

对称翼型导叶的轴流泵数值模拟

孟凡英,吕晓军

(辽宁工程技术大学 机械工程学院,辽宁 阜新 123000)

摘要:针对农业灌溉中对轴流泵性能的要求,为了更深入的研究该轴流泵的性能特性,研究了 NACA0006 对称翼型导叶的轴流泵性能,利用计算流体动力学软件 Fluent,采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型和 SIMPLC 算法对该轴流泵进行数值模拟。通过对其进行数值计算和对比分析表明,设计工况下的数据值不仅与 Fluent 软件模拟的数据值相对误差为 1.9%,并且应用 Fluent 软件模拟计算得到泵的性能曲线与性能实验的结果吻合较好,证明了在轴流泵导叶设计中,NACA0006 翼型不仅结构简单、适用性良好,而且取得了更高的效率。

关键词:轴流泵导叶;NACA 翼型;性能;Fluent 模拟

中图分类号:TH312

文献标识码:A

文章编号:1002-2767(2014)02-0125-05

轴流泵具有低扬程、流量大、转速高的特性,广泛应用于农田灌溉、冶金、石油化工、防洪排涝和跨流域调水等领域,有着巨大的应用价值和发展潜力。轴流泵的叶轮和导叶是构成轴流泵装置的核心部件,是实现能量转换的重要组成,直接关系到水泵的性能。提高整个泵装置的性能,基本都是从叶轮和导叶两方面入手。因此,研究轴流泵导叶的结构对水泵性能的影响具有现实的指导意义^[1]。目前,在对轴流泵设计研究时,大多数采用模型实验的方法,然而,此方法不仅受到模型尺寸的限制、边界的影响、试验周期长、经费多,仅凭实验研究难以深入了解轴流内部流场特性,故不能广泛应用此种方法满足生产实际的需要。与此同时,随着计算机技术和 CFD 理论的逐步发展,轴流泵的内部流场特性的研究广泛采用数值模拟技术(CFD 分析技术)。国内外对于轴流叶轮内流场的数值模拟已经作了一定的研究,例如,王国玉等^[2]研究湍流模型在轴流泵性能预测中的应用中发现,RNG $k-\epsilon$ 湍流模型能较好地预测轴流泵的特性。冯卫民等^[3]应用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型分析了轴流泵内部流场的瞬时特性,表明该计算方法模拟轴流泵的可行性。Felix^[4]等采用 CFX-TASC flow 软件计算了混流泵的内部流场,准确地预测了泵的外部特征,但缺少运用 CFD 计算数值与流场测量实验的数值的对比分析。因此,在采用 CFD 技术研究轴流泵的同时结合流场实验技术,为深入研究轴流泵的性能特性提供了有效的方法。

该研究采用 NACA0006 翼型的轴流泵,基于雷诺平均 $N-S$ 方程和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,运用 SIMPLC 算法,基于 CFX 软件对轴流泵叶轮内流场进行数值计算,并将计算数值与流场测量实验数值进行对比,总结出导叶采用 NACA0006 翼型的轴流泵高效的流动参数特征和性能特征,为进一步改变轴流泵导叶形状从而提高轴流泵水力设计水平提供借鉴。

1 水力模型设计

1.1 轴流泵的几何模型

传统的轴流泵水力设计常用方法有升力法和圆弧法^[5]。升力法是最早用来设计轴流泵叶轮叶片的方法,目前仍然广泛采用。升力法设计叶片的假定是叶轮叶片数很少,在叶轮叶片栅中的液体绕流接近于单个机翼的绕流,因而叶轮叶片栅中翼型相互作用对绕流特性影响不大,因此该研究采用升力法设计轴流泵的叶轮叶片和导叶叶片。

轴流泵叶轮模型的设计由 4 个叶片构成,叶轮叶片选用 NACA4410 翼型,导叶叶片选用 NACA0006 翼型。该轴流泵的设计参数为:转速为 $1450 \text{ r}\cdot\text{s}^{-1}$,流量为 $0.3 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$,扬程为 4.15 m,叶轮直径为 300 mm,轮毂直径为 140 mm,导叶数为 6。设计的三维轴流泵模型见图 1。

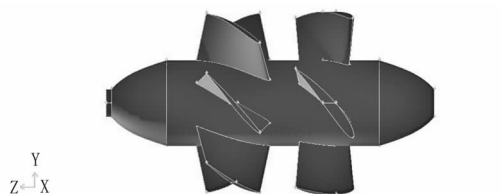


图 1 轴流泵泵段水力模型

Fig. 1 Pump hydraulic model of axial flow pump

收稿日期:2013-09-25

第一作者简介:孟凡英(1963-),女,辽宁省阜新市人,教授,从事流体机械及工程研究。E-mail:272619335@qq.com。

1.2 NACA0006 翼型坐标的确定

对于高转速大流量轴流泵,普遍应用 NACA4 位数字翼型。轴流泵叶片厚度的改变直接影响泵的效率 and 扬程^[6]。因此选择 NACA0006 翼型做为轴流泵导叶的翼型进行研究。

NACA0006 翼型坐标的确定与 CLARKY 翼型、LS 翼型和葛廷根翼型等不同,4 位数翼型最大厚度一般在离前缘的 30% 弦长处,已取得实验数据的有相对厚度为 6%、8%、9%、10%、12%、15%、18%、21% 及 24% 的翼型,为了提高泵的效

率,目前在泵中翼型相对厚度 t 的选择一般采用 0.05~0.12 中等厚度的翼型。

NACA0006 基本厚度^[7]分布为:

$$\bar{y} = \pm \frac{t}{0.20} (0.29690\sqrt{\bar{x}} - 0.12600\bar{x} - 0.35160\bar{x}^2 + 0.28430\bar{x}^3 - 0.10150\bar{x}^4) \quad (1)$$

$$\bar{r} = 1.1019t^2 \quad (2)$$

式中, \bar{y} 、 t 、 \bar{x} 和 \bar{r} 分别为上下翼面相对坐标、相对厚度、弦长的等分点坐标和相对前缘半径。

通过将数据代入(1)、(2),可计算出 NACA0006 翼型坐标数据,其坐标值见表 1。

表 1 NACA0006 翼型计算尺寸坐标

Table 1 Dimension coordinates of airfoil NACA0006

$\bar{x}/\%$	0.0000	0.0500	0.1000	0.1500	0.3000	0.5000	0.6000	0.7000	0.9500	1.0000
$\pm\bar{y}$	0.0000	0.01777	0.02341	0.02673	0.03001	0.02647	0.02282	0.01832	0.00403	0.00063

2 轴流泵数值模拟方法

2.1 数学模型

轴流泵内部为湍流粘性流动,遵守质量守恒及动量守恒定律,满足质量连续性方程及粘性流体运动方程。CFD 分析选用 FLUENT 软件提供的压力修正方法进行求解,在计算中设流体为不可压缩,流动中无热量交换。则连续性方程可简化为

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

由于轴流泵内流场为非定常流,湍流模型选取为 RNG $k-\epsilon$ 模型。其模型的湍动能输运方程为:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial k}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial X_j} [a_k u_{eff} \frac{\partial k}{\partial X_i}] + G_k - \rho \epsilon \quad (4)$$

ϵ 湍流动能耗散率输运方程为:

$$\rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial \epsilon}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial X_j} [a_\epsilon u_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial X_i}] + \frac{c_{1\epsilon}}{k} G_k - c_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon \quad (5)$$

式中, a_k 、 a_ϵ 分别表示 k 方程和 ϵ 方程的湍流 Prandtl 数; G_k 代表由平均速度梯度引起的湍动能生成项。

2.2 几何模型的建立及网格划分

根据已计算出的 NACA0006 翼型的坐标数据和轴流泵几何参数,利用 Pro/E 和 gambit 软件绘制出轴流泵三维几何模型,通过对轴流泵的三

维几何模型对整个流场进行三维定常流动数值计算,准确的研究轴流泵内部流场的情况。三维轴流泵模型的计算区域包括进水直管、叶轮、导叶和出水直管,采用多重参考坐标系方法进行求解。考虑到计算区域几何形状的复杂性,采用了适应性较强的非结构化四面体网格^[8-9]。在对轴流泵的水力模型进行测量实验时,该模型的轮缘与泵体之间间隙为 0.15~0.25 mm,由于间隙较小,对轴流泵泵水力性能影响不大,应用 Fluent 软件对该模型进行模拟时,数值计算得到简化,在轴流泵三维几何模型中设定轮缘与泵体之间的间隙为 0 mm。轴流泵的入口边界条件采用速度进口,出口条件为计算域的出口界面上假定流动为充分发展的流动,即出口速度分布的法向导数为零。固壁面采用无滑移壁面边界条件,近壁区域采用标准壁面函数^[10]。叶轮和导叶表面计算网格见图 2。

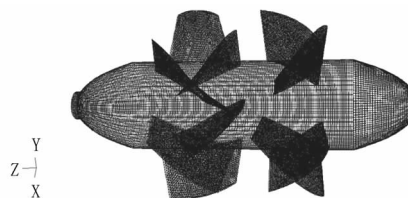


图 2 叶轮和导叶表面计算网格

Fig. 2 Computational grid of impeller and guide vane

3 轴流泵数值计算与结果分析

3.1 CFD 计算与性能实验结果的对比

对轴流泵模型性能与 CFD 计算得到的性能

曲线进行比较。由图 3 可知,CFD 计算得到的流量-扬程曲线和流量-效率曲线都符合轴流泵性能曲线的分布,并且与实验值较吻合,在轴流泵进口流量相同条件下的 CFD 计算结果与实验数据最

大误差小于 5%,在接受的范围之内,由此表明,CFD 计算方法具有一定的正确性和可行性。此外,在 CFD 计算中没有考虑因粘性、阻力和机械造成损失,所以数值计算结果比实验结果偏大。

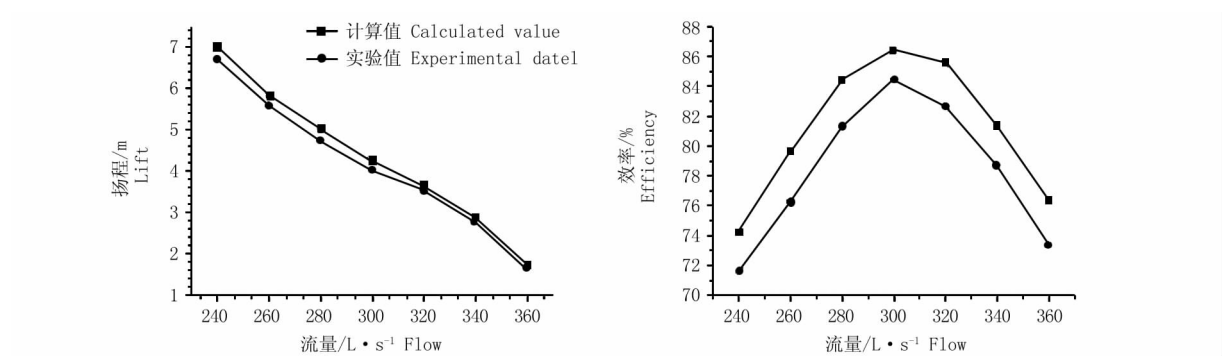


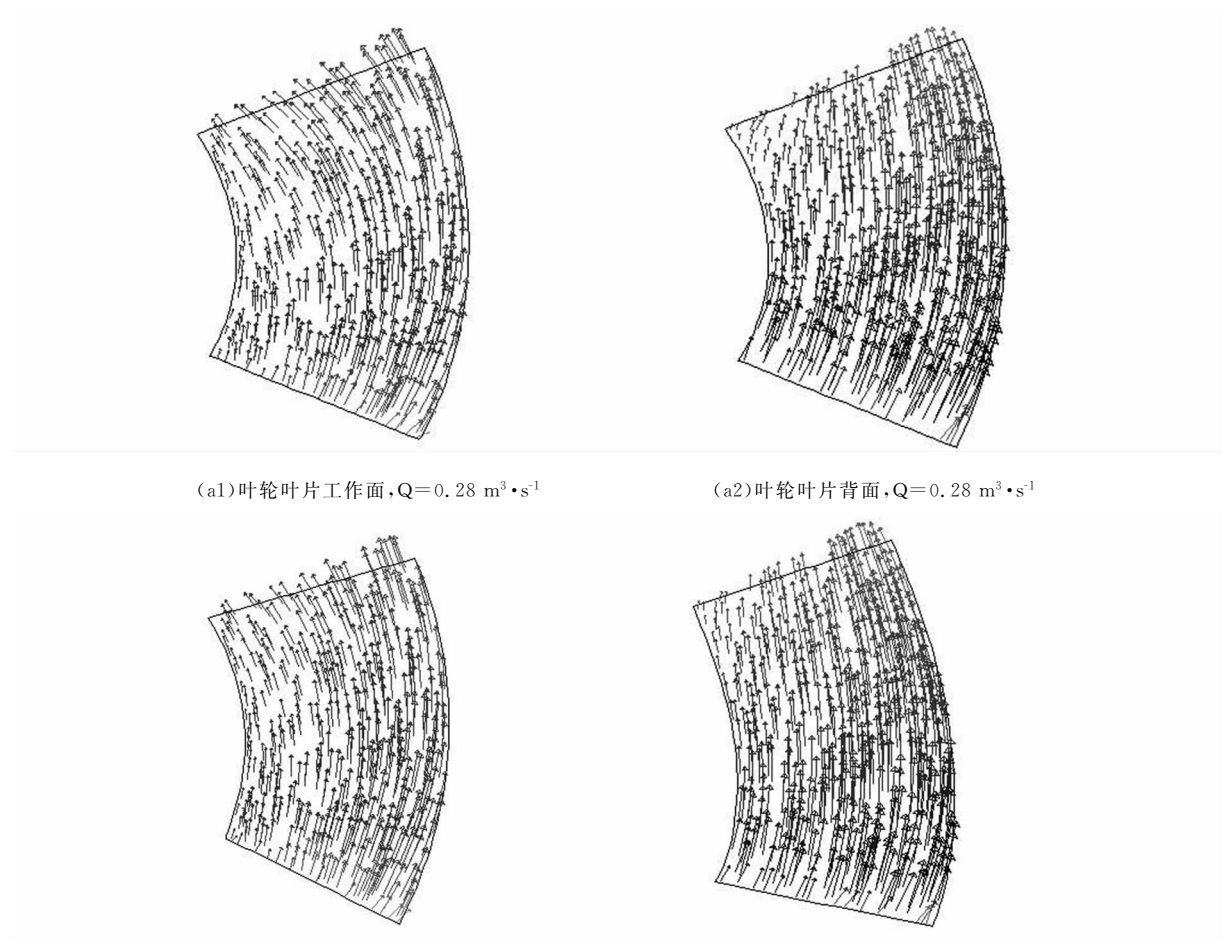
图 3 实验与计算的性能曲线对比

Fig. 3 Comparison of performance curve between experiment and calculation

3.2 CFD 计算结果分析

选取 $Q_1=0.28 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ($Q_1=280 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$), $Q_2=0.3 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ($Q_2=300 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$, 最佳工况) 和 $Q_3=$

$0.32 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ($Q_3=320 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$) 3 个工况点,根据叶轮叶片表面的速度和压力分布来研究流量工况对轴流泵性能的影响。

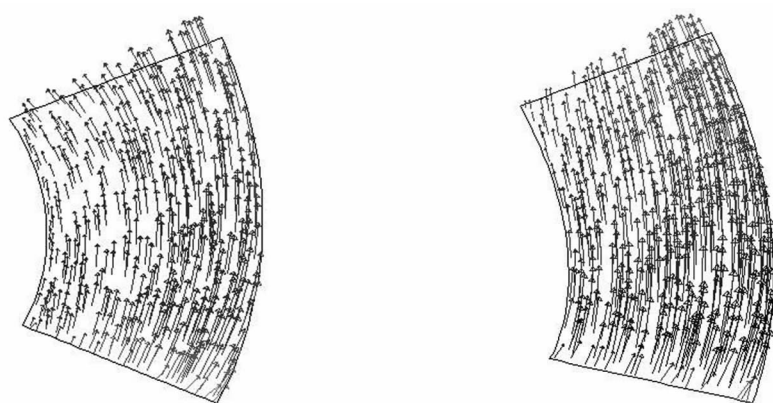


(a1) 叶轮叶片工作面, $Q=0.28 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

(a2) 叶轮叶片背面, $Q=0.28 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

(b1) 叶轮叶片工作面, $Q=0.3 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

(b2) 叶轮叶片背面, $Q=0.3 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$



(c1) 叶轮叶片工作面, $Q=0.32 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

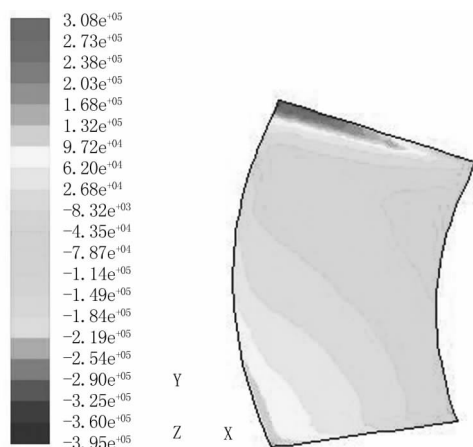
(c2) 叶轮叶片背面, $Q=0.32 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

图4 不同流量条件下叶轮叶片表面相对速度的矢量图

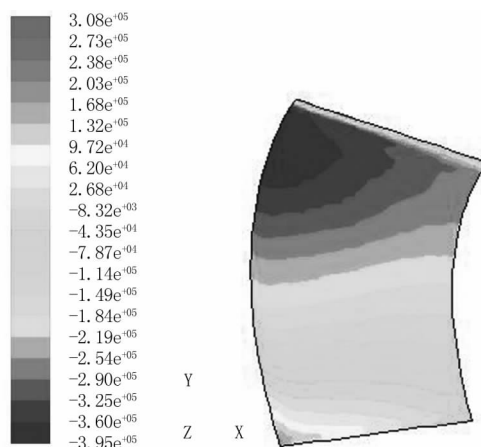
Fig. 4 Vector diagram of relative velocity on the surface of impeller in different flows

从图4中可以看出,在3个工况下无论是叶轮叶片的工作面还是背面,相对速度基本上按照圆柱面分布;随着轴流泵的进口流量的减少,叶轮

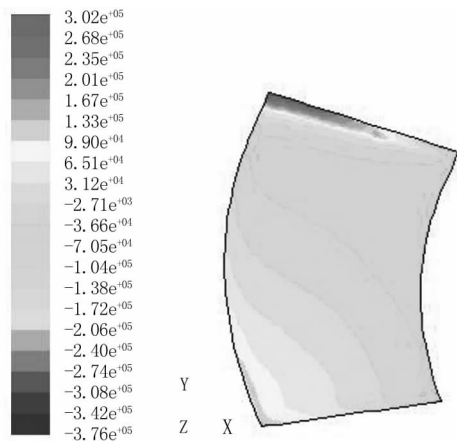
叶片背面相对流动相对速度从靠近轮毂处的出口附近逐渐减小,并开始有分离征兆。



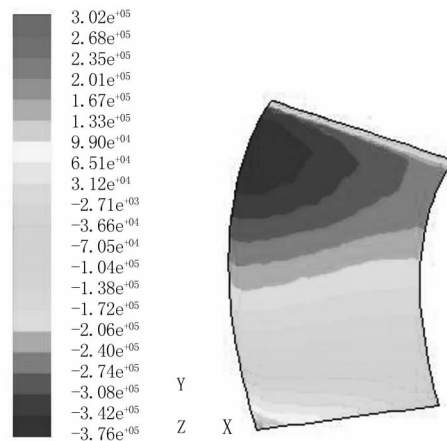
(a1) 叶轮叶片工作面, $Q=0.28 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$



(a2) 叶轮叶片背面, $Q=0.28 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$



(b1) 叶轮叶片工作面, $Q=0.3 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$



(b2) 叶轮叶片背面, $Q=0.3 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

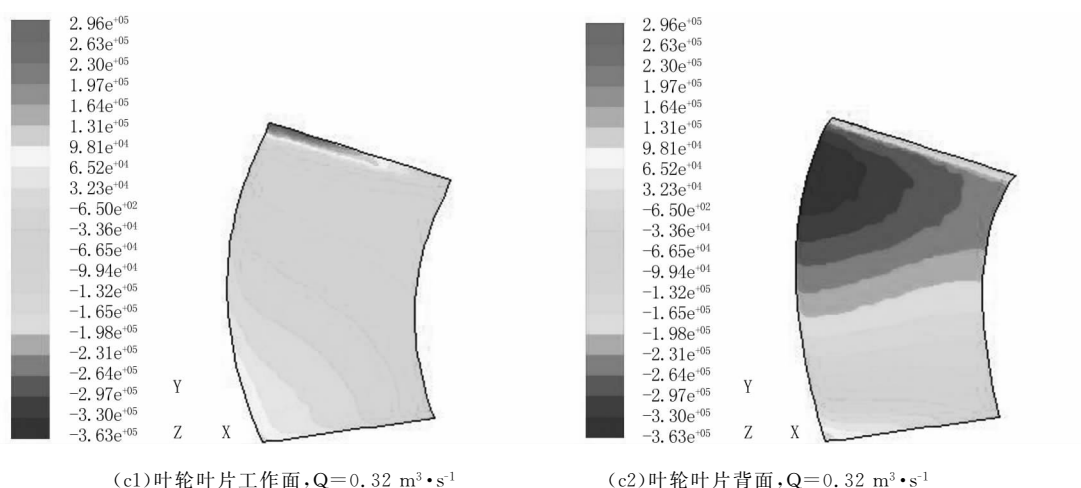


图5 叶轮叶片表面总压分布

Fig. 5 Distribution of total pressure for the surface impeller

由图5可以看出,在3个不同工况下,叶轮叶片表面上的共同点是叶轮叶片表面压力的由进口边到出口边逐渐增大,较高压力点都出现在叶轮叶片出口边靠近轮缘的区域,然而在叶轮叶片表面的最高压力点则出现在叶片进口边靠近轮缘的区域,出现该种现象的原因是由于来流对叶轮叶片的冲击造成的,叶片工作面在靠近进口边的区域形成一个高压区,而在叶片背面会产生低压区,而该低压区随着轴流泵进口流量的增加,该低压区的位置由进口边逐渐向叶片中部移动。

4 结论

基于雷诺平均N-S方程和RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,运用SIMPLC算法对导叶选用NACA0006翼型轴流泵叶轮内流场进行数值模拟。从而验证了导叶采用NACA0006翼型轴流泵设计的合理性,同时说明采用此翼型可以取得采用其它翼型作为轴流泵导叶叶片的性能,并取得更高的效率。在最优工况点附近,叶轮叶片工作面相对速度分布均匀,且叶轮叶片做功能力沿径向增加。通过验证表明研究中数值模拟的正确性和可行性。

综上所述,采用对称翼型轴流泵具有适用性

和高效性,能够满足农业灌溉中对轴流泵性能的要求,因此,对于轴流泵的特性研究具有极为重要的意义。

参考文献:

- [1] 孟庆峰. 高比转速轴流泵水力优化设计[D]. 扬州:扬州大学, 2012; 6-21.
- [2] 王国玉, 霍毅, 张博, 等. 湍流模型在轴流泵性能预测中的应用与评价[J]. 北京理工大学学报, 2009, 29(4): 309-313.
- [3] 冯卫免, 宋立, 左磊, 等. 轴流泵装置三维非定常湍流流场的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(6): 531-536.
- [4] Felix A Muggli, Peter Holbein, Philippe Dupont. CFD Calculation of a Mixed Flow Pump Characteristic from Shutoff to Maximum Flow[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 798-802.
- [5] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995: 306-332.
- [6] 朱亮. 叶片厚度变化对轴流泵性能的影响[D]. 扬州:扬州大学, 2008; 1-2.
- [7] 吴秉礼, 高延福. 空气冷却轴流通风机[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2007; 52-53.
- [8] 王春林, 彭娜, 康灿, 等. 模型泵内部流场的数值模拟[J]. 核动力工程, 2009, 30(4): 81-85.
- [9] 金燕, 刘超, 汤方平. 灯泡贯流泵装置内部流动数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(2): 155-159.
- [10] 柴胜凯, 罗兴铸, 廖伟丽. 轴流泵叶轮内部三维流动分析[J]. 排灌机械, 2004, 22(1): 16-19.

Numerical Simulation of the Axial-flow Pump with Duide Vane Adopted Symmetrical Airfoil

MENG Fan-ying, LYU Xiao-jun

(School of Mechanical Engineering Liaoning Technical University, Fuxin, Liaoning 123000)

Abstract: For the requirements of axial flow pump performance in agricultural irrigation, in order to research the characteristics of axial-flow pump further, the performance of axial flow pump by NACA 0006 symmetrical airfoil flow pump was studied. Through the computational fluid dynamics software of Fluent and RNG $k-\epsilon$ turbulent model and SIMPLC algorithm, the axial flow pump was simulated. The numerical calculation and comparative analysis showed that relative error of data was 1.9% with data stimulated by Fluent software under design condition, and the performance curve and experiment results simulated by application of Fluent software were in good agreement. It proved that the design of flow pump in axial guide vane, NACA0006 airfoil had simple structure and good applicability, and it could achieve higher efficiency.

Key words: axial-flow guide vane; NACA airfoil; performance; Fluent simulation