doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2024.11.035

蓄能机组水轮机工况开停机过程现场测试分析

王　薇[1]　夏　铭[2]　王正伟[2]

(1.华北电力大学水利与水电工程学院,北京 102206;
2.清华大学能源与动力工程系,北京 100084)

摘要:抽水蓄能电站作为一种重要的储能技术,兼具水泵和水轮机两种工作方式。为了满足能源收集和电网调度要求,水泵水轮机工况转换频繁,开停机次数增加,机组的不稳定问题突出。由于缺乏机组机械动作中压力等运行参数的详细认识,边界条件的设置不同于实际运行工况,造成现场测试与数值模拟、模型试验存在差异,尤其是开停机暂态过程中机组特征参数复杂性增加。针对某原型蓄能机组进行现场测试,对机组各部件安装压力和加速度传感器以获得压力信号和振动加速度信号,基于现场收集的试验数据,分析了机组在水轮机工况开机和停机过程的运行特性。结果表明:水轮机开机过程,开机瞬间稳定性较好,之后转轮加速阶段机组压力脉动表现为宽频噪声,转轮减速阶段压力脉动表现为叶轮旋转频率及其倍频。固定导叶开度空载下,机组各测点周期性压力振荡消失并伴随混频幅值变化。调速器动态模式下,机组频率成分以自然频率为主。水轮机停机过程,压力脉动对导叶动作不敏感,随转速减小脉动强度逐渐下降。下机架和顶盖受机械动作的影响振动较强,之后会随着转速减小而下降。蝶阀关闭后依然存在与转速变化无关的顶盖模态频率线。

关键词:水泵水轮机;压力;振动加速度;开停机;现场测试

中图分类号:TK7　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2024)11-0352-11　　**OSID**:

Field Test Analysis of Start-stop Process of Turbine Operating Condition of Pumped Storage Power Unit

WANG Wei[1]　XIA Ming[2]　WANG Zhengwei[2]

(1. *School of Water Resources and Hydropower Engineering*, *North China Electric Power University*, *Beijing* 102206, *China*
2. *Department of Energy and Power Engineering*, *Tsinghua University*, *Beijing* 100084, *China*)

Abstract: As an important energy storage technology, pumped storage power plants have both pump and turbine operating modes. In order to meet the requirements of energy collection and grid scheduling, the pump turbine operating conditions change frequently, the number of start-ups and shutdowns increases, and the instability of the unit is prominent. Due to the lack of detailed knowledge of the operating parameters such as pressure in the mechanical action of the unit, the boundary conditions are set differently from the actual operating conditions, resulting in the discrepancy between the field test and the numerical simulation and model test, especially the increase in the complexity of the unit's characteristic parameters during the start-stop transient process. A prototype energy storage unit was tested in the field, and pressure and acceleration sensors were installed on each component of the unit to obtain pressure signals and vibration acceleration signals, and based on the experimental data collected in the field, the operating characteristics of the unit were analyzed in the start-up and shutdown processes of the turbine operating conditions. The results showed that during the hydraulic turbine start-up process, the instantaneous stability of the start-up was good, after which the pressure pulsation of the unit during the runner acceleration stage was manifested as a broadband noise, and the pressure pulsation during the runner deceleration stage was manifested as the impeller rotational frequency and its octave frequency. Under no load with fixed guide vane opening, the periodic pressure oscillations at each measurement point

收稿日期:2024-05-19　修回日期:2024-08-05

基金项目:国家自然科学基金项目(52206048)和中央高校基本科研业务费专项资金项目(2023MS074)

作者简介:王薇(1991—),女,讲师,博士,主要从事水力机械高效及安全稳定运行研究,E-mail:wweihd@ncepu.edu.cn

通信作者:王正伟(1966—),男,教授,博士生导师,主要从事水动力学与水力机械研究,E-mail:wzw@mail.tsinghua.edu.cn

of the unit disappeared which accompanied by changes in the amplitude of the mixed frequency. Under the governor dynamic mode, the frequency component of the unit was dominated by the natural frequency. During the turbine shutdown process, the pressure pulsation was insensitive to the guide vane action, and the intensity of the pulsation was gradually decreased with the speed reduction. The lower frame and top cover vibrated more strongly by the mechanical action, after which they were decreased with the decrease of rotational speed. The top cover modal frequency line, which was independent of the speed change, still existed after the butterfly valve was closed.

Key words: pump turbine; pressure; vibration acceleration; start-stop process; field test

0　引言

全球气候变暖,减少碳排放的背景下,为满足能源需求,推动能源革命,加速新能源的开发与升级势在必行[1]。水电开发对于实现“碳达峰”和“碳中和”的目标,推进能源革命发展具有重要作用[2]。抽水蓄能电站作为成熟可靠的储能方式,具有调峰、调频、调相、紧急事故备用、稳定电力系统等功能,是水电开发的重要组成部分[3-4]。电力负荷低谷时,抽水蓄能电站将下游水库抽水至上游水库,电力负荷高峰期时,从上游水库放水到下游水库发电,实现电能的高价值输出。抽水蓄能中长期发展规划指出[5],2025 年,抽水蓄能电站总规模达到 6.2×10^7 kW 以上,比“十三五规划”增加 1 倍;2030 年,抽水蓄能电站总规模达到 1.2×10^8 kW,比“十四五规划”增加 1 倍。

水泵水轮机采用同一个转轮,实现正转抽水为水泵工况,反转发电为水轮机工况,是抽水蓄能电站中广泛使用的动力设备[6]。与常规水泵机组或水轮机机组相比,水泵水轮机将面临更为复杂的内部流动特性。同时,为了满足能量需求,水泵水轮机工况转换及启停频繁[7],水流流入转轮过程中与叶片进水边发生撞击,出现流动分离、漩涡运动等现象[8]。尤其机组在“S”特性区运行时,无叶区及转轮内的流动会受到极大的扰乱,机组内回流及涡旋运动明显,流场中开始出现低频脉动,频率成分复杂,压力脉动不再是某一个或某几个固定频率成分的组合,而是会随机出现某些频率成分的压力脉动,其中压力脉动的频率成分和幅值均会随着漩涡运动的变化而变化[9-10]。

基于计算流体力学(Computational fluid dynamics,CFD)的数值计算方法已经成为大多数学者的优先选项[11-14]。上述研究表明,通过数值模拟方法能够详细和直观地反映水泵水轮机各部件的流动特性[15],但边界条件的选取和计算步骤的设置,与机组实际运行工况相比会存在差异,可能会造成重要频率的遗漏[16-17],文献[18]通过 CFD 计算得到压力脉动与实测数据的幅值误差为 7.55%,即使在数值模拟工作中有足够精细的网格、很小的时间步长,可能也无法辨别与该信号相关的其他频率成分。很多研究都侧重于将模型试验的试验数据与数值模拟结果进行比较[19-20],但是,工程实践中原型机组的测试方法与模型机组不同,与使用 PIV 等可视化技术的试验不同,原型机组的现场测试通常需要在各部件安装高稳定性传感器,如压力传感器、振动传感器、声学传感器、应变仪等[21-22],通过间接分析,得到原型机组内部发生的潜在流动现象[23-24]。同时,由于缺乏机组机械动作的详细认识,其压力或振动的变化规律不清楚,部分负荷工况和暂态工况下数值模拟、模型试验数据与机组运行特征参数差异较大[25]。

因此,本文针对某抽水蓄能电站原型机组进行现场测试,进行开机和停机过程机组机械动作的详细描述,结合关键点的压力波动和振动加速度测量,分析水泵水轮机发电工况开机和停机过程压力和振动特性,以期为数值模拟、模型试验、真机运行三者之间的转换提供理论依据,保证蓄能机组的安全稳定运行。

1　测试方法

1.1　测试对象

蓄能机组水泵水轮机主要包括蜗壳和固定导叶,主要参数包括:转轮叶片数 Z_b 为 7、固定导叶数 Z_s 为 20、活动导叶数 Z_g 为 20。

本次现场试验设置了两次测量,全程监控了水轮机开机和停机过程。由于多级电站中上下游其他电站运行,造成了水库水位的变化,因此两次测试的毛水头存在轻微偏差,如表 1 所示。

表 1　现场测试工况

Tab. 1　Description of field test conditions

序号	测试过程	毛水头/m	有效测试时长/min
1	水轮机开机	116.2	1.5
2	水轮机停机	115.7	7.0

1.2　传感器配置

根据国标 GB/T 17189 和国际标准 IEC60994,

本研究在水泵水轮机流道内部布置 9 个压力监测点,监测点的位置如图 1 所示。结合电站实际运行情况,顶盖振动强烈,同时,无叶区压力脉动一般是最为强烈的,因此,需要关注无叶区及与其距离较近的上冠腔、下环腔间隙的压力变化情况,如图 1 中 VS、C1、C2、B 所示。

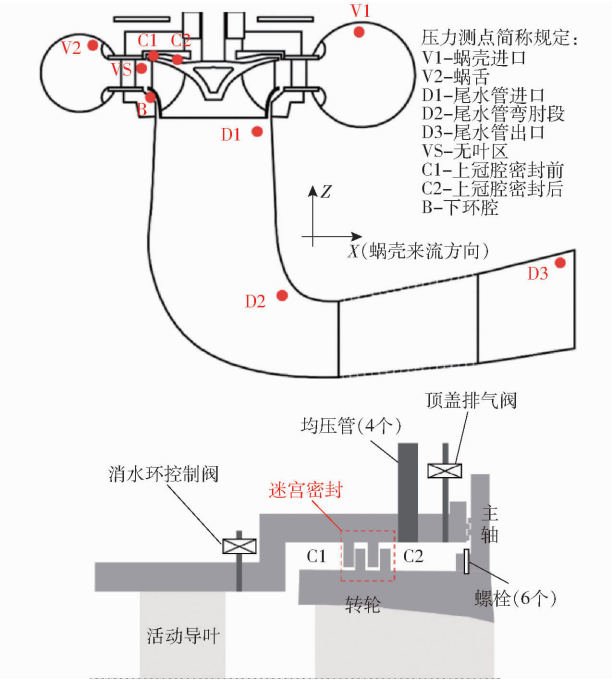


图 1 水泵水轮机压力测点示意图

Fig. 1 Schematic of pressure measuring points

本研究还监测了固定结构部件关键位置的振动,如图 2 所示。在上机架、下机架和顶盖位置安装了 8 个 ICP 加速度传感器,其中 UBX 为上机架 *X* 方向的振动,UBY 为上机架 *Y* 方向的振动,LBX 为下机架 *X* 方向的振动,LBY 为下机架 *Y* 方向的振动,LBZ 为下机架 *Z* 方向的振动,HCX 为顶盖 *X* 方向的振动,HCY 为顶盖 *Y* 方向的振动,HCZ 为顶盖 *Z* 方向的振动。在电机层和中间层之间的楼梯间内单独安装了 1 个位移传感器,用于监测电站工作人员体感的强烈振动发生时刻和强度。图 3a 为压力传感器,图 3b 为 ICP 加速度传感器,图 3c 为楼板位移传感器。

压力传感器接入机组已有测压管路末端,将原有机械表替换为本次测试所用传感器,信号线缆在测压表附近接入数华科技水轮机专用采集仪,如图 3d 所示。振动加速度传感器安装在机组轴系附近对应位置,信号线缆跨越水车室或上机架层,最终在下机架层门口处汇总接入 INV3062V 型采集仪,如图 3e 所示。同时,为了把握机组运行的关键时刻,调取了调速器下位机内部的存储数据。加速度和压力的采样率均设定为 4 096 Hz。根据信号分析

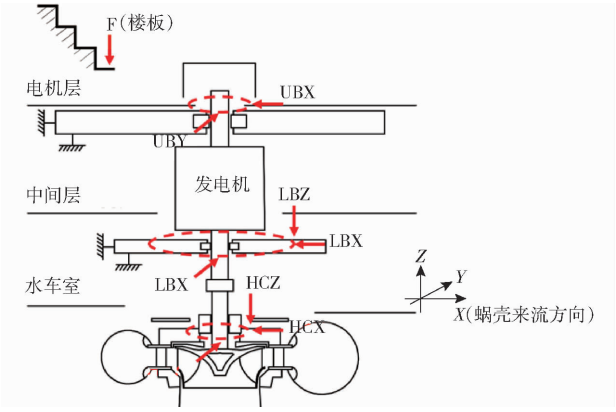


图 2 水泵水轮机振动测点示意图

Fig. 2 Schematic of vibration measuring points



图 3 传感器和采集仪

Fig. 3 Sensors and collectors

原理,频率低于 1 600 Hz 的信号是可靠的。

1.3 分析方法

1.3.1 混频幅值

水泵水轮机中的脉动信号(压力脉动和振动)变化特征近似于随机变量。在实际工程中,常用混频幅值来计算脉动强度,其计算方法为

$$I = x_{qua.0.975} - x_{qua.0.025} \tag{1}$$

式中 x——信号值

下标 *qua.* 表示分位数。

混频幅值的本质为信号峰峰值,对于采样点数量较大的离散信号而言,可以使用分位数差值来代替。根据国标 GB/T 17189,本文采用信号 97.5% 分位数和 2.5% 分位数差值表示信号 95% 置信度的混

频幅值。由于现场数据具有较强噪声，在机组运行之前，部分传感器有大约 3.6 m 的混频幅值。经过频率分析，这些噪声来自于两线制电流型传感器在接入公共地时混入的 50 Hz 工频成分，也被称为“接地循环噪声”。由于该噪声幅值比较稳定，数据分析时可去除 3.6 m 混频幅值，比较其余成分幅值的相对变化。

1.3.2　短时傅里叶变换(STFT)

混频幅值通常用于快速衡量脉动强度，由于没有考虑脉动频率，所以称之为“混频”。然而，虽可能存在两个混频幅值完全相同的信号，但其脉动频率特性完全不同。为此，本研究使用短时傅里叶变换分析信号的频率特征，具体计算方法为

$$X(t,\mathrm{j}\omega)=\int_{-\infty}^{+\infty}x(\tau)w(\tau-t)\mathrm{e}^{-2\pi\mathrm{j}\omega(\tau-t)}\mathrm{d}\tau \quad (2)$$

式中　X——频域值

w——窗函数，采用矩形窗

t——时间　　ω——角频率

τ——信号查找时间

电站现场运行时具有大量的机械动作，其对于结构的激励类似于单次脉冲激励，因此在频谱中应当呈现出宽频特征，表现为一条平行于频率轴的直线，基于此进行水泵水轮机运行时段的精细划分。

2　测试结果分析

2.1　水轮机工况开机过程

本文所述的蓄能机组水轮机工况开机过程是指：蝶阀完全开启之后，活动导叶开启至空载运行，并截止至励磁之前的过程。图 4 展示了开机过程中调速器数据的变化，其中 n^* 为无量纲转速变化，GVO^* 为无量纲活动导叶开度变化，P^* 为无量纲功率变化。图 4 中还包括该过程所有压力监测点压力和压力脉动混频幅值，其中，压力变化包括压力均值和脉动幅值，将压力设计为双 Y 轴，左边黑色表示压力均值变化，右边红色表示压力波动性。图 5 为开机过程所有振动测点的数据信息，振动包括加速度和位移变化，其中 F 为楼板上的监测点，监测量为位移(mm)，其他监测点为加速度($\mathrm{m/s^2}$)。

水轮机工况开机过程阶段关键的机械动作主要有：① 时刻 1 为 16 s 主配压阀拒动-复归。② 时刻 2 为 27 s 主配压阀拒动。③ 时刻 3 为 37 s 主配压阀拒动-复归。

主配压阀是采用转速作为反馈信号，通过液压驱动阀芯控制接力器行程的装置，是调速器中的核心执行部件。理想情况下主配压阀不会存在拒动，但是在阀芯动作不流畅时，阀芯无法回中，可能会产生假拒动，使控制柜收到拒动信号。拒动信号的复归意味着主配压阀阀芯和接力器行程开关之间的空程消失，代表活动导叶已经开始了动作；在无故障的前提下，拒动信号的动作意味着行程开关受到触碰，代表活动导叶刚开始动作。简言之，3 个时刻分别代表了活动导叶动作的 3 个转折点。

水轮机开机的导叶动作策略是：首先导叶线性打开至预先设定的空载开度，使转轮持续加速。当转速达到额定转速的 95% 时，调速器投入动态调节，转速在导叶开度略低于设定值处逐渐稳定。对于该过程，可以从图 4、5 中总结出水轮机开机过程的稳定性变化规律。

(1)时刻 1 是导叶开启的瞬间，压力、压力脉动混频幅值和振动混频幅值都没有发生明显变化，表明水轮机开机过程的导叶开启瞬间并不会产生稳定性问题。

(2)时刻 1 到时刻 2，19 ~ 23 s 期间，振动混频幅值逐渐增加，但是压力信号却依然没有明显变化。该阶段机组转速较低，甚至低于下机位转速测量的下限，周期性水力激励造成结构振动的可能性很小。从图 6 振动测点的时频分析图可以看出，所有振动测点在此阶段振动增强的都是宽频成分，而且在开机之前就已经存在若干宽频频带。由于本机进行试验时其他机组均处于停机状态，不存在机组之间的脉动的串扰，因此，这些宽度较宽的、具有固定频率中心的频带来源于结构部件的固有频率，它们由环境噪声所激发。对于大多数测点，50 f_n(f_n 为额定转频)附近和 100 f_n 附近的频率增强显著，这表明在转速增加的初期，厂房环境的随机噪声明显增强。

(3)时刻 1 到时刻 2，23 ~ 27 s 期间的 4 s，为活动导叶打开至预设空载开度的时间。这个时间段内转速出现明显上升，各压力测点压力迅速变化，主要特征包括：蜗壳和隔舌测点的压力出现快速下降，蜗壳压力最大下降值为 14 m，之后随时间振荡回升。尾水管 3 个压力测点压力快速上升，上升幅度约 5 m，此后随时间振荡下降。23 ~ 27 s 期间，蜗壳压力振荡频率较慢，振荡约 2.5 个周期，而尾水管压力振荡约 6 个周期。蜗壳和尾水管在振荡幅值和振荡频率之间的差异性来源于两者的局部特征尺寸，即较大的管径导致蜗壳处振荡大而慢，较小的管径导致尾水管压力振荡小而快。对于间隙腔，监测点 C1 和 B 的压力随时间缓慢增加，而监测点 C2 压力迅速上升 5 m。

(4)时刻 2 到时刻 3，在 27 ~ 37 s 期间，导叶开度保持不变，上冠腔和下环腔压力随转速逐渐上升，其他测点压力逐渐恢复至转轮加速之前的水平。

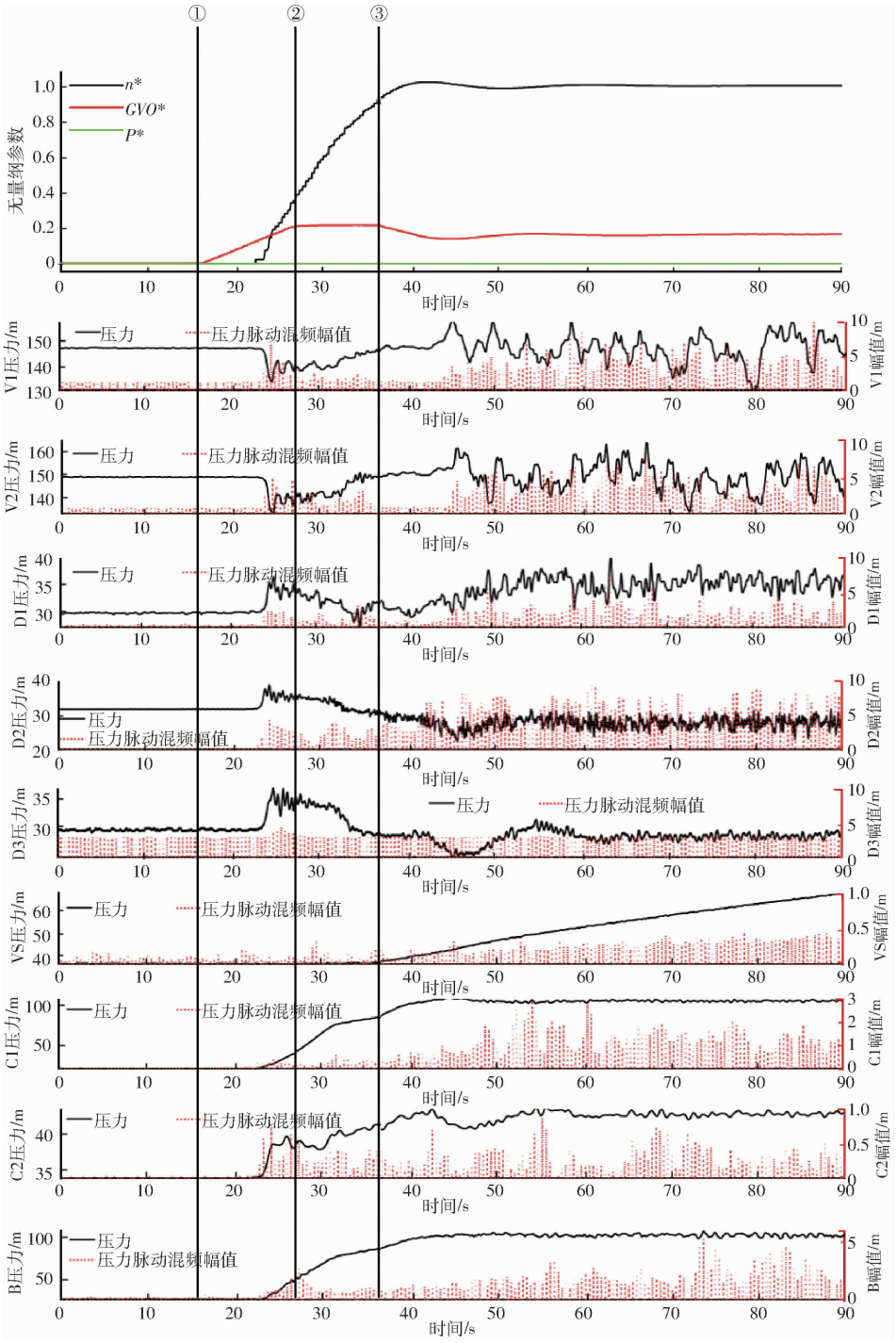


图 4 水轮机工况开机过程监测点的压力和压力脉动混频幅值

Fig. 4 Pressure values and pressure pulsation mixing amplitude at monitoring points during start-up of turbine operating conditions

其中,本阶段出现一个转轮加速度相关的重要时刻,即 33 s 时刻,各测点压力迅速变化。其中 V2、D3 和 C1 表现明显,均出现拐点,该处是转轮加速度导数为零的时刻。即,在 33 s 之前,转轮转速曲线为下凹曲线,加速度持续增加;33 s 之后,转轮转速曲线为上凸曲线,加速度逐渐下降直至转速接近稳定。不带负荷情况下的能量守恒方程为

$$\rho g Q H \eta_t - J\omega \frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} = 0 \tag{3}$$

进一步可以得到

$$H \propto \frac{1}{\eta_t Q} \frac{\mathrm{d}\omega^2}{\mathrm{d}t} \tag{4}$$

式中 Q——流量,m^3/s H——水头,m

J——主轴转动惯量,$\mathrm{kg}\cdot\mathrm{m}^2$

η_t——效率

通过式(4)可以初步解释压力变化的原因。在转轮加速的初期阶段,导叶快速开启,流量上升的速度远高于转速平方的上升速度,这导致高压能水体尚未充分对转轮做功就流出转轮,也就意味着转轮进出口流体压能差减小,即压力差减小。随着转速

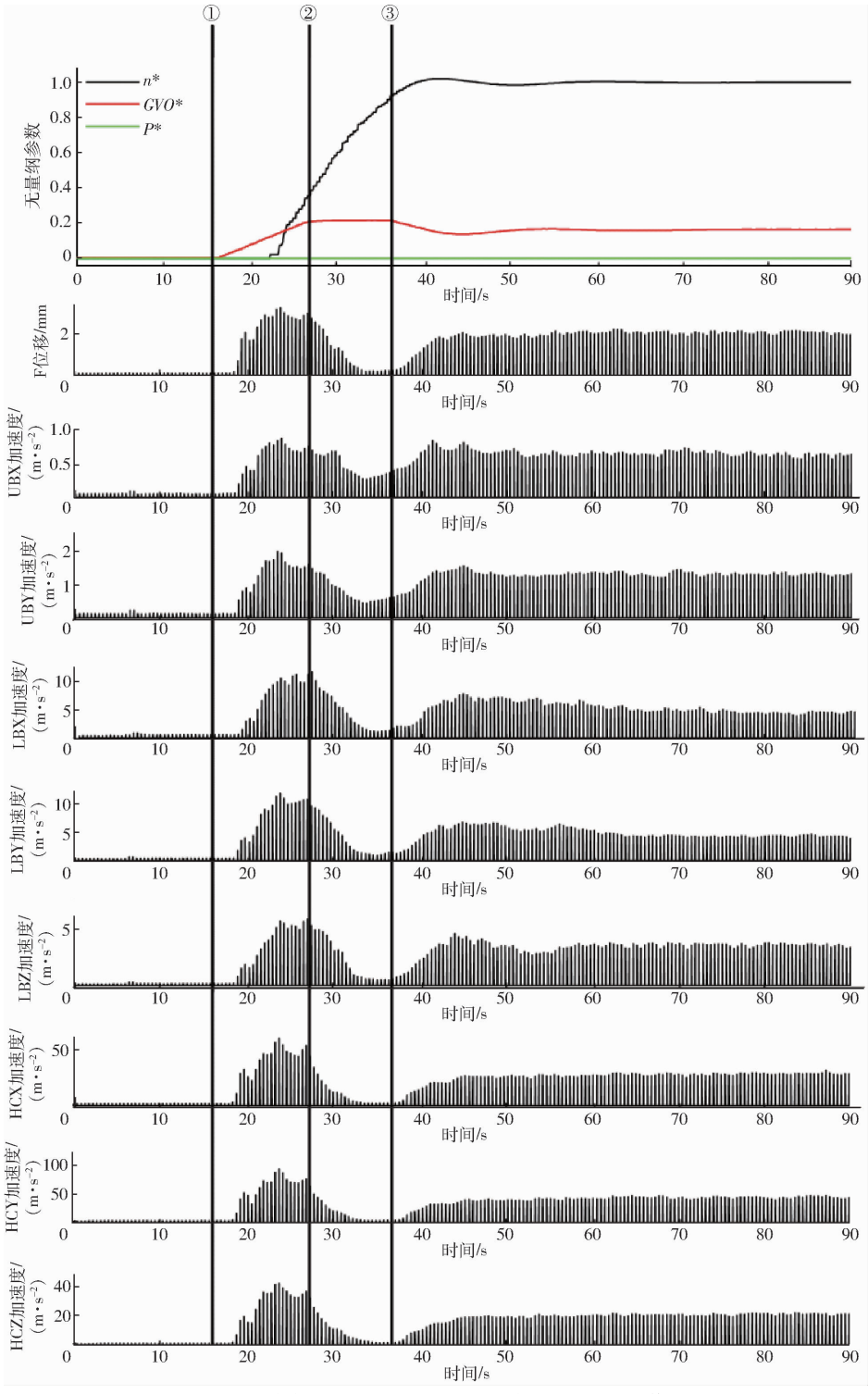


图 5　水轮机工况开机过程振动加速度混频幅值

Fig. 5　Mixed-frequency amplitude of vibration acceleration during start-up of turbine operating conditions

的增加，水力损失增加，效率降低使得维持相同加速度所需要的流量逐渐增大，使得转轮加速度增速逐渐放缓。从 33 s 开始，转轮进入减加速阶段，此时流量基本稳定，只有水力损失随转速增加而持续上升。由于水力损失的上升完全来源于进出口压能差，导致机组进出口压差迅速上升。在振动结果中，27 s 开始振动混频幅值逐渐下降，在 33 s 之后的减加速阶段达到了相当低的水平。从频谱可以看出，振动高频成分大幅降低，33 s 之后 21 倍转频突然变得明显。这说明在该时刻机组内部流动从之前的大冲角流动、由琐碎的不稳定涡旋产生宽频激励，迅速演变成小冲角、由动静干涉产生的单峰激励。这说明转轮的加速度对于水轮机开机时升转速阶段的稳定性具有重要影响。文献[26]从理论上进行过类似的工作，针对一台离心泵推导了考虑开停机瞬态过程的欧拉方程。

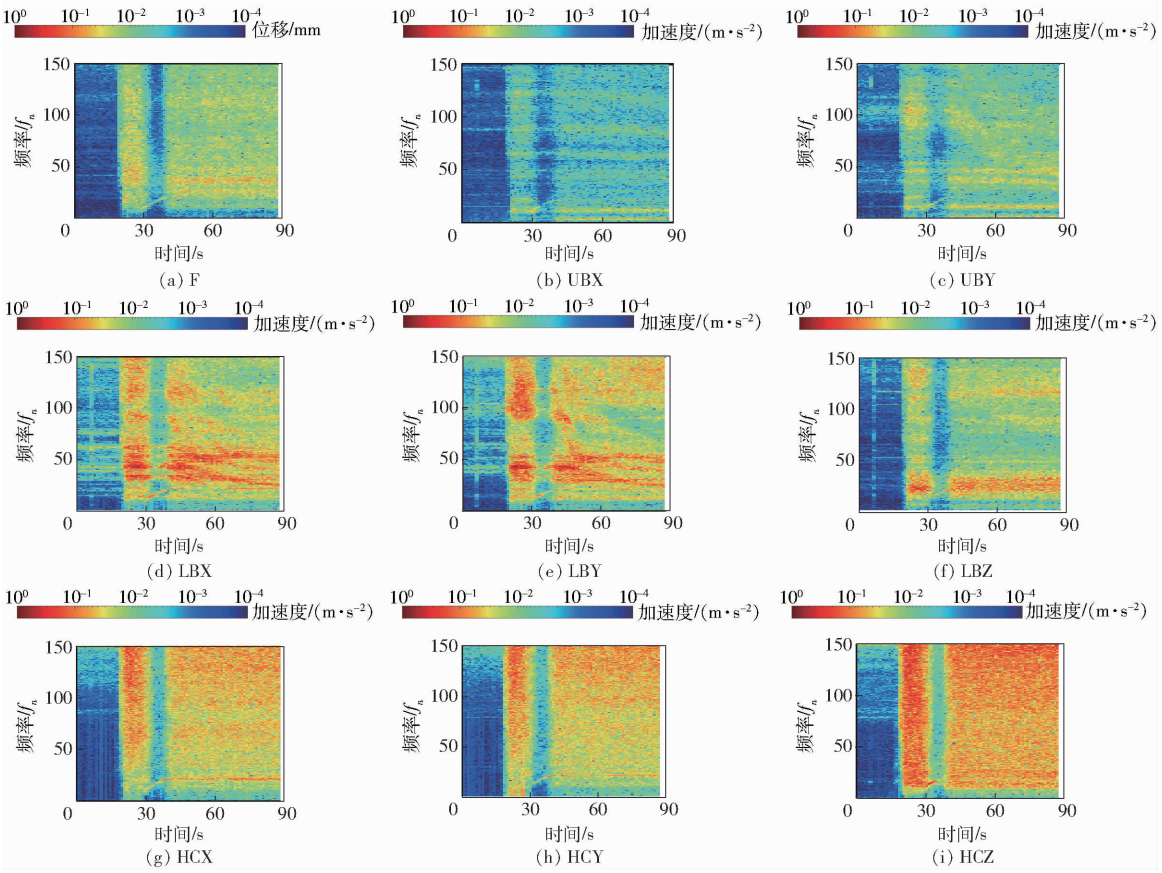


图 6 水轮机开机过程振动 STFT 图

Fig. 6 STFT diagrams of turbine start-up process vibration

(5)在 37 s 之后,调速器投入动态调节,与活动导叶开度在预设空载开度处维持不变的工况相比,机组稳定性变差。主要体现在:蜗壳和隔舌压力出现长周期波动,混频幅值增加约 8 m,尾水管进口和尾水管弯肘段压力出现较短周期的波动,混频幅值增加了约 4 m。上冠腔密封前和下环腔的压力变化迟滞性较强,不过也出现了压力脉动混频幅值上升。振动加速度的混频幅值也出现了快速增加,但仍然比升转速期间略低。但 37 s 之后,上下库水位的波动以及管路系统随时发生的小型水锤效应可能会造成一种系统性不稳定现象。在之后较长时段里,调速器投入动态调节所带来的稳定性变差的现象也未消失。

2.2 水轮机工况停机过程

水轮机工况停机过程为机组减负荷至 10 MW 后开始,截止至转速完全归零。图 7 展示了停机过程中调速器下位机数据和所有压力测点的压力和压力脉动混频幅值,其中,将压力数据设计为双 Y 轴,左边黑色表示压力均值的变化,右边红色表示压力的波动性。图 8 展示了所有振动测点的数据信息,图 9 展示了所有振动测点停机全过程的时频分析图。

发电机出口断路器跳闸意味着发电机和电网解列,负荷消失,尽管解列之前负荷很小,但也相当于一个微型的甩负荷过程。停机过程中需要转速迅速稳定不再上升,转速稳定后,调速器从开度模式切换至频率模式,活动导叶开度不再受制于转速,而是按照给定规律完成线性关闭。活动导叶关闭后,轴系在封闭水体中依靠水的阻力减速,转速曲线呈现出指数衰减的形态。在转速小于 10% 额定转速时,机组启动机械制动程序,在检查制动器上下腔充排气正常后,开始制动,直至转轮完全停止。

水轮机工况停机过程阶段关键的机械动作主要有:① 时刻 1 为 59 s 发电机出口断路器跳闸。② 时刻 2 为 64 s 主配压阀拒动。③ 时刻 3 为 75 s 导叶全关提示,同时蝶阀开始关闭。④ 时刻 4 为 142 s 蝶阀全关提示。⑤ 时刻 5 为 371 s 机械制动投入。

在考察稳定性之前,首先需要明确各监测点压力变化的原因。机组解列的时候转速上升,会使尾水管压力快速下降,而关闭导叶后尾水管压力又会回升至略高于机组正常运行时的水平,其原因为速度水头转化为静压。上冠腔密封后测点和尾水管弯肘段相连,因此转速上升时也会出现压力下降,但是关闭导叶后,上冠腔密封后的压力并没有跟随尾水管压力回升,而是继续下降,这是由于导叶关闭后的

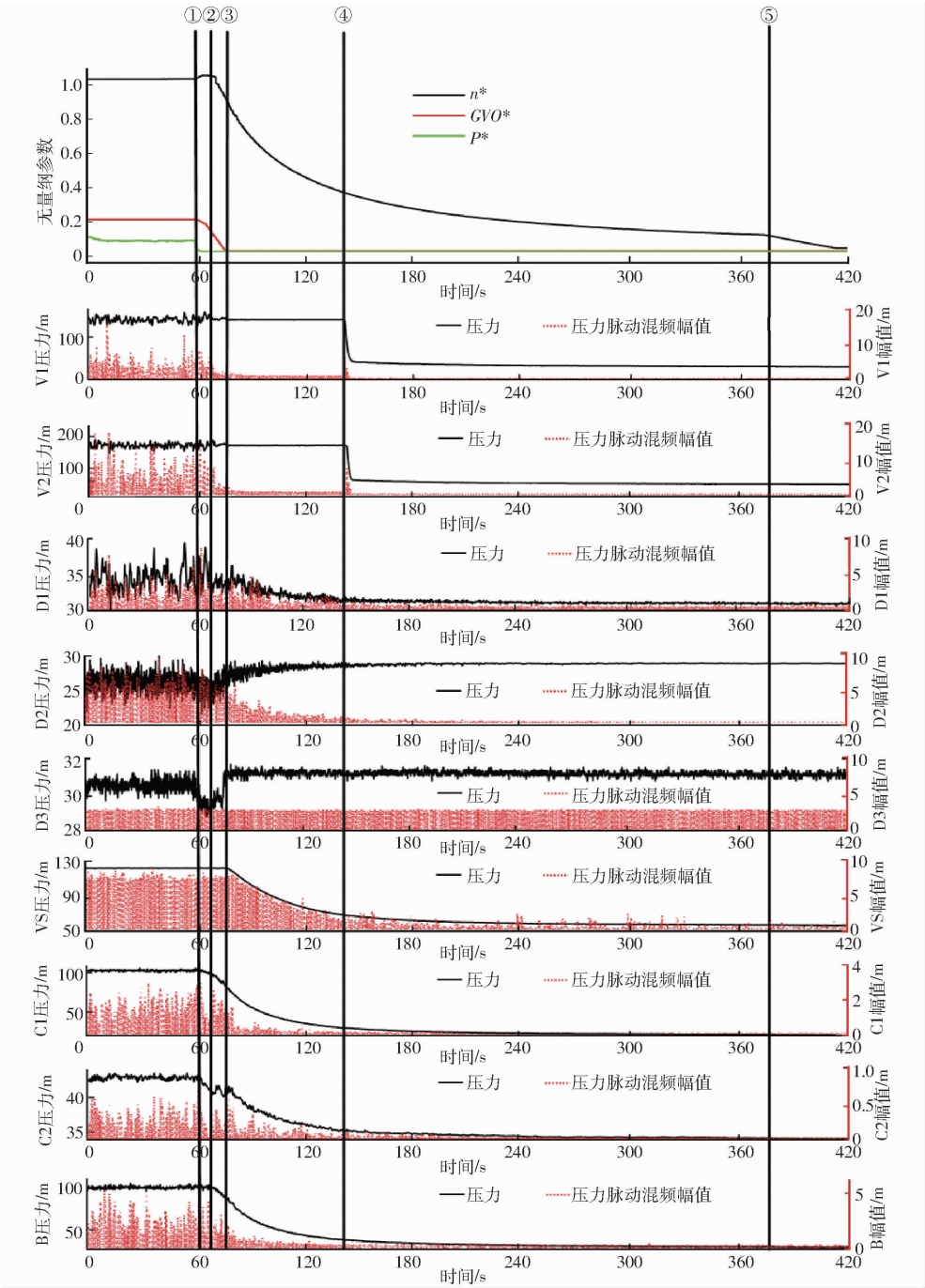


图 7　水轮机工况停机过程监测点的压力和压力脉动混频幅值

Fig. 7　Pressure values and mixed frequency amplitude of pressure pulsations at monitoring points during turbine shutdown conditions

水轮机制动阶段，没有高压流体的驱动，此时转轮的惯性旋转相当于水泵，将尾水管低压流体泵送入无叶区，然后经由上冠腔和下环腔回到尾水管。因此，无叶区的增压量完全取决于转速高低，转速下降意味着无叶区压力的下降，上冠腔两个测点的压力处于无叶区压力和尾水管压力之间，因此也会随之下降，直到转速归零时彻底稳定。机组内部流动示意图如图 10 所示。

停机过程中稳定性的变化主要表现出以下特征：

（1）59 ~ 64 s：在机组解列之后，转速小幅上升，尾水管出口压力快速下降，其他监测点的压力没有发生显著变化，下机架监测点（LBX、LBZ）的振动加速度出现小幅度增加。如图 10 所示，所有监测点的频率成分中以宽频噪声为主。这说明在解列之后的转速波动阶段，调速器可以将流量控制在每个转速所需的合适值。

（2）64 ~ 75 s 为活动导叶关闭阶段，开始短时间（2 ~ 3 s）内转速会维持不变，然后迅速下降。此阶段蜗壳进口和隔舌压力脉动变化明显，混频幅值总

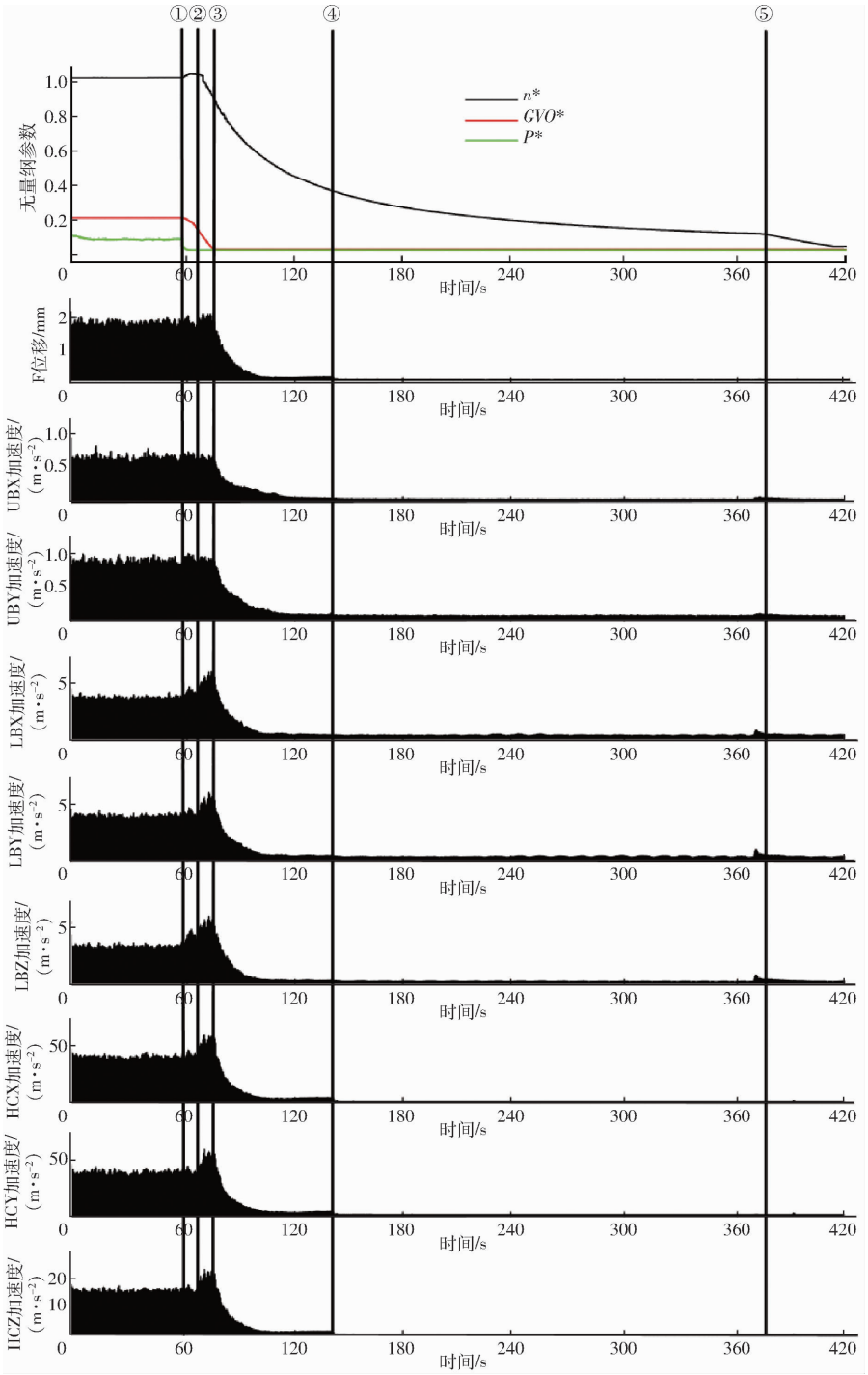


图 8 水轮机工况停机过程振动加速度混频幅值

Fig. 8 Mixed-frequency amplitude of vibration acceleration during shutdown of turbine operating conditions

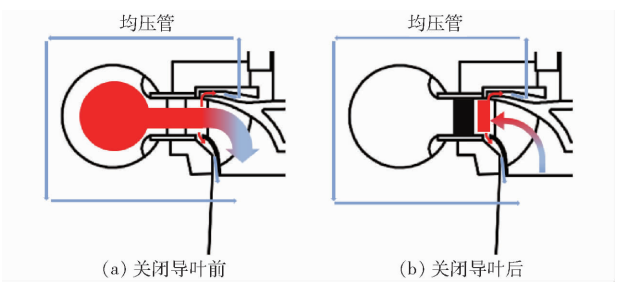


图 9 水轮机工况停机过程导叶关闭前后内部流动示意图

Fig. 9 Schematics of internal flow before and after closing guide vane during turbine shutdown

共下降 77%。

与压力脉动混频幅值降低相反,下机架和顶盖监测点的振动加速度上升。在以往的理解中,压力脉动稳定性和振动稳定性的变化往往保持一致,但是在导叶关闭阶段,靠近水车室的测点距离控制环更近,机械动作相关的因素占主导地位,水力激励对机组振动的影响不明显。根据图 10,靠近转轮的测点振动宽频成分的增强,没有明确的特征频率,而上机架的振动也以自然频率为主,受压力脉动变化影响很小。

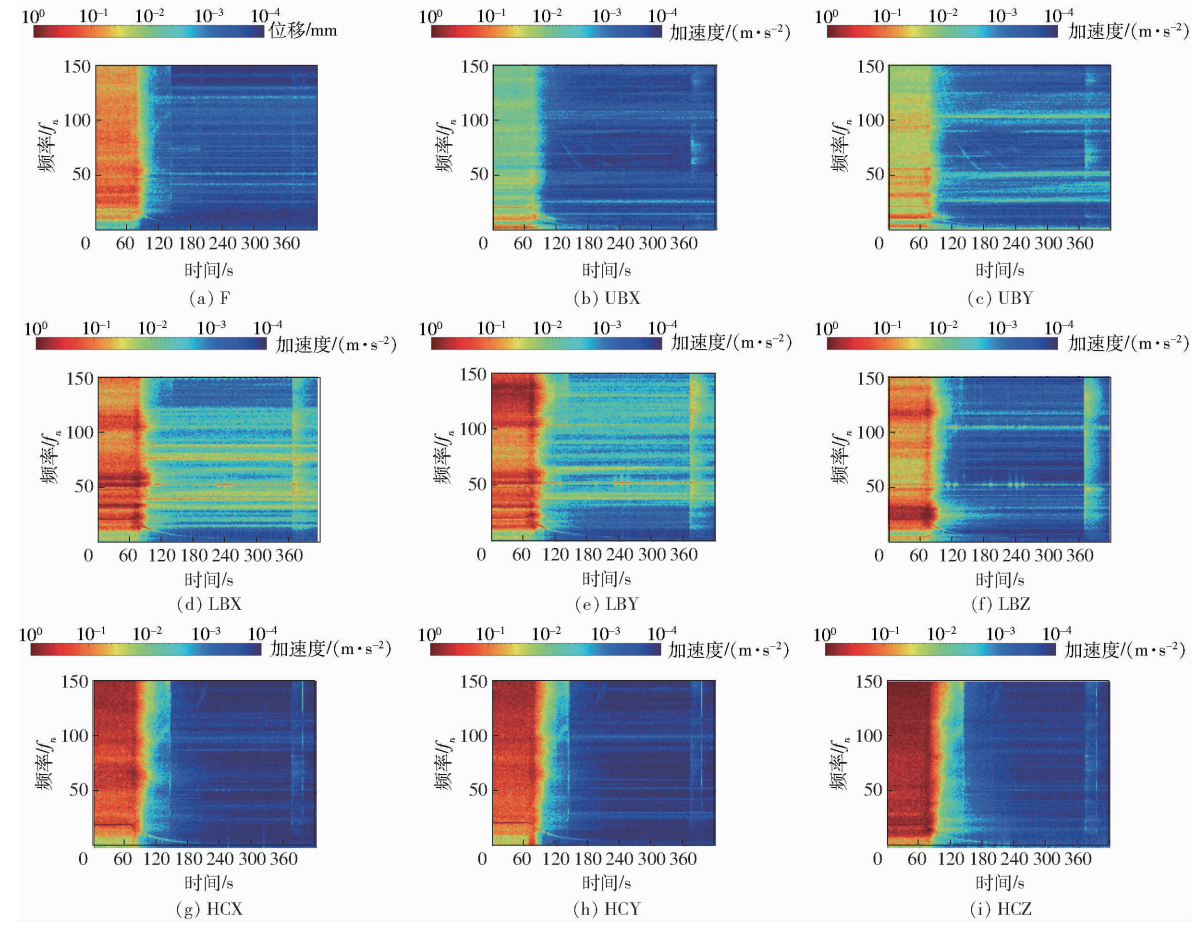


图 10　水轮机工况停机过程振动 STFT 图

Fig. 10　STFT diagrams of turbine shutdown process vibration

(3)75 ~ 142 s 为蝶阀关闭阶段,关闭时间接近 1 min。蝶阀本身的影响主要体现在蝶阀完全关闭的瞬间。蜗壳进口和隔舌压力监测点剩余的混频幅值在 142 s 时随着碟阀完全关闭而迅速消失。蜗壳进口和隔舌压力测点在蝶阀和活动导叶的中间,在导叶彻底关闭后理应不存在流动,剩余 23% 混频幅值的消失说明在蝶阀关闭之前,导叶端面或导叶立面依然存在泄漏流量。

楼板和顶盖振动加速度均发生了快速下降,主要原因为蝶阀的完全关闭,机械动作停止。顶盖通过蜗壳和蝶阀连接,而蝶阀操作机构位于楼板上,因此,蝶阀动作对楼板和顶盖振动的影响较大。从时频图中可以看出,楼板和顶盖的 3 个测点在 142 s 处存在一条垂直方向的突变分界线,分界线右侧全频段幅值均出现了明显下降。

(4)142 ~ 371 s:蝶阀关闭后至机械制动启动之前,机组处于转速衰减过程,信号成分的简单,信号中没有电机产生的电磁力相关的频率,也没有因机械动作产生的脉冲(猝发的)或宽频(持续的)激励,该阶段正是原型机现场测试得到机组结构真实自然频率的绝佳时机。从时频图中也可以看出,在蝶阀关闭后,依然存在着与转速变化无关的水平频率线,大多数测点出现了明确的 52.2 f_n,为顶盖的二节径模态频率[27]。

3　结论

(1)水轮机工况开机瞬间机组监测点的压力、压力脉动混频幅值和振动加速度混频幅值没有明显变化,稳定性较好。随着活动导叶开度逐渐增加,在转轮加速阶段和减加速阶段机组压力脉动发生明显差异。转轮加速阶段机组压力脉动以宽频噪声为主,减速阶段以叶轮旋转频率及其倍频为主。

(2)水轮机开机过程固定的空载导叶开度下,上冠腔和下环腔压力随转速逐渐上升,其他监测点压力逐渐恢复至转轮加速之前的水平。同时由于压力的长周期振荡逐渐消失,各测点混频幅值均发生变化。进入调速器动态模式后,各监测点振动混频幅值会重新上升,频率成分以自然频率对应的频带为主。

(3)水轮机工况停机过程,压力脉动对导叶动作不敏感,脉动强度随转速减小逐渐下降,并在蝶阀完全关闭后彻底消失。振动方面,在导叶关闭阶段,

受机械动作影响,下机架和顶盖振动较强,此后随转速降低而下降,并在蝶阀关闭后基本消失。同时,依然与转速变化无关的水平频率线 52.2 f_n,表现为顶盖二节径模态频率。

参 考 文 献

[1] 李晖, 刘栋, 姚丹阳. 面向碳达峰碳中和目标的我国电力系统发展研判[J]. 中国电机工程学报, 2021, 41(18): 6245 - 6259.
LI Hui, LIU Dong, YAO Danyang. Analysis and reflection on the development of power system towards the goal of carbon emission peak and carbon neutrality[J]. Proceedings of the CSEE, 2021, 41(18): 6245 - 6259. (in Chinese)

[2] 倪晋兵, 张云飞. 抽水蓄能在新型电力系统中发展的思考[J]. 水电与抽水蓄能, 2022, 8(6): 5 - 7.
NI Jinbing, ZHANG Yunfei. Consideration on the development of pumped storage in new power system[J]. Hydropower and Pumped Storage, 2022, 8(6): 5 - 7. (in Chinese)

[3] 韩冬, 赵增海, 严秉忠, 等. 2021 年中国抽水蓄能发展现状与展望[J]. 水力发电, 2022, 48(5): 1 - 4.
HAN Dong, ZHAO Zenghai, YAN Bingzhong, et al. Status and prospect of China's pumped storage development in 2021[J]. Water Power, 2022, 48(5): 1 - 4. (in Chinese)

[4] ERDOGAN S, PATA U K, SOLARUN S A. To wards carbon-neutral world: the effect of renewable energy investments and technologies in G7 countries[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2023, 186: 113683.

[5] 《抽水蓄能中长期发展规划(2021—2035 年)》印发实施[J]. 中国电力企业管理, 2021(27): 7.

[6] 国网能源研究有限公司. 中国能源电力发展展望 2021[M]. 北京: 中国电力出版社, 2021.

[7] HUTH H. Fatigue design of hydraulic turbine runners[D]. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, 2005.

[8] 李剑华, 张文武, 祝宝山, 等. 水泵水轮机无叶区压力脉动研究[J]. 工程热物理学报, 2021, 42(5): 1213 - 1223.
LI Jianhua, ZHANC Wenwu, ZHU Baoshan, et al. Study on pressure fluctuation in vaneless space of pump-turbine[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2021, 42(5): 1213 - 1223. (in Chinese)

[9] ZHANG X, ZENG W, CHENG Y, et al. Mechanism of fast transition of pressure pulsations in the vaneless space of a model pump-turbine during runaway[J]. Journal of Fluids Engineering, 2019, 141(12): 121104.

[10] HASMATUCHI V, FARHAT M, ROTH S, et al. Experimental evidence of rotating stall in a pump-turbine at off-design conditions in generating mode[J]. Journal of Fluids Engineering, 2011, 133 (5): 051104.

[11] CIOCAN G D, ILIESCU M S, VU T C, et al. Experimental study and numerical simulation of the Flindt draft tube rotating vortex[J]. Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(2): 146 - 158.

[12] ZHU B, LEI T, WANG X, et al. Investigation on flow characteristics of pump-turbine runners with large blade lean[J]. Journal of Fluids Engineering, 2017, 140(3): 1 - 9.

[13] 李德友. 水泵水轮机驼峰区流动机理及瞬态特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
LI Deyou. Investigation on flow mechanism and transient characteristics in hump region of a pump-turbine[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017. (in Chinese)

[14] ZOBEIRI A, KUENY J L, FARHAT M, et al. Pump-turbine rotor-stator interactions in generating mode: pressure fluctuation in distributor channel[C]//Proceedings of 23th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2006.

[15] 尹俊连, 王德忠, 王乐勤, 等. 水泵水轮机流动 CFD 模拟的研究进展[J]. 水力发电学报, 2013, 32(6): 233 - 238.
YIN Junlian, WANG Dezhong, WANC Leqin, et al. Advances in CFD flow simulation for pump-turbine[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2013, 32(6): 233 - 238. (in Chinese)

[16] MACNOLI M V, SCHILLING R. Numerical simulation of pressure pulsations in Francis turbines[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012(15): 062029.

[17] LIU I, LIU S, WU Y, et al. Numerical investigation of the hump characteristic of a pump turbine based on an improved cavitation mode[J]. Computers & Fluid, 2012, 68: 105 - 111.

[18] 桂中华, 夏翔, 王薇, 等. 水泵水轮机启动过程转轮动应力分析[J]. 农业机械学报, 2021, 52(12): 153 - 161.
GUI Zhonghua, XIA Xiang, WANG Wei, et al. Dynamic stress analysis of pump-turbine runner during start-up[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(12): 153 - 161. (in Chinese)

[19] 张自超, 李延频, 陈德新. 水泵水轮机压力脉动传播特性试验研究[J]. 农业机械学报, 2022, 53(7): 171 - 178.
ZHANG Zichao, LI Yanpin, CHEN Dexin. Experimental investigation on transmission characteristics of pressure fluctuation in pump-turbine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(7): 171 - 178. (in Chinese)

[20] BARRIO R, FERNANDEZ J, BLANCO E, et al. Performance characteristics and internal flow patterns in a reverse-running pump-turbine[J]. Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci., 2012, 226(3): 695 - 708.

[21] VALENTIN D, PRESAS A, BOSSIO M, et al. Feasibility of detecting natural frequencies of hydraulic turbines while in operation, using strain gauges[J]. Sensors, 2018, 18(1): 174.

[22] VALENTIN D, PRESAS A, VALERO C, et al. Detection of hydraulic phenomena in Francis turbines with different sensors [J]. Sensors, 2019, 19(18): 4053.

[23] ZHANG F, LOWYS P Y, HOUDELINE J B, et al. Pump-turbine rotor-stator interaction induced vibration: problem resolution and experience[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021, 774(1):012124.

[24] HU J H, YANG J D, ZENG W, et al. Transient pressure analysis of a prototype pump turbine: field tests and simulation[J]. Journal of Fluids Engineering, 2018, 140(7): 071102.

[25] ZHANG Y N, CHEN T, LI J W, et al. Experimental study of load variations on pressure fluctuations in a prototype reversible pump turbine in generating mode[J]. Journal of Fluids Engineering, 2017, 139(7): 074501.

[26] ZHANG Y L, ZHU Z C, DOU H S, et al. A generalized Euler equation to predict theoretical head of turbomachinery[J]. International Journal of Fluid Mechanics Research, 2015, 42(1):26 - 38.

[27] XIA M, ZHAO W Q, WANG Z W, et al. Pulsation stability analysis of a prototype pump-turbine during pump mode startup: field test observations and insights[J]. Processes, 2024, 12(4): 838.