

DOI: 10.19666/j.rlfd.202607010

煤电机组立式离心泵 1 倍频水平向共振 诊断与支撑加固治理

宋绪鹏¹, 张知宇¹, 邹大伟¹, 胡红云²

(1. 山东电力工程咨询院有限公司, 山东 济南 250013;

2. 华中科技大学, 湖北 武汉 430074)

[摘要] 【目的】面向新一代煤电升级对机组安全可靠、快速启停和智能运维提出的辅机振动安全要求, 针对某煤电机组立式离心泵启动调试阶段水平向 1 倍频振动超限问题, 开展现场共振诊断与支撑加固治理研究。【方法】结合启动运行振动测试、电机空载振动测试和停机固有频率测试, 采用频率隔离裕度表征固有频率与转速频率的接近程度, 并据此评价现场治理效果。【结果】处置前, 测点 1、测点 2 和测点 3 水平向振动速度分别为 8.37、6.43 和 5.92 mm/s, 均超过 4.5 mm/s 控制限值, 主频稳定在 49.95 Hz 附近; 电机、中间筒体和支撑筒体水平方向一阶固有频率分别为 48.74、48.67 和 47.49 Hz, 对应频率隔离裕度仅为 2.4%、2.6%和 4.9%。采用电机顶部增设水平可调支撑和中间筒体增设加筋板的治理方案后, 上述部位水平方向一阶固有频率提高至 79.0、66.5 和 79.0 Hz, 频率隔离裕度提高至 58.2%、33.1%和 58.2%, 等效刚度提高约 1.87~2.77 倍; 3 个测点水平向振动速度降至 2.36、1.69 和 1.83 mm/s, 降幅为 69.1%~73.7%, 均满足控制限值要求。【结论】该泵组启动振动超限的主要原因为支撑结构水平方向一阶固有频率接近 1 倍转速频率所引起的共振; 基于频率隔离裕度的现场诊断与治理评价方法可为煤电机组辅机振动安全和同类立式泵共振故障处置提供工程参考

[关键词] 煤电辅机; 立式离心泵; 振动安全; 共振诊断; 支撑加固

[引用本文格式] (本段作者勿动) 作者姓名. 中文标题[J]. 热力发电, 2026, 55(1): 起始页码-终止页码. 作者姓名. 英文标题[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(1): 起始页码-终止页码.

Diagnosis and support reinforcement of 1X horizontal resonance in a vertical centrifugal pump in a coal-fired power unit

Song Xupeng¹, Zhang Zhiyu¹, Zou Dawei¹, Hu Hongyun²

(1. Shandong Electric Power Engineering Consulting Institute Co., Ltd., Jinan 250013, China;

2. Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: [Objective] Excessive horizontal vibration dominated by the once-per-revolution (1X) frequency component was observed in a vertical centrifugal pump during commissioning of a coal-fired power unit. This study aimed to distinguish structural resonance from rotor, electrical, bearing, connection, and operating-condition faults and to evaluate a field reinforcement strategy. [Methods] Start-up vibration velocity, spectra, and phase were recorded at three heightwise locations on the motor and supporting cylinders in the horizontal, vertical, and axial directions. Motor no-load measurements were used to assess whether the response depended on hydraulic load, while shutdown external-excitation response tests were used to identify the first-order horizontal natural frequencies of the motor, intermediate cylinder, and support cylinder. Common fault sources were screened using the available online balancing check, connection inspection, operating records, electrical observations, and bearing and

收稿日期: 2026-07-06 修回日期: 2026-07-27 接受日期: 2026-08-14 网络首发日期: XXXX-XX-XX

基金项目: 国家自然科学基金项目 (52476114)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (52476114)

第一作者简介: 宋绪鹏, 男, 研究生, 高级工程师, 主要研究方向为煤电机组优化, songxupeng@spic.com.cn.

通信作者简介: 张知宇, 男, 研究生, 高级工程师, 主要研究方向为煤电机组优化, zhangzhiyu02@spic.com.cn.

electromagnetic frequency features. A frequency-separation margin was calculated to quantify proximity to the 49.95 Hz 1X excitation and was treated as a continuous descriptive quantity rather than a fixed risk or acceptance threshold. The equivalent-stiffness ratio was estimated from the squared natural-frequency ratio only when the same mode was tracked, the boundary conditions were comparable, and the added mass was small. The retained historical records documented the instrument model, measurement positions and directions, operating states, and measured peaks, but did not preserve the complete acquisition configuration; this limitation is stated explicitly. [Results] Before reinforcement, the horizontal vibration velocities at measurement points 1, 2, and 3 were 8.37, 6.43, and 5.92 mm/s, respectively, all above the site start-up control value of 4.5 mm/s. Horizontal response increased with structural height and remained dominated by 1X. During no-load operation, the horizontal velocities at the motor non-drive end, motor drive end, intermediate-cylinder upper flange, and intermediate position were 4.09, 3.16, 3.07, and 2.41 mm/s, respectively, while the recorded spectra remained 1X-dominant. The first-order horizontal natural frequencies of the motor, intermediate cylinder, and support cylinder were 48.74, 48.67, and 47.49 Hz, giving separation margins of only 2.4%, 2.6%, and 4.9%. These mutually consistent observations supported a diagnosis of insufficient lateral support stiffness. An adjustable horizontal support was therefore added at the motor top, and axial stiffening ribs were added to the intermediate cylinder. After reinforcement, the corresponding natural frequencies increased to 79.0, 66.5, and 79.0 Hz, and the separation margins increased to 58.2%, 33.1%, and 58.2%. The estimated relative stiffness multipliers were 2.63, 1.87, and 2.77. The horizontal start-up velocities decreased to 2.36, 1.69, and 1.83 mm/s, representing reductions of 69.1% to 73.7%, and all values were below the site control value. [Conclusions] The agreement among direction-dependent start-up response, persistent no-load 1X response, natural-frequency proximity, frequency migration, and post-treatment vibration reduction identifies horizontal structural resonance as the dominant fault mechanism in this pump unit. The combined diagnostic path is useful for similar field cases when speed and boundary conditions are stable and competing fault sources have been examined, but the case-specific margins should not be treated as universal acceptance criteria.

Key words: coal-fired power auxiliary equipment; vertical centrifugal pump; vibration safety; resonance diagnosis; support reinforcement

在新一代煤电升级背景下,辅机安全可靠运行受到持续关注^[1]。立式离心泵广泛用于煤电机组循环水、闭式冷却水和工艺水系统,其振动状态直接影响辅机投运可靠性^[2-3]。该类泵组的电机、支撑筒体和泵体沿竖向串联,顶部距基础较远,H向等效刚度通常低于竖向刚度,因而在启动调试、快速启停或长期运行中易出现方向性明显的1倍转频(1X)振动。对这类故障,仅凭1X主峰难以区分转子不平衡、连接异常与结构共振。

已有研究分别从立式泵组结构共振治理^[2]、变频凝结水泵双共振区处置^[3]、泵类故障分类与状态监测^[4-5]、智能诊断^[6-7]、滚动轴承特征识别^[8-9]、流致振动与变工况响应^[10-11]、局部减振结构^[12]以及电机振动^[13]等方面开展了分析。此外,火电机组热网循环水泵的现场振动分析与处置也已有工程案例^[14]。其中,文献^[2-3]均说明了识别固有频率并通过结构调整避开主要激励的重要性。与这些研究相比,本文案例的重点不是提出新的通用阈值,而是建立一条可现场核查的证据链:先利用启动状态下的方向性和高度放大特征定位异常,再以空载测试削弱单纯水力激励解释,继而用停机H向一阶固有频率与1倍转频的接近程度确认共振,最后以同位置固有频率迁移和启动振动下降共同验证支撑加固效

果。

基于此,本文以某煤电机组立式离心泵启动振动超限为对象,依次开展常见故障排查、运行与空载振动测试、停机固有频率识别和支撑加固。频率隔离裕度用于量化本案例固有频率与1倍转频的相对位置;治理效果则由处置前后固有频率、等效刚度相对变化估算值和启动振动速度的一致变化进行评价,为同类现场问题提供有边界的工程参考。

1 设备概况与测试方法

1.1 设备概况

研究对象为某煤电机组循环冷却水系统立式离心泵,主要由导流壳、叶轮、转子部件、填料密封、轴承、电机和底座组成。泵额定扬程45 m,整体高度7 855 mm。叶轮为单吸闭式整体铸造结构,与泵轴采用键连接并由叶轮螺母锁紧;转子部件由轴、叶轮、叶轮螺母和轴套等回转部件组成,装配前叶轮按相关要求进行平衡试验并满足要求。

配套电机为三相异步电动机,实测转速为2 998 r/min,对应1倍转频 f_r 为49.95 Hz。电机驱动端和非驱动端均采用6309深沟球轴承支撑。由于电机、支撑筒体和中间筒体沿竖向串联,顶部结构对H向动刚度较敏感,因此故障排查除转子、轴承和工况

外, 还需重点核查支撑结构固有频率与 1 倍转频的匹配关系。

1.2 测点布置与测试内容

振动测试采用 COMMTEST Vb8 型振动分析仪, 记录振动速度有效值、频谱和相位信息。启动测试从电机非驱动端至泵轴承侧设置 3 个固定测点, 如图 1 所示: 测点 1 位于电机非驱动端顶部轴承侧, 测点 2 位于中间筒体支撑位置, 测点 3 位于支撑筒体近基础及泵轴承侧; 各点均测量水平方向 (H 向)、垂直方向 (V 向) 和轴向 (A 向)。处置前后复测沿用相同测点、方向、仪器和数据单位, 以保证同位置比较。空载测试记录电机两端及筒体不同高度位置的 H/V 向振动速度, 并核查主导频率是否仍为 1 倍转频。停机后分别在电机、中间筒体和支撑筒体开展外部激励响应测试。本文将各部位 H 向响应中的首个清晰主导峰作为 H 向一阶固有频率识别值, 并通过同一部位处置前后峰值对应关系及 H/V 向差异复核阶次。

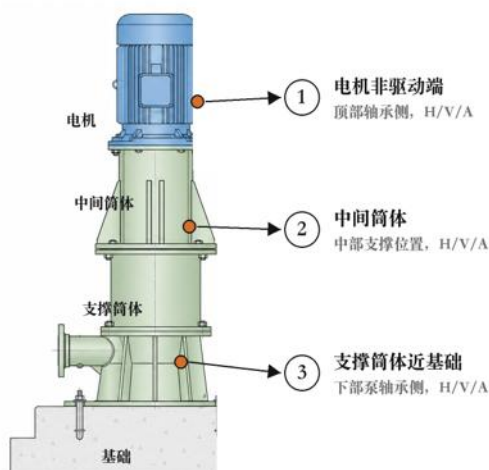


图 1 立式离心泵振动测点布置示意
Fig.1 Layout of vibration measurement points for the vertical centrifugal pump

1.3 共振诊断指标

为识别现场支撑结构的水平向共振风险, 在不

改变主要受力特征的前提下, 将电机、中间筒体和支撑筒体局部振动响应近似为线性单自由度受迫振动系统。结构振幅 A 与激振力 P 成正比, 与动刚度 K_d 成反比:

$$A = P / K_d \quad (1)$$

动刚度可表示为静刚度 K_c 与动态放大系数 μ 的函数:

$$K_d = K_c / \mu \quad (2)$$

当转速频率 f_r 接近结构固有频率 f_n 时, 动态放大系数增大, 动刚度降低, 结构振动响应随之放大。为定量表征固有频率与转速频率的接近程度, 定义频率隔离裕度 η :

$$\eta = |f_n - f_r| / f_r \times 100\% \quad (3)$$

频率隔离裕度越小, 固有频率越接近 1 倍转频; 已有立式泵共振治理案例也采用避开主要激励频率的思路^[2-3]。但是, 不同泵型、阻尼和边界条件下可接受的频率间隔并不相同, 现有资料不足以确定统一的风险或验收阈值。因此, 本文不设置固定阈值, 仅报告 η 的实测值及处置前后变化, 并结合 H 向振动沿高度放大、空载 1 倍转频持续存在以及处置前后频率迁移和振动下降进行综合判定。等效刚度相对提升倍数仅在所跟踪模态一致、测试边界可比、附加质量变化较小且等效模态质量近似不变时, 按 $(f_{n2}/f_{n1})^2$ 估算; 该结果不是直接刚度测量值。

2 故障特征与共振诊断

2.1 启动振动特征

立式离心泵启动后整机振动偏大。从靠近基础的测点 3 到电机非驱动端测点 1, H 向振动速度依次为 5.92、6.43 和 8.37 mm/s, 均超过现场启动振动控制值 4.5 mm/s; 同测点 V 向和 A 向响应较低, 表明异常具有明显的方向性和沿高度放大特征。测点 1 的频谱主峰为 49.95 Hz, 与 1 倍转频一致。本文中 4.5 mm/s 为该项目现场调试采用的启动控制值, 不作为其他机组的通用标准。测试结果见表 1。

表 1 处置前后启动振动测试结果
Tab.1 Start-up vibration results before and after support reinforcement

测点及部位	处置前 H/V/A/(mm·s ⁻¹)	处置后 H/V/A/(mm·s ⁻¹)	水平方向降幅/%	处置后判定
测点 1 电机非驱动端	8.37/4.11/1.30	2.36/2.41/0.97	71.8	满足控制限值
测点 2 中间筒体	6.43/2.85/1.33	1.69/1.84/0.80	73.7	满足控制限值
测点 3 支撑筒体近基础	5.92/3.49/0.96	1.83/1.47/0.85	69.1	满足控制限值

注: H、V、A 分别表示水平向、垂直向和轴向; 表中振动值为启动状态测试结果, 4.5 mm/s 为现场采用的启动振动控制限值。

2.2 常见故障排查

现场按转子不平衡、电气异常、轴承故障、结

构连接异常、运行工况异常和支撑结构共振的顺序排查。在线动平衡核查未显示校正质量能够显著消减超限振动，现有不平衡量满足现场要求；基础连接螺栓和支撑接触检查未见松动、滑移或失效；启停记录未见水位和系统状态异常波动，管道也未见明显异常。电机电压、电流在测试期间保持稳定，空载记录未出现明确轴承特征频率或典型电磁故

障特征。由于历史记录未保留上述检查的完整量值，本文将这些结果表述为“不支持其为主因”，而不作绝对排除。相比之下，空载 H 向 1 倍转频仍占主导，且停机 H 向一阶固有频率与 1 倍转频高度接近，两类独立证据共同指向支撑结构共振。主要证据见表 2。

表 2 主要故障源排查及证据判定结果
Tab.2 Screening results and evidence-based judgment for major fault sources

排查对象	检查内容	现场结果	判断
转子不平衡	在线动平衡核查、1 倍转频响应和相位特征	未见校正质量可显著消减超限振动的证据；现有不平衡量满足现场要求	不支持为主因
基础及连接	基础连接螺栓、支撑接触和连接件检查	未见松动、滑移或连接失效	不支持为主因
运行工况	启停水位、管道和系统状态记录	未见水位或系统状态异常波动，管道未见明显异常	不支持为主因
电机及轴承	电压、电流、空载 H/V 向实测值及频率特征	电气观察稳定；空载仍以 1 倍转频为主，未见明确轴承或电磁特征	不支持为主因
支撑结构共振	H 向一阶固有频率、空载 1 倍转频和处置前后对照	处置前 η 为 2.4%~4.9%；处置后频率迁移且 H 向振动同步下降	主要原因

2.3 固有频率与空载振动验证

停机测试显示，处置前电机、中间筒体和支撑筒体的 H 向一阶固有频率分别为 48.74、48.67 和 47.49 Hz，与 49.95 Hz 1 倍转频的隔离裕度分别为 2.4%、2.6%和 4.9%，表明 3 个部位的 H 向一阶固有频率均非常接近 1 倍转频。各部位 V 向一阶固有频率与 1 倍转频的间隔更大，与启动测试中 H 向响应显著高于 V 向和 A 向的现象一致。图 2 以离散实测频率比较处置前后结果，横轴单位为 Hz，图中不表示响应幅值。

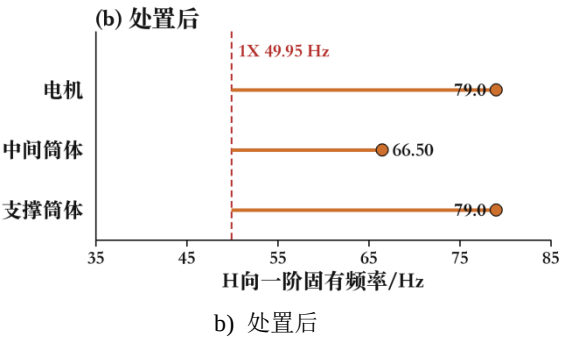
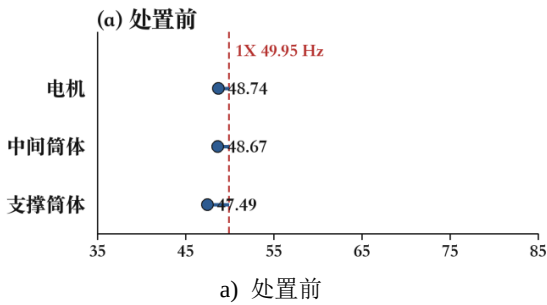


图 2 H 向一阶固有频率实测值
Fig.2 Measured first-order horizontal natural frequencies

电机空载测试进一步检验了水力负荷解释。电机非驱动端、电机驱动端、中间筒体上法兰和中间部位的 H 向振动速度分别为 4.09、3.16、3.07 和 2.41 mm/s，对应 V 向振动速度为 2.01、1.20、1.19 和 0.91 mm/s；相关现场频谱记录仍以 49.95 Hz 1 倍转频为主，且未见明确轴承或电磁故障特征。图 3 直接展示上述 H/V 向实测速度及现场空载控制值 2.3 mm/s，不作归一化处理。空载时泵侧水力负荷显著减弱而方向性 1 倍转频响应仍存在，因而异常更可能与电机及支撑结构动力特性相关。

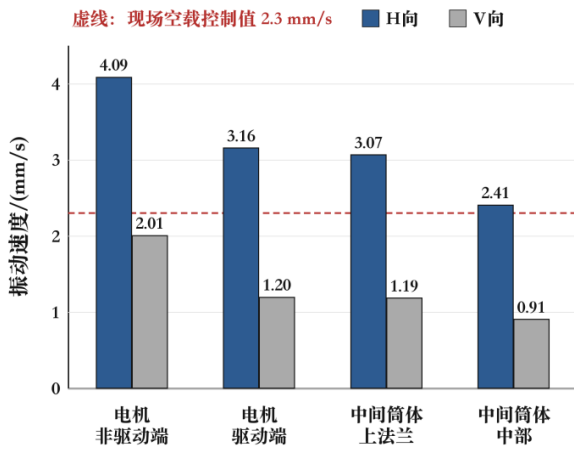


图 3 空载状态各测点 H/V 向振动速度实测值

Fig.3 Measured horizontal and vertical vibration velocities at the no-load test positions

3 支撑加固处置效果分析

3.1 处置方案

措施选择可由诊断证据直接推导：启动 H 向振动随高度增加且电机顶部响应最大，表明顶部侧向约束不足；中间筒体 H 向一阶固有频率 48.67 Hz 接近 49.95 Hz 1 倍转频，表明该部位局部抗弯约束需要提高。在常见故障缺乏主因证据后，现场采用增刚度而非继续动平衡或改变质量的路径。具体包括：在电机顶部设置 H 向可调支撑，以螺纹顶杆调节有效长度并在电机与刚性固定端之间形成侧向约束；在中间筒体壁面沿轴向设置加强筋板，以提高局部抗弯和抗侧移能力。现存资料未保留支撑连接节点、锁紧方式以及筋板数量、尺寸、材料和焊

接参数，本文不作推测。支撑加固方案及水平约束作用如图 4 所示，该方案仅用于标示构件作用位置和传力路径，不是按比例的加工或施工图。

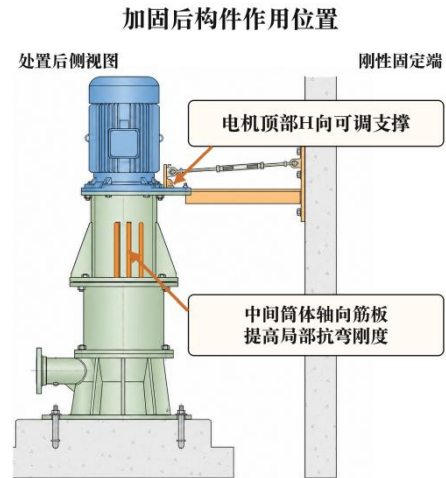


图 4 支撑加固方案示意

Fig.4 Support reinforcement scheme

3.2 固有频率、刚度和振动响应变化

处置后同位置停机复测显示，电机、中间筒体和支撑筒体的 H 向一阶固有频率分别提高至 79.0、66.5 和 79.0 Hz，对应隔离裕度为 58.2%、33.1%和 58.2%，均较处置前明显增大。在所跟踪模态一致、测试边界可比且附加质量变化较小的近似下，三处等效刚度相对提升倍数估算值分别为 2.63、1.87 和 2.77。该比值只用于描述处置前后相对变化，不等同于直接刚度测量。结果见表 3。

表 3 处置前后水平方向一阶固有频率、隔离裕度及等效刚度变化

Tab.3 Changes in first-order horizontal natural frequency, separation margin, and equivalent stiffness before and after support reinforcement

部位	处置前 f_n/η	处置后 f_n/η	等效刚度提升倍数	判定
电机	48.74 Hz/2.4%	79.0 Hz/58.2%	2.63	显著提高
中间筒体	48.67 Hz/2.6%	66.5 Hz/33.1%	1.87	显著提高
支撑筒体	47.49 Hz/4.9%	79.0 Hz/58.2%	2.77	显著提高

注： f_n 为水平方向一阶固有频率， η 为相对于 49.95 Hz 转速频率计算得到的频率隔离裕度；处置前 3 处测点均处于高共振风险状态，处置后均满足 $\eta > 20\%$ 的工程治理目标；等效刚度提升倍数按 $(f_n^2/f_{n1})^2$ 近似估算。

重新启动后，3 个测点的 H 向振动均降至现场启动控制值 4.5 mm/s 以下（表 1）。其中，测点 1 由 8.37 mm/s 降至 2.36 mm/s，降幅为 71.8%；测点 2 和测点 3 分别降至 1.69 和 1.83 mm/s，降幅为 73.7%和 69.1%（图 5）。H 向一阶固有频率远离 1 倍转频与启动振动同步下降，形成了相互独立又方

向一致的处置效果证据。

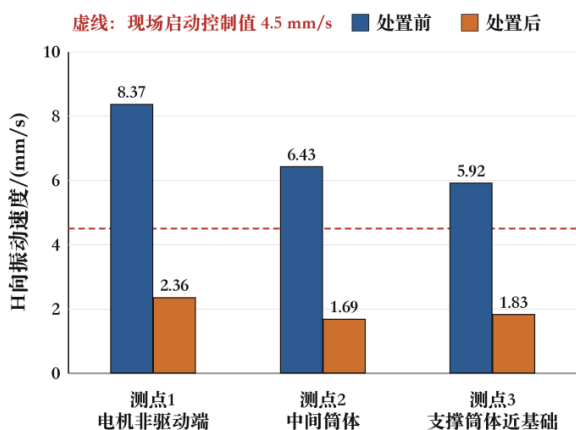


图5 处置前后各测点 H 向启动振动实测值
Fig.5 Measured horizontal start-up vibration before and after reinforcement

4 讨论

从新一代煤电升级对安全可靠运行和灵活调节能力的要求看,辅机振动安全是机组投运和运行可靠性的基础约束之一。本案例通过三类证据共同支撑处置方案的有效性:启动状态下 H 向响应随高度增加且以 1 倍转频为主;空载状态下泵侧水力负荷减弱后,上部 H 向响应和 1 倍转频特征仍然存在;停机测试又显示 3 个关键部位的 H 向一阶固有频率集中在 1 倍转频附近。与单独根据 1 倍转频判断不平衡相比,这一证据组合能够减少将结构共振误判为转子故障的风险。

既有立式泵研究已表明,识别结构固有频率并通过结构调整避开主要激励是治理共振的有效路径^[2-3]。本文与其一致之处在于采用增刚度实现频率迁移;差异在于同时给出了常见故障排查、空载验证、3 个高度位置的固有频率迁移以及同位置启动振动下降,从而把诊断依据、措施选择和治理验证连接为一条可核查的现场证据链。处置后隔离裕度由 2.4%~4.9%提高至 33.1%~58.2%,并伴随 H 向振动下降 69.1%~73.7%,支持侧向支撑刚度不足是本案例的主导矛盾。

与此同时,本研究仍有三方面边界。第一,频率隔离裕度仅用于连续描述本案例中固有频率与 1 倍转频的接近程度,未设置固定风险或验收阈值,且不能替代转子动力学或有限元分析。第二,历史调试记录未完整保存激励、传感器和采样配置以及加固构件的制造尺寸,限制了测试过程和构件设计的完全复现。第三,本研究为单台泵组的短期处置前后比较;当基础约束、管道支撑、液位、流量、

阀门开度或电机安装状态变化时,固有频率和响应幅值可能随之改变。因此,工程应用时应复核具体边界条件和运行工况,并重新开展振动与固有频率测试。

5 结论

1) 某煤电机组立式离心泵在启动调试阶段出现 H 向 1 倍转频振动超限,3 个高度位置的 H 向振动速度为 5.92~8.37 mm/s,并随结构高度增加。结合空载状态下方向性 1 倍转频持续存在以及常见故障排查结果,异常不支持由单纯水力负荷、转子不平衡或连接异常主导。

2) 处置前电机、中间筒体和支撑筒体的 H 向一阶固有频率为 47.49~48.74 Hz,与 49.95 Hz 1 倍转频的隔离裕度仅为 2.4%~4.9%,支持将支撑结构 H 向共振判定为主要原因。频率隔离裕度仅作为连续描述量,不作为普适风险或验收判据。

3) 电机顶部 H 向可调支撑和中间筒体轴向加筋使关键部位 H 向一阶固有频率隔离裕度提高至 33.1%~58.2%,H 向启动振动下降 69.1%~73.7%并低于现场控制值。该路径适用于转速稳定、边界条件可核查且竞争性故障已完成排查的同类现场问题。

【参考文献】

- [1] 国家发展改革委. 国家能源局. 关于印发《新一代煤电升级专项行动实施方案(2025—2027 年)》的通知发改能源〔2025〕363 号[EB/OL]. (2025-03-26). <https://www.nea.gov.cn/20250418/5c9e2108eefc4e7d8c9931de4456dda9/c.html>.
- [2] National Development and Reform Commission, National Energy Administration. Notice on issuing the implementation plan for the new generation coal electricity upgrade special action (2025-2027) FGNY〔2025〕No. 363[EB/OL]. (2025-03-26). <https://www.nea.gov.cn/20250418/5c9e2108eefc4e7d8c9931de4456dda9/c.html>.
- [3] 何国安, 龚伟, 李志强, 等. 立式泵组结构共振分析及治理[J]. 热力发电, 2015, 44(11): 94.
- [4] He G A, Gong W, Li Z Q, et al. Structure resonance of vertical pump unit: fault analysis and countermeasures[J]. Thermal Power Generation, 2015, 44(11): 94.
- [5] 宋铜铜, 宋亚军, 张晓斌, 等. 立式变频凝结水泵共振问题分析及实践研究[J]. 热力发电, 2023, 52(5): 55.
- [6] Song T T, Song Y J, Zhang X B, et al. Vibration analysis and field treatment of vertical variable frequency condensate pump with double resonance zone[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(5): 55.
- [7] Sakthivel N R, Sugumaran V, Nair B B. Comparison of decision tree-fuzzy and rough set-fuzzy methods for fault categorization of mono-block centrifugal pump[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(6): 1887.
- [8] Randall R B. Vibration-based condition monitoring:

- industrial, aerospace and automotive applications[M]. Chichester: John Wiley & Sons, 2011.
- [6] Hou H, Ji H Q. Improved multiclass support vector data description for planetary gearbox fault diagnosis[J]. Control Engineering Practice, 2021, 114: 104867.
- [7] Xiong J B, Li C L, Cen J, et al. Fault diagnosis method based on improved evidence reasoning[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2019, 2019(1): 7491605.
- [8] 张永海, 谷伟伟, 王春燕, 等. 大型汽轮机低压次末级动叶片优化前后典型故障原因分析[J]. 热力发电, 2023, 52(1): 158.
- Zhang Y H, Gu W W, Wang C Y, et al. Reason analysis on typical failures of low-pressure second last stage moving blades of large scale steam turbine before and after optimization[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(1): 158.
- [9] Nikolaou N G, Antoniadis I A. Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet packets[J]. NDT & E International, 2002, 35(3): 197.
- [10] 张文奇, 代路, 柳勇, 等. 轴流泵流致振动、机械激励及驱动端激振特性试验研究[J]. 流体机械, 2024, 52(9): 1.
- Zhang W Q, Dai L, Liu Y, et al. Research on flow-induced vibration, mechanical excitation, and motor drive end excitation characteristics of axial flow pump[J]. Fluid Machinery, 2024, 52(9): 1.
- [11] 李忠, 杨敏官, 张宁, 等. 变工况下轴流泵装置振动特性实验研究[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(5): 866.
- Li Z, Yang M G, Zhang N, et al. Experimental study on vibration characteristics of axial-flow pump under different operating conditions[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(5): 866.
- [12] 侯启炆, 何立东, 贾兴运. 基于整体式挤压油膜阻尼器的离心水泵传动轴减振研究[J]. 流体机械, 2023, 51(9): 72.
- Hou Q Y, He L D, Jia X Y. Research on vibration reduction of centrifugal pump drive shaft based on integral squeeze film damper[J]. Fluid Machinery, 2023, 51(9): 72.
- [13] 曹海翔, 沈靖文, 王善铭, 等. 永磁直流电机定子的振动分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2017, 57(1): 89.
- Cao H X, Shen J W, Wang S M, et al. Analyses of permanent magnet DC motor stator vibrations[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2017, 57(1): 89.
- [14] 周菁, 段学友. 350MW 超临界机组热网循环水泵振动分析及处理[J]. 内蒙古电力技术, 2017, 35(4): 81.
- Zhou J, Duan X Y. Analysis of heat supply network circulation pump vibration in 350MW supercritical unit and its disposal[J]. Inner Mongolia Electric Power, 2017, 35(4): 81.

(责任编辑 李园)