

应急供水多级泵意外停机水力过渡过程瞬态特性

司乔瑞，夏欣，武凯鹏，邓凡杰，袁寿其^{*}

(江苏大学流体机械工程技术研究中心，镇江 212013)

摘要：应急供水多级泵的意外停机会引起系统性能参数的剧烈变化，严重威胁供水安全。为了探究多级泵停机水力过渡过程内部流场的瞬态效应，该研究建立了基于叶轮转动平衡方程的泵停机过程转速预测方法，数值模拟分析了意外停机过程中多级泵内部流动特性。研究结果表明：在意外停机过程中，多级泵分别经历水泵工况、制动工况、反转工况以及飞逸工况 4 个阶段，转速呈现先减小至 0 后沿负方向增大的趋势，最后稳定在飞逸转速-4210 r/min 附近；流量呈现先减小至 0 后沿负方向增大的趋势，然后再沿正方向增大，最终稳定在飞逸流量-14.32 kg/s 附近；扭矩呈现先减小再增加，最后减小并稳定在零点附近。泵内流量和转速的大小、方向不断变化引起叶轮流道内流体的流动分离和回流，伴随着涡的形成、发展和破碎等时空演变；熵产值的变化与多级泵内不稳定流动密切相关，由湍流耗散所带来的损失起主导作用，在达到飞逸工况后湍流耗散熵产占比约 65.2%，能量损失主要发生在叶轮流道内，且制动工况中内流场的损失较大；多级泵首级流道内监测点压力变化最为剧烈，各级监测点的压力脉动系数波动幅值随着级数的增加呈减小趋势；压力脉动振幅主导频率与多级泵转速呈现正相关关系，主导分量对应于叶轮流道的叶片通过频率，且沿着流体流动方向压力脉动频率振幅逐渐增大，压力脉动的频率特性可以反应出意外停机过程中流量的不稳定变化。研究成果可为应急供水系统安全稳定运行提供理论指导。

关键词：离心泵；瞬态效应；内部流动；意外停机；熵产分析

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202308219

中图分类号：TK733⁺³

文献标志码：A

文章编号：1002-6819(2024)-04-0072-10

司乔瑞，夏欣，武凯鹏，等. 应急供水多级泵意外停机水力过渡过程瞬态特性[J]. 农业工程学报, 2024, 40(4): 72-81.

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202308219 http://www.tcsae.org

SI Qiaorui, XIA Xin, WU Kaipeng, et al. Transient characteristics of the hydraulic transition process of emergency water supply multi-stage pump with unexpected shutdown[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2024, 40(4): 72-81. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202308219 http://www.tcsae.org

0 引言

应急供水多级泵是灾后应急供水的核心设备，属于离心泵的一种。应急供水是保障灾后生存的重要生命线工程，多级泵是流体输送的核心动力源，其运行稳定性和可靠性对维持灾害现场的救援至关重要。在实际运行中，泵启动、阀门开关、意外停机等从一个稳定工况转换至另一个工况的水力过渡过程中，机组的转速、流量、压力等性能参数会短时间内发生剧烈变化，进而引发内部流场的不稳定流动，产生瞬态效应^[1-2]。意外停机情况发生时，泵的瞬态效应可能会影响水力输送系统的安全稳定运行^[3]。多级泵出口压力较大，在极端情况下可能会造成泵机组及管路的严重破坏，进而威胁工作人员的生命安全。

收稿日期：2023-08-29 修订日期：2024-01-08

基金项目：国家重点研发计划项目（2022YFC3204603）；2022 年度江苏省碳达峰碳中和科技创新专项资金（BE2022032-3）；芜湖市重大科技成果转化项目（2022zc07）

作者简介：司乔瑞，博士，研究员，研究方向为流体机械内部不稳定流动特性。Email: siqiaorui@ujs.edu.cn

※通信作者：袁寿其，博士，研究员，研究方向为排灌机械基础理论。Email: shouqiy@ujs.edu.cn

目前，国内外学者对水力机械过渡过程中瞬态流动特性已开展了大量的理论分析、试验研究和数值模拟。THANAPANDI 等^[4] 通过在相对坐标系下对叶轮内流体进行受力分析，并运用基于连续性方程和动量方程的特征线法来预测离心泵启停过程的瞬态性能，发现特征线法不仅能够预测准稳态性能还能预测瞬态特性。王乐勤等^[5] 采用键合图法对叶片泵的启动过程进行了动态特性数值仿真研究，通过试验对比验证了键合图法的可靠性，然后基于效率相似与转矩平衡方程，建立求解混流泵开机过程瞬态水力特性的数值模型。DAZIN 等^[6] 提出了采用角动量方程和能量方程来预测在瞬态条件下叶轮内部扭矩、功率和扬程的方法，认为泵叶轮的行为不仅取决于通常转动加速度和流量，还取决于速度分布及其在瞬态期间的演变。FARHADI 等^[7] 考虑整个管路系统及泵内湍动能的影响，从能量的角度对核电泵的启动过渡过程建立了数学方程和瞬态分析模型。REZGHI 等^[8] 基于特征法和苏特变换方法，对两台并联水泵和水轮机机组在失控工况下水力参数敏感性进行了数值研究，发现失控不稳定工况下，转动惯量对最大转矩有较大影响。试验方面，ISMAIER 等^[9] 试验研究了管路系统中离心泵出口阀门关闭过渡过程，认为离心泵出口压力脉动会与阀门产生的压力波动相互干涉，进而产生放大效应引起水

锤现象。WU 等^[10]搭建了闭式回路, 试验研究了不同转速离心泵停机过渡过程的规律, 认为泵转子和流体的惯性是会影响泵停止期间流体流动的特征。张玉良等^[11]对复合叶轮离心泵停机过程进行了试验研究, 发现转速下降曲线基本上为四次多项式函数的形式。LU 等^[12]试验测试了反应堆冷却泵意外停机时的惰转特性, 发现导叶能够改善流动结构和减小流动损失, 管路阻力主要影响泵的流量和扬程, 对转轮转速影响较小。随着计算流体力学技术的快速发展, LIU 等^[13]采用结合非共形网格边界条件的动网格以及流体体积模型对离心泵停机过程进行了三维数值模拟, 认为叶轮内的失速是造成准稳态模拟和瞬态结果差别较大的原因。王秀礼等^[14]采用惰性模型数值研究了核主泵停机过程水力过渡特性, 认为带惰轮惰转模型最优, 涡量变化是影响泵外特性特征的重要因素。罗兴绮等^[15]通过 CFX16.0 和 Fortran 程序的二次开发建立了基于准稳态计算的转矩转速迭代方法的贯流式水轮机飞逸过程数值模拟流程, 获得了转速、流量、力矩等外特性参数在飞逸过程中的变化历程以及水轮机内部流场的动态特性。冯建军等^[16]进一步采用熵产理论获得了离心泵事故断电停机飞逸过程中过流部件流场能力损失分布情况。张晨滢等^[17]结合涡量分布和 Q 准则方法, 对管道泵作透平飞逸过度过程旋涡分布进行了研究。FENG 等^[18]等使用 CFX 仿真离心泵断电的瞬态过程并结合试验得到了停电后的瞬态过程中泵特性参数随时间的变化规律。戈振国等^[19]认为离心泵飞逸工况前的大幅度波动和飞逸工况时的周期性脉动, 可能导致空化的发生和影响机组的稳定性。但由于模型以及涡分析方法的复杂性, 迄今多级离心泵意外停机过渡过程中内部流动的演化规律仍未揭示。许哲等^[20]采用流体体积函数法分析上下游水气两相分布, 利用力矩平衡方程推导叶轮实时转速, 并结合熵产理论分析计泵装置在正反向飞逸过渡过程的差异性, 发现涡核的聚集与漩涡的演变是流场产生明显能量损失的原因。张玉良等^[21]研究了低比转速离心泵工况流量突然减小的瞬态过程, 发现瞬态流场演化整体上滞后于准稳态流场。

本文针对应急供水多级泵在水力过渡过程中的外特性、能量损失、压力脉动以及内流场瞬态特性展开研究, 揭示水力过渡过程中各参数的变化情况以及内部流场演化过程, 为应急供水系统的安全稳定运行提供理论指导和工程应用参考。

1 计算方法及数值模型

1.1 数值模拟方法

在多级泵意外停机过程中叶轮和叶轮流道中的流体存在一种转动平衡, 流场信息的计算和叶轮刚体运动特性的预测是一种耦合关系^[15]。级泵的叶轮旋转域定义为一个刚体, 作为内部流场的子域, 通过给定刚体的初始角速度、转动惯量、质量等信息自行计算刚体的运动情况, 最终实现流体-刚体相互作用的模拟。其计算流程如图 1 所示, 其中刚体为 CFX 的插件模块, 用于和流体模

块进行耦合以模拟流体和刚体的相互作用, 旋转域转动平衡方程如下:

$$J = mR^2 \quad (1)$$

式中 m 为旋转域的质量, kg, R 为旋转域的回转半径, m; J 为多级泵叶轮转动惯量, kg·m²。

$$M_t - M_g = J \frac{d\omega}{dt} \quad (2)$$

式中 M_t 为作用在叶轮上的合力矩, N·m; M_g 为系统负载力矩, N·m; ω 为叶轮旋转角速度, rad/s, t 为叶轮转动时长, s。多级泵意外停机后负载力矩为零, 对式(2)进行差分离散可以得到:

$$\omega^{i+1} = \omega^i + \frac{M_t^i}{J} \Delta t \quad (3)$$

式中 ω^{i+1} 为 $i+1$ 时刻的叶轮旋转角速度, rad/s; ω^i 为 i 时刻的叶轮旋转角速度, rad/s; M_t^i 为 i 时刻的作用在叶轮上的合力矩, N·m; J 为多级泵叶轮转动惯量, kg·m²; Δt 为计算时间步长, s。相关计算依托 Ansys CFX12.1 软件进行。

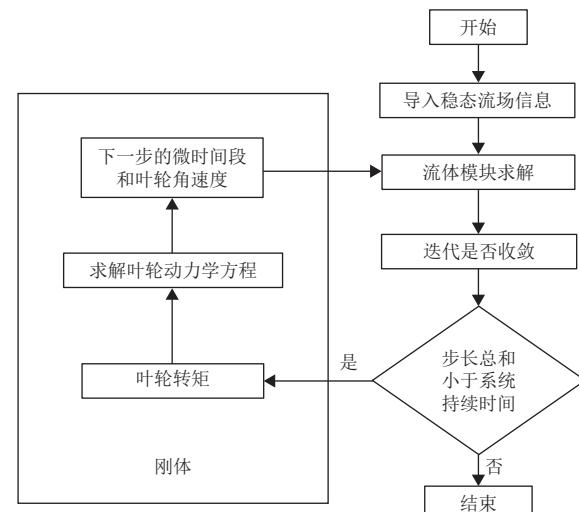


图 1 计算流程

Fig.1 Calculation process

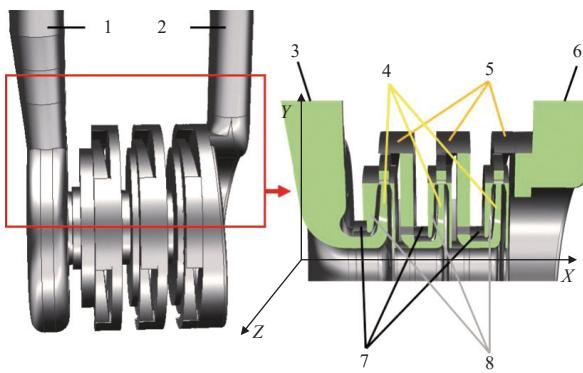
1.2 计算模型及网格划分

选用三级应急供水泵为研究对象, 三级泵模型的泵体材料为不锈钢, 设计参数如下: 转速 $n_d=3\,800\text{ r/min}$ 、流量 $Q_d=36.0\text{ m}^3/\text{h}$ 、单级扬程 $H=107.1\text{ m}$ 、单级比转速 $n_s=41.6$ 、叶轮叶片数 $Z=5$ 、导叶片数 $Z_d=4$ 、泵进口段直径 $D_1=80\text{ mm}$ 、泵出口段直径 $D_2=65\text{ mm}$ 。

三级泵全流道计算域及其在笛卡尔坐标系中的位置如图 2 所示, 主要包括进水段、吸水室、口环、泵腔、叶轮、导叶、蜗壳以及出水段。其中, 为了减小进出口边界条件位置对泵内部流动的影响, 进出水段的长度设置为管径的 5 倍。

数值计算时以 25 °C 纯水为工作介质, 并选用 SST $k-\omega$ 湍流模型进行流场的求解。采用混合网格对计算域进行划分, 为能够更好地捕捉到叶片壁面附近的流场变化, 需要保证第一层网格高度在一定范围内, 本研究设

置第一层网格高度为 0.015 mm，控制其它层网格高度的生长比为 1.5。为了保证数值模拟的精度并降低其计算资源占用，共划分 5 组不同数量网格对模型泵的设计工况进行数值模拟计算，并对扬程的波动变化进行了分析，其计算结果数值如表 1 所示。经网格无关性分析发现当网格数达到 1 420 万以上时扬程的相对误差小于 0.02%（表 1），该网格数下网格质量均在 0.3 以上，叶片壁面 Y^+ 数值不大于 30（图 3），符合所选取湍流模型计算的要求，因此采用网格数 1 420 万进行瞬态计算。



1.进水段 2.出水段 3.吸水室 4.叶轮 5.导叶 6.蜗壳 7.口环 8.泵腔
1.Inlet section 2.Outlet section 3. Water absorption chamber 4.Impeller 5.Guide vane 6.Volute 7.Orifice 8.Pump chamber

图 2 多级泵计算域

Fig.2 Calculation domain of the multi-stage pump

表 1 网格无关性分析

Table 1 Grid independence analysis

| 序号 No. | 网格数 Number of grids/ $\times 10^5$ | 扬程 Head/m | 扬程相对误差 Relative error of head/% |
|-----------|---------------------------------------|--------------|------------------------------------|
| 1 | 1 273 | 337.25 | - |
| 2 | 1 342 | 340.61 | 1.000 |
| 3 | 1 420 | 342.79 | 0.640 |
| 4 | 1 487 | 342.87 | 0.020 |
| 5 | 1 549 | 342.92 | 0.015 |

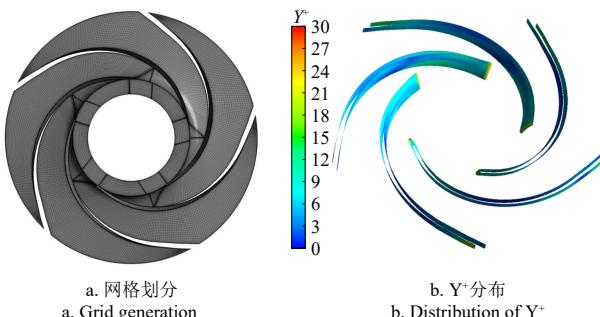


图 3 计算域网格划分及 Y^+ 分布

Fig.3 Grid generation and distribution of Y^+

1.3 计算方法

由于在应急供水多级泵在意外停机过程中，多级泵内流体流动方向是由动态压力的变化所决定，当流体流进计算域边界时，将输入的相对压力视为总压^[19]；当流体流出计算域边界时，相对压力视为相对静压值。鉴于此，设置进出口的边界条件类型均为 Opening 类型。在进行瞬态计算时将对应的稳态工况下的定常计算结果作

为初始边界条件，非定常计算时采用 Transient Rotor Stator 方式处理动、静计算域交界面。其中进水段计算域的边界条件为对应稳态工况下的定常计算的进口静压值，为 101 325Pa，出水段计算域的边界条件为对应稳态工况下的定常计算的出口总压值。在瞬态计算中，设置叶轮计算域为刚体，垂直于叶轮进口面的方向（轴向）为 X 方向，由式（1）计算得转动惯量为 0.050 7 kg/m²，X 方向初始角速度由初始转速转换可得为 397.94 rad/s；整个瞬态计算时间为 1 s，时间步长取为 0.001 s，最大迭代次数设置为 15，收敛准则为最大残差小于 1×10^{-4} 。

1.4 试验验证

为验证所建立模型的准确性，对多级泵数值计算后的扬程及效率结果与试验测试结果进行对比分析，试验参照 GB/T 3 216-2016 在江苏大学水泵实验室开式试验台上进行。离心泵机组性能测试试验台主要设备有进出口管路、静压传感器、电动控制阀、变频器、电机、扭矩仪、待测三级泵、辅助潜水泵、NI USB-6 343 采集卡，如图 4a 所示。从图 4b 中可以看出，模拟得到的扬程及效率和试验值的变化趋势具有相似性。扬程的模拟与试验结果最大相对误差为 4.47%；效率的模拟与试验结果最大相对误差为 3.87%。扬程和效率的模拟值与试验值的误差均在 5% 以内，所建模型准确可靠。



a. 试验场景
a. Experimental site

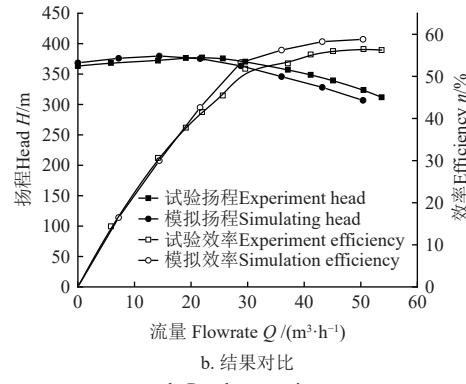


图 4 多级泵外特性试验现场及与模拟结果的对比

Fig.4 Experimental site and comparison of multi-stage pump performance to numerical results

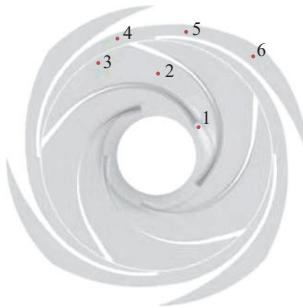
2 意外停机过程瞬态特性分析

2.1 监测点设置和指标计算方法

2.1.1 监测点设置

为了研究多级泵在启动过程中的压力脉动特性，选取停机时间为 1 s 这一工况，并在各级叶轮及导叶内设

置压力脉动监测点。以首级叶轮压力脉动监测点布置为例, 如图5所示, 为了探究叶轮和导叶全流道内的压力脉动情况, 选取流道内的平均分布的3个点作为检测对象。点1、2、3分别表示叶轮流道内的前端、末端和中间3个压力脉动监测点, 并随着叶轮旋转。点4、5、6分别表示导叶流道内的3个压力脉动监测点, 监测点位置相同。次级以及末级的压力脉动监测点和首级布置相同, 总计压力脉动监测点为18个。



注: 1~3 为首级叶轮压力脉动监测点; 4~6 为首级导叶压力脉动监测点。
Note: 1-3 are the first impeller pressure pulsation monitoring point; 4-6 are the first-stage guide vane pressure pulsation monitoring point.

图5 监测点布置

Fig.5 Monitoring point arrangement

2.1.2 指标计算方法

熵产指的是由于多级泵工作介质的黏性及雷诺应力的存在, 使得多级泵在运行过程中机械能不可逆地向内能转化, 造成的不可逆能量损失。整个计算域的局部熵产率主要分为由平均速度引起的直接耗散项以及由脉动速度引起的湍流耗散项, 定义为

$$\dot{S}_{\bar{D}}''' = \dot{S}_{\bar{D}}^{'''} + \dot{S}_{D'}''' \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\bar{D}}''' &= \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] \\ &\quad + 2 \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] \dot{S}_{D'}''' \\ &= \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial y} \right)^2 \right] \\ &\quad + 2 \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (5)$$

式中 $\dot{S}_{\bar{D}}'''$ 为直接耗散熵产率, $\text{W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$; $\dot{S}_{D'}'''$ 为湍流耗散熵产率, $\text{W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$; μ 为流体动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; T 为温度, K ; u 、 v 、 w 分别表示速度在 x 、 y 、 z 轴方向的分量, m/s ; \bar{u} 与 u' 分别表示平均速度与脉动速度, m/s 。

通过观察上式, 发现直接耗散熵产率 $\dot{S}_{\bar{D}}'''$ 可以通过数值计算直接获取, 而湍流耗散熵产率 $\dot{S}_{D'}'''$ 由于湍流速度场无法直接获取而无法求解。根据 KOCK 的理论^[20], 认为湍流耗散熵产率与湍流模型存在内在联系, 由湍流耗散速率 ε 所体现。因此在 SST $k-\omega$ 湍流模型中可得:

$$\dot{S}_{D'}''' = \alpha \frac{\rho \omega k}{T} \quad (6)$$

式中 α 为经验系数, 取值是 0.09; ρ 是密度, kg/m^3 ; ω 为湍流脉动特征频率, s^{-1} ; k 为湍流强度, m^2/s^2 。

然而, 局部熵产率会存在较明显的壁面效应, 且时均项较为明显, 其计算公式如下:

$$\dot{S}_w''' = \frac{\tau \cdot v}{T} \quad (7)$$

式中 τ 为壁面剪切应力, Pa ; v 为靠近壁面第一层网格的速度, m/s 。

对局部熵产率计算域的体积 V 进行积分以及对壁面熵产率计算域的表面积 S 进行积分可以得到:

$$S_{pro,\bar{D}} = \int_V \dot{S}_{\bar{D}}''' dV \quad (8)$$

$$S_{pro,D'} = \int_V \dot{S}_{D'}''' dV \quad (9)$$

$$S_{pro,W} = \int_S \dot{S}_w''' dS \quad (10)$$

式中 $S_{pro,\bar{D}}$ 为直接耗散熵产, W/K ; $S_{pro,D'}$ 为湍流耗散熵产, W/K ; $S_{pro,W}$ 为壁面熵产, W/K 。因此计算域的总熵产为

$$S_{pro} = S_{pro,\bar{D}} + S_{pro,D'} + S_{pro,W} \quad (11)$$

由于多级离心泵内的压力会随着级数的增加而增大, 为了更方便地分析各级内的流场压力脉动变化情况, 可以对压力结果进行无量纲化处理, 使用压力脉动系数 C_p 来表征压力脉动的波动程度, 其计算式为

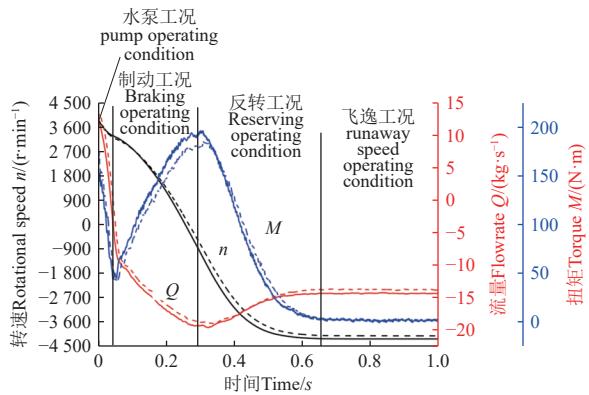
$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{0.5 \rho u_2^2} \quad (12)$$

式中 \bar{p} 为各监测点处的平均瞬时压力值, Pa ; p 为各监测点的平均瞬时压力值, Pa ; ρ 为输送的流体密度, kg/m^3 ; u_2 为叶轮出口的圆周速度, m/s 。

压力脉动一般分析时域特性和频域特性, 但常用的方法无法表示某个时刻信号频谱的分布情况。为了更准确的探究启动过程的压力脉动时频域特性, 本文采用小波变换法^[21] 对瞬态计算得到的压力数据进行了分析。本文研究对象设计转速为 3 800 r/min, 对应的转动频率即轴频 f_0 为 63.33 Hz。

2.2 外特性参数变化

如图6所示为意外停机过程外特性变化曲线。从图6中可以看出, ($t=0 \sim 0.036 \text{ s}$) 多级泵处于水泵工况, 在意外停机后外部负载为 0, 各参数开始下降, 转速从 3 800 r/min 降至 3 282 r/min, 下降约 13.6%; 流量迅速下降并在 $t=0.036 \text{ s}$ 时刻下降为 0, 此时扭矩也达到波谷, 其值为 65.15 N·m。($t=0.036 \sim 0.254 \text{ s}$) 多级泵处于制动工况, 流量由正向流量向反向流量转变并逐渐增大, 在反向流量的冲击下转速迅速减小, 而扭矩在此阶段从波谷震荡上升; 在 $t=0.254 \text{ s}$ 时刻转速下降为 0, 此时 $Q = -18.63 \text{ kg}/\text{s}$, $M = 186.91 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。($t=0.254 \sim 0.669 \text{ s}$) 多级泵处于反转工况, 叶轮开始反向旋转并逐渐增大, 反向流量在增加到 19.3 kg/s 后, 由于叶轮径向流道较长会对流体的轴向流动产生一定影响, 出现反向流量随反向转速上升而减小的现象; 在此阶段扭矩上升到峰值 196.05 N·m 后迅速下降。($t=0.669 \sim 1 \text{ s}$) 多级泵处于飞逸工况, 扭矩在 0 附近震荡, 此时转速达到飞逸转速 -4 210 r/min, 其绝对值为初始转速的 1.11 倍, 流量达到飞逸流量 -14.32 kg/s, 其绝对值为初始流量的 1.43 倍。



注：实线为设计流量 Q_d 的外特性变化曲线，虚线为 $1.2Q_d$ 的外特性变化曲线。

Note: The solid line is the external characteristic change curve of the design flow Q_d , and the dotted line is the external characteristic change curve of $1.2Q_d$.

图 6 不同初始流量下的泵外特性变化曲线

Fig.6 Curves of off-pump characteristics at different initial flow rates

对于转速而言，当 $t < 0.2$ s 时两种工况下的转速变化差异不大，在 $t > 0.2$ s 后差异较为明显，在到达飞逸工况

时设计流量工况下飞逸转速为设计转速的 1.11 倍，而大流量工况下飞逸转速则为设计转速的 1.08 倍；对于流量而言，由于初始流量不同，所以整体流量的大小始终存在一定差值，仅在 $t=0.41\sim0.5$ s 具有一定的重合，到达飞逸工况时设计流量工况下飞逸流量为设计流量的 1.43 倍，而大流量工况下飞逸流量则为设计流量的 1.38 倍；对于扭矩而言，虽然设计流量工况的初始扭矩数值小于大流量工况的初始扭矩数值，扭矩的变化峰值略大于大流量工况下的扭矩峰值，而两种工况下的水泵工况与制动工况的临界工况点的扭矩波谷处大小相等。设计流量下转速、流量、扭矩变化趋势和大流量工况下具有相似性，只是在具体数值上有所不同。

2.3 各级叶轮压力和速度分布

图 7 所示为意外停机过程中，初始流量为设计流量 Q_d 下的各级叶轮中间截面压力分布和各级叶轮速度分布情况。考虑到整个意外停机过程时刻太多，选取其中 4 个时刻对各级叶轮压力和速度分布做主要分析，分别为代表多级泵意外停机的 $t=0$ 初始工况点、流量 Q 、转速 n 以及扭矩 M 均为 0 的工况点。

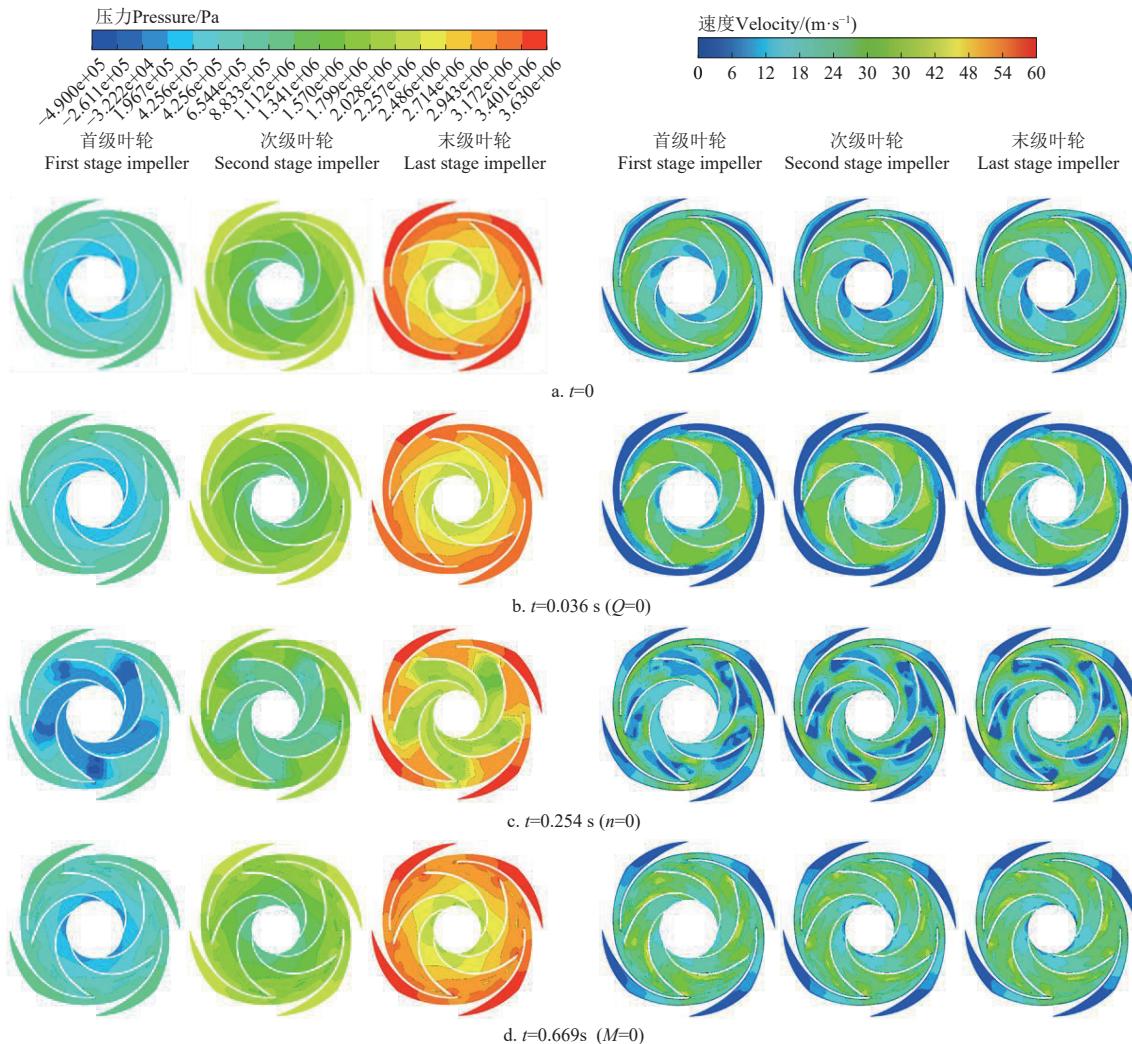


图 7 泵意外停机过程中各级叶轮压力及速度分布

Fig.7 Impeller pressure and velocity distribution at all levels during pump shutdown process

从图 7 可以看出，意外停机过程中多级泵各级叶轮

压力分布相似，并且首级叶轮内压力最低，末级叶轮内

压力最高。在 $t=0$ 时刻, 多级泵虽然失去外部负载, 但叶轮流道内压力仍处于相对稳定状态, 此时叶轮内压力和速度分布均匀, 并沿着转动半径的增大而增加。在叶轮流道的进口处, 由于流体需要克服惯性和静压力, 速度较低, 而在叶轮流道的出口处, 由于流体被加速并需要克服动压力, 速度较高; 在 $Q=0$ 时, 反向流量和正向流量数值相等, 叶轮流道整体上压力较 $t=0$ 时刻小, 压力任沿着转动半径的增大而增加。由于流量和转速的降低, 在叶轮流道的进口处低速区范围减小, 并在叶片压力面靠近出口附近形成高速区; 在 $n=0$ 时, 叶轮流道在反向流量的冲击下, 在叶片压力面靠近叶轮出口附近产生相对高压, 低压区从叶轮进口沿叶片旋转方向向出口发展, 并在叶片吸力面产生较大的负压值。叶轮流道内速度分布逐渐不均匀, 在叶片压力面以及吸力面靠近叶轮流道出口附近形成范围较大的低压区, 这是由于惯性使流体继续流动, 并形成反向流量, 影响了速度分布; 在 $M=0$ 时, 多级泵进入飞逸工况, 在旋转作用下, 叶轮流道内整体压力上升, 低压区只存在叶轮流道进口附近, 并且叶片吸力面靠近叶轮出口附近由 $n=0$ 时刻的低压区转变为高压区。叶片压力面以及吸力面靠近叶轮流道出口附近的低速区在反向转速的作用下逐渐向高速转变, 整体速度分布逐渐均匀, 这是因为多级泵在飞逸状态下, 低速区内流体受反向旋转和离心力增大的加速作用, 改变了原有的速度分布。

2.4 各级叶轮涡结构分布

图 8 所示为意外停机过程中初始流量为设计流量 Q_d 下的各级叶轮涡结构分布情况, 采用了基于 Ω 涡识别方法^[22-25]。在 $t=0$ 时刻, 叶轮流道内流动分离明显, 以出口附近的分离涡和贯穿整个通道附着在叶片吸力面长条形涡团为主。分离涡是流体克服动压力产生的, 长条涡团是流体在叶片吸力面上的附着涡。随着流量的减少, 叶轮流道出口附近的分离涡破碎成细条涡团并向叶轮流道进口发展, 在 $Q=0$ 时, 形成占据大部分叶轮流道的通道涡, 这是因为流量减小使流体的动能减小、动压下降, 流体内的分离作用减弱。在 $n=0$ 时, 随着反向流量的冲击, 通道涡破碎成长条涡团, 并在叶片吸力面靠近叶轮出口附近形成不规则低速和高速涡团。在 $M=0$ 时, 涡结构主要集中在叶片吸力面靠近叶轮流道进口、叶片压力面靠近叶轮流道出口附近, 叶片吸力面靠近叶轮流道进口附近表现为内旋的通道涡, 叶片压力面靠近叶轮流道出口附近则表现为长条状分离涡。这是因为叶轮反转使得流体加速, 形成了新的涡结构。意外停机过程中, 首级叶轮内涡结构的分布范围和后两级略有差异, 这与其进口直径及进流方式不同有关。

2.5 泵内熵产分布

2.5.1 过流部件的熵产

意外停机过程中, 初始流量为设计流量 Q_d 下的泵内熵产分布如图 9 所示。由图可知, 在意外停机过程中, 随着流量和转速大小及方向的不断变化, 多级泵内总熵产 S_{pro} 也随之不断变化, 在失去外部负载后随着流量和

转速的减小, 总熵产快速减小至第一个波谷 26.02 W/K。在反向流量逐渐增大后, 总熵产也逐渐增大, 并在制动工况内达到峰值 146.23 W/K。随着反向流量增大叶轮转速进一步降低, 总熵产也随之减小。在达到第二个波谷 48.13 W/K 后又随着反向转速的增大而增大, 在到达飞逸工况后趋于稳定。湍流耗散熵产 $S_{pro,D}$ 、壁面熵产 $S_{pro,W}$ 与总熵产变化趋势相似, 而直接耗散熵产的大小及变化相对于其他两种熵产较小, 其影响可以忽略不计; 在意外停机过程中, 流量和速度的大小、方向变化是导致各种熵产波动的主要原因, 湍流耗散熵产变化幅度较大, 由湍流耗散所带来的损失影响占主导地位, 在达到飞逸工况后湍流耗散熵产比率约为 65.2%。

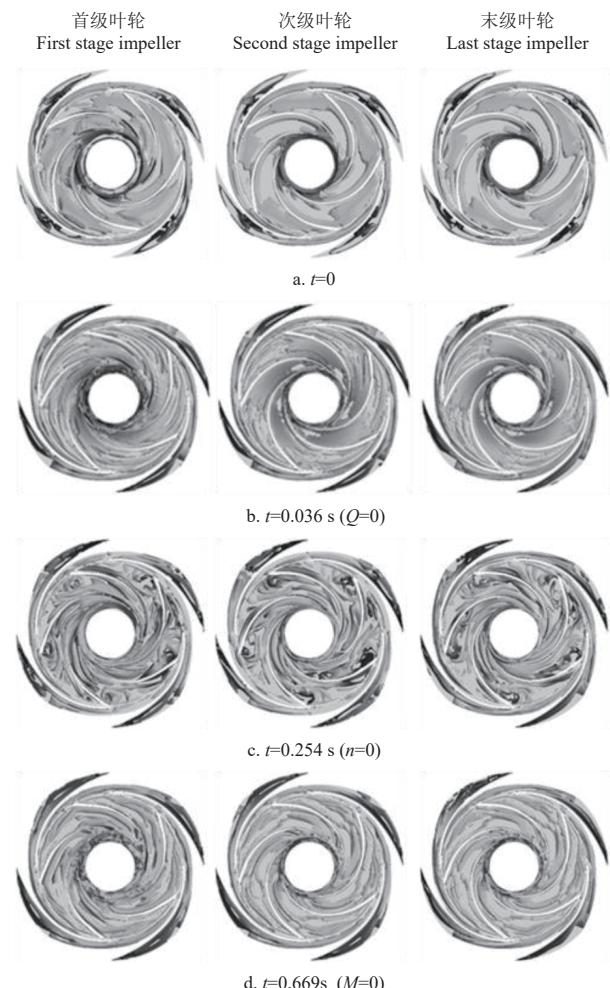


图 8 意外停机过程中各级叶轮涡结构分布
Fig.8 Power failure shutdown process at all levels of impeller vortex structure distribution

意外停机过程中, 初始流量为设计流量 Q_d 下的泵内主要过流部件的总熵产比率如图 10 所示, 在意外停机过程中, 叶轮流道的总熵产值比率数值以及变化幅度较大, 并且其变化趋势与泵内总熵产值变化趋势相似, 说明意外停机过程中能量损失主要发生在叶轮流道, 这是由于意外停机过程中, 叶轮流道内流动不稳定, 存在漩涡、流动分离、回流等不良流动现象, 速度梯度也在不断变化。相比之下, 其他过流部件总熵产值比率的大小及变

化幅度相对较小。在进入飞逸工况后可以看出, 总熵产比率最大的过流部件为叶轮, 其值为 76.33%, 其次为导叶、泵腔、口环、以及吸水室, 蜗壳最小。

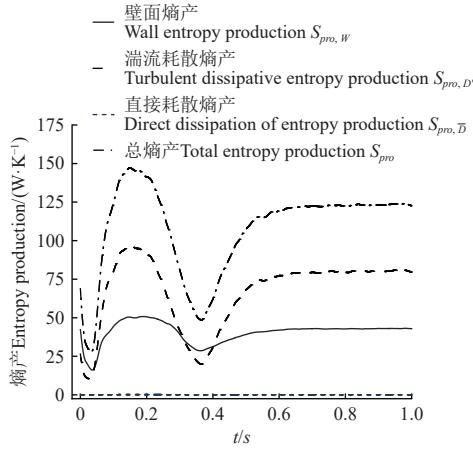


图 9 意外停机过程中泵内熵产分布

Fig.9 Entropy production distribution during pump shutdown process

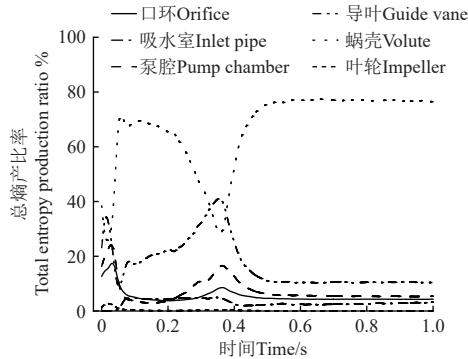


图 10 意外停机过程中过流部件的总熵产比率变化

Fig.10 The total entropy production ratio variation of overcurrent components during pump shutdown process

2.5.2 熵产分布

由于在意外停机过程中, 湍流耗散所带来的损失影响较为严重, 且能量损失主要发生在叶轮流道, 因此本节对叶轮流道意外停机过程中能量损失进行分析, 图 11 所示为初始流量为设计流量 Q_d 下的叶轮流道局部熵产率分布。从图可以看出, $t=0$ 时各级叶轮内局部熵产率分布范围较小, 此时损失相对较小。由于叶轮出口附近的流动分离, 使得局部熵产率主要集中在叶片压力面靠近叶轮出口附近。随着转速和正向流量的减小, 局部熵产率分布范围有所增大, 在 $t=0.036$ s 时可以观察到明显的局部熵产率分布。这是由于当流量和转速减小时, 流动变得不稳定, 导致能量损失增大, 但增幅较小。在 $t=0.254$ s 时刻, 随着反向流量的冲击, 局部熵产率的分布范围及强度均有所增大, 局部熵产率区域几乎充满整个流道, 并在叶轮流道中间区域形成高熵产率区, 说明此处水力损失较大。当转速减小达到停机状态时, 主要由于叶轮停止旋转导致流动急剧变化, 产生较大的能量损失。在 $t=0.669$ s 时, 由于叶轮的反转使得局部熵产率范围及大小发生改变, 高局部熵产率区由叶轮流道中间区

域向叶轮流道出口发展, 并在叶片压力面靠近叶轮出口附近形成条状高局部熵产率区, 总体上局部熵产率的分布范围较 $t=0.036$ s 时减小, 但其强度较 $t=0$ 时有所增大。

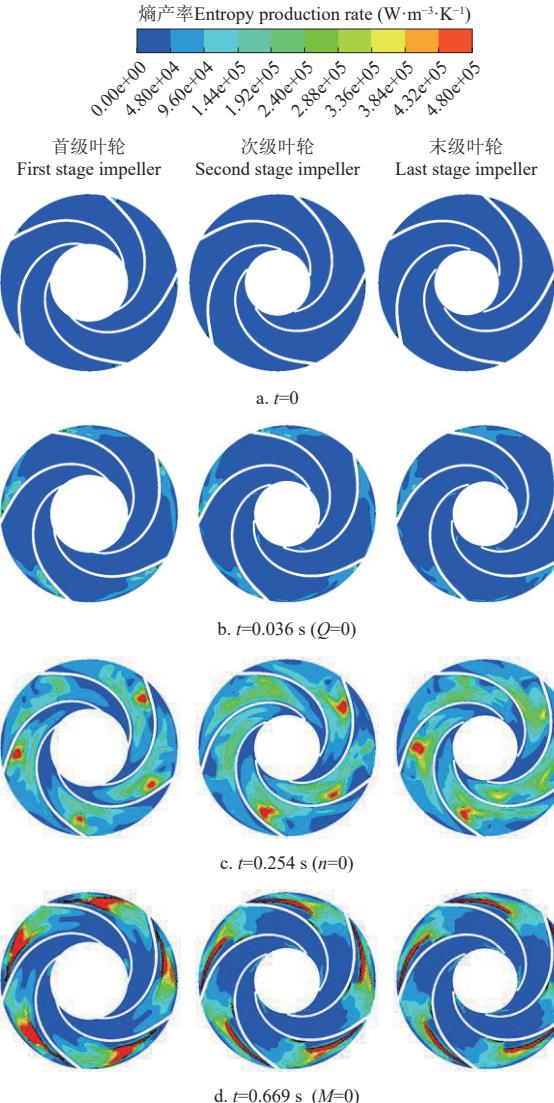


图 11 意外停机过程中叶轮流道熵产率分布

Fig.11 Entropy production rate distribution in the impeller basin during pump shutdown process

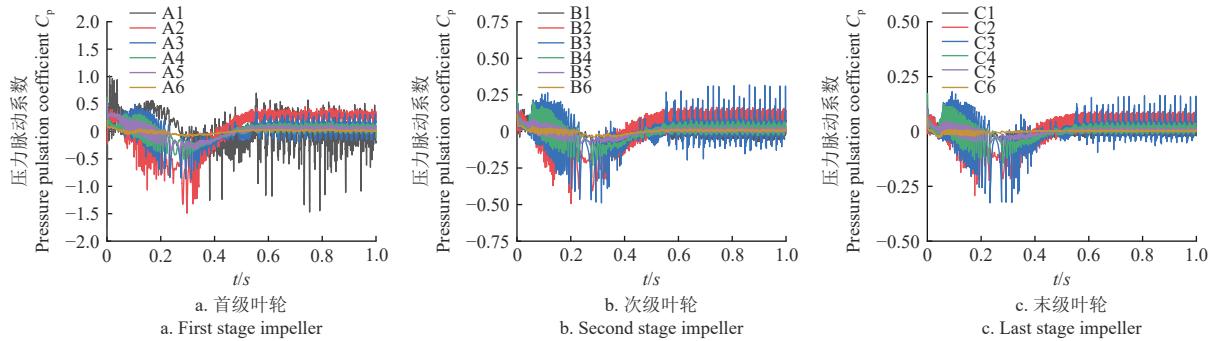
2.6 泵内压力脉动分析

2.6.1 压力脉动时域特性分析

图 12 所示为意外停机过程中的压力脉动时域特性。由图可知, 多级泵不同级内部压力脉动时域特性具有一定差异。各级流道内压力脉动系数随着转速和流量的变化而变化, 呈现出相似的趋势变化。在多级泵失去外部负载后, 各级流道内监测点压力脉动系数开始下降, 在 $t=0.036$ s 后略有上升后再次下降, 在 $t=0.254$ s 后开始逐渐上升, 并在最后趋于周期性震荡。不同监测点的压力脉动系数波动幅值有所不同。首级叶轮流道内监测点 1 波动幅值较大, 其次为点 3, 最后为点 2, 导叶流道中监测点 4 波动幅值较大, 其次为点 5, 最后为点 6。而次级和末级叶轮流道出口附近的监测点 3 波动幅值较大, 其

次为监测点2, 最后为监测点1, 导叶流道则与首级相似。随着级数的增加, 各级监测点的压力脉动系数波动幅

值呈减小趋势, 这表明首级流道内监测点压力变化较为剧烈。



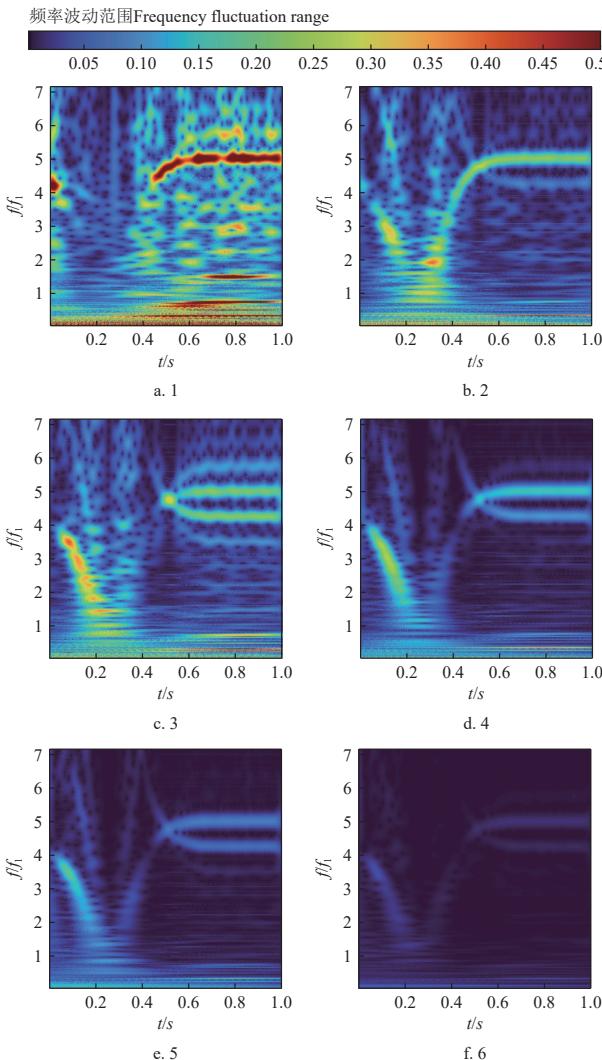
注: A、B、C 分别代表首级叶轮、次级叶轮和末级叶轮。Note: A, B, C represent the first impeller, the secondary impeller and the last impeller respectively.

图 12 压力脉动时域特性

Fig.12 Time domain characteristics of pressure pulsation

2.6.2 压力脉动时频域特性分析

图 13 所示为意外停机过程中多级泵首级各监测点的压力脉动时频域特性。



注: f , f_i 分别为主频和转动频率, Hz。1~6 为监测点。

Note: f and f_i are respectively the main frequency and rotation frequency, Hz. 1~6 are monitoring points.

图 13 首级叶轮压力脉动时频域特性

Fig.13 Impeller pressure pulsation time-frequency domain characteristics of first stage

多级泵飞逸工况下的转速为 -4210 r/min , 对应的转动频率即轴频 f_i 为 70.17 Hz 。由图可知, 随着停机过程的进行, 压力脉动振幅主导频率整体上呈先减小再增加后稳定的趋势。叶轮流道内各监测点频率及其振幅变化较为复杂, 是由于意外停机过程中流量、转速的大小和方向会不断变化, 叶轮流道内的流动呈现不稳定的状态。

各监测点存在多个不连续的振幅占优的频率分量, 这是由于流量、转速的大小和方向的变化以及流体中存在的漩涡、流动分离、回流等不良流动现象造成的技术波动引起的, 其中主导分量对应于 $5f_i$, 即叶轮流道的叶片通过频率。在图 13a~13c 中, 压力脉动振幅占优的频率在 $0\sim0.2\text{ s}$ 整体逐步减小, 并从 $0.2\sim0.6\text{ s}$ 逐渐增大, 其中 0.6 、 0.8 和 1 s 时刻压力脉动主频明显为 $5f_i$ 。监测点 1 频率分量振幅大于监测点 2、3, 这是由于意外停机过程中叶轮进口在经历流量倒灌和叶轮反转后, 由流体进口变成流体出口, 流动更加不稳定且存在许多低频流动紊乱。而监测点 2、3 受到叶轮和导叶动静干涉的影响还出现 $4f_i$, 导叶内监测点 4~6 频率变化趋势和 2、3 相似, 且频率分量振幅沿流动方向逐渐增大。

通过研究意外停机过程中多级泵内部压力脉动时频域特性, 可以深入了解泵在意外停机过程中的运行状态, 及时发现问题并采取相应措施, 提高设备的运行稳定性, 减少故障发生的可能性。并为设备设计提供重要参考依据, 优化泵的结构设计和工作参数, 提高设备的性能和效率。

3 结 论

本研究基于叶轮转动平衡方程, 探究应急供水多级泵意外停机过程中内部流动特性以及转速、流量、扭矩动态变化规律。主要结论如下:

1) 应急供水多级泵意外停机过程中将经历水泵工况、制动工况、反转工况以及飞逸工况 4 个阶段。转速呈现先正向减小后反向增大的趋势, 最后稳定在飞逸转速 -4210 r/min 附近; 流量呈现先正向减小再反向增大, 最后反向减小稳定在飞逸流量 -14.32 kg/s 附近; 扭矩呈现先正向减小再正向增加, 最后正向减小稳定在零点附近。

2) 多级泵意外停机过程初期, 泵内压力、速度分布

均匀，且沿着转动半径的增大而增加，涡结构以叶轮流道出口附近的分离涡和贯穿整个通道涡团为主。此时，泵内的压力和速度均匀分布，涡结构稳定，流体流动状态规律稳定。随着反向流量的增加以及正向转速的减小，多级泵意外停机过程中期，低压区占据大半叶轮流道并在叶片压力面以及吸力面靠近叶轮流道出口附近形成低速区，通道涡破碎成长条涡团，并在叶片吸力面靠近叶轮出口附近形成不规则低速和高速涡团。此时，泵内的压力和速度分布不均匀，涡结构变得复杂，流体的流动状态变得不规律。在意外停机过程后期，多级泵逐渐稳定，叶轮内压力、速度逐渐增大且分布逐渐均匀，并在叶片吸力面靠近叶轮出口附近形成高速区，叶轮内涡结构主要集中在叶片吸力面靠近叶轮流道进口、叶片压力面靠近叶轮流道出口附近。此时，泵内的压力和速度分布均匀，涡结构稳定，流体流动状态变得规律。

3) 多级泵意外停机过程熵产值的变化与泵内不稳定流动密切相关。整个过程中由湍流耗散所带来的损失影响较为严重，在达到飞逸工况后湍流耗散熵产占比约为 65.2%，且能量损失主要发生在叶轮流道。叶轮流道熵产率分布范围整体上呈现先增后减的变化趋势，制动工况中内流场的高损失范围最大。

4) 多级泵意外停机过程中，压力脉动系数随级数的增加而减小，首级流道内压力变化最大。压力脉动频率特征能反映出意外停机过程中流动不稳定性差异变化，压力脉动振幅主导频率整体上呈先减再增加后稳定的趋势。沿着流体流动方向压力脉动频率分量振幅逐渐增大。

[参考文献]

- [1] 王世昌, 杨尚宝. 救灾应急供水技术[J]. 中国建设信息(水工业市场), 2011(2): 68-70.
- [2] ZHANG Y L, ZHU Z C, ZHAO Y J, et al. Comparative experiments on a self-priming pump delivering water medium during rapid and slow starting periods[J]. *Iranian Journal of Science and Technology: Transactions of Mechanical Engineering*, 2021, 45: 1007-1019.
- [3] 焦海峰, 陈正国, 王文, 等. 全贯流泵在停机过渡过程中的水力特性研究[J]. 农业机械学报, 2023, 54(9): 236-245. JIAO Haifeng, CHEN Zhengguo, WANG Wen, et al. Study of hydraulic characteristics of motor-pump during shutdown transition process[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2023, 54(9): 236-245 (in Chinese with English abstract)
- [4] THANAPANDI P, PRASAD R. A quasi-steady performance prediction model for dynamic characteristics of a volute pump[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 1994, 208(1): 47-58.
- [5] 王乐勤, 吴大转, 胡征宇, 等. 基于键合图法的叶片泵启动特性仿真[J]. *工程热物理学报*, 2004, 25(3): 417-420. WANG Leqin, WU Dazhuan, HU Zhengyu, et al. Numerical simulation on starting characteristic of vane pump by bond graph[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2004, 25(3): 417-420. (in Chinese with English abstract)
- [6] DAZIN A, CAIGNAERT G, BOIS G. Transient behavior of turbomachineries: Applications to radial flow pump startups[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2007, 129(11): 1436-1444.
- [7] FARHADI K, BOUSBIA-SALAH A, D'AURIA F. A model for the analysis of pump start-up transients in Tehran research reactor[J]. *Progress in Nuclear Energy*, 2007, 49(7): 499-510.
- [8] REZGHI A, RIASI A. Sensitivity analysis of transient flow of two parallel pump-turbines operating at runaway[J]. *Renewable Energy*, 2016, 86: 611-622.
- [9] ISMAIER A, and SCHLUCKER E. Fluid dynamic interaction between water hammer and centrifugal pumps[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2009, 239: 3151-3154.
- [10] WU D Z, WU P, YANG S, et al. Transient characteristics of a close-loop pipe system during pump stopping periods[J]. *Journal of Pressure Vessel Technology-Transactions of the ASME*, 2014, 136(2): 021301.
- [11] 张玉良, 朱祖超, 李文广, 等. 低比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 Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2018, 34(12): 95-103. (in Chinese with English abstract)
- [12] LU Y, ZHU R, WANG X, et al. Experimental study on transient performance in the coasting transition process of shutdown for reactor coolant pump[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2019, 346(2019): 192-199.
- [13] LIU J, LI Z, WANG L, et al. Numerical simulation of the transient flow in a radial flow pump during stopping period[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2011, 133(11): 111101-1-7.
- [14] 王秀礼, 袁寿其, 朱荣生, 等. 核主泵停机过渡过程瞬态水动力特性研究[J]. *原子能科学技术*, 2013, 47(3): 364-370. WANG Xiuli, YUAN Shouqi, ZHU Rongsheng, et al. Transient hydraulic characteristic study on nuclear reactor coolant pump during stopping period[J]. *Atomic Energy Science and Technology*, 2013, 47(3): 364-370. (in Chinese with English abstract)
- [15] 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. 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 Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2017, 33(13): 97-103, 315. (in Chinese with English abstract)
- [16] 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 Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2020, 36(4): 10-17. (in Chinese with English abstract)
- [17] 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. (in Chinese with English abstract)
- [18] FENG J J, GE Z J, ZHANG Y, et al. Numerical investigation on characteristics of transient process in centrifugal pumps

- during power failure[J]. *Renewable Energy*, 2021, 170: 267-276.
- [19] 戈振国, 冯建军, 吴亚军. 大流量工况下离心泵断电过渡过程特性研究[J]. 水动力学研究与进展 A辑, 2022, 37(4): 452-458.
GE Zhenguo, FENG Jianjun, WU Yajun, et al. Numerical analysis on characteristics of transient process in centrifugal pumps during power failure under large flow initial condition[J]. *Chinese Journal of Hydrodynamics*, 2022, 37(4): 452-458. (in Chinese with English abstract)
- [20] 许哲, 郑源, 阎阁, 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 (Transactions of the CSAE)*, 2021, 37(17): 49-57. (in Chinese with English abstract)
- [21] 张玉良, 肖俊建, 崔宝玲, 等. 离心泵快速变工况瞬态过程特性模拟[J]. 农业工程学报, 2014, 30(11): 68-75.
ZHANG Yuliang, XIAO Junjian, CUI Baoling, et al. Simulation of transient behavior in prototype centrifugal pump during rapid regulating flow rate[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2014, 30(11): 68-75. (in Chinese with English abstract)
- [22] LIU C Q, WANG Y Q, YANG Y, et al. New omega vortex identification method[J]. *Science China Physics, Mechanics & Astronomy*, 2016, 59(8): 684711.
- [23] LIU C Q, YU Y F. Mathematical foundation of Liutex theory[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2022, 34(6): 981-993.
- [24] 赵亚萍, 郑小波, 张欢, 等. 多能互补条件下转轮优化对水轮机低负荷区稳定性能的影响[J]. 农业工程学报, 2023, 39(7): 67-76.
ZHAO Yaping, ZHENG Xiaobo, ZHANG Huan, et al. Influences of runner optimization on the stability performance of hydraulic turbine in the low-load range under the condition of multi-energy complementary[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2023, 39(7): 67-76. (in Chinese with English abstract)
- [25] 王凯, 柳涵宇, 王李科, 等. 颗粒体积浓度对半开式叶轮离心泵泄漏涡和磨损的影响[J]. 农业工程学报, 2023, 39(16): 44-53.
WANG Kai, LIU Hanyu, WANG Like, et al. Effects of particle volume concentration on the leakage vortex and erosion characteristics of semi-open centrifugal pumps[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2023, 39(16): 44-53. (in Chinese with English abstract)

Transient characteristics of the hydraulic transition process of emergency water supply multi-stage pump with unexpected shutdown

SI Qiaorui, XIA Xin, WU Kaipeng, DENG Fanjie, YUAN Shouqi[✉]

(Fluid Machinery Engineering Technology Research Centre, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Emergency water supply is one of the most important lifeline projects for post-disaster survival support. Multi-stage pump can be the core power source for fluid transportation. A stable and reliable operation is crucial to rescue and support at disaster sites. In actual operation, the unexpected shutdown of emergency water supply multi-stage pumps can cause drastic changes in the performance parameters, such as the impeller rotating speed, flow rate, and pressure. The internal flow field in multi-stage pumps can pose a serious threat to the water supply safety. This study aims to investigate the transient response to the internal flow field during the hydraulic transition of multi-stage pump shutdown. A speed prediction was established to numerically calculate the internal flow field of the stage pump, according to the rotation balance equation of the impeller. The transient effects were analyzed from the dynamic characteristics of the impeller rotating speed, outlet flow rate, torque and the flow structures inside each stage of the impeller during the unexpected shutdown. The results indicate that the multi-stage pump shared four conditions during unplanned shutdown, pumping, braking, reversing and runaway. The rotational speed of the impeller showed a trend of first decreasing in the positive direction, and then increasing in the reverse direction, while finally stabilizing around the runaway speed of -4 210 r/min. The flow rate of the pump showed a trend of first positive decrease followed by a reverse increase, then stable reverse decrease and finally stayed around the runaway flow rate of -14.32 kg/s. The torque showed a trend of positive decrease followed by a positive increase, then stable positive decrease and finally stayed near zero. The continuous changes in the magnitude and direction of flow and speed inside the pump were attributed to the flow separation and backflow inside the impeller channel, accompanied by spatiotemporal evolution, such as the formation, development and fragmentation of vortices. The entropy output value was closely related to the unstable flow structure inside the multi-stage pump, while the loss caused by turbulent dissipation played a dominant role. The turbulent dissipation entropy production accounted for about 65.2% after reaching the runaway condition. Energy loss mainly occurred inside the impeller flow channel. There was a significant loss of the internal flow field in the braking condition. There was the most variation in the pressure fluctuation at the monitoring points in the first stage flow channel of the multi-stage pump. The amplitude of the pressure fluctuation coefficient showed a decreasing trend with the increase of the stage number. The dominant frequency of the pressure pulsation amplitude was positively correlated to the rotating speed of the multi-stage pump, corresponding to the blade passage frequency. The amplitude of dominant pressure pulsation frequencies gradually increased along the direction of fluid flow. There was the most significant change in the first stage flow channel during the unexpected shutdown of the multi-stage pump, which was accompanied by the most complex flow structure. The frequency characteristics of pressure pulsation can reflect the differential changes in flow instability during unexpected shutdowns. The research results can provide theoretical guidance for the safe and stable operation of emergency water supply systems.

Keywords: centrifugal pump; transient effects; internal flow; unexpected shutdown; entropy analysis