

汤国和, 闫晓彤, 何腾, 等. 抽蓄系统抽水快转发电过渡过程的水力不稳定性[J]. 南水北调与水利科技(中英文), 2024, 22(4): 821-832.  
TANG G H, YAN X T, HE T, et al. Hydraulic instability of pump-turbines during fast pump-to-turbine transition process[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2024, 22(4): 821-832. (in Chinese)

# 抽蓄系统抽水快转发电过渡过程的水力不稳定性

汤国和<sup>1</sup>, 闫晓彤<sup>2</sup>, 何腾<sup>1</sup>, 张志兵<sup>1</sup>, 郑源<sup>2,3</sup>, 阚阚<sup>2,3</sup>

(1. 华电福新周宁抽水蓄能有限公司, 福建 宁德 355400; 2. 河海大学水利水电学院, 南京 210098;  
3. 河海大学电气与动力工程学院, 南京 211100)

**摘要:** 为满足电力系统动态服务需求, 要求抽蓄系统快速完成工况转换, 抽水快转发电过渡过程是抽蓄系统在工况转换过程中最为复杂和危险的工况之一, 但目前相关研究较少。为明确该过程的水力不稳定性, 建立抽蓄电站全过流系统三维模型, 开展抽蓄系统抽水快转发电过渡过程的数值模拟计算, 探究水泵水轮机组的外特性参数变化、压力脉动特性和内部流态演变。研究表明: 抽蓄机组抽水快转发电过程中, 流量、力矩及受力的变化皆随着活动导叶动作呈现出阶梯式变化; 水泵制动运行工况及转轮转速发生转向期间为机组易产生较大摆动、力矩易发生剧烈波动的时段, 且尤以无叶区的压力波动最为剧烈; 导叶开度的快速变化以及流量和转速的变向成为机组内部危险流动的主要来源。研究结果可为提高抽水快转发电过渡过程中的稳定性和优化控制策略提供理论支撑。

**关键词:** 抽蓄全过流系统; 水泵水轮机; 抽水快转发电; 过渡过程; 水力不稳定性

**中图分类号:** TK734 **文献标志码:** A **DOI:** 10.13476/j.cnki.nsbdkq.2024.0082

抽水蓄能作为技术相对成熟稳定的大规模储能手段, 抽水蓄能电站具有调峰、填谷、调频、调相和事故备用等多种功能<sup>[1-2]</sup>, 在大规模新能源将逐渐接入电力系统的背景和趋势下, 抽水蓄能电站将成为弥补新能源间歇不稳定和保障新型电力系统安全稳定的重要手段<sup>[3]</sup>。为此, 抽水蓄能电站往往具有一机多用、工况转换迅速、启停频繁和压力脉动剧烈的特点, 由此导致抽蓄系统中产生复杂的水力瞬变问题<sup>[4-10]</sup>。因此, 国内外学者针对抽蓄系统开展了各种过渡过程研究。张蓝国等<sup>[11]</sup>对抽蓄系统水泵停机过渡过程开展了数值计算, 发现了转轮转速及活动导叶关闭规律分别是转轮与活动导叶压强、蜗壳进口与尾水管进口压强的主要影响因素。Zhang 等<sup>[12]</sup>提出了一种新型的 S 形区域水泵水轮机动力学模型, 给出了飞逸点的稳定性判据并讨论了影响水泵水轮机飞逸稳定性的因素。Mao 等<sup>[13]</sup>模拟了水泵水轮机甩负荷过渡过程, 并采用进口阀与活动导叶的共同调节方式来提高内部流场的稳定性。张文科等<sup>[14]</sup>针对水泵水轮机甩负荷过渡过程, 分析

了机组初始转速对该过程调保参数的影响, 发现机组初始转速减小会使事故甩负荷后转速最大上升率增大。Jin 等<sup>[15-16]</sup>分别对水泵水轮机的水轮机模式启动过渡过程及水泵模式启动过渡过程开展了数值计算, 确定了启动过程中的流动能量耗散分布。

目前, 抽蓄电站的过渡过程研究较多集中在发电甩负荷过程、停机过程、启动过程等<sup>[17-22]</sup>, 对抽水转发电过程的研究较少。抽蓄机组抽水转发电的过程是过渡过程中最为复杂和危险的工况之一, 工况转换过程中涉及复杂的水力、机械和电气过程。而新型电力系统的建设要求提升抽水蓄能机组的快速响应时间, 为此要求抽蓄机组能够实现从抽水到发电的快速转换。相较于电气制动加机械制动的正常转换方式, 利用水力制动加速水泵停机的快速转换方式使得这一转换过程更加复杂。尚不明晰的水力瞬变机理将不利于为该过渡过程制定准确有效的控制策略手段。

为此, 本研究建立抽蓄电站全过流系统三维模

收稿日期: 2024-05-05 修回日期: 2024-07-15 网络出版时间: 2024-08-02

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/13.1430.TV.20240802.0848.002>

基金项目: 国家自然科学基金项目(52379086; 52009033)

作者简介: 汤国和(1981—), 男, 福建连江人, 高级工程师, 主要从事抽蓄机组运行与稳定性研究。E-mail: 32096843@qq.com

通信作者: 阚阚(1990—), 男, 安徽滁州人, 副教授, 硕士生导师, 主要从事流体机械及工程研究。E-mail: kankan@hhu.edu.cn

型,开展抽水快转发电过渡过程的数值模拟计算,探究在给定的控制策略下机组转速及流量的变化及机组完成转换所需时长;研究快速转换过程中机组的受力特性和压力脉动特性分析快速转换过程中机组的内流场演变及不稳定流动结构。本研究可为其他抽水蓄能电站缩短工况切换时间和增强电站对电网的响应能力提供重要参考,为提高抽水快转发电过渡过程中的稳定性、优化控制策略提供理论支撑。

## 1 抽蓄电站几何模型

### 1.1 模型参数

建立的抽蓄电站全过流系统计算模型见图 1 (以活动导叶开度为 22°为例)。计算域包括上游压力管道、混流式水泵水轮机组以及下游压力管道,其中水泵水轮机组包括蜗壳域、固定导叶域、活动导叶域、转轮域以及尾水管域。表 1 为抽蓄电站及机组的主要参数。

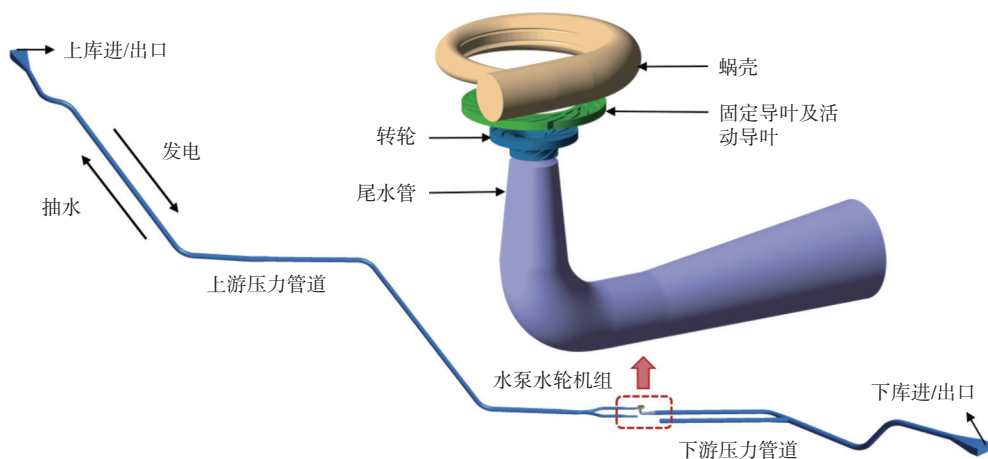


图 1 抽蓄电站全过流系统计算模型

Fig. 1 Computational model of entire flow system of the pumped storage power station

表 1 抽蓄电站主要参数

Tab. 1 Main parameters of the pumped storage power station

| 参数名称                                | 参数值   |
|-------------------------------------|-------|
| 上游水库正常蓄水位/m                         | 716.0 |
| 下游水库正常蓄水位/m                         | 299.0 |
| 水轮机工况额定出力/MW                        | 360.1 |
| 水泵工况最大入力/MW                         | ≤325  |
| 转轮进口直径/m                            | 4.093 |
| 转轮出口直径/m                            | 2.310 |
| 额定转速 /( $r \cdot \text{min}^{-1}$ ) | 428.6 |
| 水轮机模式比转速                            | 128.5 |
| 水泵模式比转速                             | 128.9 |
| 发电机飞轮力矩/( $t \cdot \text{m}^2$ )    | 6 000 |
| 水泵水轮机飞轮力矩/( $t \cdot \text{m}^2$ )  | 240   |

### 1.2 网格划分

采用商业软件 ANSYS-TurboGrid 对转轮域进行网格划分,其余计算域的网格皆采用商业软件 ANSYS-ICEM 进行划分,网格划分见图 2。为控制网格节点总量,上游压力管道、蜗壳、固定导叶、转轮、尾水管和下游压力管道皆采用结构化网格;活

动导叶域采用非结构棱柱形网格,并通过动态网格方法模拟活动导叶启闭过程。

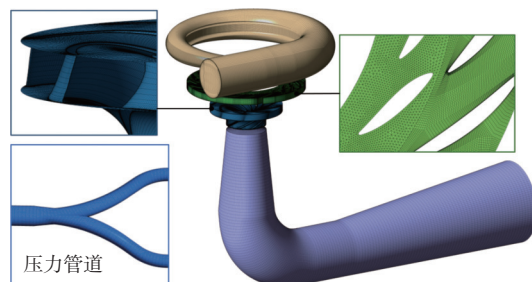


图 2 网格划分

Fig. 2 The schematic of grid details

### 1.3 网格无关性验证

采用理查德外推法验证网格独立性,运用网格收敛指数 GCI 定量评估计算结果的收敛性<sup>[23-26]</sup>。用于网格无关性验证的 3 套网格划分策略相同、网格数量和尺度递减。根据美国机械工程师协会 (American Society of Mechanical Engineers, ASME) 的建议,网格细化比  $r$  应大于 1.3<sup>[27]</sup>,其定义式见式 (1)。其中,  $h_{\text{coarse}}$  表示粗网格尺寸,  $h_{\text{fine}}$  表示细网格尺寸。因此,3 套网格的网格数量分别为 2 043 万、862 万和 388 万个。

$$r = \frac{h_{\text{coarse}}}{h_{\text{fine}}}, h = \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3} \quad (1)$$

式中:  $N$  为网格数量, 个;  $\Delta V_i$  为第  $i$  个网格的体积。

3 套网格皆在水泵模式额定工况下进行数值模拟计算, 取流量和效率分别作为收敛性分析的变量, 分析结果见表 2。流量和效率对应的细网格收敛指数分别为 2.53% 和 1.35%, 表明网格已满足收敛标准(小于 3%)。考虑到模拟精度和计算成本, 最终确定采用 862 万个网格的方案。

表 2 网格无关性验证  
Tab. 2 Grid independence validation

| 参数                                      | 验证结果                                   |
|-----------------------------------------|----------------------------------------|
| 第1套网格数量 $N_1$ /个                        | 20 428 557                             |
| 第2套网格数量 $N_2$ /个                        | 8 624 839                              |
| 第3套网格数量 $N_3$ /个                        | 3 880 253                              |
| 第2套与第1套网格细化比 $r_{21}$                   | 1.33                                   |
| 第3套与第2套网格细化比 $r_{32}$                   | 1.31                                   |
| 第1套网格数值解 $\varphi_1$                    | 流量 60.47 m <sup>3</sup> /s 效率 93.14%   |
| 第2套网格数值解 $\varphi_2$                    | 流量 60.18 m <sup>3</sup> /s 效率 93.02%   |
| 第3套网格数值解 $\varphi_3$                    | 流量 54.47 m <sup>3</sup> /s 效率 91.72%   |
| 第2套与第1套网格外推值 $\varphi_{\text{ext}, 21}$ | 流量 60.482 m <sup>3</sup> /s 效率 93.150% |
| 第2套与第1套网格相对误差 $e_{\text{rel}, 21}$      | 流量 0.480% 效率 0.129%                    |
| 第2套与第1套网格外推误差 $e_{\text{ext}, 21}$      | 流量 0.020% 效率 0.011%                    |
| 第2套与第1套网格收敛指数 $U_{\text{GC}21}$         | 流量 2.53% 效率 1.35%                      |

## 2 三维过渡过程数值方法

### 2.1 基本控制方程

不可压缩流体的连续性方程与动量方程<sup>[28-30]</sup>为

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + f_i \quad (3)$$

式中:  $u_i$  表示速度分量, m/s;  $x_i$  表示笛卡尔坐标分量, m;  $t$  表示时间, s;  $\rho$  表示流体密度, kg/m<sup>3</sup>;  $p$  表示压强, Pa;  $\nu$  表示运动黏度, m<sup>2</sup>/s;  $f_i$  表示体积力, m/s<sup>2</sup>。

### 2.2 数值设置及边界条件

采用商业软件 ANSYS-Fluent 2022R1 进行三维过渡过程数值模拟, 应用有限体积法求解雷诺平均纳维-斯托克斯方程。采用 SST  $k-\omega$  湍流模型实现控制方程的闭合, 这种双方程黏黏模型结合了标准  $k-\varepsilon$  湍流模型和  $k-\omega$  湍流模型的优点<sup>[31]</sup>。非稳态模拟的初始条件基于稳态模拟结果, 定常计算和瞬态计算皆选择 SIMPLEC 算法来实现速度和压力方程

的耦合求解, 选择二阶迎风方案来离散对流和扩散项, 采用一阶隐式格式来离散化时间项。稳态模拟的结果被用作瞬态模拟的初始流场, 指定瞬态模拟时间步长为 0.001 17 s, 即额定速度下转轮旋转 3°。每个时间步长的 RSM 残差的收敛标准设置为 10<sup>-5</sup>。此外, 设置重力加速度  $g=9.8 \text{ m/s}^2$ 。

考虑到抽水快转发电过渡过程的初始工况为水泵模式额定运行工况, 将抽蓄电站全过流系统的下游进水口设为压力进口边界条件, 上游出水口设为压力出口边界条件, 并根据下游和上游实际水位计算出相应水库水深, 分别设置下游进水口和上游出水口的压力值为 426 330.76 Pa 和 836 199.15 Pa。

### 2.3 抽水快转发电过渡过程控制策略及算法实现

抽水快转发电过程相较于正常抽水转发电过程可大幅度节约工况转换时间, 从而提高抽蓄电站对电力系统需求的响应速度。二者的差异主要在于: 正常转换时球阀执行“全开-全关-全开”的过程, 采用电气和机械的组合制动方式; 快速转换时球阀不动作, 采用水力制动的方式实现快速停机<sup>[32]</sup>。抽水快转发电的控制流程为: ①机组收到转换指令后关闭导叶降低水泵入力; ②导叶完成关闭后断开电动机回路断路器、灭磁, 机组转速开始下降; ③在转速下降至 50% 额定转速左右预开导叶进行水力制动, 加快转速下降; ④在转速反转进入水轮机模式后、并上升至 50% 额定转速时, 进一步开导叶至空载开度; ⑤最终机组进入水轮机空载工况。

上述控制策略的算法实现如下。转轮的转速根据角动量方程随时间变化, 如式 (4) 所示。在瞬态模拟过程中, 作用在转子叶片上的扭矩在每个时间步中被监测, 然后根据式 (4) 预测下一个时间步的转子速度。

$$n_t = \begin{cases} n_r & (t \leq 26 \text{ s}) \\ n_{t-\Delta t} + \frac{30}{\pi} \frac{M}{J} \times \Delta t & (t > 26 \text{ s}) \end{cases} \quad (4)$$

式中:  $n$  指转轮转速, rad/s;  $n_r$  指转轮额定转速, rad/s; 下标  $t$  表示时刻, s;  $\Delta t$  指时间步长, s;  $M$  指转轮所受力矩, N·m;  $J$  指转轮及发电机的总转动惯量, kg·m<sup>2</sup>。

利用动网格技术来实现活动导叶的动作过程的模拟。值得注意的是, 在实际计算中, 由于活动导叶开度接近 0°时, 活动导叶区域的网格质量会急剧劣化, 为使得计算顺利进行, 将 26.00~45.36 s 活动导叶开度保持 0.5°。

### 3 计算结果与分析

#### 3.1 对比验证

该模型试验开展于哈尔滨大电机研究所的水轮机试验台, 试验台模型效率综合测试误差不得超过±0.20%, 水泵水轮机原型与模型的比例系数为

9.48。将模型试验结果依据相似律换算至原型数据后, 与原型计算结果的对比如图 3。水泵运行模式下, 扬程与效率的数值模拟相对误差皆在 5% 以内; 水轮机运行模式下, 水头与效率的数值模拟相对误差皆在 4.61% 以内。可见计算结果与试验结果吻合良好, 计算结果可靠。

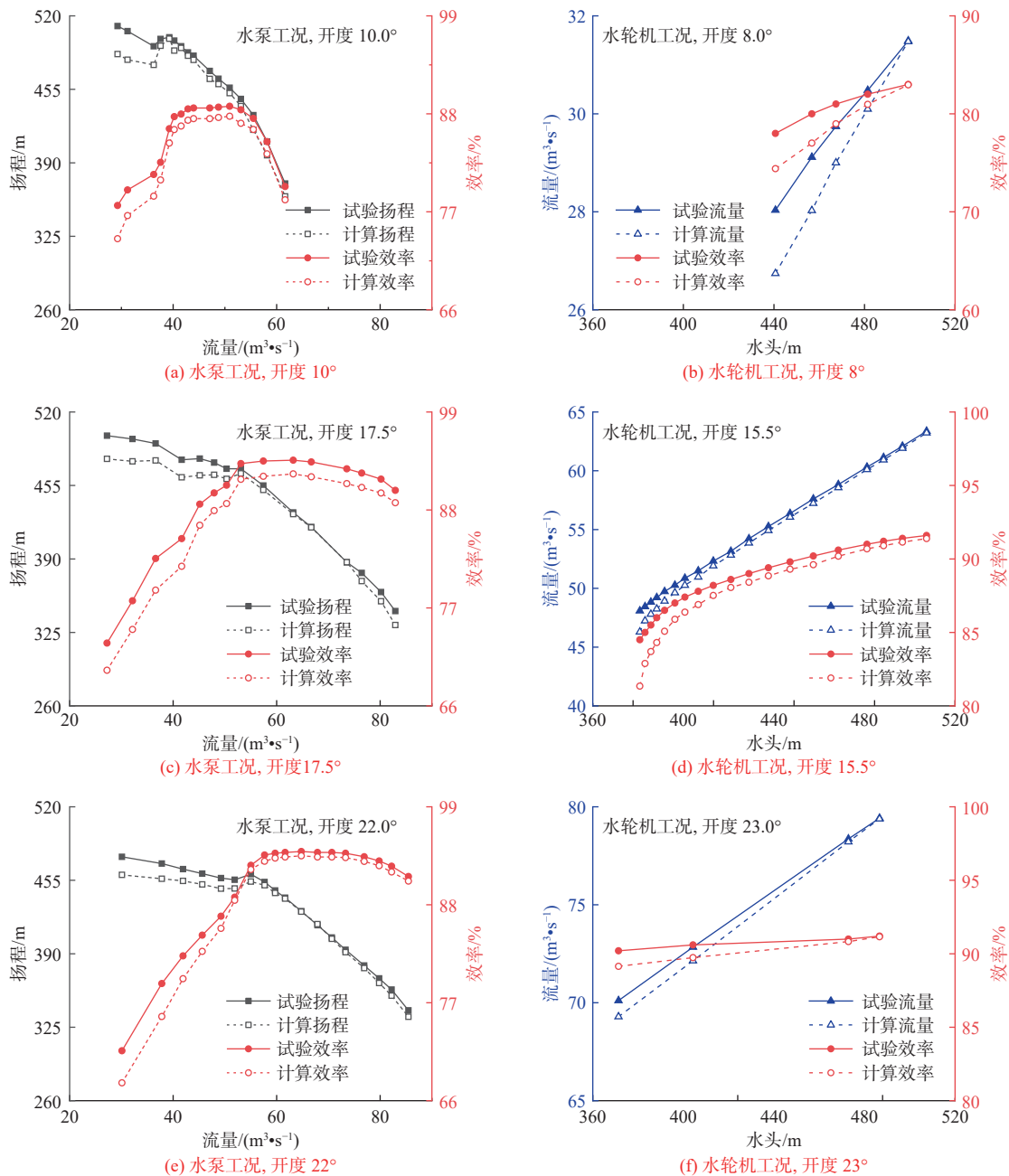


图 3 水泵工况及水轮机工况下水泵水轮机性能曲线验证

Fig. 3 Validation of the pump-turbine performance in both pump and turbine modes

#### 3.2 抽水快转发电过程外特性参数变化

抽蓄系统抽水快转发电过程中的活动导叶控制策略及转速和流量的变化见图 4。初始时刻, 机组处于稳定的额定水泵工况, 活动导叶开度为 22°(相对开度 100%); 10 s 时, 机组收到转换指令, 活动导

叶开始关闭, 机组流量开始下降; 26 s 时, 活动导叶完成关闭(相对开度 2.3%), 电动机回路断路器断开、灭磁, 机组转速开始下降, 机组流量持续下降; 35.2 s 时, 机组瞬时流量降低至 0, 此后流量开始反向为水轮机流向; 45.36 s 时, 活动导叶开始预开启至 3°(相

对开度 13.6%)进行水力制动; 66.7 s 时, 机组瞬时转速降低至 0, 此后开始反转为水轮机方向转速; 80.88 s 时, 活动导叶开始进一步开启至空载开度 6.5°(相对开度 29.5%); 119.5 s 后, 机组进入稳定的水轮机空载工况, 至此过渡过程完成, 历时 109.5 s。从初始

时刻至 35.2 s, 机组处于水泵运行模式(后文用 PM 表示); 35.2~66.7 s, 机组处于水泵制动运行模式(后文用 PB 表示), 在水力制动作用下加速水泵停机; 66.7 s 后, 机组处于水轮机运行模式(后文用 TB 表示)。

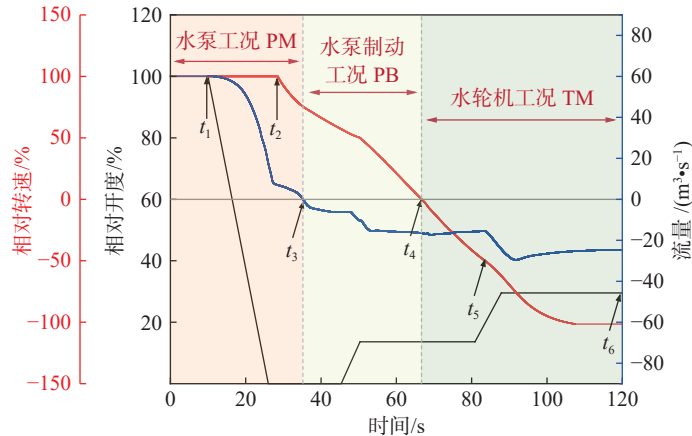


图 4 抽水快转发电过渡过程控制策略及转速和流量变化

Fig. 4 Control strategy and histories of speed and discharge during the fast pump-to-turbine transition process

抽蓄系统抽水快转发电过程中的力矩及受力特性见图 5。转轮所受力矩及受力变化主要受到机组流量及转轮转速的共同影响, 在水泵停机过程中, 力矩持续降低, 进入水泵制动运行工况后, 随着活动导叶开启进行水力制动, 叶片所受力矩有所增加并产生较大波动, 在机组转换至水轮机模式后将

导叶开启至空载开度后, 叶片力矩持续降低直至为 0。在转轮旋转方向变向前后, 出现正向轴向力。X 轴方向径向力与 Y 轴方向径向力的共同作用体现在机组水平方向的摆动方向及强度, 可见在水泵制动运行工况期间, 活动导叶动作时机组摆动较为剧烈。

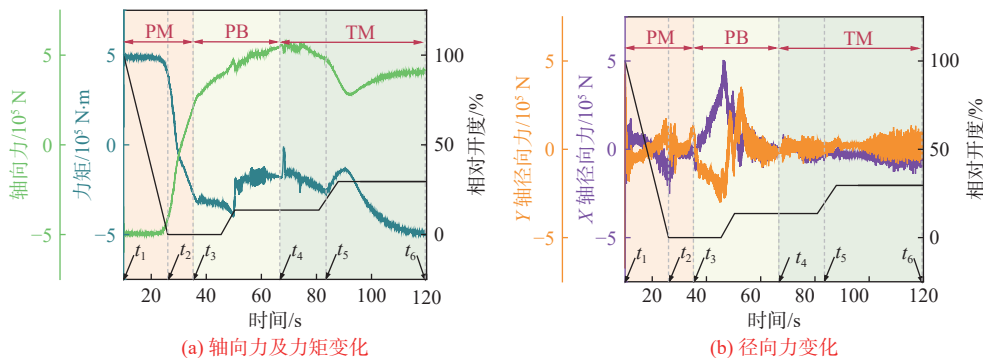


图 5 抽水快转发电过渡过程力矩及受力变化

Fig. 5 Histories of torque and force during the fast pump-to-turbine transition process

根据抽水快转发电过渡过程中外特性参数的变化特点, 划分该过程具有代表性的 6 个特征时刻, 以便于对抽蓄机组的内部流场演变历程进行研究分析, 从而探究过渡过程中的外特性参数变化的内因。6 个特征时刻为:  $t_1=10.0$  s, 机组运行于初始水泵工况;  $t_2=26.0$  s, 转轮转速开始下降;  $t_3=35.2$  s, 瞬时流量为零, 机组开始进入水泵制动工况;  $t_4=66.7$  s, 瞬时转速为零, 机组开始进入水轮机运行模式;  $t_5=83.5$  s, 转轮转速上升至 50% 水轮机工况额定转速, 此后叶片力矩开始持续降低直至进入水轮机空载工况;

$t_6=119.5$  s, 机组进入水轮机空载工况。

### 3.3 抽水快转发电过程压力脉动特性

如图 6 所示, 为探究抽蓄系统抽水快转发电过程中压力脉动特性, 在机组段设置了 8 个监测点。P-SC1 位于蜗壳域, 邻近上游管道; P-SC2 位于蜗壳域, 邻近隔舌; P-SV1 位于固定导叶域; P-VL1 位于活动导叶域的无叶区; P-RN1 位于转轮域, 邻近转轮与活动导叶的交界面; P-DT1 位于尾水管域, 邻近尾水管与转轮的交界面; P-DT2 位于尾水管域弯肘段内侧。

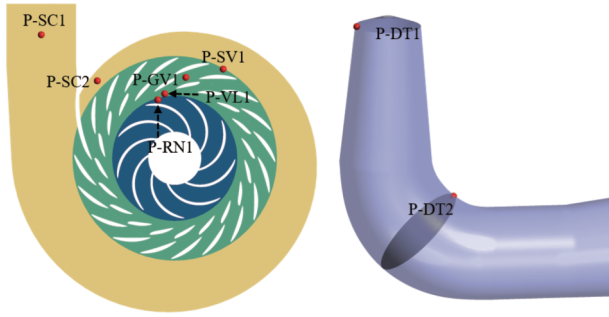


图 6 监测点位置  
Fig. 6 Monitoring points

各监测点在抽水快转发电过程中压力脉动见图 7。蜗壳域内靠近上游管道处监测点 P-SC1、蜗壳域内靠近隔舌处监测点 P-SC2、固定导叶域监测点 P-SV1 与活动导叶域监测点 P-GV1 的压力时域变化具有相似趋势,但压力变化幅度从蜗壳至活动导叶增大。以活动导叶叶片为界,在水泵水轮机于水泵模式关闭活动导叶期间,蜗壳及固定导叶域压力迅速下降,水流惯性作用导致转轮及尾水管域的压力骤升。

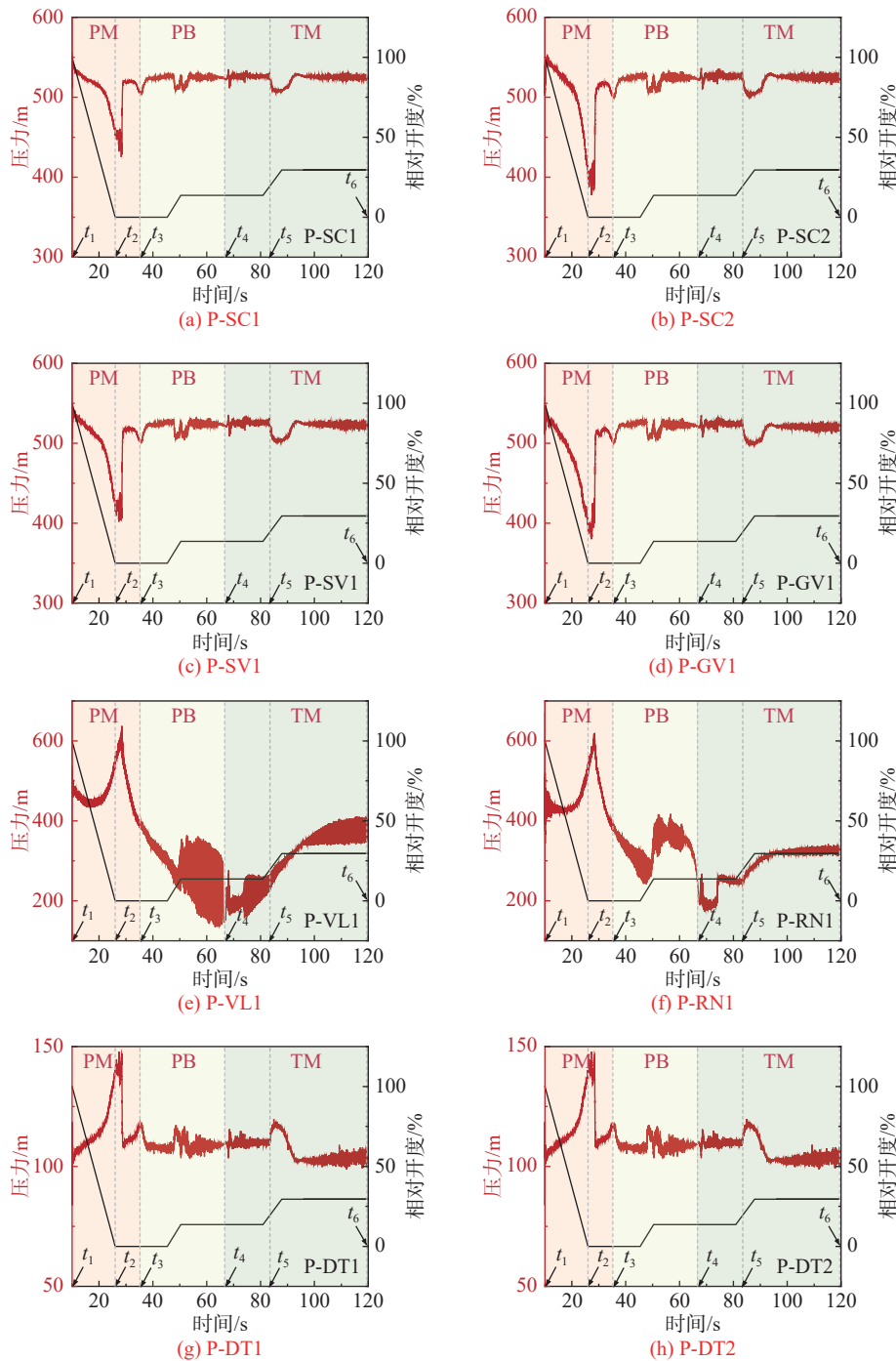


图 7 各监测点压力脉动变化

Fig. 7 Time histories of pressure fluctuations at different monitoring points

无叶区监测点和转轮域监测点的压力时域变化具有相似趋势,在水泵制动运行工况期间,在不同尺度和强度的旋涡结构及其演变的作用下,无叶区和转轮内压力波动显著加剧,且尤其以无叶区的压力波动最为剧烈。尾水管域两个监测点的压力变化近乎相同,可知尾水管域直锥段内的压力随着深

度的增加并没有明显的变化,尾水管内未产生尾水涡带等引起剧烈压力脉动的现象。

### 3.4 抽水快转发电过程内流场演变

为揭示抽蓄机组在抽水快转发电过程中内流场的演变,取压力、流速、湍动能和刚性涡量(Liutex)<sup>[33-34]</sup> 4个变量,作出6个特征时刻的分布云图见图8和图9。

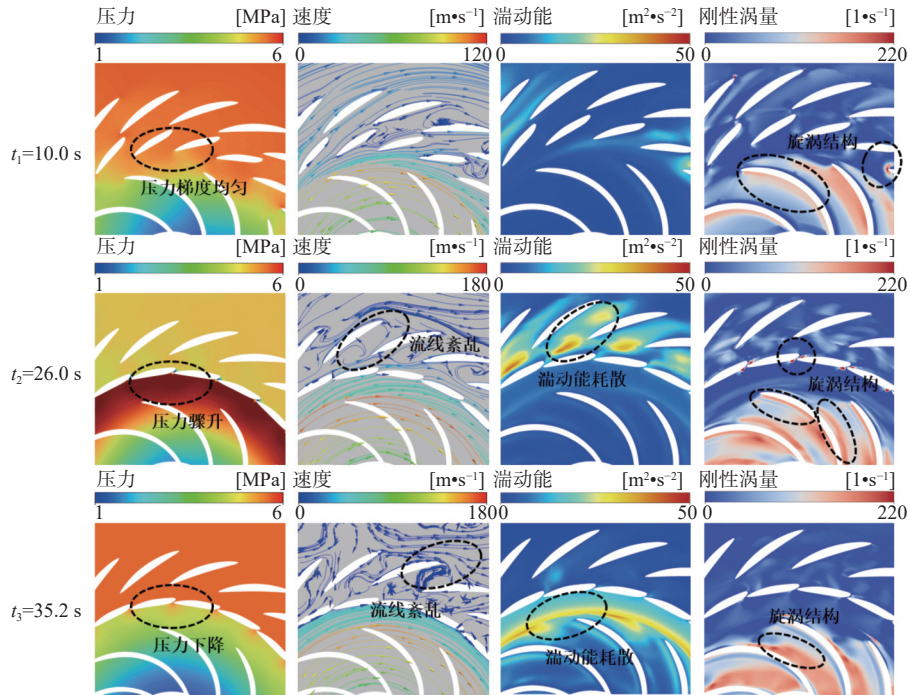


图8  $t_1$ 、 $t_2$  及  $t_3$  时刻内流场演变

Fig. 8 Evolution of the flow patterns at time  $t_1$ ,  $t_2$  and  $t_3$

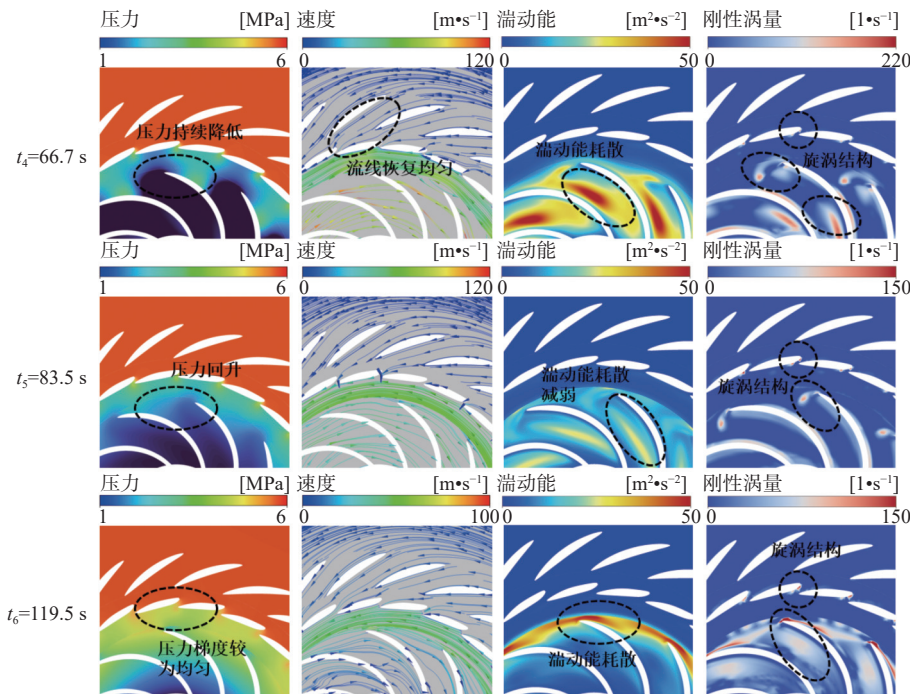


图9  $t_4$ 、 $t_5$  及  $t_6$  时刻内流场演变

Fig. 9 Evolution of the flow patterns at time  $t_4$ ,  $t_5$  and  $t_6$

蜗壳、固定导叶、活动导叶及转轮域的内流场演变见图 8 和图 9。 $t_1$  时刻, 机组运行于水泵工况并准备关闭导叶, 水流从转轮内泵出至活动导叶, 由于撞击作用在活动导叶进水边出现少量旋涡, 转轮叶片流域内压力分布由转轮至蜗壳均匀增加。 $t_2$  时刻, 活动导叶已完成关闭, 转轮转速开始下降, 由于惯性作用, 转轮仍在旋转并泵出水流, 但活动导叶的阻滞作用使得无叶区内的压力骤升并产生环流。固定导叶域至活动导叶域的流线开始紊乱并产生较大湍动能耗散, 在活动导叶闭合处出现较强旋涡结构, 转轮叶道吸力面及压力面两侧也出现旋涡。 $t_3$  时刻, 机组的流量降低至零, 由于转速及流量的降低, 无叶区的压力及环流强度有所降低, 固定导叶及蜗壳域的流线更加紊乱, 转轮进水边出现较大湍动能耗散, 并在转轮叶道压力面附近产生旋涡。 $t_3$  至  $t_4$  时刻, 随着转速持续降低, 转轮域内压力持续降低。从  $t_4$  时刻起, 转轮的转向变为水轮机方向, 机组进入水轮机运行模式, 活动导叶逐渐开启后, 流域内的压力梯度及流线逐渐恢复均匀, 无叶区的环流强度亦有所降低, 湍动能主要集中在转轮域, 旋涡结构主要出现在活动导叶出水边以及转轮域。 $t_4$  时刻, 机组瞬时转速为零, 此刻转轮叶道内产生大量湍动能耗散。 $t_5$  时刻, 机组转速上升至 50% 水轮机额定转速, 此时转轮叶道内的湍动能耗散已明显

减弱。 $t_6$  时刻, 机组进入水轮机空载运行工况, 由于该工况下的流量和流速较小, 在转轮进水边出现湍动能耗散及旋涡结构。

尾水管域的内流场演变见图 10 和图 11。 $t_1$  时刻, 机组运行于水泵工况, 尾水管域流线平顺, 随着水体邻近转轮域, 直锥段内的流速均匀增大。 $t_2$  时刻, 活动导叶完成关闭过程, 由于惯性作用, 水流仍从下游管道流向机组, 导致尾水管域压力骤升, 从下游管道流入尾水管并撞击转轮域的水流, 使得在靠近转轮处的尾水管直锥段产生贴近壁面的大尺度旋涡, 并造成该区域产生高幅值能量耗散。 $t_3$  时刻, 机组内瞬时流量降为零, 尾水管域的高压状态有所缓解, 但直锥段的旋涡结构向弯肘段发展, 弯肘段开始流态紊乱。自  $t_4$  时刻机组开始进入水轮机运行模式起, 尾水管域的压力分布缓慢降低。 $t_4$  时刻, 机组瞬时转速为零, 尾水管域的旋涡向下游发展, 但旋涡强度及湍动能耗散强度皆有所降低。 $t_5$  时刻, 机组转速上升至 50% 水轮机额定转速, 尾水管内的流态有所改善, 旋涡强度及湍动能耗散强度持续减小。 $t_6$  时刻, 机组进入水轮机空载运行工况, 由于机组尚未带负荷, 活动导叶开度较小, 尾水管靠近下游段流态不均匀, 但未出现强旋涡结构及高幅值能量耗散。

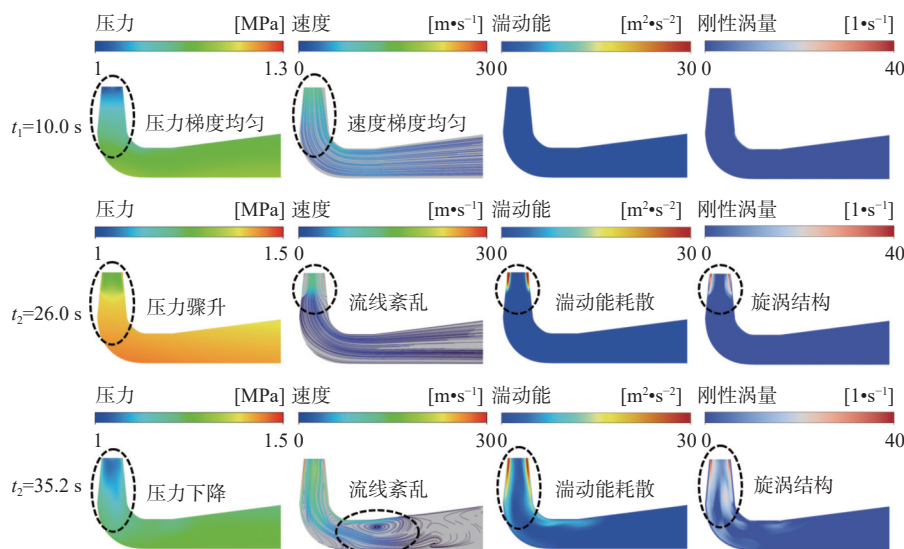


图 10  $t_1$ 、 $t_2$  及  $t_3$  时刻尾水管域内流场演变

Fig. 10 Evolution of the flow patterns in draft tube domain at  $t_1$ ,  $t_2$  and  $t_3$

#### 4 结论

本文建立抽蓄电站全过流系统三维模型, 开展抽蓄电站抽水快转发电过渡过程数值模拟, 探究抽水快转发电过程中的外特性参数变化、压力脉动特

性以及内流场演变。本研究有助于理解抽蓄机组在抽水快转发电过程中的水力瞬变机理, 为提高抽水快转发电过渡过程中的稳定性、优化控制策略提供理论指导。主要结论如下:



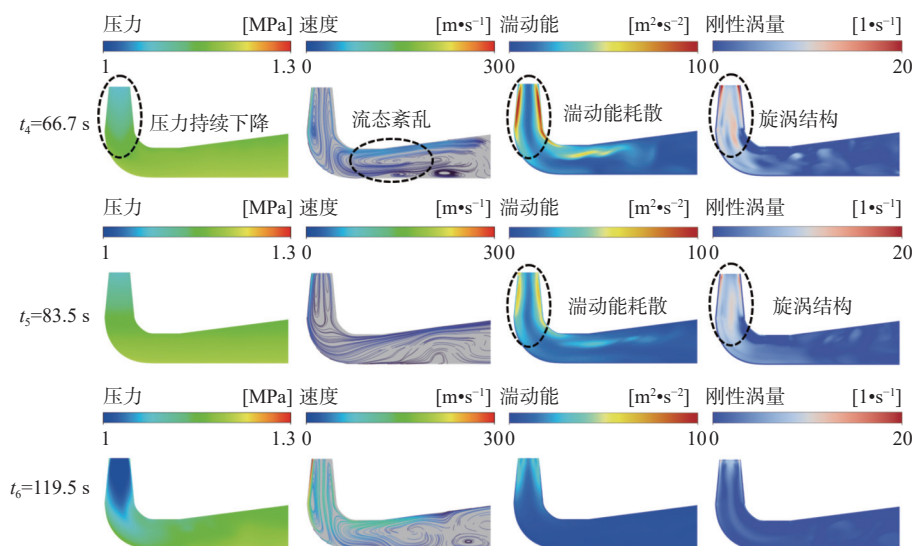

 图 11  $t_4$ 、 $t_5$  及  $t_6$  时刻尾水管域内流场演变

 Fig. 11 Evolution of the flow patterns in draft tube domain at  $t_4$ ,  $t_5$  and  $t_6$ 

抽水快转发电过程中,活动导叶的启闭会对机组内的流态产生瞬时影响,流量、力矩及轴向力的变化皆随着活动导叶动作呈现出阶梯式变化。

抽水快转发电过程中,无叶区和转轮内的压力波动最为显著,且尤其以无叶区的压力波动最为剧烈;蜗壳域、固定导叶域与活动导叶域监测点的压力变化幅度从蜗壳至活动导叶逐渐增大。

抽水快转发电过程中,活动导叶完成关闭、水泵制动运行工况及转轮转速发生转向期间,为力矩及压力波动较为剧烈、内部流态较为紊乱的危险阶段。导叶开度的快速变化以及流量和转速的变向成为机组内部危险流动的主要来源。

#### 参考文献:

- [1] ERDOGAN S, PATA U K, SOLARUN S A. Towards carbon-neutral world: The effect of renewable energy investments and technologies in G7 countries[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2023, 186: 113683. DOI: 10.1016/j.rser.2023.113683.
- [2] LI P Q, ZHAO Z Z, LI J L, et al. Unlocking potential contribution of seasonal pumped storage to ensure the flexibility of power systems with high proportion of renewable energy sources[J]. *Renewable Energy*, 2023, 218: 119280. DOI: 10.1016/j.renene.2023.119280.
- [3] MAHFOUD R J, ALKAYEM N F, ZHANG Y, et al. Optimal operation of pumped hydro storage-based energy systems: A compendium of current challenges and future perspectives[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2023, 178: 113267. DOI: 10.1016/j.rser.2023.113267.
- [4] 阚阚, 杨皓程, 郑源, 等. 基于熵产理论的水泵水轮机反 S 区水力损失机理分析 [J]. *水利学报*, 2023, 54(3): 323-332. DOI: 10.13243/j.cnki.slxb.20220700.
- [5] LI D Y, WANG H J, QIN Y L, et al. Entropy production analysis of hysteresis characteristic of a pump-turbine model[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 149: 175-191. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.07.024.
- [6] 谢文祥, 张自超, 潘璇, 等. 水泵水轮机无叶区压力脉动特性试验研究 [J]. *水电能源科学*, 2022, 40(8): 161-164. DOI: 10.20040/j.cnki.1000-7709.2022.20212248.
- [7] 王小龙, 刘德民, 刘小兵, 等. 水泵水轮机无叶区内部流场及压力脉动分析 [J]. *水力发电学报*, 2021, 40(4): 59-72. DOI: 10.11660/slfdbx.20210407.
- [8] 徐连琛, 彭源杰, 唐雯, 等. 水泵水轮机在 S 特性区的流态及压力脉动研究 [J]. *水动力学研究与进展: A 辑*, 2022, 37(2): 213-225. DOI: 10.16076/j.cnki.cjhd.2022.02.009.
- [9] SHI L J, ZHANG W P, JIAO H F, et al. Numerical simulation and experimental study on the comparison of the hydraulic characteristics of an axial-flow pump and a full tubular pump[J]. *Renewable Energy*, 2020, 153: 1455-1464. DOI: 10.1016/j.renene.2020.02.082.
- [10] 徐连琛, 刘德民, 刘小兵, 等. 高水头水泵水轮机无叶区压力脉动综述 [J]. *水电与抽水蓄能*, 2020, 6(6):

- 9-19. DOI: [10.3969/j.issn.2096-093X.2020.06.003](https://doi.org/10.3969/j.issn.2096-093X.2020.06.003).
- [11] 张蓝国, 周大庆, 陈会向. 抽蓄电站全过流系统水泵工况停机过渡过程 CFD 模拟 [J]. *排灌机械工程学报*, 2015, 33(8): 674-680. DOI: [10.3969/j.issn.1674-8530.13.1026](https://doi.org/10.3969/j.issn.1674-8530.13.1026).
- [12] ZHANG H, CHEN D Y, WU C Z, et al. Dynamic modeling and dynamical analysis of pump-turbines in S-shaped regions during runaway operation[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 138: 375-382. DOI: [10.1016/j.enconman.2017.01.053](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.053).
- [13] MAO X L, CHEN X K, LU J H, et al. Improving internal fluid stability of pump turbine in load rejection process by co-adjusting inlet valve and guide vane[J]. *Journal of Energy Storage*, 2022, 50: 104623. DOI: [10.1016/j.est.2022.104623](https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104623).
- [14] 张文科, 张健, 俞晓东, 等. 可变速抽蓄机组运行转速对甩负荷过渡过程的影响 [J]. *排灌机械工程学报*, 2022, 40(6): 570-575. DOI: [10.3969/j.issn.1674-8530.21.0344](https://doi.org/10.3969/j.issn.1674-8530.21.0344).
- [15] JIN F Y, WANG H M, LUO Y Y, et al. Visualization research of energy dissipation in a pump turbine unit during turbine mode's starting up[J]. *Renewable Energy*, 2023, 217: 119172. DOI: [10.1016/j.renene.2023.119172](https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.119172).
- [16] JIN F Y, LUO Y Y, BI H L, et al. Transient simulation of reversible pump turbine during pump mode's starting up[J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 68: 107678. DOI: [10.1016/j.est.2023.107678](https://doi.org/10.1016/j.est.2023.107678).
- [17] ZHANG H, SU D, GUO P C, et al. Stochastic dynamic modeling and simulation of a pump-turbine in load-rejection process[J]. *Journal of Energy Storage*, 2021, 35: 102196. DOI: [10.1016/j.est.2020.102196](https://doi.org/10.1016/j.est.2020.102196).
- [18] YANG Z Y, LIU Z R, CHENG Y G, et al. Differences of flow patterns and pressure pulsations in four prototype pump-turbines during runaway transient processes[J]. *Energies*, 2020, 13(20): 5269. DOI: [10.3390/en13205269](https://doi.org/10.3390/en13205269).
- [19] 张飞, 宫奎, 潘虹, 等. 基于等熵原则的抽蓄电站过渡过程压力数据分析 [J]. *水利学报*, 2018, 49(10): 1296-1302. DOI: [10.13243/j.cnki.slxb.20180500](https://doi.org/10.13243/j.cnki.slxb.20180500).
- [20] WANG W J, GUO H L, ZHANG C Y, et al. Transient characteristics of PAT in micro pumped hydro energy storage during abnormal shutdown process [J]. *Renewable Energy*, 2023, 209: 401-412. DOI: [10.1016/j.renene.2023.04.026](https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.04.026).
- [21] 陈会向, 刘汉中, 王胤淞, 等. 抽水蓄能机组低水头启动过渡过程压力脉动分析 [J]. *农业工程学报*, 2023, 39(6): 63-72. DOI: [10.11975/j.issn.1002-6819.202210228](https://doi.org/10.11975/j.issn.1002-6819.202210228).
- [22] 陈志明, 靳发业, 林恺, 等. 抽水蓄能机组水轮机工况启动过程转轮动应力特性 [J]. *大电机技术*, 2024(1): 8-14. DOI: [10.3969/j.issn.1000-3983.2024.01.003](https://doi.org/10.3969/j.issn.1000-3983.2024.01.003).
- [23] STERN F, WILSON R V, COLEMAN H W, et al. Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations-part 1: Methodology and procedures[J]. *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the ASME*, 2001, 123(4): 793-802. DOI: [10.1115/1.1412235](https://doi.org/10.1115/1.1412235).
- [24] ROY C J. Grid convergence error analysis for mixed-order numerical schemes[J]. *AIAA Journal*, 2003, 41(4): 595-604. DOI: [10.2514/2.2013](https://doi.org/10.2514/2.2013).
- [25] TRIVEDI C, CERVANTES M J, GANDHI B K. Investigation of a high head Francis turbine at runaway operating conditions[J]. *Energies*, 2016, 9(3): 149. DOI: [10.3390/en9030149](https://doi.org/10.3390/en9030149).
- [26] 李东阔, 桂中华, 闫晓彤, 等. 基于熵产理论的水泵水轮机泵模式水力损失分布 [J]. *南水北调与水利科技(中英文)*, 2023, 21(2): 390-398. DOI: [10.13476/j.cnki.nsbdkq.2023.0042](https://doi.org/10.13476/j.cnki.nsbdkq.2023.0042).
- [27] CELIK I B, GHIA U, ROACHE P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications[J]. *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the ASME*, 2008, 130(7): 078001. DOI: [10.1115/1.2960953](https://doi.org/10.1115/1.2960953).
- [28] 王福军, 黎耀军, 王文娥, 等. 水泵 CFD 应用中的若干问题与思考 [J]. *排灌机械*, 2005, 23(5): 5-14. DOI: [10.3969/j.issn.1674-8530.2005.05.001](https://doi.org/10.3969/j.issn.1674-8530.2005.05.001).
- [29] CAO R, GUO W C, QU F L. Hydraulic disturbance characteristics and power control of pumped storage power plant with fixed and variable speed units under generating mode[J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 72: 108298. DOI: [10.1016/j.est.2023.108298](https://doi.org/10.1016/j.est.2023.108298).
- [30] 施伟, 李加旭, 李松柏, 等. 贯流泵导叶应力应变及振动特性数值模拟 [J]. *南水北调与水利科技(中英文)*, 2022, 20(4): 765-772. DOI: [10.13476/j.cnki.nsbdkq.2022.0078](https://doi.org/10.13476/j.cnki.nsbdkq.2022.0078).
- [31] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbu-

- lence models for engineering applications[J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605. DOI: [10.2514/3.12149](https://doi.org/10.2514/3.12149).
- [32] 刘飞, 车琰瑛, 田旭, 等. 考虑电力市场参与风险的抽水蓄能电站优化运营策略 [J]. *水利水电技术(中英文)*, 2022, 53(7): 94-104. DOI: [10.13928/j.cnki.wrahe.2022.07.009](https://doi.org/10.13928/j.cnki.wrahe.2022.07.009).
- [33] YAN X T, KAN K, ZHENG Y, et al. The vortex dynamics characteristics in a pump-turbine: A rigid vorticity analysis while varying guide vane openings in turbine mode[J]. *Energy*, 2024, 289: 130086. DOI: [10.1016/j.energy.2023.130086](https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.130086).
- [34] WANG C Y, ZENG Y S, YAO Z F, et al. Rigid vorticity transport equation and its application to vortical structure evolution analysis in hydro-energy machinery[J]. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2021, 15(1): 1016-1033. DOI: [10.1080/19942060.2021.1938685](https://doi.org/10.1080/19942060.2021.1938685).

## Hydraulic instability of pump-turbines during fast pump-to-turbine transition process

TANG Guohe<sup>1</sup>, YAN Xiaotong<sup>2</sup>, HE Teng<sup>1</sup>, ZHANG Zhibing<sup>1</sup>, ZHENG Yuan<sup>2,3</sup>, KAN Kan<sup>2,3</sup>

( 1. Huadian Fuxin Zhouning Pumped Storage Co., Ltd., Ningde 355400, China; 2. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China; 3. College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China )

**Abstract:** The fast pump-to-turbine transition process of a pumped storage unit is one of the most complex and dangerous operating conditions, which involves complex hydraulic, mechanical, and electrical processes. It can be highly responsive to the electrical power system regulation demands, thus being a critical process for pumped storage power station. The correct prediction of this hydraulic transient process is crucial for not incurring in issues during operation.

A three-dimensional numerical model of the transition process of a pumped storage hydraulic system was proposed and analysed. Numerical simulations were carried out to investigate the hydraulic instability during this transition process, and the study was carried out from three perspectives: the variations of external parameters, the pressure fluctuations within the pump-turbine unit, and the evolution of flow patterns in the pump-turbine.

Results indicated that: (1) During the fast pump-to-turbine transition process, the opening and closing of the guide vanes have an instantaneous impact on the hydrodynamic performance within the pump-turbine unit. The variations in discharge, torque, and axial force exhibit stepwise changes during the movement of the guide vanes. Periods of significant oscillation and drastic fluctuations in torque are prone to occur during the pump braking operating condition and the reversal of the runner speed. (2) The pressure fluctuations within the vaneless region and runner exhibit significant variations during the transition process. Notably, the pressure fluctuations in the vaneless region are particularly pronounced. The temporal variations in pressure at monitoring points in the spiral casing, stay vanes, and guide vanes regions exhibit similar trends with the magnitude of pressure variations increasing from the spiral casing to the guide vanes. The draft tube region does not generate tailrace eddy, thus avoiding intense pressure fluctuations. (3) During the transition process, the inertia of the water flow and the blocking effect of the guide vanes, contributes to the occurrence of high-speed circulation in the vaneless region, which is the reason for the intense pressure fluctuations observed in the vaneless region. The internal flow radically alters and gets more complex when the guide vanes are closed, the flow rate goes to zero, or the runner speed drops to zero. The rapid changes in the guide vane opening, flow direction, and rotational direction become the main causes of the pump-turbine's hydraulic instability.

In conclusion, a numerical three-dimensional model was reported for the entire flow system of a pumped storage station. Simulations were carried out to investigate the transitional process of the fast pump-to-turbine. The research delved into the variations of external parameters, the pressure fluctuations within the pump-turbine unit, and the evolution of flow patterns during the fast pump-to-turbine transition process. The variations in discharge, torque, and axial force exhibited stepwise changes during the movement of the guide vanes during the fast pump-to-

turbine transition process. The pressure fluctuations within the vaneless region and runner exhibited significant variations during the pump braking operating condition. The rapid changes in the guide vane opening, flow direction, and rotational direction became the main causes of the pump-turbine's hydraulic instability. To the authors' opinion, this research considerably contributes to the understanding of the hydraulic transient mechanisms during the fast pump-to-turbine transition process, and provides theoretical guidance for enhancing stability and optimizing control strategies during the transitional process.

**Key words:** entire flow system of a pumped storage station; pump-turbine; fast pump-to-turbine; transition process; hydraulic instability



摄影|曲帅超