文章编号:1001-2060(2024)08-0022-08

# 轴流泵作液力透平飞逸过程瞬态流动特性研究

苗森春<sup>1,3</sup>,李国柱<sup>1</sup>,张启龙<sup>2</sup>,王晓晖<sup>1,3</sup>

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院,甘肃 兰州 730050; 2. 沃尔姆泵业(淄博)有限公司,山东 淄博 255299; 3. 甘肃省流体机械及系统重点实验室,甘肃兰州 730050)

摘 要:为研究轴流泵作液力透平在飞逸过程中的瞬态流动特性,使用 Fluent 软件中的用户自定义函数功能(User Defined Function, UDF),基于流动控制方程和 RNG  $k - \varepsilon$  湍流模型对飞逸过程进行数值模拟,详细分析了其外特性 参数变化、压力脉动特性以及不同流量工况和叶轮转动惯量对转速的影响规律。结果表明:在飞逸过程中,叶轮转 速在极短时间内急剧上升,飞逸转速为初始转速的1.48倍,叶轮扭矩、扬程和轴向力变化情况基本相同,先急剧下 降,然后出现微小上升,随后持续降低,最终达到稳定值;与导叶流道、叶轮流道和叶轮出口处相比,导叶与叶轮动 静交界面处压力波动最为剧烈,而在动静交界面上,越靠近轮缘,压力波动幅度越大;在同一流量工况下,随着叶轮 部件转动惯量的增大,飞逸时间也在增大,飞逸转速基本保持不变,在同一转动惯量下,当流量增大时,飞逸转速随 之上升,且流量越大上升速度越快,而飞逸时间减短。

词:轴流泵作液力透平;数值模拟;飞逸过程;压力脉动 关 键

第39卷第8期

2024年8月

文献标识码:A 中图分类号:TH312 DOI:10.16146/j. cnki. rndlgc. 2024.08.003

[引用本文格式] 苗森春, 李国柱, 张启龙, 等. 轴流泵作液力透平飞逸过程瞬态流动特性研究[J]. 热能动力工程, 2024, 39(8); 22 - 29. MIAO Senchun, LI Guozhu, ZHANG Qilong, et al. Research on transient flow characteristics of axial-flow pump as hydraulic turbine during runaway transition [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(8):22 - 29.

# **Research on Transient Flow Characteristics of Axial-flow Pump as** Hydraulic Turbine during Runaway Transition

MIAO Senchun<sup>1,3</sup>, LI Guozhu<sup>1</sup>, ZHANG Qilong<sup>2</sup>, WANG Xiaohui<sup>1,3</sup>

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, China, Post Code; 730050;

2. Wolm Pump Industry (Zibo) Co., Ltd., Zibo, China, Post Code: 255299;

3. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems of Gansu Province, Lanzhou, China, Post Code: 730050)

Abstract: In order to study the transient flow characteristics of axial-flow pump as hydraulic turbine during runaway transition, the user defined function (UDF) in Fluent software was used to numerically simulate the runaway transition based on the flow governing equation and RNG k- $\varepsilon$  turbulence model. The changes of external characteristic parameters, the pressure pulsation characteristics, and the influences of different flow conditions and moment of inertia of impeller on the speed were analyzed in detail. The results show that during runaway transition, the impeller speed increases sharply in a very short period of time, and the runaway speed is 1.48 times of the initial speed. The changes of impeller torque, head and axial force are basically the same, which first decreases sharply, then increases slightly, soon after decreases continuously, and finally reaches a stable value. Compared with guide vane runner, impeller run-

收稿日期:2023-11-21: 修订日期:2023-12-22

基金项目:甘肃省自然科学基金(23JRRA750);高校科研创新平台重大培育项目(2024CXPT-09)

Fund-supported Project ; Natural Science Foundation of Gansu Province (23JRRA750); Major Training Program of University Research and Innovation Platform of Gansu Provincial Department of Education (2024CXPT-09)

作者简介:苗森春(1988-),男,兰州理工大学副教授.

通信作者:王晓晖(1986-),男,兰州理工大学副教授.

ner and impeller outlet, the pressure fluctuation is the most severe at the interface between guide vane and impeller, while for the dynamic-static interface, the closer the interface is to the rim, the greater the pressure fluctuation is. Under the same flow condition, with the increase of the moment of inertia of the impeller component, the runaway time also increases, and the runaway speed basically remains unchanged. Under the same moment of inertia, when the flow rate increases, the runaway speed will rise, and the higher the flow rate, the faster the rise speed, while the runaway time decreases.

**Key words**: axial-flow pump as hydraulic turbine, numerical simulation, runaway transition, pressure pulsation

# 引 言

为保护生态环境,开辟可持续发展之路,我国政 府明确提出碳达峰、碳中和的战略目标<sup>[1-2]</sup>,对节能 减排技术的研究成为优先事项<sup>[3]</sup>。泵作液力透平 能将液体压力能转化为转轴的机械能,且具有结构 简单、维修方便、制造成本低等优点,逐渐被用于回 收工业流程中的液体压力能<sup>[4]</sup>。在化工流程中存 在大流量、低压头的液体余压能量<sup>[5-6]</sup>,轴流泵反转 作液力透平回收余压能更加合适。

Kan 等人<sup>[7]</sup>基于熵产理论,定量评估了泵和透 平工况下的能量特性;Qian 等人<sup>[8]</sup>设计了可调节导 叶装置,得出可调节导叶能够显著拓宽轴流泵作液 力透平的高效运行范围: Zhao 等人<sup>[9]</sup> 通过数值计 算,得出导叶进口角度为-10°时轴流泵作液力透平 效率最高:史知晓<sup>[10]</sup>研究了轴流泵作液力透平内部 压力脉动特性,得出叶轮和导叶之间的动静干涉作 用是压力脉动产生的主要原因。由上可知,目前对 于轴流泵作液力透平的研究主要集中在水力性能方 面,而对其运行稳定性的研究较少。流体机械在飞 逸工况下,转子部件转速在短时间内急剧上升,最终 达到远高于设计转速的飞逸转速,在此过程中,透平 内部流场变得非常不稳定,转子部件有可能产生损 坏,进而影响机组安全稳定运行。王鹏等人<sup>[11]</sup>模拟 了贯流式水轮机飞逸过程,探究了该过程中故障水 轮机流动特性及转轮受力特性:李琪飞等人[12-13]研 究了水泵水轮机在飞逸工况下不同导叶开度时各流 动区域压力脉动的幅值和频率,及尾水管涡带形态 对其压力脉动的影响;许哲等人[14]研究了泵装置在 正反向飞逸过渡过程中的差异性,并结合熵产理论 进行分析:张晨滢等人[15]对管道泵作透平进行了飞 逸过渡过程数值模拟,预测了转速、流量和扭矩变 化,并对旋涡分布进行研究;Trivedi 等人<sup>[16]</sup>对无叶 区、转轮和尾水管的压力脉动进行了研究,在飞逸工 况观察到了压力脉动的最大幅值;Zhou 等人<sup>[17]</sup>研 究了转轮叶片几何参数对水泵水轮机飞逸不稳定特 性的影响,得出采用有倾斜进口边的转轮叶片可以 大幅减弱飞逸振荡幅值。由上可知,目前对于泵作 液力透平飞逸过程的研究还比较少,而对于轴流泵 作液力透平飞逸过程的研究则更为缺乏。

基于此,本文以轴流泵作液力透平为研究对象, 使用 Fluent 软件中的用户自定义函数功能(UDF) 对飞逸过程进行数值模拟,研究轴流泵作液力透平 飞逸过程内流场的瞬态流动特性,为透平机组的设 计和安全稳定运行提供一定的参考。

# 1 模型参数及数值模拟方法

#### 1.1 模型参数及网格划分

使用 CFurbo 软件完成水力模型的设计,轴流 泵作液力透平模型几何参数如表1所示,设计参数 如表2所示,其中,导叶部件为锥形结构,进出口直 径不同。

# 表 1 轴流泵作液力透平主要几何参数 Tab. 1 Main geometric parameters of axial-flow

pump as hydraulic turbine

部件	几何参数	数值
叶轮	叶轮外径 $D_1/mm$	125
	叶轮轮毂直径 $D_2/mm$	50
	叶轮叶片数 $Z_1$	5
导叶	导叶外径(进、出口)D <sub>3</sub> /mm	140,125
	导叶轮毂直径 $D_4$ /mm	50
	导叶叶片数 $Z_2$	7



Tab. 2 Design parameters of axial-flow pump as

hydraulic turbine

流量 $Q/m^3 \cdot h^{-1}$	扬程 H/m	转速 n/r·min <sup>-1</sup>
75	1.56	1 000

使用 Creo 软件创建计算域水体,从进口到出口 依次包括进口段、过渡段、导叶、叶轮和出口段,由于 叶轮需要通过轴与电机相连接,因此进口段和导叶 之间有一段弯管结构,轴流泵作液力透平时进出口 与泵工况相反,计算域如图1所示。



图 1 计算域示意图 Fig. 1 Schematic diagram of computational domain

使用 Gambit 软件对计算域水体进行网格划分, 为了在计算精度与计算时间之间找到最优解,对模 型进行网格独立性验证,如图 2 所示。



Fig. 2 Grid independence verification

当该模型的网格数达到 476 万以上时,效率的

变化范围在 0.1% 以内。因此,综合考虑计算精度、 计算时间与计算资源,该模型最终选用的总网格数 为 476 万。其中,叶轮网格 93 万,导叶网格 127 万, 进口段网格 165 万,进口段与导叶之间的过渡段网 格为 12 万,出口段网格为 79 万。

#### 1.2 流动控制方程

轴流泵作液力透平的流动控制方程包括连续方 程和动量方程。连续方程表征自然界中的质量守恒 定律:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

动量方程表征自然界中的动量守恒定律,一般也被称为 Navier-Stokes 方程(即 N – S 方程):

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{i,j}}{\partial x_j} + S_{m,i} \quad (2)$$

式中:i=1,2,3表示重复指标;j=1,2,3表示重复指标; $u_i$ —坐标 $x_i$ 方向上的流体速度分量,m/s; $u_j$ —坐标 $x_j$ 方向上的流体速度分量,m/s; $\rho$ —流体密度,kg/m<sup>3</sup>;t—时间,s;p—压力,Pa; $S_{m,i}$ —动量方程的广义源项,包括重力、多相流相间作用力等,N; $\tau_{i,j}$ —应力张量,指因分子黏性作用而产生的作用在微元体表面的应力,Pa。

# 1.3 飞逸过程数值模拟算法

在对轴流泵作液力透平飞逸过程进行数值模拟时,需要使用 UDF 函数对叶轮的转速进行控制,透 平叶轮的转速受自身水力矩的控制,力矩平衡方程 如下<sup>[18]</sup>:

$$M = J \frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} \tag{3}$$

式中:*M*—叶轮受到的水动力矩,N·m,可调用 UDF 中的 Compute\_Force\_And\_Moment 语句进行实时获 取;*J*—转动惯量,kg·m<sup>2</sup>;ω—角速度,rad/s。

叶轮转速的求解公式为:

$$\omega_{r+1} = \omega_r + \frac{M_r}{J} \cdot \Delta t \tag{4}$$

式中: $\omega_r, \omega_{r+1}$ 一第 r 和 r + 1 时刻的角速度, rad/s;  $M_r$ 一第 r 时刻的水动力矩, N·m;  $\Delta t$ 一瞬态计算时间 步长, s。

#### 1.4 湍流模型及边界条件设置

RNG *k* - ε 湍流模型使用了重正化群统计技术 对湍动黏度进行修正,考虑到平均流动中的旋转效 应,能更好地模拟大曲率和强旋转流动,因此选择 RNG k- e 湍流模型对轴流泵作液力透平飞逸过程 进行数值模拟。

进行数值模拟时,由于在透平工况下从叶轮进 口到出口为顺压梯度,在进口处一般不会产生空化 现象,因此进口边界条件选择速度进口,出口边界条 件选择压力出口。模型各部件之间使用 Interface 面 进行数据传递,求解方式选择压力基求解器,然后选 择其中的 SIMPLEC 算法进行计算,残差设置为 10<sup>-5</sup>,本次计算为瞬态计算,时间步长为0.0005 s, 时间步数为 300 步,每一个时间步内的迭代次数为 20 次。

# 2 计算结果分析

### 2.1 飞逸过程外特性参数变化分析

在进行飞逸过程瞬态计算前,需要先进行稳态计 算以获得初始流场数值,初始转速 n 为1000 r/min, 初始扭矩 M 为 2.4 N·m。轴流泵反转作液力透平在 最优流量工况下(75 m<sup>3</sup>/h)飞逸过程外特性变化情 况如图3所示。在水动力矩的作用下,叶轮转速在 极短时间内急剧上升,在0.08 s时达到最大转速即 飞逸转速1481 r/min,为初始转速的1.48 倍,在转 速上升过程中,上升速率逐渐减小;叶轮扭矩先急剧 下降,然后出现微小上升,随后持续降低,下降速率 逐渐减小,最终在0 N·m 附近波动:扬程的变化趋 势与扭矩基本相同,先急剧下降,然后出现微小上 升,随后持续降低,下降速率逐渐减小,但是扬程并 没有下降为0m,而是在0.8m附近波动,为初始扬 程的51%;叶轮轴向力的变化趋势与扬程相同,其 方向为沿着水流方向为正向,最终稳定在35N上下 波动,为初始轴向力的27%,由于轴流泵作液力透 平时水流沿着轴向流动,叶轮部件受到的径向力非 常小,在此不做讨论。转速、扭矩、轴向力和扬程都 在0.08 s 时基本达到稳定,机组发生飞逸时,外接 负载为0 N·m,水流的压力能绝大部分转化为叶轮 的动能,叶轮转速在水动力矩作用下不断上升,在上 升到飞逸转速时,叶轮动能达到最大值,水流不再对 叶轮做功,叶轮所受水动力矩也趋近于0 N·m,此时 叶轮输入功率与各种损失功率达到平衡,扬程和轴 向力也随之达到稳定。



图 3 轴流泵作液力透平飞逸过程外特性曲线图 Fig. 3 External characteristic curve diagrams of axial-flow pump as hydraulic turbine during runaway transition

#### 2.2 飞逸过程叶轮内部流动特性分析

选择透平工况和飞逸工况时叶轮内流场流动特 性进行对比分析,透平工况是指轴流泵反转作液力 透平时的最优流量工况,而飞逸工况为在前者基础 上进行瞬态计算时叶轮转速达到飞逸转速1481 r/min时的工况。定义叶轮轮毂到轮缘的无量纲化 距离为 span,其取值范围为0~1,span=0表示轮毂 截面,span=1表示轮缘截面。

图 4 为叶轮部件中间截面(span = 0.5)的压力、 速度分布云图。由图4可知,透平工况和飞逸工况 叶轮中间截面的压力、速度分布有较大差异。在透 平工况时,从叶轮进口到叶轮出口沿着流动方向压 力逐渐降低,压力场变化较为平缓,而在飞逸工况 时,叶轮进口流道处的压力显著降低,同时叶片进口 边位置出现较大的压力梯度,而叶轮出口流道处的 压力分布没有明显差异;在飞逸工况时叶轮进口流 道压力之所以降低,是因为此时叶轮外接负载变为 0 N·m,水流推动叶轮旋转所需要的力随之降低。 从速度分布图可知,在透平工况时,叶轮流道出口速 度高于进口速度,这是由于叶片存在厚度,致使叶轮 流道入口和出口的过流面积不等,流道入口面积大 而出口面积小,导致速度存在差异;在飞逸工况时, 叶轮出口流道处的速度显著降低,同时,叶片进口边 位置出现较大的速度梯度,叶轮出口流道速度降低 是因为和透平工况时相比,叶轮进、出口流道之间的 压力差降低。



Fig. 4 Pressure, velocity distribution cloud diagrams on cross section of impeller component at span = 0.5

图 5 为叶轮部件中间截面(span = 0.5)的涡量 分布云图,由于相同工况时各叶片处涡量分布基本 相同,因此分别只截取透平工况和飞逸工况下的一 个叶片的展开图进行对比分析。由图 5 可知,在透 平工况时,叶片背面和工作面的出口处有较大的涡 量分布,而在飞逸工况时,叶片工作面进口处产生了 较大的涡量聚集区域,其余部位涡量分布没有明显 差异。在透平工况时,由于处于最优设计工况下,导 叶和叶轮匹配良好,水流经过导叶流进叶轮时较为 均匀,因此在进口处没有产生回流,而在飞逸工况 下,由于叶轮转速远高于设计转速,水流在叶轮进口 处的速度三角形发生变化,与叶片进口产生较大的 冲击,并形成旋涡,从而使得叶片工作面进口处产生 了较大的涡量聚集。



图 5 叶轮部件 span = 0.5 截面涡量分布云图 Fig. 5 Vortex distribution cloud diagrams on cross section of impeller component at span = 0.5

图 6 为叶轮部件中间截面(span = 0.5)的速度 流线图,由于相同工况时各叶片处的速度流线分布 也基本相同,同样分别只截取透平工况和飞逸工况 下的一个叶片的展开图进行对比分析。由图 6 可 知:在透平工况时,从叶轮进口到叶轮出口,速度流 线分布光滑平顺,且较为均匀;而在飞逸工况时,速 度流线变得扭曲混乱,靠近叶片壁面处的速度流线 尤其如此,此处产生了较为明显的流动分离现象,其 中,叶片进口处的流动分离现象最为显著,使得叶轮 部件的内流场变得不稳定,从而对透平机组的安全 稳定运行造成较大影响。



图 6 叶轮部件 span = 0.5 截面速度流线图 Fig. 6 Velocity streamlined diagrams on cross section of impeller component at span = 0.5

### 2.3 飞逸过程叶轮和导叶内压力脉动特性分析

在导叶、叶轮计算域设置 4 个监测点,分别为导 叶域 M1 点、叶轮域进口 M2 点、叶轮域 M3 点和叶 轮域出口 M4 点,然后在导叶域和叶轮域的交界面 上再设置 4 个监测点,从轮毂到轮缘依次为 P1、P2、 P3 和 P4 点, M2 点和 P4 点坐标不同,监测点位置 如图 7 所示。



Fig. 7 Monitoring point location diagram

监测点 M1~M4 处的压力脉动时域图,如图 8 所示。在飞逸过程中,M1 点压力先急剧下降,然后 继续降低,下降速率逐渐变小,当叶轮转速达到飞逸 转速时,压力在一稳定值附近上下波动;M2 点压力 变化趋势与 M1 点基本相同,但是波动更加剧烈;M3 点压力先上升再下降,然后在一稳定值附近上下波 动;M4 点压力整体变化不大。由图 8 可知,在叶轮 转速达到飞逸转速后,导叶与叶轮交界面上压力波 动最为剧烈,这是因为导叶为静止部件,叶轮为旋转 部件,二者之间发生了动静耦合作用,导致压力大幅 度波动,对机组的安全稳定运行造成影响。其次,叶 轮流道处的压力波动也较为剧烈,但是幅度小于导 叶与叶轮交界面处。



图 8 监测点 M1 ~ M4 压力脉动时域图 Fig. 8 Time domain diagram of pressure pulsation at monitoring points M1 to M4

监测点 P1~P4 处的压力脉动时域图,如图 9 所示。4 个监测点压力的变化趋势基本相同,先急 剧下降,然后继续降低,下降速率逐渐变小,当叶轮 转速达到飞逸转速时,压力在一稳定值附近上下波 动,从轮毂到轮缘,压力的波动幅度逐渐增大,靠近 轮缘的 P4 点的压力波动幅度明显高于其他位置。 综合图 8 和图 9 来看,虽然监测点 M2 和 P4 都位于 导叶、叶轮动静交界面上,且相对于轴心的径向距离 一致,但是压力变化情况也不尽相同,这进一步说明 了在飞逸过程中内流场变化剧烈、流动情况复杂,对 机组运行的安全稳定性提出了更高的挑战。



at monitoring points P1 to P4

### 2024 年

#### 2.4 飞逸过程不同因素对转速的影响分析

考察叶轮部件相对于旋转轴的转动惯量对飞逸 过程转速特性的影响。上文数值计算在 UDF 程序 中给定的转动惯量数值为 0.001 12 kg·m<sup>2</sup>,现在分 别给定转动惯量数值 0.002 24 和 0.003 36 kg·m<sup>2</sup>进 行飞逸过程数值计算,时间步长设置为 0.000 5 s, 定义在飞逸过程中转速上升到最大转速即飞逸转速 时的时间为飞逸时间,计算结果如表 3 和图 10 所 示。在最优流量工况下(75 m<sup>3</sup>/h),随着叶轮转动 惯量的增大,飞逸时间也在增大,飞逸转速基本保持 不变,仅有微小差异,转动惯量越小,发生飞逸时转 速上升速率越快。

#### 表 3 不同转动惯量时的飞逸转速

#### Tab. 3 Runaway speeds at different moments

of inertia

转动惯量 J/kg·m <sup>2</sup>	飞逸时间 t/s	飞逸转速 n/r・min <sup>-1</sup>
0.001 12	0.080 0	1 481
0.002 24	0.163 5	1 472
0.003 36	0.234 5	1 468





考察不同流量工况时飞逸过程转速变化情况。 本模型作透平时最优流量工况为75 m<sup>3</sup>/h,现在分别 对小流量工况(65 m<sup>3</sup>/h)和大流量工况(85 m<sup>3</sup>/h)时 的飞逸过渡过程进行瞬态数值计算,叶轮部件的转 动惯量均设置为0.001 12 kg·m<sup>2</sup>,时间步长仍设置 为0.0005 s,计算结果如表4 和图11 所示。在同一 转动惯量下,当流量从65 m<sup>3</sup>/h 增大到85 m<sup>3</sup>/h 时, 飞逸转速随之上升,且流量越大,上升速率越快,而 飞逸时间减小。

#### 表4 不同流量工况时的飞逸转速

#### Tab. 4 Runaway speeds under different flow conditions

流量 Q/m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>	飞逸时间 t/s	飞逸转速 n/r・min <sup>-1</sup>
65	0.084	1 278
75	0.080	1 481
85	0.077	1 675



图 11 不同流量工况时转速时域变化 Fig. 11 Time domain variation of rotational speed under different flow conditions

# 3 结 论

(1)轴流泵作液力透平在飞逸过程中,叶轮转 速在极短时间内急剧上升,飞逸转速为初始转速的 1.48倍,叶轮扭矩、扬程和叶轮轴向力变化情况基 本相同,即先急剧下降,然后出现微小上升,随后持 续降低,下降速率逐渐减小,最终达到稳定值。

(2)和透平工况相比,飞逸工况时,叶轮进口流 道处的压力和叶轮出口流道处的速度显著降低,叶 片工作面进口处产生较大的涡量聚集区域,靠近叶 片壁面处的速度流线变得扭曲混乱,产生了较为明 显的流动分离现象,其中叶片进口处的流动分离现 象最为显著。

(3)在飞逸过程中,与导叶、叶轮流道和叶轮出口处相比,叶轮进口即导叶与叶轮动静交界面处压力波动最为剧烈,而在动静交界面上,越靠近轮缘,压力波动幅度越大。

(4) 在最优流量工况下,随着叶轮转动惯量的 增大,飞逸时间也在增大,飞逸转速基本保持不变; 在同一转动惯量下,当流量增大时,飞逸转速也随之 上升,且流量越大上升速率越快,而飞逸时间减小。

#### 参考文献:

 [1] 姬玉玺,张有利,于钦明.全球正深陷气候危机之中[J].生态 经济,2023,39(1):5-8.
 JI Yuxi, ZHANG Youli, YU Qinming. The world is in the midst of

a climate crisis[J]. Ecological Economy,2023,39(1):5 – 8.

 [2] 王 灿,张雅欣.碳中和愿景的实现路径与政策体系[J].中国 环境管理,2020,12(6):58-64.
 WANG Can, ZHANG Yaxin. Implementation pathway and policy

system of carbon neutrality vision[J]. Chinese Journal of Environmental Management, 2020, 12(6):58-64.

- [3] STEFAN D, ROSSI M, HUDEC M, et al. Study of the internal flow field in a pump-as-turbine (PaT): Numerical investigation, overall performance prediction model and velocity vector analysis[J]. Renewable Energy, 2020, 156:158 - 172.
- [4] MOTWANI K, JAIN S, PATEL R. Cost analysis of pump as turbine for pico hydropower plants - A case study [J]. Procedia Engineering, 2013, 51:721 – 726.
- [5] 张 婷.煤化工合成氨工艺分析及节能优化对策[J].中国石油和化工标准与质量,2023,43(3):146-148.
  ZHANG Ting. Process analysis of ammonia synthesis in coal chemical industry and energy-saving optimization countermeasures[J].
  China Petroleum and Chemical Standard and Quality, 2023, 43(3):146-148.
- [6] 解洪伟.煤化工合成氨工艺分析及节能优化措施[J].化工管理,2023(17):142-144.
   XIE Hongwei. Process analysis of ammonia synthesis in coal chemi-

cal industry and energy saving optimization measures [J]. Chemical Engineering Management,2023(17):142-144.

- [7] KAN K, ZHAO F, XU H, et al. Energy performance evaluation of an axial-flow pump as turbine under conventional and reverse operating modes based on an energy loss intensity model[J]. Physics of Fluids, 2023, 35(1):015125.
- [8] QIAN Z, WANG F, GUO Z, et al. Performance evaluation of an axial-flow pump with adjustable guide vanes in turbine mode[J]. Renewable Energy, 2016, 99:1146-1152.
- ZHAO Z, GUO Z, QIAN Z, et al. Performance improvement of an axial-flow pump with inlet guide vanes in the turbine mode [J].
   Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2020, 234(3): 323 331.
- [10] 史知晓. 叶顶间隙及导叶对轴流泵反转作液力透平性能的影响研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2021.
   SHI Zhixiao. Study on the influence of tip clearance and guide

vane on the performance of axial-flow pump as turbine [ D ]. Lanzhou:Lanzhou University of Technology, 2021.

- [11] 王 鹏,高嘉伟,罗兴锜,等. 余压发电贯流式水轮机飞逸特性研究[J].水力发电学报,2022,41(12):122-134.
  WANG Peng, GAO Jiawei, LUO Xingqi, et al. Study on runaway characteristics of tubular turbine for residual pressure power generation[J]. Journal of Hydroelectric Engineering,2022,41(12): 122-134.
- [12] 李琪飞,刘萌萌.不同开度下水泵水轮机飞逸工况压力脉动 特性分析[J].兰州理工大学学报,2019,45(3):56-61.
  LI Qifei, LIU Mengmeng. Analysis of pressure fluctuation characteristics of pump-turbine with different openings under runaway condition[J]. Journal of Lanzhou University of Technology,2019, 45(3):56-61.
- [13] 李琪飞,赵超本,龙世灿,等.水泵水轮机飞逸工况下尾水管 涡带演化研究[J].振动与冲击,2019,38(4):222-228.
  LI Qifei, ZHAO Chaoben, LONG Shican, et al. A study on the evolution of vortex in the draft tube of pump-turbine under the runaway condition [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(4):222-228.
- [14] 许 哲,郑 源,阚 阚,等.基于熵产理论的超低扬程双向
   卧式轴流泵装置飞逸特性[J].农业工程学报,2021,37(17):
   49-57.

XU Zhe, ZHENG Yuan, KAN Kan, et al. Runaway characteristics of bidirectional horizontal axial flow pump with super low head based on entropy production theory [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering,2021,37(17):49-57.

 [15] 张晨滢,裴 吉,袁寿其,等.管道泵作透平飞逸过渡过程内流特性分析[J].水动力学研究与进展A辑,2021,36(6): 830-834.

> ZHANG Chenying, PEI Ji, YUAN Shouqi, et al. Analysis of internal flow characteristics during runaway transition of inline pump turbine as turbine[J]. Chinese Journal of Hydrodynamics, 2021,36(6):830-834.

- [16] TRIVEDI C, CERVANTES J M, GANDHI K B. Investigation of a high head Francis turbine at runaway operating conditions [J]. Energies, 2016,9(3):1-22.
- [17] ZHOU Q, XIA L, ZHANG C. Internal mechanism and improvement criteria for the runaway oscillation stability of a pump-turbine[J]. Applied Sciences, 2018, 8(11):2193.
- [18] 李金伟,刘树红,周大庆,等. 混流式水轮机飞逸暂态过程的
   三维非定常湍流数值模拟[J].水力发电学报,2009,28(1):
   178-182.

LI Jinwei, LIU Shuhong, ZHOU Daqing, et al. Three-dimensional unsteady simulation of the runaway transient of the Francis turbine [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2009, 28(1): 178-182.

(王治红 编辑)