

不同分流叶片起始直径对离心泵压力脉动的影响

周汉涛, 崔宝玲, 方晨, 陈德胜

(浙江理工大学浙江省流体传输技术研究重点实验室, 杭州 310018)

摘要: 为分析低比转速复合叶轮分流叶片起始直径对蜗壳流道内压力脉动的影响,采用雷诺时均方法,通过标准 $k-\epsilon$ 湍流模型和滑移网格技术,对具有不同起始直径的两台离心泵进行三维非定常的数值计算。通过对蜗壳不同监测点处的压力进行时域和频域分析,得到蜗壳壁面沿周向及断面上沿径向压力脉动特性。计算结果表明:分流叶片起始直径大的离心泵蜗壳内压力脉动较大;两台离心泵内蜗壳内各监测点的压力脉动幅值波动具有明显的周期性且波动趋势基本一致;在周向监测点处,随着圆周角(逆时针方向)逐渐增大,蜗壳动静干涉效应的影响逐渐减弱,监测点处压力脉动逐渐减小;在相同断面处,位于蜗壳进口与壁面的监测点呈现较大的压力波动;两台离心泵的各监测点压力脉动的一阶主频均为叶片通过频率。

关键词: 分流叶片; 压力脉动; 数值模拟; 时域; 频域

中图分类号: TH311 **文献标志码:** A

0 引言

离心泵是一种应用广泛的通用机械,其叶轮内部流动是极其复杂的三维非定常流动,由于蜗壳的非对称性结构,定子与转子在叶轮高速旋转时的动静干涉呈现高度的非稳定特性,这种特性使泵在产生静态压力分量的同时还会产生动态压力分量,这些压力分量就是泵内的压力脉动^[1]。压力脉动不仅会影响到水泵的效率,还会引起泵系统的振动及噪声,严重时会造成主设备损坏。因此研究泵内的压力脉动特性对于提高泵的运行稳定性、降低运行时噪声等具有重要的意义。

目前国内外学者对于泵内部流场的压力脉动的研究已取得了一定的进展。Xu等^[2]利用滑移网格技术对高速泵内的全流道采用 RNG 湍流模型进行了非定常数模拟,应用快速傅里叶变换进行频谱分析,获得了流体诱发的压力脉动特性。Wang等^[3]试验研究了导叶泵内的压力脉动,指出压力脉动的主频主要出现在非设计工况时的叶频倍频处。祝磊等^[4]通过离心泵蜗壳隔舌处的安放角和叶轮外径来

改变叶轮与蜗壳之间的间隙,采用数值模拟方法分析了蜗壳隔舌处的压力脉动特性与径向力特性,结果表明叶轮与蜗壳间隙的变化对离心泵压力脉动特性和径向力特性影响很大。何秀华^[5]等通过对多级泵进行试验,探讨了压力脉动产生的机理,发现叶频压力脉动取决于泵的水力设计,而轴频的压力脉动取决于由叶轮-蜗壳之间的动静干涉激烈程度。崔宝玲等^[6]采用数值模拟的方法,在设计工况点对 4 长 8 短 12 叶片的低比转速离心泵蜗壳内的压力脉动进行了分析,发现蜗壳周向的静压波动与叶片-隔舌的相对位置有关,当叶片扫过隔舌时蜗壳内部静压增大,反之则小。本文运用 FLUENT 软件对具有不同进口直径的分流叶片叶轮离心泵进行非定常数值模拟,通过对蜗壳壁面及不同断面处进行时域与频域分析,探讨了分流叶片进口直径位置对离心泵内部压力脉动的影响,为以后泵的设计提供一定的理论依据。

1 几何模型

本文研究对象为低比转速复合叶轮离心泵,计

收稿日期: 2013-12-22

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51276172)

作者简介: 周汉涛(1988-),男,河南信阳人,硕士研究生,主要从事离心泵内压力脉动方面的研究。

通信作者: 崔宝玲, E-mail: blcui@zstu.edu.cn

算区域由进口段、诱导轮、叶轮及蜗壳四部分组成。叶轮为具有4长8短的复合闭式叶轮,结构如图1所示。离心泵的基本设计参数: $Q=1.5\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H=15\text{ m}$,转速 $n=2\,900\text{ r/min}$ 。表1为两个叶轮的几何参数,其中 b_2 为出口宽度、 D_1 为进口直径、 D_2 为出口直径、 D_{i2} 为短叶片起始直径。两台离心泵除了叶轮的起始直径不同外,其他几何参数均相同。

表1 叶轮主要几何参数

名称	b_2/mm	D_1/mm	D_2/mm	β_2/mm	D_{i2}/mm
叶轮 I	4	40	105	39	49
叶轮 II	4	40	105	39	60

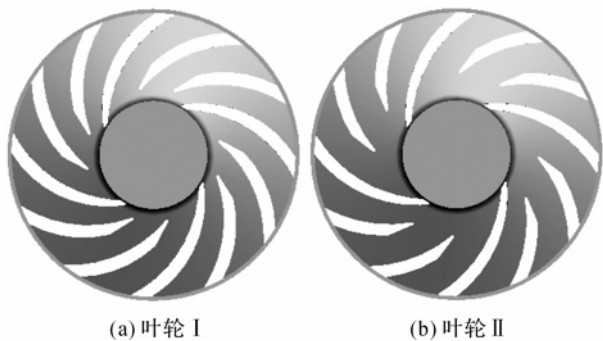


图1 叶轮模型示意

2 数学模型及边界条件

离心泵内部的流动为非常复杂的非定常三维流动。在计算时,假设流场中的流动为绝热、无损耗、不可压、进口均匀流动,湍流模型采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型。利用 Gambit 对计算域进行网格划分,计算区域包括进口段、诱导轮、叶轮及蜗壳,在形状规则的区域如进口和出口段采用六面体网格,形状不规则的区域如诱导轮、叶轮等采用自适应性比较强的四面体网格。为了减小网格数量对计算结果的影响,通过网格进行无关性验证最终得到的两个模型网格总数分别为694200、689538,整机网格示意图如图2所示。

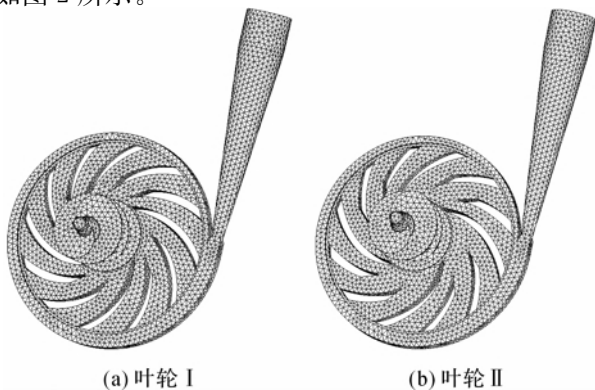


图2 叶轮网格示意

计算时工作介质为清水,进口设定为均匀连续的速度进口边界条件,并通过计算给定湍动能及湍流耗散率;出口采用自由出流;叶片表面、轮毂以及前后盖板均为固壁无滑移边界条件;诱导轮、叶轮为转子,蜗壳及进口为定子,转子部件与定子部件之间设置 interface 交界面,采用滑移网格进行处理。

3 计算结果与分析

将离心泵定常计算的结果作为非定常计算的初始场。为了提高计算结果的分辨率,设定叶轮每转 1° 作为一个时间步长,对应的时间 $\Delta T=5.75 \times 10^{-5}\text{ s}$,叶轮旋转1周为1个周期,计算稳定后,取最后一个周期的数据进行分析,此时出口的压力波动呈周期性变化,脉动已经稳定。

本文所计算的结果均为设计工况下的流量,压力脉动监测点如图3所示, P_3, P_4, P_5, P_8 为蜗壳圆周上的点, P_0 为蜗壳隔舌处点, P_6, P_7, P_8 与 P_1, P_2, P_3 是分别位于蜗壳的进口、蜗壳中间位置和蜗壳壁面在第VI、VIII断面上沿径向的监测点。

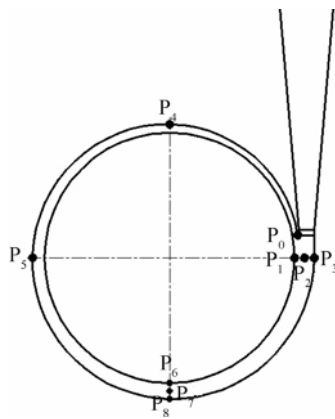


图3 蜗壳监测点示意

为了对泵内压力脉动进行时域分析,引入压力脉动系数 $C_p=(p-p_v)/p_v$,式中 p 为泵内监测点处静压, p_v 为计算周期内静压平均值,即某时刻压力脉动振幅所占压力平均值的比例,系数较大表明该时刻的波动较大。同时为了更形象表达泵内压力脉动随时间的变化,对时间也作归一化处理,引入无量纲时间参数 $C_t=(t-t_a)/(t_b-t_a)$ 其中 t_a 为起始时间, t_b 为结束时间。

3.1 不同断面监测点处压力脉动特性

3.1.1 蜗壳壁面周向压力脉动时域特性

图4分别为蜗壳壁面沿周向监测点 P_3, P_0, P_4, P_5 和 P_8 处的压力脉动时域特性曲线,从图4可以看出,两台泵内各监测点处压力均呈明显的周期性变化,呈现出4组有规律的波动,这正好与4长8短

叶片相对应。同时也表明在叶片扫过蜗舌处会产生一次较大的压力脉动,即当叶片经过隔舌点处时,受叶轮的“尾流—射流”作用,导致局部压力升高,产生较大的压力波动。从监测点 P_3 、 P_0 、 P_4 、 P_5 和 P_8 的压力脉动来看,随着圆周角(逆时针方向)的增大,监测点受蜗壳动静干涉的影响减弱,压力脉动逐渐减小,表明蜗壳的几何形状会影响压力脉动的传播。

比较叶轮 I 和叶轮 II 离心泵内各监测点的压力脉动可知,叶轮 II 离心泵蜗壳壁面周向的压力脉动大于叶轮 I 离心泵内的波动,这是因为叶轮 II 的分流叶片起始直径大于叶轮 I,即叶轮 II 的分流叶片较叶轮 I 的短,长的分流叶片使叶片在流体进入叶轮后能有效地控制其流动,避免了流体相互碰撞,使压力脉动较小。

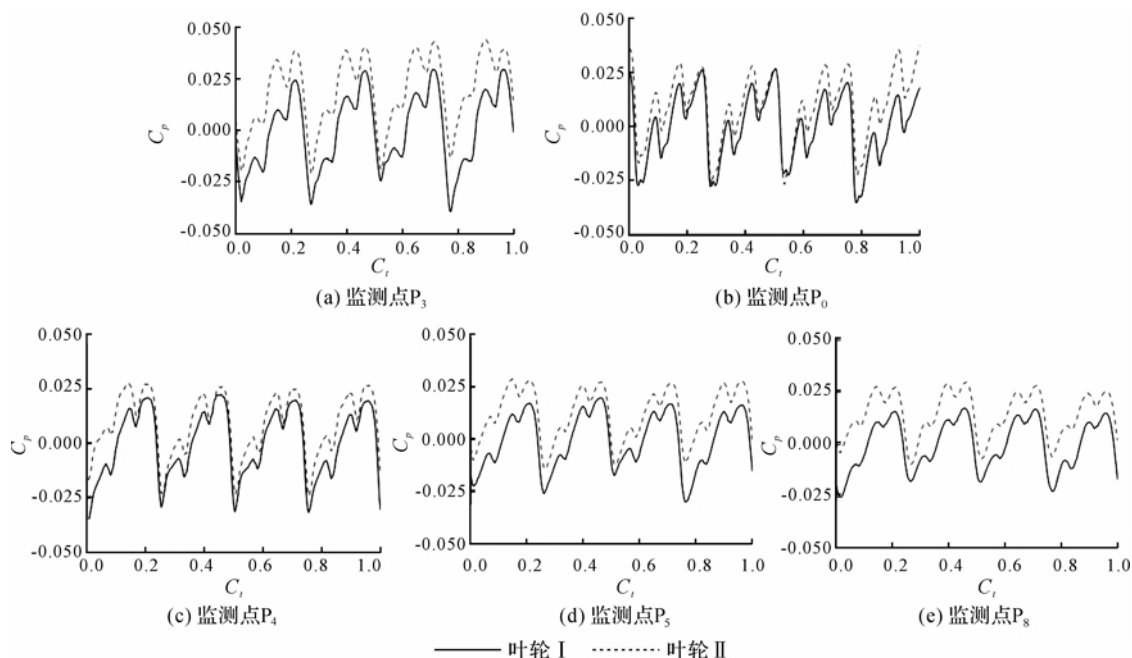
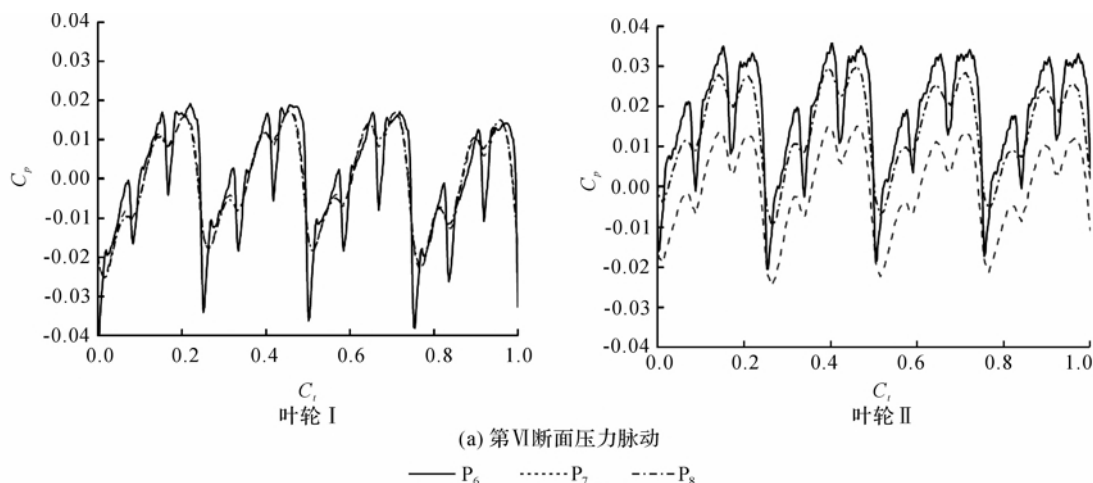


图4 蜗壳周向监测点压力脉动时域曲线

3.1.2 同一断面处监测点的压力脉动的时域特性

图5为叶轮 I 和叶轮 II 离心泵蜗壳断面处沿径向各监测点的压力脉动时域特性图。从图5可以看出,叶轮 II 离心泵在第Ⅵ、Ⅷ断面的三个监测点压力脉动较叶轮 I 压力脉动偏大,这与蜗壳周向监测点的结果是一致的。由于第Ⅵ断面相对隔舌位置较远,受叶轮蜗壳动静干涉影响较小,第Ⅵ断面的压力脉动明显小于第Ⅷ断面。由5(a)和5(b)可以看出,叶

轮 I 离心泵在第Ⅵ断面处位于蜗壳进口处的 P_6 点压力波动值最大,叶轮 II 离心泵位于蜗壳进口的 P_6 点波动值也最大, P_8 点次之, P_7 点最小;在第Ⅷ断面叶轮 I 离心泵的监测点的波动与第Ⅵ断面的点相同,但脉动幅值大于第Ⅵ断面;叶轮 II 离心泵三个监测点压力波动值明显比较大,由压力波动系数的定义知两个断面在蜗壳的进口与壁面受叶轮和蜗壳的动静干涉影响较大,压力脉动呈现较复杂的特性。



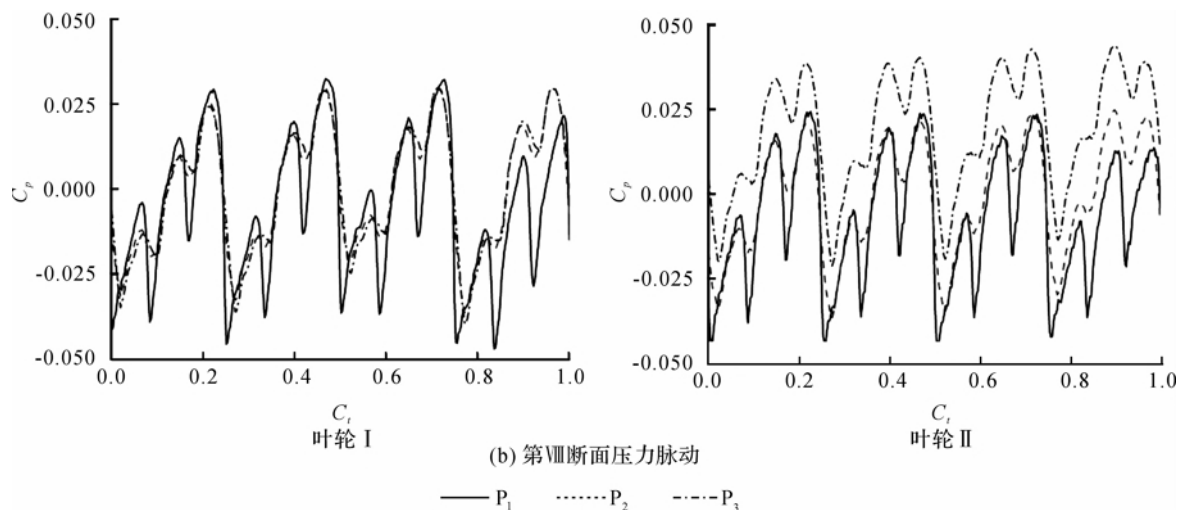


图5 同一断面监测点压力脉动时域曲线

3.2 频域分析

3.2.1 蜗壳周向不同断面监测点处的频域分析

将上述各监测点的静压值通过快速傅里叶变换(FFT)得到其压力脉动频域特性,结果如图6所示。可以看出,在监测点 P_3 点脉动幅值最大, P_0 次之,

P_4 、 P_5 、 P_8 明显小于隔舌附近监测点的脉动幅值。这是因为随着圆周角的增大,相对蜗舌的位置也越远,受蜗舌的影响也逐渐减小,故压力脉动也相对较小。由图6可知,在各个监测点压力脉动频率均以叶片通过频率(193.33 Hz)为主,即转频的4倍。

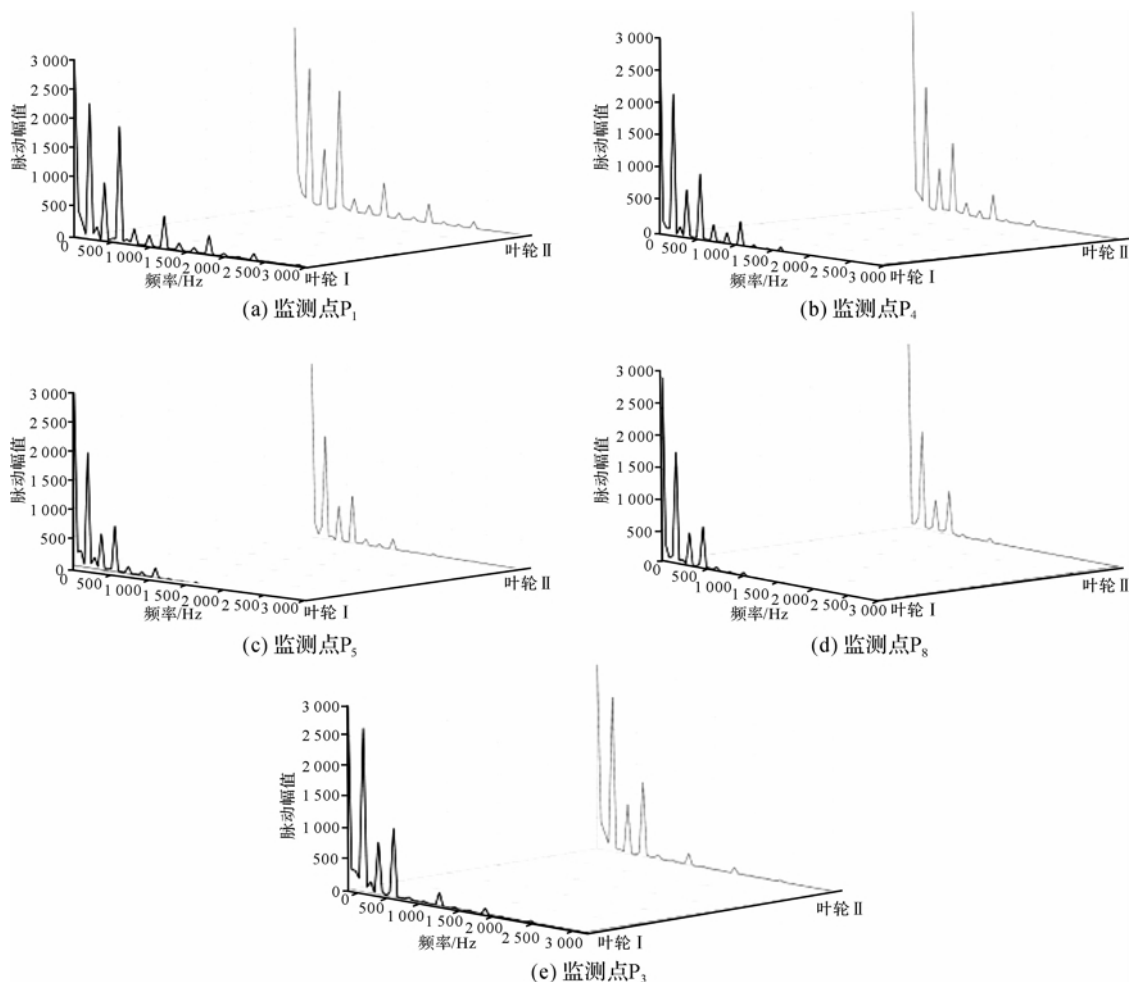


图6 蜗壳周向监测点压力脉动频域图

3.2.2 同一断面上不同监测点的频域分析

图7为第Ⅵ、Ⅷ处断面各监测点的脉动频域特性。从图7可以看出,在同一蜗壳断面的三个监测点的压力脉动频率也均以叶轮通过频率(193.33 Hz)为主,从蜗壳的进口到壁面脉动幅值逐渐增大,在 P_6 、 P_7 、 P_1 、 P_2 点主要是叶片通过频率,高频的成分很少,而在 P_6 、 P_1 处高频成分相对较多。由图7可以看出,在两个断面的同一监测点下叶轮Ⅰ的脉动最大幅值要大于叶轮Ⅱ。比较两个断面可知,第Ⅷ断面的频率脉动幅值要大于第Ⅵ断面的幅值,这是因为第Ⅷ更靠近隔舌点,受叶轮蜗壳的动静干涉更为明显。

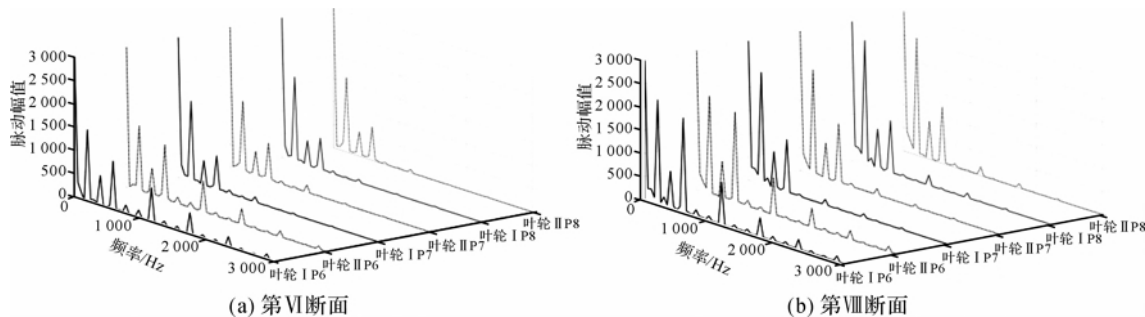


图7 同一断面监测点压力脉动频域

3.3 瞬时扬程

由于离心泵的非对称结构使得其内部的流动呈现高度的非定常特性,故在不同的时刻离心泵的瞬时扬程也呈现出非定常特性。图8为在一个计算周期内不同工况点下两台离心泵的扬程变化以及相应工况下的试验值。从图8可以看出,瞬时扬程具有明显的周期性,随着流量的增大,扬程逐渐的减小,且在每个周期的变化趋势基本相同。通过计算,在

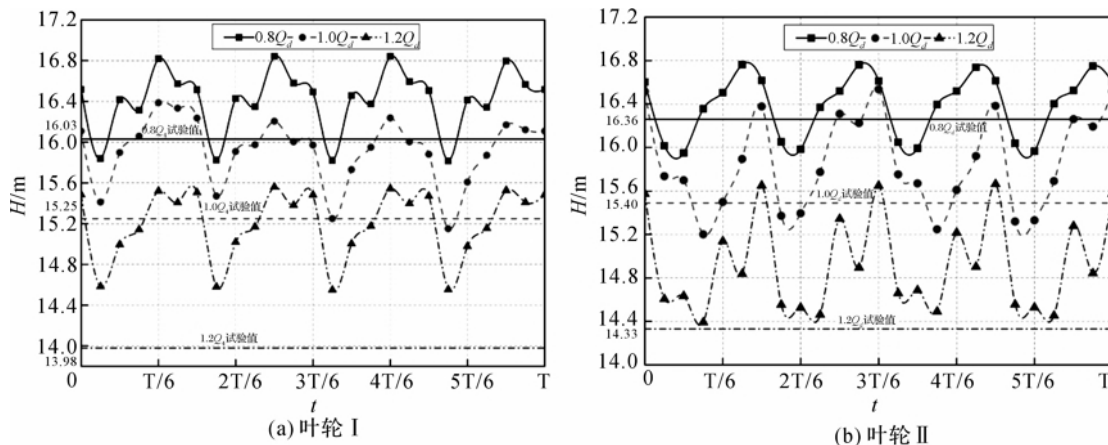


图8 不同工况下瞬时扬程分布

4 结论

本文采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型和滑移网格技术,对不同分流叶片直径的离心泵进行了三维非定常湍流全流场数值计算,得到以下结论。

a) 两台离心泵内蜗壳流道中各监测点的压力脉动幅值波动趋势基本一致,具有明显的周期性,随着圆周角的增大,监测点压力脉动逐渐减小。在同一断面处,位于蜗壳进口与壁面的监测点受动静干

涉效应较大,压力脉动也较大。

b) 叶轮Ⅰ离心泵蜗壳内的压力脉动小于叶轮Ⅱ。与叶轮Ⅱ相比较,叶轮Ⅰ离心泵分流叶片起始直径较小,分流叶片起始直径小能在流体进入叶轮后有效地控制流体流动,避免流体发生紊乱,使离心泵压力脉动减小,说明分流叶片起始直径对蜗壳内的压力脉动有一定的影响。

c) 两台离心泵内蜗壳周向压力脉动的主频均为叶片通过频率。压力波动与叶片-蜗舌的相对位

置有关,当叶片扫过蜗舌时蜗壳内部静压增大,分布也比较均匀,反之则减小。蜗壳与叶片的动静干涉是蜗壳产生压力脉动的主要原因。

参考文献:

- [1] 刘厚林,杜 辉,董 亮,等. 离心泵蜗壳压力脉动特性数值分析[J]. 水利水电科技进展, 2013, 33(1): 18-23.
- [2] Xu C. Simulation of turbulent flow in pump based on sliding mesh and RNG $k-\epsilon$ model [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(1): 66-68.
- [3] Wang H, Tsukamoto H. Fundamental analysis on rotor-stator interaction in a diffuser pump by vortex method [J]. Fluids Eng, 2001, 123(4): 737-747.
- [4] 祝 磊,袁寿其,袁建平. 阶梯隔舌对离心泵压力脉动和径向力影响的数值模拟[J]. 农业机械学报, 2010, 41(S1): 21-26.
- [5] 何秀华. 水泵压力脉动的类型研究[J]. 排灌机械, 1996, 15(4): 47-50.
- [6] 崔宝玲,许文静. 低比转速复合叶轮离心泵内的非定常流动特性[J]. 化工学报, 2011, 62(11): 3093-3100.
- [7] Miyamoto H, Nakashima Y. Effect of splitter blades on the flows and characteristics in centrifugal impeller[J]. JSME International Series , 1992, 35(2): 238-246.
- [8] Yang W, Cui D. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3): 91-95.
- [9] Spence R, Amaral-Teixeira J. A CFD paramedics study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump[J]. Computers&Fluids, 2009, 38(6): 1243-1257.
- [10] Barrio R, Parrondo J, Blanco E. Numerical analysis of the unsteady flow in the near-tongue region in a volute-type centrifugal pump for different operating points [J]. Computers&Fluids, 2010, 39(5): 859-870.
- [11] Dong R, Chu S. Effect of modification to tongue and impeller geometry on unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(7): 506-515.
- [12] 江 伟,李国君,张新盛,等. 离心泵叶片出口边倾斜角对压力脉动的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(5): 369-372.
- [13] 袁建平,付燕霞,刘 阳,等. 基于大涡模拟的离心泵蜗壳内压力脉动特性分析[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(4): 310-315.

Influence of Different Initial Diameters of Splitter Blade on Pressure Fluctuation of Centrifugal Pump

ZHOU Han-tao, CUI Bao-ling, FANG Chen, CHEN De-sheng

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

Abstract: To analyze the influence of initial diameter of splitter blade of compound impeller with low specific speed on pressure fluctuation in volute flow channel, this paper conducts three-dimensional non-steady numerical calculation on two centrifugal pumps with different initial diameters with Reynolds time-average method through standard $k-\epsilon$ turbulence model and sliding mesh technology and obtains circumferential pressure fluctuation on volute wall and radial pressure fluctuation on cross section through time domain and frequency domain analysis on pressure at different monitoring points in volute. The calculation result shows that pressure fluctuation in volute of centrifugal pump with large initial diameter of splitter blade is large; amplitude fluctuation of pressure fluctuation at each monitoring point in volute of two centrifugal pumps has obvious periodicity and their fluctuation trends are basically consistent; at circumferential monitoring point, with the gradual increase of angle of circumference (anti-clockwise direction), the influence of rotor-stator interaction of volute gradually weakens and pressure fluctuation at monitoring point gradually decreases; on the same cross section, large pressure fluctuation is presented at the monitoring point at the entrance of volute and on the wall; first-order dominant frequency of pressure fluctuation at each monitoring point of two centrifugal pumps is blade passing frequency.

Key words: splitter blade; pressure fluctuation; numerical simulation; time domain; frequency domain

(责任编辑: 康 锋)