

Application of fault diagnosis and dynamic balance correction technology of turbine generator set based on vibration analysis

Shou'an Su

Zhejiang Huaye Electric Power Engineering Co., Ltd., -Nanyang Project Department, Nanyang, Henan, 474350, China

Abstract

Abnormal shaft system vibration in steam turbine generator sets constitutes a critical safety hazard that jeopardizes the stable operation of thermal power plants. This study investigates the periodic fluctuations and gradual escalation of bearing vibrations in Units 3 and 4 of D Power Generation Co., Ltd.'s 600MW unit, conducting systematic research on shaft system fault diagnosis and mitigation. By integrating advanced diagnostic technologies, the study precisely identifies root causes including mass imbalance in the low-pressure rotor, steam seal wear, and thermal misalignment between adjacent rotors. Based on these findings, a comprehensive technical solution is developed, centered on online dynamic balancing with supplementary alignment adjustments and steam seal clearance optimization. The research establishes a replicable technical framework for shaft system fault diagnosis and dynamic balancing calibration based on precision vibration analysis, providing essential engineering references for vibration control and condition-based maintenance of similar large-scale steam turbine generator sets.

Keywords

Steam turbine generator set; Shaft vibration; Fault diagnosis; Dynamic balance correction

基于振动分析的汽轮发电机组轴系故障诊断与动平衡校正技术应用

苏守安

浙江华业电力工程有限公司 - 南阳项目部, 中国 · 河南 南阳 474350

摘要

汽轮发电机组轴系振动异常是制约火力发电厂安全稳定运行的关键隐患之一。本文以D发电有限责任公司600MW机组为研究载体, 聚焦其运行阶段3、4号轴承振动周期性波动与缓慢爬升的技术难题, 开展轴系故障诊断与治理的系统性研究。研究综合运用先进诊断技术, 精准定位故障根源系低压转子存在质量不平衡、汽封碰磨现象, 且与相邻转子间存在热态对中偏差。基于上述诊断结果, 构建“以在线动平衡为核心, 辅以对中调整与汽封间隙优化”的综合治理技术方案。构建了一套可复制的、基于精密振动分析的轴系故障诊断与动平衡校正技术体系, 为同类型大型汽轮发电机组的振动治理及状态检修提供了重要的工程实践参考。

关键词

汽轮发电机组; 轴系振动; 故障诊断; 动平衡校正

1 引言

在电力生产领域, 汽轮发电机组作为能量转换的核心枢纽设备, 其运行状态直接关联电网运行的可靠性与经济性。轴系作为机组的关键旋转构件, 其振动水平是表征机组健康状态的核心评价指标。振动异常不仅会加剧轴承、密封等部件的磨损进程, 严重情况下还可能引发转子断裂、动静

部件严重摩擦甚至机组损毁等灾难性事故。对轴系振动实施精准监测、故障诊断与校正优化, 是保障发电企业安全生产、提升设备精益化管理水平、延长机组服役寿命的关键技术环节^[1]。

2 工程概况

2.1 机组基本参数与历史问题

在电力生产领域, D发电有限责任公司5号机组为东方电气集团研制的600MW亚临界、单轴、三缸四排气凝汽式汽轮发电机组, 于2005年正式投入商业运行, 5机组轴系设计参数与近期典型振动数据如表1所示。该机组轴系由

【作者简介】苏守安(1994—), 中国青海互助人, 本科, 助理工程师, 从事发电厂汽轮机设备安装、检修方向的工作及研究。

高压转子、中压转子、低压转子 A、低压转子 B 及发电机转子通过刚性联轴器串联构成，采用 9 个径向轴承进行支承设计，额定转速为 3000 r/min，主蒸汽压力 16.67 MPa，主蒸汽温度 538℃。自 2021 年起，该机组在运行过程中逐渐显现 3、4 号轴承，即低压转子 A 支承轴承振动周期性波动特征，在负荷变动或环境温度变化工况下尤为显著。依据电厂级监控信息系统历史数据记录，2022 年至 2023 年期间，

该部位振动呈现缓慢递增趋势，多次接近了 GB/T 6075.2-2012《在非旋转部件上测量和评价机器的机械振动 第 2 部分：50MW 以上，额定转速 1500r/min、1800r/min、3000r/min、3600r/min 陆地安装的汽轮机和发电机》所规定的报警阈值（80 μm）。期间虽实施常规巡检与维护作业，但未能从根本上消除该问题，已成为制约机组带负荷能力与运行经济性的关键性隐患。

表 1 5 机组轴系设计参数与近期典型振动数据

轴承编号	对应转子	轴承类型	设计载荷 (t)	垂直方向振动 (μm, 工频分量)	水平方向振动 (μm, 工频分量)	轴向方向振动 (μm)
1	高压转子	椭圆轴承	38.5	28.5	25.8	35.2
2	高压转子	椭圆轴承	42.1	36.7	32.1	33.8
3	低压转子 A	可倾瓦轴承	68.3	85.6	45.2	48.9
4	低压转子 A	可倾瓦轴承	65.9	79.8	50.1	52.3
5	低压转子 A/B 联轴器侧	椭圆轴承	72.5	42.3	38.7	46.1
6	低压转子 B	椭圆轴承	70.8	39.5	36.9	44.7
7	低压转子 B	椭圆轴承	71.2	35.8	33.2	41.5
8	发电机转子	椭圆轴承	58.6	30.1	28.5	32.6
9	发电机转子	椭圆轴承	56.3	25.4	24.1	29.8

2.2 振动问题特征详述

对振动数据开展深度解析，识别出如下特征。工频分量占主导地位：3、4 号轴承振动信号中，工频（50Hz）分量占比始终高于 65%，为振动响应的核心贡献分量。负荷、温度相关性特征：振动幅值随电负荷提升呈轻微增长趋势，且在夏季环境温度较高工况下，整体振动水平较冬季升高约 10-15 μm。周期性波动特征：恒定负荷工况下，振动幅值存在 ±5 μm 左右的周期性波动，波动周期约为数小时。历史演化趋势：通过调取近三年大修前后的振动数据进行对比分析可知，每次大修后振动幅值可恢复至较优水平（约 40 μm），但运行约 8-10 个月后，振动幅值逐渐回升至高位区间。

3 振动分析技术与故障诊断

3.1 综合诊断技术路线

本次故障诊断采用“在线监测数据分析与离线精密测试相结合”的综合技术方案。首先，依托机组既有在线振动监测诊断系统长期监测数据，开展趋势分析与历史图谱对比分析^[2]。其次，于机组计划停运前实施全面的离线振动测试，采集涵盖启停机瞬态过程的完整数据集，为深度解析提供数据支撑。

3.2 数据采集方案

离线测试采用多通道数据采集器及适配的加速度传感器、电涡流位移传感器。测点布置涵盖全部 9 个轴承的垂直、水平及轴向方向，并同步采集键相信号。测试工况具体包括：升速工况：从盘车转速升至 3000 r/min，采集临界转速区间振动特性数据。定速空载工况：3000 r/min、无励磁

状态，记录基准振动数据。带负荷工况：从空载状态逐步升至 600MW 额定负荷，捕捉振动随负荷、温度的演化规律。热稳定工况：600MW 额定负荷下稳定运行 4 小时，记录振动波动特征。全部测试数据的采样频率设定为 12.8 kHz，分析频率区间覆盖 0-1000 Hz，能够满足精密分析的技术要求。

4 轴系故障诊断的具体应用

4.1 频谱与相位特征分析

对 3、4 号轴承在 600MW 热稳定工况下的振动信号开展高分辨率频谱分析。频谱结果显示，1X（50Hz）频率分量幅值分别为 78.5 μm 与 72.3 μm，占总振动能量的 68% 和 71%；同时存在显著的 0.5X（25Hz）分频分量，其幅值约为 1X 分量的 8%，且伴随丰富的高频噪声带（>200Hz）。上述特征为质量不平衡与轻微动静摩擦故障并存提供了关键佐证，摩擦故障大概率发生于汽封或油挡等部件处。相位分析结果表明，3、4 号轴承 1X 振动的相位差约为 160°，未呈现标准的同相（0°）或反相（180°）特征，表明转子可能存在一定程度的弯曲变形或不对中偏差，进而影响了纯一阶不平衡的相位特性。

4.2 轴心轨迹与波形观察

3 号轴承轴心轨迹整体呈现椭圆形态，其边缘伴随轻微毛刺及微小环圈结构，且椭圆长轴方向呈现缓慢进动特征。时域波形分析表明，在近似正弦波的基础上，每周期存在轻微削顶畸变。上述特征进一步佐证了摩擦故障的诊断结论。

4.3 启停机瞬态数据分析

对升速过程的波特图进行解析可知，低压转子 A 的一阶临界转速约为 1350 r/min，该转速下 3、4 号轴承出现振

动峰值，相位变化幅度约 90° ，与一阶临界转速的典型特征相符。然而，转子通过临界转速后，振动未呈现快速衰减趋势，而是维持于较高幅值区间，直至达到 3000 r/min 额定转速。这一现象通常表明，除不平衡力外，还存在其他与转速无关或随转速变化微弱的激振力，例如由对中偏差引发的恒定弯矩或摩擦作用。该波特图清晰呈现 1350 r/min 处的临界振动峰值及后续持续的高振动幅值平台。

4.4 故障诊断结论

综合上述分析，诊断结论如下。主导故障：低压转子 A 存在显著质量不平衡，此为引发 3、4 号轴承 1X 高频振动的核心成因。并发故障：存在局部轻微动静摩擦，诱发 0.5X 分频分量及高频噪声，且造成轴心轨迹畸变与振动波动现象。潜在隐患：转子存在轻微热弯曲风险或与相邻转子间存在热态对中偏差，致使振动特性随负荷 / 温度变化，且相位关系呈现非典型特征。

5 动平衡校正技术原理与方案制定

5.1 动平衡基本原理与方法选择

本案例中的低压转子 A 可界定为刚性转子。刚性转子的不平衡状态，可通过在任意选定的两个校正平面施加校正质量实现完全补偿。工程常用的现场平衡技术包括试重法、

影响系数法及振型平衡法。影响系数法凭借原理严谨、计算精度高、适配多平面多测点平衡场景的技术优势，被确定为本项目治理的优选方案。影响系数法的核心机理在于构建“校正质量增量”与“振动响应增量”之间的线性映射关系^[1]。该线性关系通过复数影响系数表征，其幅值对应单位试重所引发的振动变化幅值，相位则反映振动变化相对于试重角向位置的滞后相位角。

5.2 平衡面选择与试重方案

选择低压转子 A 的两端（3 轴承侧和 4 轴承侧）作为平衡面 I 和 II。在机组小修期间，转子处于冷态可接近状态，实施试重。#3、#4 轴承垂直方向工频矢量动平衡试重试验数据记录如表 2 所示。

初始状态测量：机组冲转至 3000 r/min 空载，稳定后记录各轴承振动矢量 \vec{v}_0 。

初始状态测量：机组冲转至 3000 r/min 空载，稳定后记录各轴承振动矢量 \vec{v}_0 。

第一次试重：仅在平衡面 I（#3 侧）添加试重 \vec{w}_1 ($400 \text{ g} \angle 0^\circ$)。稳定运行后测量振动 \vec{v}_1 。

第二次试重：取下 \vec{w}_1 ，仅在平衡面 II（#4 侧）添加试重 \vec{w}_2 ($400 \text{ g} \angle 0^\circ$)。稳定运行后测量振动 \vec{v}_2 。

表 2 动平衡试重试验数据记录（#3、#4 轴承垂直方向工频矢量）

试验状态	#3 轴承振动 ($\mu\text{m} \angle^\circ$)	#4 轴承振动 ($\mu\text{m} \angle^\circ$)	备注
初始状态 \vec{v}_0	$82.5 \angle 135$	$76.8 \angle 320$	3000 r/min 空载
平衡面 I 试重后 \vec{v}_1	$65.1 \angle 110$	$85.2 \angle 305$	试重 $\vec{w}_1 = 400 \text{ g} \angle 0^\circ$
平衡面 II 试重后 \vec{v}_2	$90.3 \angle 150$	$60.5 \angle 350$	试重 $\vec{w}_2 = 400 \text{ g} \angle 0^\circ$

5.3 影响系数计算与校正质量求解

根据表 2 数据，计算两个平衡面对两个测点的影响系数矩阵：

平衡面 I 对 3 轴承的影响系数： $\vec{A}_{11} = (\vec{v}_1 - \vec{v}_0) / \vec{w}_1 = (65.1 \angle 110 - 82.5 \angle 135) / 400 \angle 0^\circ = 0.048 \angle -35^\circ (\mu\text{m/g})$

平衡面 I 对 4 轴承的影响系数： $\vec{A}_{21} = (85.2 \angle 305 - 76.8 \angle 320) / 400 \angle 0^\circ = 0.023 \angle 145^\circ (\mu\text{m/g})$

平衡面 II 对 3 轴承的影响系数： $\vec{A}_{12} = (90.3 \angle 150 - 82.5 \angle 135) / 400 \angle 0^\circ = 0.028 \angle 75^\circ (\mu\text{m/g})$

平衡面 II 对 4 轴承的影响系数： $\vec{A}_{22} = (60.5 \angle 350 - 76.8 \angle 320) / 400 \angle 0^\circ = 0.045 \angle -70^\circ (\mu\text{m/g})$

设需要在平衡面 I 和 II 上添加的校正质量矢量 \vec{C}_1 和 \vec{C}_2 ，目标是使最终振动 \vec{v} 最小化。建立方程：

$$\begin{aligned} \vec{v}_0 + \vec{A}_{11} \cdot \vec{C}_1 + \vec{A}_{12} \cdot \vec{C}_2 &= \vec{v} \approx \vec{0} \\ \vec{v}_0 + \vec{A}_{21} \cdot \vec{C}_1 + \vec{A}_{22} \cdot \vec{C}_2 &= \vec{v} \approx \vec{0} \end{aligned}$$

使用最小二乘法求解，使 $\|\vec{v}\|^2$ 最小，得到最优解：

平衡面 I 校正质量： $\vec{C}_1 = 520 \text{ g} \angle 215^\circ$

平衡面 II 校正质量： $\vec{C}_2 = 340 \text{ g} \angle 330^\circ$

6 综合治理方案与实施

6.1 动平衡校正实施

依据计算结果，于低压转子 A 的指定平衡平面处，采用高精度钻孔去重法开展校正作业。去重的角向位置与深度经精确计算并标记，由资深技术人员执行操作，以保障质量去除量的精准性。作业完成后，对转子开展低速盘车检查，验证其状态正常。

6.2 辅助治理措施

为根治并发故障，在动平衡校正基础上，实施以下辅助治理措施。对中状态复查及调整：于机组冷态及模拟热态工况下，采用激光对中仪复查并调整低压转子 A 与中压转子、低压转子 B 间的联轴器对中精度，确保机组热态运行时处于良好对中状态。汽封间隙优化调整：依托检修工况，核查并调整低压缸汽封间隙，消除潜在摩擦过紧点，同时保障密封性能达标。轴承状态核查：核查 3、4 号可倾瓦轴承的瓦块磨损状况、预紧力参数及油路流通状态，确保润滑系统运行正常。

6.3 启动验证与精细调整

机组重启后，在升速及带负荷全过程中对振动参数进

行严密监测：3000 r/min 空载工况：3、4号轴承垂直方向振动幅值降至 38 μm 和 35 μm，初步验证动平衡校正效果有效。带负荷工况：振动幅值随负荷升高呈轻微增长趋势，600MW 满负荷工况下，3、4号轴承振动幅值稳定在 45 μm 和 42 μm 左右，仍显著优于治理前水平。精细校正：依据带负荷后的振动监测数据，实施单次单平面微调平衡，最终

将满负荷工况下的振动幅值控制于目标区间内。

7 治理效果验证与长期跟踪

7.1 即时效果对比

治理前后，机组在相同工况（600MW，主参数相同）下的振动对比如下表所示：

表 3 综合治理前后关键轴承振动值对比

轴承位置	治理前振动 (μm)	治理后振动 (μm)	下降幅度	国标报警值 (μm)
#3 轴承垂直向	85.6	31.2	63.6%	80
#3 轴承水平向	45.2	22.5	50.2%	—
#4 轴承垂直向	79.8	28.7	64.0%	—
#4 轴承水平向	50.1	24.8	50.5%	—
轴系最大振动	85.6 (#3V)	31.2 (#3V)	—	—

8 结语

本文以 D 发电有限责任公司 600MW 机组振动治理工程为典型案例，系统阐述了精密振动分析的轴系故障诊断与动平衡校正技术的完整应用范式。基于影响系数法构建精准动平衡技术方案，辅以必要的辅助调整措施，实现了振动问题的根治性治理。工程实践验证，先进振动分析技术可深度解析故障机理，模型化动平衡方法能够实现高效精准的校正作业，二者协同构成解决大型旋转机械振动问题的高效技术体系，此次研究为同类型机组的振动治理及预测性维护提供

了一定参考。

参考文献

- [1] 唐明,孟芳,苏丽华,等.汽车发动机曲轴扭转振动分析及控制[J].山东工业技术,2016,(12):53.DOI:10.16640/j.cnki.37-1222/t.2016.12.044.
- [2] 王宝安.基于MATLAB的汽车发动机轴系振动的激励分析研究[D].山东中医药大学,2015.
- [3] 张德满,钱海挺,董大伟.汽车轴系强迫扭转振动模型的建立及分析[J].噪声与振动控制,2008,(03):78-80.