doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2023.09.023

全贯流泵在停机过渡过程中的水力特性研究

焦海峰[1]　陈正国[2]　王　文[2]　陈松山[3]

(1.扬州大学水利科学与工程学院,扬州 225100;2.荆州市水利水电勘测设计院,荆州 434000;
3.扬州大学电气与能源动力工程学院,扬州 225100)

摘要:通过 ANSYS Fluent 软件对全贯流泵装置的停机过渡过程进行研究,主要探讨了停机过程中外特性和内流场,研究发现:全贯流泵的制动工况占整个停机过程的比值最小,飞逸转速约为设计转速的 84%,飞逸流量为设计流量的 1.17 倍。间隙回流在停机过程中的流向始终从叶轮出口流向叶轮进口,且其流量整体呈现逐渐减小的趋势。在停机过程中,轴向力整体呈现下降的趋势;转子径向力整体呈现先减小后增大的趋势;叶轮进、出口的压力脉动先减小后增大,在制动工况达到最大值后,在水轮机工况迅速减小,直至进入飞逸工况趋于稳定。叶轮进口的压力脉动幅值是泵装置内最大的,约为叶轮出口的 2 倍。由于受到间隙回流的影响,在叶轮进口靠近轮缘区域存在一个小型旋涡,该旋涡的范围在水泵工况先减小,在制动工况突然增大,最后在水轮机工况和飞逸工况再次减小。叶轮进口旋涡的位置受到主流流向的影响逐渐向进口导叶方向转移。全贯流泵装置内部的熵产主要集中在以叶轮为首的下游域。随着停机过程的发展,泵装置内的高熵产区域逐渐向进口导叶的方向转移,高熵产区域的范围先减小后增大。全贯流泵泵段内高熵产率区域的位置和范围与旋涡出现的位置和尺寸相对应,这表明旋涡与脱流等不良流态是导致全贯流泵段内部熵产率较高的主要原因。

关键词:全贯流泵;停机过渡过程;压力脉动;涡;熵产;模型试验

中图分类号:TH312　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2023)09-0236-10　　**OSID**:

Hydraulic Characteristics of Motor-pump during Shutdown Transition Process

JIAO Haifeng[1]　CHEN Zhengguo[2]　WANG Wen[2]　CHEN Songshan[3]

(1. *College of Hydraulic Science and Engineering*, *Yangzhou University*, *Yangzhou* 225100, *China*
2. *Jingzhou Water Conservancy and Hydropower Survey and Design Institute*, *Jingzhou* 434000, *China*
3. *College of Electrical*, *Energy and Power Engineering*, *Yangzhou University*, *Yangzhou* 225100, *China*)

Abstract: The shutdown transition process of the motor-pump device was studied by ANSYS Fluent software, which mainly explored the external characteristics and internal flow field in the shutdown process. It was found that the braking condition of the motor-pump accounted for the smallest ratio of the whole shutdown process, the runaway speed was about 84% of the design speed, and the runaway flow rate was 1.17 times of the design flow rate. The flow direction of gap backflow in the shutdown process was always from the impeller outlet to the impeller inlet, and its total flow rate showed a gradually decreasing trend. During the shutdown process, the axial force as a whole showed a decreasing trend; the radial force of the rotor as a whole showed a decreasing trend and then an increasing trend; the pressure pulsation at the impeller inlet and outlet was firstly decreased and then increased, and after reaching the maximum value in the braking condition, it was rapidly decreased in the turbine condition until it entered the runaway condition and stabilized. The impeller inlet pressure pulsation amplitude was the largest in the pumping unit, about twice that of the impeller outlet. Due to the influence of the gap backflow, there was a small vortex in the impeller inlet near the rim area, the range of which was firstly decreased in the

收稿日期:2023-05-25　修回日期:2023-07-04

基金项目:国家自然科学基金项目(51076136)、江苏省自然科学基金项目(BK2008217)、江苏省水利科学与技术项目(2009053)、国家科学和技术规划项目(2006BAB04A03)和江苏省高校优势学科建设项目(PAPD)

作者简介:焦海峰(1994—),男,博士生,主要从事泵站过渡过程研究,E-mail:jhf18252733273@163.com

通信作者:陈松山(1968—),男,教授,博士,主要从事流体机械与泵站过渡过程研究,E-mail:yzcss08@163.com

pumping condition, then suddenly increased in the braking condition, and finally decreased again in the turbine and runaway conditions. The position of the impeller inlet vortex was gradually moved towards the impeller inlet during the shutdown process. The entropy production within the motor-pump unit was mainly concentrated in the downstream region, headed by the impeller. As the shutdown process progressed, the high entropy production area inside the pump unit was gradually moved towards the inlet guide vane, and the range of the high entropy production area was firstly decreased and then increased. The location and range of the high entropy production region in the pumping section of the motor-pump corresponded to the location and size of the vortex, which indicated that the vortex and the poor flow conditions such as deliquescence were the main reasons for the high entropy production within the pumping section of the motor-pump.

Key words: motor-pump; shutdown transition process; pressure pulsation; vortex; entropy production; model test

0　引言

全贯流泵[1-2]作为一种利用湿定子型潜水电机技术的新型水泵,将电机与叶轮外缘整合为一体,不需要通过传动轴驱动,具有结构紧凑、构造简单等优点,因此比较适合中、小型泵站。在全贯流泵运行过程中,由于停电等突发事故,在停机时泵装置内部截流装置未能成功运行,因此在水压的作用下水流发生倒流,全贯流泵的转动部件在倒流的冲击下反向旋转,逐渐进入飞逸工况[3-4]。在事故停机过程中,由于泵内的水流较为紊乱,各过流部件以及电机容易损坏,因此有必要对全贯流泵在事故停机过程中的瞬态特性进行研究。

国内外学者对全贯流泵的相关研究大多集中在正常运行工况。文献[5]基于熵产理论对全贯流泵的能量特性进行了研究,发现回流间隙会导致泵装置产生额外的水头损失,电机运行需要更多的轴功率,继而引起装置性能的下降。文献[6-7]发现定转子间隙尺寸对全贯流泵的性能影响较大,间隙尺寸的增大不仅会造成装置性能的下降,还会对装置的内部流场也会产生负面影响。文献[8]研究发现间隙的角度会对全贯流泵的性能产生较大的影响,当间隙角度与主流方向一致时,叶轮内的整体流态较好。

目前,与停机过渡过程[9-11]有关的研究主要集中在轴流泵、离心泵以及轴流式水轮机等流体机械上。文献[12]研究了复合离心泵的停机特性,发现泵装置在正常运行时的流量越大,叶轮转速的下降速度越快,停机速度也越快。文献[13]对抽水蓄能电站的水泵工况下的停机过程进行模拟,研究发现机组转速会影响叶轮与导叶之间的压力,活动导叶的关闭规律会影响蜗壳和尾水管进口的压力。文献[14]对灯泡贯流泵机组的停机过程进行了模拟,结果显示:停机速度越快,流量降到零时的转速越低,装置内的压力增幅越大。为缩短机组低速运作时间,可采用分段减速的方式来停机。

为了研究全贯流泵的停机特性,本文对泵装置的停机过程进行瞬态数值模拟,先分析停机过程中流量、转速、转矩、轴向力和径向力等外特性参数的变化规律和特征,然后从内流场、涡以及熵产等方面进行深入分析,探讨停机过程中间隙回流涡的演变规律以及涡与熵产之间的内在联系。由于全贯流泵模型的尺寸较小,电机转子的加工与安装难以实现,因此本文仍将采用传动轴来驱动叶轮。

1　数值模拟

1.1　控制方程

全贯流泵在停机过程中的连续性方程和动量方程分别为

$$\mathrm{div}\boldsymbol{u}=0 \tag{1}$$

$$\rho\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{u}}{\mathrm{d}t}=\rho\boldsymbol{F}-\nabla p+\mu\nabla^2\boldsymbol{u} \tag{2}$$

式中　$\boldsymbol{u}$——速度矢量

ρ——流体密度,kg/m^3

p——压力,Pa

$\boldsymbol{F}$——单位流体上的体积力,N/m^3

μ——流体动力粘度,Pa·s

∇——梯度算子

∇^2——拉普拉斯算子

数值模拟计算采用 SST $k-\omega$ 湍流模型[15-16],该湍流模型由 MENTER[17] 设计。在修正了涡粘系数的基础上,结合了逆压边界层中湍流剪切力的传输效应。因此 SST $k-\omega$ 湍流模型适合用于各种压力梯度下的边界层问题的计算。SST $k-\omega$ 湍流模型中涉及的涡粘系数 v_t、输运方程 k 方程以及 ω 方程的公式分别为

$$v_t=\frac{a_1k}{\max(a_1\omega,\Omega F_2)} \tag{3}$$

$$\frac{\mathrm{D}\rho k}{\mathrm{D}t}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\sigma_k\mu_t)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\beta'\rho\omega k \tag{4}$$

其中

$$\tau_{ij}=-\rho\overline{u_i'u_j'} \tag{5}$$

$$\frac{\mathrm{D}\rho\omega}{\mathrm{D}t}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\sigma_\omega\mu_t)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]+\frac{\gamma}{v_t}\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\beta\rho\omega^2+2(1-F_1)\rho\sigma_{\omega2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j} \tag{6}$$

式中 u_i、u_j——速度分量

Ω——涡量，s^{-1}

τ_{ij}——黏性剪切力，Pa

F_1、F_2——混合函数

a_1——系数 x_j——坐标

β、β'、γ、σ_k、σ_ω、$\sigma_{\omega2}$——封闭常数

k——湍流动能

ω——单位湍动能耗散率

t——时间，s

水泵机组在停机过程中，电动机的拖动力矩、泵机组阻力力矩和惯性力矩共同组成泵机组转动惯性平衡方程[18]

$$M_J=M_D-M_W-M_Z-M_R-M_F-M_O \tag{7}$$

式中 M_J——惯性力矩，N·m

M_D——电动机的拖动力矩，N·m

M_W——水泵的水力矩，N·m

M_Z——推力轴承摩擦力矩，N·m

M_R——径向轴承摩擦力矩，N·m

M_F——电动机风扇损失力矩，N·m

M_O——推力头和滑转子受到的油粘滞阻力力矩，N·m

水泵机组转动部件惯性力矩公式为

$$M_J=J_G\frac{\mathrm{d}\omega^*}{\mathrm{d}t}=\frac{\pi J}{30}\frac{\mathrm{d}n}{\mathrm{d}t} \tag{8}$$

式中 J——转动惯量，$kg\cdot m^2$

J_G——水泵机组转动部件的转动惯量，经计算约为 0.2 $kg\cdot m^2$

ω^*——叶轮瞬时角速度，rad/s

n——叶轮瞬时转速，r/min

当电机突然断电后，电机的力矩变为零，此时在水流阻力矩的作用下，水泵转轮与电机转子的转速逐渐下降并开始反转。停机过程中忽略风扇阻力、粘油阻力和摩擦阻力，则惯性力矩公式变为

$$M_J=J_G\frac{\mathrm{d}\omega^*}{\mathrm{d}t}=-M_W \tag{9}$$

每一个时间步长的角速度可以迭代计算，公式为

$$\omega_{i+1}^*=\omega_i^*+\frac{-M_W}{J_G}\Delta t \tag{10}$$

式中 Δt——时间步长，s

1.2 计算模型与网格

全贯流泵装置的计算模型由叶轮、定转子间隙、进口导叶、导叶、导叶出口扩散段以及进、出水流道 7 部分构成。其中叶轮和导叶采用 SZM35 水力模型，叶轮叶片数为 4。叶轮轮毂直径 D_1 均为 120 mm，叶轮轮缘直径 D_2 为 300 mm，定转子间隙 d_c 为 1 mm。导叶片数为 6，采用扩散导叶型式。进口导叶片数为 5，采用直导叶型式。正常运行时水泵的设计转速 n 为 1 421 r/min，设计流量 Q_d 为 297.3 L/s。图 1 为全贯流泵叶轮的三维模型。

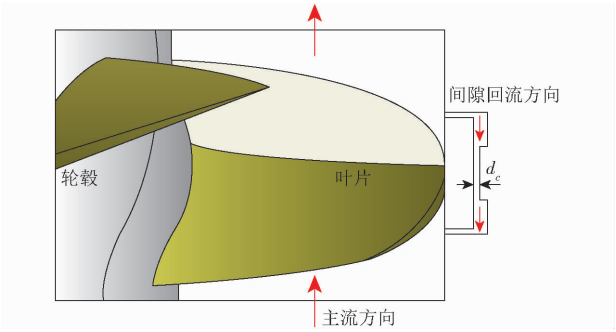

图 1 全贯流泵叶轮三维模型

Fig. 1 3D model of impeller of motor-pump

由于网格类型和数量会影响数值模拟的精度和计算量，因此泵装置的各部分均划分为结构化网格，且对全贯流泵装置模型进行网格无关性分析，如图 2 所示。可以看出，在设计工况下，当泵装置总网格数量超过 6.91×10^6 时，网格数量的增加对扬程的影响很小，最终选取总网格数量为 6.91×10^6。全贯流泵装置三维模型及各部分网格如图 3 所示。

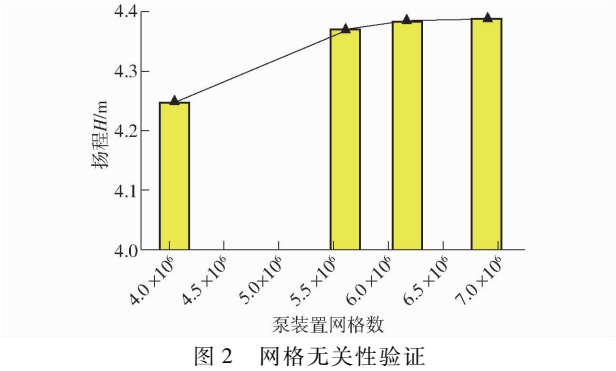

图 2 网格无关性验证

Fig. 2 Grid-independence verification

1.3 停机过程算法实现

在泵站停机过渡过程中，水泵叶轮的转速和转矩是研究停机过渡过程关键的参数。为了实时读取和更新叶轮的转速，通过添加用户自定义程序 UDF 对软件进行二次开发。其中 UDF 采用 C 语言进行编写，通过编译的方式加载到 Fluent 中，根据力矩平衡方程对整个停机过程的转速、转矩等参数进行控

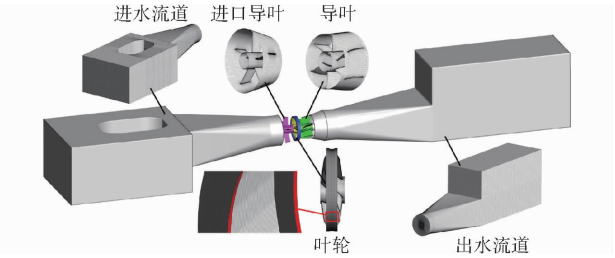

图 3　全贯流泵装置计算模型与各部分网格

Fig. 3　Computational model of motor-pump unit with grids for each part

制和计算。在停机过程计算之前需要将稳态计算结果作为初始流场，根据前一时间步长的数据计算得到下一时间步长的叶轮数据。在每一时间步长结束后导出流量、转矩、转速、轴向力、径向力、压力以及间隙回流流量等外特性参数，其计算流程如图 4 所示。

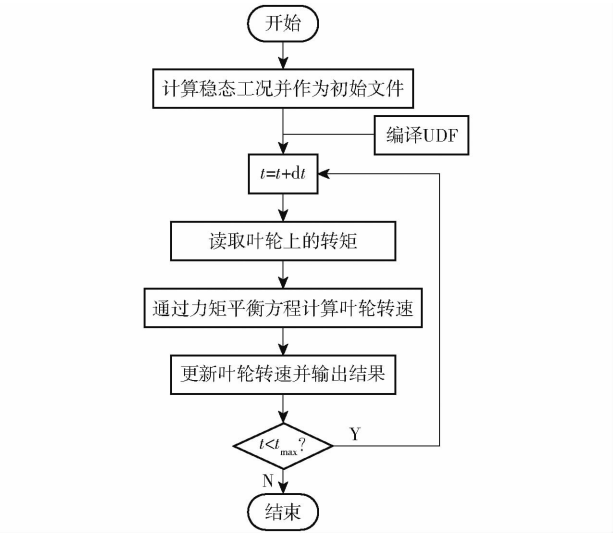

图 4　停机过渡过程计算流程图

Fig. 4　Flow chart of implementation of shutdown process

1.4　边界条件和计算设置

全贯流泵的停机过程采用 Fluent 软件进行模拟，采用 SIMPLE 算法。装置进口设置为静压，出口设置为总压。叶轮域设置为旋转域，其他部位设置为静止域。固体壁面包括叶片表面、轮毂表面、轮缘表面、定转子间隙壁面以及进出水流道的壁面等。边界采用满足粘性流体的无滑移条件。对全贯流泵的停机模拟，设置上下游水头差 Δh 为 1.2 m。由于计算资源与计算准确度的限制，在模型泵转速为 1 421 r/min 的情况下，时间步长设置为 0.02 s，每个时间步长最大迭代步数为 20 步，计算总时长为 16 s。

2　模型试验

2.1　试验台介绍

全贯流泵装置的模型试验在扬州大学高精度水力机械试验台上进行，试验系统三维图如图 5 所示。试验分为外特性试验和压力脉动试验两部分，试验转速 n 为 1 421 r/min。全贯流泵装置实体模型与数值计算模型的尺寸一致，各部件均经过精加工。压力脉动传感器 M1、M2 和 M3 分别布置在进口导叶进口、叶轮进口和叶轮出口，采样频率为 1 kHz，采样时间为 20 s。全贯流泵的叶轮和导叶采用 SZM35 水力模型，其中叶轮叶片数为 4 片，采用黄铜材料加工而成，导叶叶片数为 6 片，采用扩散叶片型式。进口导叶叶片数为 5 片，采用直叶片型式。进口导叶和导叶均采用厚度为 5 mm 的不锈钢材料加工成型。转子采用塑钢材料加工并安装在叶轮的外缘。全贯流泵装置实物及压力脉动测点布置如图 6 所示。

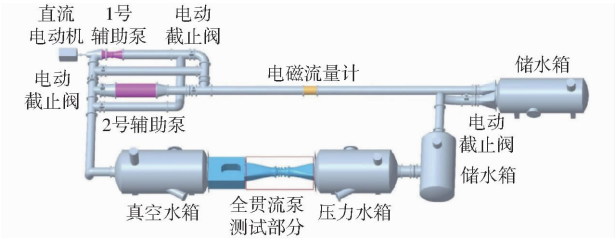

图 5　水力机械试验台系统三维示意图

Fig. 5　3D schematic of test system

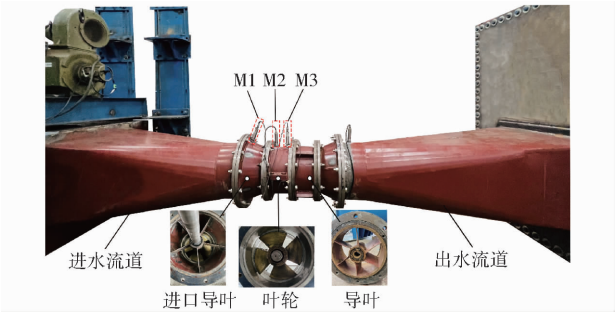

图 6　全贯流泵测试部分

Fig. 6　Test section of motor-pump

2.2　数值模拟准确性验证

引入无量纲参数扬程系数 H_c 和流量系数 Q_c 将全贯流泵装置试验与模拟的扬程曲线进行对比，计算公式为

$$H_c = \frac{H}{H_d} \tag{11}$$

$$Q_c = \frac{Q}{Q_d} \tag{12}$$

式中　H_d——设计扬程，m

Q——流量，kg/s

从图 7 可知，全贯流泵装置数值计算和试验的扬程曲线在设计工况和大流量工况下吻合较好，在小流量下偏差较大但不超过 3%，这说明全贯流泵计算模型的精度达到要求。

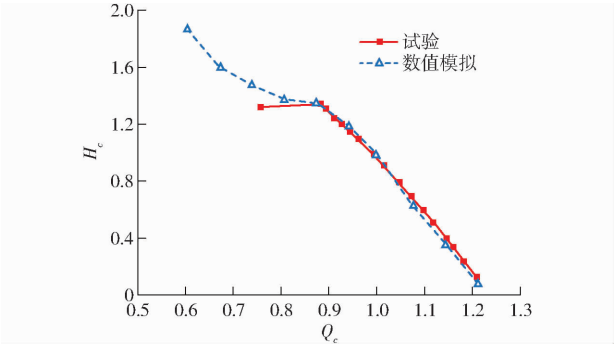

图 7 外特性试验与数值模拟结果

Fig. 7 Results of external characteristics tests and numerical simulations

引入无量纲参数压力脉动系数 C_p

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{0.5\rho u^2} \tag{13}$$

式中 $\bar{p}$——平均压力,Pa

u——叶轮出口圆周速度,m/s

将叶轮进口 M2 的压力脉动试验结果与计算结果进行对比,如图 8 所示。可以发现,叶轮进口测点的压力脉动主频率为 94.73 Hz,该频率为 1 倍的叶轮通过频率。压力脉动计算结果与试验结果在主频幅值上存在较小的偏差,因此认为双向全贯流泵装置的瞬态数值模拟结果是可信的。

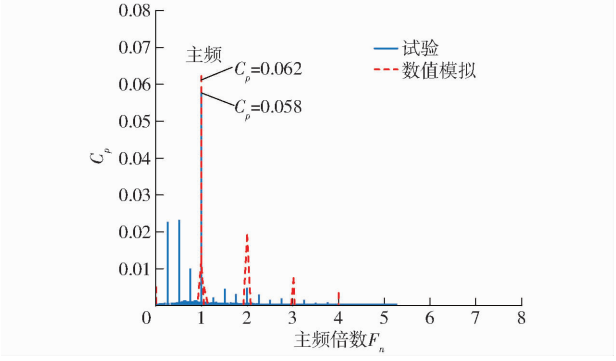

图 8 叶轮进口压力脉动数值计算与试验结果

Fig. 8 Numerical calculation and test results of impeller inlet pressure pulsation

3 数值模拟结果分析

3.1 外特性

全贯流泵在停机过程中各外特性参数随时间的变化如图 9 所示。从图中可以发现,全贯流泵在停机过程中,泵的转速和流量逐渐由正变为负,转矩逐渐降为零。全贯流泵停机历时约为 7.478 s,在此期间泵装置先后历经水泵工况、制动工况、水轮机工况以及飞逸工况。全贯流泵停机过程中在水泵工况、制动工况、水轮机工况历时分别为 2.178、0.387、4.913 s,其中制动工况历时占整个停机过程的比值最小。工况变换的 3 个时间节点 t_1、t_2 和 t_3 分别为 2.178、2.565、7.478 s。在整个停机过程中,全贯流泵停机过程转速的下降率为 180%。

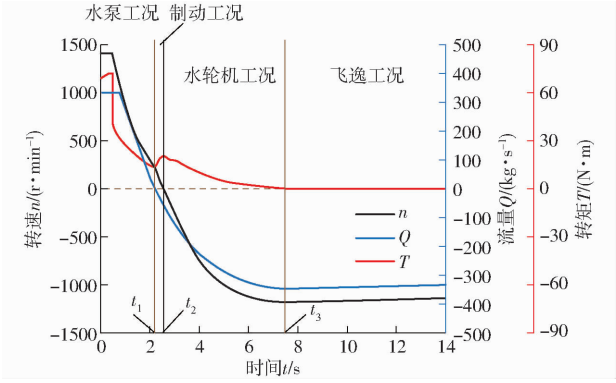

图 9 全贯流泵在停机过程中各外特性参数的变化

Fig. 9 Variation of each external characteristic parameter during shutdown of motor-pump

在 t = 0.5 s 时,水泵电机突然断电,电动机的拖动力矩 M_D 为零,在水阻力矩和轴承摩擦力矩等的作用下,水泵的转速迅速下降,流量和叶轮力矩也迅速下降,该过程一直持续到 t_1 时刻流量降为 0 kg/s 时结束。在上下游压差的作用下,水泵的转速继续下降,水流开始倒流,反向流量逐渐增大,叶轮扭矩逐渐增大,直到转速下降为 0 r/min 时(t_2 时刻)达到峰值。当反向流量进一步增大时,叶轮开始反向旋转,泵装置进入制动工况。随着转矩进一步减小,叶轮反向转速的增大率逐渐减小,直至转矩降低为零,叶轮的反向转速和流量达到最大值并趋于稳定,泵装置进入飞逸工况。全贯流泵的飞逸转速约为设计转速的 84%,飞逸流量为设计流量的 1.17 倍。

图 10 为全贯流泵在停机过程中转子径向力 F_r 与轴向力 F_a 随时间的变化。从图中可以发现,在水泵工况轴向力 F_a 急剧降低,在制动工况轴向力有小幅度增大,随后在水轮机工况轴向力逐渐降低,直至进入飞逸工况轴向力趋于稳定。转子径向力在水泵工况逐渐减小,在制动工况基本没有变化,然而当装置进入水轮机工况后转子径向力突然增大,直至进

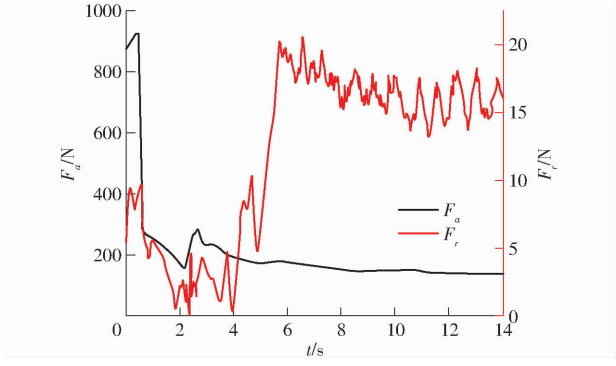

图 10 停机过程中轴向力与径向力的变化

Fig. 10 Variation of axial force and radial force during shutdown process

入水轮机工况趋于稳定。全贯流泵的转子径向力在 5.69 s 时达到最大值。

由于全贯流泵的定转子中间存在间隙，因此在压差的作用下该间隙内会存在间隙回流。停机过程中全贯流泵内的间隙回流流量 Q_c，如图 11 所示。可以发现，在全贯流泵停机过程中，间隙回流流量在水泵工况下迅速减小，在制动工况有小幅度的增大，最后在水轮机工况又迅速降低并稳定在最小值（约 0.1 kg/s）。

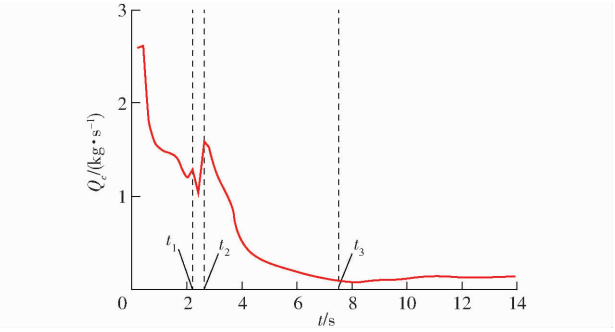

图 11　停机过程中间隙回流流量 Q_c 的变化

Fig. 11　Variation of gap backflow Q_c during shutdown process

为了分析停机过程中装置内部压力脉动的变化，沿轴向对装置内部 14 个压力脉动监测点的压力脉动系数最大的绝对值进行分析，如图 12 所示。其中叶轮进口测点 P6 以及出口测点 P7 随时间的变化如图 13 所示。从图 12 可以看出，越靠近叶轮，全贯流泵装置内部的压力脉动越强。全贯流泵叶轮进口的压力脉动幅值最大，约为叶轮出口的 2 倍。从图 13 可以看出，在停机过程中，全贯流泵叶轮进出口的压力脉动均先减小后增大，在制动工况达到最大值后，在水轮机工况迅速减小，直至进入飞逸工况趋于稳定。

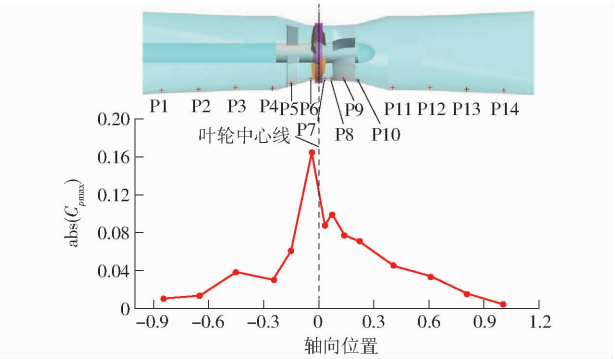

图 12　泵装置内压力脉动最大值随轴向位置的分布

Fig. 12　Distribution of maximum pressure pulsation in pump unit with axial position

3.2　内流场

全贯流泵停机过程中，由于叶轮出口压力始终大于叶轮进口，因此间隙回流始终存在，且其流量随着时间的增大越来越小。为了方便分析间隙回流对

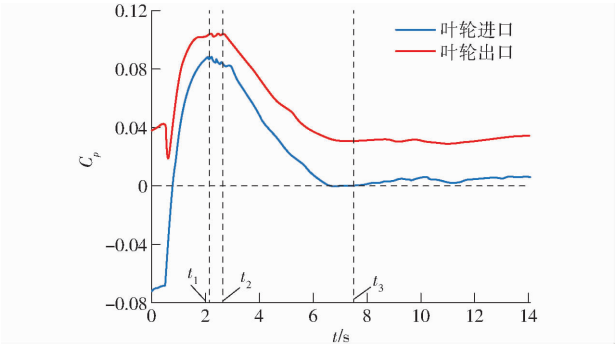

图 13　停机过程中叶轮进、出口的压力脉动变化

Fig. 13　Variation of pressure pulsation at impeller inlet and outlet during shutdown process

全贯流泵内部流态的影响，全贯流泵停机各时刻叶轮与定转子间隙内（图 14，图中 LE、TE 分别表示叶片前缘、后缘）的压力分布与流线图如图 15 所示。从图中可以发现，在正常运行工况，全贯流泵叶轮内的流态较为平顺，叶轮进口处由于受到间隙回流的影响，在靠近轮缘区域出现一个小型旋涡，旋涡区域压力较低。当 t = 0.8 s 时，此时泵装置进入水泵工况，由于间隙回流流量的减小，叶轮进口旋涡和低压区的范围较正常工况有所减小。当泵装置进入制动工况后，叶轮内的压力减小，水流开始倒流，叶轮在主水流的作用下转速逐渐减低，叶轮内的流态变得非常紊乱。由于制动工况下间隙回流流量有短暂的增大，因此叶轮进口回流与旋涡的区域达到最大，叶轮出口也出现了大面积的偏流。在 t = 2.2 s 时刻，全贯流泵叶轮进口旋涡向叶轮进口的方向转移，且旋涡的范围有所增大。与此同时，由于主流与间隙回流的相互作用，在间隙出口与叶轮之间也出现了一个旋涡。最后进入水轮机工况和飞逸工况，全贯流泵的倒流流量增大，全贯流泵叶轮进口靠近轮缘区域仍存在旋涡和偏流等不良流态，但由于间隙回流流量的进一步减小，叶轮进口旋涡基本消失，只存在局部偏流，整体流态相对制动工况有所改善。整体来看，全贯流泵在停机过程中间隙回流涡逐渐向叶轮进口侧转移，且该旋涡的范围呈现先减小后增大再减小的区域，其中制动工况下叶轮内的流态最差。

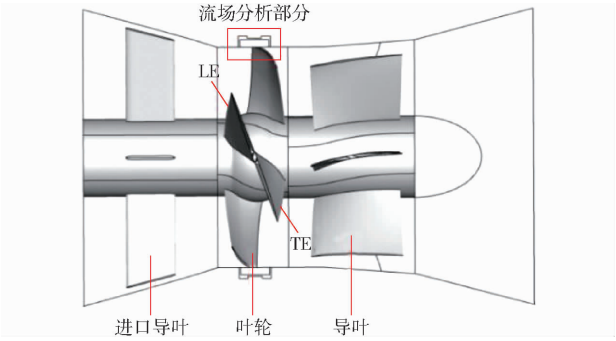

图 14　全贯流泵泵段参数示意图

Fig. 14　Schematic of pump section parameters

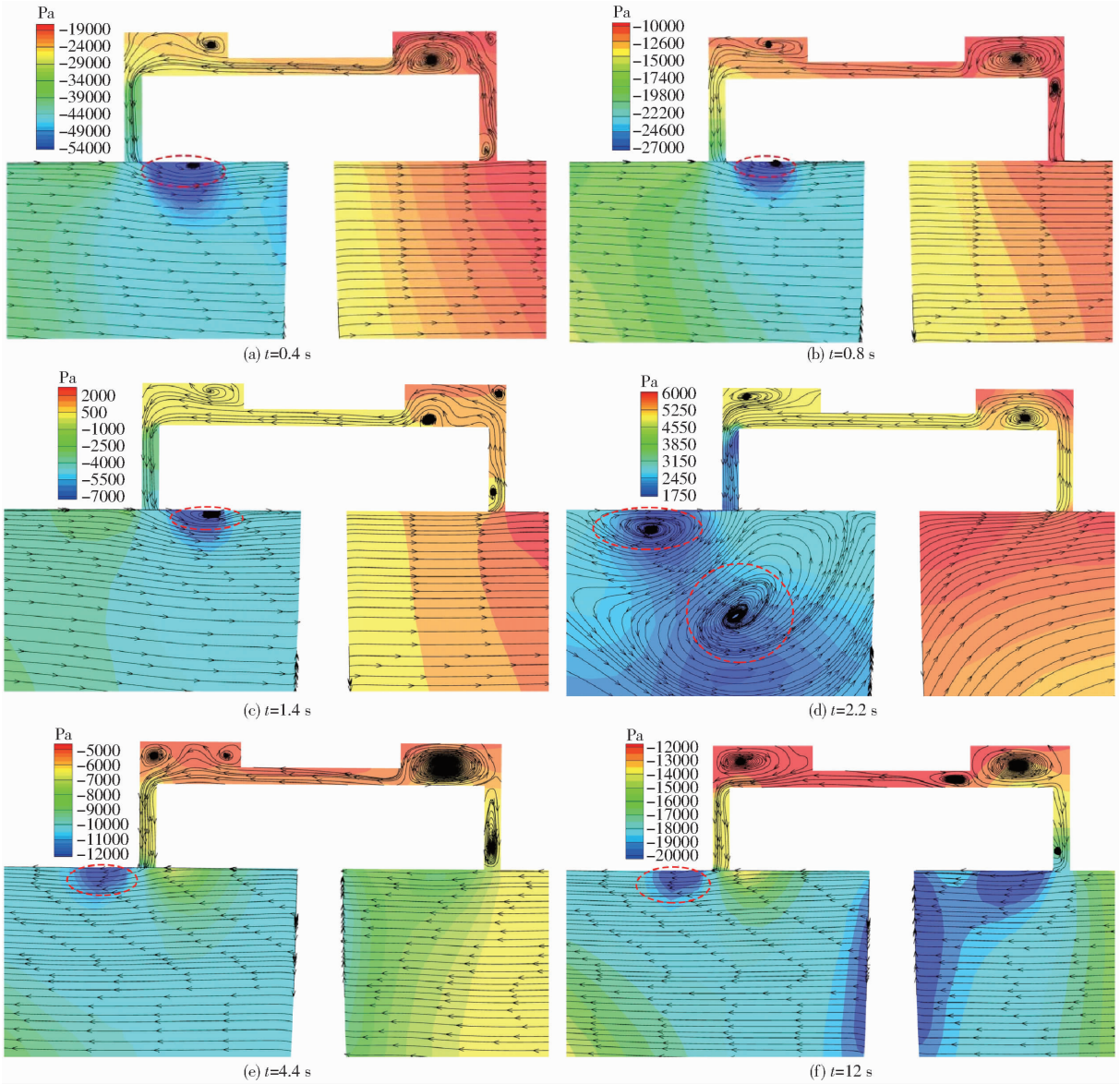

图 15 全贯流泵停机各时刻叶轮内部压力分布与流线图

Fig. 15 Pressure distributions and flow lines inside impeller at various moments of shutdown process

3.3 涡识别

从压力场和流线图的分析中发现间隙回流会导致叶轮进出口产生不同程度的旋涡,因此为了更深入地分析停机过程中全贯流泵内涡的变化,基于 Omega 涡流识别方法[19-21]全贯流泵在停机各时刻泵段内的涡分布如图 16 所示。

从图 16 可以发现,在全贯流泵停机过程中,间隙回流始终会导致叶轮进口产生回流旋涡,该回流旋涡发生在间隙出口与叶片吸力面交界处。当进入水泵工况后,进口回流旋涡随着间隙回流流量的减小而减小。当进入制动工况,叶轮进口出现两个回流旋涡且尺寸较其他工况大,这与图 15 的结果一致;由于此工况下水流刚开始倒流,水流流态十分紊乱,进口导叶片表面也存在旋涡。除此之外,当泵装置进入制动工况后(t = 2.2 s),由于主流开始倒流,间隙出口与叶轮压力面交界处也产生旋涡,且该旋涡尺寸在停机过程中逐渐增大。

3.4 熵产

由于全贯流泵停机过程中叶轮等部件内始终存在着旋涡、回流和流动分离等不良流态,因此装置内部无时无刻不在发生着能量损失,装置中的熵增量总是大于零。为系统分析装置内部流动不稳定区域,将能量损失可视化,对泵装置内部的熵产[22-24]进行计算。由于水的比热容较大,计算忽略了能量转化引起的熵产。图 17 为停机过程中泵装置各部分的熵产随时间的变化。

从图 17 可以发现,在停机过程中,全贯流泵各部件的熵产变化趋势相同。随着工况的变化先减小后增大,最后在飞逸工况保持稳定,其中制动工况下的熵产最小。在停机过程中,装置内部的熵产主要集中在以叶轮为首的下游域,其中在正常工况、水泵工况和制动工况下,熵产主要集中在出水流道、叶轮

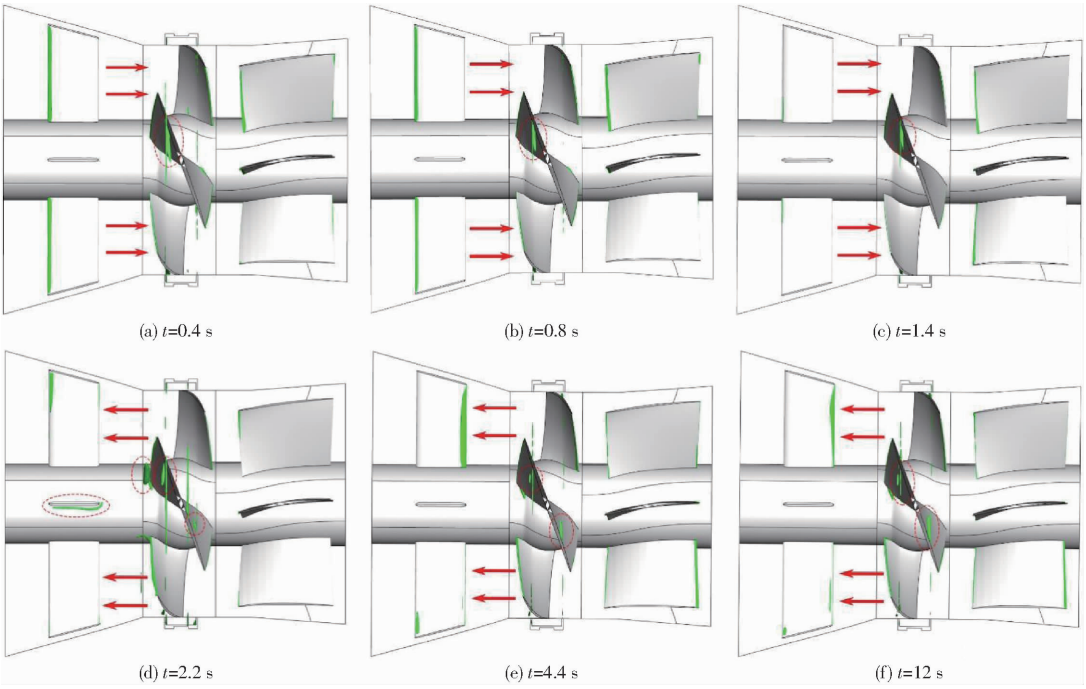

图 16　停机各时刻泵段内的涡流分布

Fig. 16　Vortex distributions in pump section at each moment of shutdown process

和导叶；而在水轮机工况和飞逸工况下，由于水流倒流，熵产主要集中在进水流道、叶轮和进口导叶。由于电机断电后叶轮做功能力急剧下降，叶轮的转速和流量迅速降低，水流在流经叶轮之后出现旋涡、回流和流动分离等不良流态，因此叶轮内的速度梯度较大，继而导致叶轮内的熵产始终较大。在水轮机工况，随着反向流量的增大，各过流部件内的熵产也增大。直到进入飞逸工况，泵的转速和流量达到反向最大值，泵装置内的熵产也趋于稳定。由于飞逸转速小于正常运行时的转速，因此飞逸工况下泵装置内的熵产也小于正常运行工况。

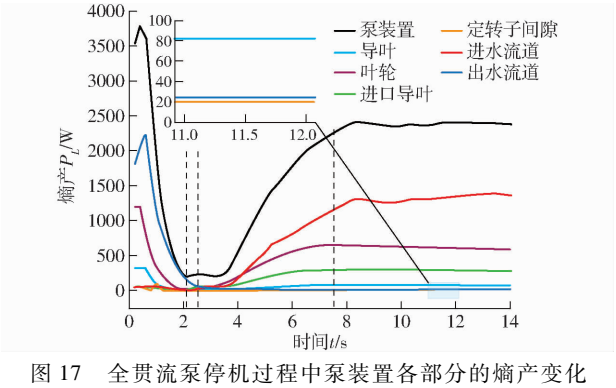

图 17　全贯流泵停机过程中泵装置各部分的熵产变化

Fig. 17　Change in entropy production of pump unit components during shutdown process

由于全贯流泵内的水力损失主要集中在叶轮、导叶与进口导叶内，因此泵段在叶片高度 Span 值为 0.97 下（图 18）的熵产率云图如图 19 所示。从图中可以发现，在停机过程中，全贯流泵内的高熵产率区域主要集中在叶轮、导叶以及进口导叶叶片的表面，这是由于水流在流动时与叶片激烈冲撞，在叶片表面产生流动分离和旋涡等不良流态，高速水流与低速水流之间发生剧烈的能量交换。

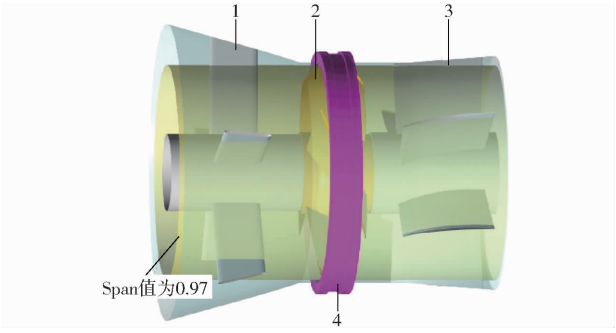

图 18　叶片高度示意图

Fig. 18　Schematic of blade height

1. 进口导叶　2. 叶轮　3. 导叶　4. 间隙水体

整体来看，随着停机过程的发展，水流开始倒流，泵装置内的高熵产区域逐渐向进口导叶的方向转移，高熵产区域的范围先减小后增大。从图 19a 可以看出，在水泵工况下高熵产率区域主要集中在叶轮叶片吸力面以及叶轮与导叶之间的无叶区，高熵产率区域起始于叶轮吸力面与间隙回流出口交界处。图 19b、19c 为泵装置停机 0.8 s 和 1.4 s 时的熵产率分布，叶轮和导叶内高熵产率的分布与水泵正常运行时一致，但由于转速的降低，高熵产率的范围也有所减小。图 19d 为泵装置进入制动工况，此时水流开始出现倒流，在叶轮、导叶和进口导叶叶片的表面存在着明显的流动分离，泵内的高熵产率区域转移到叶片压力面，由于此时流量较小，高熵产率范

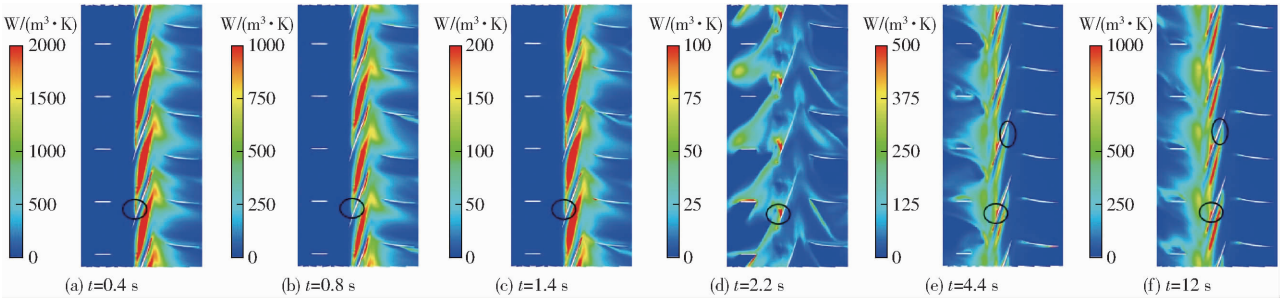

图 19 停机各时刻泵段内部的熵产率分布

Fig. 19 Entropy production rate distributions within pump section at each moment of shutdown process

围较水泵工况有所减小。图 19e 为泵装置进入水轮机工况,随着倒流流量的进一步增大,叶轮叶片压力面的流动分离加剧,水流速度梯度增大,高熵产率范围开始增大,直至进入飞逸工况趋于稳定。

泵段内高熵产率区域的位置和范围与图 16 中旋涡出现的位置和尺寸相对应,这表明旋涡与脱流等不良流态是导致全贯流泵段内部熵产率较高的主要原因,也说明通过数值模拟的方法来对全贯流泵的停机性能进行分析是可行的。

4 结论

(1)全贯流泵在停机过程中先后历经水泵工况、制动工况、水轮机工况以及飞逸工况,其中制动工况所用时间占整个停机过程比值最小。飞逸转速约为设计转速的 84%,飞逸流量为设计流量的 1.17 倍。在停机过程中,轴向力在停机过程中呈现下降的趋势;转子径向力在停机过程中呈现先减小后增大的趋势;间隙回流在停机过程中流向不变,始终从叶轮出口流向叶轮进口,且其流量逐渐减小;全贯流泵叶轮进、出口的压力脉动均先减小后增大,在制动工况达到最大值后,在水轮机工况迅速减小,直至进入飞逸工况趋于稳定。距叶轮越近,压力脉动越强,全贯流泵叶轮进口的压力脉动幅值最大,约为叶轮出口的 2 倍。

(2)由于受到间隙回流的影响,在叶轮进口靠近轮缘区域存在一个小型旋涡。在停机过程中,叶轮进口旋涡的尺寸在水泵工况逐渐减小,直至进入制动工况开始增大,最后在水轮机工况和飞逸工况又逐渐减小;叶轮进口旋涡的位置随着主流方向的改变,逐渐由间隙出口与叶轮之间转移到叶轮与进口导叶之间。

(3)随着停机过程的发展,泵装置内的熵产呈现先减小后增大的趋势,高熵产区域逐渐向进口导叶的方向转移。在停机过程中,全贯流泵内部的熵产主要集中在以叶轮为首的下游域。在水泵工况下的高熵产率区域主要集中在叶轮吸力面以及叶轮与导叶之间的无叶区,高熵产率区域起始于叶轮吸力面与间隙回流出口交界处。全贯流泵叶轮内高熵产率区域的位置和范围与旋涡出现的位置和尺寸存在对应关系,这表明旋涡与脱流等不良流态是导致全贯流泵装置过流部件处熵产率较大的主要原因之一。

参 考 文 献

[1] 王邦胜,林彬,赵国辉,等. 对旋全贯流泵首次级叶轮转速匹配试验研究[J]. 水力发电学报, 2023,42(6):73 - 79.
WANG Bangsheng, LIN Bin, ZHAO Guohui, et al. Experimental research on speed matching of first and secondary impellers of contra-rotating full-cross-flow pump[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2023,42(6):73 - 79. (in Chinese)

[2] 张重阳,刘超,冯旭松,等. 全贯流泵流动特性数值模拟和性能预测[J]. 南水北调与水利科技,2019,17(4):185 - 192.
ZHANG Chongyang, LIU Chao, FENG Xusong, et al. Numerical simulation of flow characteristics and performance prediction of a motor-pump[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology,2019,17(4):185 - 192. (in Chinese)

[3] 李琪飞,赵超本,权辉,等. 水泵水轮机飞逸工况下无叶区高速水环研究[J]. 农业机械学报,2019,50(5):159 - 166.
LI Qifei, ZHAO Chaoben, QUAN Hui, et al. Research on high-speed water ring in bladeless zone under runaway condition[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2019,50(5):159 - 166. (in Chinese)

[4] 罗兴锜,李文锋,冯建军,等. 贯流式水轮机飞逸过渡过程瞬态特性 CFX 二次开发模拟[J]. 农业工程学报,2017,33(13):97 - 103,315.
LUO Xingqi, LI Wenfeng, FENG Jianjun, et al. Simulation of runaway transient characteristics of tubular turbine based on CFX secondary development[J]. Transactions of the CSAE,2017,33(13):97 - 103, 315. (in Chinese)

[5] MENG Fan, LI Yanjun, PEI Ji. Energy characteristics of full tubular pump device with different backflow clearances based on entropy production[J]. Applied Sciences,2021,11(8): 3376.

[6] 石丽建,焦海峰,苟金澜,等. 全贯流泵回流间隙对泵水力性能的影响[J]. 农业机械学报,2020,51(4):139 - 146.
SHI Lijian, JIAO Haifeng, GOU Jinlan, et al. Influence of backflow gap size on hydraulic performance of full-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2020,51(4):139 - 146. (in Chinese)

[7] SHI Lijian, YUAN Yao, JIAO Haifeng, et al. Numerical investigation and experiment on pressure pulsation characteristics in a full tubular pump[J]. Renewable Energy,2021,163: 987 – 1000.

[8] 朱军,付玲玲,石丽建,等.间隙回流角度对全贯流泵水力性能的影响[J].中国农村水利水电,2020(9):53 – 57, 61.
ZHU Jun, FU Lingling, SHI Lijian, et al. The influence of the clearance reflux angle on the hydraulic performance of full-flow pump[J]. China Rural Water and Hydropower,2020(9):53 – 57, 61. (in Chinese)

[9] 陈松山,何钟宁,周正富,等.低扬程大型泵站停泵动态特性计算[J].水力发电学报,2007,26(5):128 – 133.
CHEN Songshan, HE Zhongning, ZHOU Zhengfu, et al. Study on transient process of low water-head large pumping station while pumping off[J]. Journal of Hydroelectric Engineering,2007,26(5):128 – 133. (in Chinese)

[10] 陈松山,严登丰,蒋丽君,等.低扬程水泵装置停泵过渡过程的近似计算[J].农业机械学报,2004,35(3):58 – 60, 71.
CHEN Songshan, YAN Dengfeng, JIANG Lijun, et al. Numerical calculation of hydraulic transients for a low-head pump station during its suspending period[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2004,35(3):58 – 60, 71. (in Chinese)

[11] 冯建军,张钰,朱国俊,等.采用熵产理论的离心泵断电过渡过程特性[J].农业工程学报,2020,36(4):10 – 17.
FENG Jianjun, ZHANG Yu, ZHU Guojun, et al. Transition process characteristics of centrifugal pump with power-off based on entropy production theory[J]. Transactions of the CSAE,2020,36(4):10 – 17. (in Chinese)

[12] 张玉良,朱祖超,李文广,等.低比转速复合叶轮离心泵停机过程水力特性[J].农业工程学报,2018,34(12):95 – 103.
ZHANG Yuliang, ZHU Zuchao, LI Wenguang, et al. Hydraulic performance of low specific-speed centrifugal pump with compound impeller during stopping period[J]. Transactions of the CSAE,2018,34(12):95 – 103. (in Chinese)

[13] 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.
ZHANG Languo, ZHOU Daqing, CHEN Huixiang. CFD simulation of shutdown transient process of pumped storage power station under pump conditions[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2015,33(8):674 – 680. (in Chinese)

[14] 张仁田,朱红耕,李慈祥,等.变频调速灯泡贯流泵站停机过渡过程研究[J].农业机械学报,2013,44(3):45 – 49.
ZHANG Rentian, ZHU Honggeng, LI Cixiang, et al. Shut-down transient of bulb tubular pumping station with VFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(3):45 – 49. (in Chinese)

[15] DENG E, YUE Huan, NI Yiqing, et al. Wake dynamic characteristics of windproof structures in embankment – bridge sections along a high-speed railway under natural strong crosswinds[J]. Physics of Fluids, 2023,35(5): 055109.

[16] 任芸,刘厚林,舒敏骅,等.考虑旋转和曲率影响的 SST $k-\omega$ 湍流模型改进[J].农业机械学报,2012,43(11):123 – 128.
REN Yun, LIU Houlin, SHU Minye, et al. Improvement of SST $k-\omega$ turbulence model and numerical aimulation in centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(11):123 – 128. (in Chinese)

[17] MENTER F R. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective[J]. International Journal of Computational Fluid Dynamics, 2009, 23(4): 305 – 316.

[18] 陈松山,周正富,何钟宁,等.贯流泵站液压快速闸门断流停泵过渡过程分析[J].河海大学学报(自然科学版),2008,36(2):179 – 184.
CHEN Songshan, ZHOU Zhengfu, HE Zhongning, et al. Transient process of tubular pumping station with quick-stop gate breaking flow while pump is off[J]. Journal of Hohai University (Natural Sciences),2008,36(2):179 – 184. (in Chinese)

[19] LIU Chaoqun, WANG Yiqian, YANG Yong, et al. New omega vortex identification method[J]. Science China Physics, Mechanics & Astronomy,2016,59(8): 684711.

[20] 黎义斌,王政凯,范兆京.基于 Omega 涡识别方法的离心泵内非定常流动数值评价[J].工程热物理学报,2021,42(12):3187 – 3194.
LI Yibin, WANG Zhengkai, FAN Zhaojing. Numerical evaluation of unsteady flow in a centrifugal pump by Omega vortex identification method[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2021,42(12):3187 – 3194. (in Chinese)

[21] 刘超群. Liutex-涡定义和第三代涡识别方法[J].空气动力学学报,2020,38(3):413 – 431,478.
LIU Chaoqun. Liutex – third generation of vortex definition and identification methods[J]. Acta Aerodynamica Sinica,2020,38(3):413 – 431,478 (in Chinese)

[22] 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.
KAN Kan, YANG Haocheng, ZHENG Yuan, et al. Analysis of hydraulic loss mechanism in inverse S-shaped region of pump-turbine based on entropy generation theory[J]. Journal of Hydraulic Engineering,2023,54(3):323 – 332. (in Chinese)

[23] 张帆,袁寿其,魏雪园,等.基于熵产的侧流道泵流动损失特性研究[J].机械工程学报,2018,54(22):137 – 144.
ZHANG Fan, YUAN Shouqi, WEI Xueyuan, et al. Study on flow loss characteristics of side channel pump based on entropy production[J]. Journal of Mechanical Engineering,2018,54(22):137 – 144. (in Chinese)

[24] MENG Fan, LI Yanjun, CHEN Jia. Investigation of energy losses induced by non-uniform inflow in a coastal axial-flow pump[J]. Journal of Marine Science and Engineering,2022,10(9):1283.