

立式轴流泵进水流场 PIV 测量*

刘超¹ 梁豪杰² 金燕¹ 杨帆¹ 陈锋¹ 杨华¹

(1. 扬州大学水利与能源动力工程学院, 扬州 225127; 2. 江苏省灌溉总渠水利工程管理处, 淮安 223200)

摘要: 采用 3D-PIV 激光流速仪对立式轴流泵喇叭管和进水池内部流动进行了测量, 2 个典型流量工况下的测量结果表明: 设计流量 (Q_0) 工况时, 叶轮进口断面流速场呈对称分布, 断面轴向流速均匀度达到 0.87, 无旋涡发生, 喇叭管内及泵叶轮进口水流流态良好; 大流量 ($1.2Q_0$) 工况时, 叶轮进口断面流速场呈非对称分布, 断面轴向流速均匀度仅 0.70, 流道及喇叭管内有较强的旋涡产生, 并进入叶轮诱发振动。分析了旋涡核心区的细部流动结构, 导出了旋涡的数字形态, 揭示了涡核内水流圆周分速度的分布规律, 涡核中心的流速接近为零, 圆周分速随涡核半径增加而增大, 在半径 3~5 mm 范围内速度梯度最大, 旋涡的强迫涡特征十分明显。提出了基于流量的单元面积加权流速均匀度及相应的计算公式, 使过流断面流速均匀度的计算结果更为合理、更加符合实际。

关键词: 轴流泵 流速场 旋涡 流速均匀度 粒子图像测速

中图分类号: TH311; TV675 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)08-0033-09

PIV Measurements of Intake Flow Field in Axial-flow Pump

Liu Chao¹ Liang Haojie² Jin Yan¹ Yang Fan¹ Chen Feng¹ Yang Hua¹

(1. School of Hydraulic, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225127, China

2. Administration of General Canal of Jiangsu Province, Huai'an 223200, China)

Abstract: Due to less study on the flow field measurements, especially on the three dimensional flow field measurements, only the calculation results of very limited flow field are validated, therefore the further detail experimental study is necessary. The 3D-PIV particle image velocimetry was applied to measure the flow fields inside pump structure, including a vertical axial-flow pump bell-tube and suction passage. The measurement results under two typical operational conditions of flow rate showed that at the operation condition of design flow rate (Q_0), the velocity-field distribution in the impeller inlet section was symmetrical, the axial velocity uniformity of the section was 0.87, and vortex was not occurred, the flow regime in the bell-tube and the impeller inlet was good. The distribution of the velocity field in the impeller inlet-section at large flow rate ($1.2Q_0$) was asymmetric, and the axial velocity uniformity of the section was only 0.70. A pair of strong vortices were formed at each section in both the bell-tube and the space below the bell mouth, which finally entered the impeller and induced vibration. By analyzing the detailed flow structure of vortex core zone, the distribution regularity of circular velocity components in the vortex core was revealed, which were close to zero at the center of the vortex core and increased with the increase of vortex core radius. In the radius range of 3~5 mm, the velocity gradient was the largest and the characteristics of forced-vortex of the vortices were evident. A unit area weighted velocity uniformity and the corresponding calculation formulas of the velocity uniformity in flow section were proposed, and the calculated result by the formulas was more reasonable and practical.

Key words: Axial-flow pump Flow field Vortex Flow velocity uniformity PIV

收稿日期: 2014-09-01 修回日期: 2014-09-29

* 国家自然科学基金资助项目(51279173)、“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2015BAD20B01)和江苏省高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

作者简介: 刘超, 教授, 博士生导师, 主要从事水泵及泵装置理论与工程应用研究, E-mail: liuchao@yzu.edu.cn

引言

随着 CFD 技术的快速发展,流动仿真或数值模拟技术大量应用于该研究领域^[1-7]。但由于数值模拟技术的局限性,当存在复杂旋涡运动情况时也常导致数值模拟计算结果出现较大偏差,尤其流体中有旋涡(涡带)发生时,这种偏差就更大。在正式发表的文献中尚未见到数值模拟计算结果能够清晰显示进水池内水下的旋涡和进水喇叭管内的旋涡及其对机组运行的影响。

试验测量是直接获取实际流速场的唯一手段,也是验证数值模拟计算的必要手段。有干涉的流动测量因对实际流动的干扰存在很大的局限性,测量的同步性、准确性等均存有较多的问题。现代激光技术和信息技术的快速发展使流动(流速)的无干涉测量成为可能并不断发展。国内外不少学者在近 10 多年中应用三维激光粒子成像流速场仪对离心泵和轴流泵装置内部流动进行了大量的测量,取得了不少成果^[8-13]。但是测量范围多为较小的局部区域,成果的完整性、系统性和精确度仍然不能满足工程实际和科学研究的要求。

为进一步掌握进水池内水泵进水喇叭管及其周边范围的全流速场,本文应用高频率、高分辨率、高功率的三维 PIV 激光流速场仪进行详细的测量,获取数十万个流速数据,以反映水泵装置进水池和水泵喇叭管内部水流运动情况,揭示水泵进口区域旋涡生成等复杂的流动结构。

1 试验装置和设备

1.1 试验装置

试验装置如图 1 所示。整个装置的主泵(受试泵)为立式轴流泵,离心泵作为辅助泵,另还包括进水池、前池、出水管、循环管路系统等。

采用国际先进的高频 DC 型三维 PIV 系统,该系统主要设备是 DualPower 激光器、CMOS 相机和图像处理系统。

激光器片光厚度为 1.0 mm,片光经输入优化,片光源均匀。

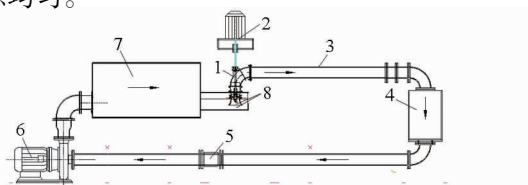


图 1 轴流泵立式试验装置

Fig. 1 Vertical axial-flow pump test loop

1. 主水泵 2. 电动机 3. 管路 4. 储水箱 5. 流量计 6. 辅助泵 7. 进水箱 8. 测量区域

1.2 主要测量设备

采用 SpeedSense9050 相机,分辨率 2 400 像素 × 1 800 像素,拍摄频率 480 帧/s。相机内置 CMOS 图像传感器,具有集成度高,功耗小,随机读取实时处理,图像采集和处理速度快等特点,相机最大视场 1 600 mm × 1 200 mm。由于试验装置框架所限,选取采样区域范围为 300 mm × 200 mm。

图像处理系统采用 Dynamic Studio 软件平台进行测量的控制、标定、数据采集、处理等,该软件基于 GPU 高性能计算,计算处理速度更快。

测量时,选用密度与水密度接近、对流体运动跟随性好、在水中分布均匀的示踪粒子。

2 流速测量方案

2.1 进水结构几何参数和测量区域

进水池结构包括进水池和喇叭管,用有机玻璃制作,如图 1 和图 2 所示。为控制水面波动加设了上盖板,上盖板至池底高度为 $1.4D$,叶轮中心线至池底板高度为 $1.6D$,流道长为 $6D$,喇叭口悬空高为 $0.6D$,喇叭管母线为椭圆线, D 为泵叶轮直径,主要几何参数如图 2a 所示。

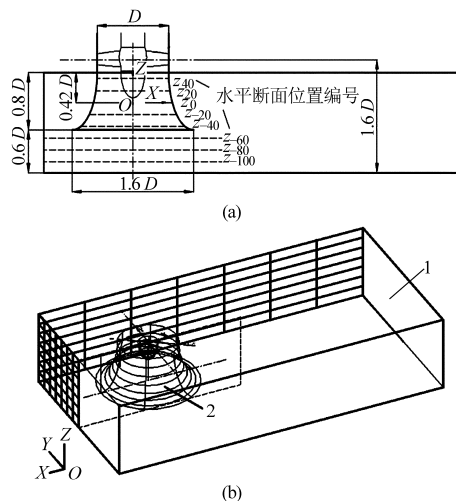


图 2 进水结构尺寸、断面位置和坐标

Fig. 2 Intake layout of pump

(a) 纵剖面图 (b) 三维线框
1. 进口 2. 喇叭管

试验测量区域在上盖板以下,主要为进水喇叭管内部、喇叭口下方及其周边部分。流速测量断面与纵断面平行,自喇叭管中心纵断面开始,在 Y 向两侧分别对称布置 7 组测量断面,共 15 个测量断面,间隔约 $(0.07 \sim 0.2)D$,片光源覆盖整个断面,可一次完成该断面的采样,使测量工作效率大为提高,如图 3 所示。

2.2 流速测量工况

根据受试轴流泵装置性能,选取额定转速下的

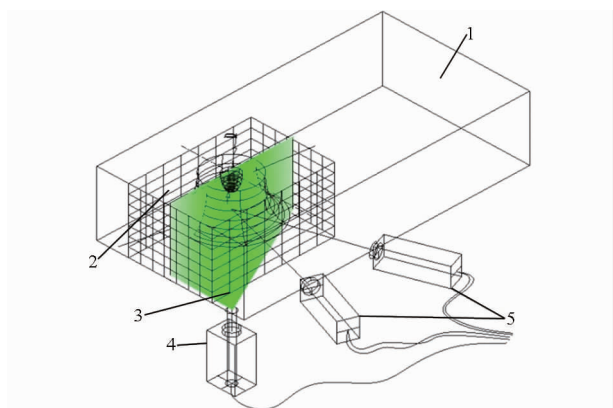


图 3 流速测量区域、断面和布置示意图

Fig. 3 Illustration of measurement system

1. 进口 2. 采样区域 3. 片光源 4. 激光器 5. 相机

2 个典型工况: 设计流量 Q_0 和大流量 $1.2Q_0$ 。在进水池进口水位不变的条件下, 分别对进水池及进水喇叭管内各个测量断面的流场进行测量。PIV 测量系统的布置如图 3 所示, 考虑到测量环境的因素, 激光光源经由进水池底部投射到喇叭管和进水池内部。

3 流速测量数据处理和结果

3.1 PIV 测量数据的处理

PIV 三维测量的流速数据用 TECPLOT 软件进行分析。为了显示完整的水泵进水流动结构, 包括

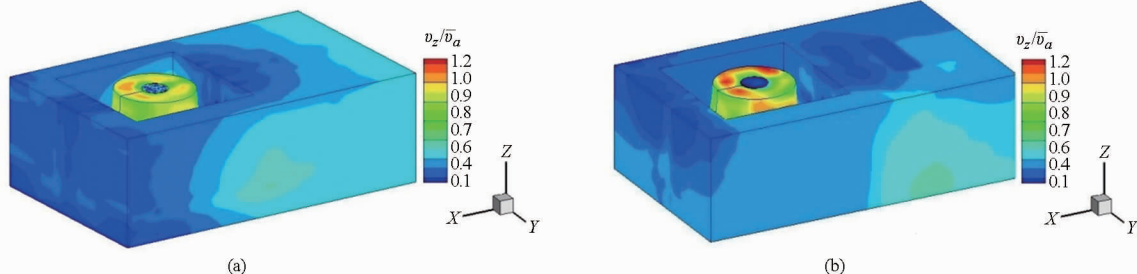


图 4 水泵进水结构的三维体流速场

Fig. 4 3D-volume flow field of intake structure of pump

(a) 设计流量工况 (Q_0) (b) 大流量工况 ($1.2Q_0$)

3.3 进水结构主要区域特征断面的流速场

3.3.1 叶轮进口流速分布

水泵叶轮进口断面选取距叶轮室进口 10 mm 处, 如图 2 中的 z_{40} 断面。为便于分析, 根据来流方向 (x 坐标轴方向) 定义左侧和右侧, 标注在图 5 中。左侧的叶轮旋转方向与来流方向一致可称之为顺水侧, 同理右侧可称为逆水侧。对于其余水平断面亦做相同规定, 不再说明。图 5 为水泵叶轮进口断面的流速分布情况, 图 5a、5b 分别为设计工况和大流量工况下轴向流速 v_z 的分布情况, 用断面平均流速的比值 v_z/\bar{v}_a 表示, \bar{v}_a 为叶轮进口断面平均轴向流速, 随工况变化而改变。评判叶轮进口断面流速分布情况指标通常采用流速分布不均匀度或者均匀度^[14]。

进水池和进水喇叭管, 利用测量主区域 (喇叭管内、外和喇叭口下方区域) 的数据、流道进口及四周边界, 通过相关方法计算得到主要区域以外的流速场, 以此显示进水结构内的全域流速场。流场分析集中在测量的主要区域, 涉及叶轮进口断面和不同工况特别是大流量工况水中旋涡的形成、发展、旋转运动规律、特征和形态等。

3.2 进水结构的三维体流速场

根据试验测量, 进水池进口断面的边界层厚度很小, 边界层外的主流区流速分布基本均匀, 中心区域流速比断面平均流速略高。故以喇叭管内、外和喇叭口下方区域的流速数据、流道进口断面流速数据为源数据, 经过相关计算后可得到进水结构内的全流速场, 又称为体流速场, 如图 4 (图中 v_z 和 \bar{v}_a 分别表示 z 方向流速分量和断面轴向平均流速) 所示。图 4a 和图 4b 分别为在设计流量 Q_0 工况和大流量 $1.2Q_0$ 工况下的三维全流速场图, 即在进水结构的三维空间所有节点上均有流速数值。

为了显示出水泵进水喇叭管内的流速场, 隐去了喇叭管周围的流速场。这样的体流速场, 不仅可以展示进水结构的三维流动特性, 还可以十分便捷地截取进水结构任意纵横断面的流速分布, 以进一步分析进水流动特性。

流速分布不均匀度计算公式为

$$V_{nu} = \frac{1}{\bar{v}_a} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_{ai} - \bar{v}_a)^2}{n}} \quad (1)$$

其中

$$\bar{v}_a = Q/A$$

式中 \bar{v}_a ——叶轮进口断面的平均轴向速度

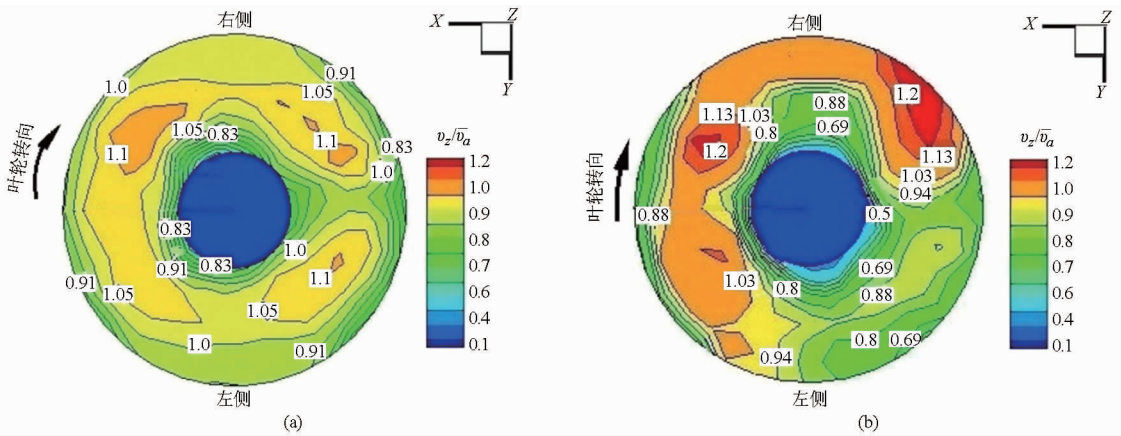
Q ——流量 A ——叶轮进口断面面积

v_{ai} ——叶轮进口断面 i 单元的轴向速度

n ——断面的单元总数

流速分布均匀度用 V_{un} 表示, $V_{un} = 1 - V_{nu}$, 即

$$V_{un} = 1 - \frac{1}{\bar{v}_a} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_{ai} - \bar{v}_a)^2}{n}} \quad (2)$$

图5 叶轮进口断面流速分布 $v_z/\bar{v}_a(z_{40})$ Fig. 5 Axial velocity v_z/\bar{v}_a distribution of impeller inlet section(a) 设计流量工况(Q_0) (b) 大流量工况($1.2Q_0$)

式(1)和式(2)定义的流速不均匀度与流速均匀度的计算结果不仅取决于流速的大小、方向,还取决于断面单元的分布特征,理论上只适用于断面单元均匀分布的情况。而常见的断面单元分布有疏有密,并非均匀分布,单元数是可以不同的。很显然,上式的结果更易于受到密集单元的流速特征影响。考虑到断面单元面积大小不等,用单元面积为权重进行加权计算,以断面流量为基础的面积加权流速均匀度更合理。

若断面面积为 A ,单元总数为 n ,定义断面的平均单元面积为 $\Delta\bar{A}$, $\Delta\bar{A} = A/n$,则面积加权流速不均匀度计算公式为

$$V_{nuu} = \frac{1}{\bar{v}_a} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_{ai} - \bar{v}_a)^2 (\Delta A_i / \Delta\bar{A})}{n}} \quad (3)$$

式中 ΔA_i ——叶轮进口断面 i 单元的面积
因为 $\Delta\bar{A} = A/n$,故有

$$V_{nuu} = \frac{1}{\bar{v}_a} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_{ai} - \bar{v}_a)^2 (\Delta A_i n / A)}{n}} \quad (4)$$

式中 A 和 n 均为常量,可以从求和号内移出,即

$$V_{nuu} = \frac{1}{\bar{v}_a} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_{ai} - \bar{v}_a)^2 \Delta A_i}{A}} \quad (5)$$

式(5)即单元面积加权流速不均匀度。

同样,面积加权流速均匀度 V_{uu} 计算公式为

$$V_{uu} = 1 - \frac{1}{\bar{v}_a} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_{ai} - \bar{v}_a)^2 \Delta A_i}{A}} \quad (6)$$

(1) 设计流量工况

设计流量工况下的叶轮进口流速分布较为均

匀,左右两侧大致呈对称分布,右侧的流速稍高于左侧, v_z/\bar{v}_a 大于1.05的流速分布范围很小,主要在断面的右后侧。在左侧,水泵旋转方向与进水来流方向一致;在右侧,水泵旋转方向与进水来流方向则相反。因此左右侧又可以称为顺水侧和逆水侧。水流惯性导致顺水侧的叶轮进口入流角减小,而使得逆水侧的叶轮进口入流角增大。叶轮流角增大和减小直接引起水流轴向速度的增减。

按照式(1)和式(2)计算得到设计流量工况的叶轮进口断面流速不均匀度为0.15,流速均匀度为0.85。然而,按照式(5)和式(6)计算得到的叶轮进口断面的面积加权流速不均匀度为0.13,流速均匀度为0.87,由于考虑到对应的计算单元面积的影响,面积加权的计算结果更加符合实际情况。计算结果表明设计流量工况叶轮进口断面流速分布较好,能够满足水泵运行的要求。

(2) 大流量工况

大流量工况下的叶轮进口流速呈非对称分布。较高的流速向右侧偏移, v_z/\bar{v}_a 大于1.0的流速超过2/3的部分集中在断面右侧,最高流速达到1.2以上。较低的流速则分布在左侧靠前的位置。这一方面是随着流量的增加,流速变大,水流从水平来流方向转向垂直方向进入水泵叶轮,在强大的惯性作用下被迫增大转弯的曲率半径,使水流进一步集中趋向后侧;另一方面是由于大流量水流的顺水侧效应和逆水侧效应^[15],使得叶轮进口的水流入流角影响进一步扩大,左侧的入流角进一步减小,而右侧的入流角进一步增大。其结果直接引起左侧的轴向流速降低和右侧的轴向流速增高。

由式(1)和式(2)计算得到大流量工况的叶轮进口断面流速不均匀度为0.24,流速均匀度为0.76。按照式(5)和式(6)计算得到的叶轮进口

断面的面积加权流速不均匀度为 0.30, 流速均匀度为 0.70。从图 5b 可以看出, 大流量工况的流速分布差别明显, 面积加权的计算结果体现了这一实际差别。轴流式水泵在大流量工况的运行效率快速下降也反映了在此工况时叶轮进口断面水流条件的恶化。

3.3.2 纵向断面 y_0 流速场

图 6 是进水结构的纵断面($X-Z$)的流速分布情况, 其中云图表示 v_z/\bar{v}_a 的分布情况, 流动迹线显示的是流速 v_x/\bar{v}_a 和 v_z/\bar{v}_a 合成的结果。

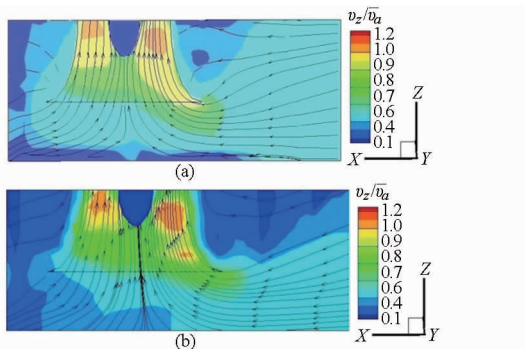


图 6 纵断面 y_0 流速分布 v_z/\bar{v}_a 和流线

Fig. 6 Velocity distribution of longitude sections y_0

(a) 设计流量工况 (Q_0) (b) 大流量工况 ($1.2Q_0$)

该纵断面取在进水结构的顺水流中心断面, y 坐标值为 0。

设计流量工况下的纵断面流动迹线平顺, 水流由流道进口经由喇叭口下方进入喇叭管再进入水泵叶轮。水流流速随着断面面积的减小而增大, 喇叭口及其下方区域是水流转向的关键结构, 设计流量工况的流速大小和方向的变化梯度适中, 只有在喇叭口下方的中心点为奇点区, 但观测不出明显的异常。

大流量工况下的纵断面流线看起来比较平顺,

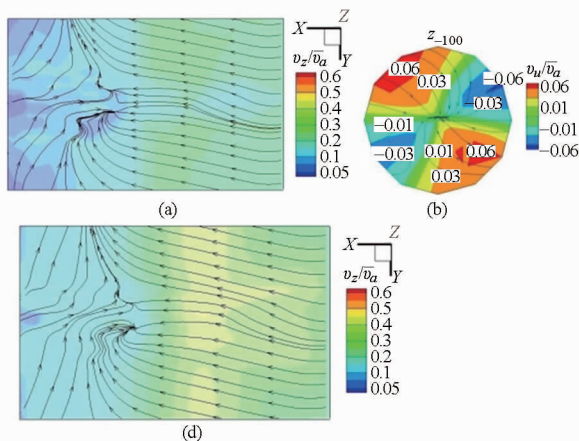


图 7 设计流量工况喇叭口下方流速 v_z/\bar{v}_a 分布和涡速 v_u/\bar{v}_a (Q_0)

Fig. 7 Axial distribution and tangential velocity stream trace of sections below pump bell-mouth under design flow rate (Q_0)

(a) z_{-100} (b) 涡云图 (c) v_u/\bar{v}_a 分布 (d) z_{-80} (e) z_{-60}

但是流速大小和方向的变化梯度增大; 喇叭口下方的中心奇点区流线相对比较密集。

3.3.3 喇叭口下方流速场

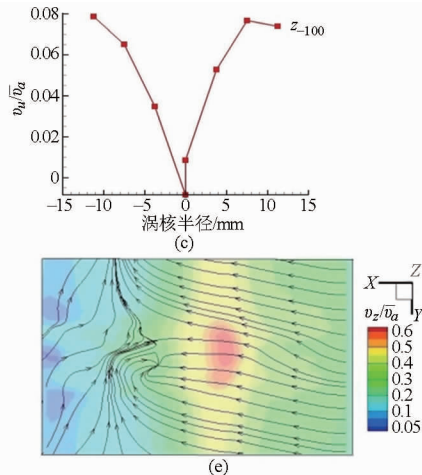
图 7 和图 8 是设计流量工况和大流量工况下喇叭管下方区域流速场, 其中云图为轴向流速 v_z/\bar{v}_a 分布, 流动迹线显示的是 v_x/\bar{v}_a 和 v_y/\bar{v}_a 的合成流速。本研究从水泵喇叭口向下到流道底部选取 z_{-60} 、 z_{-80} 、 z_{-100} 3 个水平横断面, 着重分析水流在横断面内的流动, 用以判别是否存在产生旋涡的条件。喇叭口下方的过水断面非常复杂, 严格说来, 水平断面并不是实际的过水断面, 是一个近似的过水断面。然而, 从流动分析来看, 水平断面是一个有意义的特征断面。

对于水泵通过喇叭口吸入水流的进水结构, 其下方底部中心点在理论上是流动的奇点, 实际上是水流汇入的紊动混掺区, 极易产生旋涡, 进而对水泵运行造成直接影响^[16]。

(1) 设计流量工况

图 7a、7d、7e 分别显示了流体从流道底板至喇叭口附近水平断面的流动情况。断面 z_{-100} 到 z_{-80} 再到 z_{-60} , 轴向流速分量从底部向喇叭口的汇集逐渐增加, 体现了流动的连续性本质。对于平面上的流速分量, 在喇叭口下方的中心区域有紊动现象, 但是旋转动能未能获得有效积累, 3 个断面均未见形成旋涡。试验测量过程中也未能观察到喇叭口下方有旋涡出现。这就表明设计流量工况下喇叭口下方的进水流态可以达到设计运行要求的条件。

为了定量分析喇叭口下方水流旋转的情况, 考察了水流流动迹线交汇点周围的流动, 以汇点 O_v 为圆心取 15 mm 为半径的圆形区域的数据进行分析 (O_v 的坐标在图中标出), 并把直角坐标 XY 平面的



流速分量 v_x 、 v_y 转换为以 O_v 为圆心的极坐标 (极轴 r 、极角 θ) 的圆周分量或切向分量 v_u 和径向分量 v_r , 其计算公式为: $v_u = v_x \sin\theta + v_y \cos\theta$, $v_r = v_x \cos\theta + v_y \sin\theta$ 。

同前,分析时引用相对值 v_u/\bar{v}_a 。因为水流的旋转主要由水流速度的圆周分量决定,可以更清楚地反映旋转运动。如图 7a 所示,水泵轴线与断面的交点是中心点,坐标(0,0),其下方流线的交汇点坐标为(-6,10),见图 7b。圆周分速度的数值很小,最大值接近 0.08,即最大圆周分速度是叶轮进口断面轴向平均流速的 8%,可以认为水流旋转强度较弱。图 7c 是圆周分速度沿圆的半径分布,汇点的数值为零左右,随半径的增加而迅速增大,属于强迫旋转的类型。3 个断面的流动图表明在喇叭口下方未能形成流线封闭的旋涡。

(2) 大流量工况

大流量工况的流量比设计工况流量增加了 20%,这样水泵叶轮进口断面的轴向流速同比也增加 20%。由于水流流动速度的提高,导致进水结构内的水流速度场发生重要改变。

图 8a、图 8c 和图 8e 分别显示了大流量工况下喇叭口下方 3 个水平断面的流动情况。可见轴向流速分量随流程逐渐增加,然而平面上流动情况发生了明显的改变。在喇叭口下方的中心区域出现了一对较大的旋涡,左侧的旋涡为顺时针方向旋转,右侧的旋涡则为逆时针方向旋转,这正是旋转动能不断积累而形成的。3 个断面均形成流线封闭的旋涡,流动迹线图清晰地显示旋涡发展的情况。从流道底部至喇叭口,断面 z_{-100} 、 z_{-80} 、 z_{-60} 的旋涡的单个平均直径分别由 20 mm 到 18 mm 再到 16 mm,几何尺寸逐步减小,旋涡核心直径约为 5~8 mm。试验测量过程中也清楚地观察到喇叭口下方的水下旋涡。这表明大流量工况下喇叭口下方的水流异常紊乱并形成较强的旋涡,使进水条件恶化,严重影响水泵机组的正常运行。

同样,为了深入探讨旋涡核心区域内的流动规律,将左侧的单个旋涡取出,分析流速圆周分量相对值 v_u/\bar{v}_a 在涡核内的变化,见图 8b、图 8d 和图 8f。流速圆周分量 v_u/\bar{v}_a 在涡核内分布的特征是涡核中心点的数值接近于零, v_u/\bar{v}_a 随着涡核半径的增加逐渐增大。底部断面 z_{-100} 从涡核中心向外仅 5 mm 流速圆周分量就已经由零迅速达到 0.15 左右,涡核内的旋转流动具有明显的强迫涡特征。比较不同的断面,喇叭口下方 3 个断面的圆周分量最大值在 0.18~0.22 之间,相差不大,但是靠近喇叭口断面的流速梯度有所减小。

大流量工况流量比设计工况的流量增加 20%,然而,水泵喇叭口下方的水流旋转速度却增大了 80%~130%,可见大流量工况流动细部结构变化之大。图 8g 是 3 个断面中心点左侧旋涡水流圆周分速度沿涡核半径的分布,不同断面的圆周分速度分布特征相同,且数值相差不大,表明旋转动能的积累和耗散大致相当,旋涡得以维持和延续。

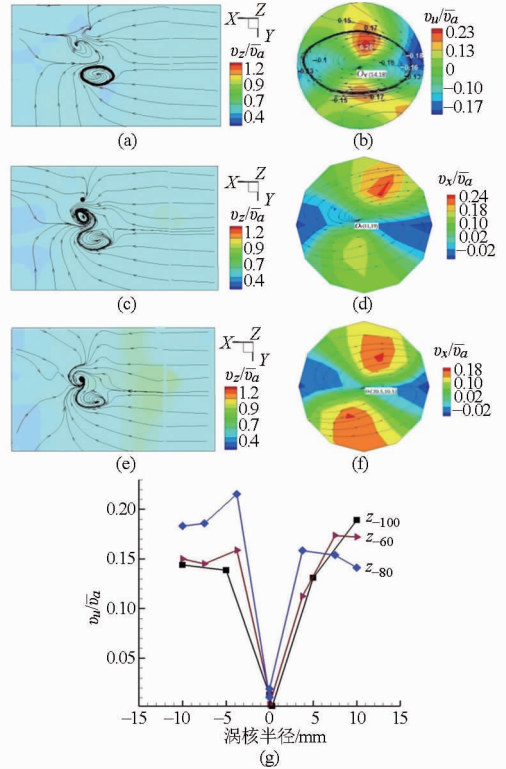


图 8 喇叭口下方流速 v_z/\bar{v}_a 和分布和涡速 v_u/\bar{v}_a ($1.2Q_0$)

Fig. 8 Axial distribution and tangential velocity stream trace of sections below pump bell-mouth under large flow rate ($1.2Q_0$)

(a) z_{-100} (b) z_{-100} 涡云图 (c) z_{-80} (d) z_{-80} 涡云图
(e) z_{-60} (f) z_{-60} 涡云图 (g) v_u/\bar{v}_a 分布

3.3.4 喇叭管内流速场

图 9 和图 10 是设计流量工况和大流量工况下喇叭管内流速场,其中云图为轴向流速 v_z/\bar{v}_a 分布,流动迹线为 v_x/\bar{v}_a 和 v_y/\bar{v}_a 的流速合成。为了深入分析喇叭管内水流的流动形态,从水泵喇叭口到叶轮进口选取 z_{-40} 、 z_{-20} 、 z_0 、 z_{20} 、 z_{40} 共 5 个水平横断面,以揭示喇叭管内水流的流动规律,以及旋涡进入喇叭管后存续和发展的情况。

(1) 设计流量工况

从图 10a、图 10b、图 10c、图 10e 和图 10h 可以看出,设计流量工况下水流进入喇叭管以后,从 z_{-40} 断面流经 z_{-20} 断面、 z_0 断面、 z_{20} 断面过程中,水流在中心点附近的旋转动能有逐步加强的趋势,流线的曲率持续增加意味着流速的圆周分量有增大可能,

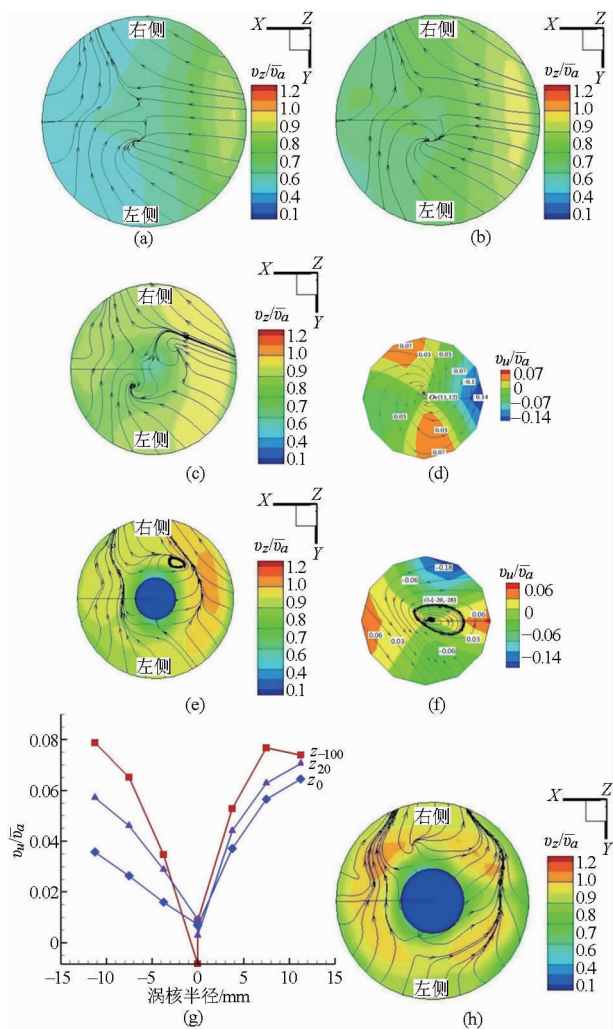


图 9 设计流量工况喇叭管内流速分布 v_z/\bar{v}_a 和涡速 v_u/\bar{v}_a

Fig. 9 Axial distribution and tangential velocity stream trace of sections in bell-pipe under design flow rate (Q_0)

(a) z_{-40} (b) z_{-20} (c) z_0 (d) z_0 涡云图 (e) z_{20}
 (f) z_{-20} 涡云图 (g) v_u/\bar{v}_a 分布 (h) z_{40}

流线汇聚趋向潜在的旋涡中心点。然而在 z_{-40} 断面、 z_{-20} 断面、 z_0 断面仍然未出现旋涡。从流线汇点周围圆形区域的数据分析,如图 9d 所示,此时的流速圆周分量较小,最大值 0.07,未能形成旋涡。而在 z_{20} 断面的右侧靠前位置已经有较小的流线闭合的旋涡生成,如图 9f 所示。对涡核分析结果表明,其也具有强迫涡的特征,见图 9g。到了 z_{-40} 断面反而未现旋涡,如图 9e 所示,这是由于水泵叶轮旋转的扰动所致。由于旋涡较小,涡核内流速的圆周分量最大值仅为 0.06~0.08,强度较弱,不足以影响水泵的运行性能,泵机组能够正常运行。

需要指出的是,虽然旋涡的强度不大,但流速的圆周分量随旋涡的半径增加而增加,属于强迫涡类型,旋转动能易于集聚,在运行工况改变时,很容易产生大的旋涡,造成对水泵机组的危害,这在大流量

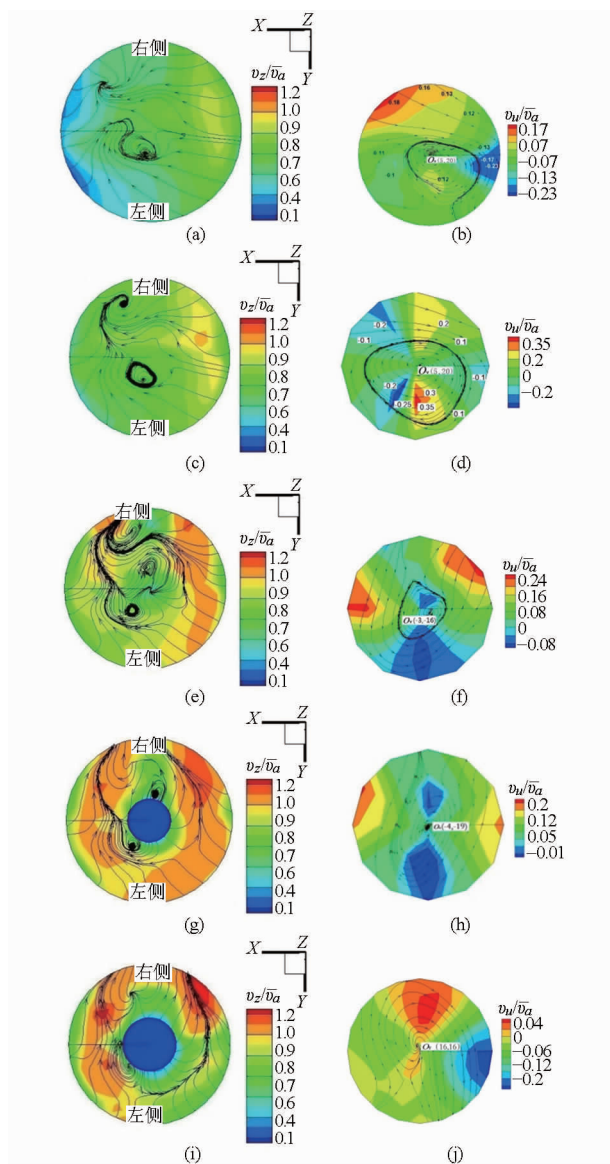


图 10 大流量工况喇叭管内流速分布 v_z/\bar{v}_a 和 v_u/\bar{v}_a ($1.2Q_0$)

Fig. 10 Axial distribution and tangential velocity stream trace of sections in bell-pipe under large flow rate ($1.2Q_0$)

(a) z_{-40} (b) z_{-40} 涡云图 (c) z_{-20} (d) z_{-20} 涡云图 (e) z_0
 (f) z_0 涡云图 (g) z_{20} (h) z_{20} 涡云图 (i) z_{40} (j) z_{40} 涡云图
 工况尤其突出。

(2) 大流量工况

如前所述,大流量工况在喇叭口下方的流道底部出现了强度较大的旋涡,水流速度的圆周分量随流动过程得以维持和延续。但是在水流进入喇叭口以后,由于断面面积变小,主流的速度迅速提高,水流的旋转动能有可能得到补充而增强或者维持。图 10a、10c、10e、10g、10i 显示了 5 个不同断面的水流形态。图中可以看出从喇叭口附近的 z_{-40} 断面到叶轮进口附近的 z_{40} 断面之间始终存在流线闭合的旋涡。图 10b、10d、10f、10h、10j 分别是对应断面的主要旋涡的涡核内水流圆周分速度分布情况。涡核

内水流圆周分速度从中心向四周扩展,迅速增大。从流道底部断面生成的旋涡因为其强度大,进入水泵喇叭管内后旋转动能得以持续,并最终进入水泵叶轮内。

图 11 为在旋涡核心区域圆内水流圆周分速度沿半径分布曲线。图中清晰地显示涡核中心的水流圆周分速度接近于零,随涡核半径增加圆周分速度迅速增大,最大值达 0.12 左右,在半径 3~5 mm 的范围内流速梯度最大,强迫涡的特征十分明显。

在叶轮进口断面,受水泵叶轮旋转直接影响,旋涡的稳定性受到破坏,实际上,叶轮就是运动的边

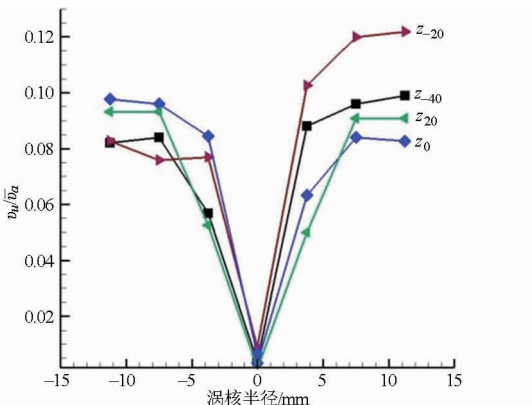


图 11 旋涡核心区域圆周速度分布曲线($1.2Q_0$)

Fig. 11 Tangential velocity distribution along diameter of vortices core area under large flow rate

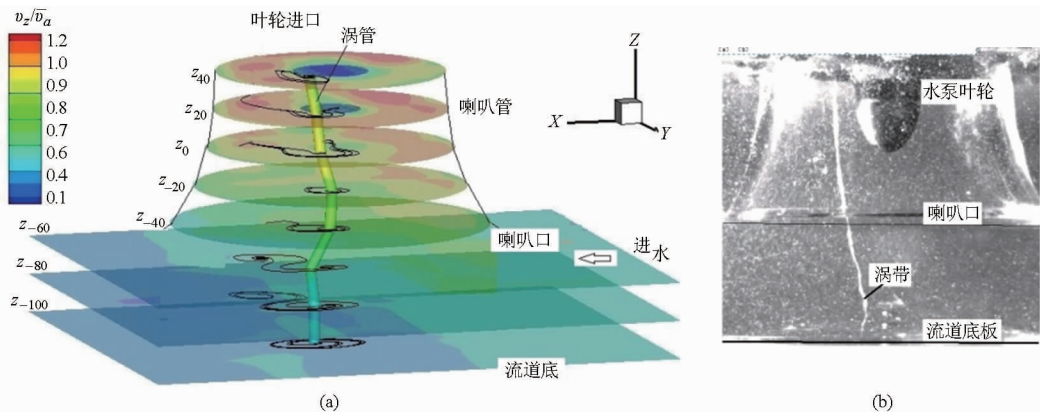


图 12 大流量工况进水结构旋涡发生和发展

Fig. 12 Developing of vortex rope in pump intake under large flow rate ($1.2Q_0$)

(a) PIV 测量的数值涡带 (b) 高速摄影捕捉的现实涡带

现实的进水结构中旋涡运动的最明显特点是非稳定性。旋涡对流动边界条件非常敏感,形态转瞬即变;当旋涡强度较弱时,旋涡时隐时现,当旋涡强度较强时,旋涡持续显现。旋涡的运动规律在理论上应当遵从 N-S 方程,在剧烈变化的时空,迁移加速度和当地加速度对旋涡的发展均有确定的贡献。较强的旋涡生成的决定性条件是旋涡在流动过程中旋转能量积累大于耗散而持续增长、适宜的空间和足够的时间等。

界,此处旋转动能耗散大,旋涡的强度减小。

在考察喇叭口下方的旋转水流时,可以看到流道底部的旋涡成对出现,旋转的方向互逆,就像一对耦合的齿轮在旋转。这意味着两个旋涡之间存在能量的交换,并克服阻力,维持旋涡的发展和延续。水流在进入喇叭管后旋涡仍然维持了这样的格局,每个断面有一对主要的旋涡。然而旋涡形态却有了变化,旋涡强度由二者相当变为一强一弱,左侧的旋涡保持强势,右侧的则有所减弱,左侧(顺水侧)水流来流方向与水泵叶轮旋转方向一致,旋转动能易于积累,而右侧(逆水侧)则相反,水流来流方向与水泵叶轮旋转方向相反,旋转动能不易积累,当动能的积累小于耗散时,旋转强度就会有所减弱。

3.4 进水涡管形态

在对泵轴中心线左侧旋涡进行涡核分析的基础上经过进一步的分析得到了涡管的形态,因其具有三维的体流场数据,也可以称为数值涡管,如图 12 所示。涡管中心线通过涡核的中心点,从流道底部一直伸展到叶轮进口断面。这与采用高速摄影拍摄的旋涡照片相似,见图 12b。流体力学的涡管理论指出,涡管不能在流体内部终止,必然起于边界,止于边界,这再一次得到试验的验证。

4 结论

(1) 采用三维 PIV 激光场流速仪测量了立式轴流泵进水池结构的内部流动,获得了设计流量和大流量工况下包括水泵喇叭管的进水池的全三维(体三维)流速场。

(2) 设计流量工况下喇叭管及泵叶轮进口水流流态良好,叶轮进口断面的流速场呈对称分布,断面轴向流速均匀度达到 0.87,未发生旋涡等不

良流态现象,表明进水流速场能满足水泵运行要求。

(3)大流量工况下叶轮进口断面的流速场呈非对称分布,断面轴向流速均匀度仅为0.70,叶轮进口及喇叭管内进水流态差;在靠近泵轴中心线左右两侧附近有持续的旋涡产生,形成可见涡带并进入叶轮,导致机组剧烈振动。

(4)分析了进水旋涡核心区域的细部流动结

构,通过速度转换导出了旋涡的数值形态;揭示了涡核内水流圆周速度分量的分布规律,涡核中心的流速分量接近为零,圆周速度沿半径方向迅速增大,在涡核半径3~5 mm范围内增加最快,速度梯度最大,进水旋涡具有明显的强迫涡特征。

(5)提出了基于流量的单元面积加权流速均匀度及相应的计算公式,使过流断面流速均匀度的计算结果更为合理、更加符合实际。

参 考 文 献

- 1 陈红勋,郭加宏,胡雷,等. 吸水口前自由表面旋涡的LBM模拟[J]. 水动力学研究与进展 A辑,2010,25(5):676-682.
- 2 成立,刘超,周济人,等. 大型立式泵站双向进水池三维紊流数值模拟[J]. 农业机械学报,2004,35(3):61-64.
Cheng Li, Liu Chao, Zhou Jiren, et al. Numerical simulation of three-dimensional flow inside suction box of reversible pumping station[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004, 35(3): 61-64. (in Chinese)
- 3 丛国辉,王福军. 湍流模型在泵站进水池旋涡模拟中的适用性研究[J]. 农业工程学报, 2008, 24(6): 31-35.
- 4 陶海坤,曹树良,桂绍波. 钟形进水流道蜗形吸水室的设计方法[J]. 清华大学学报:自然科学版,2008,48(11):1949-1952.
Tao Haikun, Cao Shuliang, Gui Shaobo. Design of volute suction with a bell-like inlet passage in a mixed-flow pump[J]. J. of Tsinghua Univ.: Sci. & Tech., 2008, 48(11): 1949-1952. (in Chinese)
- 5 唐洪武,徐夕荣,张志军. 粒子图象测速技术及其在垂直进水口旋涡流场中的应用[J]. 水动力学研究与进展, 1999, 14(1): 128-134.
- 6 刘超,杨帆,赵军. 基于高速摄影技术的泵进水流道消涡试验分析[J]. 农业机械学报,2014,45(3):61-65.
Liu Chao, Yang Fan, Zhao Jun. Analysis of the vortex-elimination device of pump suction passage using high-speed photography[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(3): 61-65. (in Chinese)
- 7 杨帆,刘超,汤方平,等. 箱涵式进水流道的立式轴流泵装置水动力特性分析[J]. 农业工程学报, 2014, 30(4): 62-69.
Yang Fan, Liu Chao, Tang Fangping, et al. Analysis of hydraulic performance for vertical axial-flow pumping system with cube-type inlet passage[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(4): 62-69. (in Chinese)
- 8 刘超,成立,周济人,等. 水泵站开敞进水池三维紊流数值模拟[J]. 农业机械学报,2002,33(6):53-55.
Liu Chao, Cheng Li, Zhou Jiren, et al. Numerical simulation of three-dimensional turbulent flow for opening pump sump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(6): 53-55. (in Chinese)
- 9 李永,李小明,张波涛,等. 水泵吸水池内部流动PIV试验的深入分析[J]. 工程热物理学报,2002,23(2):190-192.
Li Yong, Li Xiaoming, Zhang Botao, et al. Advanced analysis of the PIV experiment on the flow in pump suction sump[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(2): 190-192. (in Chinese)
- 10 Liu Chao, Li Daliang, Zhou Jiren, et al. An application of 3D-PIV to the flow measurements in pump sump[C]//Proceedings of ASME/JSME 2007 5th Joint Fluids Engineering Conference, 2007, 2: 69-72.
- 11 Rajnedrna V P, Consnattinescu S G, Patel V C. Experimental validation of numerical model of flow in pump-intake bays[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1999, 125(11): 1119-1124.
- 12 Rajnedrna V P, Patel V C. Measurement of vortices in model pump-intake bay by PIV[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2000, 126(5): 322-334.
- 13 Takahide Nagahara. Measurement of the flow around the submerged vortex cavitation of pump intake by means of PIV[C]//Fifth International Symposium on Cavitation (cav2003). Osaka, Japan, 2003.
- 14 Jong Woong Choi, Young-Do Choi, Chang-Goo Kim, et al. Flow uniformity in a multi-intake pump sump model[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010, 24(70): 1389-1400.
- 15 刘超. 大型泵站钟形进水流道流速场试验研究[J]. 江苏农学院学报, 1985, 6(2): 41-47.
- 16 汤方平,耿卫明,杨国平. 进水池流态对泵进口流场的影响[J]. 排灌机械, 2004(5): 12-14.
- 17 常景彩,王志强,李兴平,等. 大型泵站新型钟形进水池流动特性的研究[J]. 水力发电学报, 2011, 30(1): 165-169, 178.
Chang Jingcai, Wang Zhiqiang, Li Xingping, et al. Study on hydraulic characteristics of new bell suction duct in large-scale pumping stations[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2011, 30(1): 165-169, 178. (in Chinese)
- 18 杨帆,刘超,汤方平,等. 悬空高对泵装置流道内流特性的影响[J]. 农业机械学报, 2015, 46(2): 40-45.
Yang Fan, Liu Chao, Tang Fangping, et al. Effect of bottom clearance on flow characteristics of pumping system by CFD and PIV[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(2): 40-45. (in Chinese)