

DOI: 10.20040/j.cnki.1000-7709.2023.20221761

# 不同负荷工况水轮发电机组轴系振动特性研究

邹佳杰<sup>1</sup>, 周大庆<sup>1</sup>, 郭俊勋<sup>2</sup>, 董文昌<sup>1</sup>, 王胤淞<sup>1</sup>, 游峻松<sup>2</sup>

(1. 河海大学能源与电气学院, 江苏 南京 211100; 2. 河海大学水利水电学院, 江苏 南京 210024)

**摘要:** 建立水轮机组流道模型与轴系模型, 采用流固耦合的方法, 分析不同负荷稳态工况下水力因素诱发水轮机组轴系发生振动的动力学特性, 并与电站的现场实测数据进行对比, 验证该方法的可行性, 进而研究典型稳态工况下的振动特性与内流特性的关联机理。结果表明, 所得水导轴承处的振动特性与试验值基本吻合, 振动变化与负荷变化趋势一致, 因位置关系水导轴承与上导轴承的振动特性在幅值上存在一定差异, 且在75%负荷工况运行时由于尾水管存在明显涡带机组水平振动幅值最大。研究结果可为水电站水轮机组在不同负荷下的稳定运行提供参考。

**关键词:** 水力机组; 振动特性; 导轴承; 流固耦合

**中图分类号:** [TV734.2<sup>+</sup>1]; TK730

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-7709(2023)03-0176-05

## 1 引言

随着水轮发电机组朝着大尺寸、大容量方向发展, 且负荷变化范围增大<sup>[1]</sup>, 转轮常偏离最优工况运行, 振动和摆动问题愈发突出, 严重影响机组运行安全<sup>[2]</sup>。因此, 模拟不同负荷工况水轮机组轴系的振动特性, 对于保障机组的稳定运行具有重要意义。目前对水力机组振动的研究<sup>[3,4]</sup>尚无法得到机组在某个工况下振动位移的变化情况及规律, 不利于原因分析, 且水力激振力在瞬态情况下变化更为复杂, 对机组振动的影响也更大; 瞬态研究对流体激振力的处理多采用周期性函数代替<sup>[5]</sup>, 或仅研究某一部件如转轮的振动特性<sup>[6]</sup>, 并未使用试验或仿真中测得的流体激振力。因此, 本文建立了水轮机组流道模型, 模拟不同典型负荷工况(即100%、75%、50%、25%负荷)下流体激振力的变化, 通过流固耦合的方法将流体激振力传递到轴系模型进行数值模拟, 得到轴系不同位置处振动特性, 并以水导轴承处的位移为例, 结合水轮机的内流特性分析不同工况下振动幅值与轴心轨迹差异性的原因, 同时将最终结果与试验数据对比分析, 旨在为实际工程中水力机组在满足不同负荷运行要求下的振动情况及稳定运行区域的划分提供参考, 并为某些工况振动超标的机

组提供相应的减振对策。

## 2 数值模拟理论

### 2.1 控制方程

流体运动的基本方程包括质量守恒方程和能量守恒方程, 分别为:

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla)u = f - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 u \quad (2)$$

式中,  $\nabla$ 为梯度算子;  $u$ 为流体速度;  $t$ 为时间;  $f$ 为质量力;  $\rho$ 为流体密度;  $p$ 为压强;  $\nu$ 为运动粘度。

在CFD计算中湍流模型选用RNG  $\kappa$ - $\epsilon$ 湍流模型, 相较标准  $\kappa$ - $\epsilon$ 湍流模型提供了Prandtl数的解析公式, 且考虑了湍流涡结构的影响, 使仿真更加精准。

单向流固耦合分析是在耦合交界面处, 将CFD的计算结果传递给固体域分析, 此处流体和固体的位移、应力等数据在传递过程中应保持相等或守恒, 其控制方程为:

$$\tau_{fnf} = \tau_{sn_s} \quad (3)$$

$$d_f = d_s \quad (4)$$

式中,  $\tau_{fnf}$ 为流体法向应力;  $\tau_{sn_s}$ 为固体法向应力;  $d_f$ 为流体位移;  $d_s$ 为固体位移。

### 2.2 水轮机组流道模型

以某工程的混流式水轮机组为例, 计算域包

收稿日期: 2022-05-25, 修回日期: 2022-10-17

基金项目: 国家自然科学基金项目(51979086, 51839008, 52006053); 江苏省自然科学基金项目(BK20200508)

作者简介: 邹佳杰(1999-), 男, 硕士研究生, 研究方向为水利水电动力工程, E-mail: zoujiajie@hhu.edu.cn

通讯作者: 周大庆(1976-), 男, 博士、教授, 研究方向为水利水电动力工程, E-mail: zhoudaqing@hhu.edu.cn

括蜗壳、导叶、转轮、尾水管,为了计算的稳定性,构建蜗壳进口输水管道与尾水管出口管道模型。混流式水轮机机型见图 1,水轮机组转轮叶片数 13 个,活动导叶数 24 个,设计水头  $H_r$  为 73 m,额定功率  $P_r$  为 95 MW,额定转速  $n_r$  为 150 r/min,额定流量  $Q_r$  为  $138.8 \text{ m}^3/\text{s}$ 。

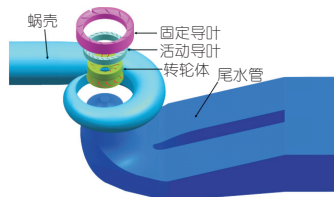


图 1 混流式水轮机总体模型与网格

Fig. 1 Model of the francis turbine

采用 ICEM 软件对其进行结构化网格划分。选用 5 套网格进行无关性验证,所有方案采用相同的边界条件,以额定工况下定常计算得到的效率作为参照,选择效率最高的方案,最终确定各部分网格数量约  $536 \times 10^4$  个。蜗壳进口和尾水管出口处均设为压力边界;各计算区域之间通过 interface 进行数据交换。活动导叶开度根据计算工况需求设定。将固壁面设置为无滑移壁面,数值计算精度设置为  $10^{-5}$ 。

### 2.3 水轮机组轴系模型

立式水轮发电机组结构包括水轮机转轮、水导轴承、发电机转子、上导轴承、推力轴承及主轴,固体材料属性按照 Workbench 软件中材料库进行定义,其中密度为  $7850 \text{ kg}/\text{m}^3$ ,杨氏模量为 500 GPa,泊松比为 0.3,体积弹性模量为 417 GPa,剪切弹性模量为 192 GPa,抗拉抗压屈服强度均为 0.25 GPa,抗拉极限强度为 0.46 GPa<sup>[7]</sup>,采用 Workbench 软件对其进行非结构化网格划分,考虑计算精度,对转轮部件尤其是转轮叶片进行网格加密,总网格数约  $40 \times 10^4$  个,网格划分见图 2。

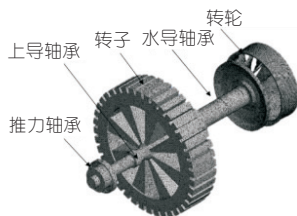


图 2 网格划分

Fig. 2 Grid partition

### 2.4 耦合方法

利用 Ansys Workbench 软件中 FLUENT、TRANSIENT STRUCTURE、SYSTEM COUPLING 模块对水轮机组模型进行单向流固耦合模拟,选择水轮机转轮的叶片作为流固耦合的交

界面,在单向 FSI 分析中,将流体结构交界面的 CFD 分析结果即力矩传递到结构模型中,并作为载荷应用。同时,对固体结构进行约束设置,水导轴承与上导轴承约束径向振动,推力轴承约束轴向振动,为得到轴承处的位移,选用弹性约束的方式,水导与上导轴承的刚度设置为  $1 \times 10^7 \text{ N}/\text{m}^3$ <sup>[8]</sup>,推力轴承刚度为  $1 \times 10^8 \text{ N}/\text{m}^3$ ,流固耦合后可从固体域读出导轴承中心位置的形变,即可绘制振动轴心轨迹。

## 3 结果与分析

### 3.1 模拟结果与试验数据对比

选取水轮机组运行过程中的 4 个典型的负荷工况进行模拟。计算得到的径向位移与试验振动数据见表 1。由表 1 可知,计算值与试验值处于同一量级,变化趋势较为接近,但仍存在一定偏差,与试验值的偏差均在 9% 以内,主要原因在于计算中仅考虑了对机组振动情况影响最大的水力激振力,未考虑非线性电磁拉力及转轮位置改变产生的偏心力。

表 1 机组不同工况下振动数据对比

Tab. 1 Comparison of vibration data of unit under different conditions

工况	转轮效率/%	功率/MW	x 向振动/ $\mu\text{m}$		y 向振动/ $\mu\text{m}$	
			试验	计算	试验	计算
100% 负荷	95.8	95.00	135	125	92	84
75% 负荷	90.5	71.25	401	423	356	343
50% 负荷	86.6	47.50	118	109	125	116
25% 负荷	70.3	23.75	101	91	110	101

### 3.2 振动特性

图 3 为水轮发电机组水导轴承、上导轴承在不同负荷工况下径向轴心运动轨迹仿真图。为便于对比,均采用相同坐标范围。由图 3 可知,水导轴承在不同工况下振动的最大位移均超过上导轴承,上导轴承各工况下最大位移约为水导轴承的 0.88 倍,这是由于在模拟中仅考虑水力激振力作为外部作用力,而水导轴承更加接近其作用位置转轮叶片,所受到的力也更大,但轴心轨迹形状基本一致。在不同工况下,轴心轨迹呈现一定规律性,整体趋近于圆或椭圆,且大致在零点周围运动,这与机组运行实际情况相吻合。由图 3 可发现,在 75% 负荷时振动相较其他工况更为剧烈,以水导轴承处的轴心轨迹为例,在 x 方向最大位移达  $423 \mu\text{m}$ ,远超过其他工况。由于轴系所受到的力主要为自水轮机转轮叶片受到的水力激振力,参照不同负荷工况下转轮所受到的径向力分布图(图 4),可以发现 75% 负荷时所受到的水

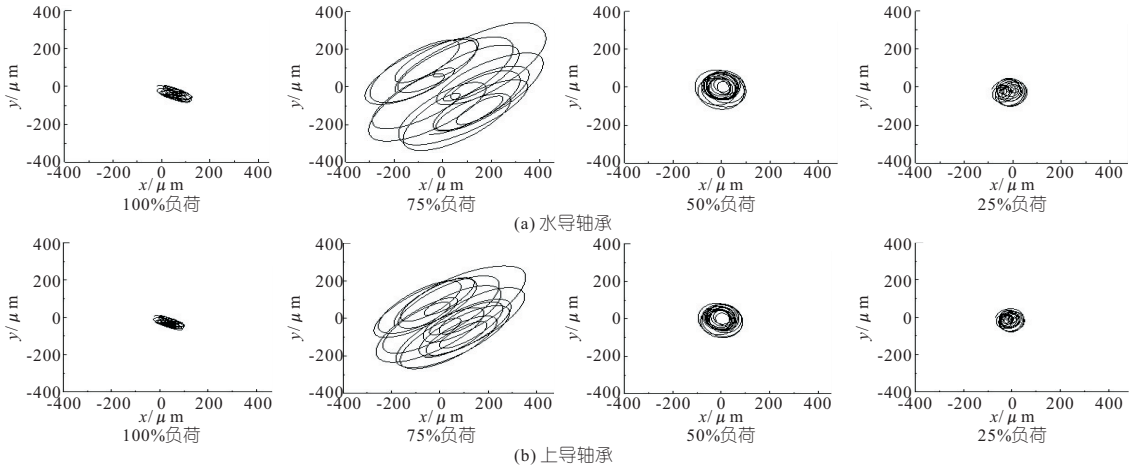


图3 水导轴承和上导轴承轴心运动轨迹

Fig. 3 Trajectories of guide bearing

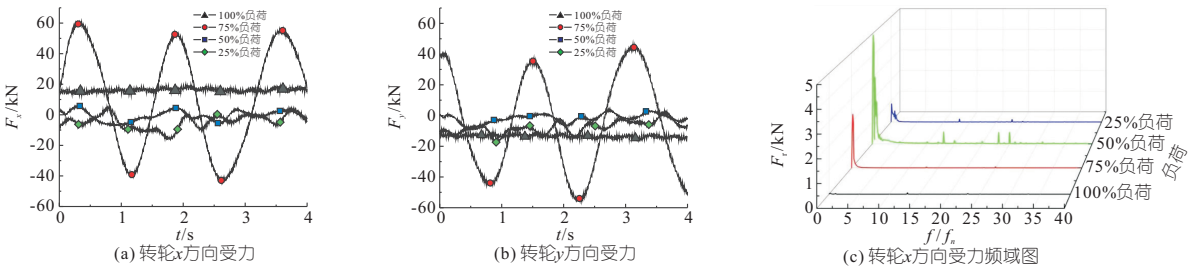


图4 不同负荷下转轮径向力受力图

Fig. 4 Radial force of runner under different load

力激振力虽然呈周期性变化,但变化幅度较大,峰值高达 105.1 kN,因此该工况下的轴心轨迹的振动幅度也最大。100%负荷时所受到的力虽然稳定但略微偏心,因此产生了轻微的偏心振动,而偏离最优工况较多的 50%、25%负荷,所受到的水力激振力比较混乱,因此轴心轨迹也比较混乱,没有规律。引入无量纲数  $F_r$  来表征受力变化的情况,以  $x$  方向为例,具体定义为:

$$F_r = (F_i - F_{ave}) / F_{ave} \quad (5)$$

式中,  $F_i$  为各时间步长所测受力值;  $F_{ave}$  为所有受力值的平均值。

将不同工况的转轮受力经过快速傅里叶变换得到的频域特性如图 4(c)所示,可以发现,100%负荷幅值最小,对应的振动幅值也较小,且随着机组负荷的逐渐减小,大部分工况存在很大的低频分量,在 50%负荷时低频分量幅值最大。在高频部分,不同工况的频率主要为转轮的叶片通过频率  $13 f_n$  及其倍频。

### 3.3 内流特性

对不同工况下水轮机转轮和导叶区进行内流特性分析,定义以导叶垂直方向中心面所在平面为  $z=0$  高度面,作该截面的流线图见图 5。由图 5 可看出,100%负荷流线最为平滑均匀,流速也最大,转轮效率也最高,因此对应的振动摆度较

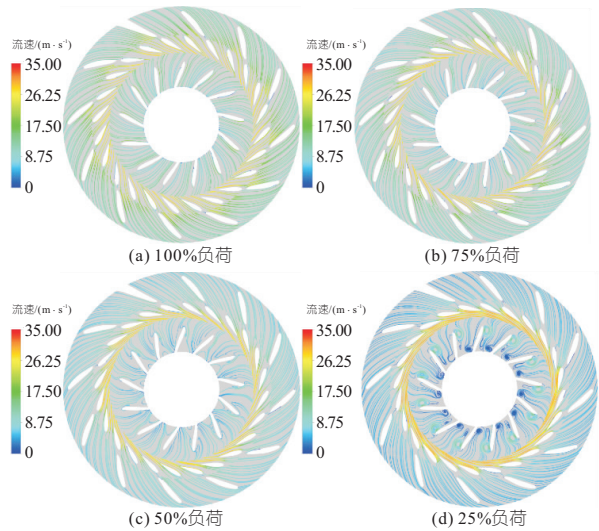


图5  $z=0$  截面流线图

Fig. 5  $z=0$  section flow diagram

小;25%负荷由于小开度的堵塞作用,其无叶区存在大面积高速区,从流线图可看出转轮区域有大量大漩涡,造成了流动分离进而导致流态变差,对应的振动轴心轨迹也很混乱;75%负荷相较额定负荷由于导叶开度稍微调小,流体进入转轮时的流线稍不平滑,但无法解释径向力大的原因;随着开度再次调小,50%负荷下转轮内流态紊乱,但尚未形成漩涡,对应的振动情况优于 25%负荷。

为探究 75%负荷工况径向力波动大的原因,

在无叶区设置监测点检测其压力脉动在不同负荷下的变化,为便于直观分析,引入压力差值  $p^*$  及无量纲数  $C_p$  来表征各监测点瞬态压力脉动特性:

$$p^* = p_i - p_{ave} \quad (6)$$

$$C_p = p^* / (\rho g H) \quad (7)$$

式中,  $p_i$  为各时间步长所测压力值;  $p_{ave}$  为所有压力值的平均值;  $g$  为重力加速度;  $H$  为水头 73 m。

图 6 为不同工况下转轮与活动导叶之间的无叶区监测点的压力脉动时域图和频域图。由图 6 可发现,100%负荷时波形最为稳定,此时的振动也很小,在 50%、25%负荷时则稍有波动,75%负荷时的  $C_p$  波动较大、峰值最高,说明此工况下的流动受到干扰,造成转轮叶片上的径向力很大,最终导致振动剧烈。由频域图可发现在 4 个工况下主频均为转轮叶片的通过频率为  $13f_n$ ,这主要是由转轮与活动导叶间的动静干涉造成。此外 75%负荷还存在较大的低频分量,频率为  $0.2f_n$  时  $C_p$  值达到 0.005。由尾水管内监测点的压力脉动频域分布(图 7)可以发现,在 75%负荷时尾水管内也存在  $0.2f_n$  较大的低频分量,因此对尾水管内流动进行分析。

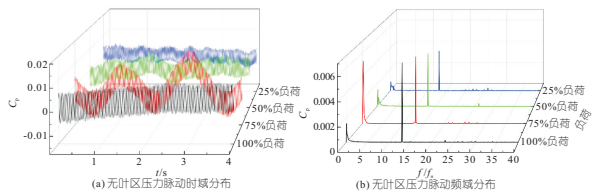


图 6 无叶区监测点压力脉动

Fig. 6 Monitor point pressure pulsation in vaneless zones

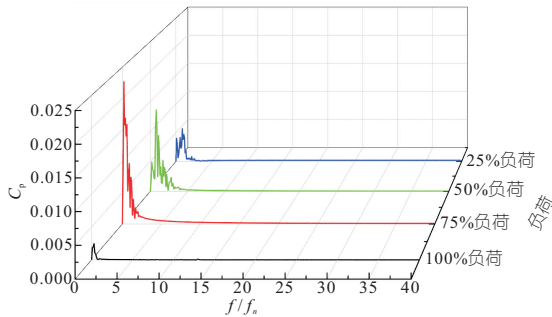


图 7 尾水管监测点压力脉动

Fig. 7 Monitor point pressure pulsation in draft tube

利用 Q 准则提取尾水管涡带分布,其中 level 设置为 0.05,提取结果表明,100%负荷时涡带呈现柱状,直径较小,75%负荷涡带较粗呈螺旋形,这对机组的运行影响很大,这种涡带会反作用于转轮叶片造成径向力很大,根据文献[9]可以通过补气的方式减小涡带区振动,而 50%、25%负荷由于负荷小流量小,在 level 值设置偏高的情况下

涡带分布并不明显,实际上产生的涡是在径向上扩散且较为紊乱,对转轮叶片的影响没有 75%负荷时大。

## 4 结论

通过构建三维水轮机组流道模型与轴系模型,采用流固耦合的方法针对不同负荷工况下水力机组的振动特性进行研究。结果表明,该方法能够较好地模拟水轮机组在不同工况下振动,随着远离水力激振力的作用位置,从水导轴承到上导轴承水力机组的振动幅度逐渐减小。水力机组的轴心振动轨迹主要呈现为圆形,随着负荷的减少,轴心轨迹也趋于混乱。水力机组的振动与所受到的力的特性与内流特性相关,负荷减少时,流态也会逐渐紊乱,但该电站在 75%负荷下运行时无叶区压力变化较紊乱,且尾水管内出现了大的涡带反作用在转轮叶片上使得振动最为剧烈,可以通过补气方式减小涡带,同时应当尽量避免在该工况下运行。

## 参考文献:

- [1] 吴嵌嵌,张雷克,马震岳. 水电站水机电—结构系统动力耦联模型研究及数值模拟[J]. 振动与冲击, 2017,36(16):1-10.
- [2] 王正伟,喻疆,方源,等. 大型水轮发电机组转子动力学特性分析[J]. 水力发电学报,2005(4):62-66.
- [3] 陈小翠,郑源,陈文杰,等. 冷却塔水轮机转轮结构优化及模态分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版),2022,50(1):56-62.
- [4] BIRAJDAR R S,KESTE A A,GAWANDE S H,et al. Critical hydraulic eccentricity estimation in vertical turbine pump impeller to control vibration[J]. International journal of rotating machinery, 2021: 6643282-6643292.
- [5] 曾艳艳. 水力机组轴系振动特性研究及其对厂房振动的关联分析[D]. 昆明:昆明理工大学,2015.
- [6] 何严希,周建中,马越,等. 基于流固耦合的混流式转轮受力与振动特性分析[J]. 水电能源科学,2022, 40(1):187-191.
- [7] 白冰,张立翔. 随机水力激励下机组轴系的动力响应[J]. 排灌机械工程学报,2017,35(5):398-403, 423.
- [8] 吴哲. 水力发电机组轴系振动特性及其对厂房振动的影响[D]. 昆明:昆明理工大学,2014.
- [9] 李雪,张昌兵,唐巍. 混流式水轮机水力振动及补气减振研究[J]. 中国农村水利水电,2015(2):132-135.

## Research on Vibration Characteristics of Shafting System of Hydroelectric Generating Set Under Different Load Conditions

ZOU Jia-jie<sup>1</sup>, ZHOU Da-qing<sup>1</sup>, GUO Jun-xun<sup>2</sup>, DONG Wen-chang<sup>1</sup>, WANG Yin-song<sup>1</sup>, YOU Jun-song<sup>2</sup>  
(1. College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China;

2. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210024, China)

**Abstract:** The flow channel model and the shafting model of the turbine unit were established, and the fluid-solid coupling method was used to analyze the dynamic characteristics of the shafting system vibration of turbine unit induced by hydraulic factors under the steady-state conditions with different loads. The measured data were compared to verify the feasibility of the method. And then the correlation mechanism between the vibration characteristics and the internal flow characteristics under typical steady-state conditions was studied. The results show that the vibration characteristics of the guide bearing obtained by this method are basically consistent with the experimental values, and the trend of vibration changes with the change of load is consistent. Due to the positional relationship, the vibration characteristics of the water guide bearing and the upper guide bearing have a certain amplitude difference. The horizontal vibration amplitude of the unit is the largest due to the obvious vortex belt in the draft tube when running at 75% load condition. The research results can provide a scientific reference for the stable operation of hydropower turbine units under different loads.

**Key words:** hydropower unit; vibration characteristics; guide bearing; fluid solid coupling

\*\*\*\*\*  
(上接第 22 页)

## Sensitivity Analysis of Influencing Factors of Flow Characteristics on Asphalt Slope

WANG Xiao<sup>1</sup>, QIU Zi-ping<sup>2</sup>, LI Qi-rong<sup>3</sup>, HUA Kai-cheng<sup>3</sup>, CHEN Hui<sup>4</sup>

(1. Research Institute of Highway Ministry of Transport, Beijing 100088, China; 2. College of Civil Engineering, Guangdong Communication Polytechnic, Guangzhou 510800, China; 3. Guangdong Huiqing Expressway Co., Ltd., Guangzhou 510900, China; 4. State Key Laboratory of Simulation and Regulation of Water Cycle in River Basin, China Institute of Water Resources and Hydropower Research, Beijing 100038, China)

**Abstract:** In order to illustrate the influence mechanism of flow distribution on slope of urban asphalt road, two-dimensional shallow water equations were applied to simulate runoff characteristics on asphalt slope. Comprehensive sensitivity analysis was performed on multiple factors (cross slope, longitudinal slope, slope width, slope length, rainfall intensity and roughness coefficient) which caused different degrees of ponding on asphalt slope. The maximum flow depth was taken as the sensitivity analysis index. Both range and variance analysis were performed, through which the sensitivity ranking of the influencing factors were obtained and the significance level can be clarified as well. The results show that under overflow drainage condition, cross slope, pavement width and rainfall intensity have significant effects on flow depth; Slope length has no significant effect on flow depth. Flow depth is negatively correlated with cross slope, and positively correlated with rainfall intensity, pavement width and slope length, and negatively correlated first and then positively correlated with the roughness coefficient. The research results can provide reference for engineering practice.

**Key words:** asphalt slope; hydrodynamics; sensitivity analysis; slope width; cross slope; rainfall intensity

\*\*\*\*\*  
(上接第 206 页)

## Performance Test and Flow Field Analysis of Submersible Tubular Pump Device in Yangzhou Sluice Pump Station

DING Ping<sup>1,2</sup>, LIU Jin-sheng<sup>2</sup>, GE Heng-jun<sup>3</sup>, LV Yu-ting<sup>1</sup>, YANG Fan<sup>1</sup>

(1. College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China;  
2. Water Conservancy Project Construction Center of Yangzhou City, Yangzhou 225000, China;  
3. Yangzhou Survey Design Research Institute Co., Ltd., Yangzhou 225007, China)

**Abstract:** In order to clarify the hydraulic performance of the submersible tubular pump device in Yangzhou Gate Pumping Station, the internal flow and hydraulic performance of the submersible tubular pump device were analyzed by numerical simulation combined with physical model test. The influence of the front and rear bulbs body on the energy performance of the pump device was compared and analyzed through the comprehensive characteristic index C. P. I, and the scheme of the submersible tubular pump device with the rear bulb body was optimized. The maximum efficiency of the submersible tubular pump device with the rear bulb body is 78.86%, the flow rate is 314.86 L/s, the lift is 3.594 m, and the blade placement angle is +2°. When the blade angle is -4°, the runway speed of the prototype pump device is 295.19 r/min, which is 1.75 times the rated speed of the prototype pump device. The streamline of straight pipe inlet is smooth under each flow rate conditions, the local area of guide vane appears backflow and the spiral flow inside straight outlet conduit is obvious under small flow rate conditions. With the increase of flow rate, the proportion of hydraulic loss of bulb body and outlet conduit decreases firstly and then increases, and the proportion of hydraulic loss of bulb body and outlet conduit in the whole flow conduits of pump device is the largest. The research results can provide reference for pumping station engineering.

**Key words:** submersible tubular pump; pump device; hydraulic performance; flow field; model test