

# 非定常固液两相流对双流道泵磨损性能的影响

崔巧玲, 李 旻, 金守泉

(浙江理工大学流体传输及应用实验室, 杭州 310018)

**摘 要:** 基于 Mixture 多相流模型和 RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  湍流模型,应用 Fluent 软件对双流道泵内非定常固液两相流进行了数值模拟,并分析了两相流对双流道泵磨损性能的影响。结果表明:泵的扬程和效率均随时间变化呈现正弦性规律;固相颗粒主要集中在叶轮前、后盖板和蜗壳进口前壁面处;叶轮后盖板中间凸起部位发生严重冲击磨损,其他区域均发生滑动磨损;蜗壳壁面均发生滑动磨损,而隔舌部位发生较为严重的冲击磨损。研究结果可为双流道泵的性能预测和优化提供一定的理论支撑。

**关键词:** 双流道泵; 非定常; 固液两相流; 磨损

**中图分类号:** TH311

**文献标识码:** A

## 0 引 言

双流道泵因其良好的无堵塞性等优点,被广泛用于国民生产生活各方面,主要用来输送含有固体颗粒的混合液体。随着计算机技术、计算流体力学理论和仿真软件的快速发展,双流道泵的内流规律及磨损机理的研究已经取得了一定的进展。Bergeron P<sup>[1]</sup>将材料的磨损类型分为摩擦型和冲击型两种。Roco M C<sup>[2]</sup>分析得出过流部件的磨损原因为颗粒的直接冲击、紊流冲击和通过壁面的滑动摩擦。Karimi A<sup>[3]</sup>用扫描电子显微镜检查法发现,材料材质不同则磨损机理不同,而金属及合金表面的磨损类型主要是划擦磨损。Mehta M<sup>[4]</sup>使用粒子图像测速技术(PIV)发现,叶轮内泥浆颗粒在离心力和惯性力作用下向叶片压力面运动并沿着压力面滑动,导致摩擦磨损的发生。李旻<sup>[5-6]</sup>通过对固液两相流研究,揭示了离心泵内部流动特征对泵磨损特性的影响,发现叶片上主要发生滑动磨损,隔舌部位主要发生冲击磨损。朱祖超<sup>[7-8]</sup>等通过水力试验对双流道泵水力性能和磨损进行了研究,发现随固体浓度增加,泵进出口表压、扬程及效率均呈递减趋

势,且验证了双流道泵具有效率高、抗堵塞、抗缠绕和耐磨蚀的特点。刘娟<sup>[9]</sup>对固液两相流磨损进行了数值模拟,发现大质量颗粒沿着叶片工作面运动,易与叶片头部发生撞击,且存在多次撞击过程,对叶片的磨损程度大;而小颗粒运动趋势则与之相反。

由于双流道泵叶轮和蜗壳耦合时的动静干涉导致其内部流动极为复杂,定常计算已无法准确反映其内部流动状况<sup>[10]</sup>。而目前国内外学者对双流道泵内非定常固液两相流的研究则较少,因此本文对双流道泵内固液两相流进行了非定常流动数值计算,得到了泵的性能曲线和两相流速度场,并分析了固相参数和速度变化对泵内流道壁面的磨损情况,以期更好地揭示双流道泵内部非定常流动规律和磨损机理。

## 1 计算模型与方法

### 1.1 控制方程和湍流模型

本文计算对象为非定常固液两相湍流流动,因此采用多相流模型中的 Mixture 混合模型和 RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  湍流模型进行固液两相的数值计算。

混合模型求解固液两相非定常流动的连续性方程<sup>[11-12]</sup>为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = 0 \tag{1}$$

动量方程为：

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m \mathbf{v}_m) = \\ \nabla [\mu_m (\nabla \mathbf{v}_m + \nabla \mathbf{v}_m^T)] + (-\nabla p) + \rho_m \mathbf{g} + \\ F + \nabla \cdot \left( \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \mathbf{v}_{dr,k} \mathbf{v}_{dr,k} \right) \end{aligned} \tag{2}$$

其中， $\rho_m$ —混合密度(kg/m³)； $\mu_m$ —混合粘性系数(Pa·s)； $F$ —体积力(N)； $\mathbf{v}$ —质量平均速度(m/s)； $n$ —相数( $n=1,2$ )； $\alpha_k$ —第 $k$ 相的体积分数； $\rho_k$ —第 $k$ 相的密度(kg/m³)； $\mathbf{v}_{dr,k}$ —第 $k$ 相的漂移速度(m/s)。

滑移速度  $v_{ls}$  为固相( $s$ ) 相对于液相( $l$ ) 的速度，定义如下：

$$v_{ls} = v_s - v_l \tag{3}$$

因此，漂移速度和滑移速度的关系为：

$$v_{dr,s} = v_{ls} - \sum_{k=1}^n \frac{\alpha_k \rho_k}{\rho_m} v_{lk} \tag{4}$$

根据固相( $s$ ) 的连续性方程，可得固相的体积分数方程为：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_s \rho_s) + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \mathbf{v}_m) = -\nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \mathbf{v}_{dr,s}) \tag{5}$$

采用 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型<sup>[13]</sup>，于是有：

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{6}$$

$k$  和  $\epsilon$  的方程分别为：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho \mu_j k - \alpha_k \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = G_k - \rho \epsilon \tag{7}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho \mu_j \epsilon - \alpha_\epsilon \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] = \\ G_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - G_{2\epsilon} \frac{\rho \epsilon^2}{k} \end{aligned} \tag{8}$$

其中， $G_k$  为湍动能生成项，定义为：

$$G_k = \mu_t \left( \frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mu_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} \tag{9}$$

公式中， $C_\mu, \alpha_k, \alpha_\epsilon, \sigma_k, \sigma_\epsilon, C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}$  均为湍流模型系数。

1.2 计算模型及参数

本文所研究的双流道泵主要设计参数见表1。

表1 双流道泵主要参数

流量	扬程	转速	叶轮 外径	叶轮 进口径	出口角 $\beta/(^\circ)$	叶轮出 口宽度	蜗壳出 口直径
$Q/(\text{m}^3/\text{h})$	$H/\text{m}$	$n/(\text{r}/\text{min})$	$D_1/\text{mm}$	$D_2/\text{mm}$	$\beta/(^\circ)$	$b_2/\text{mm}$	$b_3/\text{mm}$
150	80	2 900	260	125	18	80	90

数值计算介质为水和砂粒，砂粒直径 0.1 mm，密度 2 500 kg/m³，固相体积分数为 20%。图1 是蜗壳平面图，图中 I~VIII 是蜗壳流道腔体的 3 个横截面。双流道泵叶轮和蜗壳网格的生成采用 Gambit 前处理软件生成，由于叶轮和蜗壳结构复杂，故采用混合网格形式生成网格，网格总数将近为 135 万，图2 为叶轮流道网格图。

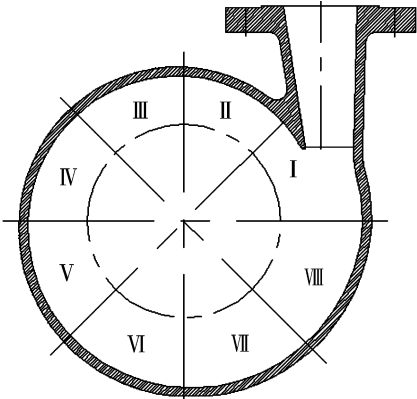


图1 蜗壳平面图

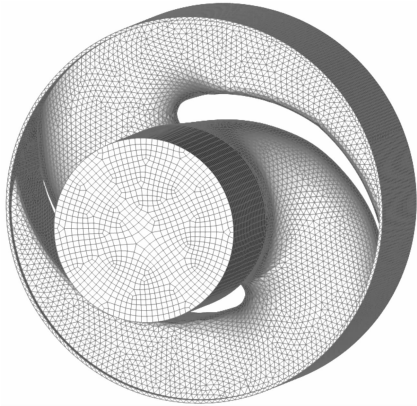


图2 叶轮流道网格图

1.3 边界条件

- a) 叶轮进口采用速度进口边界条件。
- b) 出口条件设为自由出流，假定流动已充分发展。
- c) 壁面采用无滑移边界条件，近壁区域采用标准壁面函数处理。

2 计算结果及分析

本文模拟设计流量工况下双流道泵内部的非定常流动。计算过程中，首先假定双流道泵内为定常流动，在定常计算趋于稳定后，然后开始进行非定常计算。非定常计算取叶轮转过一个流道(即旋转 180°) 作为一个计算周期  $T$ ，通过计算可得  $T=0.010\ 3\ \text{s}$ 。因此一个计算周期需要 180 个时间步长，每一个时间步长叶轮转过 1°，每 1 个步长的时间为  $0.57 \times$

$10^{-4}$  s。经数值计算发现,叶轮转过 5 圈左右,监测点的速度值和压力值变化满足了周期性要求,计算结果收敛。

2.1 瞬时扬程及效率曲线

图 3 为叶轮转过  $360^\circ$ ,即两个周期内泵的扬程和效率变化曲线图(在  $0^\circ$  位置时,叶轮两个流道出口中间连线呈竖直状态)。其中  $H$  和  $\eta$  分别是一个周期内的扬程和效率曲线。

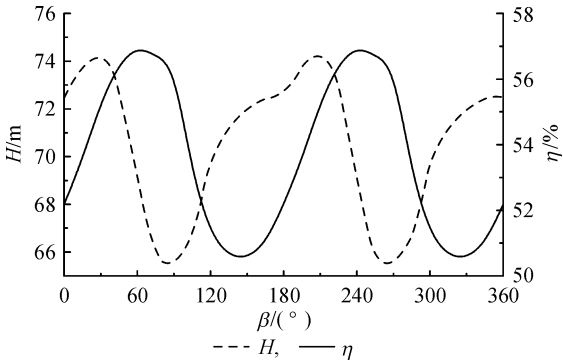


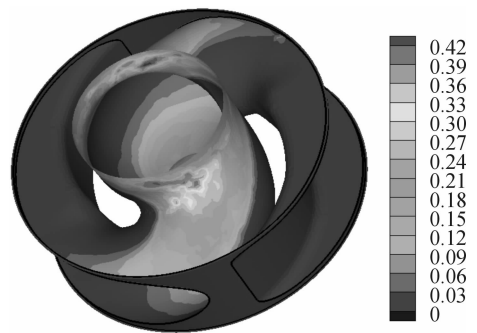
图 3 扬程及效率曲线

由图 3 可知,在泵运行过一个周期时间内,其扬程和效率均呈现正弦波动性的变化规律。扬程的最大和最小值分别出现在叶轮转过  $30^\circ$  和  $90^\circ$  的时刻,而效率的最大和最小值分别出现在叶轮转过  $90^\circ$  和  $150^\circ$  的时刻。由此看出扬程和效率两者的变化曲线不同步,存在大约  $60^\circ$  的相位差。因此本文设置叶轮每转过  $60^\circ$ (即 60 个时间步长)为一个时刻,则一个周期共分成 3 个时刻,分别记为  $0$ 、 $T/3$  和  $2T/3$  时刻( $0$  时刻对应于叶轮在  $0^\circ$  的位置,以此类推)。

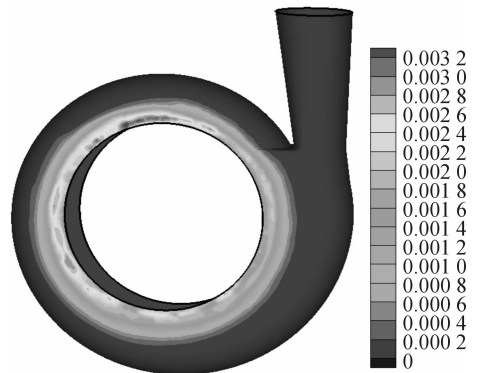
2.2 固相体积浓度分布

图 4 为  $2T/3$  时刻叶轮和蜗壳壁面处的固相体积浓度分布。

由图 4(a) 可知,叶轮流道进口处固相颗粒浓度较大,随液流逐渐进入流道,固相体积浓度逐渐变小。且固体颗粒主要集中在以叶轮中心对称的前盖



(a) 叶轮壁面



(b) 蜗壳壁面

图 4 固相体积浓度分布

板和后盖板处,而在其他区域,固体颗粒则很少,这将导致前盖板和后盖板侧的磨损破坏。由图 4(b) 可知,蜗壳流道进口前壁面处固相颗粒浓度较大,而其他区域固体颗粒则很少,因此前壁面处磨损较其他区域严重。比较得知,叶轮内的固相体积分数明显大于蜗壳内,因此叶轮壁面的磨损破坏情况也比蜗壳壁面严重。

2.3 速度分布

2.3.1 全流道内部速度分布

两相流和固相颗粒的流动迹线分别如图 5、图 6 所示。其中图 5(a)(b)(c) 分别是  $2T/3$  时刻全流道内部两相流流线、 $1T/3$  时刻叶轮壁面两相流迹线、 $2T/3$  时刻流道中间截面两相流迹线。

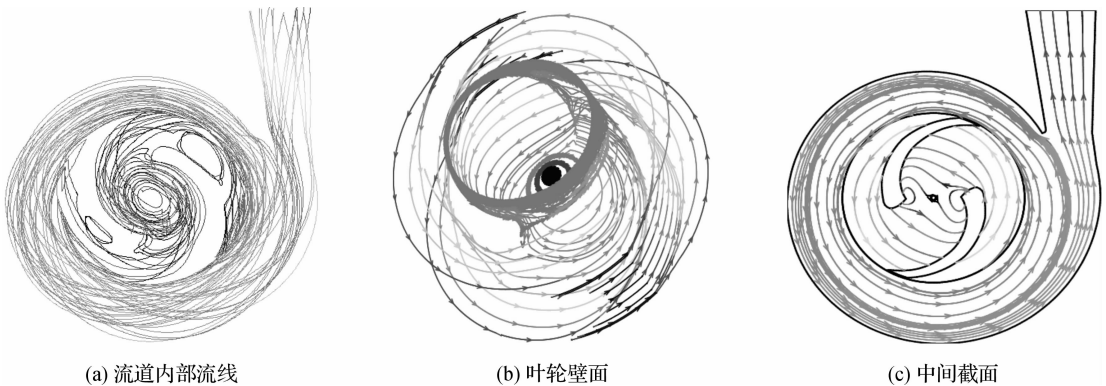


图 5 固液两相流流动迹线

由图 5(a)(b) 可知,两相流速度值从叶轮进口到出口逐渐增大,在叶轮流道内,两相流在吸水室内出现漩涡;而在叶轮壁面上,流动迹线较平滑,且在后盖板中间凸起部位(即安装的轴端螺母),液流绕凸起旋转数圈后流向叶轮出口,这将导致叶轮后盖板中部发生滑动磨损。由图 5(a)(c) 可知,在蜗壳流

道内,由于叶轮和蜗壳的耦合作用,液流进入蜗壳后绕流道旋转数圈后流向蜗壳出口,因此蜗壳壁面发生滑动磨损;而在蜗壳隔舌部位,液流运动迹线几乎与隔舌垂直,因此隔舌部位发生冲击磨损。

图 6 是叶轮和蜗壳整个流道在不同时刻水平截面上固相颗粒流动迹线分布。

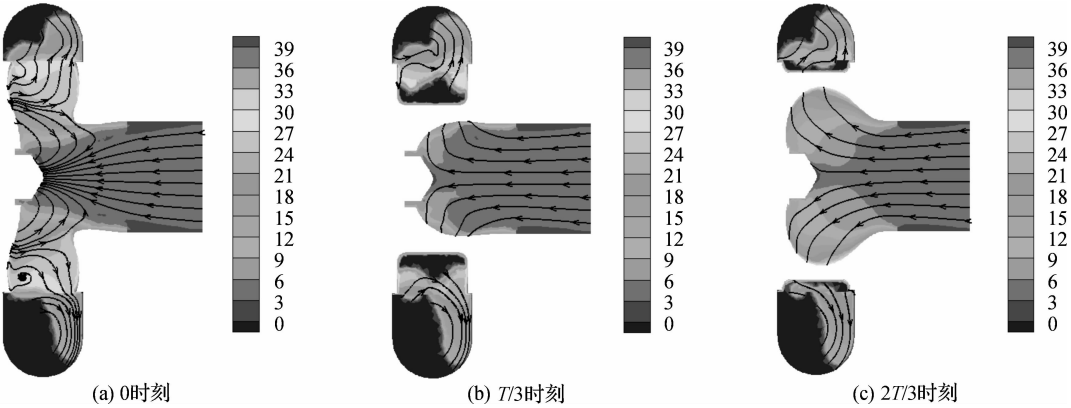


图 6 水平截面固相颗粒流动迹线

图 6 中数据条的数值代表固相颗粒速度值。据图可知,在不同时刻,叶轮和蜗壳内部固相流流动规律相似。固相流进入叶轮后,以接近直角的角度折向两个流道,其他部分流体则直接进入两个流道,这将导致叶轮后盖板中间部位发生冲击磨损;根据速度云图可知,蜗壳内靠近前壁面一侧(即与叶轮进口同一侧)固相颗

粒分布较多,则蜗壳前壁面比后壁面磨损程度严重。

2. 3. 2 叶轮内速度分布

叶轮中截面固液两相流和固相流的相对速度分布如图 7、图 8 所示。而图 9 是叶轮压力面和吸力面不同半径处(半径分别为 95、105、115、125 mm,如图 7(b) 所示)两相流速度值。



图 7 叶轮中截面两相流相对速度分布

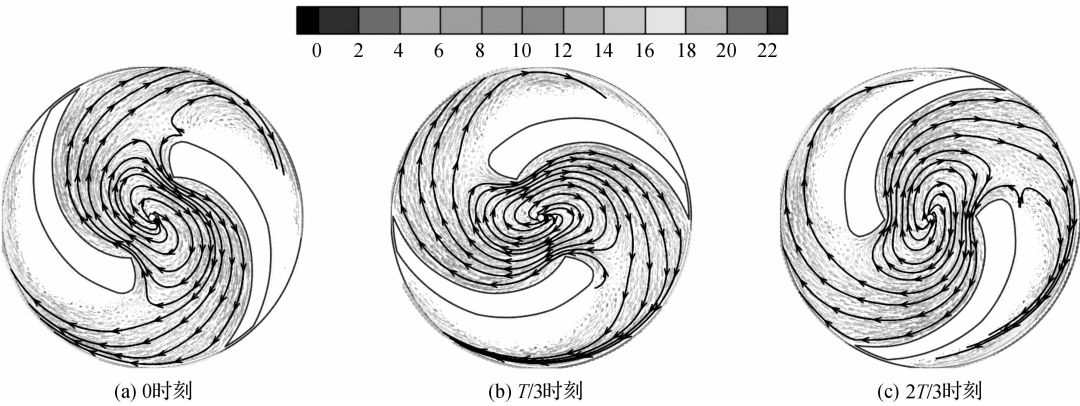


图 8 叶轮中截面固相相对速度分布

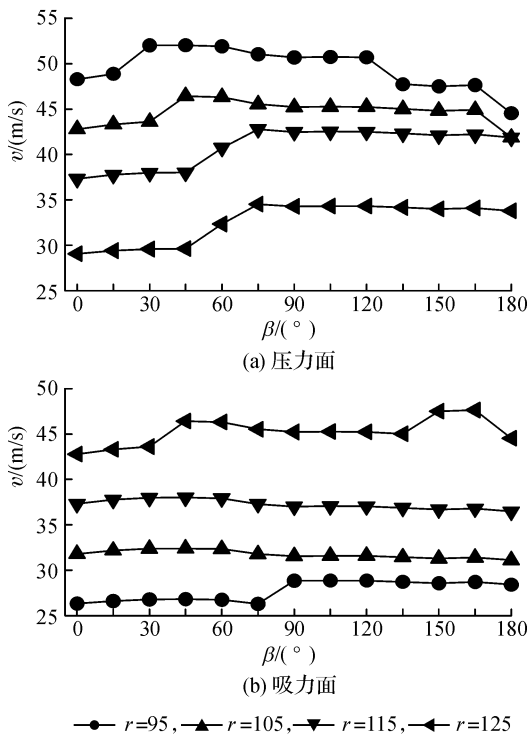


图 9 叶轮壁面不同半径处速度值

由图 7 可见,不同时刻,叶轮两个流道内的压水室均存在漩涡,则两相流会反复摩擦叶片压力面,因此压力面侧会出现滑动磨损。由图 8 可见,不同时刻,叶轮内固相颗粒分布规律相似,从流道吸力面侧到压力面侧,颗粒分布逐渐变小直至为零。且颗粒沿叶片吸力面向出口滑动,至出口处速度值最大(水平数据条数值代表固相颗粒相对速度值),则吸力面将发生滑动磨损。

由图 9 可知,在叶轮转过一个周期( $180^\circ$ )内,叶片压力面侧速度值随叶轮半径增大逐渐减小,而叶片吸力面侧速度值随叶轮半径增大逐渐增大,且靠近叶片出口处,吸力面侧速度值大于压力面侧,因此叶片吸力面出口处磨损程度较压力面严重。

### 2.3.3 蜗壳内速度分布

图 10 是蜗壳流道 I~VIII 共 8 个截面(见图 1 蜗壳平面图)的两相流速度分布和流动迹线。图 11 是蜗壳 I~VIII 截面壁面处两相流速度值,其中图 11(a)、(b) 分别是 8 个截面前壁面处一点(图 10(a)Front)、后壁面处一点(图 10(a)Back) 的速度值。

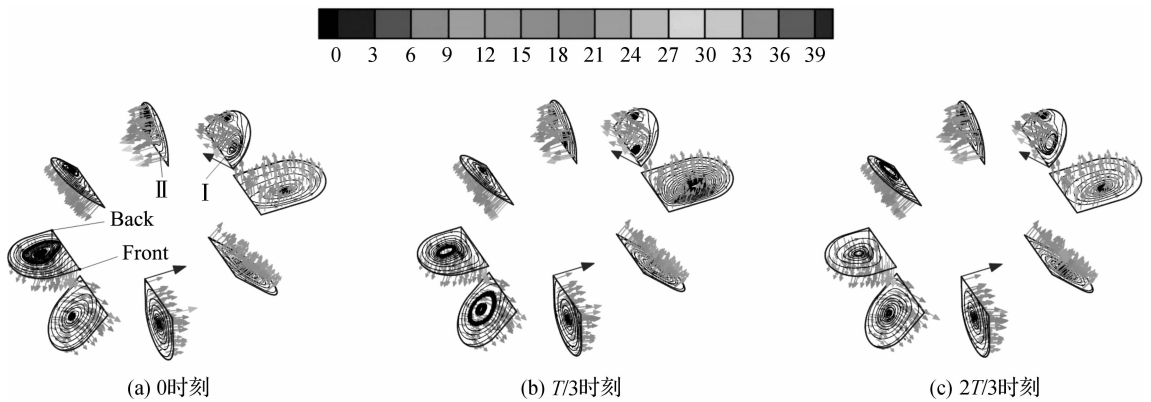
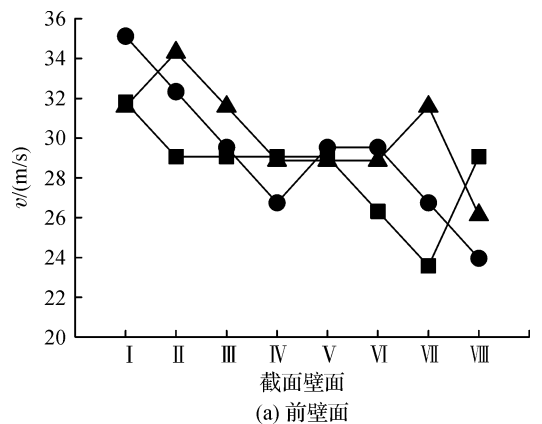


图 10 蜗壳 I~VIII 截面两相流速度分布

图 10 上方水平数据代表两相流速度值。由图 10 可知,不同时刻,蜗壳流道内两相流运动趋势基本一致,流体均是垂直于 I~VIII 横截面向蜗壳出口方向运动,同时,在 I~VIII 各个截面上,流体均绕截面中心轴(假想轴)做逆时针方向旋转运动,因此蜗壳内流体的空间运动是旋转着向前流动,如同扭麻花。而截面 I 上面出现两个逆时针漩涡,这是因为截面 I 靠近叶轮隔舌部位,流体受到隔舌的阻碍作用而生成两个漩涡。由图 11 可见,不同时刻,蜗壳流道 8 个截面的前壁面处的速度值大于后壁面处,且由于隔舌的影响,截面 I 和 II 壁面处的速度值大于其他截面,因此,蜗壳前壁面磨损程度较后壁面严重,截面 I 和 II

之间的壁面的磨损程度较其他区域严重。



(a) 前壁面

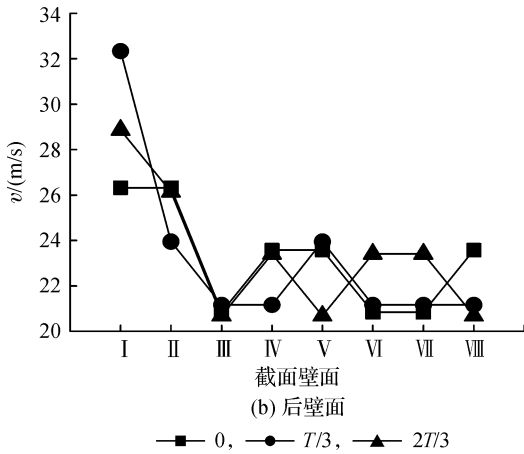


图 11 蜗壳 I ~ VIII 截面壁面处速度值

### 3 结 论

对双流道泵内固液两相流进行了非定常数值计算,得到如下结论:a) 泵的扬程和效率均呈现正弦波动周期变化规律,两者的变化存在大约  $60^\circ$  的相位差;b) 固体颗粒主要集中在叶轮的前、后盖板壁面和蜗壳进口前壁面处;且叶轮内的固相体积分数明显大于蜗壳内,则叶轮壁面的磨损破坏情况相对也较严重;c) 叶轮后盖板中间的轴端螺母处的磨损类型是冲击磨损为主,滑动摩擦为辅;压力面侧和吸力面侧均发生滑动磨损,且出口处吸力面侧磨损程度较严重;d) 蜗壳壁面主要发生滑动磨损,且蜗壳前壁面磨损程度较后壁面严重;隔舌附近壁面的磨损程度较其他区域严重,而隔舌部位主要发生冲击磨损。

### 参考文献:

[1] Bergeron P. The influence of the nature of the pumped

mixture and hydraulic characteristics on the design and the installation of liquid/solid mixture pumps[C]//5th Conference on Hydraulics Turbines Pumps Hydraulic, 1958; 597-605.  
 [2] Roco M C. Modeling erosion wear in centrifugal slurry pumps[C]//Symposium of 9th Intl. Conf. on Hydraulic Transport of Solid in Pipes, 1984; 291-316.  
 [3] Karimi A, Schmid R K. Ripple formation in solid-liquid erosion[J]. Wear, 1992, 156(1): 33-47.  
 [4] Mehta M, Kadambi J R, Sastry S, et al. Study of particulate flow in the impeller of a slurry pump using PIV [C]//ASME 2004 Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference (HT-FED2004), 2004; 489-499.  
 [5] Li Yi, Zhu Zuchao, He Zhaohui, et al. Abrasion characteristic analyses of solid-liquid two-phase centrifugal pump [J]. Journal of Thermal Science, 2010, 20(3): 283-287.  
 [6] 李 跌,何伟强,朱祖超,等. 脱硫泵固液两相流动的数值模拟与磨损特性[J]. 排灌机械, 2009, 27(2): 124-128.  
 [7] 朱祖超,崔宝玲,李 跌,等. 双流道泵输送固液介质的水力性能及磨损试验研究[J]. 机械工程学报, 2009, 45(12): 65-75.  
 [8] 朱祖超,崔宝玲,李 跌,等. 双流道泵输送固液两相混合物的水力试验研究[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2008, 42 (9): 1554-1557.  
 [9] 刘 娟,许洪元,唐 澍,等. 离心泵内固体颗粒运动规律与磨损的数值模拟[J]. 农业机械学报, 2008, 39(6): 54-59.  
 [10] Shum Y K, Tan C S, Cumpsty N A. Impeller diffuser interaction in a centrifugal compressor[J]. Journal of Turbo Machinery, 2000, 122(4): 777-786.  
 [11] Versteeg H K, Malalasekera W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: the Finite Volume Method[M]. New York: Wiley, 1995; 202-478.  
 [12] 张兆顺. 湍流理论与模拟[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005: 23-27.  
 [13] Chen C J, Jaw S Y. Fundamentals of Turbulence Modeling [M]. Washington: Taylor & Francis, 1998: 21-60.

## The Influence of Unsteady Solid-Liquid Two-Phase Flow on the Wear Performance of Double-Channel Pump

CUI Qiao-ling, LI Yi, JIN Shou-quan

(The Laboratory of Fluid Transmission Technology, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** The unsteady numerical simulation of solid-liquid two-phase flow in a double-channel pump is carried out using Fluent software based on mixture model and RNG  $k-\epsilon$  turbulent model. The influence of two-phase flow on wear performance of the double-channel pump is analyzed deeply. The results show that the pump's head and efficiency varies by sine law; Solid-phase particles mainly concentrated on shroud, hub and shroud wall of volute inlet; The raised region of hub center the is impact wear, the abrasive type is sliding wear; The abrasion type on volute wall is sliding wear, but tongue part is serious impact abrasion; The research results are conducive of providing theoretical basis of the double channel pump's performance prediction and optimization.

**Key words:** double-channel pump; unsteady; solid-liquid two-phase flow; abrasion

(责任编辑: 杨元兆)