

导叶式离心泵内部流场数值模拟与试验

江伟¹ 李挺¹ 王玉川¹ 陈帝伊¹ 李国君²

(1. 西北农林科技大学水利与建筑工程学院, 陕西杨凌 712100; 2. 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: 导叶式离心泵应用范围越来越广泛, 迫切需对其稳定性运行及内部非稳态流动机理等相关问题进行探讨与研究。结合数值软件 ANSYS - CFX 与试验方法, 基于 SST $k - \omega$ 湍流模型对导叶式离心泵内部非定常流场进行数值分析, 并采用试验方法对其压力脉动特性进行研究, 探讨不同流量工况下, 压力脉动特性与非稳态流场分布规律。结果表明: 导叶进口处压力脉动高于导叶出口处, 而蜗壳隔舌处脉动强度小于其出口处; 叶轮内压力分布主要受叶轮-导叶动静干涉作用影响; 导叶内压力分布同时受动静干涉作用和蜗壳不对称几何形状影响; 因叶轮出口尾迹流-射流影响, 叶片出口附近出现吸力面静压大于压力面; 由于导叶前缘与叶轮尾缘的影响, 导叶叶片进口处压力分布极其复杂, 规律性较差。

关键词: 导叶式离心泵; 压力脉动; 非稳态流场; 数值模拟

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2017)09-0121-08

Numerical Simulation and Experiment of Flow Field in Centrifugal Pump with Vane Diffuser

JIANG Wei¹ LI Ting¹ WANG Yuchuan¹ CHEN Diyi¹ LI Guojun²

(1. College of Water Resources and Architectural Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China

2. Key Laboratory of Thermal Fluid Science and Engineering, Ministry of Education, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: With the wide use of vane centrifugal pump, it is urgent to discuss and study its stable operation and internal unsteady flow mechanism and other related issues in depth. The vaned diffuser is an important flow passage component in rotating machines and is widely used in turbines, compressors and pumps. The vaned diffuser applied to the multistage centrifugal pump can convert kinetic energy of liquid to pressure energy, and reduce radial force imposed on impeller in a single centrifugal pump. However, the internal flow in the centrifugal pump with vaned diffuser can be extremely complexity, which will impact the performance and stable operation of the centrifugal pump. From the SST $k - \omega$ turbulence model, numerical analysis of the unsteady flow field inside the centrifugal pump was carried out by using numerical software ANSYS - CFX and experimental method. The pressure pulsation characteristics and unsteady flow field distribution of the centrifugal pump were studied by experimental method. The results showed that the pressure pulsation at the inlet of the guide vane was higher than that at the outlet of the guide vane, and the pulsation strength of the volute was smaller than that at the exit. Impeller pressure distribution was mainly affected by the rotor-stator interaction. The pressure distribution in the guide vane was affected by both rotor - stator interaction and asymmetric geometry of the spiral case; the static pressure of the suction surface near the outlet of the impeller was larger than that of the pressure surface due to the impeller exit wake flow. Because of the influence of the vane leading edge and the trailing edge of the impeller, the pressure distribution at the vane inlet of the guide vane was very complicated and the regularity was poor.

Key words: centrifugal pump with vaned diffuser; pressure fluctuation; unsteady flow field; numerical simulation

收稿日期: 2017-01-04 修回日期: 2017-02-22

基金项目: 国家自然科学基金项目(51479173, 51509209)和陕西省水利厅项目(2017slkj-5)

作者简介: 江伟(1985—), 男, 讲师, 博士, 主要从事流体机械内部流动特性研究, E-mail: weijianguit@126.com

通信作者: 陈帝伊(1983—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事水力机械系统稳定性与调控研究, E-mail: nwsuafdychen@163.com

引言

导叶是离心泵中重要的过流部件,广泛应用于多级或单级离心泵中,其中在多级离心泵中导叶主要起压力回收及引流作用,而在单级离心泵中,除上述作用外,导叶还可降低作用于叶轮上径向力。随着社会进步和科学技术的发展,导叶式离心泵的水力性能、运行稳定性及可靠性越来越受重视。

因导叶结构因素,与普通离心泵相比,尤其在偏离设计工况时,导叶式离心泵中叶轮、导叶及蜗壳内均会出现剧烈的湍流流动,并对水泵的水力性能产生较大的影响^[1-3]。在较小流量工况时,导叶式离心泵扬程曲线易出现驼峰,且进一步减小流量时,由于叶轮进口处剧烈的非定常湍流流动,可能导致叶轮进口前盖板附近区域出现旋转汽蚀现象,此现象会随着流量逐渐降低而加剧,且逐渐向靠近叶轮进口处的轮毂附近迁移,同时,旋转汽蚀位置的移动会导致泵内能量变化,进而使流量扬程曲线在此处出现正斜率,即部分载荷旋流^[4-5]。因此认识导叶式离心泵内部非稳态流动机理有利于离心泵的稳定可靠运行。

目前国内外许多学者主要集中于离心泵导叶结构的研究,尤其针对多级离心泵^[6-11],而对于单级离心泵中导叶形式或多级离心泵末级导叶结构及导叶内部非定常流动研究较少。桂绍波等^[12]、张永学等^[13]研究前置导叶对混流泵水力性能与空化性能的影响,结果表明通过适当的调整前置导叶预选角可提高离心泵的水力性能与空化性能。随后曹树良等^[14]提出一种三维前置导叶水力设计方法,改进了传统二维翼型前置导叶的不足。周邵萍等^[14]基于DES数值模拟方法对多级离心泵导叶内部流动损失进行分析,并在此基础上运用叶轮设计方法对反导叶进行重新设计。曹卫东等^[15]、李红等^[16]、徐磊等^[17]运用数值模拟预测了离心泵中关键点的压力脉动幅值与频率,表明叶轮与导叶的动静干扰使叶轮出口流场产生压力脉动。李伟等^[18]、施卫东等^[19]、周岭等^[20]结合试验与数值模拟方法对多级离心泵轴向力进行预测,表明数值模拟方法可较准确地预测泵中轴向力分布。一些学者运用数值模拟与试验方法分析时序效应对导叶式离心泵性能影响^[21-23]。

导叶式离心泵结构相对比较复杂,一方面难以通过试验对各过流部件内的流场压力进行测量,另一方面影响导叶式离心泵内部压力脉动特性的因素,如叶轮、导叶、蜗壳等多重因素,与蜗壳式离心泵相比,其内部非定常受力特性研究总体并不充分。本文采用试验与ANSYS-CFX数值模拟方法对导

叶式离心泵内部非稳态流动特性进行分析,重点试验分析导叶与蜗壳内的压力脉动特性、数值分析各过流部件内部非定常流场,以期对导叶式离心泵运行稳定性与设计提供理论依据与参考。

1 基本参数与数值模型

导叶式离心泵基本参数:流量 $Q = 40 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 60 \text{ m}$,转速 $n = 2900 \text{ r}/\text{min}$,比转数 $N_s = 53$ 。设计参数:叶轮外径 $D_2 = 223 \text{ mm}$,叶轮叶片出口宽度 $b_2 = 8 \text{ mm}$,叶轮叶片数 $Z_1 = 6$;导叶进口直径 $D_3 = 228 \text{ mm}$,导叶叶片宽度 $b_3 = 10 \text{ mm}$,导叶出口直径 $D_4 = 283 \text{ mm}$,导叶叶片数 $Z_2 = 5$;蜗壳基圆直径 $D_5 = 284 \text{ mm}$,蜗壳进口宽度 $b_4 = 19 \text{ mm}$ 。

采用ICEM对模型泵进行前处理得到结构化网格,如图1所示,其中叶轮、导叶与蜗壳网格单元数分别为448 761、385 337、531 295。湍流模型采用SST $k-\omega$ 模型,稳态数值计算边界条件采用压力进口,质量流量出口边界条件,壁面无滑移边界条件。以稳态计算作为瞬态数值计算的初始条件,叶轮每转过 3° 为一时间步,其时间步长 $0.000\ 172\ 414 \text{ s}$,1个周期迭代120步,迭代6个周期,选最后一周期进行流场分析。

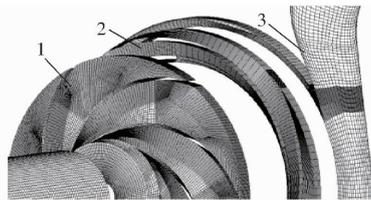


图1 计算域网格

Fig. 1 Grids of computation domain

1. 叶轮 2. 导叶 3. 蜗壳

2 试验

图2给出了试验模型泵几何结构与压力脉动监测点布置。试验模型泵中叶轮、导叶、蜗壳采用有机玻璃3D打印技术加工制造,导叶采用6个销钉均匀固定在支架上。考虑有机玻璃材料强度因素,所有所需测试参数(扬程、功率、效率、压力脉动等)都在转速 $1450 \text{ r}/\text{min}$ 下进行测试。采用JN338型扭矩传感器(北京三晶有限公司)对扭矩进行测量,其误差为 $\pm 0.2\%$;运用日本横河AE215型流量计测量试验回路流量,测量误差为 $\pm 0.5\%$;采用日本横河EJA510A型压力传感器对模型泵进出口压力进行测量,测量误差为 $\pm 0.075\%$ 。

为了分析导叶流道及蜗壳隔舌不稳定流场与压力脉动之间的关系,分别在导叶流道内设置2个监测点、在蜗壳隔舌附近设置2个监测点,共取4个监

测点,分别为 P1 ~ P4,其中 P1、P2 分别位于导叶流道中段附近、导叶出口附近,P3、P4 分别位于蜗壳隔舌、蜗壳出口附近,如图 2 所示。

1 个叶轮旋转周期内 ($T = 0.041\text{ s}$),各监测点压力脉动波动均呈现出周期性,即 6 个明显的波峰与波谷。由监测点 P1、P2 压力脉动对比可知,监测点 P1 压力脉动周期性规律较差,压力脉动幅值较高,波动较剧烈,产生此现象主要原因可能由于导叶前缘与叶轮尾迹流-射流影响,使导叶进口处流场不均匀,存在局部回流等流动不稳定现象,从而导致监测点 P1 压力脉动幅值较大。由监测点 P3、P4 压力脉动对比可知,位于蜗壳隔舌附近监测点 P3 压力脉动周期性规律较好,压力脉动幅值较小,主要原因可能由于蜗壳隔舌存在扰流作用,尽管蜗壳较小过流断面处回流流体与导叶出口流体在蜗壳隔舌附近相互撞击,但由于隔舌扰流因素,使蜗壳下游,尤其位于蜗壳出口壁面附近区域可能存在较大旋涡,出现流动不稳定等现象,从而导致监测点 P4 压力脉动幅值较大。

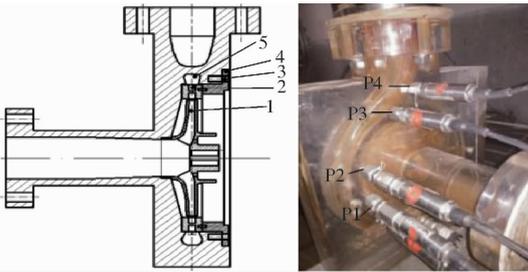


图 2 试验模型泵几何结构与压力脉动监测点布置
Fig. 2 Geometrical structure of test pump and layout of pressure fluctuation monitoring points
1. 叶轮 2. 导叶 3. 销钉 4. 支架 5. 蜗壳

图 3 (Q_{des} 表示设计流量) 给出了不同流量工况下不同监测点压力脉动时域分布。由图 3 可知,

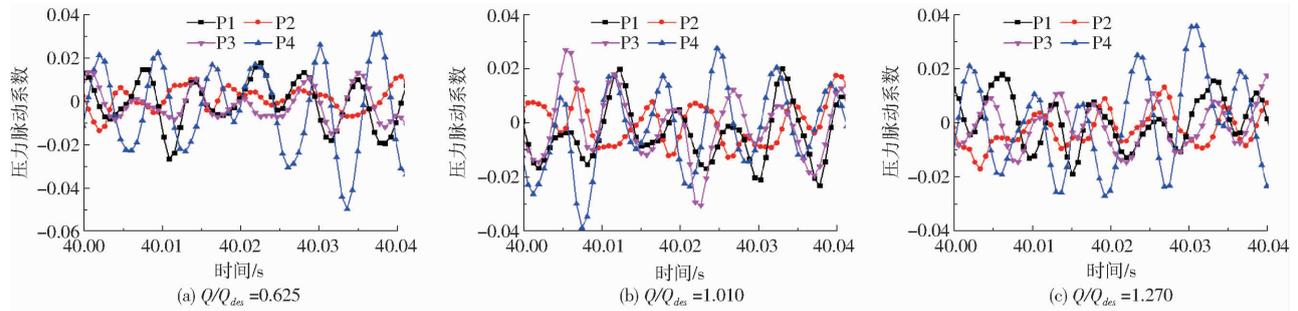


图 3 不同流量工况下不同监测点压力脉动时域分布

Fig. 3 Pressure fluctuations of different monitoring points under different flow conditions

图 4 给出了不同流量工况下不同监测点压力脉动频谱分析。由图 4 可知,导叶内监测点 P1 与蜗壳内各监测点 P3、P4 在各流量工况下压力脉动的主频率均为叶片通过频率 (144.6 Hz);导叶出口附近监测点 P3 高阶谐波幅值很小,且压力脉动的主频为轴频 (24.1 Hz)。由监测点 P1、P2 对比可知,P1 叶频与轴频处压力脉动幅值大于 P2 的相应值,而蜗壳内监测点 P3 叶频与轴频处压力脉动幅值小于 P4 相

应值。导叶内各监测点 P1、P2 压力脉动幅值随着流量增加而降低,但蜗壳内各监测点 P3、P4 在 0.625 倍设计流量工况与 1.270 倍设计流量工况附近时压力脉动幅值最大,在设计流量工况附近时幅值最小,产生此类现象主要原因可能为当偏离设计工况时,蜗壳隔舌附近区域液流角发生变化,沿着隔舌扩散段方向会因此出现分离旋涡,此分离旋涡可能导致压力脉动幅值增加。

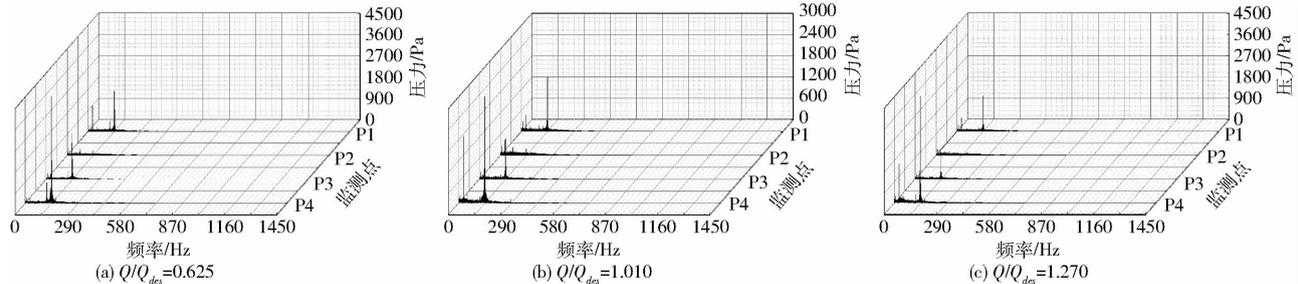


图 4 不同流量工况下不同监测点压力脉动频谱分布

Fig. 4 Frequency spectra distributions of pressure fluctuation under different flow conditions

图 5 给出了不同流量工况不同监测点轴频与叶频处压力脉动幅值。由图 5 可知,导叶内监测点 P1、P2 与蜗壳内监测点 P3 在叶频处压力脉动幅值

随着流量的增加而几乎不变,蜗壳内监测点 P4 叶频处压力脉动幅值在偏离设计工况 ($Q/Q_{des} = 0.625$ 、 $Q/Q_{des} = 1.270$) 时较大,在设计工况附近时脉动幅

值最小,产生此类现象主要原因可能为当偏离设计工况时,蜗壳隔舌附近液流角发生变化,从而导致隔舌下游即蜗壳扩散段区域出现旋涡,进而促进压力脉动增加。监测点 P1、P3、P4 叶频处压力脉动幅值明显高于轴频处脉动幅值,即主频为叶频,而监测点 P2 处主频为轴频。

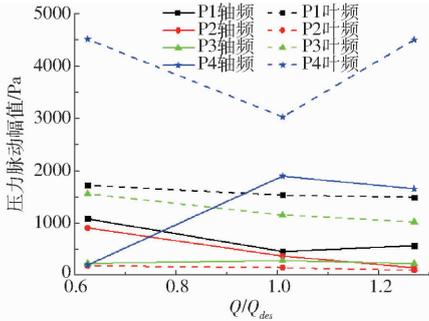


图5 不同工况监测点轴频与叶频处压力脉动幅值
Fig. 5 Pressure fluctuation of monitoring points at shaft-frequency and blade-frequency under different conditions

3 数值模拟结果分析

3.1 数值分析验证

图6给出了模型泵数值模拟与试验结果对比。由于试验在1450 r/min转速下进行,故在进行数值模拟结果验证时,对其数值模拟也在1450 r/min条件下进行。由图6a可知,模型泵最高效率并不在设计工况点,而处于0.95倍流量工况,由此可知,导叶喉部面积可能偏小,导致最高效率向较小流量偏移。数值模拟外特性曲线与试验曲线吻合较好,尤其在设计流量工况附近,数值模拟中扬程及效率与试验误差在5%以内,表明数值模拟存在一定的准确性,但在0.6倍流量工况及1.4倍流量工况时,数值模拟与试验值误差偏大,产生此类现象主要原因可能为:远偏离设计工况时,离心泵存在剧烈的湍流、回流等现象及湍流模型在局部区域存在剧烈湍流评估等。由图6b可知,数值模拟压力脉动时域曲线分布趋势与试验类似,即因动静干涉作用影响,压力脉动

系数呈现出周期性波动,且其数值模拟结果略低于试验值,表明监测点 P3 压力脉动时域分布与试验值吻合较好,由此进一步说明数值分析的准确性。

3.2 内部流场分析

图7分别给出了设计流量工况时不同时刻叶轮、导叶及蜗壳中截面静压分布,其中1~6表示叶轮叶片,a~e表示导叶叶片, t_1 时刻叶轮叶片1的尾缘位于导叶叶片a的前缘, t_2 时刻叶轮叶片2的尾缘位于导叶叶片b的前缘, t_3 时刻叶轮叶片3的尾缘位于导叶叶片c的前缘。由图7a可知,因动静干涉作用,不同时刻各叶轮流道静压分布不同,当叶轮叶片靠近导叶前缘时,对应的此叶轮流道出口静压最大且高压区较宽。因导叶前缘影响,靠近叶轮流道出口压力面区域出现较大静压,梯度变化较大,吸力面处静压较小,分布均匀,说明叶轮压力面受动静干涉作用影响较大,叶片出口压力面与吸力面存在较大压差,可能使叶轮承受较大作用力而导致叶轮振动变大。

由图7b可知,在离心泵中导叶主要起扩压作用,导叶进口处出现低压区,出口呈现高压区。由于受蜗壳几何形状不对称的影响,导叶各流道静压沿叶轮旋转方向逐渐降低,从而导致叶轮各流道出口压力分布不对称,由此可能导致叶轮径向力的产生。在整个导叶流道中,因受导叶前缘与叶轮尾缘的共同影响,导叶进口处压力分布最复杂:靠近导叶前缘吸力面与叶轮尾缘压力面区域出现局部低压,梯度变化较大,说明导叶前缘吸力面与叶轮尾缘压力面对导叶进口段压力分布影响较明显。

由图7c可知,当叶轮叶片逐渐靠近蜗壳隔舌时,位于蜗壳隔舌附近高压区在逐渐增大,说明尽管蜗壳隔舌远离叶轮,蜗壳内流场不仅受叶轮-导叶动静干涉作用影响,而且叶轮-蜗壳隔舌动静干涉作用对蜗壳隔舌附近流场存在一定影响。蜗壳隔舌附近与较小过流断面处静压最大、分布均匀,蜗壳较大过

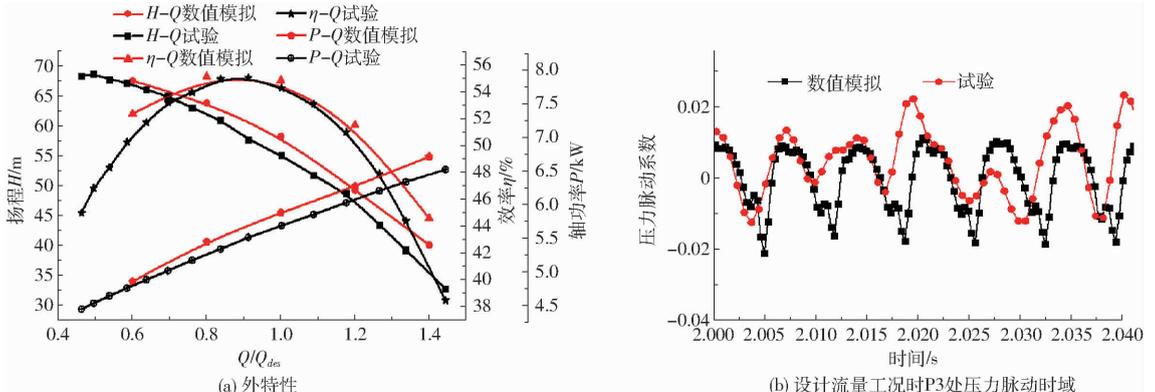


图6 导叶式模型离心泵数值模拟与试验对比

Fig. 6 Comparison of numerical and experimental results

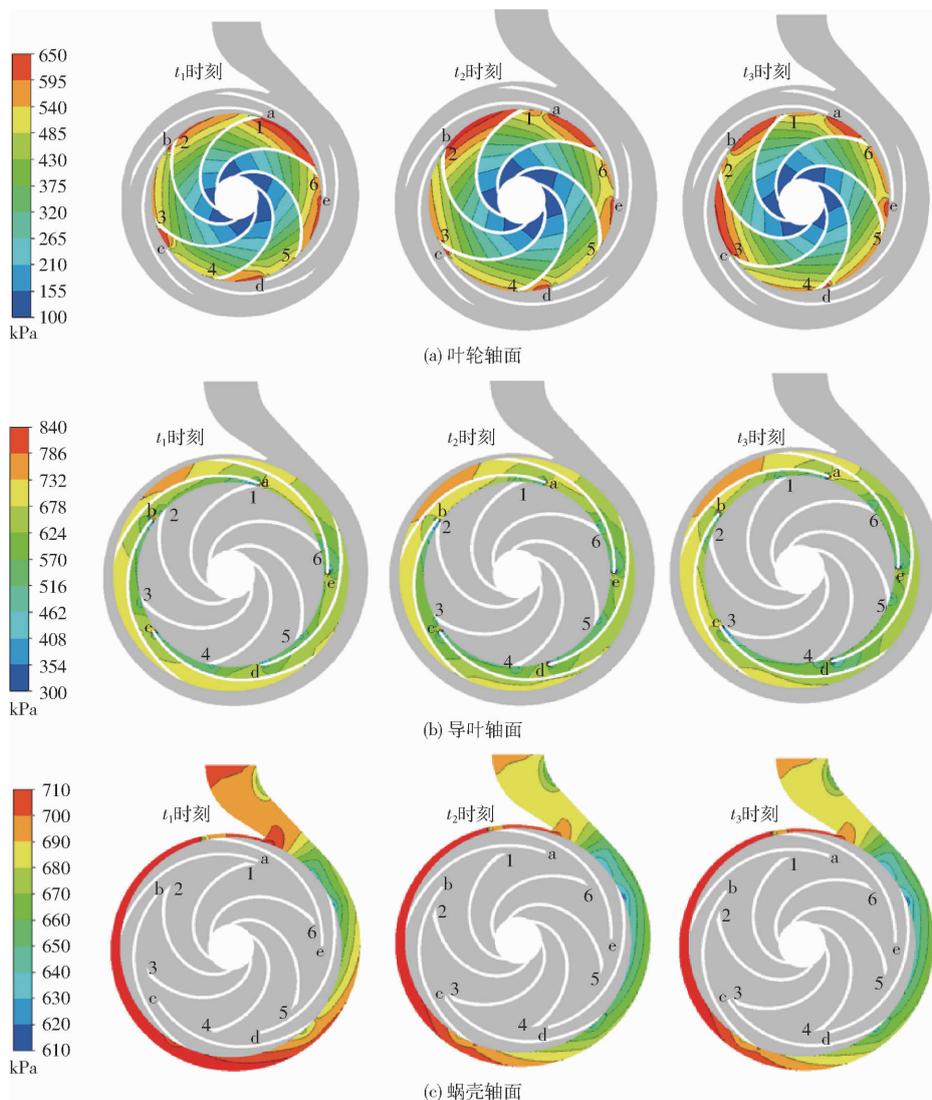


图 7 设计流量工况时不同时刻过流部件中截面静压分布

Fig. 7 Static pressure distributions in flow passage components under design conditions

流断面处静压最小、梯度变化较大。位于导叶尾缘压力面区域出现局部低压，梯度变化较大，因此导叶尾缘压力面对蜗壳进口局部压力影响大于吸力面。

图 8 给出了不同流量工况下不同时刻叶轮出口中截面沿圆周方向的瞬时压力、平均压力分布。由图 8 可知，不同流量工况、同一时刻叶轮出口瞬时压

力随着流量增加而减小，且叶轮各流道压力对称性分布逐渐趋于稳定，由此可说明叶轮各流道压力不对称现象是导致叶轮径向力产生的主要原因，且随着流量增加，作用于叶轮上径向力可能降低。相同流量工况、不同时刻瞬时压力分布趋势类似：由于动静干涉作用影响，压力波峰位于导叶前缘压力面，波

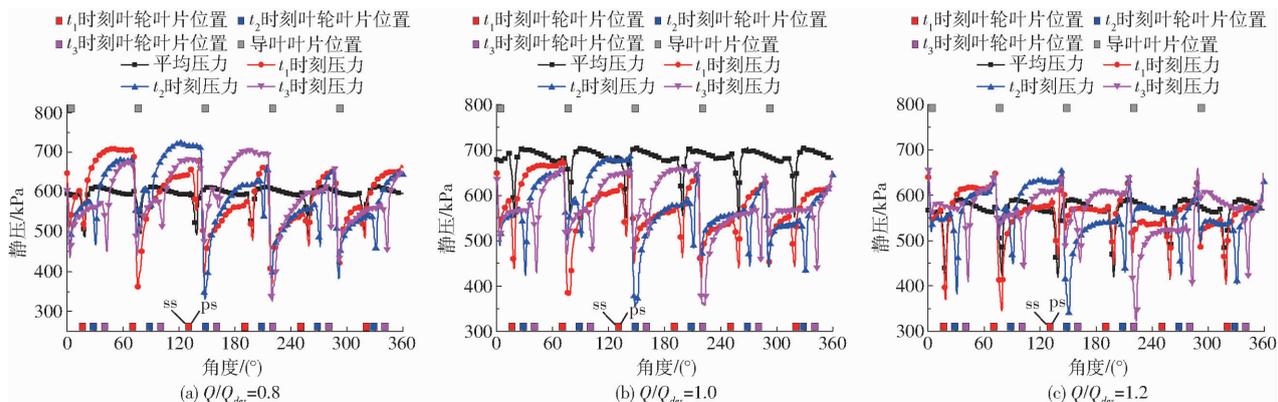


图 8 不同流量工况下叶轮出口中截面沿圆周方向的瞬时与平均压力分布

Fig. 8 Instantaneous and average pressures distributions of impeller outlet under different flow conditions

谷位于导叶前缘吸力面;叶轮尾缘压力面出现局部低压,吸力面呈现局部高压,因此导叶前缘吸力面与叶轮尾缘压力面对叶轮出口静压分布影响较大,受动静干涉作用影响较明显。

不同流量时,平均压力分布均匀,各流道压力呈现较好对称性,但叶轮各流道瞬时压力对称性较差,由此可明确说明叶轮出口压力分布主要受叶轮-导叶动静干涉作用影响,从而使其叶轮出口压力时刻改变,各流道压力不对称,说明叶轮-导叶动静干涉作用是叶轮径向力产生的主要因素,而蜗壳不对称几何形状是次要因素。

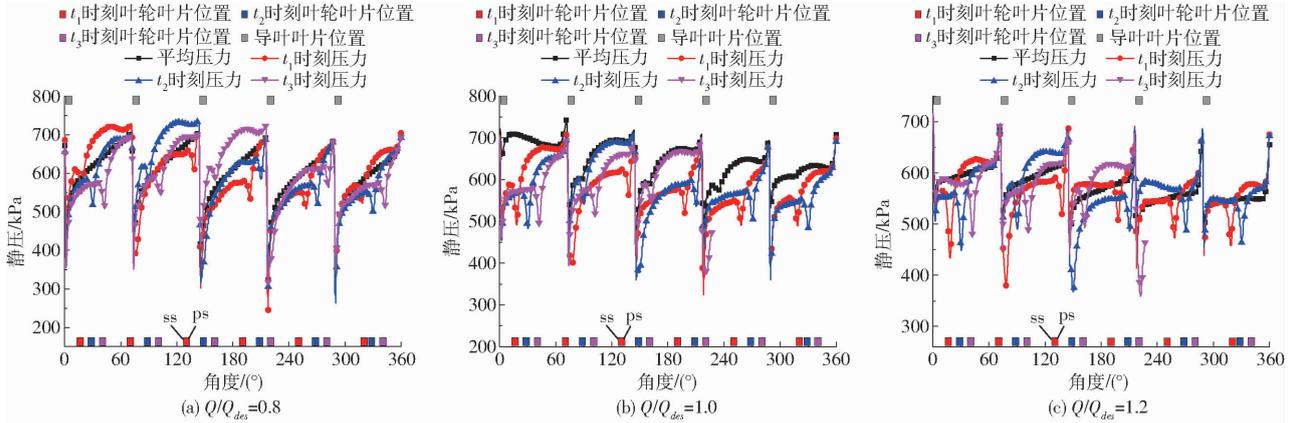


图9 不同流量工况下导叶进口中截面沿圆周方向的瞬时与平均压力分布

Fig. 9 Instantaneous and average pressures distributions of diffuser inlet under different flow conditions

导叶各流道进口平均压力分布较对称,但对称性劣于叶轮各流道压力对称性;导叶各流道压力沿着叶轮旋转方向逐渐降低,而降低幅值较小,表明导叶进口处压力分布主要受动静干涉作用影响,而蜗壳不对称几何形状对其影响不明显。随着导叶径向距离的增加,即从导叶进口至出口,导叶各流道平均压力极其不对称,受蜗壳不对称几何形状影响越来越明显,其各流道静压沿着蜗壳流道方向逐渐降低(如图10所示,其中 r 表示半径)。

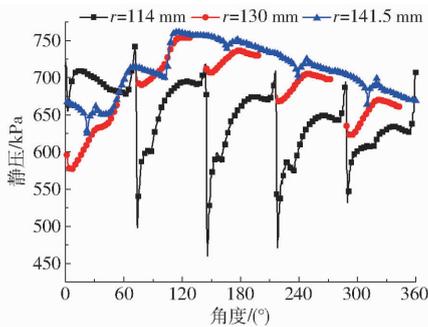


图10 设计流量工况 t_1 时刻不同半径时导叶中截面沿圆周方向的平均压力分布

Fig. 10 Average pressure of diffuser at t_1 with different radius under design flow rate

图9给出了不同流量工况下不同时刻导叶进口中截面沿圆周方向的瞬时压力、平均压力分布。由图9可知,同一时刻,随着流量增加,导叶各流道压力分布逐渐趋于对称。导叶进口圆周方向压力共同受动静干涉作用与蜗壳几何形状影响:同一流量工况、不同时刻瞬时静压波谷位于导叶前缘吸力面,波峰位于导叶前缘压力面,由此可知导叶吸力面受动静干涉影响较明显;位于叶轮叶片尾缘压力面区域出现局部低压,且随着叶轮旋转而向前移动,表明叶轮叶片压力面对导叶进口区域静压影响大于吸力面。

叶各叶片载荷分布。由图11可知,叶轮中各叶片静压分布相似,叶片吸力面静压均小于压力面。因动静干涉作用与导叶前缘影响,叶轮叶片逐渐靠近导叶前缘时,叶轮表面压力逐渐增加,即叶片做功增大,压力面与吸力面静压差值逐渐减小(如叶片1、2、3),说明叶片在流体中受力减小,振动降低,而叶片逐渐远离导叶前缘时,其差值增加(如叶片4、5、6),因此叶轮尾缘逐渐远离导叶前缘时,叶轮内流动逐渐不稳定,振动较大。叶轮叶片逐渐远离导叶前缘时,叶片出口吸力面大于压力面静压的位置逐渐向出口移动,当叶片1、2位于导叶叶片a、b前缘附近时,其吸力面大于压力面静压的位置位于叶轮半径 $r=0.09$ m附近,而叶片3、4、5、6位于叶轮出口,说明叶轮尾缘逐渐靠近导叶前缘时,叶轮出口处流场受射流-尾迹流影响更明显。

因动静干涉、导叶前缘影响,导叶各叶片前缘与螺旋段处压力分布较复杂,局部出现吸力面静压大于压力面。蜗壳不对称几何形状及蜗壳隔舌对导叶各叶片表面压力影响较大,当导叶叶片远离蜗壳隔舌(叶片a、b、c、d),但逐渐靠近蜗壳较大过流断面(叶片c、d)时,其螺旋段处吸力面静压逐渐逼近压力面;当叶片位于蜗壳隔舌附近,且位于蜗壳较小过

图11给出了设计流量工况下 t_1 时刻叶轮与导

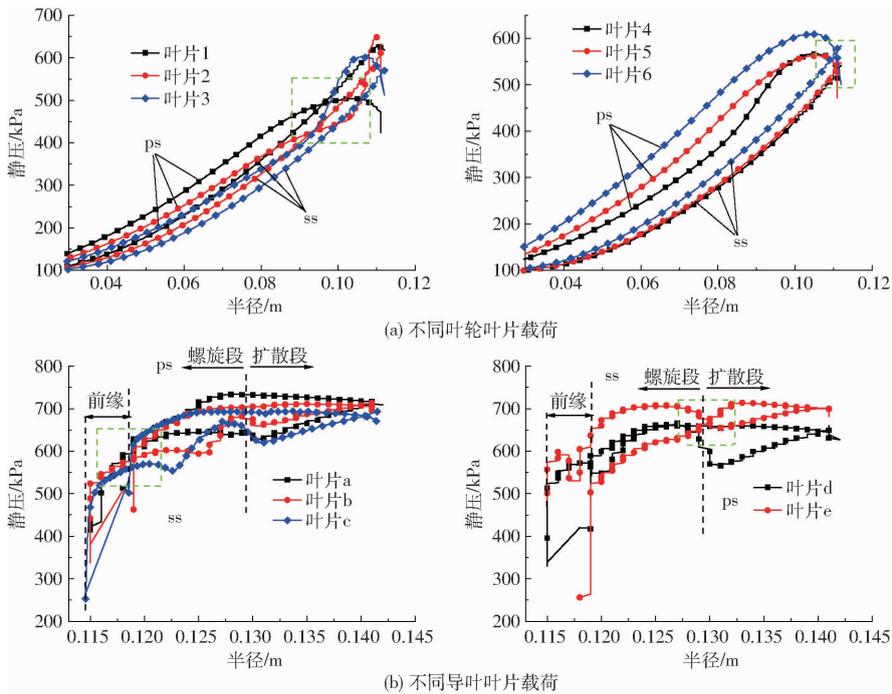


图 11 设计流量工况下 t_1 时刻不同叶片载荷

Fig. 11 Different blade loadings at t_1 under design flow rate

流断面(叶片 e)时,其螺旋段处吸力面处静压大于压力面,且其位置向扩散段偏移,导致以上现象主要原因:导叶叶片尾缘刚好处于蜗壳第一断面与隔舌附近,蜗壳过流断面积较小,流出导叶的高速流体与蜗壳中低速流体碰撞而产生旋涡(图 12),从而导致导叶叶片 e 中出现旋涡,由此可知导叶叶片与蜗壳隔舌之间的安装位置对离心泵存在一定影响;流入蜗壳过流断面的绝对速度因较小或较大蜗壳过流断面使其方向和大小发生变化,且此流体与导叶出口的流体相遇时,因速度大小和方向不同产生撞击,从而影响导叶出口附近的静压分布。

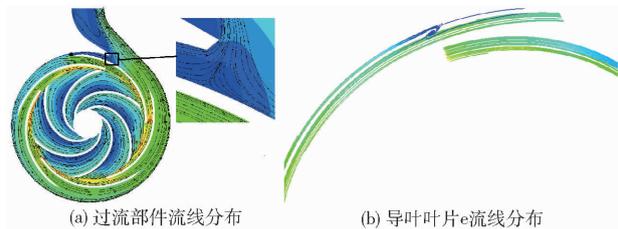


图 12 设计流量工况下 t_1 时刻速度流线分布

Fig. 12 Velocity streamline distributions at t_1 under design flow rate

4 结论

(1) 因动静干涉作用影响,导叶式离心泵内各监测点压力脉动均呈现周期性变化,其脉动主频均为叶片通过频率;导叶进口处压力脉动高于导叶出

口处,由此说明导叶进口处流场受导叶前缘与叶轮尾缘影响及动静干涉作用影响较大,蜗壳出口处脉动强度大于隔舌附近。

(2) 叶轮内压力分布主要受叶轮-导叶动静干涉作用影响;导叶内压力分布同时受动静干涉作用和蜗壳不对称几何形状影响,随着导叶径向距离增加,蜗壳不对称几何形状影响逐渐增强,叶轮-导叶动静干涉作用影响逐渐减弱;蜗壳内压力分布同时受叶轮-蜗壳隔舌动静干涉作用和导叶尾缘影响。

(3) 叶轮出口中截面和导叶进口中截面沿圆周方向的压力主要受叶轮-导叶动静干涉作用影响,蜗壳不对称几何形状对其影响较小,但随着导叶径向距离的增加,蜗壳不对称几何形状对导叶内沿圆周方向压力影响逐渐明显,即各流道压力对称性变差。

(4) 随着流量增加,叶轮叶片和导叶叶片表面压力在逐渐降低,说明叶轮做功逐渐减小;因叶轮出口尾迹流-射流影响,叶片出口附近出现吸力面静压大于压力面;因导叶前缘与叶轮尾缘的影响,导叶叶片进口处压力分布极其复杂,规律性较差。叶轮各叶片的静压分布明显受叶轮-导叶动静干涉作用影响,当叶片逐渐靠近导叶叶片前缘时,压力面与吸力面处的压力差值呈增大趋势;导叶各叶片的静压受蜗壳隔舌影响,使其位于隔舌附近的叶片压力分布极其复杂。

参 考 文 献

1 GAO Zhongxin, ZHU Weiruo, LU Li, et al. Numerical and experimental study of unsteady flow in a large centrifugal pump with

- stay vanes[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2014, 136(7): 69–74.
- 2 GULEREN K M, PINARBASI A. Numerical simulation of the stalled flow within a vaned centrifugal pump[J]. Proc. IMech E, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2004, 218(4): 425–435.
- 3 INOUE M. Experimental study of centrifugal impeller discharge flow in vaneless and vaned diffusers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1984, 106(2): 455–467.
- 4 LI Deyong, GONG Ruizhi, WANG Hongjie, et al. Numerical investigation on transient flow of a high head low specific speed pump-turbine in pump mode[J]. Journal of Renewable & Sustainable Energy, 2015, 7(6): 063111.
- 5 BRAUN O, KUENY J L, AVELLAN F. Numerical analysis of flow phenomena related to the unstable energy-discharge characteristic of a pump-turbine in pump mode[C]//ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2005, 1: 1075–1080.
- 6 UBALDI M, ZUNINO P, GHIGLIONE A. Detailed flow measurements within the impeller and the vaneless diffuser of a centrifugal turbomachine[J]. Experimental Thermal & Fluid Science, 1998, 17(1–2): 147–155.
- 7 STEL H, AMARAL G D L, NEGRAO C O R, et al. Numerical analysis of the fluid flow in the first stage of a two-stage centrifugal pump with a vaned diffuser[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2013, 135(7): 235–244.
- 8 VISSER F C, DIJKERS R J H, WOERD J G H O D. Numerical flow-field analysis and design optimization of a high-energy first-stage centrifugal pump impeller[J]. Computing & Visualization in Science, 2000, 3(1–2): 103–108.
- 9 BENRA F K, DOHMEN H J. Numerical investigation of the transient flow in a centrifugal pump stage[C]//ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2005, 2: 71–76.
- 10 MINER S M. CFD Analysis of the first-stage rotor and stator in a two-stage mixed flow pump [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2005(1): 23–29.
- 11 CASEY M V, EISELE M, MUGGLI F A, et al. Flow analysis in a pump diffuser: part 2—validation and limitations of CFD for diffuser flows[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1997, 119(4): 978–984.
- 12 桂绍波, 曹树良, 谭磊. 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. 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)
- 13 张永学, 宋鹏飞, 许聪. 预旋调节对离心泵空化影响的试验与数值模拟[J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(9): 131–137. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20140922&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.09.022.
- ZHANG Yongxue, SONG Pengfei, XU Cong. Experimental and numerical investigations of cavitation in a centrifugal pump with pre-whirl regulation[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(9): 131–137. (in Chinese)
- 14 周邵萍, 胡良波, 张浩. 多级离心泵级间导叶性能优化[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(4): 33–39. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20150406&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.04.006.
- ZHOU Shaoping, HU Liangbo, ZHANG Hao. Performance optimization for intermedia stage guide vanes of multistage centrifugal pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(4): 33–39. (in Chinese)
- 15 曹卫东, 刘光辉, 施卫东. 多级离心泵内部非定常压力分布特性[J]. 农业工程学报, 2014, 30(14): 64–70.
CAO Weidong, LIU Guanghui, SHI Weidong. Distribution of unsteady pressure in multistage centrifugal pump[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(14): 64–70. (in Chinese)
- 16 李红, 陆天桥, 詹连辰. 隔舌间隙对自吸离心泵自吸性能的影响[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(3): 141–147. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20170318&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.03.018.
- LI Hong, LU Tianqiao, ZHAN Lianchen. Influence of gap between impeller and tongue on centrifugal pump self-priming performance[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(3): 141–147. (in Chinese)
- 17 徐磊, 陈二云, 李国平. 两级离心泵瞬态空化流动及压力脉动特性[J]. 工程热物理学报, 2016, 37(11): 2355–2361.
XU Lei, CHEN Eryun, LI Guoping. Characteristics of transient cavitation flow and pressure fluctuation in a two stage centrifugal pump[J]. Journal of Engineering Thermo Physics, 2016, 37(11): 2355–2361. (in Chinese)
- 18 李伟, 施卫东, 沈永娟. 基于 APDL 的多级离心泵泵轴强度有限元分析[J/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(5): 69–73. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20120512&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.05.012.
- LI Wei, SHI Weidong, SHEN Yongjuan. Finite element analysis of shaft strength of multi-stage centrifugal pumps based on APDL [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5): 69–73. (in Chinese)
- 19 施卫东, 李启锋, 陆伟刚. 基于 CFD 的离心泵轴向力计算与试验[J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 60–63.
SHI Weidong, LI Qifeng, LU Weigang. Estimation and experiment of axial thrust in centrifugal pump based on CFD [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 60–63. (in Chinese)
- 20 周岭, 施卫东, 陆伟刚. 深井离心泵轴向力数值预测与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(7): 100–105. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20120718&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.07.018.
- ZHOU Ling, SHI Weidong, LU Weigang. Numerical prediction and experiment of axial force on deep-well centrifugal pump [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(7): 100–105. (in Chinese)
- 21 JIANG Wei, LI Guojun, LIU Pengfei. Numerical investigation of the influence of the clocking effect on the unsteady pressure fluctuations and radial forces in the centrifugal pump with vaned diffuser [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2016, 71: 164–171.
- 22 江伟, 朱相源, 李国君, 等. 导叶与隔舌相对位置对离心泵叶轮径向力的影响[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(2): 28–34. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160204&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.004.
- JIANG Wei, ZHU Xiangyuan, LI Guojun, et al. Influence of relative installation positions of guide vane and volute tongue on radial force in centrifugal pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2): 28–34. (in Chinese)
- 23 TAN Minggao, HE Naichang, LIU Houlin. Experimental test on impeller clocking effect in a multistage centrifugal pump[J]. Advances Mechanical Engineering, 2016, 8(4): 1–10.