

高语涵, 刘红伟, 陈运杰, 等. 负扬程工况下双向流道泵装置运转特性[J]. 南水北调与水利科技(中英文), 2025, 23(1): 187-194. GAO Y H, LIU H W, CHEN Y J, et al. Operation characteristics of two-way passage axial flow pump device under negative head conditions[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2025, 23(1): 187-194. (in Chinese)

# 负扬程工况下双向流道泵装置运转特性

高语涵<sup>1</sup>, 刘红伟<sup>2</sup>, 陈运杰<sup>2</sup>, 张瑾<sup>2</sup>, 李亚林<sup>1</sup>, 李彦军<sup>1</sup>

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013; 2. 江苏省太湖地区水利工程管理处, 江苏 苏州 215128)

**摘要:** 为探究负扬程工况下双向流道轴流泵装置的运转特性, 以太湖流域地区某一泵站所应用的双向流道轴流泵装置模型作为分析实例, 采用 SST(shear stress transfer) $k-\omega$  湍流模型对双向流道轴流泵装置的全流道进行非定常计算和流固耦合模拟, 运用数值模拟的方法得到水力特性, 并与实验结果进行对照分析, 以此评估模拟方法的准确性。研究发现, 在负扬程工况下, 叶轮相当于泵装置中的制动装置。叶片表面的压力分布不均, 与设计工况下的水泵运行压力分布差异较大, 水流在叶端产生流动分离, 导致压力面与吸力面的流速几近对称, 叶轮内部的总体流速较为平均, 决定叶片和导叶衔接部分流量分布的核心因素是叶片数; 轴向力随着流量增加而减少, 呈负增长趋势; 此推动力的量值甚至可能转变为负值; 叶片的最大变形点位于叶片前段与轮缘相交的夹角上。该成果揭示了在负扬程工况下双向流道轴流泵的运行特点, 对泵站系统的优化规划及安全性监测提供一定参考。

**关键词:** 双向流道; 轴流泵; 负扬程工况; 水力性能; 流固耦合

**中图分类号:** TH312 **文献标志码:** A **DOI:** 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2025.0019

双向流道泵装置的设计采用了与轴流泵机组相配套的双向流道和双向抽水方式, 采用“闸站合一”的形式, 通过闸门启闭的方式将 4 个进出水闸与泵站融为一体<sup>[1-2]</sup>。在实际水利工程中, 双向流道泵站表现出的优点有运转高效、结构简单、安装检修便利等, 被大量应用在滨湖地区<sup>[3]</sup>, 如太湖流域治理工程新沟河江边枢纽站等。

叶轮的转向、扬程、流量、力矩这 4 个参数在水泵正常工作状态下通常为正值, 但在某些特殊运行情况下会出现负值。泵的运行状态按各参数组合可分为泵的正常工况、正反转倒流制动工况、正反转飞逸工况、反转正流制动工况以及负扬程工况共 4 个象限和 8 种工况<sup>[4-5]</sup>。其中, 若进口水位过于高涨, 借助水泵实施排水操作, 在此状态下, 由于压力作用, 自流流量通常会大于水泵输送的水量, 从而进入负扬程工况。戴景等<sup>[6]</sup>研究了斜轴流泵负扬程飞逸过渡过程中水动力特性发现, 在负扬程状态下, 水泵机组启动时, 在 1 min 内, 一旦启动失败, 机

组将达到飞逸工况。为了确保泵站的安全及持续高效运行, 不仅要全面理解双向流道轴流泵在常态工作状态下的基本工作特性, 还应深入剖析该装置在非正常工况尤其是负扬程工况运行条件下的内部流动机理和运行特征。

由于双向流道泵装置的特殊结构和运行原理, 其水力特性和结构动力特性一直备受研究者关注。在水力特性方面: 黄良勇等<sup>[7]</sup>通过 CFD 技术对大型双向流道泵装置进行了优化计算, 以双向流道出水口的喇叭管高度为优化参数, 探究出水高度对其水力性能的影响; Jiao 等<sup>[8-9]</sup>研究发现, 双向流道抽水装置在低扬程工况下, 主要由于叶轮和导叶压力脉动引起湍流耗散, 从而导致能量损失, 其中叶轮压力面和叶轮通道内存在大面积不规则的高熵产区; Lu 等<sup>[10]</sup>和 Li 等<sup>[11]</sup>针对泵站进水喇叭口进行了水力优化等研究。

从结构动力特性角度来看, 流固耦合方法<sup>[12]</sup>已成为泵装置研究的重要理论工具之一; Bai 等<sup>[13]</sup>在

收稿日期: 2024-06-15 修回日期: 2024-11-20 网络出版时间: 2024-11-21

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/13.1430.TV.20241121.1335.002>

基金项目: 国家自然科学基金青年项目(51809120); 江苏省水利科技项目(2022018)

作者简介: 高语涵(2000—), 女, 江苏南京人, 主要从事水泵及泵站工程理论与应用研究。E-mail: [2222211090@stmail.ujs.edu.cn](mailto:2222211090@stmail.ujs.edu.cn)

通信作者: 李彦军(1976—), 男, 江苏赣榆人, 教授, 硕士生导师, 主要从事泵及泵装置优化设计及动力特性预测研究。E-mail: [lyj782900@ujs.edu.cn](mailto:lyj782900@ujs.edu.cn)

流固耦合的基础上通过对轴流泵叶片表面动应力分布进行正反转工况的计算,显示叶片底部动应力变幅在流量增加的同时减小,且呈周期性变化规律,应力集中部位最严重的是符合应力分布规律的疲劳损伤;王希坤等<sup>[14]</sup>对高扬程双吸泵进行压力脉动和流固耦合计算,分析了不同叶片交错结构对叶轮变形及应力的影响;孟凡等<sup>[15-16]</sup>和郑云浩等<sup>[17]</sup>发现,双向流道轴流泵随着叶轮的转动最大等效应力集中于轮毂,当轴向力在叶轮的前缘与轮缘之间的夹角处发生最大变形时表现出明显的周期性变化特征。泵装置流固耦合问题的研究<sup>[18-19]</sup>虽然在国内外取得了丰硕的成果,但在结构动力特性和水力特性两个方面的研究现状基本相同,多以水泵正常工况为基础开展研究。至于特殊工况,尤其是在负扬程工况下的运行特性,相关的研究资料和文献相对较少。

为探究双向流道轴流泵装置的水力特性和在负扬程工况下的结构动力特性,以太湖流域某一泵站工程为例,使用 SST  $k-\omega$  湍流模型对双向流道轴流泵在设计工况以及负扬程工况下进行数值模拟,分别得到在设计工况和负扬程工况下双向流道轴流泵装置的外特性和内流场特性,对数值模拟方法的准确性进行实验验证,分析泵装置内部流场在不同负扬程工况下的特点及其演变规律,同时根据叶轮叶片受力变形的情况进行流固耦合分析,从而为双向流道轴流泵装置的设计和安全运行提供一定参考。

## 1 数值模拟方法

### 1.1 湍流模型

双向流道轴流泵装置中,水流为不可压缩紊流。对于其内部流体的运动状况,可通过雷诺时均方法(reynolds-averaging equations, RANS)来求解纳维-斯

托克斯方程(Navier-Stokes equations, N-S 方程),其质量守恒和动量守恒方程分别为

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j'}{\partial x_j} + \bar{f}_i \quad (2)$$

式中:  $t$  为时间, s;  $\bar{f}_i$  为体积力在  $i$  方向的分量,  $\text{N/m}^3$ ;  $\bar{u}_i$ 、 $\bar{u}_j$  为流体在  $i$ 、 $j$  方向上的速度分量,  $\text{m/s}$ ;  $x_i$ 、 $x_j$  为  $i$ 、 $j$  方向上的空间坐标, m;  $\rho$  为流体密度,  $\text{kg/m}^3$ 。

对于远离壁面区域的湍流运动,可使用  $k-\varepsilon$  湍流模型进行有效模拟和计算, SST (shear stress transform)  $k-\omega$  模型<sup>[20]</sup>正是在其基础上演化出来的,如公式(3)~(4)所示。

$k$  方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_m + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta \rho k \omega \quad (3)$$

$\omega$  方程为

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_m + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (4)$$

式中:  $P_k$  为湍流生成速率, 常数项  $\beta=0.075$ ,  $\beta'=0.09$ ,  $\sigma_\omega=2$ ,  $\alpha=5/9$ ,  $\alpha_k=1$ ,  $\sigma_\omega=2$ , 其他变量均可以通过 N-S 方程求得。湍流黏度  $\mu_T$  与湍动能  $k$  的关系式为

$$\mu_T = \rho \frac{k}{\omega} \quad (5)$$

### 1.2 计算域与网格

在设计工况下,双向流道轴流泵装置模型转速为  $n=1450 \text{ r/min}$ , 流量为  $Q_{\text{des}}=321 \text{ kg/s}$ , 叶轮直径为  $D_2=0.3 \text{ m}$ , 叶轮、导叶叶片数分别为  $Z_{\text{叶轮}}=4$  和  $Z_{\text{导叶}}=7$ 。全流道三维建模几何采用 3D 建模软件 Creo, 其中叶轮模型的叶片安放角为  $0^\circ$ 。根据双向流道泵装置在实际运行状态下的闸门关闭位置, 截断进出流道, 所构建的模型见图 1(a)。

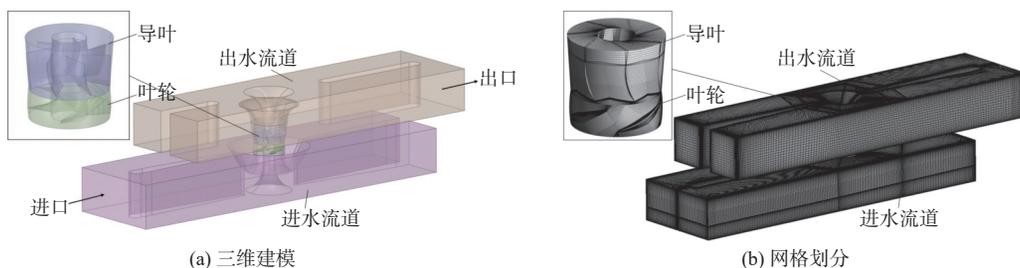


图 1 双向流道轴流泵装置的三维建模和网格划分

Fig. 1 3D model and illustration the grids of two-way passage axial flow pump

为确保更高的计算精度和收敛性,对进/出水道、叶轮和导叶全流道采用 ANSYS ICEM 软件划

分六面体结构网格,加密边界层,以精确还原叶片表面的流体动力学特性。对叶轮和导叶的网格

进行无关性验证后,最终分别确定为 1 659 152、2 189 735,进出水流道网格数共计 2 144 677。泵装置内各个区域的网格质量均超过 0.4 的标准,保证网格适用于数值模拟计算的要求。最终结构网格方案见图 1(b)。

### 1.3 数值模拟设置

内流场计算设置:水力特性的数值模拟选用 SST  $k-\omega$  湍流模型先进行定常模拟,模型设定所有壁面为无滑移光滑壁面,叶轮的进口和出口被设定为动静交界面。后进行非定常计算,每一步的时间间隔设定为  $3.45 \times 10^{-4}$  s,相当于叶轮每转动  $3^\circ$  为 1 个时间步长。总的计算周期设定为叶轮旋转 6 圈所需要的时间。在负扬程工况下,沿流体流动方向设定质量流量作为入口条件,自由出流作为出口条件。计算基准选取 1 个大气压作为参考压力。

流固耦合计算设置:流固耦合计算中选取结构钢( $\mu=0.3$ 、 $E=206$  GPa、 $\rho=7\ 850$  kg/m<sup>3</sup>)作为模型泵叶轮固体域的材料。固定约束分别设定为叶轮的

上、下圆柱剖面和内圆柱形剖面,流固耦合的作用面设定为叶轮的叶片表面,并将通过非定常计算得出的结果作为流固耦合分析的初始值。时间步长设置为  $3.45 \times 10^{-4}$  s,即叶轮旋转  $3^\circ$  为 1 个时间步长,总的计算时间设置为叶轮旋转 6 圈的时间。

## 2 装置试验及数值模拟方法验证

### 2.1 外特性试验

双向流道轴流泵装置试验是在国家水泵工程中心四象限试验台上进行的模型试验,其中四象限试验台的描述可参照文献 [21-22]。根据泵装置试验规程与标准,不同叶片倾角下泵装置的能量性能曲线实验测量结果见图 2。借助闭式循环系统中的辅助泵,完成叶片运行角度为  $0^\circ$  时的负扬程工况运行特性实验测量,如图 3 所示,在  $1.50Q/Q_{des}$  的流量范围内,负扬程呈现出按流量增大扬程减小的规律,但是扬程的绝对值是增加的。

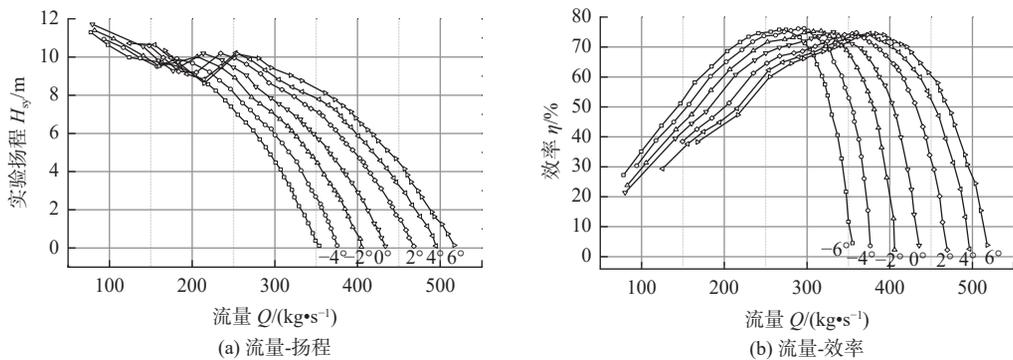


图 2 双向流道轴流泵装置能量特性曲线

Fig. 2 Hydraulic characteristic curve of two-way passage axial flow pump device

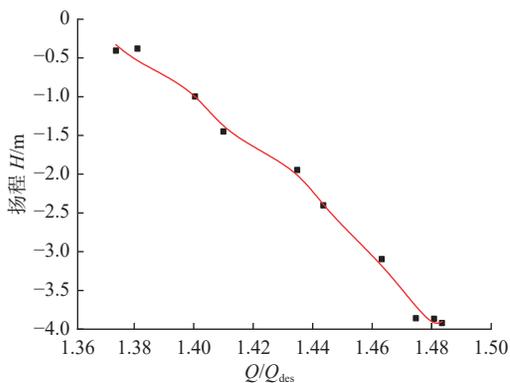


图 3 负扬程工况下泵装置扬程-流量曲线

Fig. 3 Head curve of pump device under negative head condition

### 2.2 数值模拟方法验证

在试验的 11 个工况点( $Q/Q_{des}=0.70$ 、 $0.80$ 、 $0.90$ 、 $1.00$ 、 $1.10$ 、 $1.20$ 、 $1.30$ 、 $1.35$ 、 $1.40$ 、 $1.45$ 、 $1.50$ ),模型泵装置基于上述数值模拟方法和网格方案对扬程

及效率结果进行了对比,其中泵装置从  $Q/Q_{des}=1.35$  开始进入负扬程工况,即后续 4 个工况点皆处于负扬程工况。通过模拟结果与试验结果的对比,可以发现双向流道轴流泵装置的泵装置叶片角度为  $0^\circ$  时的模拟值和试验值在曲线上基本一致,变化趋势也基本吻合。如图 4(a)所示,小流量工况下模拟值小于测试值,当  $Q/Q_{des}=1.2$  时,两值重合,后续模拟值又略微小于试验值。如图 4(b)所示,试验值和模拟值均在  $Q/Q_{des}=1.0$  处取得最高点,即最大效率点,根据效率值变化趋势的一致性及数值的相近程度,能推断出模拟计算与模型实验的结果高度匹配。其中图 4(a)中 A 点代表设计工况点  $Q/Q_{des}=1.0$ ,B、C 点则代表负扬程工况点  $Q/Q_{des}=1.40$ 、 $1.50$ ,其误差均满足计算要求,同时也验证了数值模拟方法和网格方案的准确性。

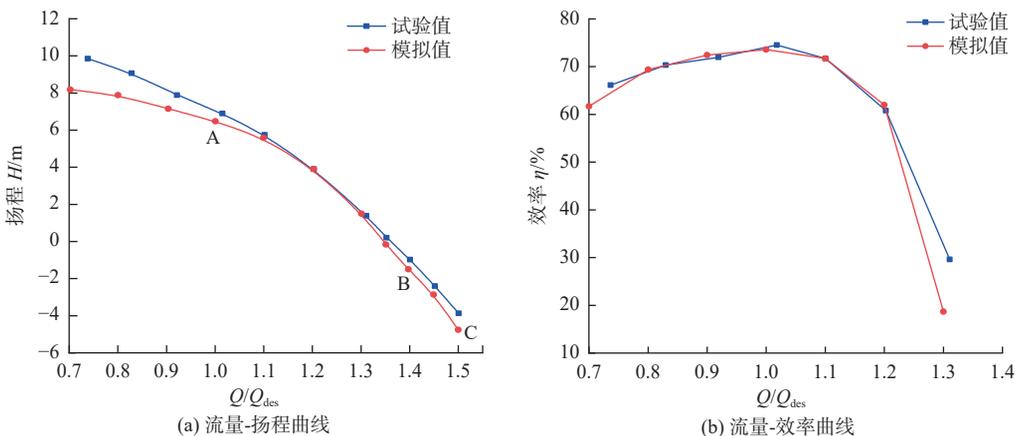


图 4 模型试验验证

Fig. 4 Experimental verification of model

### 3 非定常计算数值模拟结果分析

#### 3.1 叶轮叶片表面压力分布

图 5 为叶片压力面和吸力面在不同工况 (Case A 为图 4 中  $Q/Q_{des}=1.00$  的设计工况、Case B 和 Case C 分别为  $Q/Q_{des}=1.40$  和  $Q/Q_{des}=1.50$  的负扬程工况) 的压力分布。在工况 Case A 的设计条件下, 叶片压力面的压力呈现出从尾部逐渐增强至头部的趋势, 压力的最大值集中于靠近轮缘的前端部位, 吸力面相反, 头部向尾部逐渐增大。负扬程工况 (Case B、Case C) 下, 叶片压力面上的压力由尾部至头部呈均匀平稳上升, 头部边缘有一低压区域存在。Case B 和 Case C 对比说明叶片整体压力面的压力值随流量的增加变化不大, 头部边缘依然存在低压区, 叶片表面压力略微上升。在吸力面上, 由于高速流体冲击叶轮叶片, 流态发生改变并趋于不稳定, 并在叶片中部产生沿圆周方向逐渐升高至尾部的低压区, 在叶片头部边缘产生较窄而细长的高压区。随着流量的增大, 吸力面的整体压力值均有所提升, 且提升空间大于压力面, 但是压力分布变化规律没有明显改变。通过对设计工况和负扬程工况的比较可以看出, 叶片表面压力和负扬程工况之间的分布已经有了很大的不同, 不再是均匀的, 有了明显的层次感。压力面对水流的作用不再有效, 此时的叶轮相当于一个制动装置。

#### 3.2 叶轮内部速度分布

图 6 展示了在不同工况, 沿各个圆柱截面水流速度的分布情况。记  $Span=0.1, 0.5, 0.9$  分别为  $S_1, S_2, S_3$ 。Case A 说明在设计工况下, 叶片吸力面前端的流速是最快的, 越靠近轮缘位置, 流速越快, 压力面流速相较于吸力面低速且平稳均等。Case B 和 Case C 都是在负扬程工况下, 以叶片为轴线的吸力

面和压力面的流速对称, 水流从叶片头部进入, 叶片尾部流出, 并沿叶片头部进口边缘产生流动分离, 在叶片吸力面进口边缘明显地产生高速区域。在叶尖位置附近有一大片区域是连续的低压区, 其中最不稳定的流动在叶轮叶片中间部分。而负扬程时, 因其流量较大, 相比设计工况, 其吸力面和压力面上的流动速度更快且流线较为对称。

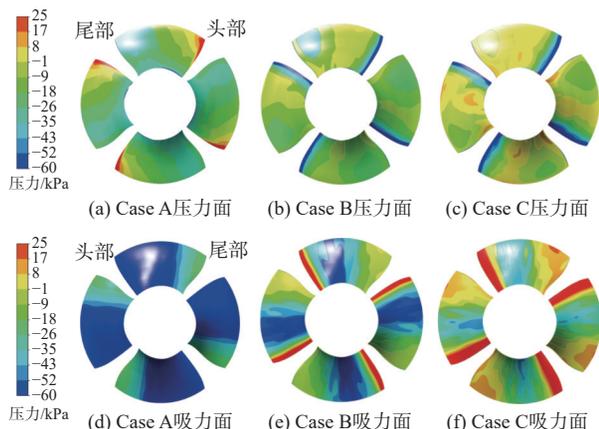


图 5 不同工况下叶片在压力面和吸力面的压力分布规律

Fig. 5 Pressure distribution on pressure surface and suction surface of the blade under different flow rates

#### 3.3 叶轮导叶交界面涡量分布

涡量分布在叶轮导叶交界处, 可以有效地反映出水流的表征流向<sup>[23]</sup>。图 7 为叶轮导叶交界面在负扬程工况下的涡量分布情况。从图 7 可以看出, 当叶轮周期旋转时, 叶片周围明显存在涡带, 且涡带数量和叶片数量相等。该涡旋在叶轮叶片尾部附近形成一个狭长的涡旋带, 但在大面积通流区几乎没有涡分布, 这表明, 在负扬程工况下, 影响效率和稳定性的叶片数量是决定叶轮和导叶之间界面涡量分布的关键因素。

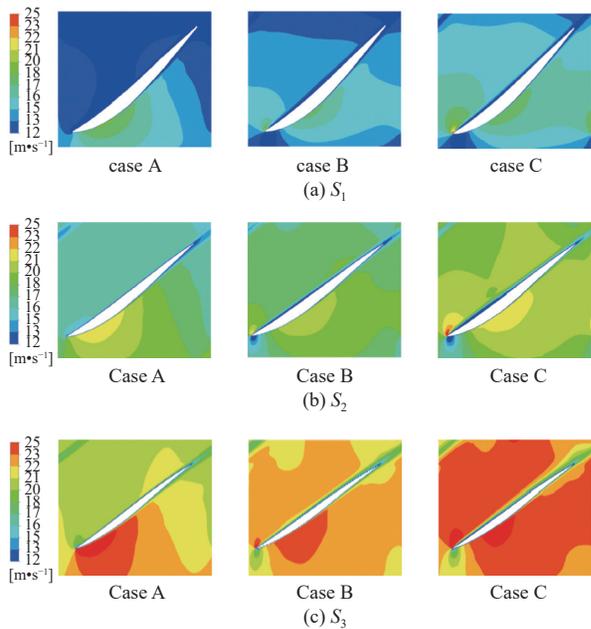


图6 叶轮在不同工况下,不同圆柱截面上时速度分布

Fig. 6 Distribution of velocity near impeller different spans under different conditions

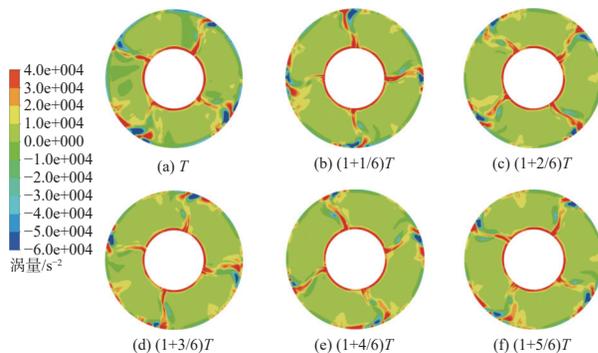


图7 叶轮导叶交界面在周期内不同时刻的涡量分布

Fig. 7 Vorticity distribution of the impeller and guide vane interface

### 3.4 叶轮轴向力分析

在双向流道轴流泵装置运转时,叶片的旋转会生成推动力,该力主要沿轴向进行分配。除此之外,由于泵站装置选择的是立式轴流泵装置,故较多地受到轴向力影响<sup>[24-25]</sup>。当轴向力为负数时,泵装置叶轮设备上的转子、推力瓦等极易出现损坏。图8展示了随流量变化的泵装置叶轮沿轴向作用的力的曲线。图中A点为设计工况,其流量为321 kg/s,

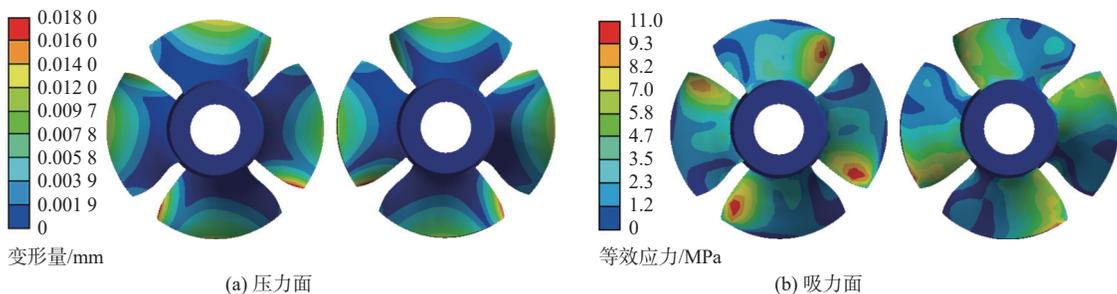


图9 叶轮叶片在 Case B 时的变形及等效应力分布

Fig. 9 Deformation and equivalent stress distribution of impeller blades at Case B

泵装置在  $Q/Q_{des}=1.35$ , 即  $Q=433.35$  kg/s 时,开始进入负扬程工况。一旦泵的操作流量超越了 466 kg/s 的上限,轴向力就会变为负值。因此,在负扬程工况下,泵的构成部分,特别是如推力轴承及旋转元件这类核心组件,极有可能出现损坏的情况。

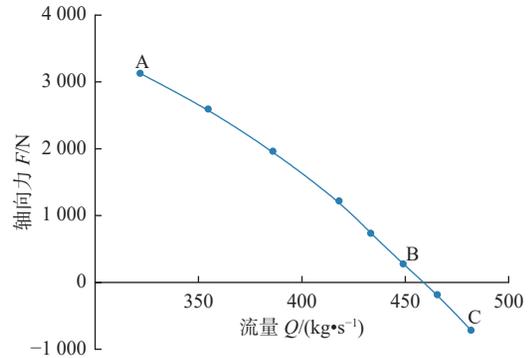


图8 叶轮轴向力随流量变化曲线

Fig. 8 Axial force on impeller varies with the flow rate

### 3.5 叶轮变形及等效应力分布

图9和图10显示的是在负扬程工况下 Case B 和 Case C 时,叶轮叶片的变形情况及等效应力分布[图(a)为压力面,图(b)为吸力面]。对比分析显示:随着流量的增加,叶轮叶片的变形量呈现出有规律性的变化,叶片尾部在 Case B 的时候,变形量维持着较大值,并且均沿着半径向轮毂方向不断减小。最大形变出现在叶片轮缘的头部,中部的形变渐渐减弱直至完全消失。依据应力分布图所示,叶片在运转过程中受到叶片本身的阻力影响,产生明显的负载。因此,在叶片的压力面轮缘的前部边缘区域应力较高。但在吸力面上,由于叶片在旋转过程中受到外界阻力的影响,使其承受压力较小,所以,从叶头到叶尾,逐渐减少了其他的应力。此外,由于叶轮叶片在轮缘处厚度薄,容易发生变形,并且当流量增大时,水流从叶片头部进入,并对叶片头部造成冲击,而在负扬程工况下流量增大的同时,叶片等效应力的承受也将逐步增大。综上可知,叶片上的变形与受力情况,在从正常水泵工况变成负扬程工况中发生了较大变化,变形量逐步集中至叶片头部轮毂处。

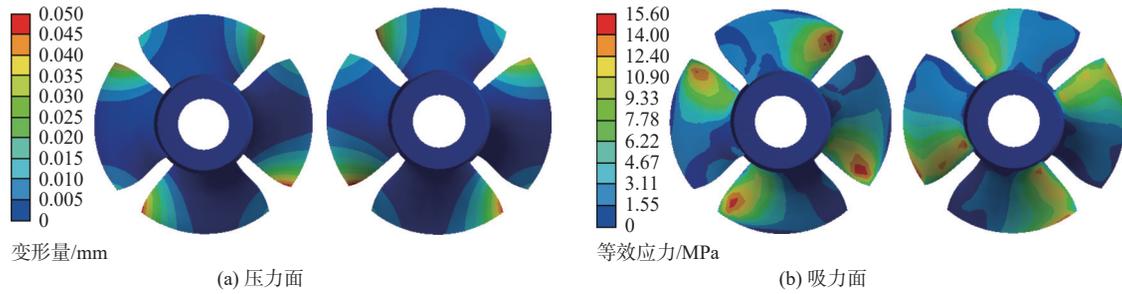


图 10 叶轮叶片在 Case C 时的形变及等效应力分布

Fig. 10 Deformation and equivalent stress distribution of impeller blades at Case C

## 4 结论

采用数值模拟与实验并举的方法,对双向流道轴流泵在负扬程工况下的运转特性展开了细致的研究。此外,还探索了在负扬程工况下泵内部流场特性随流量变动呈现出的规律,并对其运行特性进行了分析,得出如下结论:

把通过数值模拟得到的理论扬程值和效率值与在负扬程工况下的试验值进行比较,结果显示,两者的变化走向相匹配,数值也颇为相近,这证实使用数值模拟技术探讨泵站在负扬程工况下的性能是可靠的。

在负扬程工况下,叶轮在泵装置中起到制动作用,其叶片对水流的影响大为削弱,相较于正常泵运行状态,叶轮表面的压力分布变得不均匀,难以有效转化机械能至动能。在此工况下,水流接近叶轮末端时会发生流动分离,造成压力面与吸力面的流速趋向相等。通常吸力面的流速远超压力面,但在负扬程工况下,整体流速趋于平滑匀速。叶轮与导叶交接处叶片的数量是决定涡旋分布的关键性因素。

在负扬程中,当流量连续提升时,叶轮叶片所受的径向压力逐步减小。叶片的最大变形主要集中在叶轮前端和边缘的交接处。与此对应,随着流量的提升,叶轮的等效应力及其最大变形呈现出递减的趋势。

### 参考文献:

- [1] 刘超,周济人,汤方平,等.低扬程双向流道泵装置研究[J].农业机械学报,2001(1):49-51. DOI: 10.3969/j.issn.1000-1298.2001.01.013.
- [2] 张新,陈致远,袁静,等.基于泵阀联合调度的技术供水系统节能优化研究[J].水利水电技术(中英文),2024,55(11):87-97. DOI: 10.13928/j.cnki.wrahe.2024.11.008.
- [3] 戴立明.双向流道泵站的特点分析[J].江苏水利,

1999,20(7):33-34. DOI: 10.16310/j.cnki.jssl.1999.07.015.

- [4] 王麦琪.特殊工况下双向流道轴流泵装置运转特性研究[D].镇江:江苏大学,2018.
- [5] 王麦琪,李彦军,袁寿其,等.双向流道轴流泵装置的飞逸特性[J].排灌机械工程学报,2018,36(5):384-390. DOI: 10.3969/j.issn.1674-8530.17.0106.
- [6] 戴景,刘雪芹,袁聪,等.斜式泵装置负扬程飞逸过渡过程内部流动特性分析[J].水电能源科学,2022,40(6):122-126.
- [7] 黄良勇,吴忠,张啸,等.双向流道泵装置优化匹配与试验研究[J].机械工程学报,2016,34(7):602-607. DOI: 10.3969/j.issn.1674-8530.15.0175.
- [8] JIAO W X, CHEN H J, CHENG L, et al. Energy loss and pressure fluctuation characteristics of coastal two-way channel pumping stations under the ultra-low head condition[J]. Energy, 2023, 278(A): 127953. DOI: 10.1016/j.energy.2023.127953.
- [9] 焦伟轩,成立,颜红勤,等.超低扬程双向流道泵装置压力脉动特性研究[J].水力发电学报,2019,38(6):101-112. DOI: 10.11660/slfdx.20190611.
- [10] LU R, ZHANG H Y, LI Y, et al. The effect of bell mouth height on the hydraulic characteristics of the two-way pumping station based on the parameter design[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A Journal of Power and Energy, 2022, 236: 1320-1334. DOI: 10.1177/09576509221092280.
- [11] LI Y, LU R, ZHANG H, et al. Improvement of intake structures in a two-way pumping station with experimental analysis[J]. Applied Sciences, 2020, 10(19): 6842. DOI: 10.3390/app10196842.
- [12] QI X Y, XI C, JUN Z. Fluid-solid coupling analysis of external water pressure distribution patterns on drainage segment lining[J]. Advanced Materials Research, 2011, 255-260: 3656-3660. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.255-260.3656.
- [13] BAI Y L, WU D L. Study on fatigue characteristics of axial-flow pump based on two-way fluid structure coupling[J]. Energies, 2022, 15(23): 8965. DOI: 10.3390/en15238965.

- [14] 王希坤, 张曼, 张德胜. 高扬程双吸泵交错叶片的压力脉动及流固耦合数值模拟 [J]. *排灌机械工程学报*, 2023, 41(6): 549-555. DOI: 10.3969/j.issn.1674-8530.21.0260.
- [15] 孟凡, 裴吉, 李彦军, 等. 基于流固耦合的双向流道轴流泵装置振动特性研究 [J]. *中国农村水利水电*, 2016(12): 180-184. DOI: 10.3969/j.issn.1007-2284.2016.12.042.
- [16] 孟凡, 李彦军, 袁寿其, 等. 叶根间隙对双向轴流泵水力性能的影响 [J]. *农业机械学报*, 2020, 51(4): 131-138. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2020.04.015.
- [17] 郑云浩, 李彦军, 胡新益, 等. 基于正交试验的泵站簸箕型进水流道型线优化 [J]. *人民长江*, 2021, 52(3): 123-126. DOI: 10.16232/j.cnki.1001-4179.2021.03.021.
- [18] JI K B. Multidisciplinary design optimization of a hydraulic poppet valve considering fluid-solid coupling [J]. *Advanced Materials Research*, 2011, 308-310: 559-562. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.308-310.559.
- [19] MA W X, SHEN X W, LU X Q, et al. Simulation analysis of bidirectional fluid-solid coupling for hydrodynamic coupling [J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2015, 744-746: 1128-1132. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.744-746.1128.
- [20] LAKSHMINARAYANA B. Turbulence modeling for complex shear flows [J]. *Aiaa Journal*, 2012, 4(12): 1900-1917. DOI: 10.2514/3.9547.
- [21] 张鹏, 王麦琪, 李彦军, 等. 大型双向流道泵装置优化与试验研究 [J]. *江苏水利*, 2017(7): 28-32. DOI: 10.16310/j.cnki.jssl.2017.07.006.
- [22] 张后文, 李彦军, 朱泉荣, 等. 大型双向流道泵装置优化与试验研究 [J]. *水泵技术*, 2021(2): 24-28.
- [23] 张德胜, 石磊, 陈健, 等. 轴流泵叶顶泄漏涡及其空化的数值模拟与可视化试验 [J]. *水动力学研究与进展 (A 辑)*, 2017, 32(5): 565-574. DOI: 10.16076/j.cnki.cjhd.2017.05.005.
- [24] 马旭丹, 吴大转, 王乐勤. 多级离心泵轴向力平衡装置的设计与分析 [J]. *农业工程学报*, 2010, 26(8): 108-112. DOI: 10.3969/j.issn.1002-6819.2010.08.018.
- [25] 李倩倩, 汤德利, 葛检, 等. 悬浮叶轮对旋涡泵内流特性及轴向力的影响研究 [J]. *机械工程学报*, 2024, 60(14): 378-386. DOI: 10.3901/JME.2024.14.378.

## Operation characteristics of two-way passage axial flow pump device under negative head conditions

GAO Yuhan<sup>1</sup>, LIU Hongwei<sup>2</sup>, CHEN Yunjie<sup>2</sup>, ZHANG Jin<sup>2</sup>, LI Yalin<sup>1</sup>, LI Yanjun<sup>1</sup>

(1. National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 2. Jiangsu Province Taihu Lake Area Water Conservancy Engineering Management Office, Suzhou 215128, China)

**Abstract:** The safe and efficient operation of the pumping station relies on a thorough understanding of its standard operating characteristics and the internal flow mechanisms during abnormal conditions, especially under negative head. Ignoring this issue can result in serious consequences, such as decreased pump efficiency, a higher risk of mechanical failure, and potential hazards to the surrounding environment. Unfortunately, there are limited researches, both domestically and internationally, on this topic, highlighting the need for further studies.

To investigate a specific bi-directional flow channel pump station model, a combination of simulations and experimental data was employed. Unsteady flow field and fluid-structure interaction simulations were conducted using the SST  $k-\omega$  turbulence model to accurately capture the behavior of bi-directional channel pump devices. After testing the performance of the zero-adjusted pump under normal working conditions, this paper selects the operating characteristics of the bi-directional axial flow pump device when blade setting angle is  $0^\circ$  as the main research object to test under negative head conditions. The numerical results for hydraulic characteristics were then referenced with experimental data to ensure precision and to validate the accuracy of the simulation.

The findings show that under negative head, the impeller acts as a braking device for pumping device due to changes in pressure distribution on blade surface and velocity distribution inside impeller. The number of blades is identified as a key factor determining the distribution of vortices at the junction of impeller blade and guide vane, influencing efficiency and stability of pump. The velocity distribution within the impeller is in accordance with the pressure distribution on the blade surface. Flow separation at the blade tip results in nearly symmetrical flow velocities on both surfaces and a relatively uniform overall flow velocity within the impeller. The number of blades

is identified as a pivotal factor determining vortex distribution at the interface, significantly influencing pump efficiency and stability.

Furthermore, an in-depth analysis revealed that under normal working conditions, the axial force of the pump is positive. However, under negative head conditions, with increasing flow, the axial force gradually decreases or even becomes negative. When this occurs, it poses an increased risk of damage to thrust tile, rotor and other equipment in the pump unit. Maximum deformation occurs at the angle between leading edge of the blade and rim indicating that this area is more susceptible to stress and deformation under negative head conditions. As the flow rate rises, both the peak equivalent stress and the maximum deformation of the impeller diminish.

To summarize, initial but valuable insights were provided into operating characteristics, internal flow mechanisms, and structural dynamic characteristics of bi-directional flow channel axial pumps under negative head operating conditions. This has significant implications for optimizing pump design and ensuring safety management. By gaining a deeper understanding of complex interactions between fluid flow structure and pump components, engineers can develop more robust and efficient pumping station designs which could ultimately lead to overall improved performance and reduced maintenance costs.

**Key words:** two-way passage; axial flow pump; negative operating condition; hydraulic characteristic; fluid-structure interaction



背景图所有权属《南水北调与水利科技(中英文)》编辑部