

低比转数离心泵内部非定常流动特性数值预测*

裴吉 王文杰 袁寿其 孟凡 陈佳

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 为了深入研究低比转数离心泵在运行过程中内部的非定常不稳定流动现象的内在机理,采用 CFD 数值模拟的方法对模型泵内部三维湍流场进行数值计算,并根据离心泵速度三角形推导了用来直观定量衡量流动非定常强度的时均非定常强度系数。通过分析该时均非定常强度系数在低比转数模型泵中的分布可知,叶轮叶片背面附近流场非定常性较强,且流体流经叶片后缘产生的尾迹现象同样随时间波动明显。蜗壳流道出口管及靠近叶轮出口处流动非定常性较强。

关键词: 离心泵 低比转数 非定常流动 数值计算

中图分类号: TH311; O351.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)01-0079-05

引言

离心泵被广泛应用于石油、化工、水利等工农业领域,也是航空、舰船、潜艇等高技术装备的关键设备。离心泵中叶轮与蜗壳隔舌或导叶间的相互作用会在叶轮下游的压水室内产生时变的不稳定流动以及压力脉动^[1]。而非定常流动是影响离心泵稳定运行的一个主要因素,离心泵的旋转和静止部件都会受到非定常流动所产生的时变水力激励作用,进而产生流动诱导振动现象,这会使泵部件的材料疲劳,影响机器寿命。此外,在存在声音传播介质的条件下,非定常流动还会产生流动噪声并传播,不仅影响环境质量,对于隐秘性极高的潜艇等国防设备,更是降低了其隐秘的特性。因此,深入研究离心泵复杂的非定常流动特性对于建立低压力脉动、低振动噪声的离心泵水力设计方法,在泵设计阶段有效地抑制流动诱导振动噪声的发生是十分有必要的。

对于动静干涉引起的水泵非定常流动现象,学者们进行了大量的数值仿真和试验研究^[2~17]。通过对研究文献的分析可知,对非定常流场计算结果的处理往往较为简单,不能很好且深入地发现非定常流动的内在分布规律。为了定量、直观地得到离心泵内部流动的非定常强度,分析非定常流动的强弱分布,本文根据速度三角形推导来衡量非定常性的速度非定常强度系数和湍流强度系数,利用 CFD

求解 URANS 方程,得到动静干涉作用下的流动非定常强度分布,对叶轮流道和蜗壳流道内的非定常性分布进行分析。

1 数值计算模型与方法

1.1 模型泵参数

本文采用低比转数 IS65-50-160 单级单吸离心泵,图 1 为模型泵结构示意图。比转数 $n_s=65.6$,叶轮形式为后掠扭曲叶片,蜗壳为螺旋型,叶轮与蜗壳间隙为 6.7%,表 1 为泵的几何和性能参数。

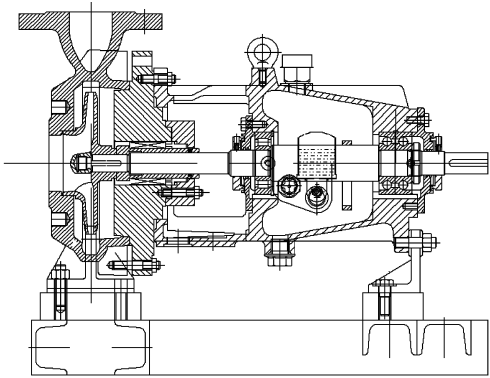


图1 模型泵结构示意图

Fig.1 Structure of model pump

1.2 控制方程与数值计算方法

本文研究的离心泵流场主要是由动静干涉作用引起的周期性非定常流动,是复杂的不可压三维粘性湍流流场。其控制方程为雷诺时均方程

收稿日期: 2013-01-09 修回日期: 2013-01-26

* “十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B04)、国家自然科学基金资助项目(51239005、51009072)和江苏大学高级人才启动基金资助项目(13JDG084)

作者简介: 裴吉,助理研究员,博士,主要从事流体机械非定常流动特性及流固耦合研究,E-mail: jpei@ujs.edu.cn

通讯作者: 袁寿其,研究员,博士生导师,主要从事流体机械及排灌机械研究,E-mail: shouqiy@ujs.edu.cn

表 1 泵的几何和性能参数

Tab.1 Geometry and performance parameters of the pump

参数	数值
泵进口直径 D_s/mm	65
叶轮进口直径 D_j/mm	65
叶片出口宽度 b_2/mm	7
出口安放角 $\beta_2/(\text{^\circ})$	37
蜗壳进口宽度 b_3/mm	20
比转数 n_s	65.6
设计扬程 H_d/m	32
泵出口直径 D_d/mm	50
叶轮出口直径 D_2/mm	165
叶片数 Z	6
蜗壳基圆直径 D_3/mm	176
隔舌安放角 $\varphi_0/(\text{^\circ})$	26
设计流量 $Q_d/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	25
转速 $n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	2 900

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] + F_i \tag{2}$$

$$\rho \bar{u}_i \bar{u}_j = -\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \tag{3}$$

式中 ρ ——液体密度
 $\bar{u}_i, \bar{u}_j$ ——雷诺时均速度
 $\bar{p}$ ——雷诺时均静压
 u_i', u_j' ——脉动量 μ_t ——湍流涡粘度
 μ ——动力粘性系数
 x_i, x_j ——笛卡尔坐标系坐标变量
 δ_{ij} ——Kronecker 函数 F_i ——体积力

计算过程中为了封闭控制方程,采用 SST $k-\omega$ 湍流模型计算,该模型考虑了湍流剪切应力的传输,从而不会对涡流粘度造成过度预测,能精确地预测流动的起始和负压梯度下的流动分离量。

对叶轮和蜗壳分别采用 BladeGen 和 Pro/E 5.0 进行三维建模,分别采用 TurboGrid 和 ICEM 进行网格划分,叶轮采用六面体结构网格,对壁面划分边界层。蜗壳采用适应性强的四面体网格,对隔舌处进行网格加密,同时划分边界层。所有计算区域壁面网格 $y^+ < 80$ 。计算域网格划分如图 2 所示。

采用 ANSYS CFX 12.1 对计算域进行非定常模拟设置,采用多重坐标系进行求解。进口边界条件为总压,出口边界条件为质量流量,叶轮和蜗壳交界面采用瞬态动静转子模型,壁面采用无滑移边界条件,近壁区由自动壁面函数处理。非定常数值模拟

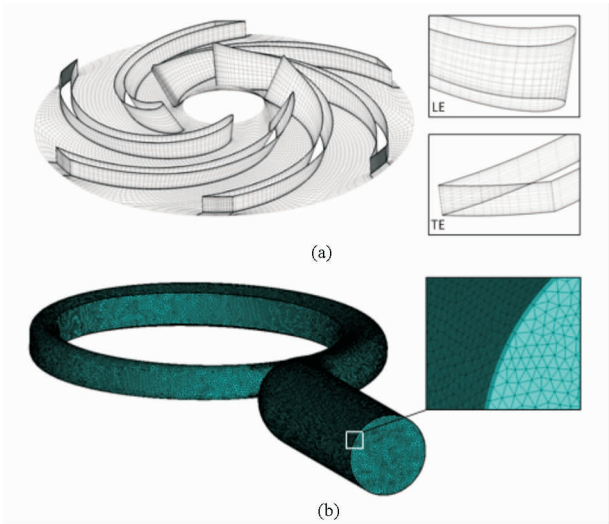


图 2 流体计算区域网格

Fig.2 Calculation grid of fluid domain

(a) 叶轮流道 (b) 蜗壳流道

将定常计算结果作为初始条件,时间步为叶轮每旋转 3° 的时间, $\Delta t = 1.724 \times 10^{-4} \text{ s}$,总时间 $t = 0.124 \text{ s}$,即叶轮旋转 9 圈,选择第 9 个周期的结果对模型离心泵周期流场非定常性进行分析。

2 离心泵流场非定常性计算方法

为了直观地衡量离心泵内部由叶轮蜗壳相互作用产生的周期性湍流流动的非定常强度,根据文献[2]定义了速度非定常强度系数 I_u, S_u 和湍流强度度量系数 T_u ,计算式为

$$I_u(x, y, \varphi) = \frac{\sqrt{\frac{1}{2} (W_u^2(x, y, \varphi) + W_r^2(x, y, \varphi))}}{U_2} \tag{4}$$

$$S_u(x, y, \varphi) = \frac{\sqrt{\frac{1}{2} (C_u^2(x, y, \varphi) + C_r^2(x, y, \varphi))}}{U_2} \tag{5}$$

$$T_u(x, y, \varphi) = \frac{\sqrt{K(x, y, \varphi)}}{U_2} \tag{6}$$

式中 W_u ——相对速度圆周周期波动量
 W_r ——相对速度径向周期波动量
 C_u ——绝对速度圆周周期波动量
 C_r ——绝对速度径向周期波动量
 K ——湍动能 U_2 ——叶轮出口速度

同时,在整个叶轮旋转周期上对定义的强度量进行累积的时均化处理,得到时均化的速度非定常强度系数 $\bar{I}_u, \bar{S}_u$ 和时均化的湍流强度度量系数 $\bar{T}_u$,以此在全面考虑了整个叶轮旋转周期内时变湍流流动结果的条件下对离心泵内部流动的非定常性进行评

价。计算式为

$$\bar{I}_u(x,y)=\frac{1}{T}\int_0^T I_u(x,y,\varphi_i)dt \tag{7}$$

$$\bar{S}_u(x,y)=\frac{1}{T}\int_0^T S_u(x,y,\varphi_i)dt \tag{8}$$

$$\bar{T}_u(x,y)=\frac{1}{T}\int_0^T T_u(x,y,\varphi_i)dt \tag{9}$$

式中 T ——叶轮旋转周期
 φ_i ——某瞬时刻叶轮的转动位置

3 结果与分析

图 3 所示是模型离心泵的试验和数值模拟性能曲线。分别定义了无量纲的流量系数和扬程系数对流量扬程进行表征。从图中可以得出,计算结果和试验结果趋势一致,试验扬程略高于计算扬程,扬程的最大相对误差为 4.8%,计算效率略高于试验效率,计算模型较准确地预测了低比转数离心泵的外特性,数值计算结果较为可信。

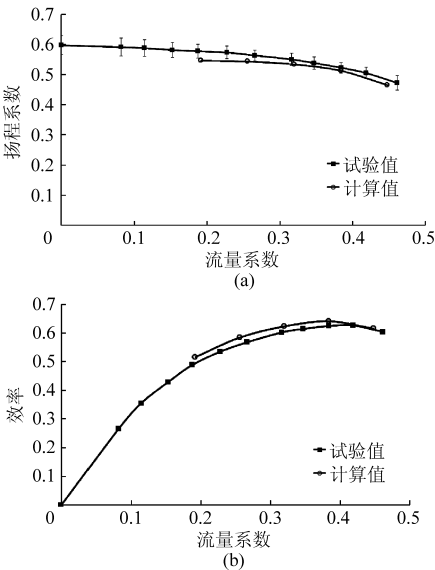


图 3 泵性能对比

Fig. 3 Comparison between measured and calculated pump performance results

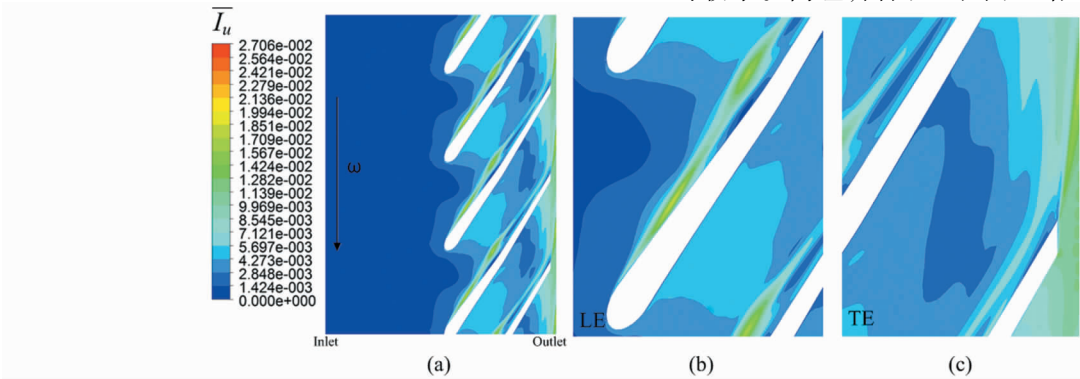


图 5 设计工况下中截面 $\bar{I}_u$ 分布

Fig. 5 $\bar{I}_u$ distribution on mid-section of impeller under the designed condition

(a) 整个叶轮流道 (b) 叶片前缘位置 (c) 叶片后缘位置

图 4 所示是模型离心泵中截面相对速度矢量在一个时刻下的分布,其中,叶轮流道的分析在“Blade to Blade”坐标下进行。从图中可以看出,在叶轮流道中,压力面附近出现了明显的低速区,在一定程度上堵塞了流道。而在叶片背面附近可以看出流动相对较平稳。对于蜗壳流道,蜗壳出口管内流动形式较为复杂,出现了明显的低速区。但是这种分析对于叶轮和蜗壳流道内流动现象的探究只局限于某一个特定时刻,未对这个流动现象在整个旋转周期时间内的变化强度给出明确的结果,无法很好地衡量整个流道内“非定常”的程度。

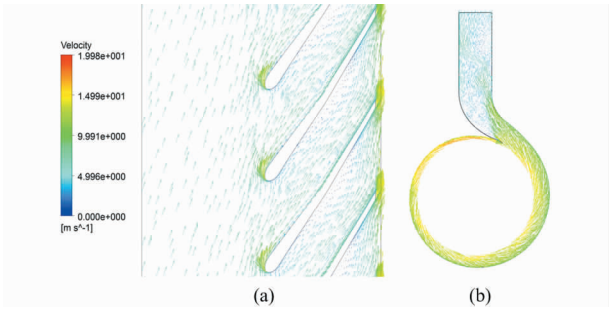


图 4 中截面相对速度矢量分布

Fig. 4 Relative velocity distribution on mid-section

(a) 叶轮流道 (b) 蜗壳流道

因此,采用所定义的衡量整个旋转周期内的时均非定常强度系数对流道内的非定常流动进行分析。图 5 是设计工况下中截面时均相对速度非定常强度系数分布,其中图 5a 是整个叶轮内的分布结果,图 5b 和 5c 分别是叶片前缘(LE)和后缘(TE)附近的分布结果。由于叶轮进口处假定流动均匀,整个计算时间内速度波动很小,因此非定常性很弱。当流动接近叶片前缘处时,由于叶片对流动的作用使得流速发生改变,并影响了附近上游位置的流动,从而产生了一定程度的非定常强度,但结果表明叶轮前缘附近非定常系数相对较小。同理,由图 5b 和图 4 结果对比可知,尽管

在某时间点上,叶片背面处流动较平稳,但这种平稳的流动在时间尺度上的变化是剧烈的。这是因为在叶片背面处较易发生流动分离现象,这种流动分离现象受到动静干涉作用影响不是时间上连续的,可能是周期性发生的,因此,在某些时间点的结果上无法得到,但非定常性强度计算则可发现这种时间上的流动不稳定。由图 5c 可知,流体流经叶片后缘产生的尾迹现象同样随时间变化明显,可能的原因是此处流动受到的动静干涉作用强,因此在考虑整个旋转周期的条件下,非定常效应明显。

图 6 所示是设计工况下中截面时均绝对速度非定常强度系数分布。可以看到,该模型泵在蜗壳出口管内流动随时间变化剧烈。在蜗壳流道内,靠近叶轮出口处流动周期性变化相对较强,因为此处的流动受到叶轮出口处非对称的流动和所产生的尾迹流的影响最明显。

图 7 所示是设计工况下叶轮流道中截面时均湍流强度系数分布,其中图 7a 是整个叶轮内的分布结

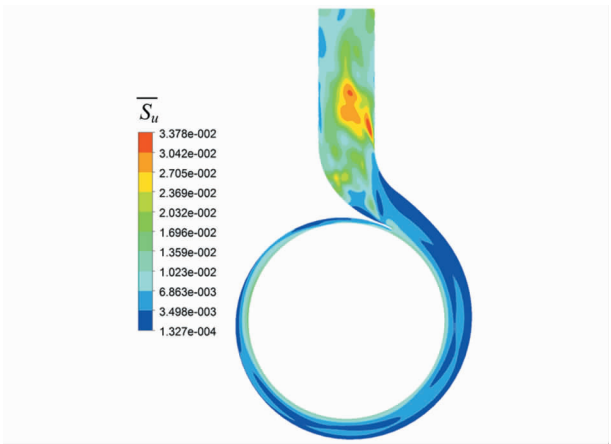


图 6 设计工况下中截面 $\bar{S}_u$ 分布

Fig. 6 $\bar{S}_u$ distribution on mid-section of volute under the designed condition

果,图 7b 和 7c 分别是叶片前缘和后缘附近的分布结果。从图中可以看出,在叶片背面的湍动能变化较为剧烈,且叶片后缘尾迹区内湍动能的变化也明显。这说明上述位置在叶轮旋转过程中,产生了变化剧烈的湍流流动。

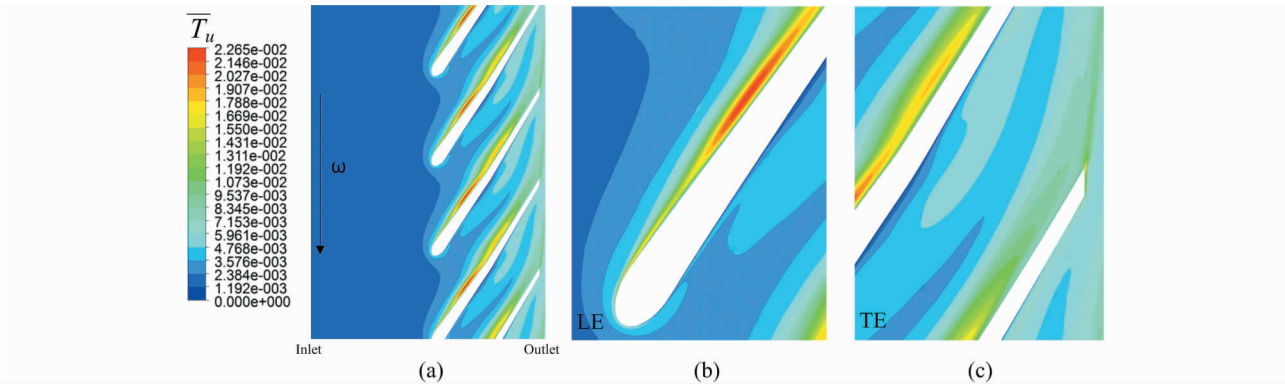


图 7 设计工况下叶轮流道中截面 $\bar{T}_u$ 分布

Fig. 7 $\bar{T}_u$ distribution on mid-section of impeller under the designed condition

(a) 整个叶轮流道 (b) 叶片前缘位置 (c) 叶片后缘位置

图 8 和图 9 是设计工况下一个叶轮流道内工作面到背面圆周上 $\bar{I}_u$ 和 $\bar{T}_u$ 分布,结果给出了前盖板到后盖板不同叶片高度截面上叶片长度 1/2 处以及

中截面叶片长度 3/4 处的工作面到背面的时均强度系数分布。从图中可以看出,在叶片长度 1/2 处不同叶片高度上工作面到背面 $\bar{I}_u$ 分布有明显差别,叶

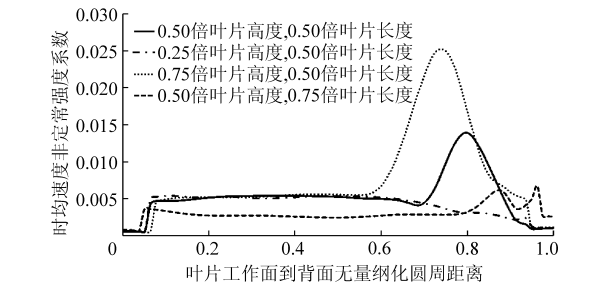


图 8 设计工况下工作面到背面圆周上 $\bar{I}_u$ 分布

Fig. 8 $\bar{I}_u$ distribution on the circumference from blade pressure side to suction side under the designed condition

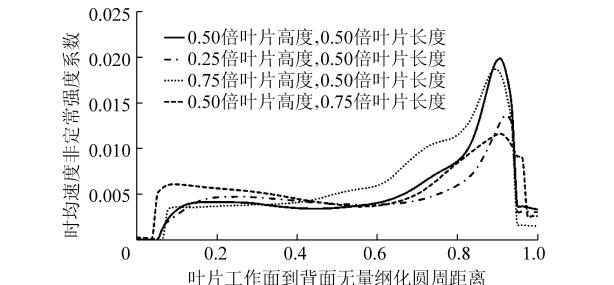


图 9 设计工况下工作面到背面圆周上 $\bar{T}_u$ 分布

Fig. 9 $\bar{T}_u$ distribution on the circumference from blade pressure side to suction side under the designed condition

片中截面和前盖板附近截面在靠近叶片背面区域有明显的峰值,说明此处非定常强度达到最大值。此外,中截面叶片长度 $3/4$ 处由工作面到背面 $\bar{T}_u$ 值分布较小,且较稳定。工作面到背面的 $\bar{T}_u$ 分布在不同叶片高度截面和叶片长度处,趋势相同,叶轮流道内靠近工作面区域湍流强度变化较小,在叶片出口附近,湍流强度变化剧烈。

4 结论

(1) 低比转数泵叶轮叶片背面附近相对速度在整个旋转周期内变化剧烈,且流体流经叶片后缘产

生的尾迹现象同样随时间变化明显。

(2) 在蜗壳出口管内流动绝对速度随时间变化剧烈。在蜗壳流道内,靠近叶轮出口处流动周期性变化相对较强。

(3) 在叶片背面的湍动能变化较为剧烈,且叶片后缘尾迹区内湍流不稳定效应同样明显。

(4) 在离心泵水力优化设计过程中,可根据该方法,通过改变不同几何参数,控制不同位置流动的非定常强度,在保证一定水力性能的前提下,得到非定常程度较低的低比转数离心泵水力模型。

参 考 文 献

- 1 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
- 2 Feng J, Benra F-K, Dohmen H J. Investigation of periodically unsteady flow in a radial pump by CFD simulations and LDV measurements[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2011, 133(1): 011004.
- 3 Feng J, Benra F-K, Dohmen H J. Unsteady flow visualization at part-load conditions of a radial diffuser pump: by PIV and CFD [J]. Journal of Visualization, 2009, 12(1): 65 ~ 72.
- 4 Feng J, Benra F-K, Dohmen H J. Qualitative comparison of unsteady flow between numerical and experimental results in a radial diffuser pump[J]. Journal of Visualization, 2007, 10(4): 349 ~ 357.
- 5 Feng J, Benra F-K, Dohmen H J. Investigations on turbulence and blade orientation effects in a radial diffuser pump by laser doppler velocimetry[J]. Proc. IMech E, part A: Journal of Power and Energy, 2009, 223(8): 991 ~ 999.
- 6 Feng J, Benra F-K, Dohmen H J. Numerical investigation on pressure fluctuations for different configurations of vaned diffuser pumps[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2007: 1 ~ 10.
- 7 Dong R, Chu S, Katz J. Quantitative visualization of the flow within the volute of a centrifugal pump—part B: results[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1992, 114(3): 396 ~ 403.
- 8 Akin O, Rockwell D. Flow structure in a radial flow pumping system using high-image-density particle image velocimetry[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1994, 116(3): 538 ~ 544.
- 9 Ubaldi M, Zunino P, Barigozzi G, et al. An experimental investigation of stator induced unsteadiness on centrifugal impeller outflow[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(1): 41 ~ 54.
- 10 Chu S, Dong R, Katz J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump—part A: use of PDV DATA to compute the pressure field[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1): 24 ~ 29.
- 11 Chu S, Dong R, Katz J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuation, and noise in a centrifugal pump—part B: effects of blade tongue interactions[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1): 30 ~ 35.
- 12 Kaupert K A, Staubli T. The unsteady pressure field in a high specific speed centrifugal pump impeller—part I: influence of the volute[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(3): 621 ~ 626.
- 13 Kaupert K A, Taubli S T. The unsteady pressure field in a high specific speed centrifugal pump impeller—part II: transient hysteresis in the characteristic[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(3): 627 ~ 632.
- 14 Shi F, Tsukamoto H. Numerical study of pressure fluctuations caused by impeller-diffuser pump stage[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(3): 466 ~ 474.
- 15 Gonzalez J, Santolaria C. Unsteady flow structure and global variables in a centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(5): 937 ~ 946.
- 16 袁寿其, 周建佳, 袁建平, 等. 带小叶片螺旋离心泵压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2012, 43(3): 83 ~ 87, 92. Yuan Shouqi, Zhou Jianjia, Yuan Jianping, et al. Characteristic analysis of pressure fluctuation of unsteady flow in screw-type centrifugal pump with small blade [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(3): 83 ~ 87, 92. (in Chinese)
- 17 靳栓宝, 王永生, 常书平, 等. 混流泵内流场压力脉动特性研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(3): 64 ~ 68. Jin Shuanbao, Wang Yongsheng, Chang Shuping, et al. Pressure fluctuation of interior flow in mixed-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(3): 64 ~ 68. (in Chinese)

Chongqing University, 2002,25(12):7~10. (in Chinese)

14 Zhang Renhui, Zheng Kai, Yao Longhou. The optimization of low specific speed centrifugal pump based on income-plete sensitivitie[C]. 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, 2012.

15 张人会,郑凯,杨军虎,等. 离心泵叶轮的参数化设计[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(4):417~421.

Zhang Renhui, Zheng Kai, Yang Junhu, et al. Parametric design of centrifugal pump impeller[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012,30(4):417~421. (in Chinese)

New Inverse Method of Centrifugal Pump Blade
Based on Free-form Deformation

Zhang Renhui^{1,2} Guo Miao¹ Yang Junhu¹ Liu Yi¹ Li Rennian¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China
2. Anhui Sanlian Pump Industry Co., Ltd., Hexian 238200, China)

Abstract: A new inverse method for centrifugal pump blade based on free-form deformation, which is used to parametric control of the pump blade shape, was proposed. The blade was implanted to a trivariate control volume which is equally subdivided by control lattices. The control volume can be deformed by moving the control lattices in it, thereupon the object is deformed. The parametric method for the blade shape according to the distribution of the blade load was proposed, and the lattices deformation function was constructed. The deformation of the lattices was implemented according to the three dimensional turbulent flow solve in pump and the desired load distribution of blade. At last, the blade shape was controlled by the physical parameters. The calculation case shows that the proposed inverse method based on FFD method is rational.

Key words: Centrifugal pump Blade Free-form deformation Inverse problem

(上接第 83 页)

Numerical Prediction of Inner Flow Unsteadiness in a Low-specific
Speed Centrifugal Pump

Pei Ji Wang Wenjie Yuan Shouqi Meng Fan Chen Jia

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

Abstract: To decrease the flow unsteadiness in pump hydraulic design procedure as much as possible, the inner flow unsteadiness intensity and distribution should be understood. For analyzing the unsteady flow phenomenon in low-specific speed centrifugal pump, CFD software was employed to simulate the 3-D unsteady fluid flow in the pump, and meanwhile the time-averaged unsteadiness intensity coefficients were defined based on velocity triangle in order to directly depict the flow unsteadiness. By analyzing the distributions of the intensity coefficients in the low-specific speed pump, the results show that stronger flow unsteadiness can be found near blade suction side, and in the wake flow area the flow varies with time strongly. In addition, strong flow unsteadiness is also significant in the discharge tube and the area near impeller outlet of the volute.

Key words: Centrifugal pump Low-specific speed Inner flow unsteadiness Numerical simulation