

doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.2011.06.001

离心泵进口回流流场特性的数值模拟及试验

袁寿其, 梁 赟, 袁建平, 张金凤, 骆 寅

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013)

摘要: 基于有限体积方法, 采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 应用 ANSYS CFX 软件对不同工况下低比转速离心泵进口处的三维湍流流场进行了数值模拟. 通过在进口流场中设置大量监测点, 采集速度变化数据, 对回流发生和发展过程中进口处的回流旋涡形态和流场速度分布进行了分析. 提出了采用有机玻璃进水管, 利用注入的空气气泡作为示踪粒子的可视化试验方案. 使用高速摄影仪拍摄气泡的运动轨迹, 从而分析不同工况下进水管流场的速度分布. 结果表明: 模型泵回流发生的关键流量点为 $0.7Q_d$; 回流发生后, 随流量的减小, 回流强度增大, 回流旋涡的体积变大, 旋涡中心向进水管内移动, 堵塞部分流道; 进口回流会同时在叶轮和进水管内造成与主流方向相反的轴向速度和预旋, 随回流强度的增大, 轴面回流速度、进水管内的预旋强度增大, 预旋在进水管中的影响距离最远到达距叶轮进口 10 倍叶轮进口直径处; 当离心泵关阀运行时, 在进水管内将形成柱状涡带.

关键词: 离心泵; 进口回流; 数值模拟; 流场特性; 示踪粒子

中图分类号: S277.9; TH311 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2011)06-0461-05

Numerical simulation and experiment on characteristics of centrifugal pump inlet recirculation

Yuan Shouqi, Liang Yun, Yuan Jianping, Zhang Jinfeng, Luo Yin

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

Abstract: Based on the finite volume method, the 3D steady turbulent flow in a centrifugal pump was simulated under different conditions using the standard turbulence model, the velocity distribution of the recirculation flow field and vortex morphology were analyzed. The flow field in the suction pipe was visualized using a Polymethyl Methacrylate suction pipe, and the injected air bubbles were used as tracers. The flow patterns under different conditions were shot with a high speed camera. The results indicated that the capacity of the recirculation onset is $0.7 Q_d$. As the flow rate decreases, the recirculation intensity and its axial velocity at the entrance to the impeller and in the suction pipe are increased. Meanwhile, the recirculation vortex becomes so big that it partially blocks the flow passages. A strong pre-rotation is created; it can travel upstream along the suction pipe for a long distance even up to 10 times the impeller inlet diameter. At the shut-off condition, a rope vortex appears in the suction pipe.

Key words: centrifugal pump; inlet recirculation; numerical simulation; flow characteristics; tracer particles

收稿日期: 2011-05-04

基金项目: 国家杰出青年科学基金资助项目(50825902); 国家自然科学基金资助项目(50979034)

作者简介: 袁寿其(1963—)男, 上海金山人, 研究员, 博士生导师(shouqi@ujs.edu.cn), 主要从事流体机械及排灌机械研究.

梁 赟(1986—)男, 河北沧州人, 博士研究生(liangyun860819@163.com), 主要从事流体机械研究.

离心泵在小流量工况下运行时,在叶轮进口会出现回流现象.流体从叶轮中倒流进入进水管,又从靠近叶轮轮毂处重新回到叶轮内.回流的产生会消耗能量,降低水泵的效率.回流旋涡会导致流量和压力脉动,加剧叶轮内部的汽蚀,进而诱导产生振动和噪声^[1].国内外学者对离心泵进口回流进行了大量的试验研究. S. Bolpaire 等^[2]应用静压测量和流动可视化方法,研究小流量时的离心泵进口管内回流. M. Mitsukiyo 等^[3-5]详细测量了回流的速度场和压力场的分布,并在此基础上计算了在进水管不同位置处的能量分布和切应力分布. 黄建德^[6-7]研究了不同叶片进口角、叶片数、叶顶间隙、叶轮形式对回流的影响. 李意民等^[8-9]对多级泵中回流和回流对进水管中汽蚀的影响进行研究. 朱荣生等^[10]则以双吸泵为对象,研究了试验中很难测量的叶轮内部的回流速度分布.

受试验条件限制,上述研究均存在测点偏少,测量参数精度不足等问题,得到的流场内速度分布不够准确,尤其是无法获得回流旋涡的形态变化特征.为了更准确地掌握流场的速度分布,深入了解回流旋涡的动态特性,文中通过数值模拟,对回流旋涡形态和不同工况下回流流场的速度分布进行研究,并通过可视化试验,研究进水管内流体的运动情况.

1 数值模型和模拟方法

1.1 数值模型

模型泵为单级单吸卧式蜗壳离心泵,设计参数分别为额定流量 $Q = 25 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H = 32 \text{ m}$, 转速 $n = 2\,900 \text{ r/min}$. 叶轮为闭式叶轮,叶片数为 6, 叶轮进口直径 $D_1 = 65 \text{ mm}$, 叶轮出口直径 $D_2 = 165 \text{ mm}$, 叶轮出口宽度 $b_2 = 7 \text{ mm}$, 蜗壳基圆直径 $D_3 = 176 \text{ mm}$. 计算区域为由进水管、叶轮和蜗壳组成的流道,如图 1 所示.



图 1 计算模型
Fig. 1 Computational model

1.2 计算模型

采用 ICEM 软件对模型进行前处理,得到四面体非结构网格.采用有限体积法进行离散求解,利用 ANSYS CFX 12.0 全隐式耦合多网格线性求解器,采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型对所有变量联立求解,同时求解连续性方程和动量方程组.

1.3 边界条件

进口边界条件采用速度进口,进口湍动能和耗散率分别为

$$k = 0.005u^2, \quad \varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{l},$$

式中: u 为进口速度; $l = 0.07D$, D 为进口直径; C_μ 取值 0.09.

出口边界条件为压力出口,固体壁面为无滑移边界条件,给定固体壁面粗糙度.

2 计算结果及分析

2.1 回流旋涡分析

当流量小于设计流量时,产生进口回流.随着流量的变化,回流的强度随之改变,回流旋涡也产生不同的形态.文中选取了 8 个工况 ($0.1Q_d \sim 0.8Q_d$) 的流场进行模拟,从中选取 4 个旋涡特性比较典型的工况 $0.3Q_d$, $0.5Q_d$, $0.7Q_d$, $0.8Q_d$ 进行分析,如图 2 所示.

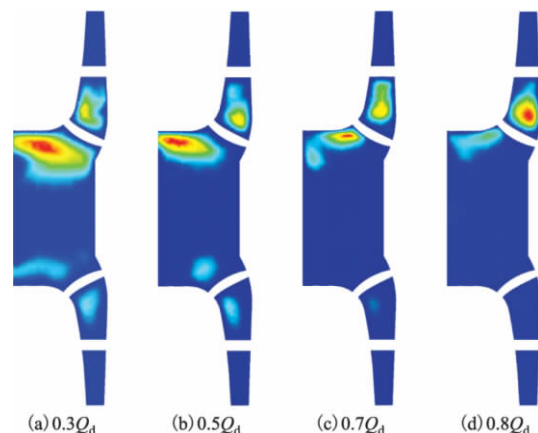


图 2 不同工况下回流旋涡
Fig. 2 Recirculation vortex under different conditions

由图 2 可以看出:大小、位置不同的回流旋涡会对叶轮进口流场造成不同程度的影响;当工况为 $0.8Q_d$ 时,旋涡只出现在叶轮流道内,未超出叶片进口边形成回流;当工况为 $0.7Q_d$ 时,旋涡伸出叶轮流道,旋涡中心处于叶片进口边前,回流正式形成;随着流量的继续减小,旋涡强度逐渐增大,旋涡中心向

进水管上游移动,旋涡体积增大并阻塞流道。

2.2 速度分布及分析

当离心泵进口回流发生时,一部分流体从叶轮中倒流进入进水管,在轴向上产生与主流方向相反的速度。由于叶轮在旋转,回流的流体将叶轮旋转的能量传递给进水管中的流体,使得进水管中的流体发生预旋,产生周向速度。因此,研究回流流场的速度分布需要对轴向速度分布和周向速度分布同时进行分析。

2.2.1 叶轮内速度变化规律

在叶轮轴面进口边上游 3.25, 6.50 mm 处,分别选取与进口边平行的截面 A、B,如图 3a 所示,其中 Z 为监测点距离进口管壁的距离, W 为监测截面总长。在两个监测截面上分别选择 Z/W 为 0.1, 0.2, 0.5, 0.8 的位置布置监测点,如图 3b 所示,在叶轮进口周向平面上,沿节距 L 选取 15 个均布的监测点。选取周向均布的 3 个节距作为测试节距,对 3 个测试节距中的监测点的结果进行统计分析以减小误差。

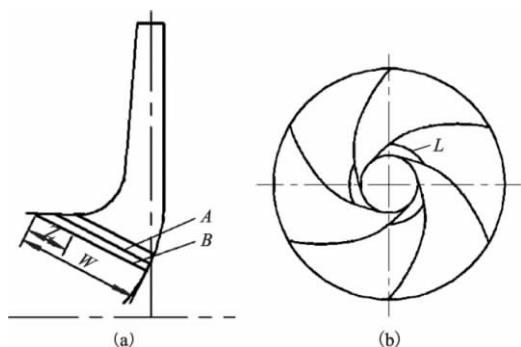


图3 叶轮进口监测截面与监测点

Fig. 3 Monitoring points and monitoring cross sections at impeller inlet

以进水管主流方向的反向为正方向,对监测点的速度进行分析,结果如图 4 所示。可以看出:当流量大于 $0.7Q_d$ 时,全部监测点的轴向速度均与主流速度方向相同,说明此时没有回流产生;当流量小于 $0.7Q_d$ 时,靠近管壁的点开始出现反向的轴向速度,发生回流;截面 A、B 上,靠近进水管壁,即 $Z/W = 0.1, 0.2$ 的 3 个监测位置上的点,轴向速度变化规律相同;未发生回流前,流量与轴向速度成正比;回流发生后,随着流量的减小,反向的轴向速度增大,证明回流强度随流量减小而增大; $Z/W = 0.5$ 和 0.8 位置处点的轴向速度规律并不明显,说明回流的旋涡区域主要存在于流道中心到叶轮前盖板之间的区域,只有当流量减小到一定程度,如 $0.3Q_d$ 以下时,

回流才影响到流道的中心位置; $Z/W = 0.8$ 处点的速度曲线平缓,不符合速度大小与流量成正比的规律,这是因为当流量减小到临界流量以下,回流旋涡的存在阻塞部分流道,虽然流量减小,但实际过流面积也减小,所以在未受到回流旋涡影响的区域,其速度大小较回流发生前并不会产生明显的变化。

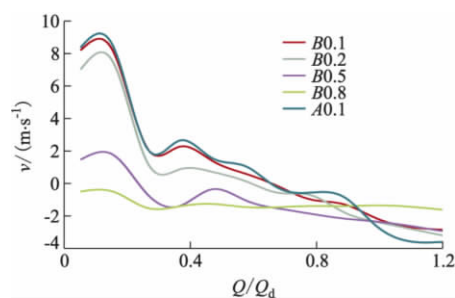


图4 叶轮内轴向速度变化曲线

Fig. 4 Variation curves of axial velocity in impeller

2.2.2 叶轮进口截面轴向速度分布

当流量变化时,叶轮进口发生不同程度的回流,造成叶轮进口截面处轴向速度分布的改变。进口截面中心线上的轴面速度分布如图 5 所示。

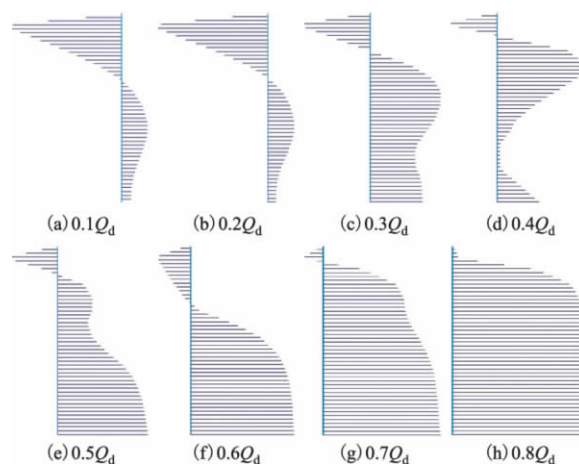


图5 不同工况下进口截面中心线轴向速度分布

Fig. 5 Axial velocity distribution in central line of inlet cross section under different conditions

图 6 为各工况下中心线上的轴面速度大小变化曲线。在圆形叶轮进口截面上从圆心开始,沿半径布置监测点,监测点距离叶轮进口中心的距离为 l 。可以看出:当流量减小至 $0.7Q_d$ 左右时,在叶轮进口截面上开始出现与主流方向相反的轴向速度,反向轴向速度区很小;随着流量的继续减小,回流逐渐加剧,主流区的面积和主流速度不断减小,回流区的面积和回流速度不断增大;当流量进一步减小时,回流区逐渐扩展,堵塞部分流道,回流速度也随之增大,

回流区的径向厚度也随之增大。

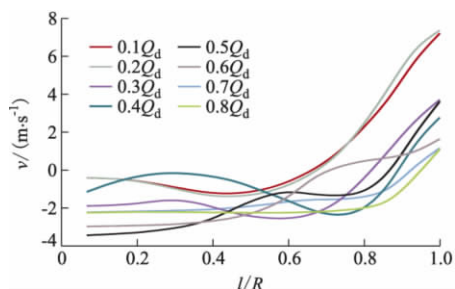


图 6 进口截面中心线轴向速度变化曲线

Fig. 6 Variation curves of axial velocity component in central line of inlet cross section

2.2.3 进水管中轴向速度分布

在靠近管壁处,沿整个进水管布置监测点,对各点处的轴向速度进行监测,从而得到沿进水管轴向的轴向速度分布.以主流方向的反方向为正方向,监测点距离叶轮进口的距离为 L ,其大小变化如图 7 所示.

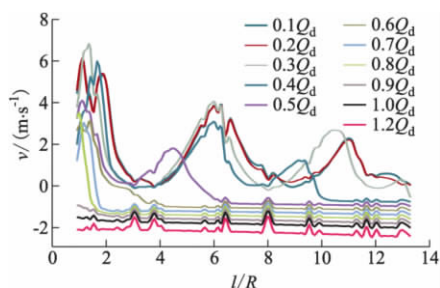


图 7 进水管内轴向速度分布

Fig. 7 Distribution of axial velocity component along suction pipe

由图 7 可以看出:当流量大于 $0.8Q_d$ 时,进水管内流体轴向速度方向与主流方向一致,此时没有发生回流;当流量减小到 $0.7Q_d$ 时,进水管中出现与主流方向相反的轴向速度,此时回流进入进水管,反向轴向速度至距叶轮进口 $2R$ 处减小为 0;随着流量的继续减小,轴向速度变大,同时进水管中出现反向轴向速度的区域变大。

2.2.4 进水管内周向速度分布

回流将叶轮旋转的能量传递给进水管中的流体造成预旋,产生周向速度,回流的强度不同时,进水管距进口不同距离处受到的影响程度也不同.通过分析不同流量下,靠近进水管壁,自叶轮进口,向进水管上游均匀分布的一系列监测点处的周向速度变化,可得到随着流量的变化,进水管中各点处的周向速度分布的规律如图 8 所示.监测点距离叶轮进口的距离为 L ,以叶轮的转动方向为负方向。

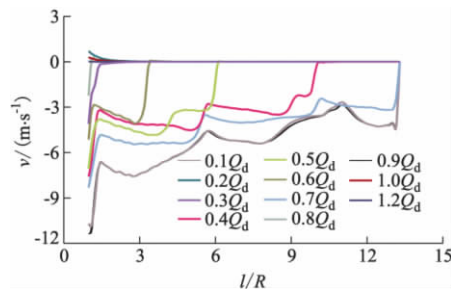


图 8 不同工况下沿进水管周向速度分布

Fig. 8 Circumferential velocity distribution along suction pipe under different conditions

由图 8 可以看出:当流量大于 $0.7Q_d$ 时,各点处的周向速度均为 0,即进水管中无预旋;当流量小于 $0.7Q_d$ 时,流量越小,进水管中发生预旋的长度越大.在 $0.6Q_d$ 时,预旋最远出现在距叶轮进口 $3.2R$ 处;在 $0.5Q_d$ 时,预旋最远出现在距叶轮进口 $6R$ 处;在 $0.4Q_d$ 时,预旋最远出现在距叶轮进口 $10R$ 处;当 $0.3Q_d$ 时,预旋最远出现在距叶轮进口 $14R$ 处;当流量继续减小时,预旋最远发生在距叶轮进口 $20R$ 处.在已经发生预旋的区域,流量越小,周向速度越大.各流量下出现反向轴向速度的范围与进水管中出现预旋的范围一致,这证明回流存在是造成进水管中预旋出现的最主要的原因。

3 试 验

3.1 试验台及试验方案

采用有机玻璃透明进水管,当离心泵在不同工况下运行时,通过注气孔向管中注入空气,气泡随流体运动.利用气泡作为示踪粒子,观测流体在进口回流发生时的运动情况,同时利用高速摄影仪进行拍摄,分析进水管的流场.为了观测进口回流发生时的流场,采用有机玻璃制造长度为 10 倍叶轮进口直径的透明进水管。

3.2 试验结果分析

离心泵关阀启动,稳定运行 1 min 后,叶轮进口开始出现明显旋涡,旋涡强度逐渐增大,并向进水管上游移动.进水管中出现柱状涡带,并在进水管中心不断伸缩、摆动.涡带最远可上溯至进水管中段,即距叶轮进口约 5 倍进口直径处.图 9 为不同工况下的流场.可以看出:流量为 $0.1Q_d$ 时,进水管内涡带消失,用肉眼无法观测到进水管内的流体运动,此时通过注气孔向进水管中注入空气,观察气泡的运动.气泡开始沿进水管直线运动,在距叶轮进口约 5 倍进口直径处突然开始预旋,气泡呈螺旋形分布;流量

继续加大,气泡发生预旋时距叶轮进口的距离减小,当流量为 $0.4Q_d$ 时,气泡预旋发生在叶轮进口处。

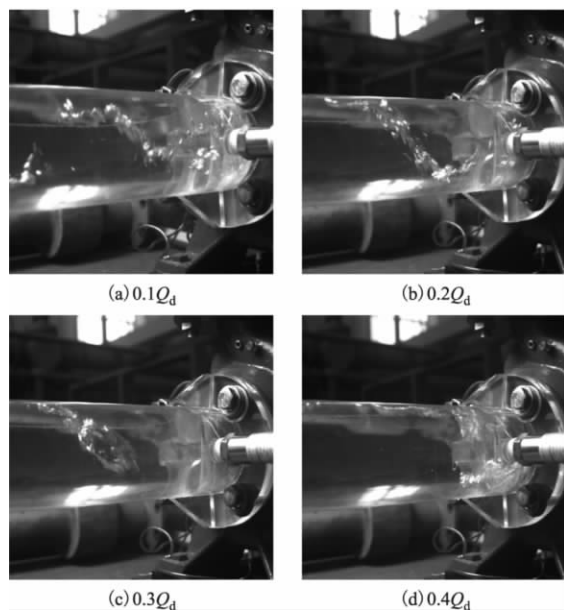


图9 不同工况下流场图

Fig. 9 Flow field under different conditions

通过与模拟结果进行对比发现,试验所测得的预旋发生距离比模拟结果小。这一方面可能是由计算模型的简化及试验泵的制造和安装误差所造成的,另一方面选择气泡作为失踪粒子,由于气泡与水的密度有差异,气泡比较难进入靠管壁的边界层,因此气泡的运动与流体的真实运动有差异。

4 结 论

1) 该离心泵回流发生的关键流量点为 $0.7Q_d$,当流量低于 $0.7Q_d$ 时,叶轮进口会发生回流,随着流量的减小回流加剧。

2) 回流旋涡出现在前盖板附近,随着回流强度的增大,回流旋涡体积变大,阻塞流道,旋涡的中心向进水管上游移动。

3) 随着回流强度的增大,进水管内出现与主流方向反向轴向速度的距离越远,预旋的影响向进水管上游移动,最远到达距叶轮进口10倍叶轮进口直径处。

4) 出现反向轴向速度和发生预旋的范围基本一致,说明回流是造成进水管内预旋的最主要因素。

5) 离心泵关阀运行时,在进水管内将形成不断伸缩、摆动的柱状涡带,涡带最大长度为5倍叶轮进口直径。

参考文献(References)

- [1] Gülich J F. *Centrifugal Pumps* [M]. New York: Springer 2007.
- [2] Bolpaire S, Barrand J P. Experimental study of the flow in the suction pipe of a centrifugal pump at partial flow rates in unsteady conditions [J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 1999, 121(1): 291–295.
- [3] Mitsukiyo M, Naomichi H. Swirling flow in suction pipe of centrifugal pumps—I: Distribution of velocity and energy [J]. *Bull of JSME*, 1966, 9(34): 328–337.
- [4] Mitsukiyo M, Naomichi H. Swirling flow in suction pipe of centrifugal pumps—II: Distribution of shearing stress [J]. *Bull of JSME*, 1966, 9(34): 337–344.
- [5] Mitsukiyo M, Naomichi H. Swirling flow in suction pipe of centrifugal pumps—III: Effect of bend in pipe [J]. *Bull of JSME*, 1966, 9(34): 344–352.
- [6] 黄建德. 开式和闭式离心泵进口回流的研究 [J]. *工程热物理学报*, 1997, 18(1): 43–47.
Huang Jiande. Research on inlet recirculation in open and closed centrifugal pumps [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1997, 18(1): 43–47. (in Chinese)
- [7] 黄建德. 离心泵叶轮参数对进口回流的影响 [J]. *工程热物理学报*, 1998, 19(4): 449–453.
Huang Jiande. Influence of impeller parameters on inlet recirculation in centrifugal pumps [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1998, 19(4): 449–453. (in Chinese)
- [8] 李意民, 谢和平. 离心叶轮入口流动的动力学描述 [J]. *中国矿业大学学报*, 1998, 27(2): 132–134.
Li Yimin, Xie Heping. The dynamic description of inlet flow in centrifugal impeller [J]. *Journal of China University of Mining and Technology*, 1998, 27(2): 132–134. (in Chinese)
- [9] 李意民. 多级离心式水泵中回流对汽蚀的影响 [J]. *中国矿业大学学报*, 1995, 24(3): 116–120.
Li Yimin. Influence of recirculation on cavitation in multi-stage centrifugal pump [J]. *Journal of China University of Mining and Technology*, 1995, 24(3): 116–120. (in Chinese)
- [10] 朱荣生, 欧明雄. 低比转数双吸离心泵回流问题的CFD研究 [J]. *农业机械学报*, 2009, 40(4): 82–85.
Zhu Rongsheng, Ou Mingxiong. Simulation of reverse flow in low specific speed double suction centrifugal pump [J]. *Transaction of the Chinese Society Agricultural Machinery*, 2009, 40(4): 82–85. (in Chinese)

(责任编辑 陈建华)