

800 MW 级混流式水轮机小波动瞬变过程研究

耿清华¹, 邓玮琪¹, 廖祥波², 张海库¹, 陈岳嘉³, 王文全³

(1. 大唐水电科学技术研究院有限公司; 2. 三峡金沙江云川水电开发有限公司禄劝乌东德电厂; 3. 四川大学水利水电学院)

摘要:为揭示水轮机频繁小波动瞬变过程对水电机组水力稳定性的影响机制,采用一维-三维耦合方法,对某 800 MW 级混流式水轮机负荷从额定功率的 55.6% 上升至 61.2% 的瞬变过程开展了全流道数值模拟,重点分析了导叶调节瞬变过程、转轮和尾水管区域的涡系演化规律与压力脉动特性。结果表明:随着导叶开度增加,流量平稳增长,轴向力因水锤效应产生突变,径向力受导叶调节扰动的影响,呈现典型的低幅值脉动特性(但幅值明显大于稳定运行工况);随着负荷增加,转轮叶道涡尺度逐渐减小,当负荷为额定功率的 61.2% 时,叶道涡基本消散,尾水管涡带经历了从单涡带结构到尾水管中心稳定双涡带结构的演变;负荷增加期间机组受到水锤、涡结构演化和动静干涉频率耦合的影响,产生了 $0.11f_n$ 、 $0.21f_n$ 、 $0.85f_n$ 、 $15f_n$ 等高幅值的频率成分。

关键词:混流式水轮机;小波动瞬变过程;叶道涡;尾水管涡带;压力脉动

中图分类号:TV734.1;TK79 **文献标志码:**A **文章编号:**1006-7647(2026)05-0081-07

Study on small fluctuation transient process in an 800 MW-class Francis turbine//Geng Qinghua¹, Deng Weiqi¹, Liao Xiangbo², Zhang Haiku¹, Chen Yuejia³, Wang Wenquan³ (1. Datang Hydropower Science and Technology Research Institute Co., Ltd.; 2. Luquan Wudongde Power Plant, Three Gorges Jinsha River Yunchuan Hydropower Development Co., Ltd.; 3. College of Water Resources and Hydropower, Sichuan University)

Abstract: To reveal the influence mechanism of frequent small-fluctuation transient processes on the hydraulic stability of hydroelectric units, a 1D-3D coupling method was adopted to conduct a full-passage numerical simulation of the transient process of an 800 MW-class Francis turbine when its load increased from 55.6% to 61.2% of the rated power. This study focused on the guide vane regulation transient process, the vortex evolution laws in the runner and draft tube regions, and the pressure pulsation characteristics. The results show that as the guide vane opening increases, the discharge grows steadily, the axial force undergoes a sudden change due to the water hammer effect, and the radial force, affected by the guide vane regulation disturbance, exhibits typical low-amplitude pulsation characteristics, though its amplitude is significantly larger than that under steady operating conditions. As the load increases, the scale of the inter-blade vortex gradually decreases. When the load reaches 61.2% of the rated power, the inter-blade vortex basically dissipates, and the draft tube vortex rope evolves from a single vortex rope structure into a stable double vortex rope structure at the center of the draft tube. During the load-increasing process, the unit is affected by the coupling of water hammer, vortex structure evolution, and rotor-stator interaction frequency, generating high-amplitude frequency components such as $0.11f_n$, $0.21f_n$, $0.85f_n$, and $15f_n$.

Key words: Francis turbine; small fluctuation transient process; inter-blade vortex; vortex rope in draft tube; pressure pulsation

面向国家“双碳”战略目标,在构建以新能源为主体的新型电力系统进程中,需要发挥水电可再生、灵活调节及惯性支撑的优势^[1-2]。为适应高比例新能源并网带来的运行挑战,水轮发电机组需调整运行模式,以满足长时间偏工况运行和频繁负荷调节的工程需求。在机组负荷变动频次激增的条件下,

水锤效应和转轮区及尾水管内涡带演化所诱发的宽频带、高幅值压力脉动相互耦合^[3-5],形成非稳态水力激振现象。这一现象不仅对转轮、叶片、导叶、轴系等机组关键部件的结构疲劳寿命构成威胁,也给电网的暂态稳定性带来了潜在风险^[6]。

现有研究主要采用试验和数值模拟方法,重点

基金项目:国家自然科学基金项目(52179087);中国长江电力股份有限公司资助项目(Z522302016)

作者简介:耿清华(1984—),男,正高级工程师,博士,主要从事水力发电技术研究。E-mail:419596470@qq.com

通信作者:王文全(1977—),男,教授,博士,主要从事多场耦合力学方面的研究。E-mail:wwqquan@126.com

关注机组振动、压力脉动以及涡结构演化等问题。张杨等^[7]归纳了非稳态流动引发机组振动的主要因素,包括机械不平衡力、过流部件水力激励(如压力脉动和水力不平衡)及电磁力。Sotoudeh 等^[8]通过粒子图像测速技术揭示了尾水管内涡流运动可同时激发低频与高频压力脉动。Mössinger 等^[9]引入网格运动算法,精确模拟了水轮机过渡过程,并探讨了采用一维-三维耦合方法模拟水轮机上游水力系统的必要性。舒依娜等^[10]采用特征线法求解了动态摩阻水锤模型,发现该模型可以精准仿真整个瞬变过程中水锤压力的波动峰值与周期。Zhou 等^[11]基于数值模拟研究指出,过渡工况下转轮入口处的涡流结构受攻角变化主导,该类涡旋主要分布于叶片前缘、后缘及流道中段区域,并显著改变了叶片表面的压力载荷分布。郑小波等^[12]通过数值模拟进一步证实,非设计工况下转轮流道内的不稳定涡流结构会诱发高幅值压力脉动,且工况偏离设计点越远,流动失稳程度越加剧。李宇光等^[13]在对增负荷过程的监测中发现,转轮区域存在 0.1 倍转频的低频脉动与 3 倍转频的高频脉动,两者呈现耦合作用。李洪彬等^[14]研究了旋流泵增负荷过程,发现高湍动能从叶片入口向叶片出口偏移。任雅婧^[15]研究发现,小波动过程中转轮叶片吸力面出现片状附着涡结构,当负荷降至 65% 额定功率时,提前生成的叶道涡导致吸力面压力梯度突变,同时尾水管扩散段回流分离现象加剧,直锥段水力损失显著增大。

目前,小波动稳定性分析均是结合完整的输水发电系统开展研究,以反映水道系统对机组运行稳定性的影响,很少侧重于机组本体的流道特性。本文通过建立一维-三维耦合计算框架,对 800 MW 级混流式机组的小波动瞬变过程进行了数值仿真,旨在揭示其非稳态涡系演化规律及多频压力脉动传递特性,以期为 800 MW 级机组的水力稳定性设计与负荷调节策略优化提供理论依据。

1 研究对象和方法

1.1 研究对象

某 800 MW 级混流式水轮机整体计算域如图 1 所示,计算模型采用整机全流道结构,涵盖上游水库、长 588 m 的上游引水隧道、进口直径为 11.5 m 的蜗壳、28 个固定导叶、28 个活动导叶、直径为 9 m 的转轮(15 个叶片)、进口直径为 8.5 m 的尾水管、长 710 m 的下游尾水隧道,调压室以及水库。该机组额定功率为 850 MW,额定水头为 137 m,额定转速为 90.91 r/min。

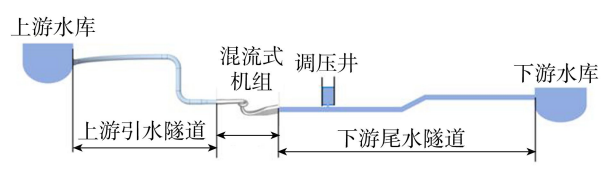


图 1 800 MW 级混流式水轮机整体计算域示意图

1.2 数值计算方法

采用重叠布置法^[16]耦合一维管路系统和三维水轮机模型,将耦合边界上的压力和流量值作为三维计算域的边界条件进行数据交互。一维管路系统采用特征线法求解,并基于软件提供的二次开发接口编写用户自定义函数建立计算模型,在每个三维时间步迭代完成后,一维系统随之更新。一维模型的正、负特征线方程分别为:

$$Q_i = C_m - C_a H_i \quad (1)$$

$$Q_i = C_n + C_a H_i \quad (2)$$

其中 $C_m = Q_A + \frac{gA}{a}H_A - \frac{f}{2DA}\Delta t Q_A |Q_A|$

$$C_n = Q_B + \frac{gA}{a}H_B - \frac{f}{2DA}\Delta t Q_B |Q_B|$$

$$C_a = \frac{gA}{a}$$

式中: Q_i 为通过节点 i 的流量; H_i 为节点 i 的水头; C_m 、 C_n 、 C_a 为特征线法的中间计算常数; Q_A 为上一时间步正特征线流量; Q_B 为上一时间步负特征线流量; H_A 为上一时间步正特征线水头, H_B 为上一时间步负特征线水头; g 为当地重力加速度; A 为管道横截面积; a 为水击波速; f 为摩擦系数; D 为管道直径; Δt 为时间步长,取 0.05 s。

调压室计算过程中,将连续方程、能量方程与特征方程联立,迭代求得水头和流量。单次迭代中,给定水头初值 H_i ,先根据特征方程求得管道流量,再由管道连续方程求得流入调压室的流量,随后利用式(3)确定流量关系,由式(4)更新调压室水位,最后结合式(5)完成 H_i 的迭代更新。具体方程如下:

$$Q_1 = Q_2 + Q_s \quad (3)$$

$$H_s = H_{s0} + \frac{Q_s + Q_{s0}}{2A_s}\Delta t \quad (4)$$

$$H_1 = H_2 = H_i \quad (5)$$

$$H_i = R_s Q_s |Q_s| + H_s \quad (6)$$

式中: Q_1 为当前时间步调压室入口管道流量; Q_2 为当前时间步调压室出口管道流量; Q_s 为当前时间步调压室流量; H_s 为当前时间步调压室水位; Q_{s0} 和 H_{s0} 分别为当前时间步上一时刻的调压室流量和水头; A_s 为调压室断面面积; H_1 为调压室入口管道水头; H_2 为调压室出口管道水头; R_s 为阻抗孔口流阻损失系数。

水轮机三维流场基于有限体积法计算,计算时,先采用 SST $k-\omega$ 湍流模型进行稳态计算直至收敛,再转用瞬态计算,从而有效缩短瞬态计算达到稳定的时间。鉴于变负荷工况下水轮机转轮、尾水管等区域存在流动分离与强旋转涡带,瞬态计算采用 DES 湍流模型,在主流分离区(如涡核、尾流区)自动切换为 LES 模式,直接解析涡带摆动、二次流演化等大尺度湍流结构,从而规避 RANS 模型处理强非稳态流动时的过度耗散问题。在近壁区保持 RANS 模式(如 SST $k-\omega$ 模型),以避免 LES 模式在壁面边界层的极高网格分辨率要求。一维计算域与三维计算域的上、下游耦合边界分别设置在蜗壳进口前和尾水管出口后的直管段,并选取曲率变化较小的截面。导叶开启过程采用动网格方法实现;稳态计算采用多重参考系模型处理转轮旋转,瞬态计算采用滑移网格方法处理转轮与固定部件的相对运动。

1.3 网格划分及计算准确性验证

基于 ANSYS Workbench 平台的 Mesh 模块,采用分区混合网格策略以提高计算精度。根据几何特性与流动特征差异,在规则区域(固定及活动导叶、尾水管)采用结构化网格,在复杂曲面(蜗壳、转轮)采用非结构网格。为捕捉近壁涡结构演化,对关键部位进行局部加密,将双列叶栅、转轮叶片和尾水管直锥段的边界层网格层数分别设置为 15、10 和 20 层。局部网格细节如图 2 所示。

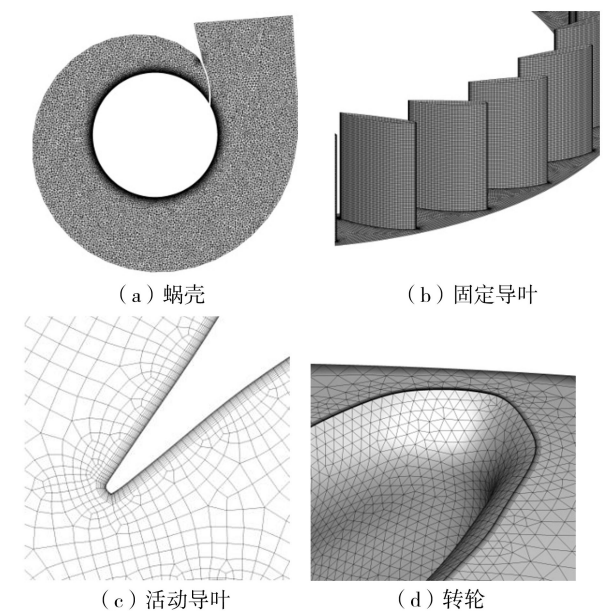


图2 水轮机局部网格细节

本文将压力脉动无量纲化,以无量纲数 C_p 代表压力脉动水头占总水头的大小,并作为准确性验证的指标,其计算公式为:

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{\rho gh} \times 100\% \tag{7}$$

式中: p 为计算所得压力值; $\bar{p}$ 为计算所得压力值的平均值; ρ 为水体密度; h 为实际运行水头。

根据某电站小波动过程试验数据,选取机组负荷由额定功率的 55.6% 上升至 61.2% 的增负荷过程进行研究,导叶动作时间为 2 s。为验证增负荷过程计算的准确性,将增负荷过程中尾水管进口壁面压力试验结果与数值模拟结果进行对比(图 3), $t = 2.9$ s 时导叶开始动作, $t = 4.9$ s 时导叶制动。由于数值模拟时导叶开度设置为线性上升,而试验过程中导叶受调速器自动控制,呈小幅波动上升态势,因此试验曲线和模拟曲线存在一定差异。总体来看,试验与数值模拟压力脉动趋势相同,脉动峰峰值误差低于试验实际运行水头的 5%。从整个瞬变过程的压力响应幅值和主要特征来看,数值模拟与试验结果吻合,反映的物理规律一致。

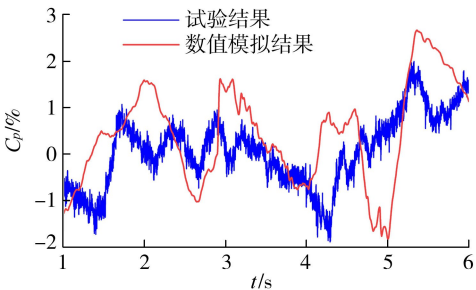


图3 尾水管测点壁面试验与数值模拟结果对比

2 结果与分析

2.1 外特性

图 4 为水轮机负荷从额定功率的 55.6% 上升至 61.2% 的小波动瞬变过程中,导叶开度、流量以及转轮受力的动态响应特性,其中 F_x 和 F_y 为两个相互正交方向的径向力分量, F_z 为转轮轴向受力。当 $t < 2.9$ s 时,导叶开度维持恒定。导叶动作始于 $t = 2.9$ s,并于 $t = 4.9$ s 完成。在此期间,伴随导叶开度的增大,机组流量从初始的 $348.6 \text{ m}^3/\text{s}$ 平稳上升至 $388.9 \text{ m}^3/\text{s}$ 。转轮径向力在零值附近波动,整体呈正弦变化趋势,这反映了转轮在非对称流场下的基本受力状态。此阶段的径向力虽然保持正弦特征,但其变化曲线没有稳态工况平滑,表现为叠加了更多、更密集的低幅值压力脉动分量。这种低幅值脉动特性主要源于增负荷过程引发的转轮域及下游尾水管涡动力学行为的改变。涡带形态、位置和强度的演化诱发了强烈的低频压力脉动,该脉动传递并作用于转轮域,干扰了原有的径向力模式。转轮轴向力高于径向力约三个数量级,是转轮受力的主导分量,且对导叶动作表现出高度敏感性。在导叶启动瞬间,轴向力发生了显著的阶跃,从 283 790 kN 急剧跃升至 285 545 kN。相应地,在导叶动作终止瞬

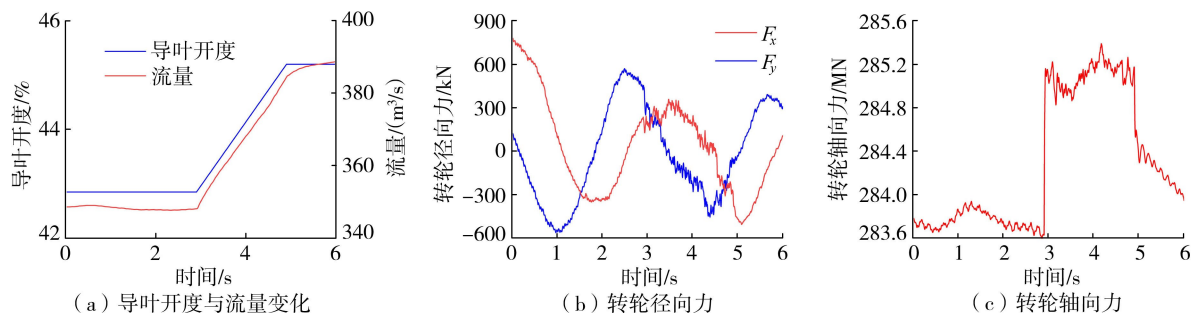


图4 增负荷过程外特性变化

间,轴向力也出现了陡降。瞬时阶跃和陡降现象主要是由导叶快速动作导致流道内水流动量剧变所引发的水锤效应所致。在增负荷时,导叶开度增加瞬间,导叶上游区域出现显著的负水锤效应,导叶下游区域出现正水锤效应,导致转轮轴向力瞬时阶跃;而在导叶动作终止瞬间,导叶上游区域出现显著的正水锤效应,导叶下游区域出现负水锤效应,导致下游转轮轴向力瞬时陡降。此外,在整个2s的增负荷持续期内,轴向力与径向力类似,同样存在明显的低幅值压力脉动特性。在此瞬态过程中,轴向力主要受到两种核心水力激励的作用:由涡带演化产生的低频压力脉动和由导叶快速调节水流引起的水锤压力波。两者的耦合作用共同塑造了轴向力的复杂动态响应特性。

2.2 转轮流动特性

图5为基于 Q 准则识别的转轮涡结构等值面图,该图清晰地呈现了水轮机小波动瞬变过程中转轮内部涡结构的动态演化特征。初始状态($t=1.9$ s)对应55.6%额定功率的稳态工况点,此工况点偏离设计工况最远,流道内可观察到强烈的叶道涡现象,在多个相邻叶道内同时存在大尺度的涡结构。该涡结构主要源于来流攻角与叶片设计攻角的严重不匹配,导致水流在叶片头部吸力面发生剧烈流动分离。分离后的高速水流卷吸形成管状涡结

构,该涡核主要分布在叶片吸力面附近并沿吸力面发展,其影响范围向下延伸至转轮底部区域,紊动流态已扩展至整个转轮流道。随着增负荷过程开始,导叶开度逐步增大,进入转轮的流量增加,水流在叶片头部的入射攻角趋向合理,头部撞击效应减弱,流动分离强度降低,形成的管状涡结构尺度持续减小。至小波动结束时刻($t=4.9$ s),叶道内的涡结构逐渐消散、合并,叶道涡演化为单个、小尺度的涡结构,仅存在于局部区域,其强度和影响范围大幅降低。当负荷升至额定功率的61.2%时,叶道涡现象相较于55.6%额定功率工况得到一定抑制,转轮内叶道涡已不明显。

图6和图7分别展示了转轮叶片压力面与吸力面在增负荷过程中的表面压力分布特征及其动态演变规律。叶片压力面沿流动方向(从前缘到尾缘)呈现持续、平顺的递减趋势,整个压力面未出现局部压力突增或突降现象,压力面流态整体附着良好。与压力面形成鲜明对比,吸力面尾缘附近区域存在局部不规则低压区,该异常低压现象主要源于该区域复杂的涡流结构。这些强涡旋具有显著的卷吸效应,使得其核心区域压力明显降低。同时,涡结构的非定常演化和脱落严重扰乱了叶道内原本应连续、稳定的压力梯度分布。该现象与图5所示吸力面附近涡结构的存在及其强度高度相关。随着负荷增

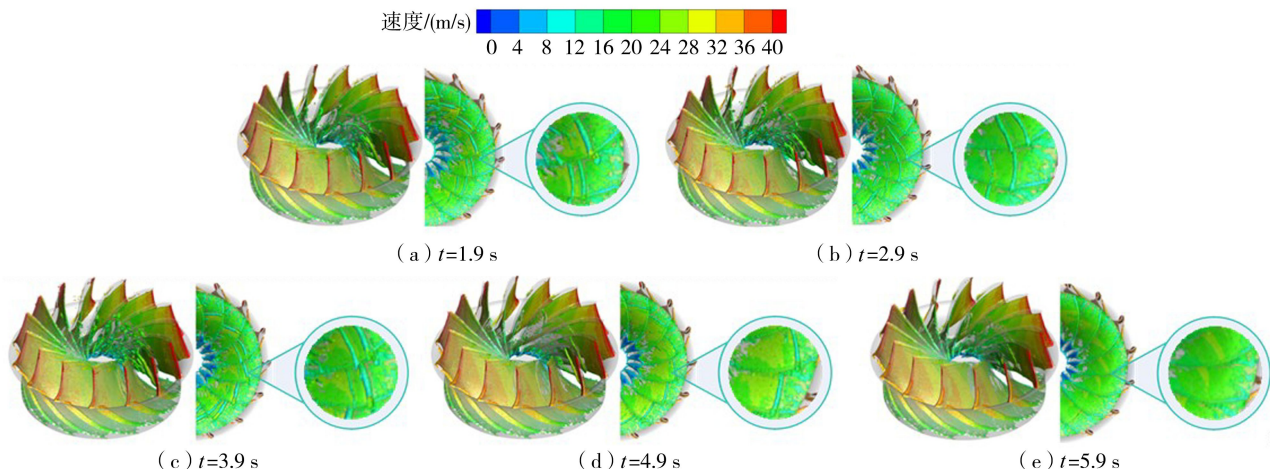


图5 转轮涡结构演化

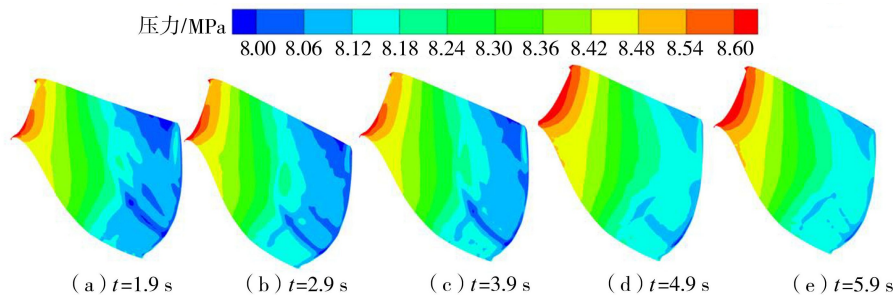


图 6 转轮叶片压力面压力

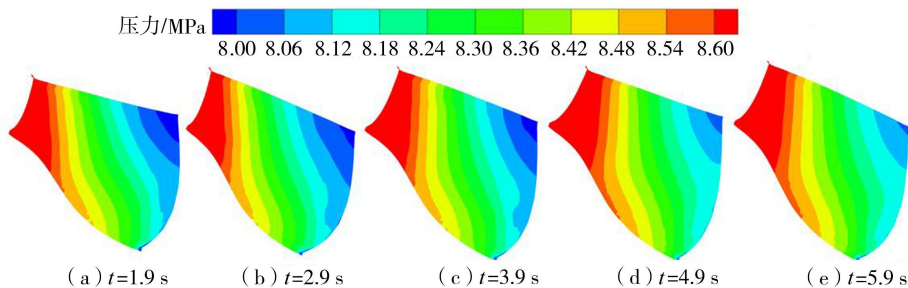


图 7 转轮叶片吸力面压力

加,叶片表面整体压力水平均呈上升趋势,且随着来流条件改善,吸力面尾缘的流动分离与强涡旋生成得到有效抑制,叶片吸力面压力分布趋向均匀。

2.3 尾水管流动特性

图 8 揭示了水轮机小波动瞬变过程中尾水管锥管段内部涡结构的演化规律。初始稳态工况尾水管周向速度占比大,涡结构呈现环绕壁面的分布特征,整体流态不稳定且紊乱,形成较强的压力脉动源。随着流量增加,水流轴向速度分量提升,导致近壁区的贴壁涡结构数量显著减少且强度减弱。在流道中心区域,由于增大的流量和旋转速度分量提供了旋流强度与角动量,涡结构开始聚合、发展,其尺度呈增大趋势。在小波动过程中期,锥管中心区域观测到一个连续且稳定发展的大尺度螺旋形涡带,其外

围伴生一个强度较弱但结构分明的次级涡带结构。在锥管进口段局部区域,仍可观察到尚未完全消散的贴壁涡,但其影响范围已缩小。到达目标负荷点时,尾水管涡结构演化为典型且稳定的双涡带形态。两个涡带在锥管中心区域并行向下游发展。该双涡带结构是在特定部分负荷工况下,水流旋转分量与轴向分量的相对关系发生调整,并与尾水管几何约束共同作用形成的典型非线性涡动力学现象。

2.4 压力脉动特性

整体计算域测点位置布置如图 9 所示,其中 SC1 表示蜗壳进口壁面测点,R1 和 R2 表示沿流向的转轮测点,SV1 表示固定导叶测点,GV1 表示活动导叶测点,VL1 表示无叶区测点,DT1 表示尾水管进口壁面测点,DT2 表示尾水管锥管段中段壁面测点。

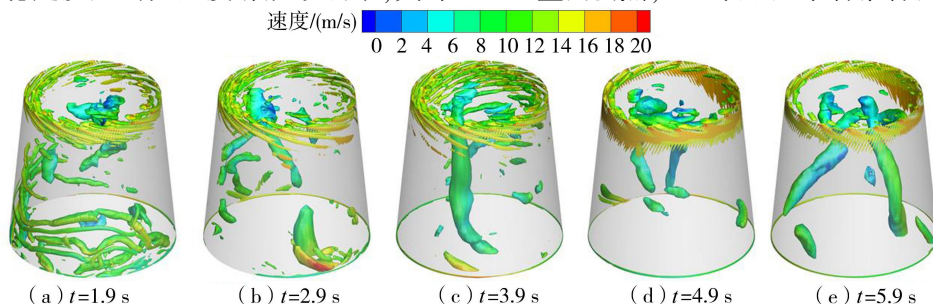


图 8 尾水管涡结构演化

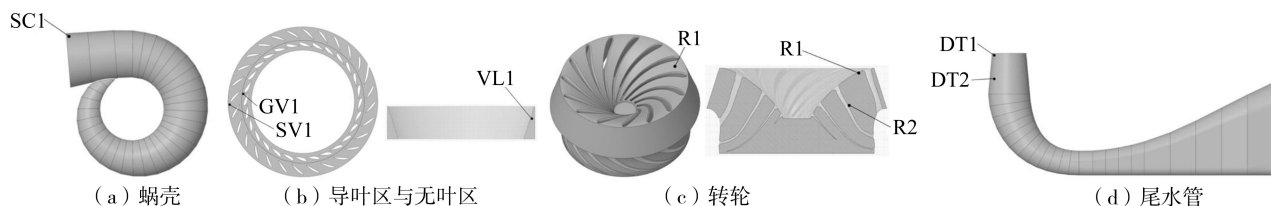


图 9 测点布置

图 10 和图 11 展示了从蜗壳至尾水管进口壁面布置的一系列测点在小波动瞬变过程中的压力脉动响应特征。在蜗壳与固定导叶区域,各测点压力波形高度相似,在额定功率的 55.6% 和 61.2% 这两个稳态工况点,压力脉动幅值较低,流态相对稳定。导叶启动与停止时刻均观测到压力突变,这是导叶启闭引发水锤压力波的直接体现。在整个小波动瞬变过程的持续期,压力脉动幅值明显放大。频谱分析揭示其主频集中在 $0.11f_n$ (f_n 为转轮的转频,即单位时间内转轮的旋转次数),该低频成分主要由导叶快速调节引发的水锤效应产生。越靠近活动导叶的测点,其 $0.11f_n$ 频率的脉动幅值越高。这证实了活动导叶扰动为水锤压力波的主要激发源,且脉动能量在向上游传播过程中存在衰减。活动导叶区与无叶区压力信号复杂性增加,活动导叶与转轮叶片的相对运动激发强烈的叶片通过频率,其频率为 $15f_n$ (转轮叶片数为 15),导叶动作引发的水锤压力波和涡结构演化以及局部流动分离产生的低频压力脉动

在此区域叠加。活动导叶区测点主频为 $0.11f_n$ (幅值为 0.60%), $15f_n$ 成分幅值较高 (0.18%)。无叶区测点主频迁移至 $0.21f_n$ (幅值为 0.86%), 同时 $15f_n$ 成分依然显著 (幅值为 0.15%)。转轮区域不同位置的测点波形形态相似,但存在固定相位差,在小波动过程中,表现为压力幅值增大且低频脉动成分波动更密集。两个测点主频为 $0.11f_n$ (幅值较高,分别为 1.10% 和 0.78%), 表明水锤压力波能有效传播至转轮域并产生强激励。在 $0.85f_n$ 附近存在突出的高幅值脉动 (幅值分别为 0.82% 和 0.73%)。此频率成分与转轮叶道内自身涡结构的演化密切相关,是转轮内部局部流动失稳的标志,且几乎不向上下游传播。在 $28f_n$ 处仍可检测到微弱信号,与活动导叶数量为 28 有关。尾水管进口锥管段壁面,动静干涉的影响在此区域最为明显, $15f_n$ 附近频率成分的幅值达到峰值 (为 1.40%)。尾水管中的低频段压力脉动以 $0.21f_n$ 为主导,其幅值通常也较高,该频率是尾水管涡带旋进运动的特征频率。

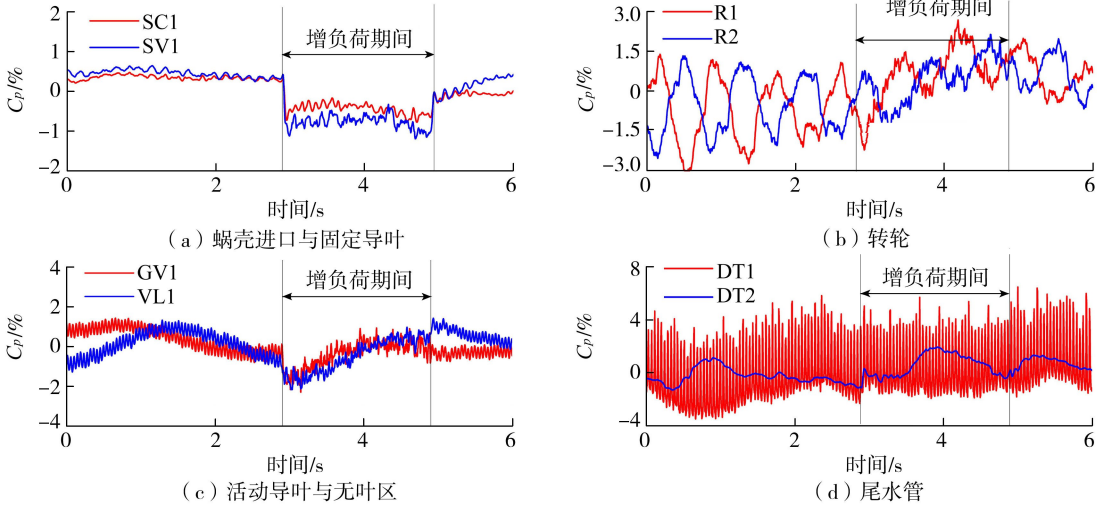


图 10 压力时域图

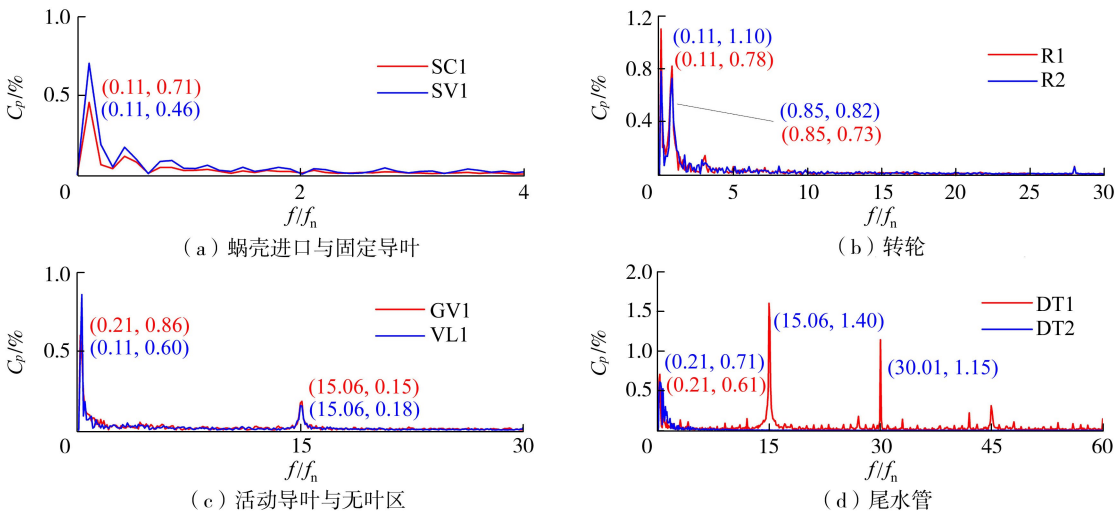


图 11 压力频谱图

3 结 论

- a. 小波动瞬变过程中,虽然流量平稳上升,但导叶启动和停止瞬间轴向力会产生突变,同时,轴向力和径向力的脉动幅值均高于相应稳定工况。水锤效应与涡致脉动的叠加作用加剧了转轮受力的不平衡性。
- b. 负荷为额定功率的 55.6%时,叶片吸力面前缘的流动分离呈现多叶道大尺度管状涡特征。随着负荷增加,管状涡尺度持续减小。尾水管近壁涡逐渐减弱,涡结构向锥管中心聚合,最终形成并行向下游发展的双涡带结构。
- c. 压力脉动呈现多源耦合特征,转轮域的 $0.85f_n$ 高幅值脉动与尾水管双涡带的 $0.21f_n$ 低幅值脉动是诱发机组振动的主因。动静干涉主要影响转轮以及尾水管进口。导叶动作产生的水锤波穿透性强,可向上游传播至蜗壳。

参考文献:

[1] 王文全,郭涛,王秀,等.水力发电机组水力稳定性研究进展与挑战[J].昆明理工大学学报(自然科学版),2024,49(4):179-190. (Wang Wenquan, Guo Tao, Wang Xiu, et al. Progress and future challenges in stability research of hydroelectric units [J]. Journal of Kunming University of Science and Technology (Natural Science), 2024,49(4):179-190. (in Chinese))

[2] 王立平,马实一,郭旭,等.风电光伏发电抽水蓄能联合优化调度方法[J].水利经济,2024,42(6):58-63. (Wang Liping, Ma Shiyi, Guo Xu, et al. Wind power-photovoltaic power generation-pumped storage joint optimal scheduling method [J]. Journal of Economics of Water Resources,2024,42(6):58-63. (in Chinese))

[3] Zheng X B, Sun S H, Wang Z R, et al. Study on partial load vortex and pressure pulsation characteristics of Francis turbine [J]. Journal of Physics: Conference Series,2024,2752:012018.

[4] 付晓龙.抽水蓄能机组过渡过程压力脉动形成机理及转轮水推力控制研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2021.

[5] Hu Zanao, Cheng Yongguang, Liu Demin, et al. Broadening the operating range of pump-turbine to deep-part load by runner optimization[J]. Renewable Energy,2023,207:73-88.

[6] 陈益民,程文超,周建旭,等.白鹤滩水电站输水发电系统水力干扰稳定性分析[J].水利水电科技进展,2022,42(5):78-84. (Chen Yimin, Cheng Wenchao, Zhou Jianxu, et al. Stability analysis on hydraulic disturb in water conveyance and hydropower system of Baihetan Hydropower Station[J]. Advances in Science and Technology of Water

Resources,2022,42(5):78-84. (in Chinese))

[7] 张杨,宋轩,孙一然,等.宝泉电站机组振动稳定性分析[J].水电站机电技术,2019,42(5):8-12. (Zhang Yang, Song Xuan, Sun Yiran, et al. Analysis of unit vibration stability of Baoquan Hydropower Station [J]. Mechanical & Electrical Technique of Hydropower Station,2019,42(5):8-12. (in Chinese))

[8] Sotoudeh N, Maddahian R, Cervantes M J. Investigation of Rotating Vortex Rope formation during load variation in a Francis turbine draft tube[J]. Renewable Energy, 2020, 151:238-254.

[9] Mössinger P, Jester-Zürker R, Jung A. Francis-99: transient CFD simulation of load changes and turbine shutdown in a model sized high-head Francis turbine[J]. Journal of Physics:Conference Series,2017,782:012001.

[10] 舒依娜,刘兆峰,夏修萍,等.排水管网泵群系统动态摩阻水锤仿真模拟[J].水利水电科技进展,2025,45(3):32-39. (Shu Yina, Liu Zhaofeng, Xia Xiuping, et al. Numerical simulation of water hammer with dynamic friction in pump group systems of drainage pipe networks [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources,2025,45(3):32-39. (in Chinese))

[11] Zhou Feng, Li Qifei, Xin Lu. Analysis of vortex evolution in the runner area of water pump turbine under runaway conditions[J]. Processes,2023,11(7):2080.

[12] 郑小波,张军智,孙龙刚,等.混流式水轮机小开度区工况转换过程瞬态流特性分析[J].水动力学研究与进展A辑,2023,38(6):917-925. (Zheng Xiaobo, Zhang Junzhi, Sun Longgang, et al. Analysis of transient flow characteristics of Francis turbine during transition process in small opening condition [J]. Chinese Journal of Hydrodynamics,2023,38(6):917-925. (in Chinese))

[13] 李宇光,郑小波,李可瑶.贯流式水轮机增负荷过程的动态特性研究[J].水利与建筑工程学报,2024,22(4):9-16. (Li Yuguang, Zheng Xiaobo, Li Keyao. Dynamic characteristics analysis of tubular turbine during load increase[J]. Journal of Water Resources and Architectural Engineering,2024,22(4):9-16. (in Chinese))

[14] 李洪彬,蒋爽,陈星宇,等.旋流泵内部不稳定流动数值模拟[J].水利水电科技进展,2023,43(3):28-33. (Li Hongbin, Jiang Shuang, Chen Xingyu, et al. Numerical simulation of internal unsteady flows in a vortex pump[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2023,43(3):28-33. (in Chinese))

[15] 任雅婧.混流式水轮机变负荷过程的动态响应研究[D].西安:西安理工大学,2024.

[16] Zhang Xiaoxi, Cheng Yongguang. Simulation of hydraulic transients in hydropower systems using the 1-D-3-D coupling approach [J]. Journal of Hydrodynamics,2012, 24(4):595-604.

(收稿日期:2025-06-28 编辑:俞云利)