

离心泵内部不稳定流场压力脉动特性分析*

王 洋 代 翠

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

【摘要】 离心泵内部流场压力脉动是影响机组运行稳定性的关键因素,采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和滑移网格技术研究泵内部非定常流动,得到了不同工况下监测点的压力脉动情况,并对其进行了频域分析。分析结果表明,叶轮与隔舌间的动静干扰是产生压力脉动的主要脉动源,并在整个离心泵流道内传播;且在不同工况下,叶片通过频率均占主导地位,压力面脉动幅值大于吸力面脉动幅值;蜗壳出口同一测面脉动情况近似。

关键词: 离心泵 非定常 压力脉动 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)03-0091-05

Analysis on Pressure Fluctuation of Unsteady Flow in a Centrifugal Pump

Wang Yang Dai Cui

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

Abstract

The pressure fluctuation of interflow fields in a centrifugal pump is a major factor affecting unit operating stability. The unsteady flow feature was investigated by RNG $k-\varepsilon$ turbulence model with sliding mesh technology. The pressure fluctuation and the corresponding frequency spectra at different monitoring points for different operating conditions were obtained. The results showed that the main factor, which created the pressure fluctuation in the pump, was the interaction between the impeller and the tongue, and the pressure pulsation spread widely inside the whole passage. The results also indicated that the blade passage frequency dominated for all operating conditions. The amplitude of the pressure fluctuations on the pressure side of the blade passage is larger than that on the suction side, and the pressure fluctuation was similar at the same measured surface for the outlet.

Key words Centrifugal pump, Unsteady, Pressure fluctuation, RNG $k-\varepsilon$ turbulence model

引言

研究表明,旋转叶片与静止蜗壳间的相对运动、偏离最优工况时吸水室水流圆周运动、局部空化和二次流等因素所产生的压力脉动,会引起系统及设备的振动及噪声,严重时甚至会损坏系统设备^[1~2]。因此,为了提高离心泵运行稳定性,对其压力脉动特性的研究显得尤为重要。

泵内非稳定流场的压力脉动特性研究,主要有试验和数值计算两种方法。由于成本过高,采用试验手段监测泵内(特别是转动的叶片上)压力脉动

通常比较困难。随着计算流体动力学技术的发展,水力机械流场计算目前已发展到全三维、黏性、非定常阶段,国内外已有相当深入的研究成果^[3]。为此,本文以某低比转数标准离心泵作为研究对象,通过三维非定常计算,对不同工况下隔舌,叶片吸力面、压力面以及泵出口进行监测,并采用 FFT 变换对压力脉动的幅值和频率进行分析。

1 数值计算方法

由于叶轮复杂的几何形状,蜗壳非对称的几何结构,流体粘性以及叶轮、蜗壳动静部件间的相互干

收稿日期: 2009-05-26 修回日期: 2009-12-08

* 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2006AA100211)

作者简介: 王洋,研究员,主要从事流体机械及工程的研究, E-mail: pgwy@ujs.edu.cn

涉等,使得离心泵内的流动为具有强旋转效应的全三维、黏性、非定常的极其复杂的湍流流动。对于不可压缩牛顿流体的非定常流动,笛卡尔坐标系下的连续方程与运动方程可表示为^[4]

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + S_i \end{cases} \quad (1)$$

式中 u_j ——笛卡尔坐标(x, y, z)

ρ ——流体的密度

u_i ——沿 x_i 方向的流动速度

p ——压力 S_i ——源项

μ ——层流动力黏性系数

为了使上述方程组封闭,对于湍流的处理方式,本文采用的 RNG $k-\varepsilon$ 模型为^[5]

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + \rho \varepsilon \quad (2) \\ \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} &= \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) &+ \frac{C_{1\varepsilon}^*}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3) \end{aligned}$$

其中

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$C_\mu = 0.0845 \quad \alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39$$

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3}$$

$$C_{1\varepsilon} = 1.42 \quad C_{2\varepsilon} = 1.68$$

$$\eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon} \quad E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

$$\eta_0 = 4.377 \quad \beta = 0.012$$

2 离心泵内部不稳定流场的数值模拟

2.1 计算对象及网格划分

泵叶轮几何尺寸及设计工况参数如下:叶轮出口直径 $D_2 = 198$ mm,叶片数 $z = 6$,设计流量 $Q_d = 25$ m³/h,设计扬程 $H_d = 50$ m,转速 $n = 2900$ r/min,比转数 $n_s = 47$ 。

通过 Pro/E 进行实体建模,然后导入 gambit 进行网格划分。建模时,为了避免进口漩涡区对流场以及流量的影响,在叶轮进口加一段进口管;考虑到出口边界条件对蜗壳出口流场以及收敛性的影响,在蜗壳出口加一段出口管。应用适应性强的非结构化混合网格对整个计算域(包括进出口管、叶轮和蜗壳)划分网格。Miguel Asuaje 等^[6]指出随着网格数的增加,由网格引起的求解误差会逐渐缩小,直至

消失。为此本文分析了稳态下网格数对扬程的影响,发现当网格尺寸小于等于 2 时,已满足网格无关性要求。因此,本文选用网格尺寸 2,最终整个计算域网格数 467 204,节点数 100 869,如图 1 所示。

2.2 计算求解

应用商用软件 Fluent 进行离心泵内部不稳定流场的数值模拟。采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,非耦合隐式方案进行求解,时间项离散采用二阶全隐格式^[7]。压力项采用二阶中心差分格式,其他项采用二阶迎风差分格式,压力和速度的耦合求解采用适于非定常计算的 PISO 算法^[8]。

进口边界指定为速度进口条件,其值通过流量和进口过流面积确定,并给定湍动能和湍流耗散率值。出口边界指定为自由出流条件,认为泵内流动在出口部分已达到充分发展状态。旋转叶轮与静止蜗壳间动静交界面的信息传递,引入滑移网格技术^[9]进行处理。固壁采用无滑移壁面条件,近壁区域采用标准壁面函数来求解近壁面区域内的低雷诺数流动。

以稳态计算结果作为非定常计算的初始条件,计算精度为 10^{-5} 。为足够分辨内部流场的非定常信息,时间步长设置为 5.747×10^{-5} s,每一时间步长叶轮转过 1° 。

2.3 压力计算面及计算点位置

本研究选择泵的 4 个运行工况进行计算, Q 分别为 $0.6Q_d$ 、 $0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.2Q_d$, Q_d 为设计点流量。为了监测泵内各处压力脉动,在隔舌、叶片流道压力面进出口、吸力面进出口以及蜗壳出口同一侧面设置了监测点,如图 2 所示。

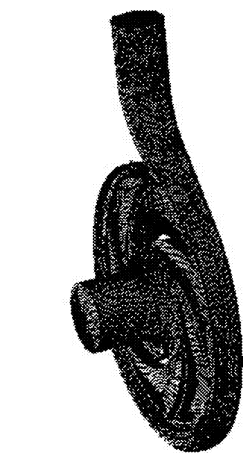


图 1 计算域及网格
Fig.1 Computational domain and unstructured mesh

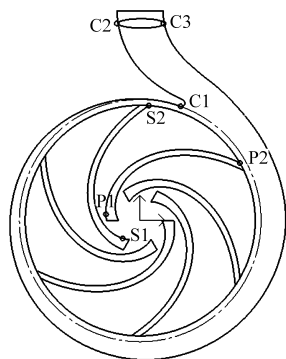


图 2 压力监测点位置
Fig.2 Pressure monitoring locations

3 数值预测结果与分析

3.1 外特性数值计算结果

数值计算与试验得到的流量-扬程及流量-效率

曲线如图 3、4 所示。其中各工况点的数值计算值是在叶片一个旋转周期内均匀地取 4 个时刻的数值进行平均。

从图 3、4 中可以看出,RNG $k-\varepsilon$ 方法能够比较准确地预测泵的外特性,数值计算与试验结果在趋势上基本一致,除 $0.6Q_d$ 工况的效率预测相对误差超过 5% 以外,其他各工况点扬程和效率预测相对误差均在 5% 以内。由此可以断定,采用此方法得到的非定常流场计算结果是可信的。

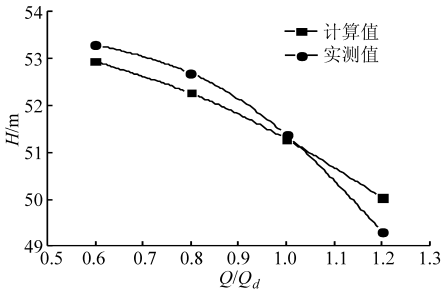


图 3 流量-扬程曲线

Fig. 3 Curves of head and flow rate

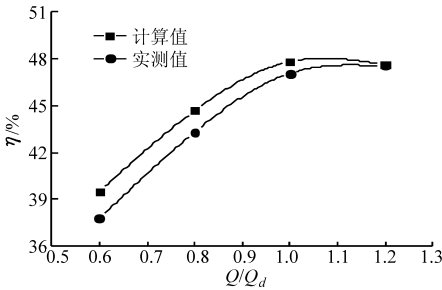


图 4 流量-效率曲线

Fig. 4 Curves of efficiency and flow rate

3.2 压力脉动计算结果及分析

压力系数定义为 $C_p = \Delta p / (0.5\rho u_2^2)$,其中 Δp 为压力及其平均值之差, ρ 为密度, u_2 为叶轮出口圆周速度。

不同工况隔舌 C1 处的压力脉动时域特性,如图 5 所示。图 6 为其通过快速傅里叶变化(FFT)得到的对应频域特性。可以看出,隔舌处的压力脉动随着叶轮的旋转呈准周期性变化,即每当叶轮叶片经过隔舌时,就会产生旋转叶片与静止蜗壳间的动静干扰;且此离心泵在偏流量工况下,周期性依然很

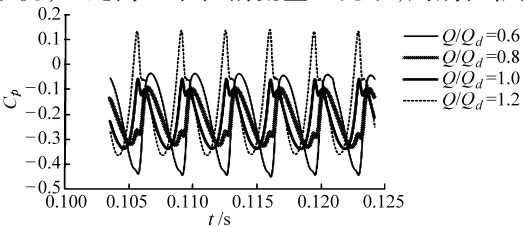


图 5 不同工况隔舌 C1 处压力脉动时域图

Fig. 5 Pressure fluctuations of the tongue location C1 at different operating conditions

明显。在各种工况下,压力脉动的频率以叶频 $f_n = 291.6\text{ Hz}$ 为主。图 7 给出了各工况下隔舌处的压力脉动最大幅值。从图 6 和图 7 中可以看出,设计流量的脉动幅值最小,而泵一旦偏离设计流量运行时,脉动幅值将会增大,在 $0.6Q_d$ 和 $1.2Q_d$ 工况,隔舌处压力脉动最大幅值分别为设计工况的 1.49 和 1.75 倍。

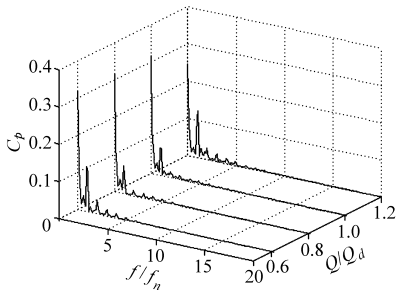


图 6 不同工况隔舌处 C1 压力脉动频域图

Fig. 6 Frequency spectra of pressure fluctuations of the tongue location C1 at different operating conditions

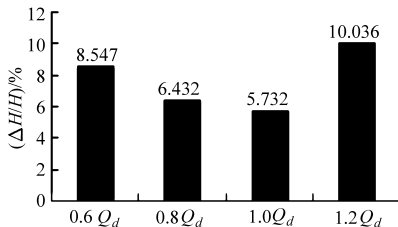


图 7 不同工况隔舌处压力脉动最大幅值

Fig. 7 Pressure fluctuation maximum amplitude of the tongue location at different operating conditions

图 8 为设计工况监测点 P1、P2、S1、S2 的压力脉动频域特性。可以看出,各监测点主频为叶频及其倍频。各监测点的压力脉动最大幅值对比情况如图 9 所示。从图 8 和图 9 中可以看出,脉动幅值沿叶片流道从前缘到后缘,压力脉动幅值逐渐增大,其中 P2 处最大脉动幅值为 P1 处的 1.93 倍,S2 处最大脉动幅值处为 S1 处的 1.67 倍。且压力面脉动幅值大于吸力面脉动幅值,其中 P1 处最大脉动幅值为 S1 处的 1.65 倍,P2 处最大脉动幅值为 S2 处的 1.90 倍。

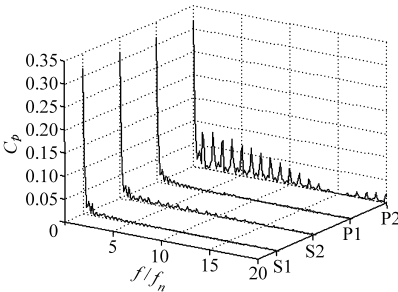


图 8 设计工况 P1、P2、S1、S2 处的压力脉动频域图

Fig. 8 Frequency spectra of pressure fluctuations of P1,P2,S1,S2 on design point

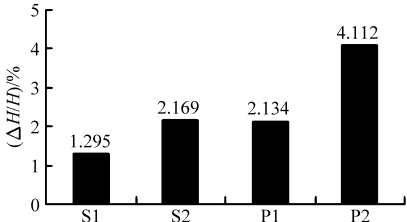


图 9 设计工况 P1、P2、S1、S2 处的压力脉动最大幅值

Fig. 9 Pressure fluctuation maximum amplitude of P1, P2, S1, S2 on design point

与设计工况隔舌处的压力脉动特性比较可知,其主频相同,但振幅明显小于隔舌处,这一现象说明隔舌处强烈的压力脉动是引起振动及噪声和影响机组运行稳定性的最重要因素,且该压力脉动会向上游传递到叶轮进口,但能量逐渐减小。

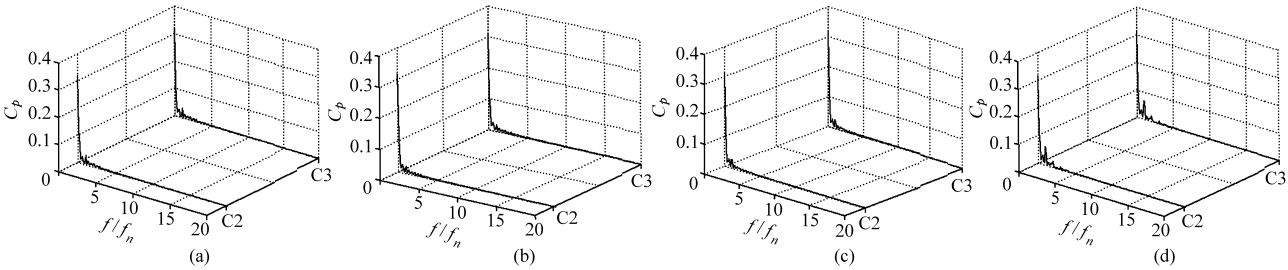


图 10 不同工况 C2、C3 处压力脉动频域图

Fig. 10 Frequency spectra of pressure fluctuation of C2, C3 at different operating conditions

(a) $Q/Q_d = 0.6$ (b) $Q/Q_d = 0.8$ (c) $Q/Q_d = 1.0$ (d) $Q/Q_d = 1.2$

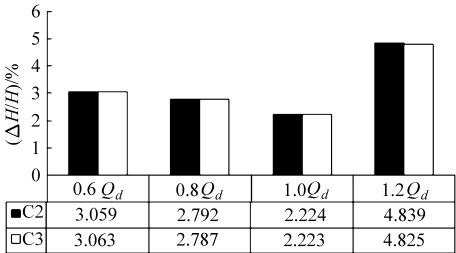


图 11 不同工况 C2、C3 处压力脉动最大幅值

Fig. 11 Pressure fluctuation maximum amplitude of C2, C3 at different operating conditions

3.3 中截面上流场分析

由设计工况下隔舌处的压力脉动变化规律可知 $t = 0.104\ 652\ 4\text{ s}$ 时,隔舌处监测点出现最低压力脉动值; $t = 0.105\ 801\ 8\text{ s}$ 时,隔舌处监测点出现最高压力脉动值。读取两时刻轴截面上的相对速度和静压分布,如图 12、13 所示。从图中可以看出,蜗壳喉部为蜗壳内循环流体与叶片流道排出流体的混合区域,流动最为复杂。随着叶轮的旋转,当叶片流道靠近隔舌以及远离隔舌时(图 12),叶道与隔舌距离适当,叶片流道与蜗壳出口瞬时接通,流体从叶片流道高速向蜗壳排出,流向蜗壳环形腔的流体和另一部分流向蜗壳喉部的流体相互作用不是很剧烈,因而静压分布均匀,变化不大,隔舌附近区域压力脉动最小。

图 10 为不同工况 C2、C3 处压力脉动频域图。图 11 给出了不同工况 C2、C3 处的压力脉动最大幅值对比情况。可以看出,蜗壳出口同一侧面两测点压力脉动的主频及其幅值基本保持一致,这说明由叶轮与隔舌的相互作用产生的压力脉动随着流体的运动向下游传递到同一截面时,主要的能量成分基本相同。且向下游传递过程中,压力脉动的变化呈现平缓趋势,幅值大大地衰减;但压力脉动的频率成分还是很好地保持。图 10 中,蜗壳出口的压力脉动主频与图 6 所示隔舌处基本一致,只是振幅明显低于隔舌处。偏离设计工况时,压力脉动幅值同样较大。在 $0.6Q_d$ 工况,蜗壳出口处的压力脉动最大幅值约为设计工况的 1.38 倍,而 $1.2Q_d$ 工况,约为设计工况的 2.18 倍。

图 13 中叶片流道刚好掠过隔舌,叶道与隔舌距离很小,叶片流道内的流体排出受阻,隔舌附近速度的大小、方向变化很大,非定常特性明显,压力脉动最大。

4 结论

- (1) 离心泵内的压力脉动主要集中在中频段,在多数情况下叶频为 291.6 Hz,即转频与叶轮叶片数的乘积。
- (2) 由于旋转叶轮与静止蜗壳相互干扰所产生的中频压力脉动中,隔舌起着绝对作用,是产生压力脉动的主要脉动源。在水力及结构设计中应予以高度重视和深入研究。
- (3) 该压力脉动在整个离心泵流道内传播,会随着流体的运动向下游传递,引起蜗壳内的压力脉动,并且也会影响叶轮进口。在叶轮中沿叶片流道从前缘到后缘,压力脉动幅值逐渐增大,且压力面脉动幅值大于吸力面。
- (4) 偏离设计工况时,压力脉动幅值较大。在 $0.6Q_d$ 工况下,蜗壳出口处的压力脉动最大幅值约为设计工况下的 1.38 倍,而 $1.2Q_d$ 工况下,约为设计工况下的 2.18 倍。这就要求尽量避免在偏离设计工况较远的大流量工况下运行。

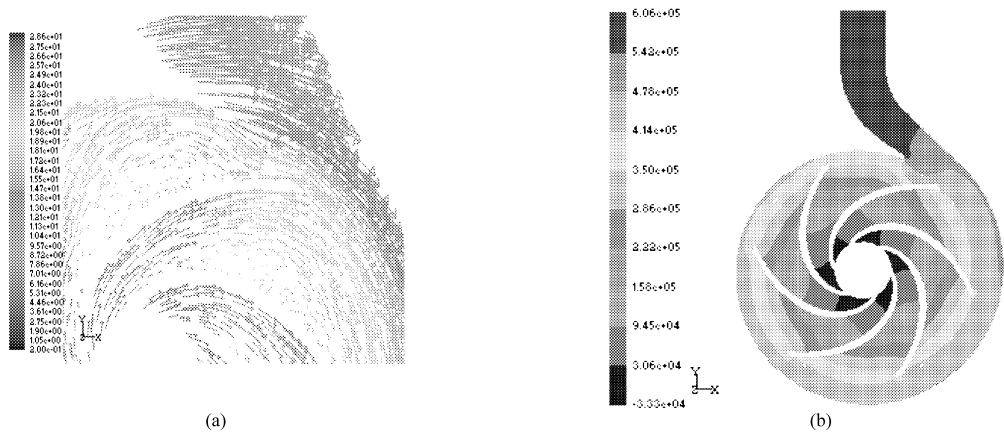


图 12 $t = 0.104\ 652\ 4\ \text{s}$ 轴截面上的相对速度和静压分布

Fig. 12 Relative velocity and static pressure distribution at axial section for $t = 0.104\ 652\ 4\ \text{s}$

(a) 相对速度分布 (b) 静压分布

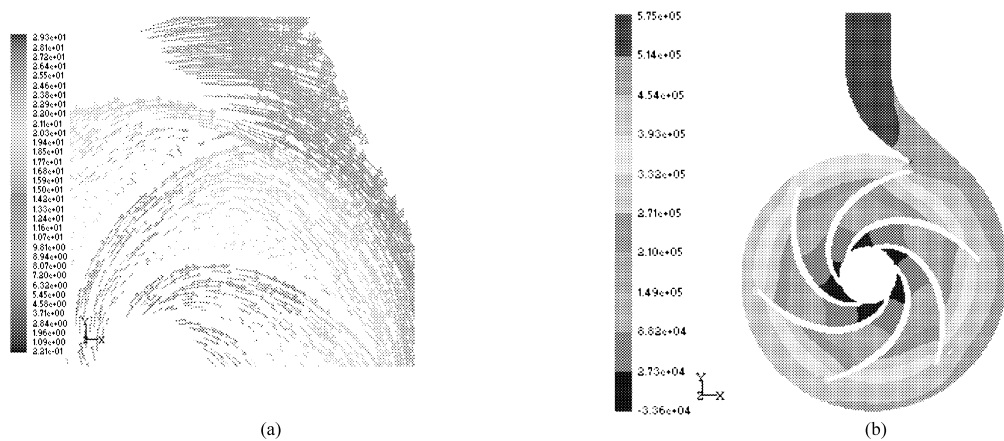


图 13 $t = 0.105\ 801\ 8\ \text{s}$ 轴截面上的相对速度和静压分布

Fig. 13 Relative velocity and static pressure distribution at axial section for $t = 0.105\ 801\ 8\ \text{s}$

(a) 相对速度分布 (b) 静压分布

参 考 文 献

- 1 丛国辉, 王福军. 双吸离心泵隔舌区压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(6): 60 ~ 63, 67.
Cong Guohui, Wang Fujun. Numerical investigation of unsteady pressure fluctuations near volute tongue in a double-suction centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6): 60 ~ 63, 67. (in Chinese)
- 2 王福军, 张玲, 张志民. 轴流泵不稳定流场的压力脉动特性研究[J]. 水利学报, 2007, 38(8): 1 003 ~ 1 009.
- 3 Gonzalez J, Santolaria C, Parrondo J L, et al. Unsteady radial forces on the impeller of a centrifugal pump with radial gap variation [C] // Proceedings of the 4th ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, Volume 2, Part B, Symposia: ASME Fluids Engineering Division, 2003: 1 173 ~ 1 181.
- 4 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- 5 Yakhot V, Orszag S A. Renormalization group analysis of turbulence. I: basic theory [J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 3 ~ 51.
- 6 Miguel Asuaje, Farid Bakir, Smaine Kouidri, et al. Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: volute influence in velocity and pressure fields [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2005, 3: 244 ~ 255.
- 7 Farrant T, Tan M, Price W G. Cell boundary element method applied to laminar vortex shedding from circular cylinders [J]. Computers and Fluids, 2001, 30(2): 211 ~ 236.
- 8 Issa R I. Solution of implicitly discretized fluid flow equations by operator splitting [J]. Journal of Computational Physics, 1986, 62(1): 40 ~ 65.
- 9 Nere N K, Patwardhan A W, Joshi J B. Prediction of flow pattern in stirred tanks: new constitutive equation for eddy viscosity [J]. Industrial and Engineering Chemistry Research, 2001, 40(7): 1 755 ~ 1 772.