

混流泵内流场压力脉动特性研究*

靳栓宝 王永生 常书平 苏永生

(海军工程大学动力工程学院, 武汉 430033)

摘要: 基于 RANS 方程和 SST 湍流模型, 应用 SIMPLEC 算法, 对混流泵内流场进行非定常数值模拟, 分析了不同流量工况和不同转速工况时混流泵内 4 个代表性监测面上压力脉动的时域和频域特性。取非定常计算的功率平均值与试验值对比, 证明该数值模型可较准确描述泵内流场特征。结果表明: 混流泵内最大压力脉动在叶轮进口, 从轮毂到轮缘脉动幅值递增; 在叶轮进口和叶轮出口压力脉动频率主要为叶轮叶频, 而导叶中间和导叶出口压力脉动频率与流量工况相关; 偏离最优工况越远脉动越大, 偏小流量对叶轮进口压力脉动影响明显; 不同转速时最优工况压力脉动频率成分相似, 脉动幅值随转速增加而增加。

关键词: 混流泵 压力脉动 非定常流场 数值模拟

中图分类号: TH313 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)03-0064-05

Pressure Fluctuation of Interior Flow in Mixed-flow Pump

Jin Shuanbao Wang Yongsheng Chang Shuping Su Yongsheng

(College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: The unsteady flow in a mixed-flow pump was simulated based on RANS solver embedded with SST turbulence model and SIMPLEC algorithm. The time-domain and frequency-domain of pressure fluctuations at four representative monitoring surfaces under different flow rate and rotational speed conditions were analyzed. Comparison between averaged calculated power and test data verified that interior flow simulated by this numerical model was relatively accurate. The numerical results showed that the maximum pressure fluctuation appeared at impeller inlet where the pressure fluctuation amplitude increased from hub to shroud. The dominant frequency at impeller inlet and impeller outlet was the impeller blade passing frequency, but the dominant frequency at middle and outlet of the stator was correlative with the flow rate. The pressure fluctuation became stronger as deviating from the optimum flow rate, especially at impeller inlet when small flow rate conditions. The optimum flow rate conditions of different rotational speed had a similar dominant frequency of pressure fluctuation, the pressure fluctuation amplitude increased with the rotational speed increasing.

Key words: Mixed-flow pump Pressure fluctuation Unsteady flow Numerical simulation

引言

混流泵在农田灌溉、防涝排洪、城市供水等领域都有广泛应用。由于转动叶轮与静止导叶之间的相对运动、叶片导边的水流冲击、叶片随边的脱流、局部空化等都会引起混流泵内出现压力脉动^[1], 其主要危害是使机组振动加剧和噪声增大。为了改善混流泵运行的稳定性和安静性, 很有必要对混流泵内

流场的压力脉动特性进行深入研究。

泵内流场压力脉动的试验研究具有测量困难、周期长、成本高等不利因素, 压力脉动特性的相似理论尚未完善使得模型试验结果往往不能对实尺装置有效指导^[2]。国内外专家采用数值计算手段对离心泵、轴流泵的非定常流场开展了一定研究^[3-8], 而对混流泵压力脉动的研究则相对较少^[9]。本文对混流泵内三维非定常湍流进行数值模拟, 以揭示混

流泵内流场的压力脉动规律,为混流泵的结构优化和噪声控制提供参考。

1 计算对象和监测点选取

研究对象为比转数 $n_s = 445$ 的混流泵,其主要参数为:叶轮叶片数 $z = 6$,导叶叶片数 $z_1 = 11$,设计流量系数 $K_Q = Q/(n_0 D^3) = 0.93$,扬程系数 $K_H = H/(n_0^2 D^2) = 0.35$, Q 为流量, n_0 为转速, D 为混流泵标称直径, H 为扬程。

在叶轮进口、叶轮出口、导叶中间和导叶出口4个截面上各设置了5个压力监测点,沿径向均匀布置,如图1所示。

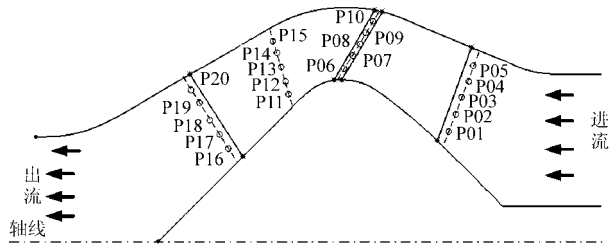


图1 压力监测点的布置

Fig.1 Locations of pressure monitoring points

2 数值模型

2.1 控制方程及湍流模型

基于RANS方程来描述混流泵内不可压流体的三维非定常流动,连续方程和动量方程分别为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = \rho F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2)$$

式中 ρ ——水的密度 μ ——湍动粘度

u_i, u_j ——时均速度分量

F_i ——体积力 p ——压力

选用集成了 $k-\varepsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型优点的 SST 湍流模型^[10] 封闭 RANS 方程。该模型在近壁面区域调用 $k-\omega$ 模型模拟,收敛性好;而在湍流充分发展区域调用 $k-\varepsilon$ 模型模拟,计算效率高。湍动能方程和湍流耗散率方程分别为

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho C_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial C_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho C_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) +$$

$$\frac{\omega}{k} \left(\alpha \tau_{ij} \frac{\partial C_i}{\partial x_j} - \beta \rho k \omega \right) + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (4)$$

其中, $\sigma_k, \beta^*, \sigma_\omega, \alpha, \beta, \sigma_{\omega 2}$ 和 F_1 是由理论推导和试验得到的常系数。

2.2 网格划分和边界条件

采用分块六面体结构化网格进行离散,叶轮和导叶分别采用了H型和J型拓扑结构,叶片周围采用O型网格进行加密,如图2所示。对泵转速 $n = 900 \text{ r/min}$ 时的最优流量工况进行了定常网格无关性计算,如图3所示。最终采用网格密度方案为:进流段41万,叶轮90万,导叶108万,出流段47万。

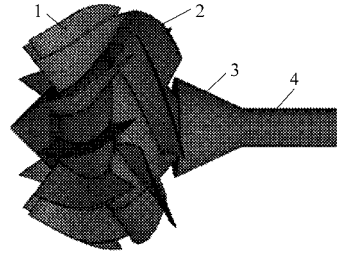


图2 计算网格

Fig.2 Calculation mesh

1.导叶 2.叶轮 3.导流罩 4.轴

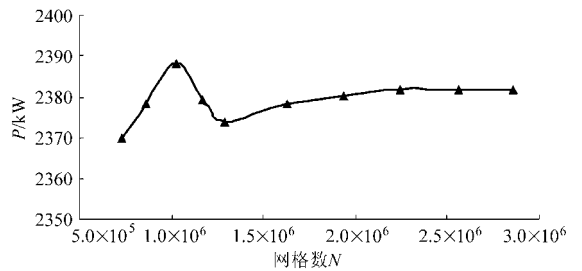


图3 网格数对泵功率的影响

Fig.3 Influence of mesh number on pump power

计算域进口采用均匀的速度进口边界条件;计算域出口已远离叶轮和导叶,采用自由出流边界条件;固壁采用壁面无滑移条件;旋转叶轮与静止导叶的耦合采用滑移网格模型。

2.3 求解方法

基于有限体积法对瞬态控制方程进行空间离散,时间离散采用二阶全隐式格式,压力与速度的耦合求解采用SIMPLEC算法。为了增强计算的稳定性和提高收敛速度,以定常计算结果作为非定常计算的初始值。

计算总时间 t 取为叶轮旋转周期 T 的10倍,由于前2个周期的压力场尚未稳定,故只对后8个周期的计算结果进行数据采样和分析。将时间步长分别取为叶轮旋转 $3^\circ, 2^\circ$ 和 1° 所需时间,相同的叶片转角时监测点 P03 的压力时域特性基本一致,如图4所示。为了清晰分辨出混流泵内变化剧烈的非定常信息,最终取时间步长为叶轮旋转 1° 所需时间。

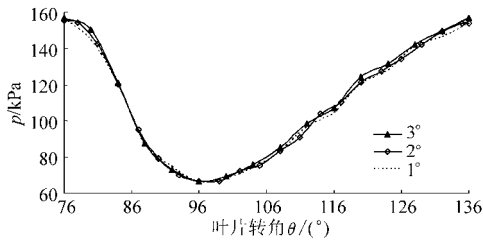


图4 时间步长对监测点P03压力的影响

Fig.4 Influence of time step on pressure of P03

3 结果分析

由非定常计算得到了混流泵功率的时域曲线,取其平均值与试验值比较,如表1所示。可得:不同转速时最优流量工况功率计算值与试验值吻合良好,最大误差小于2%。这说明该数值模型可较准确地预测混流泵的流场特性,为进一步分析压力脉动提供了保证。

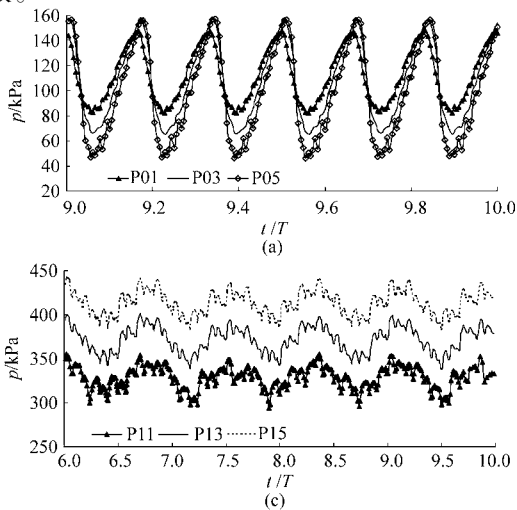
表1 功率计算值与试验值对比

Tab.1 Comparison of predicted power and test data

参数	转速/ $r \cdot \min^{-1}$				
	700	800	900	1000	1100
试验值/kW	1 128.9	1 693.4	2 403.9	3 309.0	4 389.3
计算值/kW	1 122.3	1 674.8	2 385.5	3 270.2	4 356.9
误差/%	-0.58	-1.10	-0.77	-1.17	-0.74

3.1 不同监测面的压力脉动特性

以泵转速 $n = 900 r/min$ 时最优流量 Q_0 工况为例,对各监测面上压力脉动特性进行分析。图5是压力脉动的时域图,由于各监测面与叶轮及导叶相对位置不同,其压力脉动的时域曲线形式各异。图6是各监测面上压力脉动的频域图,图中 f 为轴频倍数。



叶轮进口压力脉动的主要频率是叶轮轴频的6倍,这与叶片通过频率一致;压力脉动幅值从轮毂到轮缘逐渐增大,轮缘幅值是轮毂的1.68倍。叶轮出口压力脉动的主要频率依然是叶轮叶频,轮缘幅值约是轮毂的2.78倍。叶轮出口压力幅值要比叶轮进口低的多,这是由于导叶的整流作用有效抑制了叶轮出口的压力场变化,使该处流动趋于稳定的缘故。由于叶轮与导叶的耦合作用,叶轮出口处低频脉动成分出现,其随半径增加变化不大。在导叶中间,叶片旋转对压力脉动的影响强度明显减弱,低频脉动成分占据主导;该处压力脉动幅值从轮毂到轮缘逐渐下降,轮毂幅值是轮缘的1.42倍,这与叶轮进口和叶轮出口的变化规律相反。在导叶出口处由于远离叶轮叶片,叶轮旋转对其影响已很不明显,从轮毂到轮缘的脉动幅值逐渐增大。

3.2 流量对压力脉动的影响

对混流泵转速 $n = 900 r/min$ 时5个流量工况下代表性监测点P03、P08、P13和P18的压力脉动特性作对比分析,如图7所示。在叶轮进口,最优流量工况时压力脉动最小, $0.7Q_0$ 工况和 $1.3Q_0$ 工况的压力脉动幅值分别为 Q_0 工况的1.84倍和1.27倍。在叶轮出口,小流量时低频脉动成分增强,随流量增大该脉动成分逐渐消失; $0.7Q_0$ 工况和 $1.3Q_0$ 工况的压力脉动幅值分别为 Q_0 工况的1.34倍和1.49倍。偏小流量对叶轮进口压力脉动影响明显,偏大流量对叶轮出口压力脉动影响较大。 $1.2Q_0$ 工况和 $1.3Q_0$ 工况,叶轮叶频仍然是导叶中间和导叶出口压力脉动的主要成分,幅值随流量增加而增加。随流量减小,导叶中间和导叶出口的压力脉动以低频为主。在导叶中间, $0.7Q_0$ 工况压力脉动幅值为最优工

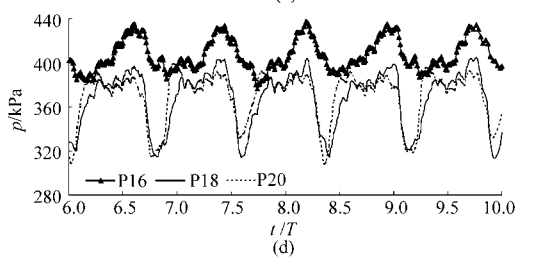
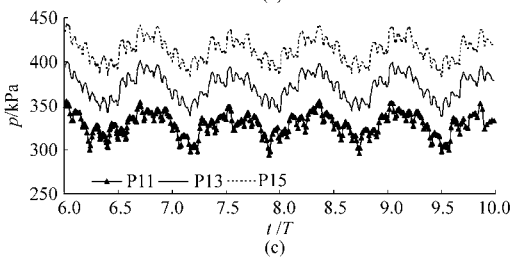
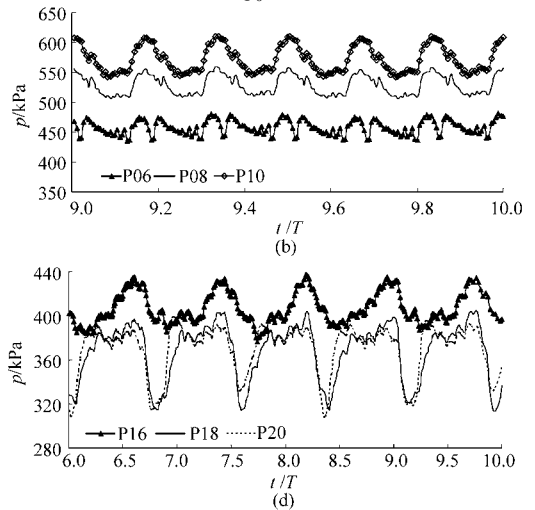


图5 监测面的压力脉动时域图

Fig.5 Time domain of monitoring surfaces

(a) 叶轮进口 (b) 叶轮出口 (c) 导叶中间 (d) 导叶出口

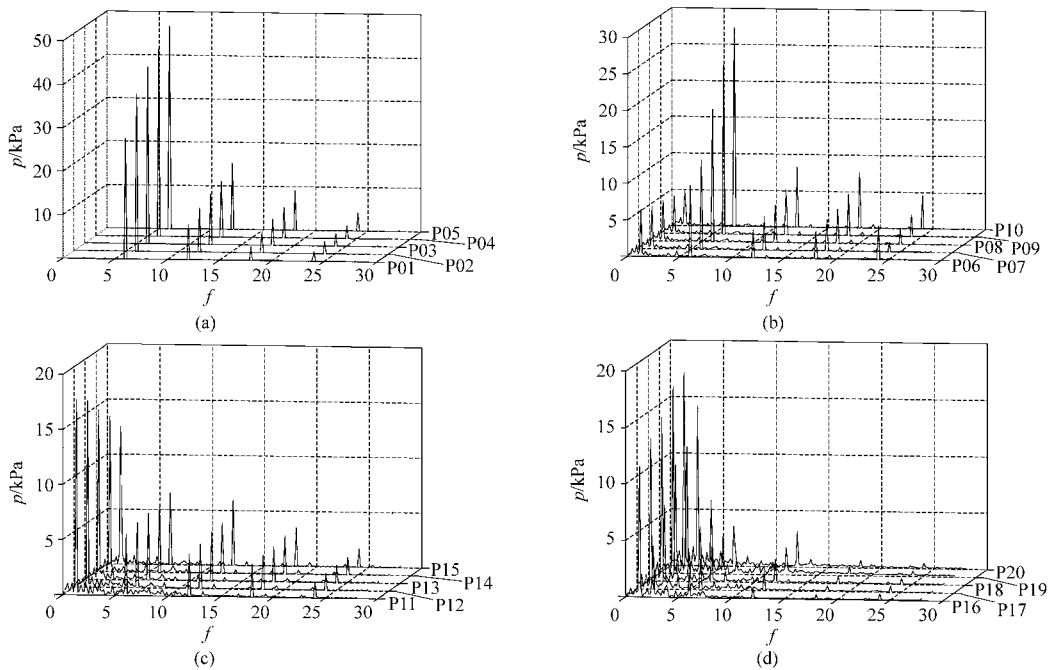


图 6 监测面的压力脉动频域图

Fig. 6 Frequency domain of monitoring surfaces

(a) 叶轮进口 (b) 叶轮出口 (c) 导叶中间 (d) 导叶出口

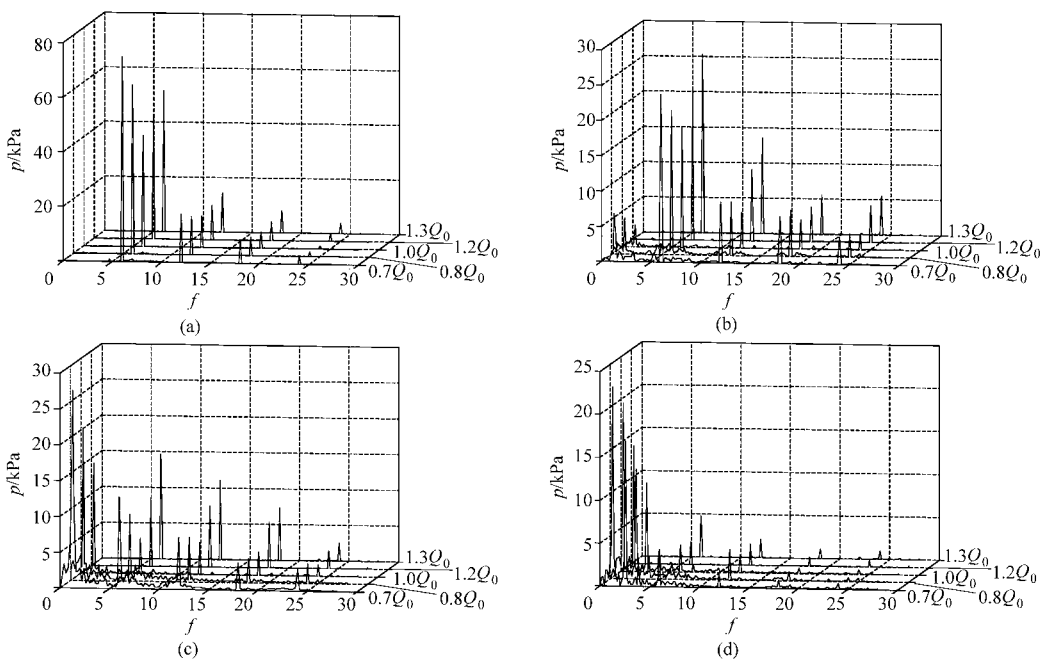


图 7 不同流量时的压力脉动频域图

Fig. 7 Frequency domain at different flow rate conditions

(a) 叶轮进口监测点 P03 (b) 叶轮出口监测点 P08 (c) 导叶中间监测点 P13 (d) 导叶出口监测点 P18

况的 1.79 倍;在导叶出口, $0.7Q_0$ 工况压力脉动幅值为最优工况的 1.59 倍。

3.3 转速对压力脉动的影响

不同转速时最优流量工况的压力脉动特性对比如图 8 所示,由图可得:各监测点压力脉动频率与相应工况泵转速呈线性关系,叶轮进口和叶轮出口的压力脉动以相应工况叶轮叶频为主,导叶中间和导叶出口则以低频为主。各监测点的压力脉动幅值都

随转速增加而增加, $n = 1100 \text{ r/min}$ 工况时监测点 P03、P08、P13 和 P18 的压力脉动幅值分别是 $n = 700 \text{ r/min}$ 工况时的 2.46、2.51、2.71 和 2.07 倍。

4 结论

(1) 混流泵叶轮进口压力脉动最大,这是影响机组稳定和安静运行的关键。叶轮进口和叶轮出口压力脉动幅值从轮毂到轮缘递增,优化叶轮轮缘是

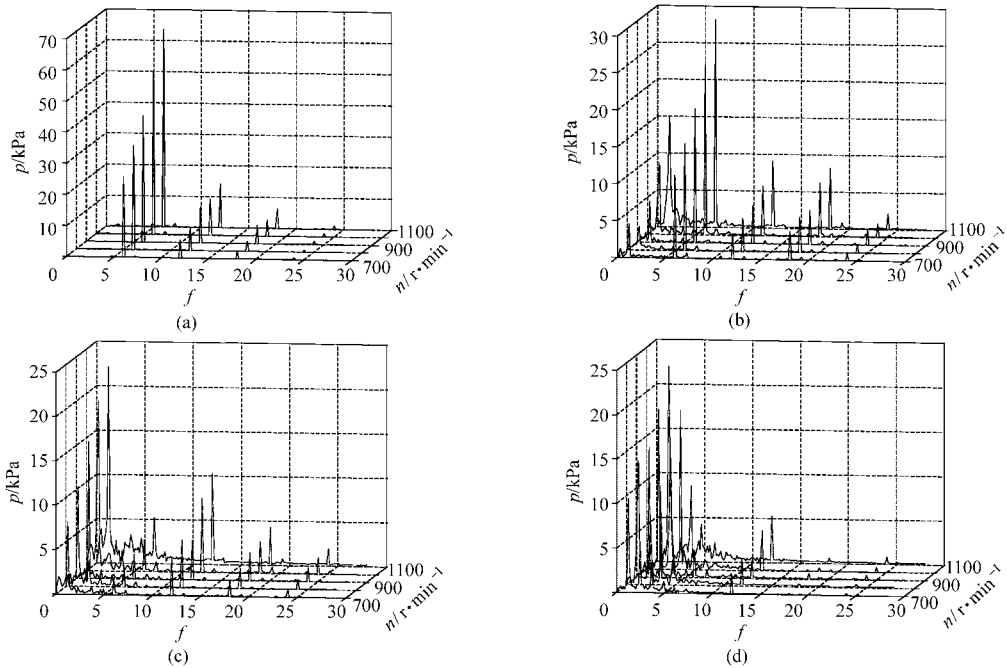


图8 不同转速时的压力脉动频域图

Fig. 8 Frequency domain at different rotational speed conditions

(a) 叶轮进口监测点 P03 (b) 叶轮出口监测点 P08 (c) 导叶中间监测点 P13 (d) 导叶出口监测点 P18

改善压力脉动的有效手段。

(2) 混流泵叶轮进口和叶轮出口压力脉动主要频率为叶轮叶频;在最优工况和小流量工况,导叶中间和导叶出口的压力脉动以低频为主,而大流量工况依然是叶轮叶频占主导。为防止机组共振,应避免结

构的固有模态与压力脉动频率接近或成整数倍。

(3) 运行偏离最优工况时混流泵内流场压力脉动增大,偏小流量对叶轮进口压力脉动影响明显。不同转速时的最优工况混流泵内压力脉动成分相似,压力脉动随转速增大而增大。

参 考 文 献

- 1 施卫东, 邹萍萍, 张德胜, 等. 高比转速斜流泵内部非定常压力脉动特性[J]. 农业工程学报, 2011, 27(4): 147~152.
Shi Weidong, Zou Pingping, Zhang Desheng, et al. Unsteady flow pressure fluctuation of high-specific-speed mixed-flow pump [J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(4): 147~152. (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.
Wang Fujun, Zhang Ling, Zhang Zhimin. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in axial-flow pump [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2007, 38(8): 1 003~1 009. (in Chinese)
- 3 Yuan Shouqi, Ni Yongyan. Unsteady turbulent simulation and pressure fluctuation analysis for centrifugal pumps [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(1): 1~6.
- 4 Pavesi G, Cavazzini G, Ardizzon G. Time-frequency characterization of the unsteady phenomena in a centrifugal pump [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, 29(5): 1 527~1 540.
- 5 朱荣生, 苏保稳, 杨爱玲, 等. 离心泵压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(11): 43~47.
Zhu Rongsheng, Su Baowen, Yang Ailing, et al. Numerical investigation of unsteady pressure fluctuations in centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(11): 43~47. (in Chinese)
- 6 Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin. Unsteady flow analysis and experimental investigation of axial-flow pump [J]. Journal of Hydrodynamics, 2010, 22(1): 35~43.
- 7 王福军, 张玲, 黎耀军, 等. 轴流式水泵非定常湍流数值模拟的若干关键问题[J]. 机械工程学报, 2008, 44(8): 73~77.
Wang Fujun, Zhang Ling, Li Yaojun, et al. Some key issues of unsteady turbulent numerical simulation in axial-flow pump [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(8): 73~77. (in Chinese)
- 8 施卫东, 冷洪飞, 张德胜, 等. 轴流泵内部流场压力脉动性能预测与试验[J]. 农业机械学报, 2011, 42(5): 44~48.
Shi Weidong, Leng Hongfei, Zhang Desheng, et al. Performance prediction and experiment for pressure fluctuation of interior flow in axial-flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5): 44~48. (in Chinese)
- 9 张德胜, 施卫东, 王川, 等. 斜流泵叶轮和导叶叶片数对压力脉动的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 30(2): 167~170.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Wang Chuan, et al. Influence of impeller and guide vane blade number on pressure fluctuation in mixed-flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 30(2): 167~170. (in Chinese)
- 10 Menter F R. Ten years of industrial experience with SST turbulence model [C] // Proceedings of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer (ICHMT), 2003:625~632.