DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.03.014

轴流泵叶轮端壁区流动特性数值模拟*

张德胜 施卫东 张 华 李通通 张光建 (江苏大学流体机械工程技术研究中心,镇江 212013)

【摘要】 轴流泵端壁区流动对流场结构、能量传输、水力效率等有着重要的影响。基于 CFD 技术和高质量结构化网格,对不同叶顶间隙的轴流泵方案进行了全流场数值模拟,探讨了叶顶间隙对端壁区轴面速度、环量等流动参数的影响规律,分析了叶顶泄漏涡的产生机理及其结构,并与高速摄影试验进行了对比。研究结果表明,端壁区叶顶间隙导致进口轴面速度非均匀分布和轮缘侧二次回流;叶轮出口的端壁间隙区轴面流动减弱,且叶顶间隙越大,轴面速度下降幅度越大;叶顶间隙附近的二次回流区使叶轮进口产生环量,当叶顶间隙增大至2 mm 时,约 50%的流动区域受到间隙的影响而产生预旋;端壁区叶顶泄漏涡的数值模拟运动轨迹及结构与试验一致,在小流量工况下,泄漏涡强度增强,且干扰流场范围扩大。

关键词: 轴流泵 叶顶泄漏涡 轴面速度 环量 数值模拟 中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)03-0073-05

Numerical Simulation of Flow Field Characteristics in Tip Clearance Region of Axial-flow Impeller

Zhang Desheng Shi Weidong Zhang Hua Li Tongtong Zhang Guangjian (Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

The flow in end wall region of axial-flow impeller has an important impact on flow structure, energy transfer and hydraulic efficiency. The hydraulic axial-flow pump models with different tip clearance sizes were simulated based on CFD technology and high-quality structured grid. The influence of tip clearance on the meridional velocity and circulation distributions in impeller inlet and outlet were discussed, and the leakage vortex generation mechanism and its structure were analyzed as well. The numerical results were compared with high-speed photography experimental results. The investigation results showed that tip clearance led to non-uniform meridional velocity near tip clearance in impeller outlet decreased, and the bigger the gap was, the bigger decline of meridional velocity would be. The secondary recirculation near the wheel led to circulation of impeller inlet, when the gap increased to 2 mm, about 50% of the whole flow passage appeared circulation which impacted by the tip leakage vortex. The trajectory and structure of tip leakage vortex in the numerical simulation showed agreement with the experimental results. Under the small flow rate conditions, the leakage vortex strength and the influence regional scale were increased.

Key words Axial-flow pump, Tip leakage vortex, Meridional velocity, Circulation, Numerical simulation

收稿日期: 2011-09-26 修回日期: 2011-10-31

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51109093、51079063)、江苏省自然科学基金资助项目(BK2011503)、国家博士后科学基金资助项目 (2011M500117)、东南大学水声信号处理教育部重点实验室开放研究基金资助项目(UASP1006)、江苏大学高级人才启动基金资助项 目(11JDG038)和江苏省博士后基金资助项目(1101019B)

作者简介:张德胜,助理研究员,博士,主要从事轴流泵理论及其流动特性研究,E-mail: zds@ ujs.edu.cn

引言

轴流泵叶轮和端壁间存在间隙,虽然叶顶间隙 的几何尺寸很小,但对叶片流道近 20% 的区域产生 干扰。叶顶端壁区泄漏流动与主流混合时产生泄漏 涡(TLV),其对轴流泵流场结构、能量传输、水力效 率等有着重要的影响。

在 20 世纪 50 年代端壁区流动已被关注, Rains^[1]首次建立了端壁区叶顶间隙流动模型,该模型可估算出泄漏流在吸力面顶部出口的流速,但不能计算流场的微观流动结构;还发现了轴流泵叶顶 泄漏涡中的空化现象,并通过试验观察到泄漏流在 流道中卷成泄漏涡。后来,Chen^[2]等对叶顶间隙流 动建立了简化模型,并推导出二维泄漏涡的运动轨 迹坐标。近几年,随着 CFD 技术的迅速发展,轴流 泵端壁区叶顶间隙大小对外特性的影响得到了较为 广泛的研究^[3~10]。表明轴流泵端壁区流动对轴流 泵流动稳定性具有重要的影响,正成为国内外研究 热点。

本文基于结构化网格,对不同叶顶间隙方案的 轴流泵全流场进行数值模拟,分析间隙区的流动特 性及叶顶泄漏涡的结构,为提高轴流泵的流动稳定 性提供一定的理论依据。

1 物理模型及模拟方法

选用水利部南水北调工程天津同台测试的 TJ04-ZL-02号轴流泵模型,名义比转数为700,叶 轮和导叶的三维模型如图1所示。叶轮直径 D₂ = 300 mm,轮毂比为0.4681,叶轮叶片4枚,导叶叶片 7枚。



叶轮和导叶为轴流泵核心水力部件,其网格的 质量和分布对性能的预测有着直接影响。叶轮选用 J型拓扑结构,直型导叶选用 H型拓扑结构。为控 制叶片近壁面的边界层分布,选用 O型拓扑环绕, 通过 O型网格控制叶片表面边界层和其附近网格 质量,对叶轮进行加密处理,叶顶间隙内布置10~ 15 个节点,以便更好地捕捉间隙内流动情况,通过 网格无关性分析,并将试算结果与水利部南水北调 工程天津同台测试结果进行对比分析,最终选择网格 节点总量为 975 792,网格单元总量为915 099, y⁺ <20,此时最优工况下扬程和效率预测误差均小 于 3%。模型泵叶轮和导叶面网格如图 2 所示。



基于 Fluent 计算平台,利用有限体积法对控制 方程进行离散,采用 RNG *k* - ε 湍流模型和 SIMPLE 算法,压力项采用标准格式,动量、湍动能和耗散率 项采用二阶迎风格式。均速进口、自由出流条件,近 壁区采用标准壁面函数处理,当各项残差值小于 10⁻⁴,且泵出口压力趋于恒定时,计算收敛。

2 数值计算结果与分析

将模拟结果与试验结果进行对比分析,如图 3 所示。Q/Q_{opt}为实际流量工况与最优工况比值。



Fig. 3 Comparison of simulated and experimental values

(a) 扬程对比
(b) 效率对比

在最优工况附近,预测的扬程和效率相对误差 均在3%之内。在小流量工况下,轴流泵内部存在 二次流、流动冲击等复杂流动结构,预测扬程比试验 值低;在大流量工况下预测的扬程和效率略偏高,总 体来说模拟值和试验值吻合度较好。上述对比可见,数值模拟的网格适用性较好,且湍流模型和模拟 方法准确,为后续研究提供了较好的基础。

2.1 端壁区轴面速度分布

图 4 为小流量工况下叶轮进口轴面速度分布 图。c 为叶顶间隙值。径向系数



Fig. 4 Meridional velocity in impeller inlet $(Q/Q_{opt} = 0.7)$

通常认为进口轴面速度为均匀分布,但由于叶 顶间隙的存在,在叶轮出口的实际流场中,叶顶间隙 产生的泄漏流对主流产生影响。从图中明显可见, 叶顶间隙对轴面速度影响较大,进口轴面速度呈现 非均匀分布规律,且随着叶顶间隙增大,泄漏区轴向 流动进一步减弱。当叶顶间隙增大至1 mm 和2 mm 时,进口轮缘处速度梯度明显增大,且速度矢量逐渐 转为负方向,端壁区出现了明显的二次回流。

轴流泵叶轮出口轴面速度分布是轴流泵设计的 关键参数之一。传统的轴流泵设计中,推荐采用叶 轮出口等轴面速度分布规律。图 5 为设计工况下叶 片出口轴面速度分布图。图中叶顶间隙为 0.15 mm 和 0.5 mm 时, 叶片出口轴面速度从轮毂到轮缘呈 逐渐增大的趋势。在叶顶间隙流动区域,轴面速度 流速下降,由于受到轮毂和叶轮室壁面的影响,边界 层轴面速度沿径向逐渐下降,直到边界流体质点速 度为零。随着叶顶间隙增大,轮缘侧轴面速度受到 间隙泄漏的影响逐渐增大,在r*为0.45~0.95区 域,速度下降明显,减小了轴面速度分布斜率。当叶 顶间隙增大为2mm时,叶顶及泄漏区域附近轴面 速度下降显著。主要原因为叶顶间隙将引起流体的 泄漏流,使近壁区的轴向流动减弱,降低了轴面速 度,改变了叶轮出口流态、轴面速度分布规律,降低 了叶轮作功能力和水力效率。因此,在设计时应考 虑端壁区间隙对轴面速度的影响。

2.2 端壁区叶轮环量分布

图 6 为小流量工况下不同叶顶间隙的叶片进口



环量分布图。从图中可知,不同叶顶间隙的叶片进口均产生预旋,但预旋的分布规律和大小不同。由于受到叶顶间隙泄漏流、轮毂边界层流动等边界条件影响,轴流泵进口的实际流动中不存在绝对无旋。



在小流量工况下,由于叶片压力面和吸力面压 差较大,叶顶间隙对轴面速度和环量影响较大。随 着叶顶间隙的增大,轴面速度流动明显减弱。根据 进口速度三角形,轴面速度减小,泄漏区域环量增 大。当间隙增大为2mm时,受到叶顶间隙泄漏流 的影响,轴面速度向泄漏区发生偏移,v_{u1}呈现负值, 图中在轮毂区直至叶片的中部(r*=0.55)环量呈 现负值分布。回流产生时,水流从叶轮轮毂附近流 入叶轮,从叶片中间向外偏移,然后从轮缘附近流出 叶轮,在进口侧的轮缘附近和出口侧的轮毂附近各 出现一个回流旋涡。

图 7 为最优工况下叶片出口环量分布图。由于 叶顶间隙和端壁的存在,叶片出口环量呈非线性环 量分布流型。从间隙泄漏区的环量分布可看出,叶 顶泄漏区的环量均增大,且间隙越大,环量增大幅值 和影响区域越大。根据能量方程和径向平衡方程, 环量与轴面速度是关联方程^[11]。出口轴面速度变 化,环量分布必然变化,间隙泄漏区域叶轮出口轴面 速度下降,环量增大,计算结果与理论分析相一致。



outlet $(Q/Q_{opt} = 1)$

2.3 端壁区泄漏涡结构及试验验证

图 8 和图 9 分别为小流量和最优工况下轴面流 动速度矢量图和泄漏涡流线图。



图 8 10% 叶顶弦长截面(Q/Q_{opt} = 0.85) Fig. 8 10% of the blade tip chord section (Q/Q_{opt} = 0.85)





数值计算结果表明轴流泵叶轮叶顶压力面与吸 力面的压力差是泄漏流的主要动力。翼型进口压力 面与吸力面形成了较大压差,在压差的作用下,叶顶 压力侧的水流绕过叶顶边缘进入间隙槽道,间隙泄 漏涡形成后,在间隙泄漏涡核区具有很低的压力分 布和较大的流动损失。在小流量工况下的间隙泄漏 流动及泄漏涡非常明显,由此可见,泄漏流动情况与 间隙和工况密切相关,泄漏流动及泄漏涡的强度随 着间隙的增大和流量的减小而增大,泄漏流动及泄 漏涡的强度对叶轮的能量性能影响显著,随着间隙 的增大,外特性扬程和效率将随之恶化。从图中可 发现,在弦跨度30%~70%区域,泄漏涡在轴向有 一个加速过程。从泄漏流的三维流线图中可以明显 观察到叶顶泄漏涡的空间三维结构,从吸力面流出 的泄漏流和主流有不同的速度方向,在流道中卷曲 形成一个独立的涡,缠绕在涡核附近的流线构成了 一个空间螺旋结构,由于泄漏涡的卷曲作用,叶顶泄 漏流和主流相互混合。叶顶泄漏流和主流的相互混 合作用被认为是叶顶泄漏流主要损失部分。泄漏流 的螺旋运动逐渐向工作面运动,泄漏涡强度和作用 范围逐渐增大,并堵塞流动,影响主流的流动。

图 10a 为轴流泵转速 n = 1500 r/min,叶轮叶片数为5,介质为水,通过不断降低进口压力,泵出现汽蚀且泵效率开始下降时的叶顶泄漏涡情况; 图 10b试验条件为轴流泵流量 Q = 0.288 m³/s,n = 900 r/min,叶轮直径 $D_2 = 394$ mm,空化数 $\sigma = 1.2$,介质为水。图 10 的试验条件与本文研究的轴流泵运行条件相似,介质相同,且均为轴流叶轮,泄漏涡都在叶顶存在一定间隙条件下产生的。



图 10 试验结果 Fig. 10 Experimental results (a) Hadi Arjmandi Tash 试验 (b) Laborde R 试验

与 Hadi Arjmandi Tash^[12] 和 Laborde R^[13] 试验 结果对比发现,本文数值计算的泄漏涡结构和涡心 轨迹与试验拍摄结果一致。图中间隙泄漏涡流沿着 与叶轮旋转方向相反的方向朝着相邻叶片的压力面 流动,当泄漏涡流积聚到翼型中部时,泄漏涡的作用 范围明显增大,并对相邻叶片流道内的流动造成影响,且涡核低压区易诱导空化现象。在大型轴流泵 机组中,应对叶顶间隙诱导的不稳定流动和空化给 予重视,并采取适当的消除或控制措施。

3 结论

(1)端壁区间隙导致进口轴面速度非均匀分布,当间隙大于1mm时,端壁区轮缘侧产生了二次回流;叶轮出口的叶顶间隙流动区域,轴面速度流速下降明显,且随间隙增大,轴面速度下降幅度增大。

(2) 端壁区间隙对叶轮进、出口环量分布具有

重要的影响。叶轮进口环量集中在叶顶间隙附近的 二次回流区,叶顶间隙增大,进口轮缘侧回流区的环 量增大,当间隙增大至2mm时,约50%的流动区域 受到间隙的影响而产生预旋;同样,叶轮出口叶顶泄 漏区的环量均增大,且间隙越大,环量增大幅值和影 响区域越大。

(3)端壁区叶顶泄漏涡的数值模拟结果与试验 相一致。观察到泄漏流从压力面向吸力面泄漏,泄 漏流随着主流方向向前运动,由于主流卷吸作用形 成间隙泄漏涡;叶顶泄漏涡结构和强度与叶顶间隙 大小及运行工况密切相关。

- 参考文献
- 1 Rains D A. Tip clearance flows in axial compressors and pumps [D]. California: California Institute of Technology, 1954.
- 2 Chen G T, Greitzer E M, Tan C S, et al. Similarity analysis of compressor tip clearance flow structure [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1991,113(2):260 ~ 271.
- 3 杨昌明,陈次昌,王金诺,等. 轴流泵端壁间隙流动特性的数值研究[J]. 机械工程学报,2003,39(9):49~51. Yang Changming, Chen Cichang, Wang Jinnuo, et al. Numerical study for behavior of tip clearance flow in axial-flow pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(9): 49~51. (in Chinese)
- 4 戴辰辰,郭鹏程,罗兴锜. 轴流泵端壁间隙流动特性的数值分析[J]. 流体机械,2009,37(6):32~35.
 Dai Chenchen, Guo Pengcheng, Luo Xingqi. Numerical analysis of tip clearance flow characteristic in axial flow pump [J].
 Fluid Machinery, 2009, 37(6): 32~35. (in Chinese)
- 5 梁开洪,张克危,许丽. 轴流泵叶顶间隙流动的计算流体动力分析[J]. 华中科技大学学报:自然科学版,2004,32(9): 36~38.

Liang Kaihong, Zhang Kewei, Xu Li. Analysis of the flow through the blade tip clearances of axial pumps by CFD [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2004, 32(9): 36~38. (in Chinese)
施卫东,张华,陈斌,等. 不同叶顶间隙下的轴流泵内部流场数值计算[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(5):374~377.

- Shi Weidong, Zhang Hua, Chen Bin, et al. Numerical simulation of internal flow field in axial-flow pump with different blade tip clearance sizes [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(5): 374 ~ 377. (in Chinese)
- 7 Wu Huixuan, Rinaldo L, Miorini, et al. Measurements of the tip leakage vortex structures and turbulence in the meridional plane of an axial water-jet pump [J]. Experiments in Fluids, 2011,50(4): 989 ~ 1003.
- 8 Wu H, Soranna F, Michael T, et al. Cavitation in the tip region of the impeller blades within a waterjet pump [C] // Proceedings of the ASME FEDSM, Florida, 2008.
- 9 Donghyun You, Meng Wang, Parviz Moin, et al. Vortex dynamics and low-pressure fluctuations in the tip-clearance flow [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(8): 1002 ~ 1014.
- 10 Masahiro Murayama, Yoshiki Yoshida, Yoshinobu Tsujimoto. Unsteady tip leakage vortex cavitation originating from the tip clearance of an oscillatinghydrofoil [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(5): 421 ~ 428.
- 11 张德胜. 轴流泵叶轮非线性环量分布理论及实验研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2010.
- 12 Hadi Arjmandi Tash, Morteza Sadeghi, Mohammad T Shervani Tabar, et al. Cavitation intensity measurement by analysis of pump structure oscillation a new parametric method approach [C] // Proceedings of the ASME FEDSM, Florida, 2008.
- 13 Laborde R, Chantrel P, Mory M. Tip clearance and tip vortex cavitation in an axial flow pump [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1997, 119(3): 680 ~ 685.