

# M型截面流道对旋涡泵性能的影响分析\*

王洋 李亚成 曹璞钰 刘洋 吕忠斌

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

**摘要:** 为了减少旋涡泵流道内部冲击损失,提升旋涡泵的性能,研究了基于面积不变理论改变旋涡泵流道截面形状的方法。采取流道形状贴合流动状态的策略,改变流道截面形状为M型,利用CFD技术对参考泵和M型截面流道的内部流动进行多工况三维数值模拟分析,对比两者之间的扬程、效率曲线,并分析流道截面的流线图。结果表明,相比矩形流道,M型截面流道在扬程和效率上均有所提升,流道内叶片出口处的乱流有所改善,M型截面流道中液流更加平滑,但是过流面积增加,摩擦损失也随之增大。

**关键词:** 旋涡泵 流道 冲击损失 摩擦损失 数值模拟

**中图分类号:** TH314 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)03-0077-06

## 引言

旋涡泵工作原理特殊,内部流动过程复杂,现代的旋涡泵理论还不完善,利用理论计算得出流道尺寸还有困难。国外一些学者曾对旋涡泵的工作原理和设计方法进行了研究<sup>[1-3]</sup>。

目前国内主要的设计方法有模型换算法和经验系数法两种<sup>[4]</sup>,国内通过这两种方法设计旋涡泵流道截面的研究有很多<sup>[5-6]</sup>。模型换算法是以比转数为相似准则,在已有旋涡泵模型的基础上根据相似换算定律得到较优的结果<sup>[7]</sup>。经验系数法是根据国内现有旋涡泵,分析整理出扬程系数和叶轮宽度系数<sup>[8]</sup>,根据经验系数计算出流道截面的尺寸,经过校验可以得出较好的设计结果<sup>[9]</sup>。多数学者通过探索流道内部流动状态<sup>[10-11]</sup>来优化现有的截面尺寸,对截面形状少有深入的研究分析。

本文以一款流道截面为矩形的旋涡泵为参考对象,通过对比参考泵的试验与模拟数据,分析在流动充分发展区域流道截面的流动状态。在保证流道截面面积不变的情况下,提出M型截面流道,对M型截面流道进行数值模拟分析,通过比对参考泵的模拟数据得出M型截面流道对旋涡泵性能的影响。

## 1 参考泵基本几何参数

以一设计比转数  $n_s = 16$  的闭式叶轮半开式流道端吸旋涡泵为研究对象。设计参数:流量  $Q_d =$

1.4 m<sup>3</sup>/h,扬程  $H = 30$  m,转速  $n = 2900$  r/min。主要几何参数如下:叶轮外径为 76 mm,叶轮宽度为 8 mm,叶片数为 40,流道截面面积为 195.14 mm<sup>2</sup>。

所选参考泵为常见的矩形截面流道,是市面可见的成熟产品,以此为参考能够方便获取试验数据。为了表述方便,本文中流道截面均包括叶片部分。图1为参考泵流道,所标注尺寸均为参考泵在下文模拟中所用尺寸。

其中,进出口管径均为 25 mm,为了对比的方便,单边轴向间隙与径向间隙均取 0.1 mm。

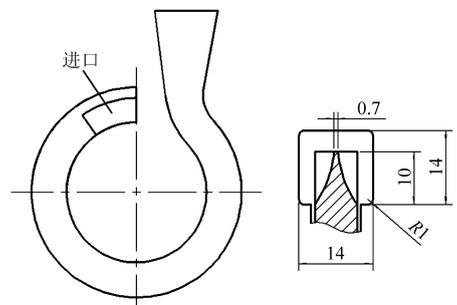


图1 参考泵流道

Fig.1 Channel of reference pump

## 2 数值模拟计算

### 2.1 三维造型

用UG 6.0进行三维造型,对旋涡泵的水体进行适当简化,进口延伸长度为3倍管径,出口延伸长度为5倍管径,叶轮与隔板的单边与径向间隙均只

收稿日期:2013-01-26 修回日期:2013-04-12

\*国家自然科学基金资助项目(51109093,51079063)、国家标准化管理委员会项目(2007A4308-T-604)、江苏高校优势学科建设工程资助项目和江苏省高校自然科学基金资助项目(09KJD570001)

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

有 0.1 mm, 考虑到网格的可行性, 将间隙单独作为一个水体。简化后的水体如图 2 所示。

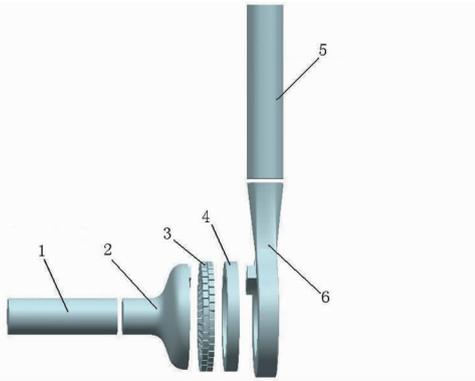


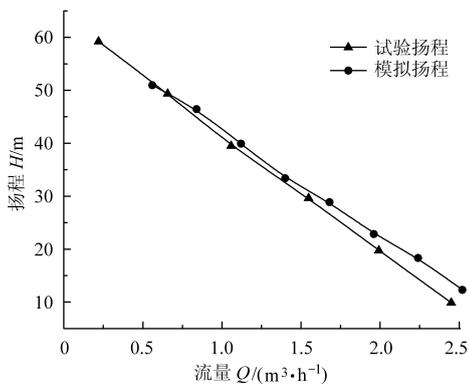
图 2 计算水体三维模型

Fig. 2 Three-dimensional model of calculating water body

1. 进口延伸段 2. 进水段 3. 叶轮水体 4. 间隙水体 5. 出口延伸段 6. 流道水体

## 2.2 网格划分

应用 ICEM 对计算水体进行网格划分, 采用结构化网格对叶轮、间隙水体及进出口水体进行划分, 对流道采用非结构化网格进行划分, 考虑到旋涡泵内流动较为复杂, 对叶轮与间隙水体进行加密处理。经过多次试算, 网格数在 250 万后, 模拟结果趋于稳定, 本文所用网格数为 260.76 万。



## 2.3 数值计算

采用 ANSYS-CFX 对旋涡泵的流动状态进行求解分析。进口为静压进口, 出口为质量流出口<sup>[12]</sup>。选用  $k-\epsilon$  湍流模型, 壁面条件均采用无滑移条件, 对近壁区域处非充分发展的湍流流动, 采用标准壁面函数<sup>[13]</sup>。计算收敛判据有两个: 所有残差小于  $10^{-4}$ ; 每 100 步迭代进出口总压变化不超过  $10^3$  Pa<sup>[14]</sup>。

## 3 模拟结果分析

当数值模拟偏离设计工况点过大时, 模拟结果偏差过大, 本文选取模拟的工况点为:  $0.4Q_d$ 、 $0.6Q_d$ 、 $0.8Q_d$ 、 $Q_d$ 、 $1.2Q_d$ 、 $1.4Q_d$ 、 $1.6Q_d$ 、 $1.8Q_d$ 。

### 3.1 外特性分析

图 3 为模拟结果与试验结果对比, 左侧是扬程的对比图, 模拟扬程与实际扬程吻合很好, 在大流量工况下, 模拟扬程要高于试验扬程; 右侧是效率的对比图, 与扬程的对比趋势一致, 效率总体上吻合很好, 但在大流量工况下存在偏差。模拟的扬程、效率与试验结果相比在大流量工况下均出现小的偏差, 但是趋势是一致的, 可以认为模拟结果具有参考价值, 用数值模拟的方法来评定旋涡泵的性能是可行的。

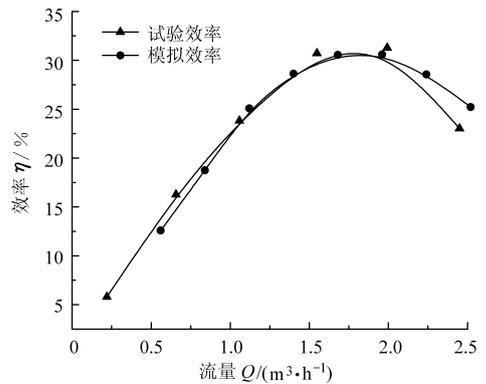


图 3 模拟结果与试验结果对比

Fig. 3 Comparison between simulation results and experimental results

### 3.2 内特性分析

液体在旋涡泵内的流动分为两个区域: 流动发展区域和流动充分发展区域, 一般理论只适用于流动充分发展区域<sup>[2]</sup>。

选取流道与进口夹角  $90^\circ$  靠近出口的截面, 认为在该截面处流动已经充分发展。图 4 为在  $0.4Q_d$ 、 $Q_d$ 、 $1.8Q_d$  工况(从左至右)下所选截面的相对速度矢量图。其中 A 图为  $Q_d$  叶轮出口到流道壁之间的相对速度分布。

在  $0.4Q_d$  工况下, 流动较为平滑, 流体在叶片与流道中形成一个完整的旋涡, 在右半叶片的根部存在小旋涡, 这是由于叶片的排挤作用, 结合左半叶片

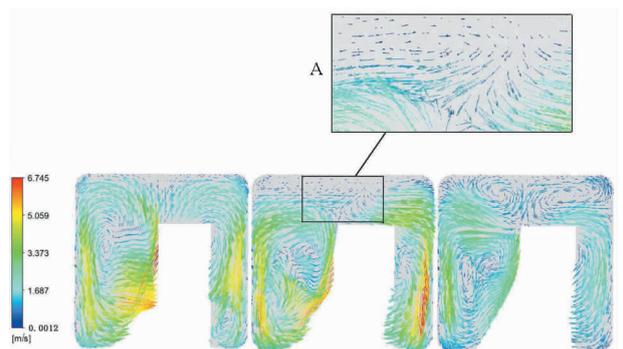


图 4 不同工况下截面相对速度矢量图

Fig. 4 Relative velocity vector of the cross section where the fluid was fully developed under different working conditions

的流动情况,这种旋涡随着叶片位置的改变会消失。 $Q_d$ 工况时,流体在叶片与流道中形成的旋涡在叶轮的出口处发生分离,有在靠近流道壁处形成逆向旋涡的趋势,叶片内旋涡产生的位置向叶片根部偏移,且有分离的趋势。1.8 $Q_d$ 工况时,叶轮出口处的旋涡分离更明显,形成逆向旋涡,叶片中的旋涡也产生明显的分离。

叶轮出口至流道壁的液体流态如图4中A图所示。随着流量的增大,流动充分发展后,流体质点在叶轮出口流出时获得的能量已经不足以使其到达旋涡泵的流道壁,因此流体质点在叶轮出口至流道壁之间流动并不规律,出现逆向旋涡,这种逆向旋涡随着流量的增加发展更加充分。形成逆向旋涡的流体质点不能再次进入下一个叶片,不利于叶轮对流体做功,且这种小的逆向旋涡消耗大量能量,对旋涡泵的性能有较大影响。

#### 4 纵向旋涡形成机理

旋涡泵主要依靠旋涡传递能量,旋涡的形成主要依靠叶轮对流体质点提供能量,流道壁对流体质点进行约束。图5为流体质点在流道截面上的理论流向。

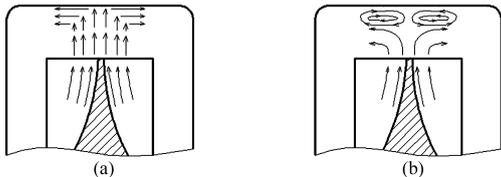


图5 截面流动示意图  
Fig. 5 Sketch of the flow in section  
(a) 小流量工况 (b) 大流量工况

在小流量工况下,叶轮出口处的流体质点流动如图5a所示。流量较小,流体质点的周向速度也较小,在相同转速下,周向速度越小,流体质点停留在旋涡泵流道内的时间越长,流经叶轮流道的次数越多,叶轮对其做功的次数也越多。叶轮多次对流体质点做功,使其能够顺利到达流道壁,在流道壁的约束下形成旋涡,进入下一个叶片流道。在流动充分发展的截面,从叶轮出口流出的流体质点具有较大的速度,出流撞击到流道壁后改变方向,这种直接撞击造成了能量的浪费。

在大流量工况下,叶轮出口处的流体质点流动如图5b所示。流量增大时,流道内的周向速度也增大,叶轮对流体质点做功的次数变少,在流出叶轮时流体质点具有的动能也变小。流体质点动能变小导致旋涡在叶轮出口处发生分离,形成逆向旋涡,增加了流体质点之间的摩擦损失。

## 5 M型截面流道的设计

### 5.1 M型截面的提出

由图5可知,在矩形流道中,能量的损失主要有两个方面:流体质点对流道壁的直接冲击;大流量下,流体质点的径向速度减小,形成逆向旋涡。

综上两点,提出如图6所示的M型流道截面。M型截面与矩形流道的差别在于流道在叶轮出口处存在一个下凹的部分,下凹部分的作用有两点:①诱导旋涡,使叶片出流能够平滑过渡,形成旋涡,减少流体质点与流道壁的冲击损失。②增加出流的动能,下凹部分减少了叶轮出口处流道的体积,增加出流速度,使液流能形成完整的旋涡,缓解叶轮出口处旋涡分离情况,减少流体质点间的摩擦损失。

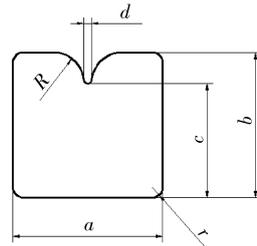


图6 M型截面  
Fig. 6 M-type section

### 5.2 M型截面几何尺寸

流道断面面积 $A$ 与叶轮外圆的圆周速度 $u$ 和流量 $Q$ 有关,其计算公式为

$$A = \frac{Q}{\eta_v K_v u} \quad (1)$$

式中  $\eta_v$ ——容积效率

$K_v$ ——流道速度系数<sup>[8]</sup>

为了保证M型截面流道与矩形截面流道的可比性,两者的设计流量保持不变,在对两者进行数值模拟时均采用理想的间隙水体,容积效率 $\eta_v$ 保持不变, $K_v$ 与叶轮的型式有关,本文并不对叶轮进行修改。M型截面面积与参考泵的矩形截面面积相同。

忽略M型截面下凹部分尺寸 $d$ 尖端处的圆角,流道截面面积计算公式为

$$A = ab - (4 - \pi)r^2 - (2R + d)R + \frac{1}{2}\pi R^2 \quad (2)$$

考虑到流道截面的合理性,保持 $b$ 与参考泵流道截面一致, $b = 14 \text{ mm}$ <sup>[15]</sup>。

为了方便叶轮的安装,叶轮外圆与M型截面下凹部分间隙为 $1 \text{ mm}$ , $c = 11 \text{ mm}$ 。

圆弧 $R$ 同时与叶轮出口方向和流道上部壁面相切, $R = 3 \text{ mm}$ 。 $r$ 与参考泵流道相同,为 $1 \text{ mm}$ 。

M型截面面积与矩形截面面积相等, $A = 195.14 \text{ mm}^2$ ,根据式(2)可求出 $a$ 为 $14.43 \text{ mm}$ ,考虑

到工程应用,圆整至 14.4 mm。

按照计算所得尺寸,流道截面形状及尺寸如图 7 所示。

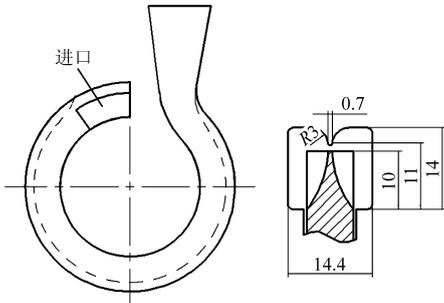


图 7 M 型截面流道

Fig. 7 Channel with M-type section

根据设计的 M 型截面,在三维软件中测量得到实际的截面面积为  $194.61 \text{ mm}^2$ ,相比参考泵的矩形截面面积减少了  $0.53 \text{ mm}^2$ ,这是因为在式(2)中忽略了 M 型截面流道下巴尖端部分的圆角以及对计算结果进行了圆整处理。由于相差面积很小,认为 M 型截面流道与参考泵矩形截面流道设计流量

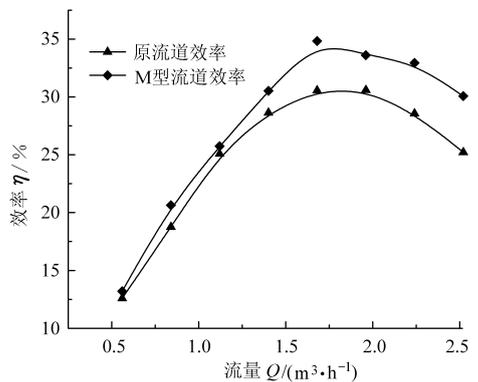
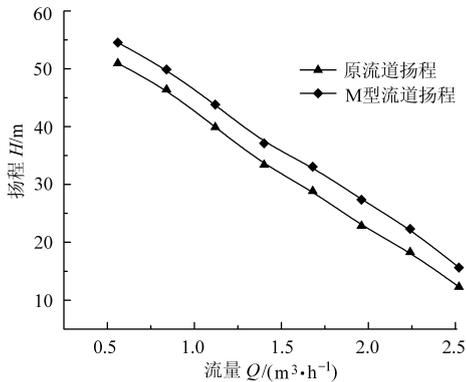


图 8 M 型截面流道泵与参考泵的效率 and 扬程比较

Fig. 8 Comparison of efficiency and head between the pump with M-type section channel and reference pump

## 6.2 内特性

与参考泵相同,选取相同位置处的截面,在不同工况下,截面的相对速度矢量如图 9 所示,图中从左至右分别表示  $0.4Q_d$ 、 $Q_d$ 、 $1.8Q_d$  工况。

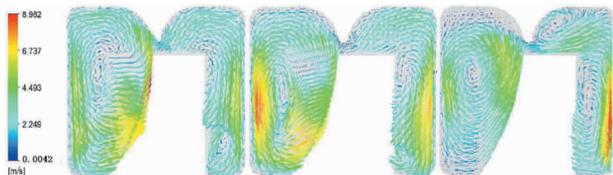


图 9 M 型截面不同工况下的相对速度矢量图

Fig. 9 Relative velocity vector of M-type section under different working conditions

在小流量点  $0.4Q_d$ , M 型流道内流动状态与参考泵基本一致,右半叶片根部的小旋涡依然存在, M 型流道对叶片根部的流动影响较小。 $Q_d$  工况点时, M 型截面流道内的流动有很大的改善,由于 M 型截

相同。

M 型截面近似地将流道根据叶片划分为两个部分,可能会造成叶轮的两侧流动不平衡,形成较大的轴向力,为了均衡叶轮两侧的流量,在进口部分保持和原矩形流道相同的结构,平滑过渡到 M 型截面流道,过渡方式如图 7 中虚线所示。

## 6 M 型截面流道模拟结果分析

对设计的 M 型截面流道进行数值模拟,为了保证与参考泵的可比性, M 型截面流道的改变仅体现在截面的形状上,其他结构均不做改动。

### 6.1 外特性

图 8 左侧是 M 型截面流道与参考泵扬程的对比曲线,两者扬程曲线具有相同的趋势,相比参考对象, M 型截面流道扬程有提高。图 8 右侧是 M 型截面流道效率与参考泵效率对比曲线,在小流量至设计点工况下,两者的效率基本一致,但是在高流量下, M 型截面流道效率高于参考泵的效率。

面下巴部分的导流作用,流体质点与流道壁的冲击减少,出流平滑过渡,形成旋涡。在大流量  $1.8Q_d$  工况点,左半叶片内的流体质点依然能够形成完整旋涡,相比  $Q_d$ ,靠近壁面处的相对速度有所降低,在右半叶片,由于排挤作用,叶轮出口处的液流依然存在逆向旋涡,结合左半叶片的流动情况,这种逆向旋涡随着叶轮的转动会消失。

### 6.3 摩擦力矩

M 型截面流道由于特殊的下巴部分,流道内的流动更加平滑,减少了液流与流道壁的冲击,下巴处的排挤作用增加了叶轮出口处流体质点的速度,减少了逆向旋涡,降低了流体质点之间的摩擦损失<sup>[14]</sup>。但是,下巴部分使流体质点与流道壁的接触面积增加,增加了液流与流道壁之间的摩擦损失。

在数值计算中,流道壁面所受的周向力矩即液

流对流道的周向摩擦力矩,矩形流道与M型流道所受的周向摩擦力矩如图10所示。

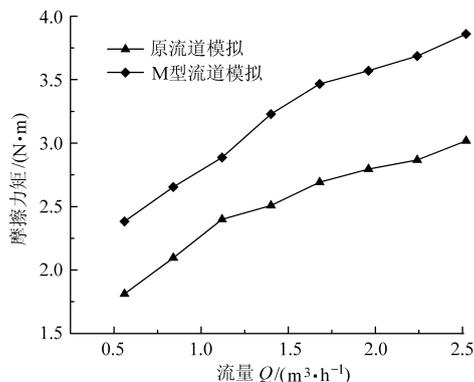


图10 流道周向摩擦力矩对比

Fig. 10 Comparison of the calculated circumferential friction torques between channel M-type section and conference channel

过流面积的增大使M型截面流道的周向摩擦力矩远大于参考泵的矩形截面流道,两者的差值在小流量至设计工况保持持平,但是随着流量的继续增加,两者的差值也随之增加。

流量增大,泵内纵向旋涡在周向方向上的速度分量也随之增大,M型截面流道与参考泵流道所受

的摩擦力矩均增大,但是由于M型截面流道过流面积增加,所受的摩擦力矩在大流量工况下增加得更加明显,在由摩擦导致的能量损失上更大。

结合图10与图8分析可知,旋涡泵内流动的损失不仅是摩擦损失,其他损失对旋涡泵性能的影响更大。M型截面流道在摩擦力矩变大的情况下效率依然有所提升,说明旋涡泵内由流体质点间摩擦造成的损失远大于由液流与壁面摩擦造成的损失。

## 7 结论

(1) M型截面流道由于中间存在下凹的部分,使液流更加平滑,减少了液流之间的冲击损失,在截面面积不变的情况下,M型截面流道较矩形截面流道扬程有所提高,效率在大流量工况下提升较为明显。

(2) M型截面流道壁与液体的接触面积更大,相比矩形截面流道,摩擦损失有所增加,流量越大,这种损失增加越明显。

(3) 在旋涡泵中,液流冲击造成的能量损失比摩擦造成的损失要大,通过改变截面形状来改善液流的冲击可以提高旋涡泵的性能。

## 参 考 文 献

- Meakhaile T, Park S O. An improved theory for regenerative pump performance[J]. Proc. IMech E, Part A: Journal of Power and Energy, 2005, 219(3): 213 - 222.
- Song J W, Engeda A, Chung M K. A modified theory for the flow mechanism in a regenerative flow pump[J]. Proc. IMech E, Part A: Journal of Power and Energy, 2003, 217(3): 311 - 322.
- Francis J Quail, Thomas Scanlon, Armin Baumgartner. Design study of a regenerative pump using one-dimensional and three-dimensional numerical techniques[J]. European Journal of Mechanics—B/Fluids, 2012, 31: 181 - 187.
- 袁丹青, 王冠军, 陈向阳, 等. 旋涡泵的研究现状与展望[J]. 排灌机械, 2008, 26(6): 63 - 67.  
Yuan Danqing, Wang Guanjun, Chen Xiangyang, et al. Research status and prospect of vortex pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(6): 63 - 67. (in Chinese)
- 全国水泵行业旋涡泵联合设计组. 旋涡泵的工作原理与计算方法[J]. 水泵技术, 1973(1): 1 - 9.
- 李华聪, 王斌, 李喜荣, 等. 高速航空旋涡泵的设计研究[J]. 机械设计与制造, 2009(8): 30 - 32.  
Li Huacong, Wang Bin, Li Xirong, et al. Design and research of high speed vortex pump for aeroengine[J]. Machinery Design & Manufacture, 2009(8): 30 - 32. (in Chinese)
- 刘建瑞. 小流量WT型单级旋涡泵的研制[J]. 流体机械, 2000, 28(12): 29 - 30.  
Liu Jianrui. Development on model WT low-flow single-stage regenerative pumps[J]. Fluid Machinery, 2000, 28(12): 29 - 30. (in Chinese)
- 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- 谢鹏, 朱祖超, 偶国富, 等. 小流量高扬程离心旋涡泵的设计与试验研究[J]. 流体机械, 2007, 35(8): 1 - 4.  
Xie Peng, Zhu Zuchao, Ou Guofu, et al. Design and experimental study of small-flow high-head centrifugal-vortex pump[J]. Fluid Machinery, 2007, 35(8): 1 - 4. (in Chinese)
- 施卫东, 董颖, 马新华, 等. 流道截面形状对旋涡泵内部流动影响的数值模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(3): 21 - 23.  
Shi Weidong, Dong Ying, Ma Xinhua, et al. Numerical simulation of the effect of channel section shape on the inner flowing of vortex pump[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(3): 21 - 23. (in Chinese)
- 董颖, 施卫东, 汪永志. 旋涡泵的内部流动研究[J]. 水泵技术, 2004(1): 18 - 20.
- ANSYS Inc. ANSYS CFX-Solver modeling guide, release 12.0[CP]. ANSYS Inc., 2011.
- 王洋, 傅剑辉, 蒋其松. 闭式叶轮叶片位置对旋涡泵性能的影响[J]. 农机化研究, 2010(9): 150 - 154.  
Wang Yang, Fu Jianhui, Jiang Qisong. The effects of location of closed impeller blades on the performance of vortex pump[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2010(9): 150 - 154. (in Chinese)
- 张翔, 王洋, 徐小敏, 等. 叶片包角对离心泵性能的影响[J]. 农业机械学报, 2011, 41(11): 38 - 42.

Zhang Xiang, Wang Yang, Xu Xiaomin, et al. Relationship between wrap angle of impeller and performance of pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 41(11):38-42. (in Chinese)

15 朱祖超, 王乐勤, 黄敦回. 轴向入口旋涡泵的研制[J]. 水泵技术, 1995(3):11-15.

## Effects of Channel with M-type Section on the Performance of Vortex Pump

Wang Yang Li Yacheng Cao Puyu Liu Yang Lü Zhongbin

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

**Abstract:** An M-type section had been designed to reduce internal shock losses in the channel of vortex pump. The reasonable M section was based on the theory of the same area, with the constant height, section of channel sharpened like an M was more in line with law of fluid flow. The nearest distance of the wall of channel and the outlet of blades was 1 mm. In order to research the inner flow in channel, computational fluid dynamics software CFX was adopted in the inner flow field analysis. Head, efficiency curve and velocity vector of rectangular and M-type channel were obtained from the simulation. The results show that the head and efficiency have improved; fluid flows more smoothly in the M-type channel; turbulence and small reverse spiral at the outlet of blades is less. However, the friction losses increase with the larger flow area.

**Key words:** Vortex pump Channel Shock loss Friction loss Numerical simulation

(上接第 76 页)

## Numerical Simulation of Tip Leakage Vortex Hydrodynamics Characteristics in Axial Flow Pump

Zhang Desheng Shao Peipei Shi Weidong Pan Dazhi Wang Haiyu

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

**Abstract:** The scaled model pump of TJ04-ZL-02 hydraulic model, which has been applied on the Tianjin same test-bed for South-to-North Water Transfer Project, was simulated base on fine calculation for tip region flow field and SST  $k-\omega$  turbulence model, and flow field structure for tip leakage vortex as well as filed dynamic characteristics were studied. Numerical calculations and experimental results show that numerical simulations for clearance leakage and boundary layer flow based on SST  $k-\omega$  turbulence model are relatively accurate. The power arose from tip leakage vortex is regard as differential pressure between the pressure side and the suction side of blade. For the pressure difference of blade leading edge is the largest, velocity of tip leakage flow is higher. The pressure difference between blade pressure and suction side is increased gradually with the increase of blade chord coefficient  $\lambda$ , and clearance leakage flow velocity as well as leakage vortex strength is decreased gradually. The local low pressure of blade tip region mainly occurs on vortex region of separated vortex near the pressure surface, as well as tip leakage vortex region at the lower part of blade suction side. The local low pressure region of blade suction side is getting further away from blade suction side with the increase of blade chord coefficient  $\lambda$ . The local low pressure region of blade rim near blade pressure side is mainly caused by separated vortex which is induced by blade tip corner, and the low pressure near suction side of blade is resulted from tip leakage vortex, and the process reveals the flow characteristic of tip leakage vortex for axial flow pump.

**Key words:** Axial-flow pump Tip clearance Tip leakage vortex Numerical simulation