

离心泵压力脉动特性分析*

朱荣生^{1,2} 苏保稳¹ 杨爱玲² 付强¹ 王秀礼¹

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 江苏国泉泵业制造有限公司, 镇江 212009)

【摘要】 为了研究压力脉动在离心泵不同位置的变化规律及其关系,利用 CFD 技术对离心泵内部流场进行多工况定常与非定常三维数值模拟,得到内部流场特性及计算点的压力脉动情况,并对其进行频域分析。结果表明,设计工况和大流量工况下,叶频是主要影响频率,而在小流量工况下,轴频是主要影响频率;压力脉动幅值随偏离工况的情况而变化,同一流量下,流道的进出口压力脉动变化大。

关键词: 离心泵 数值模拟 压力脉动 频域分析

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)11-0043-05

Numerical Investigation of Unsteady Pressure Fluctuations in Centrifugal Pump

Zhu Rongsheng^{1,2} Su Baowen¹ Yang Ailing² Fu Qiang¹ Wang Xiuli¹

(1. *Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Zhenjiang 212013, China*

2. *Jiangsu Guoquan Pump Co., Ltd., Zhenjiang 212009, China*)

Abstract

The research was conducted for the purpose of studying the rules of pressure fluctuation under different positions in a centrifugal pump, and to find their relationships. The frequency spectra of pressure signal located at the pump was obtained with CFD. The results showed that the blade passing frequency dominated the pressure fluctuations at the design and large flow rate condition, and at the small flow rate condition the axis frequency became dominative in the pressure fluctuations. The amplitude of the pressure fluctuation was different at the varied flow rates, and the amplitude became higher at inlet and outlet of the passage.

Key words Centrifugal pump, Numerical simulation, Pressure fluctuation, Frequency-domain analysis

引言

泵在产生静态压力分量的同时还产生动态压力分量,也就是压力脉动,压力脉动象交流信号一样叠加在静态压力分量上。离心泵大多采用螺旋型蜗壳,蜗壳与隔舌的不对称性造成叶轮出口流动的环形畸变,尤其是在非设计工况点时,畸变更为剧烈,因此在设计主轴时,必须考虑由于压力分布不平衡引起的径向力。离心泵内的压力脉动是极其复杂

的,对同一台泵,不同工况呈现不同性质的压力脉动。

目前,对离心泵压力脉动进行了一些研究,但主要集中在对蜗壳与叶轮流道相对独立的研究上。叶轮流道与蜗壳为曲面形状,所以泵的流动为三维流动,同时叶轮流道与蜗壳在粘滞边界层发生耦合,为了正确研究叶轮与蜗壳的耦合作用,必须同时考虑叶轮流道与蜗壳中的流动情况^[1~2]。

本文应用 CFD 技术 Fluent 软件,在多工况下同

收稿日期: 2010-01-21 修回日期: 2010-04-09

* 国家科技型中小企业创新基金资助项目(08C26213200647)和镇江市科技计划资助项目(GY2008002)

作者简介: 朱荣生,研究员,江苏国泉泵业制造有限公司总经理,主要从事流体机械及工程研究, E-mail: zrs@ujs.edu.cn

时监测叶轮流道与蜗壳内压力脉动的情况,以揭示压力脉动与泵性能之间的关系,为进一步预测离心泵非定常流动诱发压力脉动提供依据。

1 计算域及测试点的选取

为了监测不同工况下径向力的分布情况和离心泵内部压力脉动,选取如图1所示节点。

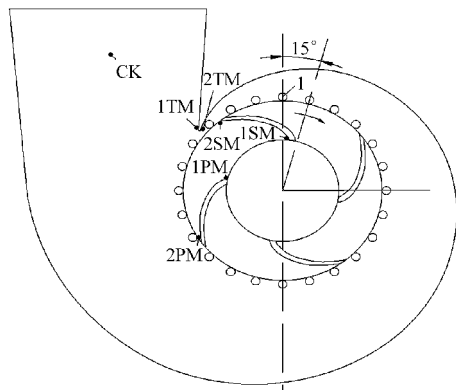


图1 监测点位置示意图

Fig.1 Location of the investigated nodal points

在叶轮流道中的点为1PM、2PM、1SM、2SM、其中1PM、2PM在叶片的压力面,1SM、2SM在叶片的吸力面;1TM在隔舌靠近出口一侧,2TM在隔舌靠近叶轮一侧,离叶轮出口2 mm处;在离叶轮出口2 mm圆上每隔15°取一点,共取24点。所有的点均处在中截面上。

2 数值求解方法

2.1 控制方程及湍流模型

采用雷诺平均动量方程来描述不可压流体流动,考虑旋转与曲率影响的RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和连续性方程使动量方程封闭。研究叶轮和蜗壳中的水流运动问题,叶轮流道区域取旋转坐标系,蜗壳流道区域为静止坐标系。

2.2 网格划分

应用GAMBIT对计算域进行网格划分。采用非结构化网格分别对叶轮和蜗壳进行网格划分,图2为划分后的叶轮和蜗壳。为了使进入叶轮的流体充分发展,在叶轮的进口处增加一段吸入段,因此,叶轮的进口比实际叶片的进口区域要长。

2.3 边界条件

离心泵进口采用速度边界条件,即假定来流方向垂直于入口截面;出口采用第二类边界条件;各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进行处理。

2.4 非定常模拟设置

非定常数值模拟时间步长设为 1.724×10^{-4} s,

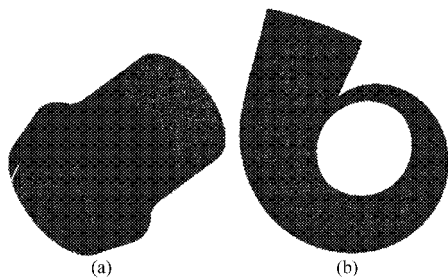


图2 网格划分情况

Fig.2 Grids of the computational domain

(a) 叶轮 (b) 蜗壳

这个时间步长的大小与叶轮的转速有关,每经过240个时间步长,叶轮旋转一周。这个时间很短,能够获取叶轮所需要的旋转角度,每个时间步长迭代次数为50,叶轮转速为1450 r/min。

3 计算结果与分析

3.1 压力脉动时域分析

由于流体的粘性作用以及旋转部件与静止部件的动静干扰,使得离心泵内的流场呈现非定常的流动特征。这种流动特征引起流场的压力脉动,这将引起噪声,同时在叶片上产生一个交变作用力,使叶片发生振动。

3.1.1 圆周方向压力脉动时域图

为了分析叶轮与蜗壳动静干扰对流体造成的不稳定流动,在距叶轮出口2.5 mm的圆周上每隔15°取一点,监测流体静压变化情况,监测结果如图3所示。

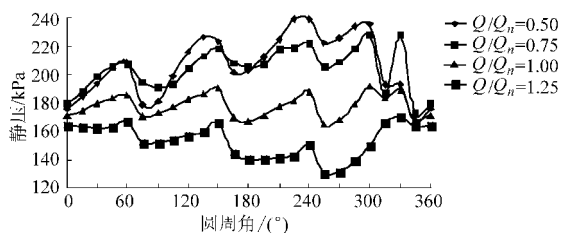


图3 静压分布情况

Fig.3 Static pressure distribution along the volute front side

从图3可以看出,叶轮与蜗壳的相互干扰对流体造成不稳定流动,产生较大的压力脉动。流体压力波动沿圆周方向分布并不均匀,基本成正弦变化规律,压力脉动的最大值出现在60°、150°、240°、330°附近,与图1所示叶片处监测点位置相符合。在额定流量点及小于额定流量点运行时,压力在隔舌处(即315°)发生畸变,但大流量运行时,在隔舌处不发生畸变。在设计工况流量时,压力分布非常均匀,其他流量下,压力波动比较大^[3~6],这主要是因为非工况点时,发生湍流、脱流、汽蚀、回流的情况比较严重,而这些又都可能引起液体的运动,从而

引起压力波动。

3.1.2 叶轮流道内的压力脉动时域图

为分析流道内压力脉动情况,在叶轮进出口处的吸力面及压力面设置监测点,监测静压随时间变化规律,监测点如图 1 所示。图 4 为监测点的压力脉动时域图,其中 Q_n 为设计流量。

这里约定波动幅度 $C_A = (p_{\max} - p_{\min}) / p_{\max}$ 。

(1) 进口监测点的压力脉动:从图 4a、4b 可以看出,吸力面与压力面的压力脉动随时间变化有明显的周期性,且压力面的波动幅度大于吸力面,在额定点时,吸力面波动幅度为 60.81%,压力面为 69.68%。

(2) 出口监测点的压力脉动:从图 4c、4d 可以看出出口吸力面的压力波动情况明显比出口吸力面的波动剧烈,这主要是因为吸力面容易产生涡流,从而加剧其波动^[7~8]。在额定点时,吸力面波动幅度为 16.7%,压力面为 7.80%。

(3) 隔舌处的压力脉动:从图 4e、4f 可以看出隔舌靠近叶轮处的波动明显比靠近出口处的波动剧烈,这主要是因为靠近叶轮处的点受到叶轮与蜗壳相互耦合的作用。在两个监测点处,小流量时波动更剧烈。在额定点时,靠近出口处波动幅度为 5.43%,靠近叶轮处为 9.73%。

(4) 出口处的压力脉动:由于扩散管的缓冲与稳流作用,出口处的波动情况变得非常平缓,额定点时波动幅度为 5.26%。

在每个监测点,额定流量时,波动幅度最小,偏离额定点时,波动幅度变大且偏离越多,波动幅度越大。

3.2 压力脉动频域分析

利用快速傅里叶变换进行频谱分析,了解振幅频率特性。对监测点的压力脉动样本值数列进行了 FFT 变换,得到了各个点的压力脉动频谱图,以此分析叶轮压力脉动的特性。频谱图中,横坐标为频率值,纵坐标为各个频率值对应的压力脉动能量幅值。通过观察不同测量点压力脉动能量幅值的大小,可以比较不同监测点压力脉动的能量。通过对主频和脉动能量幅值的观察,即可判断出压力脉动的振源所在,及压力脉动的传播特性。

叶轮的转动速度为 1 450 r/min,故转频为 $F = 24.17\text{ Hz}$;叶片数为 $z = 4$,则叶频 $T = 96.68\text{ Hz}$,在流体压力脉动中,叶轮叶片对流体的影响频率应为转频的 z 倍及其谐波。这里规定 T 信号对应的频率为转频的 z 倍,频谱图如图 5 所示。

(1) 由图 5a、5b 可以看出,压力脉动主要集中在低频区且均存在一个 $f = 101.41\text{ Hz}(T)$ 左右的低

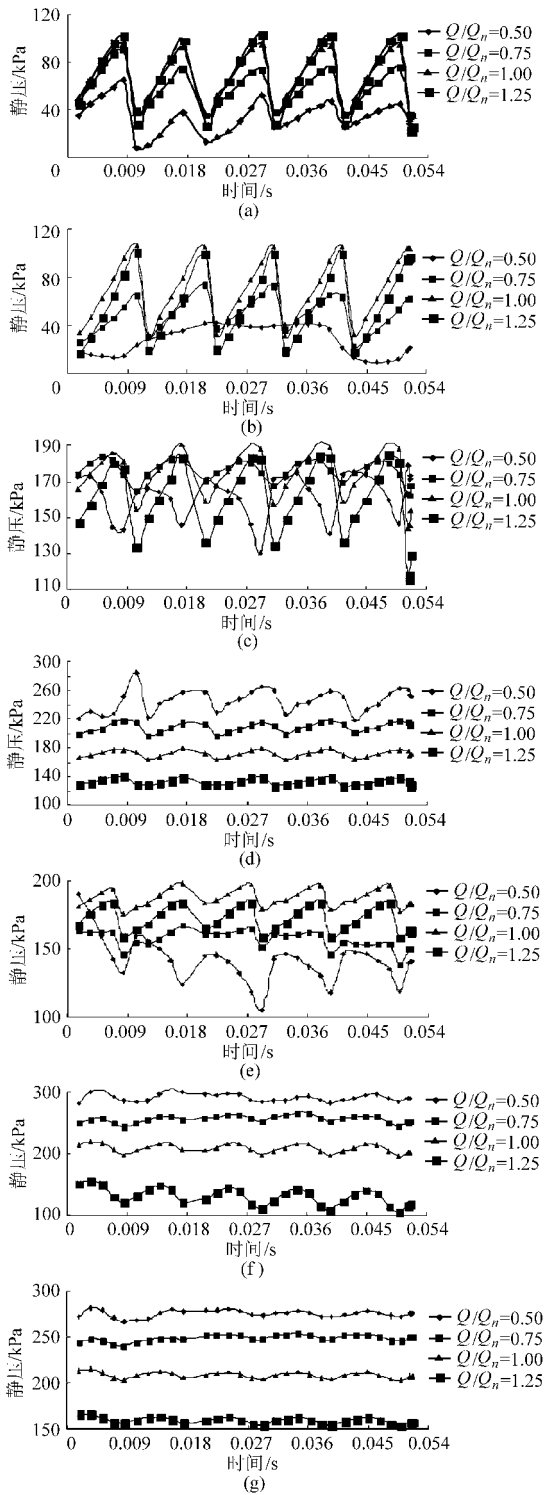


图 4 压力脉动时域图

Fig. 4 Pressure fluctuation along time

(a) 1SM (b) 1PM (c) 2SM (d) 2PM
(e) 2TM (f) 1TM (g) CK

频压力脉动;小流量时存在主频为 $f = 20.28\text{ Hz}(f)$ 的压力脉动而大流量时则存在次主频为 $f = 202.81\text{ Hz}(2T)$ 的压力脉动。

(2) 由图 5c、5d 可以看出脉动能量分布比较均匀,通频幅值大即低频区与高频区都有脉动现象;小流量时存在主频 $f = 20.28\text{ Hz}$ 的脉动,还有 $f =$

101.41 Hz $f=202.81$ Hz 的脉动;大流量时主频 $f=101.41$ Hz,次主频 $f=202.81$ Hz 的脉动。

(3)由图 5e、5f 可以看出脉动主要集中在低频区,小流量时影响的主频为 $f=20.28$ Hz,次主频 $f=$

101.41 Hz;大流量时主频 $f=101.41$ Hz,次主频为 $f=182.53$ Hz($2T-f$);隔舌靠近叶轮处的监测点在小流量时脉动幅值大而靠近出口监测点在大流量和小流量时脉动幅值都变大。

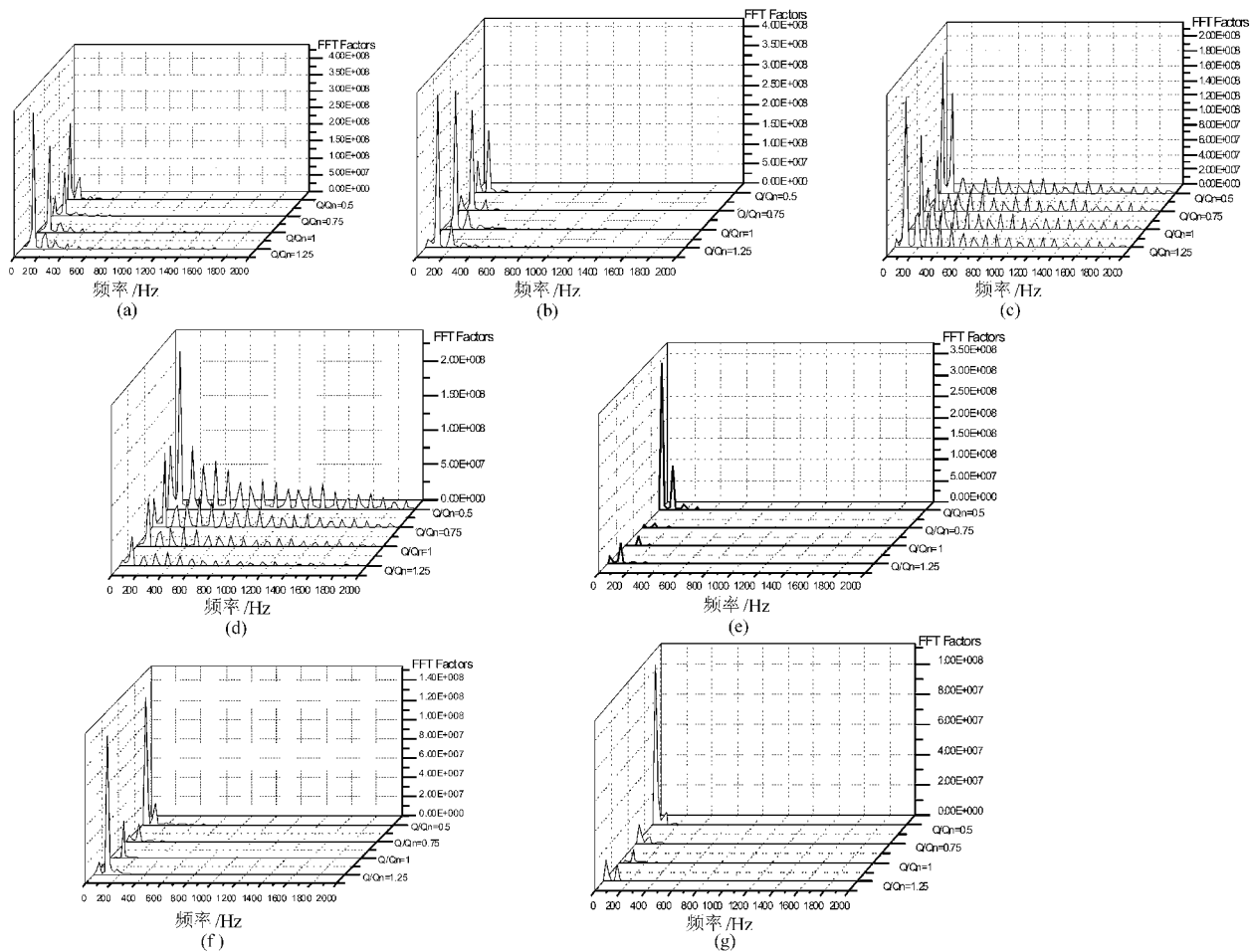


图5 压力脉动频域图

Fig.5 Frequency spectra of pressure

(a) 1SM (b) 1PM (c) 2SM (d) 2PM (e) 2TM (f) 1TM (g) CK

(4)由图 5g 可以看出脉动能量集中在低频区,在小流量时,脉动幅值会急剧增加。

(5)数值模拟中监测点所得的主频与理论计算所得的转频与叶频略有偏差,这主要是因为泄漏、湍流、脱流、汽蚀回流、叶轮与泵隔舌之间相互作用等都有可能成为流体的动力源,引起液体的运动,从而产生压力波动,导致监测点的主频率与理论计算的轴频与叶频有一定偏差,但这个偏差是合理的,对论文分析的正确性不构成影响。

由以上分析可知: f 反映了轴旋转对流体流动的影响, T 及其谐波反映了轮叶叶片的旋转对流体流动的影响, $2T-f$ 信号成分反映了叶轮与蜗壳的动静干扰^[9~11]。小流量时主要受转频的影响,设计工况和大流量时主要受叶频影响;隔舌处次主频为 $2T-f$,说明此处受动静干扰较大;且脉动在叶轮出口处能量分散,通频幅值大,而其他监测点脉动能量

主要集中在低频区。

4 流线分布

离心泵内部产生的压力脉动,主要因为隔舌所导致的流动不对称性,及叶轮与蜗壳存在的动静干涉,因此,分析不同流量下流体的流动状态对压力脉动分析有重要意义。图 6 为同一时刻不同流量下的流线分布图,从图中可以看出在设计工况时流线非常平滑,而在偏离工况时,流线变得扭曲且偏离设计工况越大,扭曲越严重^[12];在小流量时,蜗壳扩散管区域的速度较小,大流量时,在隔舌下端有一部分流体流向了叶轮内,而靠近蜗壳第一断面处一部分流体流向隔舌,这两股流体在隔舌处相互碰撞,在蜗壳第一断面附近形成低速漩涡,而在设计流量下,流动较为稳定、均匀;叶轮出口流体在遇到隔舌时其速度方向产生突变,这种突变必然在隔舌处产生一组

方向相反的正负压力波,其中一压力波直接传向蜗

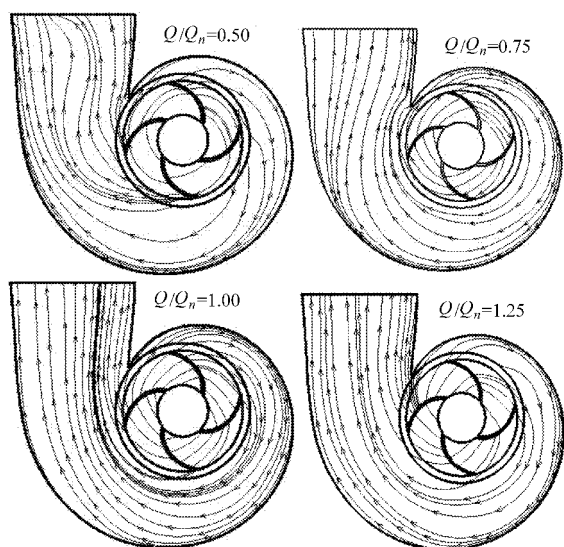


图6 流线分布图

Fig. 6 Streamline distribution at different flow rate conditions

壳出口,另一压力波传向蜗壳内,这种压力波的频率与轴频和叶频有关,体现了蜗壳与隔舌的动静干扰作用。

5 结论

(1)不同工况下压力脉动波存在明显的周期性,周期的大小为转动周期除以叶片数。

(2)应用快速傅里叶变换方法获得流场中的压力脉动频谱图,对于分析、估计设计不合理等原因带来的反映到实际应用中的流动危害,如流动噪声、叶片裂纹空化破坏、振动断裂等问题具有十分重要的意义。

(3)应用数值模拟的方法可以预测实际测量仪器无法探测到的部位(如叶轮流道等)的非稳定特性,对于预测流场动态特征、了解叶轮内部流场的干涉与过渡情况提供了有益的参考。

参 考 文 献

- 1 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.
- 2 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 ~ 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 ~ 67. (in Chinese)
- 3 郭鹏程,罗兴琦,刘胜柱. 离心泵内叶轮与蜗壳间耦合流动的三维紊流数值模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(8): 1 ~ 5.
Guo Pengcheng, Luo Xingqi, Liu Shengzhu. Numerical simulation of 3D turbulent flow fields through a centrifugal pump including impeller and volute casing[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(8): 1 ~ 5. (in Chinese)
- 4 Jorge L, Parrondo-Gayo. The effect of the operating point on the pressure fluctuations at the blade passage frequency in the volute of a centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(9): 784 ~ 790.
- 5 季柳金,李红,王艳艳. 降低离心式纸浆泵压力脉动的措施[J]. 流体机械, 2006, 34(8): 50 ~ 52.
Ji Liujin, Li Hong, Wang Yanyan. Measures of reducing pressure pulsation in centrifugal pulp pump[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(8): 50 ~ 52. (in Chinese)
- 6 Kitano Majidi. Numerical study of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(4): 363 ~ 371.
- 7 Jose Gonzalez. Steady and unsteady radial forces for centrifugal pump with impeller to tongue gap variation[J]. Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(5): 454 ~ 462.
- 8 吴玉林,刘树红,钱忠东. 水力机械计算流体动力学[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2007.
- 9 刘阳. 离心泵的压力脉动研究进展[J]. 流体机械, 2008, 36(9): 33 ~ 37.
Liu Yang. Overview of pressure fluctuation in centrifugal pump[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(9): 33 ~ 37. (in Chinese)
- 10 B P M, van Esch. Simulation of three-dimensional unsteady flow in hydraulic pumps[M]. Enschede: Febodruk BV, 1997.
- 11 Hong Wang, Hiroshi Tsukamoto. Experimental and numerical study of unsteady flow in a diffuser pump at off-design conditions[J]. Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(9): 767 ~ 778.
- 12 Jose Gonzalea, Carlos Santolaria. Unsteady flow structure and global variables in a centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2006, 128(9): 937 ~ 946.