doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.06.005

导叶式离心泵内部流动特性数值模拟

朱相源　江　伟　李国君　孙光普

(西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 西安 710049)

摘要: 采用 SST $k-\omega$ 湍流模型对导叶式单级离心泵内部流场与压力场进行非稳态数值模拟,并进行试验验证。根据数值计算结果分析导叶、蜗壳内非定常压力回收与总压损失、压力脉动等特性。结果表明,数值模拟性能预测结果与试验结果较吻合;由于动静干涉作用影响,导叶与蜗壳内总压损失、静压回收呈现周期性波动,且导叶内总压损失与静压回收都大于蜗壳;导叶内大量漩涡主要由导叶叶片前缘漩涡诱导产生,且逐渐向出口延伸,而蜗壳内漩涡主要由导叶叶片尾缘诱导产生。叶轮中最大压力脉动强度集中于叶轮出口处,导叶与蜗壳中压力脉动强度最大区域分别集中于导叶前缘附近、蜗壳出口。

关键词: 离心泵; 导叶; 动静干涉; 数值模拟

中图分类号: TH311　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2016)06-0034-08

Numerical Analysis of Hydraulic Performance in Centrifugal Pump with Vane Diffuser

Zhu Xiangyuan　Jiang Wei　Li Guojun　Sun Guangpu

(*Key Laboratory of Thermal Fluid Science and Engineering of MOE*, *Xi'an Jiaotong University*, *Xi'an* 710049, *China*)

Abstract: The unsteady numerical method was applied to simulate the flow field and pressure field in the single-stage centrifugal pump with vane diffuser by using SST $k-\omega$ turbulent model. The static pressure recovery, energy loss and pressure fluctuation in the diffuser and volute were analyzed and the results showed that the performance using the numerical method was in good agreement with data obtained from experimental investigation. The total pressure loss and static pressure recovery in the diffuser and volute presented periodic fluctuation due to interaction between impeller and diffuser, and they were much bigger than those in volute. The pressure loss in vane diffuser was increased as the increase of flow rate. The static pressure recovery was got small as the flow rate came large. Pressure loss and pressure recovery in volute presented the same trend. The difference between the maximum and minimum pressure losses was increased as the increase of operating flow rate, as well as the pressure recovery. The pressure pulsation intensity distributed on impeller was got stronge as the increase of operating flow rate. The pressure pulsation intensity distributed on guide blade was increased at low flow rate and reached the maximum value, and then it was decreased as the increase of flow rate. The large number of vorticity in the diffuser moved to exit was induced by the vane leading edge, but it was provoked by the vane trialing in volute. The maximum pressure fluctuation intensity coefficient (C_{sdv}) in impeller was concentrated at the impeller exit, and it was concentrated on the vane leading edge and the volute exit in the diffuser and volute, respectively.

Key words: centrifugal pump; guide vane; rotor-stator interaction; numerical simulation

收稿日期: 2015-11-27　修回日期: 2016-02-25

基金项目: 国家自然科学基金项目(51076126)

作者简介: 朱相源(1990—),男,博士生,主要从事叶轮机械三维设计研究, E-mail: iiibing@126.com

通信作者: 李国君(1963—),男,教授,主要从事叶轮机械优化设计研究, E-mail: liguojun@xjtu.edu.cn

引言

离心泵内部流动为复杂的三维非定常湍流，常伴有流动分离、空化、水力振动等影响离心泵稳定运行的现象。导叶是离心泵中重要的过流部件之一，其水力损失及叶轮叶片与导叶叶片之间的动静干涉作用直接影响离心泵的性能和稳定性，因此清楚地认识导叶式单级离心泵内部三维非定常复杂流动规律有利于离心泵安全可靠的运行。

近年来，国内外学者采用试验与数值模拟方法对叶片式扩压器离心泵进行了大量的研究。祝磊等[1]对带有长舌、中舌和短舌 3 种不同形式隔舌的离心泵进行了三维非稳态数值模拟，研究发现由于受到动静干涉的影响，不同工况下作用在叶轮上的径向力矢量图呈明显的六角星分布。郭鹏程[2]采用数值模拟的方法分析了不同工况下离心泵内叶轮与蜗壳耦合的非定常流动，分析表明受叶轮与蜗壳的干扰，蜗壳进口周向流动的不均匀性非常强烈，特别是叶轮与蜗舌间的相互干扰最为强烈，一直影响到叶轮进口和蜗壳扩散管出口的流场，也是离心泵运行中部件振动和产生噪声的主要原因。施卫东等[3]通过数值模拟的方式对潜水泵进行非定常计算，结果表明由于叶片和隔舌的动静干涉作用，蜗壳流道内各监测点的压力脉动及壁面所受径向力的变化具有明显的周期性。周岭等[4]对一台深井离心泵内部流场进行非定常数值分析，结果表明，网格数对数值计算结果影响较大；在叶轮出口与导叶进口交界处，叶轮叶片与导叶叶片的动静耦合是产生压力脉动的原因；压力脉动周期与叶轮叶片数相关，导叶叶片数对压力脉动周期影响较小；叶片通过频率是影响压力脉动的主要因素。文献[5－13]分别对双蜗壳泵，中高比转数混流泵、轴流泵及普通离心泵内部流场进行数值分析，结果表明在设计工况及大流量工况下，压力脉动频率主要受叶频影响，小流量工况下轴频对压力脉动影响较大。QIN 等[14]、WANG 等[15]和 BENRA 等[16]采用数值模拟的方法，研究了带叶片式扩压器的离心泵内部非定常流动特性。FENG 等[17－19]和 SINHA 等[20]利用 CFD 软件及可视化技术（PIV、LDV）研究了带叶片式扩压器离心泵的内部流场，研究结果表明在设计工况与非设计工况下，泵运行时存在部分湍流现象源于叶轮与扩压器的动静干涉。

本文利用 ANSYS CFX 数值模拟软件对某一型号导叶式离心泵进行非定常数值模拟，重点分析导叶与蜗壳的水力性能和压力脉动。

1　几何模型与数值模拟验证

1.1　设计参数

离心泵基本参数：流量 $Q=40\ m^3/h$，扬程 $H=60\ m$，转速 $n=2\ 900\ r/min$。表 1 为离心泵过流部件基本设计参数。图 1 所示为导叶式离心泵几何模型与压力监测点。

表 1　过流部件主要参数

Tab. 1　Specification parameters of flow passage components

部件	参数	数值
叶轮	出口直径 D_2/mm	223
	叶片出口宽度 b_2/mm	8
	叶片数 Z_1	6
蜗壳	基圆直径 D_5/mm	284
	进口宽度 b_5/mm	19
导叶	进口直径 D_3/mm	228
	出口直径 D_4/mm	283
	叶片数 Z_2	5

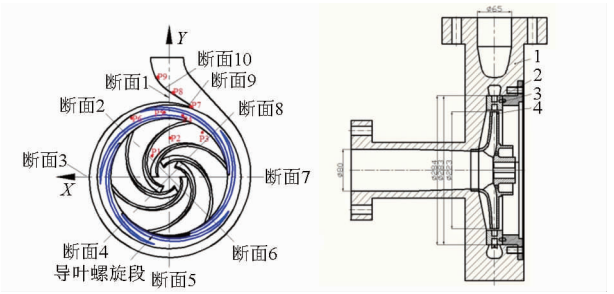

图 1　几何模型与压力监测点

Fig. 1　Geometric model and pressure monitoring points

1. 蜗壳　2. 导叶　3. 销　4. 叶轮

1.2　数值模拟验证

1.2.1　离心泵性能试验

导叶由销孔固定在泵体上，其安放位置由销孔控制，如图 1 所示。离心泵叶轮、导叶和蜗壳通过快速成型加工制造。因叶轮、导叶、蜗壳等部件材料强度有限，故试验在转速为 1 450 r/min 下进行，测试结果通过相似换算得到转速在 2 900 r/min 时的特性曲线。图 2 所示为离心泵试验台。JN338 型扭矩传感器（北京三晶有限公司）测量误差为 ±0.2%；流量测量采用 AE215 型电磁流量计，其测量误差为 ±0.5%；进出口压力测量用 EJA510A 型压力传感器，其测量误差为 ±0.075%。不同工况下离心泵性能数据见表 2。

1.2.2　数值模拟验证及网格无关性验证

采用 ICEM 软件对模型进行前处理得到四面体混合网格。为得到相对稳定的流场，将进出口流动区域延长5倍管道直径，图3为各计算域网格。在

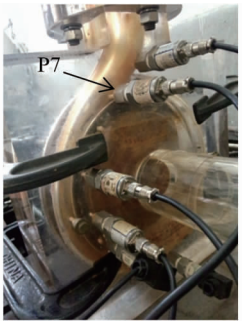

图 2 离心泵试验台

Fig. 2 Centrifugal pump test rig

表 2 不同工况下离心泵性能数据

Tab. 2 Centrifugal pump performancedata under different operation conditions

参数	流量/($m^3 \cdot h^{-1}$)					
	20.51	25.16	31.53	41.92	50.10	59.40
效率/%	44.50	48.60	53.62	58.5	58.82	55.76
扬程/m	63.98	62.65	61.32	57.8	53.82	47.13



图 3 三维模型及网格划分网格

Fig. 3 3D model and structured mesh

叶片与隔舌附近处进行网格局部加密。

计算网格数不同对离心泵数值模拟产生影响，而网格数较多会占用较多的计算机内存且耗时较长，为选择最优的各计算区域网格数以保证数值预测结果的准确性与可靠性，同时提高计算速度，在设计工况下，针对模型泵选取 5 种不同的网格尺寸进行数值模拟，其结果见表 3。

表 3 网格无关性验证

Tab. 3 Grid independence test and verification

参数	网格数				
	2.35×10^6	3.31×10^6	4.04×10^6	5.16×10^6	6.08×10^6
效率/%	57.82	58.53	59.13	59.17	59.19
扬程/m	57.23	58.35	59.49	59.54	59.57

由表 3 可知，在网格数大于 4.04×10^6 时，离心泵效率及扬程变化量较小，效率变化在 0.1% 以内，扬程变化在 0.1 m 以内，在保证计算准确性及计算速度的前提下，选取网格数为 4.04×10^6 作为数值计算的网格数选取标准。此时进口段、叶轮、导叶、蜗壳、出口段网格数分别为 101 863、981 652、1 101 308、1 756 381、98 635。

湍流模型采用 SST 模型，稳态计算边界条件采用总压进口边界条件、质量流量出口边界条件，壁面无滑移边界条件。瞬态计算是以稳态计算为初始条件，叶轮每转过 3° 为一时间步，其时间步长为 0.000 172 414，一个周期迭代 120 步，迭代 10 个周期。非定常压力脉动监测点如图 1 所示。图 4 为导叶式离心泵外特性试验曲线与模拟曲线对比。由扬程曲线可知，在小流量时数值模拟得到的扬程与试验值非常接近；设计工况点附近数值模拟值大于试验值；在整个测量流量范围内，扬程的数值模拟值和试验值偏差在 2% 以内。由效率流量曲线可知，在整个测量流量范围内，效率的数值模拟值均大于试验值，但其误差范围在 5% 以内。产生以上现象的主要原因是：数值模拟未考虑容积损失；数值模拟未考虑机械损失，如圆盘摩擦损失，轴承和密封处的摩擦损失。综上所述，此模型泵数值模拟值与试验值基本吻合，说明数值模拟能比较准确地预测此模型泵外特性，可为以下进一步分析提供一定依据。

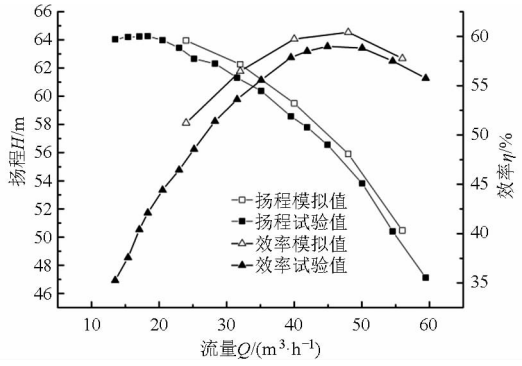

图 4 离心泵外特性曲线

Fig. 4 External performance characteristic curves

2 结果分析

2.1 内部流场分析

导叶和蜗壳的主要功能是将由叶轮流出的介质输送至下游，并将介质动能转换成压力能即静压回收。静压回收计算公式为

$$H_R = \frac{p_{out} - p_{in}}{\rho g} \tag{1}$$

式中 p_{in}、p_{out}——进、出口静压

在介质输送过程中，产生的总压损失计算公式为

$$H_{loss} = \frac{p_{tin} - p_{tout}}{\rho g} \tag{2}$$

式中 p_{tin}、p_{tout}——进、出口总压

图 5 所示分别为不同工况下蜗壳和导叶中非定常总压损失与静压回收，图中 h 表示总压损失或静压回收，Q_{des} 表示设计流量。由图 5 总压损失曲线可

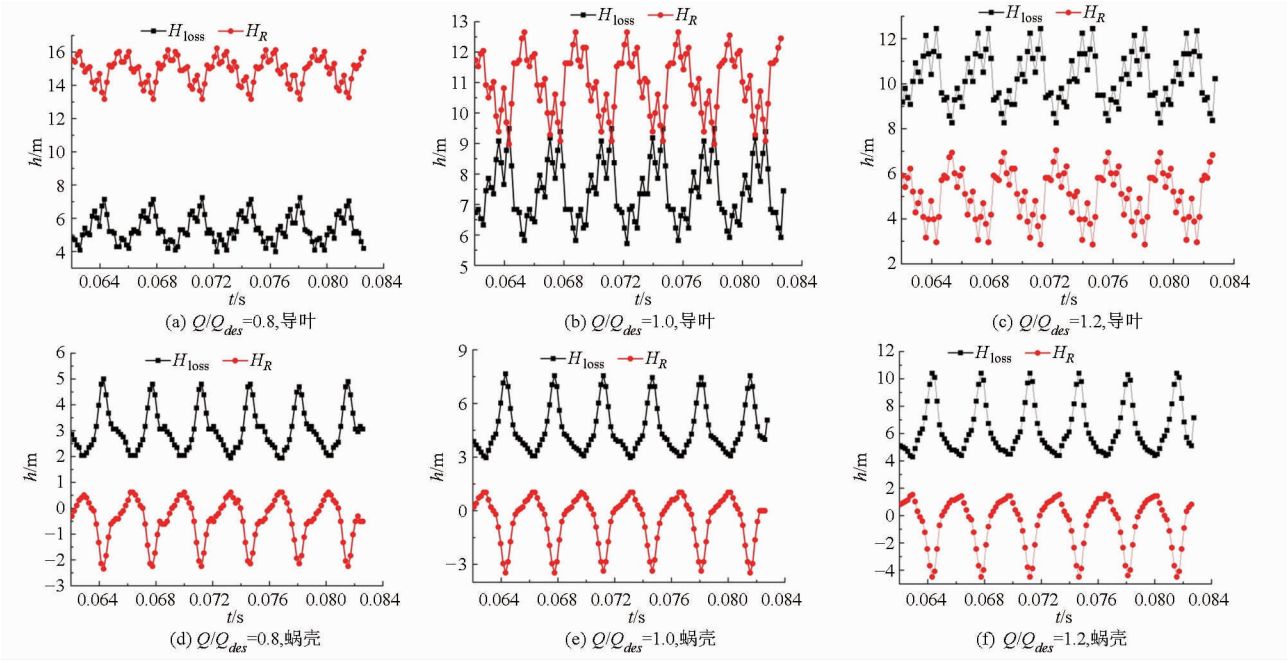

图 5　导叶和蜗壳中的总压损失和静压回收

Fig. 5　Total pressure loss and pressure recovery in diffuser and volute

知，随着流量的增加，其导叶与蜗壳内总压损失逐渐增加；导叶内总压损失大于蜗壳，其主要原因可能是进入导叶的流体具有较高的流动速度，导致较高的水力损失，而水流由导叶降速加压后进入蜗壳，流速相对较低，水力损失相对较小；由于受叶轮与导叶动静干涉的影响，蜗壳与导叶内总压损失波动呈明显周期性波动，尽管导叶内总压损失波动幅值（波峰至波谷）小于蜗壳，但比蜗壳内更剧烈，说明导叶受叶轮动静干涉的影响较蜗壳更明显。

由图 5 静压回收波动曲线可知，随着流量的增加，导叶的扩压作用逐渐减小，蜗壳的扩压作用有所提升；静压回收主要在导叶中进行，在蜗壳中静压回收特别小；导叶中静压回收趋势与总压损失趋势相反，即波谷对应总压损失波峰，说明总压损失主要是由绝对速度产生的水力损失导致，即导叶内能量转换过程对其总压损失有很大的影响，而在蜗壳中静压回收趋势与总压损失趋势相同，说明蜗壳内总压损失主要由蜗壳扩压产生的损失导致。

图 6 给出蜗壳各设计断面静压系数、动能系数及总压系数分布，其中 H_1、H_2、H_3 分别为静扬程、动扬程、总扬程，u_2 为出口圆周速度。结果表明，由于蜗壳隔舌影响，在蜗壳第 1 断面与隔舌处，其静压分布几乎相同，蜗壳第 2 断面至第 8 断面，其值在逐渐降低，但降低幅值非常小，且蜗壳出口与各设计断面静压非常接近，说明蜗壳各设计断面不起扩压作用及整个蜗壳流道扩压作用特别小。蜗壳第 1 断面至第 8 断面，动能呈线性增加，表明由绝对速度产生的水力损失沿着蜗壳过流断面在逐渐增加。蜗壳第 1 断面处总压系数最小，且第 1 断面至第 2 断面其总压变化梯度最大，表明该处总压损失最大。

图 7 所示，为不同轴面上 t 时刻湍动能与涡量分布。湍动能指流体质量湍流脉动速度具有的动能，由图 7a 湍动能分布可知，导叶内不同轴面上湍动能分布不同，$Z=0$ mm（中心轴面）时，其湍动能最小，$Z=4$ mm 与 $Z=-4$ mm 时，湍动能较大且分布趋势相同，说明在 $Z=0$ mm 处，湍流强度较其他两处弱；$Z=0$ mm 时，湍动能主要发生在导叶叶片附

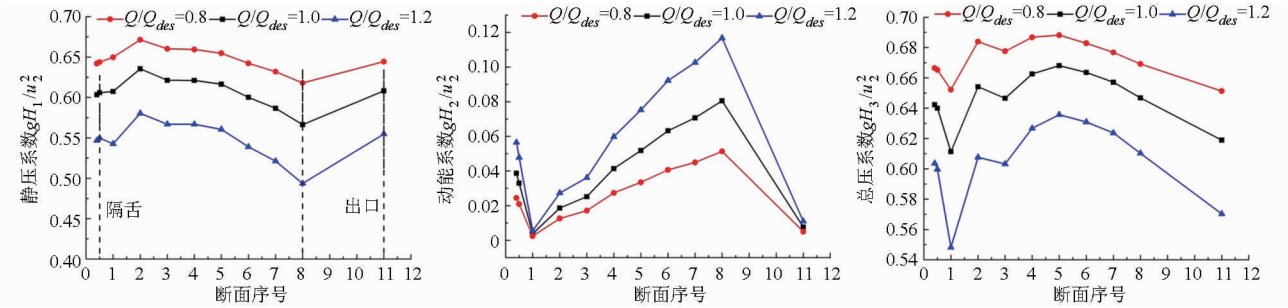

图 6　不同流量时蜗壳各断面静压系数、动能系数与总压系数分布

Fig. 6　Distributions of pressure coefficient, kinetic energy coefficient and total pressure coefficient

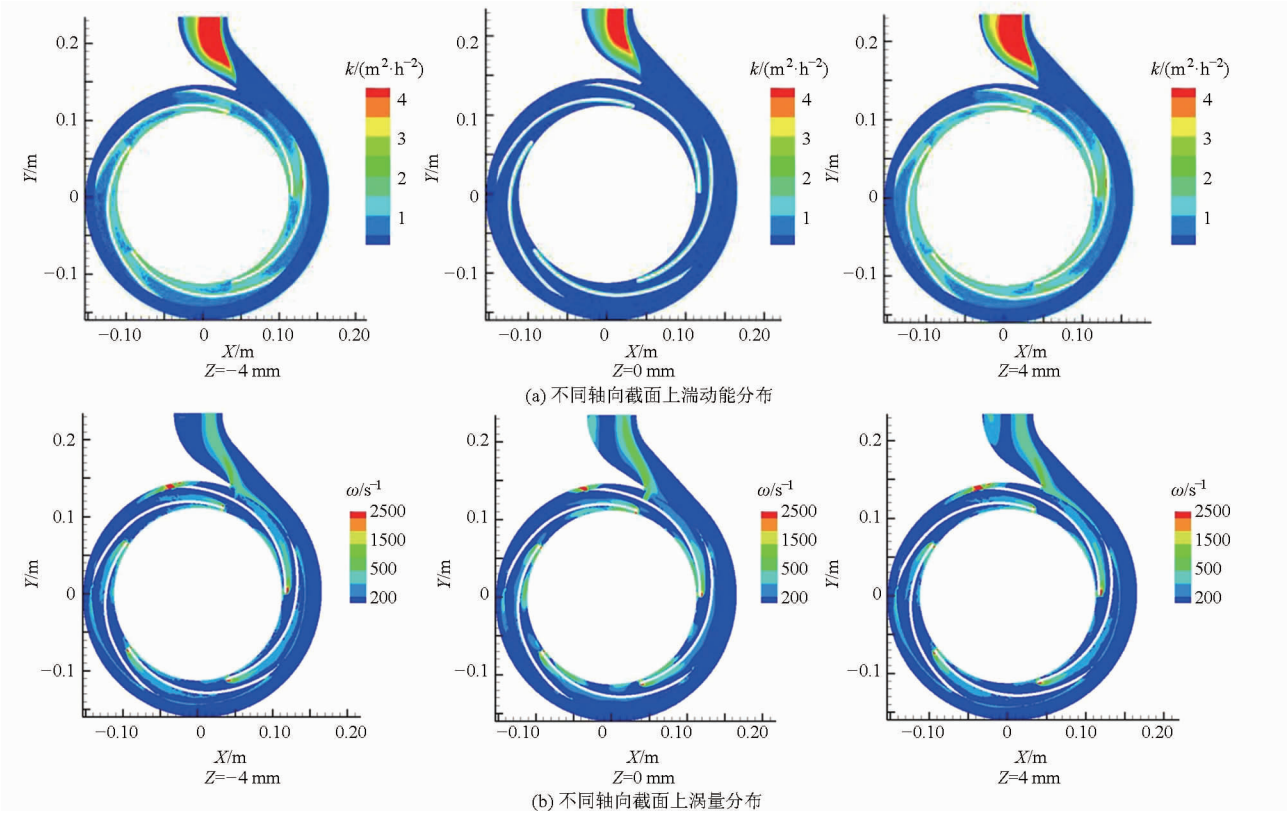

图 7 不同轴向截面上 t 时刻湍动能与涡量分布

Fig. 7 Distributions of turbulent kinetic energy and vorticity on different axis surfaces at time t

近,而 $Z=4$ mm 与 $Z=-4$ mm 时,湍动能最大区域主要集中在导叶螺旋段与扩散段,说明导叶的主要水力损失集中在导叶叶片、导叶螺旋段与扩散段;不同轴面上,蜗壳内湍动能最大区域主要集中在蜗壳出口处,说明其水力损失最大的区域发生在蜗壳出口。

离心泵内部流动比较复杂,经常出现旋涡流动,通常用涡量来度量其大小和方向。由图 7b 可知,不同轴向截面下,各部件内轴向涡量分布差别不大,这是由漩涡在同一时刻,涡管各截面上的涡通量相同的特性决定的。由图可知,$Z=-4$ mm 与 $Z=4$ mm 轴面上导叶内涡量分布较大,$Z=0$ mm 与 $Z=4$ mm 轴面上蜗壳内涡量分布较大。导叶内涡量主要发生在导叶前缘、导叶压力面与吸力面、导叶螺旋段;导叶前缘处的涡量沿着流道方向延伸,导叶工作面与背面处的涡量主要由导叶前缘诱导产生。蜗壳内涡量主要集中在蜗壳出口、蜗壳螺旋段(与导叶叶片交界处);蜗壳螺旋断面上的涡量主要由导叶尾缘导致,其出口处涡量由导叶尾缘与蜗壳隔舌共同诱导产生。

图 8 为不同时刻下,瞬时与平均速度分布,图中 W_r、C_u、u_2 和 Ψ 分别表示相对速度的径向分量、绝对速度的径向分量、绝对速度的圆周分量、叶轮出口圆周速度和周向角度。由图可知,瞬时速度呈现出较好的周期性,但是在两波峰之间出现二次波动,W_r 和 C_r 在叶轮叶片吸力面呈现最小值,在其靠近压力面附近出现最大值;W_r 靠近导叶叶片前缘吸力面速度大于压力面,而 C_u 靠近导叶叶片前缘压力面速度大于吸力面,由此可间接说明速度分布受叶轮与导叶动静干涉影响较明显。W_r 和 C_u 沿圆周方向分布主要由叶轮叶片位置与尾迹流引起。由平均速度分布可知,其速度分布出现较好周期性,波峰与波峰之间并无二次波动,且在叶片吸力面速度达到最小,靠近压力面速度最大,说明其速度主要由叶轮叶片旋转位置导致。

2.2 压力脉动分析

对整个流道中任意时刻任意点的压力脉动分析比较困难,故目前针对压力脉动分析主要是对所得节点或数据进行抽样[8-13]。采用标准方差的方式对整个流道中任意节点的压力脉动进行分析,计算公式为

$$C_{sdv}=\frac{\sqrt{\dfrac{1}{N}\sum_{j=0}^{N-1}\tilde{p}_{\mathrm{node},t_0+j\Delta t}^{2}}}{0.5\rho u_2^2} \tag{3}$$

$$\bar{p}_{\mathrm{node}}=\frac{1}{N}\sum_{j=0}^{N-1}p_{\mathrm{node},t_0+j\Delta t} \tag{4}$$

$$\tilde{p}_{\mathrm{node},t}=p_{\mathrm{node},t}-\bar{p}_{\mathrm{node}} \tag{5}$$

式中 C_{sdv}——压力脉动强度系数

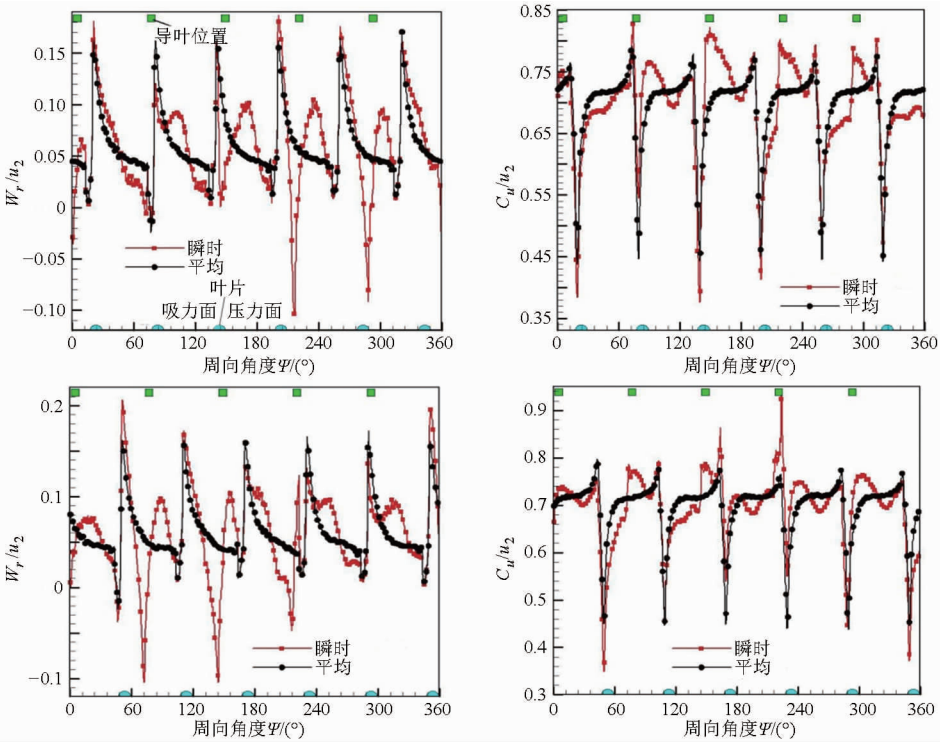

图 8　不同时刻圆周方向瞬时与平均速度分布

Fig. 8　Instantaneous and average circumferential velocity distributions at different times

p——脉动压力　　$\overline{p}$——时均压力

$\hat{p}$——周期压力

N——一个旋转周期内的采样数据

t_0——采样起始时间

Δt——采样间隔时间

下标 node 代表节点，j 代表采样序号。

图 9 所示为压力脉动强度 C_{sdv} 在叶轮、导叶、蜗壳内的分布。由图 9 可知，叶轮内压力脉动强度随流量的增加逐渐增强；在所有工况下，压力脉动强度沿流道方向逐渐增强，且在叶轮出口处工作面附近区域达到最大值。导叶内压力脉动强度随着流量的增加而增强，但是沿着流道方向逐渐减弱，压力脉动

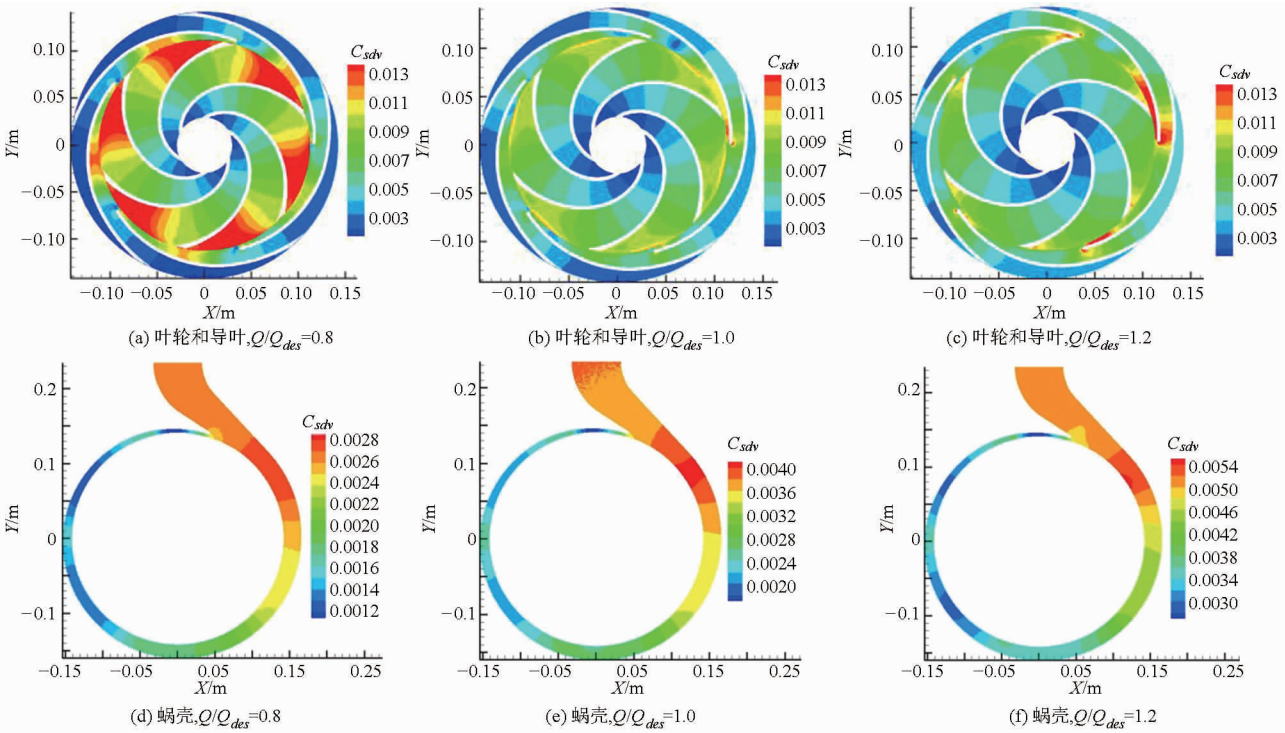

图 9　不同工况下压力脉动强度

Fig. 9　Pressure fluctuation intensity under different operation conditions

强度最大值处于导叶叶片前缘处。蜗壳内压力脉动强度在螺旋段较小,在靠近扩散段附近最大。

采用压力系数法对瞬态压力进行无量纲处理,其计算式为

$$C_p(i)=\frac{p(i)-\bar{p}}{0.5\rho U^2} \tag{6}$$

式中 $p(i)$——监测点处压力

$\bar{p}$——监测点一个周期内压力平均值

U——叶轮外缘圆周速度

ρ——流体密度

图 10 为隔舌处(数值模拟中监测点 P7)压力脉动试验结果频谱图,图中 f 表示压力脉动频率,f_n 表示叶片通过频率。图 11 所示为各监测点频谱图。如前文所述,试验在转速为 1 450 r/min 下进行,数值模拟转速为 2 900 r/min。压力脉动试验主频为叶片通过频率,大小为 145 Hz,且在 290 Hz 处出现叶频的高频谐波;数值模拟压力脉动的主频为叶片通过频率,大小为 290 Hz,同样在 580 Hz 处出现叶频的高频谐波,因数值模拟中不存在实际工程中加工及安装精度问题,故而模拟频谱图中并未出现轴频及低频谐波,综上所述,压力脉动试验值与模拟值整体趋势相似,压力脉动数值模拟值是可靠的。图 11 中,因叶轮叶片数为 6,导叶叶片数为 5,故叶轮对液流的影响频率为转频的 5 倍,导叶与蜗壳对液流的影响频率是转频的 6 倍。由图 11 可知,叶轮内各点压力脉动最大幅值位于频率 $f=241$ Hz(叶频),在轴频处存在较大的压力脉动幅值,且在叶频与轴频处压力脉动幅值沿着流道逐渐变大。导叶与蜗壳内各监测点压力脉动最大幅值位于 $f=290$ Hz(叶频),在低频区无波动。

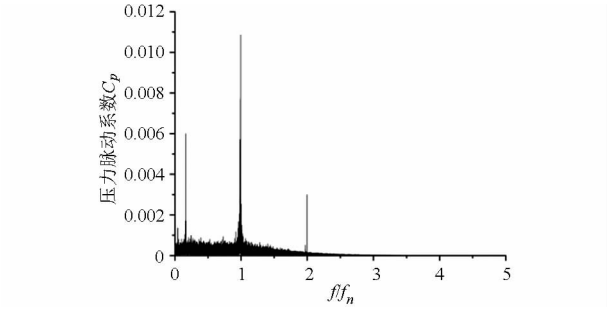

图 10 P7 点压力脉动试验频谱图

Fig. 10 Frequency spectrum characteristic of pressure fluctuation of P7

图 12 为不同流量下叶轮与导叶叶片中截面上压力脉动强度分布,θ 表示叶片包角。由图 12a 可知,在各个流量下,最强压力脉动强度分布靠近叶片尾缘,且位于压力面。随着流量增加,叶片中脉动强度减弱,尤其在小流量时,脉动强度远大于大流量;靠近叶片尾缘处压力脉动强度几乎为大流量时的 2 倍,且压力面受流量影响明显大于吸力面。由图 12b 可知,各流量时,导叶叶片中吸力面脉动强度明显比压力面波动剧烈且大于压力面;在 $Q/Q_{des}=0.8$ 与 $Q/Q_{des}=1.0$ 流量下,脉动强度最大值位于叶片中间,而 $Q/Q_{des}=1.2$ 流量时,最大脉动值靠近叶片尾缘处。

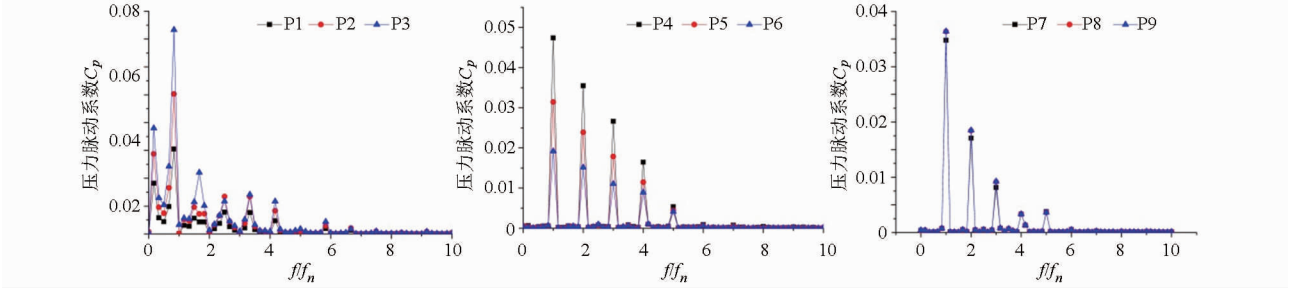

图 11 不同监测点压力脉动频域特性

Fig. 11 Frequency spectrum characteristic of pressure fluctuation at different monitoring points

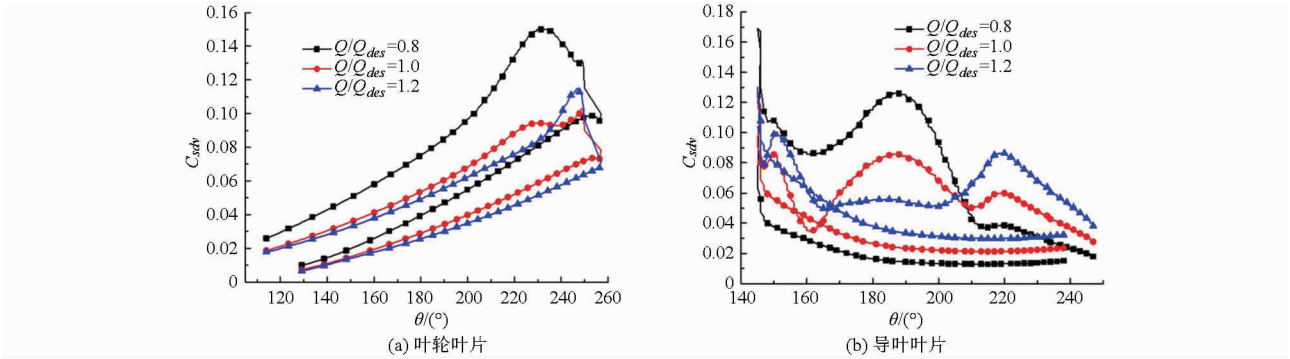

图 12 不同流量下叶轮与导叶中截面上压力脉动强度分布

Fig. 12 Pressure pulsation intensity distribution on impeller and guide blade under different flow rates

3　结论

（1）随着流量的增加，导叶与蜗壳内总压损失逐渐增加；导叶内总压损失大于蜗壳；受叶轮与导叶动静干涉的影响，蜗壳与导叶内总压损失波动呈明显周期性波动，导叶内总压损失波动幅值小于蜗壳，但比蜗壳内更剧烈，说明导叶受叶轮动静干涉的影响较蜗壳更明显。

（2）导叶中静压回收趋势与总压损失趋势相反，即波谷相对应总压损失波峰，蜗壳中静压回收趋势与总压损失趋势相同。

（3）导叶内涡量主要发生在导叶前缘、导叶工作面与背面、导叶螺旋段；导叶前缘处的涡量沿着流道向导叶出口移动，导叶工作面与背面处的涡量主要由导叶前缘诱导产生。蜗壳内涡量主要集中在蜗壳出口、蜗壳螺旋段；蜗壳螺旋断面上的涡量主要由导叶尾缘所导致，但其出口处涡量由导叶尾缘与蜗壳隔舌共同诱导产生。

（4）在所有工况下，叶轮中压力脉动强度沿流道方向逐渐增强，且在出口处工作面附近区域达到最大值；导叶内压力脉动强度随着流量的增加而增强，但是沿着流道方向逐渐减弱，压力脉动强度最大值处于导叶叶片前缘处；蜗壳内压力脉动强度在螺旋段较小，但是在靠近扩散段附近达最强。

参　考　文　献

1　祝磊，袁寿其，袁建平，等. 不同型式隔舌离心泵动静干涉作用的数值模拟[J]. 农业工程学报，2011，27(10)：50－55.
ZHU Lei，YUAN Shouqi，YUAN Jianping，et al. Numerical simulation for rotor-stator interaction of centrifugal pump with different tongues[J]. Transactions of the CSAE，2011，27(10)：50－55.（in Chinese）

2　郭鹏程. 水力机械内部复杂流动的数值研究与性能预测[D]. 西安：西安理工大学，2009.
GUO Pengcheng. Numerical investigation and performance prediction on 3D complex viscous flows in hydromachinery[D]. Xi'an：Xi'an University of Technology，2009.（in Chinese）

3　施卫东，张磊，陈斌，等. 离心泵间隙对压力脉动及径向力的影响[J]. 排灌机械工程学报，2012，30(3)：260－264.
SHI Weidong，ZHANG Lei，CHEN Bin，et al. Influence of gap on pressure pulsation and radial force of centrifugal pumps[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering，2012，30(3)：260－264.（in Chinese）

4　周岭，施卫东，陆伟刚，等. 深井离心泵内部非定常流动的压力脉动特性分析[J]. 农业工程学报，2011，27(10)：44－49.
ZHOU Ling，SHI Weidong，LU Weigang，et al. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in deep-well centrifugal pump[J]. Transactions of the CSAE，2011，27(10)：44－49.（in Chinese）

5　江伟，郭涛，李国君，等. 离心泵流场流固耦合数值模拟[J]. 农业机械学报，2012，43(9)：53－56.
JIANG Wei，GUO Tao，LI Guojun，et al. Numerical calculation on flow field in centrifugal pump based on fluid-structure interaction theorem[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2012，43(9)：53－56.（in Chinese）

6　张兄文，李国君，李军. 离心泵叶轮内变流量流动特性的数值模拟[J]. 农业机械学报，2005，36(10)：62－65.
ZHANG Xiongwen，LI Guojun，LI Jun. Numerical simulation of flow characteristics in centrifugal pump impellers with variant mass flow[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2005，36(10)：62－65.（in Chinese）

7　田辉，郭涛，孙秀玲，等. 离心泵内部动静干涉作用的数值模拟[J]. 农业机械学报，2009，40(8)：92－95.
TIAN Hui，GUO Tao，SUN Xiuling，et al. Numerical simulation of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2009，40(8)：92－95.（in Chinese）

8　桂绍波，曹树良，谭磊，等. 前置导叶预旋调节离心泵性能的数值预测与试验[J]. 农业机械学报，2009，40(12)：101－106.
GUI Shaobo，CAO Shuliang，TAN Lei，et al. Numerical simulation and experiment of inlet guide vane pre-whirl regulation for centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2009，40(12)：101－106.（in Chinese）

9　杨敏，闵思明，王福军. 双蜗壳泵压力脉动特性及叶轮径向力数值模拟[J]. 农业机械学报，2009，40(11)：83－88.
YANG Min，MIN Siming，WANG Fujun. Numerical simulation of pressure fluctuation and radial force in a double volute pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2009，40(11)：83－88.（in Chinese）

10　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)：1003－1009.
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)：1003－1009.（in Chinese）

11　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）

12　黎义斌，李仁年，王秀勇，等. 低比转数混流泵压力脉动特性的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报，2013，31(3)：205－209.
LI Yibin，LI Rennian，WANG Xiuyong，et al. Numerical analysis of pressure fluctuation in low specific speed mixed-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering，2013，31(3)：205－209.（in Chinese）

13　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）

（下转第 46 页）

参 考 文 献

1 王福军. 水泵与水泵站[M]. 北京:中国农业出版社, 2005.

2 ARNDT N, ACOSTA A J, BRENNEN C E, et al. Rotor-stator interaction in a diffuser pump[J]. Journal of Turbomachinery, 1989,111(3):213 - 221.

3 席光, 卢金铃, 祁大同. 混流泵叶轮内部流动的 PIV 实验[J]. 农业机械学报, 2006, 37(10): 53 - 57.
XI Guang, LU Jinling, QI Datong. Experimental study on the flow in mixed pump impeller by PIV[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(10): 53 - 57. (in Chinese)

4 邴浩, 曹树良, 谭磊,等. 混流泵导叶对其性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(2):125 - 130.
BING Hao, CAO Shuliang, TAN Lei, et al. Effects of diffuser vane on mixed-flow pumps performance [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(2):125 - 130. (in Chinese)

5 BING Hao, CAO Shuliang, TAN Lei, et al. Effects of meridional flow passage shape on hydraulic performance of mixed-flow pump impellers [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(3): 469 - 475.

6 邴浩,曹树良,谭磊. 混流泵叶轮设计正反问题迭代方法[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(4):277 - 281.
BING Hao, CAO Shuliang, TAN Lei. Iteration method of direct inverse problem of mixed-flow pump impeller design [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(4): 277 - 281. (in Chinese)

7 MASAHIRO M, HIDEAKI M, ISAMU U, et al. Unsteady head-flow characteristic generation mechanism of a low specific speed mixed flow pump [J]. Journal of Thermal Science, 2005, 15(2): 115 - 120,144.

8 SANKAR L S, JUNICHI K, JUN Matsui, et al. Suppression of performance curve instability of mixed flow pump by use of J-groove [J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 2000, 122(3): 592 - 597.

9 FERNANDEZ J, BLANCO E, SANTOLARIA C, et al. A numerical analysis of a mixed flow pump[C]// Proceedings of the ASME 2002 Joint U. S-European Fluids Engineering Division Comference,2002,2:791 - 798.

10 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)

11 LI Yaojun, WANG Fujun. Numerical investigation of performance of an axial-flow pump with inducer [J]. Journal of Hydrodynamics, 2007, 19(6):705 - 711.

12 OH H W, YOON E S. Hydrodynamically detailed performance analysis of a mixed-flow water-jet pump computational fluid dynamics[J]. Proc. IMech E, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2008,222(9):1861 - 1867.

13 王春林,易同祥,吴志旺,等. 混流式核主泵非定常流场的压力脉动特性分析[J]. 动力工程,2009,29(11):1036 - 1040.
WANG Chunlin, YI Tongxiang, WU Zhiwang, et al. Analysis on pressure fluctuations of unsteady flow field in mixed-flow main coolant pump [J]. Journal of Power Engineering, 2009, 29(11):1036 - 1040. (in Chinese)

14 ZHANG Desheng, SHI Weidong, CHEN Bin, et al. Unsteady flow analysis and experimental investigation of axial-flow pump[J]. Journal of Hydrodynamics, 2010, 22(1):35 - 43.

15 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,2012,30(2): 167 - 170.
ZHANG Desheng, SHI Weidong, WANG Chuan, et al. Influence of impeller and guild vane blade number on pressure fluctuation in mixed-flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012,30(2): 167 - 170. (in Chinese)

16 肖若富, 陶然, 王维维,等. 混流泵叶轮反问题设计与水力性能优化[J]. 农业机械学报, 2014,45(9): 84 - 88.
XIAO Ruofu, TAO Ran, WANG Weiwei, et al. Inverse design and hydraulic optimization of mixed flow pump impeller [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014,45(9): 84 - 88. (in Chinese)

17 李伟,杨勇飞,施卫东,等.基于双向流固耦合的混流泵叶轮力学特性研究[J].农业机械学报,2015,46(12):82 - 88.
LI Wei, YANG Yongfei, SHI Weidong, et al. Mechanical properties of mixed-flow pump impeller based on bidirectional fluid-structure interaction[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(12): 82 - 88. (in Chinese)

(上接第 41 页)

14 QIN W, TSUKAMOTO H. Theoretical study of pressure fluctuations downstream of a diffuser pump impeller—part 1: fundamental analysis on rotor-stator interaction[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1997,119(3):647 - 652.

15 WANG H, TSUKAMOTO H. Fundamental analysis on rotor-stator interaction in a diffuser pump by vortex method[J]. ASME Journal of Fluids Engineering,2001,123(4) :737 - 747.

16 BENRA F, DOHMEN H. Numerical investigation of the transient flow in a centrifugal pump stage[C]// Proceedings of ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting,2005,2:71 - 76.

17 FENG J, BENRA F K,DOHMEN H J. Qualitative comparison between numerical and experimental results of unsteady flow in a radial diffuser pump[J]. Visualization, 2005,10(4):349 - 357.

18 FENG J, BENRA F K, DOHMEN H J. Investigation of turbulence and blade orientation effects in a radial diffuser pump by laser dopplervelocimetry[C]// Proc. IMech E, Part A: Journal of Power and Energy, 2009, 223(8):991 - 999.

19 FENG Jianjun, BENRA F K,DOHMEN H J. Unsteady flow investigation in rotor-stator interface of a radial diffuser pump[J]. Forschung im Ingenieurwesen, 2010, 74(4):233 - 242.

20 SINHA M, KATZ J, MENEVEAU C. Quantitative visualization of the flow in a centrifugal pump with diffuser vanes—I: on flow structures and turbulence[J]. ASME Journal of Fluids Engineering,2000,122(1):108 - 116.