

双流道污水泵叶轮内部三维湍流流动的数值模拟^{*}

张静 齐学义 侯祎华 王建森

(兰州理工大学流体动及控制学院, 兰州 730050)

【摘要】 基于 Reynolds 时均化的 N-S 方程和标准的 $k-\epsilon$ 两方程湍流模型, 运用流场计算软件 Fluent, 在不同工况下对 QW950-15-55 型双流道污水泵叶轮蜗壳耦合流场进行了数值模拟研究, 捕捉到了双流道叶轮内流的重要特征。依据计算结果, 主要分析了设计工况时双流道叶轮内部的速度和压力分布情况。叶轮内压力分布与叶片式离心泵的数值模拟是类似的; 在偏离设计的大流量工况, 叶轮流道内的流动呈现明显的不对称性; 叶轮内部流动为混合螺旋流, 由轴向旋涡作用引发的相对速度旋涡的涡核位置靠近后盖板和压力侧; 叶轮出口的压力和绝对速度分布呈现明显的周期性, 其周期性与叶轮流道的周期性是对应的; 静压周向分布的轴向不对称性较小, 而速度周向分布的不对称性则较大。对比试验与数值模拟的扬程和水力效率值, 数据基本吻合。

关键词: 叶轮 双流道 蜗壳 三维湍流 数值模拟

中图分类号: TH311

文献标识码: A

Numerical Simulation of 3-D Turbulent Flow Fields through Double-channel Passage Impeller

Zhang Jing Qi Xueyi Hou Yihua Wang Jiansen

(College of Fluid Power and Control, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract

The internal flow in impeller and volute of QW950-15-55 double-channel passage pump was investigated. Based on the Reynolds-averaging N-S equations and standard $k-\epsilon$ two-equation turbulent model, the simulations of turbulent flow between impellers are performed by using the flow computing software Fluent under different operating conditions. Important flow features were obtained. With the computing result, the distribution of velocity and pressure in the impeller was analyzed. The pressure and velocity distribution in impeller are similar to those in general centrifugal pump. Obvious asymmetry of flow field was observed in impeller in case of large flow operating condition. The internal flow in impeller is mixed spiral flow and the vortex core resulted by relative eddy is close to the back blind flange and pressured side. The circumferential distribution of pressure and absolute velocity at the outlet of impeller is periodic, which is corresponding to the periodicity of the passages of impeller. The asymmetry of pressure is relatively weak but that of velocity is strong. Comparing the data of efficiency with the head produced by experiment and CFD, the result mainly tallies.

Key words Impeller, Double channel, Volute, 3-D turbulent, Numerical simulation

引言

双流道式叶轮因其通过性好、结构对称、平衡性

好、运行平稳可靠, 在污水泵设计中得到广泛应用。深入研究双流道污水泵内部流动对于提高效率和改善其性能具有重要意义, 而试验测量和数值模拟是

研究复杂流动的必要手段。目前,国内许多学者对双流道污水泵叶轮的三维流动进行了数值模拟研究,但尚未发现叶轮与蜗壳耦合流动的数值模拟研究的报道。双流道泵内部过流部件形状复杂,若只进行各过流部件单独分析,不考虑过流部件间的匹配关系,则CFD分析结果必然与实际存在较大差别,也无法了解双流道污水泵内部流动的三维特性。要想模拟其真实的内部流场,必须在叶轮与蜗壳耦合的情况下直接求解三维非定常N-S方程组。受计算机硬件条件限制,这种方法还仅限于二维模拟阶段,无法满足工程应用的需要。

在设计工况下的泵效率较高,流态比较理想。在偏离设计工况时,泵的流动更加复杂,这些流动现象对泵允许运行范围及特性都有很大影响。

本文采用 $k-\epsilon$ 两方程湍流模型,对QW950-15-55型双流道污水泵的主要过流部件内部流场作全通道定常流动数值模拟。模拟包括设计工况在内的11个工况,捕捉到双流道叶轮内部流动的典型特征。并将数值模拟得到的预测特性与样机试验结果作对比。

1 计算区域及网格

1.1 叶轮基本参数

模拟计算所用的叶轮外径 $D_2 = 420$ mm,进口直径 $D_1 = 258$ mm,出口宽度 $b_2 = 185$ mm,设计流量 950 m³/h,设计扬程 $H = 15$ m,额定转速 $n = 989$ r/min,比转数 $n_s = 243.3$ 。

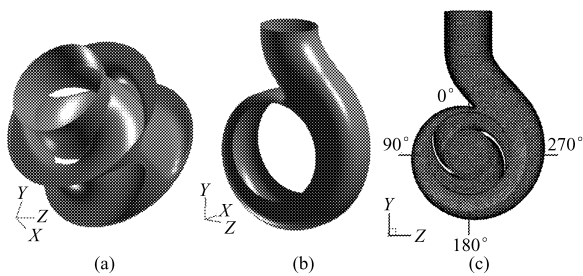


图1 叶轮蜗壳及网格

Fig. 1 Model of impeller & volute and grid

(a) 双流道叶轮 (b) 蜗壳 (c) 网格节点示意图

1.2 计算区域及计算网格

双流道叶轮和蜗壳在proe中进行实体造型后,导入gambit进行网格划分。图1是叶轮及蜗壳的三维几何造型和计算网格示意图,为更接近真实流场的边界条件,计算区域在叶轮进口和蜗壳出口作了延伸。叶轮网格总数为853 777个,其中叶轮区域为276 614,蜗壳区域444 835,进口区域111 053,出口区域21 275。

2 边界条件

2.1 进口边界条件

延伸的进口处设为速度入口(velocity-inlet),以质量守恒和无旋条件确定轴向速度,同时假设切向速度和径向速度为零。湍流参数设置为湍动强度和水利直径。进口处的湍动能取进口处平均动能的3%。

2.2 出口边界条件

蜗壳出口经适当延伸作为流场的出口,设为充分发展的自由出流(outflow)。

2.3 固壁边界条件

湍流壁面上使用无滑移条件: $u = v = w = 0$ 。在近壁区,采用壁面函数法^[1]。

2.4 流体

流体介质采用清水,密度为 $1\ 000$ kg/m³,动力粘度为 $0.001\ 308$ Pa·s。其中延伸的进口、出口以及蜗壳区域采用静止参考坐标系,而叶轮区域采用旋转坐标系。

2.5 交界面

设延伸进口与叶轮进口交界面、蜗壳出口与延伸出口交界面为内部界面(interior)。叶轮和蜗壳经tmerge3d合并网格后,使用网格界面法(grid interface approach)处理叶轮与蜗壳间的动静匹配。选用了标准的 $k-\epsilon$ 两方程湍流模型,壁面附近用标准壁面函数处理,压力速度耦合关系的解法采用收敛性较好的SIMPLEC(SIMPLE Consistent)方法^[1]。

3 计算结果以及分析

基于篇幅的考虑,仅分析 $Q = 0.48Q_{opt}$ 、 $Q = Q_{opt}$ 、 $Q = 1.28Q_{opt}$ 的3种工况下,主要过流部件叶轮的压力和速度分布及相应的流动特征。沿进口方向取截面,图2~图4各图中 $x = 66$ 、 $x = 227.5$ (过流道出口中点)分别代表截面距叶轮进口距离为66、227.5 mm。压力单位为Pa,速度单位为m/s。

3.1 压力分布

由图2静压等值线可以看出:沿半径增大方向,静压总的趋势是增大的。最高压力出现在外流道壁外缘。吸力面入口靠近流道分离处存在明显的低压区。这与叶片式离心泵的数值模拟结果相似^[2],和双流道叶轮单独模拟的结果一致^[3]。从叶轮进口到流道分离前,压力沿吸力面两低压区方向数值低,而与其垂直方向数值高。呈现出一种有规律分布。流道分离后,同一半径处压力面的压力高于吸力面的压力,而随着流量的增加静压等值线相对流道表面的倾斜程度在减小,因而同一半径处,吸力面

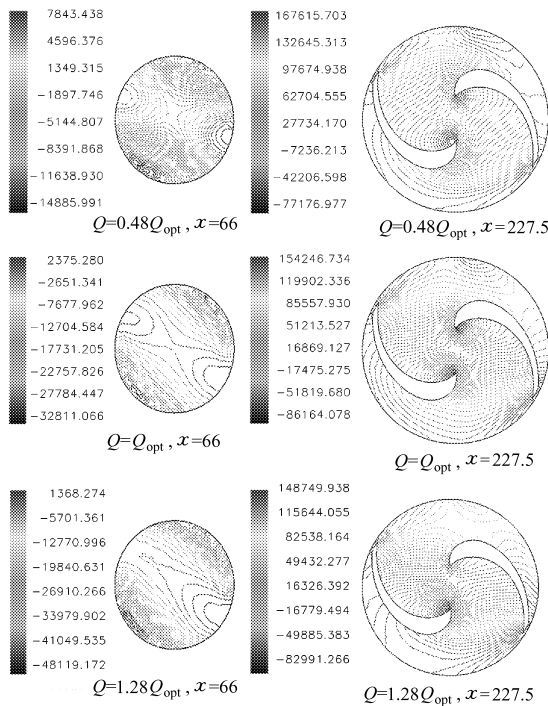


图2 叶轮静压等值线

Fig.2 Contour of pressure in the impeller

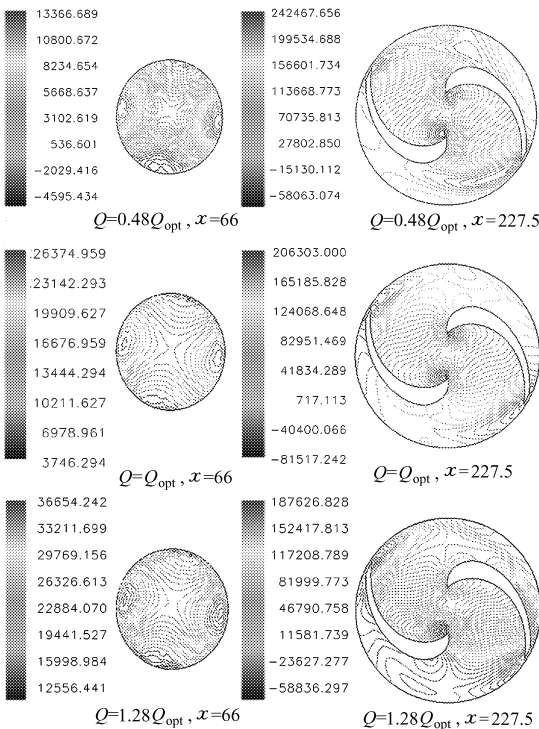


图3 叶轮总压等值线

Fig.3 Contour of total pressure in the impeller

与压力面上的压力梯度在增加。大流量工况时,叶轮内部的压力和相对速度分布不够对称,势必引起附加的轴向力和径向力。

总压等值线的分布规律与静压类似。

3.2 相对速度

从图4可以看出,相对流速总的变化趋势是沿半径增大而增大,这在流道分离前很明显,且有规律

分布。但到接近流道壁面处,相对速度迅速降低为零。这种现象符合粘性流体在近壁面处的流动规律。自分离进入2个对称流道后,流态变得比较复杂。压力面处速度比相同半径处的吸力面要小。在小流量工况,吸力面接近内流道出口处有脱流存在。

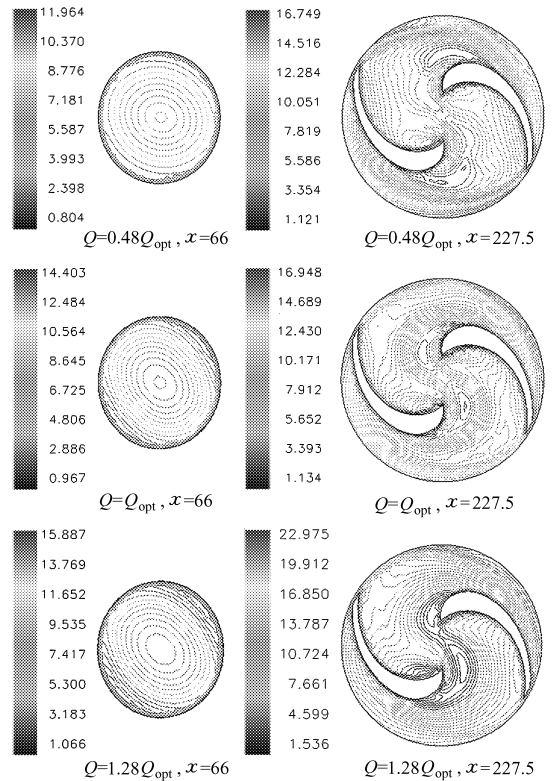


图4 叶轮相对速度等值线

Fig.4 Contour of relative velocity in the impeller

3种工况都有尾迹-射流结构出现,不同的是小流量工况沿进口方向,尾迹-射流结构范围在扩大,而在设计工况和大流量工况,尾迹-射流结构范围随之减小。大流量工况,上游出现尾迹-射流结构时范围越大,2个流道内流态明显不对称。到叶轮出口中心截面时,射流-尾迹结构在隔舌附近的流道中已消失,而在另一流道仍存在。

小流量工况在接近内流道出口时有回流出现,从流线轨迹图上可明显观察到,液流在快接近内流道出口时,从接近压力面处折回流入另一流道。

由于蜗壳耦合作用,双流道叶轮2个流道的流态因工况有所不同。在小流量和设计工况,除了接近蜗壳入口处,2个流道的流态基本上是对称的,且小流量工况更为对称。在接近蜗壳入口处,2个流道的流速有区别,处于蜗壳隔舌附近的流道,流体相对速度明显高于另一流道对应位置的数值。而在大流量工况,2个流道的流态明显不同。说明在大流量工况,蜗壳叶轮耦合对叶轮干涉作用较大。

小流量工况有明显的低效流态特征,因此效率低。这与模拟结果和试验结果是符合的。

3.3 轴向旋涡

从相对运动流线的轨迹可以看出,从叶轮入口开始,液流以螺旋方式进入流道,沿轴线方向行进到流道分离前不远,液流分离进入 2 个流道后,靠近压力面的流道分离处,液流的旋转程度变为最大,旋涡明显,并向后盖板和压力侧发展直到流道壁面耗散溃灭。这就是文献[4~5]所说的混合螺旋流。当流量越大时,此螺旋流的螺距越大,即旋转程度越小,而流量减小时,旋转程度增加。这说明当流量增加时,贯流作用增强,轴向旋涡的作用相对变弱,而流量减小时正好相反。

叶轮内因轴向旋涡引起的涡流如图 5 所示。叶轮内的真实相对流动视为轴向旋涡运动与均匀贯流的叠加。液体沿贯流方向对轴向旋涡进行拉伸运输,流量越大,拉伸作用越强,轴向旋涡的螺距变大,旋转程度越小,越不易形成旋涡;当流量减小时正好相反。若输运中贯流受到阻碍,速度受到影响而减小,则轴向旋涡作用增强,易形成旋涡。这也提示,若双流道叶轮轴面图上前盖板圆弧半径增大,使进口到出口过渡变缓,且平面图上流道中线在起始段部分曲率变化也减小的话,有可能从结构上减小因轴向旋涡的影响而在流道内形成旋涡的机会,从而进一步提高叶轮的性能。

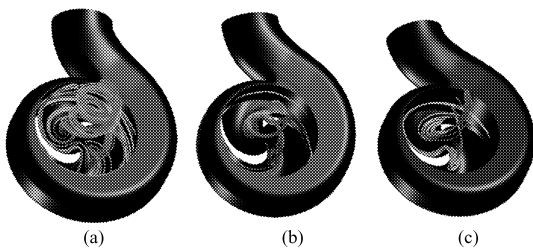


图 5 叶轮内因轴向旋涡引起的涡流

Fig. 5 Swirl resulted by relative eddy in impeller

(a) $Q = 0.48Q_{opt}$ (b) $Q = Q_{opt}$ (c) $Q = 1.28Q_{opt}$

轴向旋涡中心在流道中的演化可以用涡核线跟踪。将后处理中得到的涡核线坐标记录后,转换到叶轮的轴面图和平面图上。由图 6 可以看出,轴向旋涡从叶轮入口开始,沿旋转轴向流道深处发展,后分离进入 2 个对称流道,向内流道出口处运动,在距出口稍前的流道壁面处耗散破灭,并在壁面留下旋涡残迹。小流量和设计工况的 2 条涡核线基本与旋转轴对称,受蜗壳的流动影响很小,且位置偏向于后盖板和工作面。转速越高,流量越小,涡核线分离越早,分离后的位置离流道中线越近,轴向旋涡可以更接近地运动到内流道出口;当流量增大,转速相应减小时,轴向旋涡的附面层变薄,涡核线自进口沿旋转轴到分离前的距离更长,更接近后盖板和工作面,较先接触到流道壁面而溃灭。

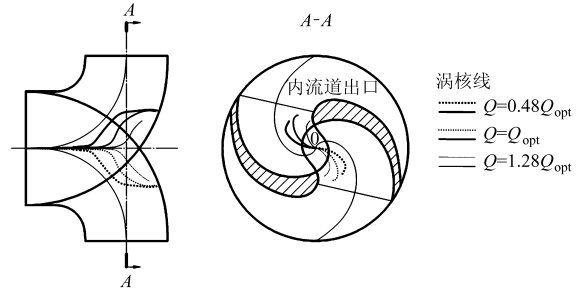


图 6 叶轮轴面图、平面图及涡线

Fig. 6 Axial plane profile & plate plane and vortex core of impeller

无论从压力等值线还是从相对速度等值线看,数值分布有一定的方向性。工况的改变对此影响很小,说明这种方向性与叶轮的几何结构,特别是特征性的结构有关。流道分离处影响到低压分布方向,而内流道的出口点则影响到轴向旋涡的分布演化。

从数值模拟结果可以观察到,在流道分离前,压力和相对速度等值线压力的分布比较规律,高数值与较低数值比较集中,两区域呈一定夹角,与叶轮内流道出口点连线方向似有某种联系,其中的规律和机理还有待进一步探讨。而且其分布较明显地预报了下游低压区域的位置。

3.4 压力和速度的周向及轴向分布

图 7 为 3 种工况下,叶轮出口的静压、总压、绝对速度沿周向的分布。其中,横坐标表示周向角度 ϕ ,对应位置如图 1 所示, B 为叶轮出口宽度。

图 7 所示的静压、总压、绝对速度沿周向的波动有明显的周期性,且形状大致相似,2 个主要波峰的位置对应叶轮的流道壁面处,另一次要波峰位置对应蜗壳的隔舌附近。说明其周期性与叶轮结构的周期性相对应,而蜗壳对这个起主要作用的周期性波动产生了干涉,其中隔舌的作用最强。

总体看,静压的波动程度沿轴向变化相对较小,而绝对速度的波动程度沿轴向变化则较大。静压、总压、绝对速度沿周向的波动幅度随着流量的增加而增加。小流量工况时,隔舌处的波动幅度只比流道出口壁处略小,在整个波动中作用明显,而随流量的增加,波动幅度相对在减小,作用相对减弱。

由图 7 综合可以看出,叶轮出口沿周向的水流流动呈现明显的不均匀性和三维紊流特征,而且周期性波动特征十分强烈,这必然是转动的叶轮和蜗壳水流流动相互干涉所致。

3.5 预测性能与试验特性

利用数值计算结果,可以得到 11 种工况下 QW950-15-55 型双流道污水泵的扬程和效率预测值。图 8 是预测值与试验结果的相比。由图可见预测数据和试验数据基本一致,说明数值模拟结果

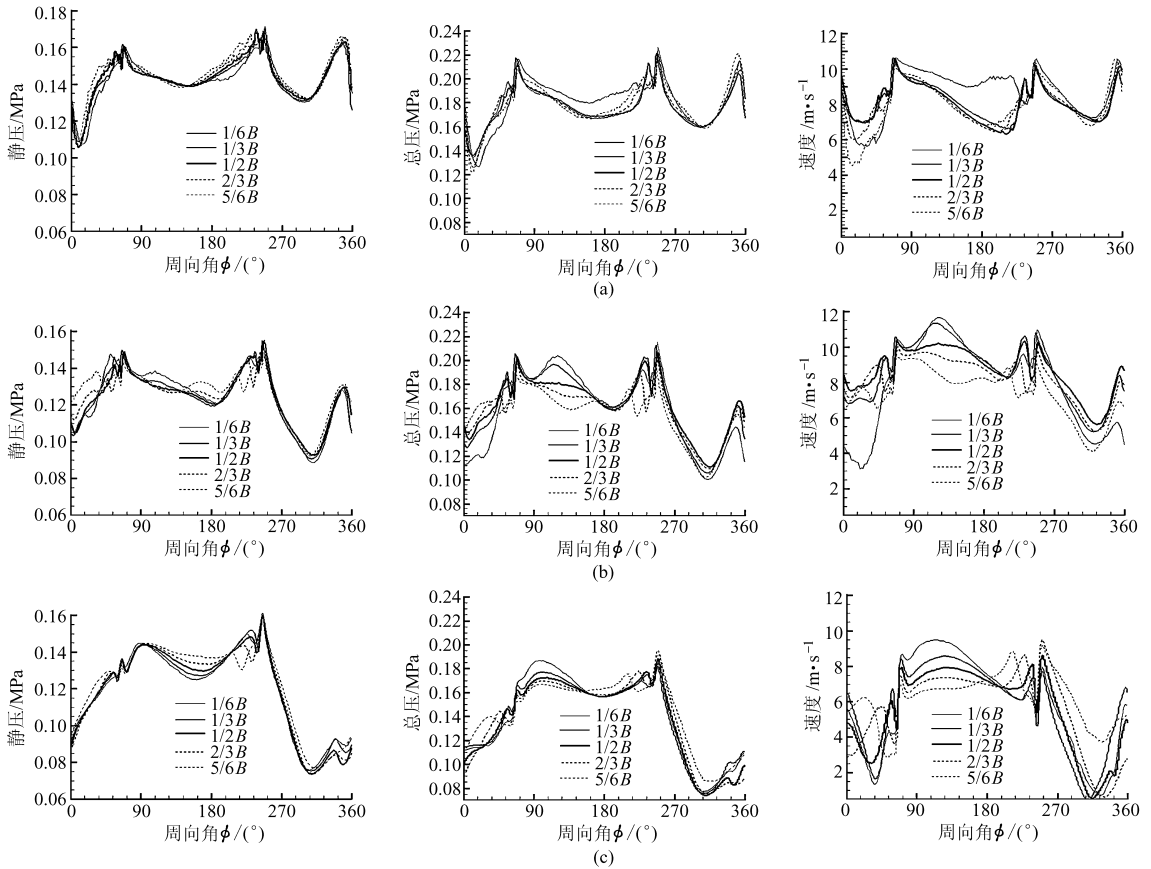


图7 叶轮出口的压力和速度的周向分布

Fig.7 Circum distribution of pressure and velocity at outlet of impeller

(a) $Q = 0.48Q_{opt}$ (b) $Q = Q_{opt}$ (c) $Q = 1.28Q_{opt}$

符合实际流动情况,可以用来指导设计。

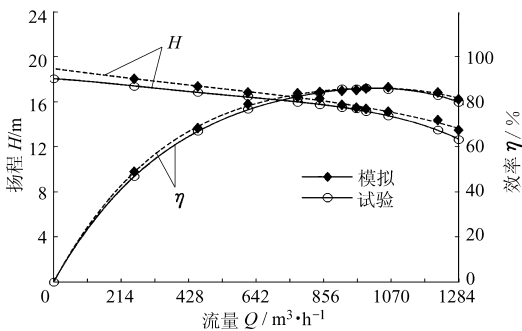


图8 试验与模拟结果对比

Fig.8 Comparison of the data from experiment and CFD

4 结论

(1) 在叶轮旋转过程中,2个流道的水流在外流道部分呈现明显不对称。内流道部分,设计工况和小流量工况时,流动基本对称;大流量工况,则明显不对称。说明在大流量工况,蜗壳、叶轮耦合对叶轮干涉作用较大。

(2) 静压和总压分布与叶片式离心泵的数值模拟结果类似。同一半径处,压力面的压力高于吸力面的压力,而随着流量的增加,静压等值线相对流道表面的倾斜程度在减小,因而同一半径处,吸力面与

压力面上的压力梯度在增加。

(3) 小流量工况沿进口方向,尾迹-射流结构范围在扩大,而在设计工况和大流量工况,尾迹-射流结构范围在随之减小。大流量工况,上游出现尾迹-射流结构时范围越大。

(4) 叶轮内部的流动为混合螺旋流。其螺旋程度取决于轴向旋涡和贯流的相对作用强弱。当轴向旋涡作用强时,螺旋程度大;当贯流作用强时,螺旋程度小。

(5) 因轴向旋涡引起的叶轮内旋涡核分布靠近后盖板和压力面侧。且流量越大,偏侧越明显。

(6) 从数值模拟结果可以观察到,在流道分离前,压力和相对速度等值线压力的分布比较规律,高数值与较低数值分布比较集中,两区域呈一定夹角,与叶轮内流道出口点连线方向似有某种联系,其中的规律和机理还有待进一步探讨。而且其分布较明显地预报了下游低压区域的位置。

(7) 叶轮出口的静压、总压和相对速度沿周向分布呈现明显的相似周期性。周期性特征与叶轮的周期性特征相对应。蜗壳隔舌处对此周期性有影响,在大流量工况,此干涉作用减弱。

(8) 静压周向分布的轴向不对称性相对较小,而绝对速度则较大。

(下转第55页)

参 考 文 献

- 1 刘超. 水泵及水泵站[M]. 北京:科学技术文献出版社, 2003:144~150.
- 2 Iversen H W, Berkeley C. Studies of submergence requirements of high-specific-speed pumps[J]. Transactions of American Society of Mechanical Engineers, 1953(75):635~641.
- 3 Denny D F. An experimental study of air-entraining vortices in pump sumps[C]//IMEchE. Proceedings of Institute of Mechanism Engineering, London: IMechE, 1956, 170(2): 106~116.
- 4 Padmanabhan M, Hecker G E. Scale effects in pump sump models [J]. Journal of Hydraulic Engineering, ASCE, 1984, 110(11): 1 540~1 556.
- 5 Constantinescu G, Patel V C, Ansar M, et al, Numerical-simulation code for pump-bay design[C]//ASME. ASME Power, New York:ASME, 1997(32):221~224.
- 6 Li Yong, Wu Yulin, Mansa Kante, et al . The flow research in an open type sump by PIV experiments[C]// ASME Proceedings of ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference, New York:ASME,2004.
- 7 Liu Chao, Li Daliang, Zhou Jiren, et al. Application of 3D-PIV to the flow measurements in pump sump[C]// ASME. Proceedings of 5th Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference, New York:ASME,2007.
- 8 Matahel Ansar, Tatsuaki Nakato. Experimental study of 3D pump intake flows with and without cross flow[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2001,127(10):825~834.
- 9 Paterson I S. The design of pump intakes[J]. Pumps, 1971(55):172~176.
- 10 U. S. Army Corps of Engineers. Hydraulic design guidance for rectangular sumps of small pumping stations with vertical pumps and pounded approaches[R]. Engineering Technology Letter No. 1110-2-313, Washington, D. C. 1988.
- 11 钱义达,严登峰,刘超,等. 泵站开敞式进水流道试验研究[J]. 江苏农学院学报, 1989,10(2):47~52.
Qian Yida, Yan Dengfeng, Liu Chao, et al. The experimental research on the sump of pumping station[J]. Journal of Jiangsu Agricultural College, 1989, 10(2):47~52. (in Chinese)
- 12 Prosser M J. The hydraulic design of pump sumps and intakes [M]. Cranfield: British Hydromechanic Research Association, 1977.
- 13 成立,刘超,薛坚,等. 泵站进出水流道优化设计目标函数研究 [J]. 水泵技术, 2007(3):39~42.
Cheng Li, Liu Chao, Xue Jian, et al. Study on objective function of optimum design for passage of pumping station[J]. Pump Technology, 2007(3):39~42. (in Chinese)
- 14 金忠青.N-S方程的数值解法和紊流模型[M]. 南京:河海大学出版社,1989:15~25.
- 15 Yakhot V,Orszag S A. Renormalization group analysis of turbulence1, basic theory[J]. Journal of Scientific Computing, 1986,1(1): 3~5.

~~~~~

(上接第 68 页)

## 参 考 文 献

- 1 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安:西安交通大学出版社,2001.
- 2 李龙,王泽,徐峰,等. 离心泵叶轮内变工况三维湍流数值模拟[J]. 农业机械学报,2004,35(6):72~74,89.  
Li Long, Wang Ze, Xu Feng, et al. Simulation of 3-D turbulent flow inside centrifugal pump impellers at varying conditions [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004,35(6):72~74,89. (in Chinese)
- 3 刘厚林,袁寿其,施卫东,等. 双流道泵叶轮内湍流的数值模拟[J]. 农业工程学报,2002,18(2):9~12.  
Liu Houlin, Yuan Shouqi, Shi Weidong, et al. Numerical simulation for incompressible turbulent flow in impellers of double-channel pumps[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2002,18(2):9~12. (in Chinese)
- 4 阎庆斌,马素霞,李治勤. 泵系统的流体力学特性[J]. 农业机械学报,1996,27(2):60~65.  
Yan Qingfu, Ma Suxia, Li Zhiqin. Fluid dynamic characteristics of pump system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1996,27(2):60~65. (in Chinese)
- 5 Fernandez J, Blanco E, Santolaria C, et al. A numerical analysis of a mix flow pump[C]//Proceeding of ASMEFEDSM'02, 2002 ASME Joint U. S-European Fluids Engineering Conference,2002:791~798.