

泵腔内部环流对射流式自吸泵自吸性能的影响*

王 洋 李贵东 曹璞钰 印 刚 崔宇蕊 李亚成
(江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 为了研究自吸泵内部气液两相流动情况,选取 JETST-100 型射流式自吸泵作为研究对象,运用 CFX 软件提供的欧拉—欧拉多相流模型,对导叶背面添加防止环流筋板后的泵腔内气液混合及气液分离情况进行了三维非定常数值模拟,得到了各过流部件压力和速度分布等内部流动信息,分析了射流器进口和泵腔出口处各监测点气相体积分数的变化情况,并将模拟结果与试验进行对比。结果表明:液体从导叶出流后,会形成一个较大的速度环量,导致气液分离不充分,大量液体进入出水管路,泵腔内液体减少;在导叶背面添加筋板后,射流器进口处气相体积分数减小,喷嘴出流的工作液体中夹杂的气相体积分数减小,泵腔出口气相体积分数增大,从而提高了自吸性能。

关键词: 射流式自吸泵 气液两相 环流 非定常
中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)11-0129-05

引言

射流式自吸泵是一种采用射流器与离心泵组合方式设计的自吸泵,其借助于喷射装置,在喷嘴处射出高速液流以形成真空,实现自吸作用。同传统离心泵相比,射流式自吸泵具有使用方便、工作可靠、二次启动无需灌水、可实现自吸等优点,广泛应用于农业排灌、城市农村饮水工程、消防和船舶运输等领域,尤其在流动排灌及启动频繁等场合中具有十分广泛的应用前景^[1-4]。

射流式自吸泵的工作原理特殊,影响该型泵自吸性能的因素有很多,如吸入管路尺寸、射流器各部件尺寸、叶轮出口宽度、叶轮圆周速度、叶轮外缘与泵体隔舌间隙、气液分离室容积等^[5-7]。近年来随着计算流体力学及相应软件的快速发展,已有不少学者利用数值模拟技术对自吸泵内部气液两相流动机理做了重点研究^[8-12]。

本文针对射流式自吸泵的特殊结构,在导叶背面添加防止环流的筋板,采用数值模拟及试验的方法研究泵腔内部环流对气液分离情况及自吸性能的影响,分析对比以达到改进自吸性能的目的。

1 计算模型及数值方法

1.1 模型参数与改型方案

选取 JETST-100 型射流式自吸泵为研究对象,

其主要设计参数为:流量 $Q=2\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H=26\text{ m}$,转速 $n=2\,850\text{ r/min}$,叶轮外径 $D_2=130\text{ mm}$,叶轮出口宽度 $b_2=6.5\text{ mm}$,叶片数 $Z=6$ 。

本文所选取自吸泵原有导叶背面并未添加筋板。在进行自吸试验的过程中,该泵最大自吸高度为 4.5 m ,自吸所需时间为 120 s ,自吸效果不理想,并在自吸过程中观察到出水管内液位过高、液位上下波动较大等现象。分析认为:产生这种现象的原因是从导叶出流的液体冲刷泵腔出口处气体,使气液分离不充分,大量液体进入出水管路造成泵腔内液位下降,致使实现自吸所需的液体体积分数不足。本文针对这一现象提出在试验泵在导叶背面添加筋板,拟研究环流对泵腔内气液分离情况及自吸性能的影响,提高射流式自吸泵的自吸性能。在导叶背面不同位置处添加筋板方案如图 1 所示。

1.2 网格划分

利用 Pro/E 软件对射流式自吸泵进行三维全流场建模,模型包括进水管、弯管、射流器、口环、叶轮、导叶、泵体和出水管。将模型导入 ICEM 中进行网格划分,由于射流泵结构复杂,采用适应度强的非结构四面体网格对其进行网格划分,并对关键部位进行网格局部加密,进出口管采用结构化六面体网格,并对计算域进行 5 种不同网格尺寸划分,进行网格无关性分析,当网格最小尺寸在 1 mm 时,随着网格数的增加,模拟得到的扬程和效率变化稳定。采用

收稿日期: 2013-12-17 修回日期: 2014-01-19
* 国家自然科学基金资助项目(51239005)、江苏省自然科学基金资助项目(BK2009218)和江苏省研究生培养创新工程资助项目(CXLX13_662)
作者简介: 王洋,研究员,博士生导师,主要从事流体机械及工程研究,E-mail: pgwy@ujs.edu.cn

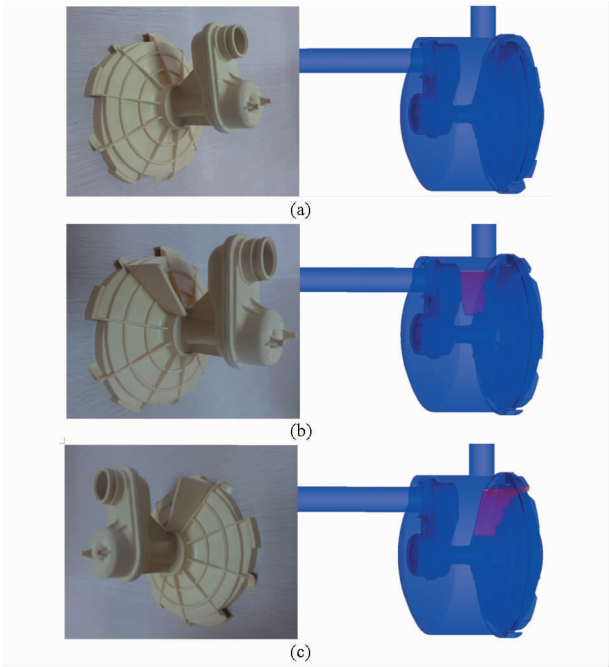


图 1 导叶不同位置处添加筋板改型方案
Fig. 1 Modification plan at different locations of guide vane
(a) 原型导叶 (b) 方案 1 (c) 方案 2

原型导叶、方案 1 和方案 2 导叶的泵体总网格数分别为 226.54 万、228.44 万和 228.37 万,自吸泵计算网格如图 2 所示。

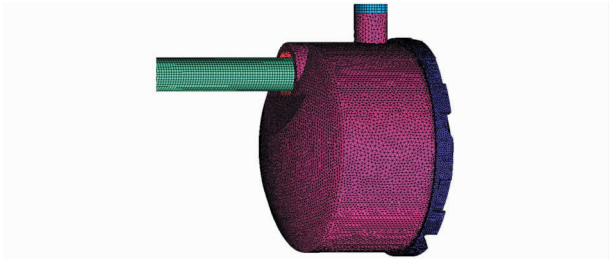


图 2 自吸泵计算网格
Fig. 2 Calculation grid for the pump

1.3 设置监测点

为了研究不同方案下该泵的气液混合及分离情况,在泵腔出口、射流器进口及喉管位置处设置监测点,监测气液混合及分离过程中气相体积分数等参数的瞬态变化情况。监测点的选取如图 3 所示,即 P1、P2、P3、P4、P5、P6、P7、P8。

1.4 数值模拟

由于射流式自吸泵自吸过程的复杂性,学者们常在不同含气率条件下,通过气液两相流数值模拟来分析自吸过程其内部流场及气液混合与分离等情况的变化规律,进而分析改善自吸泵的自吸性能^[13-14]。

本文运用 CFX 软件,假设泵内部为非稳态、不可压缩流动,选取 Particle 多相流模型,控制方程对液相(连续相)湍流模型选用 RNG $k-\varepsilon$ 双方程模

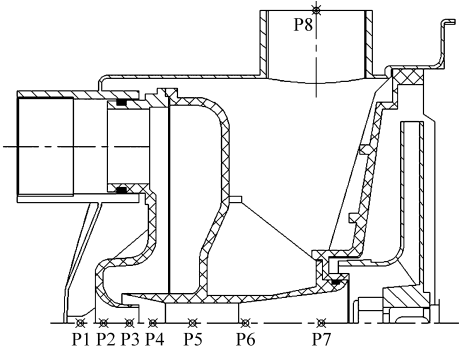


图 3 监测点布置示意图
Fig. 3 Locations of monitoring points in pump chamber

型,气相(离散相)选用零方程模型。泵进水管进口采用压力进口条件,在进口处给定一个大气压,且进口处气相体积分数设置为 0.25,出口条件给定速度出口条件。泵内旋转部件和静止部件之间引入 Transient rotor-stator 技术对交界面进行处理;壁面采用绝热无滑移边界条件,近壁区使用可扩展的壁面函数(Scalable wall functions)进行处理。

时间步长的确定根据 Courant number^[15]公式

$$C = |v| \Delta t / \Delta x \leq 50$$

式中 v ——估计的平均速度

Δt ——时间步长

Δx ——最小网格尺寸

为能够充分分辨泵腔内部气液混合及分离情况,综合考虑选取时间步长 $\Delta t = 0.000\,584\,8\,\text{s}$,即叶轮旋转周期的 1/36,总时间步长为 0.294 736 84 s。本文通过非定常计算分析泵内速度场、气相体积分数等物理量随时间的变化情况。

2 结果与分析

2.1 速度场

图 4 所示为导叶改型前后泵腔出口截面处气相的速度矢量图。从图 4a 对原型泵进行模拟计算可以看出,流动过程中,由于气液两相相间的相互耦合,泵腔内气液两相流形成与叶轮旋转方向相同的速度环量。在靠近泵腔出口处,气相的速度分布不均匀,气相随液相在泵腔内做旋转流动。

从图 4b、4c 中可知,在导叶背面不同位置处添加防止环流的筋板后,泵腔内气相速度矢量的分布出现不同情况。图 4b 中,气液两相流在流过泵腔出口时,筋板并未对环流起到阻挡作用,出口处气相的速度分布情况与图 4a 中相似。而在图 4c 中,出口处气相速度分布均匀,没有大的涡产生,这是因为作旋转流动的气液两相在流向泵腔出口时被筋板阻挡,阻止了旋转液流对泵腔出口处气相的冲刷。

如图 5 所示,在采用原型导叶和方案 1 时,泵腔

出口处存在着明显的漩涡,腔体下半部分也有较大的涡存在。采用方案 2 时,泵腔出口处的气相速度

流线分布与前两种方案相比较为均匀,腔体下半部分较大的涡变化成数个小涡存在的形式。

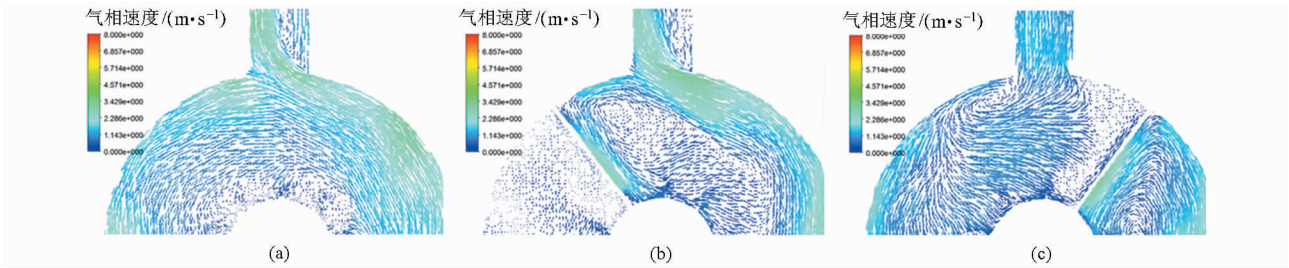


图 4 泵腔内气相速度矢量图

Fig. 4 Velocity vector diagram of air phase in the pump chamber

(a) 原型导叶 (b) 方案 1 (c) 方案 2

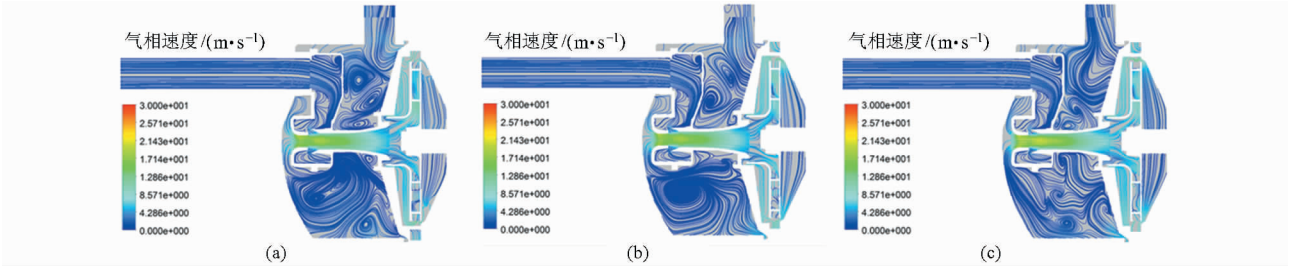


图 5 泵腔内气相速度流线图

Fig. 5 Velocity streamlines diagram of air phase in the pump chamber

(a) 原型导叶 (b) 方案 1 (c) 方案 2

2.2 气相分布

图 6 所示为泵腔出口两相互垂直截面内的气相体积分布云图。从图 6a 中可以看出,径向截面处气相的分布区域大体一致,这是因为气相在泵腔内随液相运动形成与叶轮旋转方向相同的环流。而图 6b、6c 所示,在导叶背面添加筋板后,气相在两径向截面区域内不均匀分布。在采用方案 2 时,筋板左侧区域的气相体积分数大于右侧区域,且泵体出

口处的气相体积分数在 3 种方案中是最大的。

如图 6 中 3 个轴向截面所示,采用原型导叶和方案 1 时,泵腔出口前端(图框处)气相体积分数较大,这是因为导叶出口与泵腔出口距离较近,从导叶内流出的气液两相流体所形成的环流冲刷泵腔出口的混合气体,使得大量气体积聚在泵腔出口前端(图框处),不利于气体向泵腔出口处的排出。而采用方案 2 时,添加的筋板阻止了环流对泵腔出口气

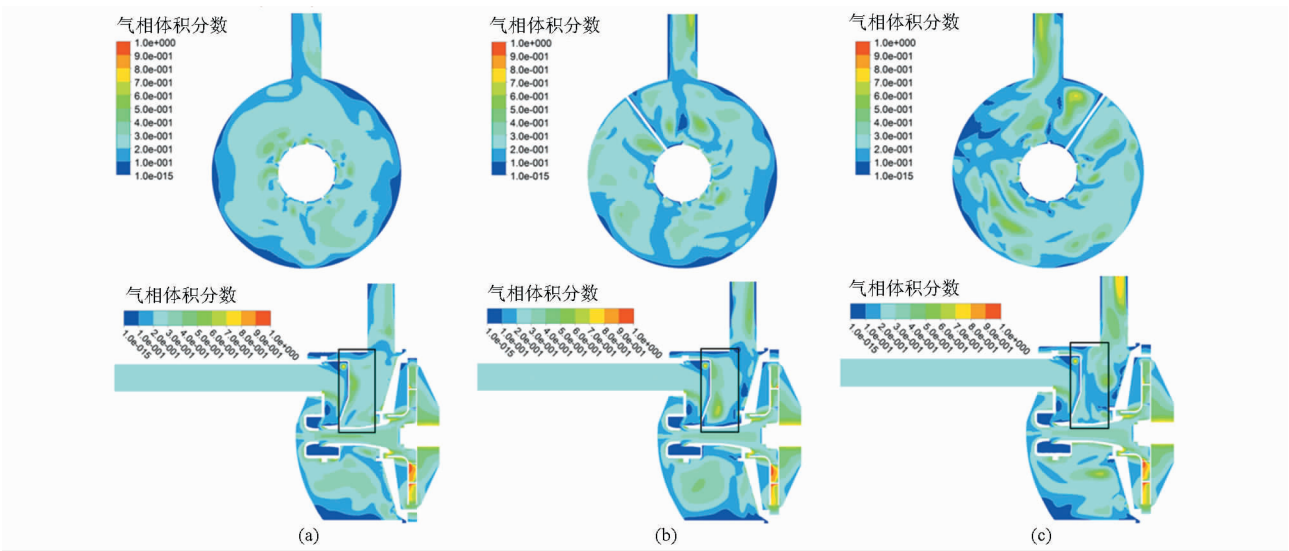


图 6 泵腔内气相体积分布云图

Fig. 6 Contours of air volume fraction in the pump chamber

(a) 原型导叶径向、轴向截面 (b) 方案 1 径向、轴向截面 (c) 方案 2 径向、轴向截面

体的冲刷。射流器进口处气相体积分数相比采用原型导叶和方案 1 时较小,泵腔出口处的体积分数较大且分布较为均匀。

2.3 气相体积分数随时间的变化

图 7 为射流式自吸泵喷嘴进口处各监测点气相体积分数随时间变化的曲线。如图 7 所示,气相体积分数从大到小依次是监测点 P3、P1、P2。在泵中安装原型导叶,除去误差影响,监测点 P1、P2、P3 的气相体积分数最大值分别为 0.324、0.262、0.379,方案 2 中喷嘴进口监测点 P1、P2、P3 的气相体积分数最大值分别为 0.243、0.197、0.281。图 7b 表明:采用方案 2 时,喷嘴进口处气相体积分数有明显的下降,即喷嘴射流出的工作液体体积分数增加,这有利于工作液体在射出喷嘴出口时对进口管道内气体的卷吸,使管道内的气体更多更充分地 与喷嘴射流出的液体混合共同进入叶轮。

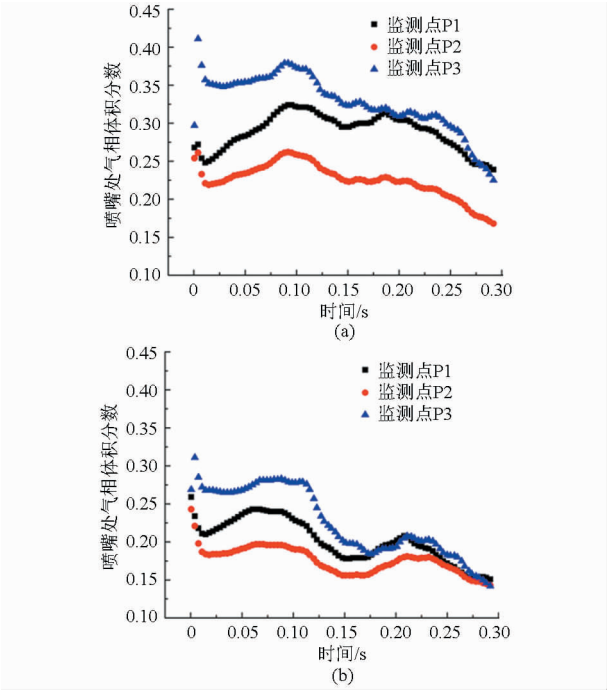


图 7 喷嘴进口监测点气相体积分数的变化曲线

Fig.7 Air volume fraction curves at monitoring point of the jet aerator inlet
(a) 原型导叶 (b) 方案 2

图 8 为射流器喷嘴进口 P3 与喉管内各监测点气相体积分数的比值随时间的变化情况。从图 8 中可以看出:采用方案 2 的导叶比在泵体中安装原型导叶时监测点气相体积分数的比值有了较为明显的下降。图 8b 中气相体积分数比值的下降说明:采用原型导叶时,泵腔内气体回流到喷嘴进口处的体积分数较大,从进水管路卷吸到喉管内的气体体积分数较低。而采用方案 2 时各监测点气相体积分数比值的 变化情况相反,即喷嘴射流出的工作液的液相

体积分 数较大,从进水管路卷吸进入喉管的气相体积分 数较大,这有利于进水管路内气体的排出和喷嘴出口处工作液体的做功。

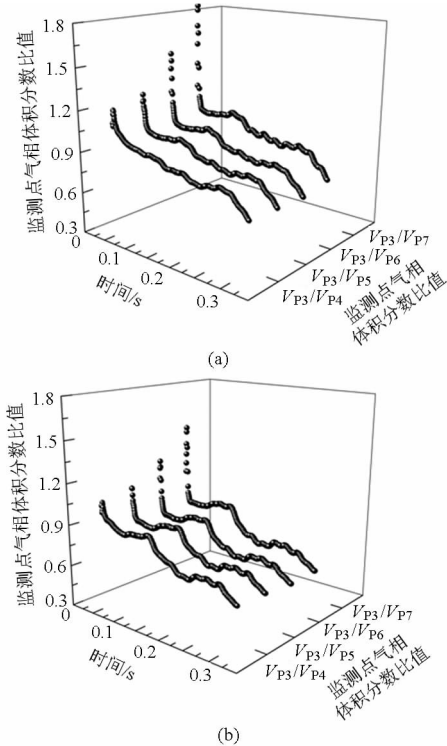


图 8 喉管内监测点气相体积分数的变化曲线
Fig.8 Air volume fraction curves at monitoring point of the jet aerator throat
(a) 原型导叶 (b) 方案 2

图 9 为泵体出口处气相体积分数随时间变化的情况。如图 9 所示,采用方案 2 时,出口监测点 P8 处的气相体积分数最大,采用方案 1 或原型导叶时,出口处气相体积分数相差不大,都小于方案 2 时出口排出气体体积分数的平均值,说明在导叶背面偏向环流来流方向处添加筋板后,泵腔内的大量气体通过出水管路排除了泵腔。这是因为气液混合液流从导叶流出后,导叶背面添加的筋板使得在泵腔内作环流的气液两相流被筋板所阻挡,气液两相得到了充分的分离,便于气体向泵外的排出,这有利于提

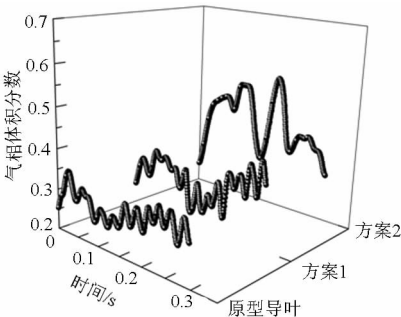


图 9 气液分离室出口气相体积分数的变化曲线
Fig.9 Air volume fraction curves at monitoring point of the gas-liquid separation chamber

高自吸泵的自吸性能。

3 结论

(1) 液体从导叶出流后,会形成一个较大的速度环量,使得气液分离不充分,且大量液体进入出水管路,泵腔内液体减少,使喷嘴出流的工作液体积分数减小,喷嘴出流的工作液体中夹杂的气相体积分数增大,在自吸过程中,减弱了喷嘴出流液体对吸入管道内气相的卷吸作用,影响自吸性能。

(2) 导叶背面在添加筋板后,气液分离室出口

气相的体积分数会大大增大,因为液体从导叶出流后,会形成一个较大的速度环量,加大了液体对泵体出口处气相的冲刷,导致气相不能从出口排出,且大量液体进入出水管路,泵腔内液体减少,影响自吸性能。

(3) 通过试验验证:原型泵的最大自吸高度为 4.5 m,自吸时间需要 120 s 左右,而在导叶背面添加筋板后(方案 2),该泵的自吸高度为 8.2 m 时,自吸时间需要 150 s 左右。在导叶背面添加筋板后,泵的自吸性能得到了明显地提升。

参 考 文 献

- 1 吕智君,兰才有,王福军. 自吸泵研究现状及发展趋势[J]. 排灌机械,2005,23(3):1-5.
Lü Zhijun, Lan Caiyou, Wang Fujun. The present status and development of self-priming pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery,2005,23(3):1-5. (in Chinese)
- 2 刘建瑞,施卫东,孔繁余,等. 射流式自吸离心泵的设计[J]. 水泵技术,2005(2):14-17.
Liu Jianrui, Shi Weidong, Kong Fanyu, et al. The design of self-priming centrifugal pump of jet flow[J]. Pump Technology, 2005(2):14-17. (in Chinese)
- 3 Rossi Mark J. Recognizing applications that require self-priming pumps[J]. Plant Engineering, 1985(3):64-66.
- 4 Falcone A M, Cataldo J C. Entrainment velocity in an axisymmetric turbulent jet[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(4):620-627.
- 5 王涛. 外混式喷灌自吸泵自吸过程内部流动的研究[D]. 镇江:江苏大学,2011.
Wang Tao. Research on inner flow in self-priming irrigation pump with outer recirculation during self-priming period[D]. Zhenjiang: Jiangsu University,2011. (in Chinese)
- 6 仪修堂,兰才有,杨培岭,等. 内混式自吸离心泵自吸性能影响因素的试验研究[J]. 灌溉排水学报,2007,26(5):14-17.
Yi Xiutang, Lan Caiyou, Yang Peiling, et al. Experimental study on influencing factors of self-priming performance of inner-recirculation self-priming centrifugal pumps[J]. Journal of Irrigation and Drainage,2007,26(5):14-17. (in Chinese)
- 7 刘建瑞,文海罡,高振军. 射流喷嘴几何参数对喷灌泵自吸性能的影响[J]. 农业工程学报,2012,28(24):47-54.
Liu Jianrui, Wen Haigang, Gao Zhenjun. Effects of geometric parameters for jet nozzle on self-priming performance of spray pump[J]. Transactions of the CSAE,2012,28(24):47-54. (in Chinese)
- 8 李文广. 气泡在外混式自吸泵内运动的简单数值模拟[J]. 甘肃工业大学学报,1991,17(4):15-19.
Li Wenguang. Simple numerical simulation of air bubbles motion in self-priming centrifugal pumps with outer recirculation[J]. Journal of Gansu University of Technology,1991,17(4):15-19. (in Chinese)
- 9 李红,王涛. 自吸泵内部流场的数值模拟及性能预测[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(3):194-197.
Li Hong, Wang Tao. Numerical simulation of interior flow and performance prediction for self-priming pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery,2010,28(3):194-197. (in Chinese)
- 10 谭磊,曹树良,王玉明,等. 离心泵叶轮内部流场的数值计算[J]. 农业工程学报,2012,28(14):47-51.
Tan Lei, Cao Shuliang, Wang Yuming, et al. Numerical calculations for internal flow field in centrifugal pump impeller[J]. Transactions of the CSAE,2012,28(14):47-51. (in Chinese)
- 11 Minemura K, Uchiyama T. Three-dimension calculation of air-water two-phase flow in centrifugal pump impeller based on a bubbly flow model[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1993,115(4):766-771.
- 12 Tabib M V, Roy S A, Joshi J B. CFD simulation of bubble column: an analysis of interphase forces and turbulence models[J]. Chemical Engineering Journal, 2008,139(8):589-614.
- 13 刘建瑞,苏起钦. 自吸泵气液两相流数值模拟分析[J]. 农业机械学报,2009,40(9):73-76.
Liu Jianrui, Su Qiqin. Numerical simulation on gas-liquid two-phase flow in self-priming pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(9):73-76. (in Chinese)
- 14 王春林,吴志旺,司艳雷,等. 旋流自吸泵气液两相流数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2009,27(3):163-167.
Wang Chunlin, Wu Zhiwang, Si Yanlei, et al. Gas-liquid two-phase flow numerical simulation of a vortex flow self-priming pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery,2009,27(3):163-167. (in Chinese)
- 15 Shi F, Tsukamoto H. Numerical study of pressure fluctuations caused by impeller-diffuser interaction in a diffuser pump stage[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2001,123(3):466-474.

Experimental Investigation of Pressure Fluctuation with Multiple Flow Rates in Scaled Axial Flow Pump

Zhang Desheng Wang Haiyu Shi Weidong Pan Dazhi Shao Peipei

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: In order to discuss the characteristics of pressure fluctuation in a scaled axial flow pump at different flow rate conditions, the dynamic pressure fluctuation data of six pressure monitoring points on the pump casing was measured at different flow rates, and the law of pressure fluctuation in impeller was revealed. The experimental results show that waveform of pressure fluctuation at impeller inlet P1 was the normal sine shape, and the peak to peak value of pressure fluctuation at the measuring point P2 in the impeller reached the maximum, and then decreased at monitoring point P1 located in impeller inlet. Time domains of pressure fluctuations in impeller had four peaks and four valleys which were consistent with the impeller blade number, due to the alternating pressure gradient. The secondary flow and tip leakage vortex induced the second harmonic wave significantly at the middle of impeller at small flow rate conditions. Based on Fast Fourier Transform, the main frequencies of pressure fluctuations at three measuring points in the impeller region in different flow rate conditions were all blade passing frequency (BPF), and the harmonic frequency was the multiples of BPF. The amplitudes of harmonic frequency decayed exponentially. However, the low frequency which was induced by the reversed flow and flushing occurred in the frequency domain of pressure fluctuations in the guide vane, and the BPF and its harmonics coexisted.

Key words: Axial-flow pump Pressure fluctuation Multi-conditions Blade passing frequency Harmonic Experiment

(上接第 133 页)

Effects of Internal Circulation Flow on Self-priming Performance of Flow-ejecting Self-priming Pump

Wang Yang Li Guidong Cao Puyu Yin Gang Cui Yurui Li Yacheng

(National Research Center of Pump, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: In order to study the gas-liquid two-phase flow during the gas-liquid mixing and separating process, a flow-ejecting self-priming pump named JETST-100 was chosen. Based on Eulerian-Eulerian multiphase flow model, the transient numerical simulation of the gas-liquid mixing and separating phenomena on the pump chamber was carried out using CFX software. The distributions of pressure, velocity and gas-liquid phases field inside the pump were obtained, and the change of the air volume fraction by monitoring the points on the gas-liquid separation chamber outlet and jet aerator inlet were analyzed. The test and simulation results show that the flow of liquid from the guide vane formed a large amount of velocity circulation. And the water of the pump chamber reduced with the large amount of water into the outlet channel. It was found that adding the reinforcing plate could prevent the generation of circulation on guide vane back, and improve the self-priming performance of the pump.

Key words: Self-priming pump Gas-liquid two-phase Circulation Unsteady flow