doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.05.022

# 钟型进水流道轴流泵装置数值优化与试验分析

谢传流1 汤方平1 朱泉荣2 刘海宇1 吴晨辉1 杨 帆1

(1. 扬州大学水利与能源动力工程学院, 扬州 225127; 2. 利欧集团股份有限公司, 无锡 214023)

**摘要:**基于 RNG k- ε 紊流模型和雷诺时均 N-S 方程,运用流体计算 CFD 软件对钟型进水流道的轴流泵装置进行 三维流动数值模拟以及水力性能的优化设计。通过先局部后整体的方法先单独对钟型进水流道进行优化,然后在 整体泵装置内对弯管式出水流道进行优化,对进、出水流道进行三维参数化建模,进水流道以出口断面速度均匀度 和水力损失为目标函数,出水流道以泵装置效率为目标函数,针对设计流量工况点,分别对进水流道和出水流道各 控制参数方案进行数值模拟计算,分析不同控制尺寸对进、出水流道水力性能的影响。最后通过模型试验对优化 方案数值计算结果进行可靠性验证。数值模拟和模型试验结果表明,优化后钟型进水流道的水力损失由 0.348 m 降低到 0.148 m,钟型进水流道出口流速均匀度由 54.59% 提高到 93.35%;弯管式出水流道的水力损失由 0.464 m 降低到 0.415 m,通过优化流态得到了改善。模型泵装置试验在叶片安放角 0°时,设计工况下泵装置效率达到 74%,泵装置最高效率为 76.47%,高效区运行范围较宽;进出水流道无漩涡产生,流态均匀,数值模拟和模型试验 外特性曲线误差在 5% 以内,进水流道水力损失曲线趋势相同。运用数值模拟优化计算钟型进水流道的轴流泵装置,缩短了试验周期,节约了成本,可为同类泵站的设计和安全运行提供参考。

关键词:钟型进水流道;轴流泵装置;数值优化;模型试验

中图分类号: TH312 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2018)05-0195-09

# Numerical Optimization and Experimental Analysis of Axial-flow Pump System for Bell-type Inlet Passage

XIE Chuanliu<sup>1</sup> TANG Fangping<sup>1</sup> ZHU Quanrong<sup>2</sup> LIU Haiyu<sup>1</sup> WU Chenhui<sup>1</sup> YANG Fan<sup>1</sup> (1. School of Hydraulic Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225127, China 2. Jiangsu LEO Co., Ltd., Wuxi 214023, China)

**Abstract**: Based on the RNG  $k - \varepsilon$  turbulence model and Reynolds-averaged N – S equation, the CFD software was used to simulate the three-dimensional flow value of axial flow pump device for bell-type inlet channel and design the hydraulic performance optimization. Firstly, the bell-type inlet channel was optimized through the part to overall method, and then the elbow outlet channel of the whole pump device was optimized, three-dimensional parametric modeling can be made for the inlet and outlet flow channel. The inlet flow channel took the outlet section velocity uniformity and the hydraulic loss as the objective function. At the same time, the outlet flow channel took the pump device efficiency as the objective function. According to the design flow conditions and the control parameters numerical simulation of the inlet and outlet flow channels, the influence of different control sizes on the hydraulic performance of inlet and outlet channels can be analyzed. Finally, the reliability of the numerical results of the optimization scheme was verified by the model test. Numerical simulation and model test showed that by optimization the flow can be improved. After optimization, the hydraulic loss of the bell-type inlet channel was reduced from 0. 348 m to 0. 148 m, while the outlet velocity uniformity was increased from 54. 59% to 93. 35%. Also, the hydraulic loss of the elbow-type outlet channel was 0°, the design conditions

收稿日期:2017-08-04 修回日期:2017-12-25

基金项目: 国家自然科学基金项目(51376155、51609210)、中国博士后科学基金项目(2016M591932)、江苏高校优势学科建设工程项目 (PAPD)和江苏省科研创新计划项目(KYZZ16\_0492)

作者简介:谢传流(1988—),男,博士生,主要从事双向轴流泵叶轮优化设计研究,E-mail:m18352764807@163.com

通信作者:汤方平(1964—),男,教授,博士生导师,主要从事流体机械设计和复杂工程系统科学优化设计研究,E-mail: tangfp@ yzu.edu.cn

efficiency can be up to 74%. The maximum efficiency was 76.47% and the high-efficient operating range was wide. There was no whirlpool produced in both inlet and outlet channels with uniform flow. The error of the external characteristic curve was less than 5% in the simulation and model test. The hydraulic loss curve of the inlet channel was also the same. The less hydraulic losses of the inlet and outlet flow channels after optimization, indicated that the numerical simulation involved in the optimization of the pump was reasonable and reliable. Using the numerical simulation to optimize the calculation of the axial flow pump of the bell-type inlet channel can shorten the test cycle and save the cost. It also can guide the engineering application accurately and reliably, and provide reference for the design and safe operation of the similar pump station.

Key words: bell-type inlet flow channel; axial flow pump device; numerical optimization; model test

#### 0 引言

轴流泵是一种大流量、低扬程泵,在平原地区灌溉排涝及城市供排水、排污等方面被广泛使用<sup>[1]</sup>, 钟型进水流道纵向高度低,减少了泵站的挖方深度, 可以节约工程投资<sup>[2-3]</sup>。但钟型进水流道往往难以 设计钟型的形状,设计不好将导致叶轮进水条件不 好,轻则影响泵装置的运行效率,重则导致水泵发生 汽蚀,产生噪声、振动等不利于机组运行的状况<sup>[4]</sup>, 对机组的高效、稳定、安全运行是极大的威胁,故需 要在设计阶段对泵装置进行三维流动的预测、研究 和必要的优化。

杨帆等<sup>[5-6]</sup>通过数值模拟对大型轴流泵装置进 行了计算。汤方平等<sup>[7]</sup>以模型试验为主配合 CFD 分析泵装置,认为能够比较全面地得出泵装置的水 动力性能。陶海坤等<sup>[8-9]</sup>通过数值模拟的方法对半 圆形和蜗形两种钟型进水流道吸水室内部流动进行 了研究,并在流场数值模拟的基础上对这两种吸水 室的后壁距进行了分析。何钟宁等<sup>[10]</sup>采用雷诺方 程(RANS)和标准湍流模型,计算了钟型进水流道 6种不同喇叭管悬空高度和4种不同流量方案下的 流道内流场,分析了钟型进水流道关键部位的流态 特征,揭示了流道特征断面的速度分布规律。陈松 山等[11]设计了一个钟型出水流道模型,测试了流道 的水力损失,观测到流道内的流态。杨帆等<sup>[12]</sup>基于 三维不可压缩流体的雷诺平均 Navier - Stokes 方程 和 RNG  $k - \varepsilon$  湍流模型,应用有限体积法计算了双 隔墩钟型进水流道内流场,预测了流道的水力损失 并揭示了水力损失规律。葛强等[13] 对钟型箱涵流 道过流特性及流态进行了试验分析,提出了改善流 态的有效措施。李彦军等<sup>[14]</sup>在肘型进水流道和虹 吸出水流道型线数学模型基础上,开发了基于流道 设计参数的优化设计软件。陆林广等[15-16]、孙东坡 等<sup>[17]</sup>、梁金栋等<sup>[18]</sup>、颜红勤等<sup>[19]</sup>、周正富等<sup>[20]</sup>、齐 学义等[21]也分别利用数值模拟进行了相关的研究 工作。

对钟型进水流道优化设计鲜有报道,本文通过 CFD 数值模拟对某大型泵站立式轴流泵装置内部 的三维湍流流动和水力性能进行优化计算,采用 ANSYS 软件的 DM 模块<sup>[22]</sup>建立进、出水流道参数化 模型,应用 CFX 对立式轴流模型泵装置进行数值计 算及优化,优化过程按照先局部后整体的优化思路, 先优化钟型进水流道,然后通过整体泵装置进行数 值模拟,对弯管式出水流道进行优化,分析比较不同 方案立式轴流泵装置内部的三维湍流流动和水力性 能,预测泵装置性能,最后通过泵装置模型试验验证 数值优化的准确性。

#### 1 泵站工程概况

泵站规划单机设计抽排流量 13.1 m<sup>3</sup>/s,设计静 扬程 5.67 m,水泵叶轮直径 1720 mm,泵站进水流 道采用钟型进水流道,出水钢制弯管、扩散管接混凝 土流道进压力水箱。根据泵站所选定的水泵水力模 型,水泵结构采用标准泵段,根据已有研究成果,确 定了泵站主要结构尺寸,比如叶轮安装高程,进、出 水流道长度,进水流道底部高程,出水流道顶部高 程,进、出水流道出口宽度等。

考虑到泵装置 CFD 三维流动数值计算需要通 过模型试验进行验证,所以本次优化针对模型泵装 置展开。根据文献[1],对原型泵装置到模型泵装 置进行等 *nD*(*n* 表示叶轮旋转速度,*D* 表示叶轮直 径)值相似换算,换算后扬程参数保持不变,设计流 量变为 398.5 L/s,水泵叶轮直径变为 300 mm。

# 2 三维建模及网格剖分

#### 2.1 计算模型

立式轴流泵模型泵装置采用钟型进水流道、弯 管出水流道、进出水流道接进足够长的压力水箱。 本文采用 ANSYS 软件的 DM 模块对钟型进水流道、 弯管出水流道模型按照模型泵装置的流道尺寸(模 型泵与原型泵几何尺寸比为 0.174)进行参数化建 模。图 1 为钟型进水流道计算模型,图 2 为弯管出

## 水流道计算模型。



钟型进水流道计算模型 图 1 Numerical model of bell-type inlet runner Fig. 1



图 2 弯管出水流道计算模型 Fig. 2 Numerical model of runner of elbow

# 2.2 网格划分

在 ANSYS ICEM 软件下对建好的模型进行网格 剖分。图 3 为钟型进水流道采用 ICEM 生成的自适 应能力较好的非结构化四面体网格,对边界层及局 部进行加密处理。图4为弯管出水流道由 ICEM 生 成的正六面体结构化网格,对边界层进行局部加密 处理,进、出水流道网格节点数和网格数见表1,网 格质量均大于0.3。



图 4 弯管出水流道结构化网格 Fig. 4 Structure of elbow outlet channel

立式轴流泵装置数值计算的水力模型叶片数为 4,导叶体叶片数为7。采用 ANSYS Turbo Grid 软件 对叶轮和导叶体进行实体建模与网格剖分,图 5a 为 叶轮和导叶模型,图 5b~5e 为叶轮和导叶网格。叶 轮、导叶结构化网格数见表1,建模时按标准模型泵

表 1 网格结点与网格数 Tab.1 Grid node and grid number

14011	rustri offici noue una gria number		
计算域	节点数	网格数	
叶轮域	949 728	887 720	
导叶域	615 692	555 513	
出水流道	492 704	473 373	
进水流道	102 513	468 794	



(a) 轴流泵叶轮、导叶模型



(b) 叶轮平视图





(d) 叶轮俯视图 (e) 导叶俯视图 图 5 叶轮、导叶模型和网格 Fig. 5 Impeller, vane model and grid

叶轮直径 D = 300 mm 建立,设置单边叶顶间隙为  $0.2 \text{ mm}_{\odot}$ 

根据文献[23],在满足网格无关性要求时,本 文不断改变网格数量并对不同网格数量的泵装置效 率进行计算,发现当网格增加到一定数量时,泵装置 效率趋于稳定,不再随着网格数量的增加而增加。 在满足网格无关性要求下,取泵装置叶轮网格数为 887 720,导叶网格数为 555 513,整个泵装置网格数 为2385400。

# 2.3 边界条件与控制方程

导入各分段的网格模型到 CFX - Pre 中,组装 各段模型形成模型泵装置,如图6所示。

设定额定转速1433 r/min,进口设置为质量流



图 6 立式轴流泵泵装置运行示意图 Fig. 6 Schematic diagram of vertical axial pump operation

量进口,优化设计时设计工况进口流量设置为 398.5 L/s,出口断面采用总压出口,出口总压设置 为101 325 Pa。进水前池和出水池的水面为自由液 面,将自由表面的速度和紊动能均按对称面处理。 立式轴流泵模型泵装置的进出水流道壁面、叶轮的 轮毂壁面、外壳及导叶体壁面均设置为静止壁面,应 用无滑移条件,近壁区采用标准壁面函数边界条件, 对进出水流道表面取无滑移壁面。

动静交界面不考虑旋转叶轮与导叶相对位置不同的影响,采用"Stage"交界面处理叶轮与导叶体之间动静耦合流动的参数传递,控制方程的离散采用 基于有限元的有限体积法。扩散项和压力梯度采用 有限元函数表示,对流项采用高分辨率格式。泵装 置内部采用雷诺平均 N-S 方程,紊流模型采用考虑 了平均流动中的旋转及旋转流动情况的 RNG k- ε 紊 流模型,能更好地处理高应变率及流线弯曲程度大 的流动。

在前处理器中写出泵装置进出口断面的压力增量及效率的表达式,作为辅助监控点,在计算过程中 实时观察。收敛条件设置残差值为1×10<sup>-5</sup>,同时 监控泵装置进出口断面的压力增量和效率直到稳定 为止。

# 2.4 计算公式

2.4.1 进出水流道水力损失

根据伯努利能量方程引入水力损失 h<sub>f</sub>概念,采用 CFD 数值计算得到的流速场和压力场预测过流 部件的水力损失,计算公式为

$$h_{f} = \frac{p_{1}}{\rho g} - \frac{p_{2}}{\rho g} + Z_{1} - Z_{2} + \frac{u_{1}^{2}}{2g} - \frac{u_{2}^{2}}{2g}$$
(1)

式中 p1、p2 — 流道进、出口处的静压, Pa

 $Z_1$ 、 $Z_2$ ——流道进、出口的高度, m

- *ρ*——水流密度,kg/m<sup>3</sup>
- g---重力加速度,m/s<sup>2</sup>
- 2.4.2 进水流道出口断面轴向流速分布均匀度

进水流道的设计在兼顾水力损失较小的同时也 应为叶轮提供均匀的流速分布和压力分布进水条 件。进水流道的出口就是叶轮室的进口,其轴向流 速分布均匀度 V<sub>a</sub>反映了进水流道设计的优劣,V<sub>a</sub>越 接近 100%,表明进水流道出口水流的轴向流速分 布越均匀,进入叶轮的水流越均匀同向,其计算公 式为

$$V_{u} = \left\{ 1 - \frac{1}{\bar{v}_{a}} \sqrt{\left[ \sum_{i=1}^{n} (v_{ai} - \bar{v}_{a})^{2} \right] / n} \right\} \times 100\%$$
(2)

- $\bar{v}_a$ ——流道出口断面轴向流速算术平均值, m/s
- *v<sub>ai</sub>*→流道出口断面各计算单元的轴向流速,m/s
- n ——出口断面上的计算单元个数
- 2.4.3 泵装置能量性能

根据伯努利能量方程计算泵装置扬程,由计算 得到的速度场和压力场以及作用在叶轮上的扭矩预 测泵装置的水力性能。泵装置扬程计算公式为

$$H_{net} = \frac{\int_{S_2} p_2 u_{i2} dS}{\rho Qg} + H_2 + \frac{\int_{S_2} u_2^2 u_{i2} dS}{2 Qg} - \frac{\int_{S_1} p_1 u_{i1} dS}{\rho Qg} + H_1 + \frac{\int_{S_1} u_1^2 u_{i1} dS}{2 Qg}$$
(3)

式中 H<sub>1</sub>、H<sub>2</sub>——泵装置进、出水断面高程,m S<sub>1</sub>、S<sub>2</sub>——泵装置进、出水断面面积,m<sup>2</sup> u<sub>11</sub>、u<sub>12</sub>——泵装置进、出水流道断面各点流

速法向分量,m/s

Q ——泵装置流量,L/s

泵装置效率计算公式为

$$\eta = \frac{\rho g Q H_{net}}{T_p \omega} \times 100\% \tag{4}$$

式中 *T<sub>p</sub>*——扭矩, N·m

 $\omega$ ——叶轮旋转角速度, rad/s

## 3 进出水流道优化

#### 3.1 钟型进水流道的优化

通过对初始钟型进水流道进行初步数值计算, 发现钟型进水流道在前半部逐渐收缩,流态较好,而 在靠近进水流道出口处因流线转向过急,易形成涡 带,为防止涡带的形成,需减少钟型后侧低速区,将 凹槽处参数以及流体拐角曲率作为9个控制参数作 为优化变量进行优化,其中P,为1-1断面至2-2 断面倾角,P,为凹角直线段长度,P,为凹角远叶轮圆 弧半径, $P_4$ 为凹角近叶轮圆弧半径, $P_5$ 为  $\omega$  型后壁 圆弧圆心与中心线距离, $P_6$ 为  $\omega$  型后壁圆弧半径,  $P_7$ 为后壁与中心线距离, $P_8$ 为导水锥椭圆长半轴长, P。为导水锥椭圆短半轴长,其示意图如图7所示,以 钟型进水流道的水力损失及出口流速均匀度作为优 化的目标函数。优化设计方案的选择是在上一个控 制单变量最优的条件下进行的,同时变量的变化范 围考虑结构尺寸的约束,以探求钟型进水流道控制 参数对其水力特性的敏感度。





Fig. 7 Schematic diagram of optimization parameters

对于钟型进水流道设计参数的优化是在参数可 变区间内,采用控制变量法。钟型进水流道采用参 数化建模,模型、网格的更新和数值计算在 ANSYS Workbench 中自动进行,方案生成和计算较快,极大 地节约了优化时间。优化时按照 *P*<sub>1</sub> ~ *P*<sub>9</sub>参数的顺 序,当前一个参数达到最优时进行下一个参数的优 化,旨在探究在参数可变范围内最优的数值方案,具 体优化方案如表 2 所示。

通过图 8 可以看出,各参数水力损失与流速均 匀度基本呈现负相关。水力损失最小处,流速均匀 度最大, $P_4$ 、 $P_5$ 、 $P_6$ 、 $P_8$ 和  $P_9$ 在可变范围内对钟型进 水流道水力损失和流速均匀度的影响较小,参数  $P_2$ 和  $P_7$ 对钟型进水流道水力损失和流速均匀度的影 响最大,对钟型进水流道的优化应该重点关注。优 化后得出各最优参数与叶轮直径的比值关系如表 3 所示。

表 2 钟型进水流道模型优化方案

Tab. 2	Model	optimization	scheme	of	bell-type	inlet	flov
--------	-------	--------------	--------	----	-----------	-------	------

参数	数值优化区间	取值步长
$P_1/(\circ)$	13 ~ 18	1
$P_2/\mathrm{mm}$	110 ~140	10
$P_3/\mathrm{mm}$	35 ~ 50	5,10
$P_4$ /mm	65.7 ~95.7	5
$P_5/\mathrm{mm}$	8.7~16.7	1
$P_6/\mathrm{mm}$	226.7~270.7	5,10
$P_7/\mathrm{mm}$	320. 7 ~ 355. 7	5,10
$P_8/\mathrm{mm}$	160. 3 ~ 240. 3	10,20
$P_9/\mathrm{mm}$	143. 2 ~ 158. 2	5

不同方案比较得:最大水力损失时,进水流道水 力损失为 0.348 m,流速均匀度 54.59%,进水条件 不好。通过图 9 可以看出,叶轮进口处轴向流速分 布不均匀,且流道左右两部分的流态不对称,叶轮进 水条件不好。通过图 10 可以看出,优化后进水流道



Fig. 8 Numerical results of bell-type inlet runner numerical optimization

表 3 钟型进水流道模型最优参数 Tab.3 Optimal parameters for bell-type inlet runner model

参数	优化后数值	叶轮直径/mm	比值
$P_1/(\circ)$	13	300	
$P_2/\mathrm{mm}$	110	300	0.367
$P_3$ /mm	35	300	0.117
$P_4/\mathrm{mm}$	80.7	300	0.269
$P_5$ /mm	12.7	300	0.042
$P_6$ /mm	226.7	300	0.756
$P_7/\mathrm{mm}$	355.7	300	1.186
$P_8$ /mm	230. 3	300	0.768
$P_9/\mathrm{mm}$	143.2	300	0.477



图 9 优化前出口断面轴向流速分布云图 Fig. 9 Axial flow velocity profile for outlet cross section before optimization



after optimization

出口断面流速分布均匀,对称性较好,为叶轮提供了 良好的进水条件,进水流道水力损失降到 0.148 m, 流速 均 匀 度 93.35%,水力 损失 降 低 为 原 来 的 42.5%,叶轮进口流速均匀度提升为原来的 171%, 优化后性能得到了较大的提升。

顺序改变进水流道参数 P<sub>1</sub> ~ P<sub>9</sub>,经数值计算分 析得到各优化参数下进水流道平均水力损失所占百 分比和平均流速均匀度与 100% 的差值所占百分比 分别为(10.24%,7.99%)、(13.75%,15.90%)、 (11.03%,9.32%)、(9.83%,7.63%)、(9.73%, 7.86%)、(10.42%,8.74%)、(15.48%,26.97%)、 (9.78%,7.77%)、(9.75%,7.81%),从中可以看 出,参数 P<sub>2</sub>和 P<sub>7</sub>对钟型进水流道水力特性的影响最 为敏感,这两个参数与钟型进水流道的水力特性呈 现强相关,P<sub>1</sub>和 P<sub>3</sub>两个参数对钟型进水流道的水力 特性呈现中度相关,其余的参数对钟型进水流道的 水力特性相关程度较为平均,呈现一般性的相关。

#### 3.2 弯管出水流道的优化

出水流道的优化不同于进水流道,出水流道导 叶出口环量存在,水流不能完全垂直出水流道进口 断面进入,对出水流道的优化应以泵装置进水流道、 叶轮和导叶的三维流场作为基础才更为准确。在优 化钟型进水流道的基础上,出水流道为方便施工,不 改变 90°弯头、流道总长和出口断面尺寸等结构上 的限制尺寸,在优中选*P*<sub>11</sub>为倒圆角起始控制断面直 径、*P*<sub>10</sub>为控制断面距 90°弯头出口的距离为控制参 数,以达到控制出水流道型线的目的,优化目标为泵 装置整体效率最高,水流充分扩散平稳,压力梯度变 化小,优化参数示意图见图 11。



Fig. 11 Schematic diagram of optimization parameters for runner

考虑导叶出口速度环量对出水流道性能的影响,对弯管出水流道的优化是在整体泵装置的基础 上进行的。设计参数 $P_{10}$ 和 $P_{11}$ 的选取,采用控制变 量的方法,按照先优化对出水流道性能影响较大的 参数 $P_{10}$ ,当 $P_{10}$ 达到最优时再优化 $P_{11}$ ,优化方案见 表4。通过对弯管出水流道参数化的建模,在 ANSYS Workbench 中对模型及网格可以实现更新, 自动数值计算,节省了优化的时间,可以探究更多的 优化方案。通过优化旨在探究 $P_{10}$ 、 $P_{11}$ 与弯管出口 直径的最佳比值。

表4 弯管出水流道模型优化方案

 Tab. 4
 Model optimization of outlet runner model of bend

参数	数值优化区间/mm	取值步长/mm
$P_{10}$	320 ~ 1 250	30 \ 25 \ 50
$P_{11}$	346 ~ 508	18

通过图 12 和图 13 可以得出,泵装置扬程变化 趋势与效率变化趋势相同。圆变方起始断面参数 P<sub>10</sub>和 P<sub>11</sub>均存在一个最优的位置,大于或小于这个 位置,泵装置性能均不理想,通过优化出水流道,泵



schemes outside characteristic curve

选取效率最低方案和最高方案的两个方案,在 CFX - POST 中提取出出水流道静压分布云图,如 图 14 所示。



Fig. 14 Static distribution of water flow distribution

对比分析得出,立式轴流泵泵装置最优方案在 设计流量工况下运行时,叶轮、导叶与进、出水流道 配合较好,此方案出水流道压力梯度递变均匀,局部 的高压区和低压区面积较小。采用扩散管出水形 式,有利于导叶出口能量的回收,动压转化为静压, 出水流道水力损失较小。

通过优化可知,出水流道的圆变方的起始断面 与弯管出口的水平距离 P<sub>10</sub>为弯管出口直径的 2.14 倍较为理想,圆变方起始断面的直径 P<sub>11</sub>为弯管出口 直径的 1.19 倍较为理想。弯管式出水流道的水力 损失由 0.464 m 降低到 0.415 m,泵装置效率由 77.8% 提升到 78.6%,通过优化出水流道流态得到 了改善。

#### 4 模型泵装置试验

#### 4.1 试验系统

根据模型泵装置数值模拟结果,将优化后泵装置的叶轮、导叶和进、出水流道模型加工出来进行泵 装置试验研究。泵装置试验在扬州大学测试中心的 高精度水力机械试验台上进行。试验台为立式封闭 循环系统。在该试验台上对本文针对性设计出的水 泵水力模型进行了泵装置能量性能试验和汽蚀性能 试验。试验台如图 15 所示。



图 15 高精度水力机械试验台

Fig. 15 High-precision hydraulic machinery test bed 1. 进水箱 2. 受试泵装置及驱动电动机 3. 压力出水箱 4. 分 叉水箱 5. 流量原位标定压力传感器 6. 流量原位标定装置 7. 工况调节闸阀 8. 稳压整流筒 9. 电磁流量计 10. 系统正反 向运行控制闸阀 11. 辅助泵机组

模型泵名义叶轮直径 300 mm,实际叶轮直径 299.8 mm。叶轮轮毂比为 0.483,叶片数为 4,用黄 铜材料经数控加工成型。导叶叶片数为 7,用钢质 材料焊接成型。进出水流道采用钢板焊接制作,模 型泵叶轮室开有观察窗,便于观测叶片处的水流和 汽蚀,模型泵装置安装检查,导叶体与叶轮室定位面 轴向跳动 0.10 mm,叶轮轮毂外表面径向跳动 0.08 mm,叶顶间隙控制在 0.20 mm 以内。模型泵 叶轮如图 16a 所示,模型泵导叶如图 16b 所示,模型 泵装置如图 17 所示。



图 16 模型叶轮和导叶实物图



#### 4.2 测试方法

模型泵装置试验测试内容包括各叶片安放角下



图 17 模型泵装置实物图 Fig. 17 Model pump device physical map

模型泵装置能量性能试验和 0°叶片安放角下模型 泵装置进水流道水力损失试验。试验执行《离心 泵、混流泵和轴流泵水力性能试验规范(精密级)》 (GB/T 18149—2000)和《水泵模型及装置模型验收 试验规程》(SL 140—2006)标准,每个叶片安放角 的性能试验点不少于 18 点,临界汽蚀余量的确定按 流量保持常数,改变有效汽蚀余量至效率下降 1% 时确定。

#### 4.3 测试结果

模型泵段试验测试了5个叶片安放角度(-2°、 0°、2°、4°、6°)的能量性能和各叶片角度下不同流量 点的汽蚀性能,将结果数据整理成水泵水力模型综 合特性曲线,如图18所示。



根据图 18 水力模型的综合特性曲线可知,泵装置在叶片安放角 0°下,设计工况下泵装置效率达到 74%,泵装置最高效率为 76.47%,高效区运行范围 较宽;模型泵装置最大运行扬程超过 10 m,满足泵 站最大运行扬程 7.78 m 的运行要求。模型泵装置 在叶片安放角 0°下,设计静扬程附近汽蚀性能最 优,临界必需汽蚀余量在 9.0 m 以下,满足该泵站对 汽蚀的运行要求。如需要考虑闸门槽、涵洞的水力 损失可以在水泵水力模型综合特性曲线上保证流量 相等,增加扬程来确定叶片角度。

# 5 数值计算结果与模型试验对比分析

将 0°角的数据结果取出与数值模拟结果进行 对比,如图 19 所示。试验测得进水流道水力损失与 数值模拟计算得出的进水流道损失对比,得到对比 曲线如图 20 所示。



Fig. 19 Comparison of test results with numerical simulation results



图 20 进水流道水力损失试验与数值模拟对比曲线 Fig. 20 Comparison of hydraulic loss test and numerical simulation of inlet channel

根据图 19、20 可知,针对模型泵装置的外特性 和进水流道水力损失数值模拟结果与试验结果趋势 相同、误差较小,说明针对模型泵装置的数值优化结 果是可靠的。数值模拟结果与试验结果得到了相互 验证,同时对比分析钟型进水流道内流态稳定,无漩 涡产生,水泵运行平稳,说明了对立式轴流泵装置的 数值优化计算是准确、可靠的。通过图中也可以看 出,数值模拟在大流量和设计工况预测较为准确,在 小流量工况的预测不理想,对比数值模拟和模型试 验结果可以发现误差最大处不超过 5%,能够满足 工程的应用,同时本文的优化是基于设计工况进行 的,说明数值模拟优化合理、准确、可靠。

# 6 结论

(1)基于 RNG k- ε 紊流模型对钟型进水流道的立式轴流模型泵装置进行了数值优化计算,通过模型试验对比分析,设计扬程、预测扬程与试验扬程基本吻合,针对该泵站模型泵装置的数值优化结果

是可靠的。

(2)优化后钟型进水流道水力损失由 0.348 m 降 低到 0.148 m,钟型进水流道出口流速均匀度由 54.59%提高到 93.35%;弯管式出水流道的水力损失由 0.464 m 降低到 0.415 m,通过优化性能得到了较大提 升。进水流道水力损失与出水流道水力损失比较相对 较小,合理的出水流道型线是泵装置性能高效的保证, 出水流道的优化需要考虑泵出口的实际流场。 (3)通过优化分析得出,钟型进水流道参数 P<sub>2</sub>和 P<sub>7</sub>对其水力特性的影响最为敏感,设计时应该重点关注。

(4)设计工况下泵装置效率达到74%,泵装置 最高效率为76.47%,泵站设计静扬程处在高效区 附近,高效区范围较宽,能够很好地实现泵站扬程波 动运行范围内的高效,降低泵站的年运行费用。按 照数值模拟优化预测,模型试验验证的方法为泵站 的优化设计作指导是准确、可靠的。

#### 参考文献

- 1 刘超.水泵与水泵站[M].北京:中国水利水电出版社,2009.
- 2 陆林广,伍杰,陈阿萍,等.立式轴流泵装置的三维湍流流动数值模拟 [J]. 排灌机械,2007,25(1):29-32.
- LU Linguang, WU Jie, CHEN Aping, et al. Numerical simulation of 3D turbulent flow in a vertical axial-flow pump system [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007,25(1):29 32. (in Chinese)
- 3 丘传忻,皮积瑞,余碧辉.大型立式泵钟型进水流道的设计与研究[J].武汉水利电力学院学报:工学版,1983(2):11-19. QIU Chuanxin, PI Jirui, YU Bihui. Research and design for the bell like-type intake passage of large vertical pumps[J]. Journal of Wuhan University of Hydraulic and Electric Engineering, 1983(2):11-19. (in Chinese)
- 4 钱静仁. 大型轴流泵箱室式(钟型)进水流道的研究[J]. 河海大学学报:自然科学版, 1980(4):86-94.
- 5 杨帆,刘超,汤方平,等.大型立式轴流泵装置流道内部流动特性分析[J].农业机械学报,2011,42(5):39-43. YANG Fan, LIU Chao, TANG Fangping, et al. Characteristics of flow in large vertical axial flow pumping system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(5):39-43. (in Chinese)
- 6 杨帆,谢传流,刘超,等. 轴流泵装置运行工况对肘形进水流道水力性能的影响[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(2): 15-21. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\_abstract.aspx? flag = 1&file\_no = 20160202&journal\_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.002. YANG Fan, XIE Chuanliu, LIU Chao, et al. Influence of axial-flow pumping system operating conditions on hydraulic performance
- of elbow inlet conduit [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016,47(2):15-21. (in Chinese)
- 7 汤方平,刘超,周济人,等.低扬程贯流模型泵装置试验研究[J].水泵技术,2004(4):28-31.
- 8 陶海坤, 祝宝山, 曹树良,等. 钟形进水流道吸水室的后壁距研究[J]. 流体机械, 2008, 36(3):15-18. TAO Haikun, ZHU Baoshan, CAO Shuliang, et al. Research on the distance of back-wall of bell-like inlet passage of mixed-flow pump[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(3):15-18. (in Chinese)
- 9 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]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology,2008,48(11):1949-1952. (in Chinese)
- 10 何钟宁,周正富,潘光星,等.泵站钟型进水流道试验与数值模拟研究[J].中国农村水利水电,2009(4):54-59.
- 11 陈松山,何钟宁,周正富,等. 泵站钟型出水流道水力特性试验及内流场分析[J].水泵技术, 2006(3): 37-39.
- 13 葛强,陈松山,王林锁,等. 钟型箱涵式进水流道泵装置特性模型试验研究[J]. 水力发电学报,2006,25(5):129-134. GE Qiang, CHEN Songshan, WANG Linsuo, et al. Experimental study on the characteristic model of pump sets with bell box passage[J]. Journal of Hydroelecteric Engineering,2006,25(5):129-134. (in Chinese)
- 14 李彦军,颜红勤,葛强,等.大型低扬程泵装置优化设计与试验 [J].农业工程学报,2010,26(9):144-148. LI Yanjun, YAN Hongqin, GE Qiang, et al. Optimum hydraulic design and model test of large-scale low-lift pump devices[J]. Transactions of the CSAE, 2010,26(9):144-148. (in Chinese)
- 15 陆林广,吴开平,冷豫,等.大型低扬程泵站直管式出水流道优化水力设计[J].农业机械学报,2007,38(8):196-198.
- 16 陆林广,汤方平.钟形进水流道的优化水力计算[J].江苏农学院学报,1997,18(4):83-87.
- 17 孙东坡,闫文周,王鹏涛,等. 大型流道系统水力学特性及体型优化研究[J]. 应用基础与工程科学学报,2011,19(1):9-18.
   SUN Dongpo, YAN Wenzhou, WANG Pengtao, et al. Hydraulic characteristics and habitus optimization for the large inlet conduit system[J]. Journal of Basic Science and Engineering, 2011,19(1):9-18. (in Chinese)
   18 沙仑花 陆林宁, 公石, 松林东石林田,日日, 北京, 19(1):9-18. (in Chinese)
- 18 梁金栋,陆林广,徐磊,等. 轴流泵装置导叶出口水流速度环量对出水流道水力损失的影响[J]. 农业工程学报,2012, 28(1):55-60.
  - LIANG Jindong, LU Linguang, XU Lei, et al. Influence of flow velocity circulation at guide vane outlet of axial-flow pump on hydraulic loss in outlet conduit [J]. Transactions of the CASE, 2012, 28(1):55 60. (in Chinese)
- 19 颜红勤,陈松山,葛强,等. 钟形进水流道试验及数值模拟[J]. 排灌机械,2007,25(5):55-60.
- YAN Hongqin, CHEN Songshan, GE Qiang, et al. Hydraulic experiment and numerical simulation of campaniform inlet duct[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25(5):55-60. (in Chinese) 20 周正言。陈秋山、首理 金 土 패石 社体 取出 计分类 一体 不知道 化加速度 2007
- 20 周正富,陈松山,葛强,等.大型泵站钟形进水流道三维紊流数值模拟[J].中国农村水利水电,2006(4):61-64. ZHOU Zhengfu, CHEN Songshan, GE Qiang, et al. Numerical simulation of 3D turbulent flow in campaniform inlet duct of largesized pumping stations[J]. China Rural Water and Hydropower, 2006(4):61-64. (in Chinese)
- 齐学义,马惠萍,杨国来,等. 基于 Pro/E 的水轮机尾水管肘管部分的三维造型[J].农业机械学报,2009,40(9):103-106.
   QI Xueyi, MA Huiping, YANG Guolai, et al. 3-D hydraulic turbine draft tube based on Pro/E[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(9):103-106. (in Chinese)
   ANSYS Inc. ANSYS CFX modeling guide[M] ANSYS Inc. 2015
- 22 ANSYS Inc. ANSYS CFX modeling guide [M]. ANSYS Inc., 2015.
- 23 FAN Y, CHAO L. Pressure pulsations of the blade region in s-shaped shaft-extension tubular pumping system[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2014(3):105 - 124.