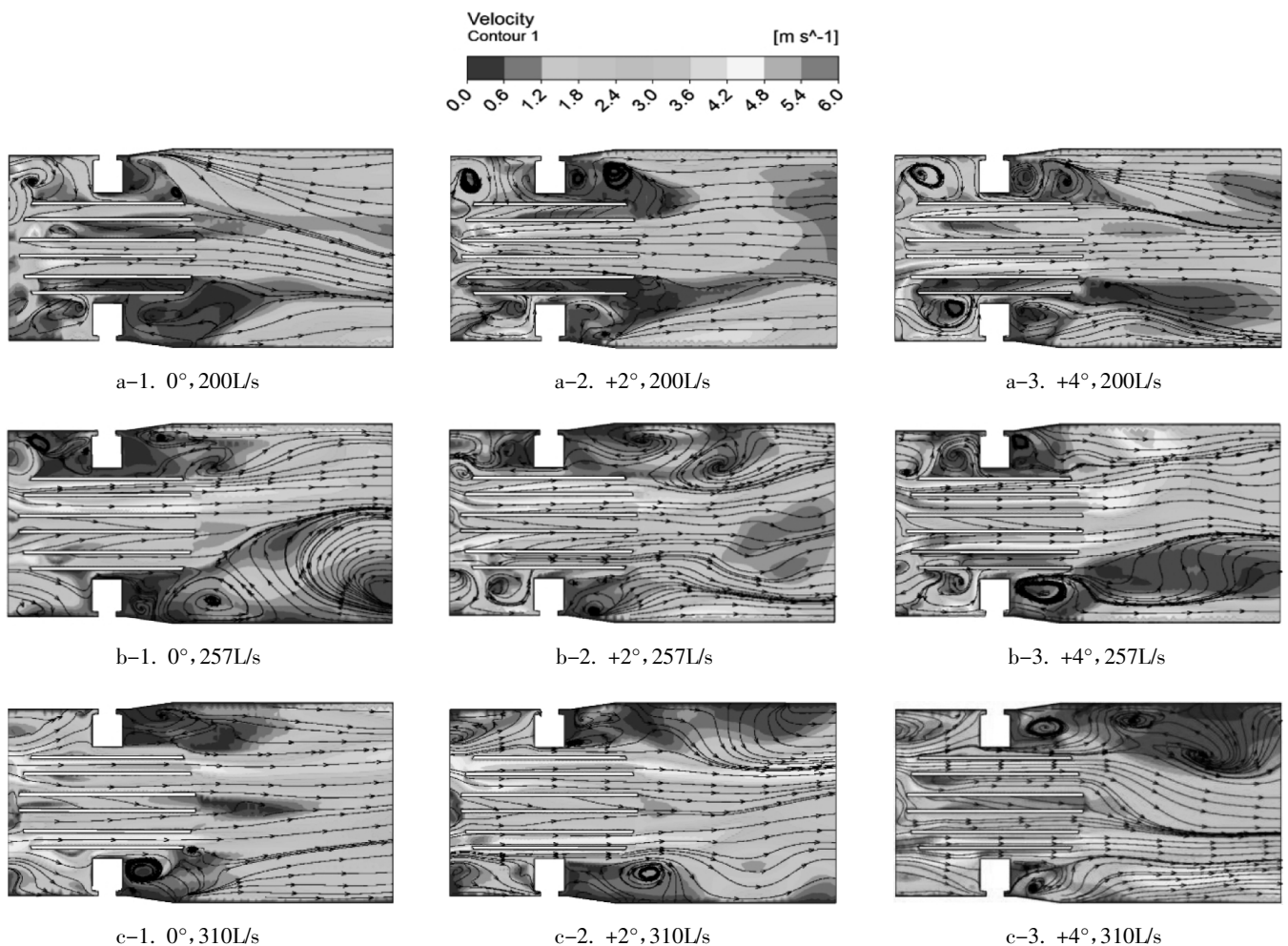


图 6 各工况出水水道速度云图和流线

小漩涡,进而影响下一级的速度分布,使其产生回流,水力损失增加。

(3)小流量的工况下,水流流经筋板和叶轮时,较为稳定,但在流经导叶时,导叶的背面出现了严重的脱流情况,产生回流,效率低下,所以不建议泵装置在小流量的工况下运行。

参考文献:

- [1] 徐辉. 贯流式泵站[M]. 北京:中国水利水电出版社,2008.
- [2] 曹良军,刘长益,钟跃凡. 全贯流潜水电泵的应用及出水端自耦式安装的稳定性分析[J]. 湖南水利水电,2015(2):87~91.
- [3] 古智生. 全潜水贯流电泵的开发与应用 [J]. 水利水电技术,2010(12):54~57.
- [4] Kim J J, Baik J J. A numerical study of the effects of ambient wind direction on flow and dispersion in urban street canyons using the RNG $k-\varepsilon$ turbulence model [J]. Atmospheric Environment, 2004, 38(19): 3039~3048.
- [5] Bassi F, Ghidoni A, Perbellini A. A high-order Discontinuous Galerkin solver for the incompressible RANS and $k-\omega$ turbulence model equations [J]. Computers & Fluids, 2014, 98(98): 54~68.
- [6] Rocha P A C, Rocha H H B, Carneiro F O M. $k-\omega$ SST (shear stress transport) turbulence model calibration : A case study on a small scale horizontal axis wind turbine [J]. Energy, 2014, 65(C): 412~418.
- [7] 徐磊,陆林广,陈伟,等. 南水北调工程邳州站竖井贯流泵装置进出水流态分析[J]. 农业工程学报,2012(6):50~56.
- [8] 刘厚林,周孝华,王凯,等. 泵站装置蜗形进水池流态与水力性能分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版),2013(11):12~16.
- [9] 陆林广,陈坚,梁金栋,等. 灯泡贯流泵装置的优化水力设计[J]. 水利学报,2008,39(3):355~360.
- [10] 吴昌新,金燕,王道虎,等. 大型双向贯流式潜水泵装置的研究与应用[J]. 水力发电学报,2012(6):265~270.
- [11] G. S. Constantinescu and V. C. Patel. Numerical model for simulation of pump-intake flow and vortices [J]. Journal of Hydraulic Engineering. 1998, 124(2):123~134.
- [12] J. Blazek. Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications [M]. 2nd ed. Netherlands: Elsevier Ltd, 2005, 227~270.
- [13] 资丹,王福军,陶然,等. 边界层网格尺度对泵站流场计算结果影响研究[J]. 水利学报,2016,47(2):139~149.
- [14] S. V. Patanker. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere, Washington, 1980.
- [15] Rodi W. Turbulence models and application in hydraulics experimental and mathematical fluid dynamics [M]. Delft: IAHR Section on fundamentals of Division II, 1980, 44~46.

编辑:张绍付

Numerical simulation of flow in a diving tubular pump system with wet-winding stator

OUYANG Ping¹, LIU Xiang²

(1. Pingxiang Pingcun Reservoir Management Bureau of Jiangxi Province, Pingxiang 337000, China;

2. Jiangxi Provincial Water Resources Planning and Design Research Institute, Nanchang 330029, China)

Abstract: Four diving tubular pumps with wet-winding stator are used in the Ehu Lake pump station at Pingxiang in Jiangxi province. The diameter of the impeller is 2 250mm. In order to investigate the effect of blade at different angles on the flow, in this paper, a specific speed $n_s=850$ tubular pump model is kept as the research object. Based on the 3D turbulent Navier-Stokes Equation, the internal flow of the tubular pump with different blade mounting degree and different flow are simulated by using standard $k-\varepsilon$ turbulent model. The performance prediction of pump is also completed. The results show that, head curve in steady condition is displaced upwards and efficiency curve is displaced to right. The flow in pipe is influenced by butterfly valve. In state of low flow, flow separation occurs at back of guide blade.

Keywords: Tubular pump; Mounting degree; Numerical simulation; Flow characteristics

翻译:欧阳平