

600 MW 汽轮发电机组轴系标高测试及振动故障治理

田新启, 高 亶

(东南大学 火电机组振动国家工程研究中心, 江苏 南京 210096)

摘 要: 某电厂一台 600 MW 汽轮发电机组存在严重的振动不稳定隐患, 在机组带负荷过程中, 5 号、6 号轴振出现了突发性的 17.5 Hz 低频振动, 幅值分量达 $170 \mu\text{m}$ 。通过对该机组轴系相对标高变化、振动和油膜压力的测试分析, 得出轴系标高不合理是导致机组振动失稳的主要原因之一。介绍了机组振动测试情况和轴系标高测试试验方法, 结合标高检测结果, 分析了该机组轴系标高随工况的变化规律。测试结果表明, 从冷态到热态, 4 号轴承标高相对 5 号轴承抬高达到 1.180 mm。经综合分析, 制定并实施了冷态下轴系标高调整方案, 5 号轴承相对 4 号轴承抬高 0.9 mm 彻底解决了该机组轴系振动不稳定问题。

关 键 词: 汽轮发电机组; 轴系标高; 测试; 振动; 标高调整

中图分类号: TK268 文献标识码: A

引 言

某电厂一台 600 MW 国产化汽轮发电机组自投产以来, 经常发生振动超标、动静摩擦、油膜失稳及低速碾瓦等重大故障, 严重影响了机组的安全和稳定可靠运行。通过对机组轴系标高冷热态变化和振动的全面测试和分析, 得出轴系标高不合理是引起该机组振动失稳的主要原因之一。在大修时, 根据标高测试结果对其轴系标高进行了优化调整, 彻底消除了低频失稳振动, 在此基础上进行了动平衡调整, 处理后各点的振动基本小于 $80 \mu\text{m}$ 达到最佳工作状态。

1 机组振动试验情况分析^[1~4]

该机组共有高、中、低 I、低 II、发电机和励磁机等 6 段转子, 运行过程中存在比较严重的失稳问题。利用机组启停机的机会, 对机组振动情况及各轴承油膜压力进行了多次测试, 发现了一些共同规律。在机组升速过程, 虽然存在过临界转速振动超标现

象, 但总体运行还算平稳; 机组定速带负荷过程中, 5 号和 6 号瓦轴振发生突变, 出现了低频振动。由频谱分析可知, 振动突变后, 5 号和 6 号瓦轴振动出现了 17.5 Hz 低频分量, 达到 $170 \mu\text{m}$ 左右。与此同时, 4 号和 7 号瓦轴振动也出现不同程度的 17.5 Hz 低频分量。

由振动频谱可知, 振动主频率为与低压转子一阶固有频率相等的低频分量, 因此可以肯定的是振动性质不属于强迫振动, 而是由于自激振动引起的。大型汽轮发电机组的常见自激振动故障主要有汽流激振、油膜振荡和分频共振等。汽流激振是由于汽流作用力引起的, 主要出现在高中转子上, 与负荷有比较明确的关系, 本机组的异常振动与此不符; 分频振动引起的异常振动与转速有明显关系, 当转速变化时, 振动会出现峰值, 而本机组异常振动是出现在定速后, 与转速没有关系, 因此分频共振故障也可以排除; 从振动特征上唯一不能排除的就是油膜振荡, 该机组异常振动特征与油膜振荡故障也比较吻合。

由润滑理论可知, 油膜失稳与轴承型式、轴承载荷、润滑油温等因素有关。提高润滑油温, 可以增大轴颈在轴承中偏心率, 从而提高稳定性。但这只是一个临时性措施, 不能保证机组长期运行的稳定可靠性。改变轴承型式的经济代价比较高, 并且周期比较长, 因此, 结合该机组的实际情况, 准备对轴承载荷情况进行分析和调整。轴系稳定性与轴承载荷有很大关系, 载荷大, 稳定性高; 反之, 载荷小, 稳定性差。

由机组转子结构可知, 600 MW 机组有两个低压排汽缸, 5 号和 8 号瓦安装在低压排汽缸上, 凝汽器灌水和机组抽真空都会使 5 号瓦轴承标高降低。也就是说, 冷态下如采取 0-0 对中方式, 那么在热态时 5 号和 8 号瓦轴承座标高相对下沉, 使 5 号和 8 号瓦承载减轻, 破坏了机组原来良好的载荷分配。

收稿日期: 2009-01-14 修订日期: 2009-06-08

基金项目: 国家“863”计划基金资助项目(2007AA04Z434)

作者简介: 田新启(1968-)男, 江西南昌人, 东南大学副教授。

从轴承油膜压力测试结果看, 机组带 600 MW 负荷时, 5 号轴承油膜压力最小, 8 号轴承次之, 这同样也说明 5 号瓦标高最低。

因此, 根据机组实际情况, 利用机组大修机会, 全面测量轴系中各轴承标高相对变化情况, 制定冷态标高预留补偿值, 并在检修中实施。

2 轴系标高测量原理及测试试验方法^[5]

2.1 标高测量原理

基本原理在于检测相邻轴承之间的相对标高变化, 图 1 是其测量原理示意图。两杯子由不锈钢材料加工而成, 分别固定在相邻轴承座上, 观察轴承座在垂直方向的位置变化。启动测试系统前, 将两传感器的间隙电压调整在一个适当的值上, 待液面平衡后, 取当时的间隙电压为参考零点, 这时相对标高值显示设置为零。当杯 A 相对杯 B 有垂直方向的高度变化时, 由于两个杯子中的流体通过连通管相连, 液面会重新平衡, 这时涡流传感器与浮子之间的距离亦发生变化, 两传感器输出差值即反映了两轴承相对标高值的变化, 结果为正时, 表示 A 的变化高于 B 的变化, 为负时, 表示 A 的变化低于 B

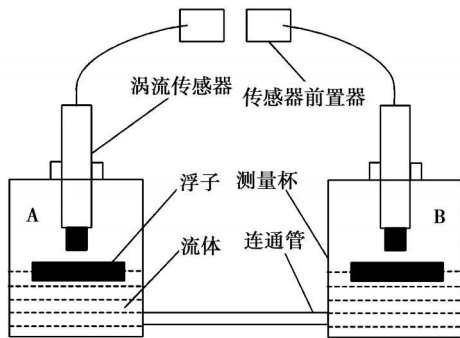


图 1 标高测量原理示意图

设两传感器初始间隙电压为 U_{01} 和 U_{02} , 在测量过程中某一时刻, 两传感器的输出电压变为 U_1 和 U_2 , 则两轴承之间相对标高变化值 Δy (mm) 为:

$$\Delta y = \frac{(U_1 - U_{01}) - (U_2 - U_{02})}{k}$$

式中: k —涡流传感器的灵敏度 (选用 $\phi 11$ 涡流传感器, 这时 $k=4$ V/mm)。

传感器输出电压经信号处理后, 进入数据采集模块, 由计算机控制进行采样, 通过软件运算计算出轴承相对标高变化值。

2.2 轴系标高测试试验方法

本次轴系标高测试使用的设备是自行研制的连

通管—电涡流传感器轴系标高测试系统, 该套系统的分辨率为 $2 \mu\text{m}$, 测量综合误差不超过 $25 \mu\text{m}$ 。通过对测试结果的分析, 相对标高测量数据能真实准确地反映机组各轴承之间的相对标高值随工况的变化情况, 能够提供一套合理的轴系标高调整数据。

根据 600 MW 机组的结构特点和标高测试分析要求, 共布置了 8 个测点来测量 4 对轴承的相对标高变化, 具体分布为 2 号轴承相对 3 号轴承 (高中对轮)、4 号轴承相对 5 号轴承 (中低对轮)、6 号轴承相对 7 号轴承 (低低对轮)、8 号轴承相对 9 号轴承 (低发对轮)。每个测点的安装位置都在靠近轴瓦的中分面平台上, 正式测试前各测量杯液面都已平衡, 并进行了零点调整。图 2 是测点布置及仪器工作原理框图。

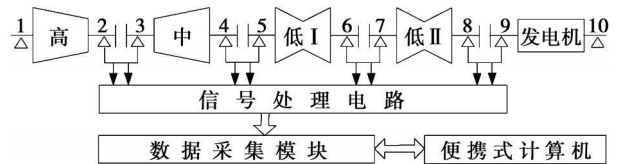


图 2 测点布置及系统工作原理框图

3 测试结果及分析

整个测试过程持续了 44 h 其间经历了机组抽真空、启动升速、暖机、并网及满负荷运行全过程, 在测试系统拆除前, 各测点的数据已基本稳定。图 3 是机组各对轴承之间相对标高值随测试时间的变化曲线。图中标高为正时, 表示前瓦高于后瓦; 为负时, 表示前瓦低于后瓦。图中数字标号分别对应着抽真空、启动升速和并网带负荷 3 个工况。从测试结果可以看出:

(1) 机组在抽真空之前, 各轴承的相对标高均无明显变化。

(2) 抽真空以后, 各轴承相对标高有非常明显的变化, 其中 2 号 ~ 3 号瓦、6 号 ~ 7 号瓦为 $0.1 \sim 0.2 \text{ mm}$, 8 号 ~ 9 号瓦为 0.55 mm , 4 号 ~ 5 号瓦更是达到 0.87 mm 。

(3) 机组启动升速过程, 标高变化相对小一些, 变化幅值一般在 $0.1 \sim 0.2 \text{ mm}$ 之间。由于机组升速到定速的时间较短, 标高变化值稳定时间也较短, 从变化曲线上分析, 一般情况下 1 h 左右也就基本稳定。

(4) 在机组并网之后, 在带低负荷阶段, 2 号 ~ 3 号瓦标高值小幅下降, 4 号 ~ 5 号、6 号 ~ 7 号基本没有变化, 8 号 ~ 9 号瓦略有上升; 当负荷到 300

MW以后, 2号~3号、4号~5号、6号~7号瓦的标高值缓慢上升, 8号~9号瓦的标高值缓慢下降; 当满负荷运行 5 h后, 各轴承相对标高值趋于稳定。

(5) 总体上看, 4号轴承与 5号轴承之间的相对标高变化最大, 当两轴承相对标高值达到最高点

1.280 mm后 5 min(时间坐标为 25 时), 5号瓦失稳, 出现低频振动。

(6) 从机组抽真空、启动升速、并网至满负荷运行全过程, 系统测试数据稳定后, 各相邻瓦轴承相对标高变化如表 1 所示。

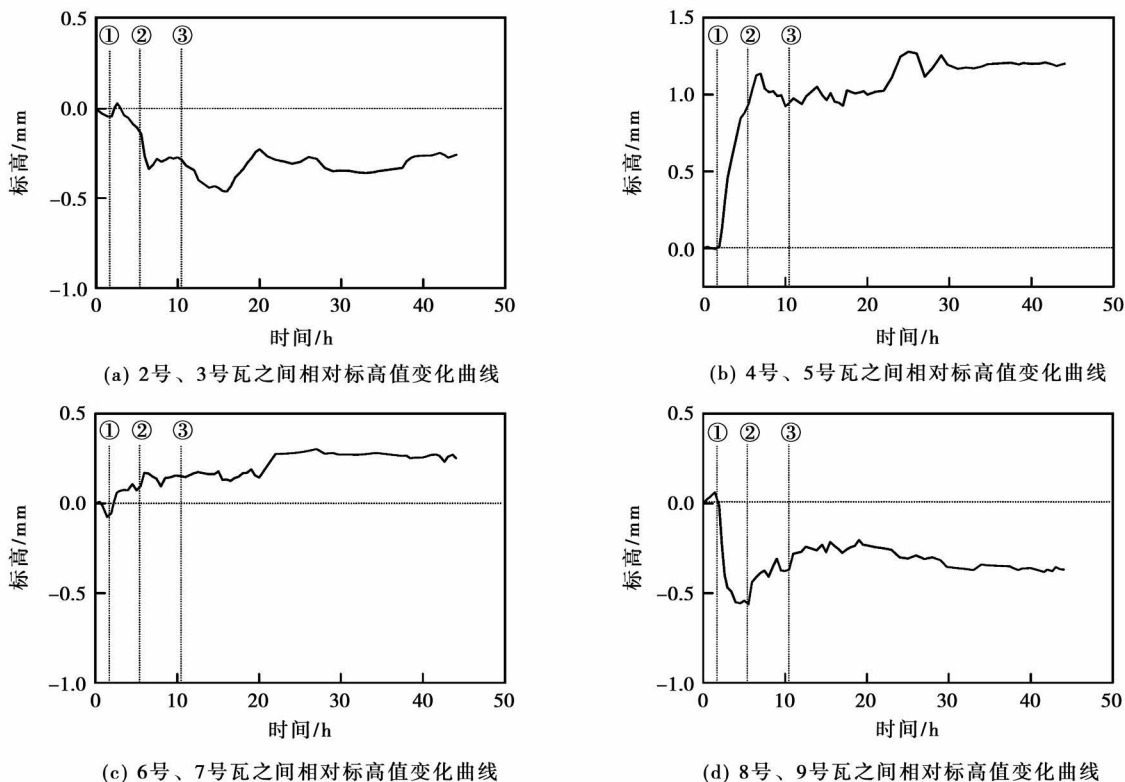


图 3 轴系 标高测试 结果

表 1 冷态至热态轴承相对标高变化情况

	2号~3号瓦	4号~5号瓦	6号~7号瓦	8号~9号瓦
标高值/mm	-0.278	1.180	0.271	-0.312

从启机后的振动测试结果可以看出: 机组低频振动消失, 危害机组安全稳定运行多年的油膜失稳问题得到彻底解决, 如表 2 所示。在此基础上进行了轴系动平衡调整, 机组各点振动基本在 $80 \mu\text{m}$ 之内, 达到了该机组自投产以来的最好水平。

4 冷态标高预留补偿值的确定及处理结果

由以上分析可知, 在机组从冷态至热态过程中, 5号和 8号轴承下沉, 导致轴系不对中, 从而影响了载荷的分配, 使 5号和 8号轴承的载荷减轻, 这是引起该机组振动失稳的主要原因。为此, 通过对轴系标高和振动测试结果的全面分析, 并结合机组的实际情况, 制定了轴系标高调整方案, 确定了冷态标高预留补偿值, 具体数值为: 在机组处于完全冷态状况下, 5号轴承相对 4号轴承抬高 0.9 mm ; 7号轴承相对 6号轴承抬高 0.25 mm ; 8号轴承相对 9号轴承抬高 0.28 mm ; 并保证了合理的扬度曲线。

机组在大修期间按上述方案进行了标高调整,

表 2 大修后机组振动测试结果

轴振号	振动值/ μm
1	36
2	40
3	45
4	46
5	44
6	80
7	48
8	85
9	52
10	25
11	39

5 结 论

(1) 本机组在带负荷过程中, 5 号和 6 号轴振突变, 出现幅值高达 $170 \mu\text{m}$ 的 17.5 Hz 低频振动, 机组轴系处于失稳状态, 故障的主要原因是冷态下机组轴系标高预留值严重不合理。

(2) 机组冷态到热态全过程各轴承标高发生不同程度的变化, 4 号轴承标高相对 5 号轴承抬高 1.180 mm ; 8 号轴承相对 9 号轴承下沉 0.312 mm ; 从而使 5 号和 8 号轴承载荷减轻, 这是引起机组失稳的主要原因。

(3) 通过对轴系标高变化、振动及油膜压力测试结果的综合分析, 确定了轴系标高调整方案, 即在机组处于完全冷态状况下, 5 号轴承相对 4 号轴承抬高 0.9 mm ; 7 号轴承相对 6 号轴承抬高 0.25 mm ; 8 号轴承相对 9 号轴承抬高 0.28 mm 。在机组检修时进行了实施, 彻底消除了机组的低频振动, 保证了

机组的稳定可靠运行。

(4) 大机组冷态下采取 0-0 对中方式是不合理的, 冷态下 0-0 对中不能保证热态下轴系也是处于对中状态, 因此必须开展轴系标高变化规律研究, 确定冷态标高预留补偿值。

参考文献:

- [1] 张学延. 汽轮发电机组振动诊断 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2008.
- [2] 杨建刚. 旋转机械振动分析与工程应用 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2007.
- [3] 田永伟, 杨建刚. 某 1000 MW 汽轮发电机组轴承载荷灵敏度计算分析 [J]. 热能动力工程, 2008, 23(5): 459-461.
- [4] 曹国华, 杨建刚, 张 新. 多转子轴系标高变化对振动的影响分析 [J]. 汽轮机技术, 2006, 48(6): 441-443.
- [5] 李录平, 晋风华, 卢绪祥, 等. 330 MW 汽轮机低压缸和低压轴系标高变化规律的试验研究 [J]. 热力发电, 2003(12): 21-24.

(本文责任编辑 刘 伟)

新技术、新产品

新研制的 TF60 B 小功率船用燃气轮机

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2009 年 6 月号报道, Vericor Power Systems 正在研制 TF60 B 新型船舶燃气轮机。

在得到 ABS(美国船级社)海军舰船规则的书面证明后, 预计 TF60 B 将于 2011 年投入使用。

TF60 B 船用发动机是 ETF40 B 的升级改进版。它使用了已有的压气机, 高温部件使用了耐温新材料, 允许增加机体的燃烧温度。又因为采用了专门用于海洋环境的材料后, 它改进了机组本身的耐腐蚀性能, 并使输出功率增加超过 25%, 同时延长了高温部件的使用寿命。ETF40 B 是 TF40 升级改进的发动机, 目前正在美国海军的 LCAC 上投入使用, 其目的是考验发动机的使用寿命, 这是研制计划的组成部分。

TF60 B 具有与 ETF40 B 相同的外部尺寸和接口, 用以代替目前在 LCAC 上使用的 TF40 B 和 ETF40 B 发动机。预计 TF60 B 的重量与 ETF40 B 相当。

TF60 B 的某些部件将被列为可通用的部件, 以供现有该系列发动机的用户对 TF40 B 和 ETF40 B 进行升级改造, 使之增加寿命和加大功率。

目前的船舶用户 (主要是 LCAC 的用户) 将能够把现有的发动机升级改进成新的 TF60 B 结构。

超过 400 台 TF 系列船舶燃气轮机正在美国海军的 LCAC 和世界各国商业用户中使用。美国海军现有的 LCAC 每艘装有 4 台 TF40 船舶燃气轮机。

(吉桂明 摘译)

sure) No. 1 stage of an ultra-supercritical steam turbine with the flow state in both the cooling path and the main flow passage being investigated. Moreover, the temperature field of the rotating blade surface and blade root surface was also studied. The research results show that corresponding to the given maximum and minimum inlet total pressures, the difference of the areas on the rotating blade suction surface being influenced by the cooling steam is about 10% of a relative blade height, while that of the maximum temperature difference on the blade root surface, only around 0.6 K. The higher the inlet total pressure of the cooling steam, the better the cooling effectiveness. The interference of the cooling steam to the main steam, however, is also stronger, leading to a drop of the flow efficiency. Consequently, the optimum cooling steam inlet total pressure should be chosen by taking a comprehensive consideration of the cooling effectiveness and flow efficiency. Key words: cooling steam; total pressure; rotor; numerical simulation

600 MW 汽轮发电机组轴系标高测试及振动故障治理 = Shafting Elevation Measurement and Vibration Troubleshooting of a 600 MW Turbo-generator Unit [刊, 汉] / TIAN Xin-qi, GAO Wei (National Engineering Research Center for Vibration of Thermal Power Units, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(1), — 30 ~ 33

There exists a serious hidden trouble capable of causing an unstable vibration in a 600 MW turbo-generator unit of a power plant. During the load carrying period of the unit, a low frequency vibration at 17.5 Hz suddenly occurred to shaft No. 5 and 6 with an amplitude component equaling to $170 \mu\text{m}$. A measurement and analysis of the change of the relative elevation, vibration and oil film pressure of the shafting system of the unit have induced one to conclude that the irrational elevation of the shafting system constitutes one of the main causes leading to an unstable vibration of the unit. The authors described the vibration measurement conditions of the unit and the methods for measuring and testing the shafting elevation. In conjunction with the measurements of the elevation, the law governing the change of the shafting elevation with the operating condition was analyzed. The measurement results indicate that from the cold state to the hot one, bearing No. 5 is relatively elevated by 1.180 mm in comparison with bearing No. 4. After a comprehensive analysis, a shafting elevation adjustment version was worked out and implemented in the cold state. Bearing No. 5 was elevated by 0.9 mm relative to bearing No. 4, thereby thoroughly solving the unstable vibration problem of the shafting system. Key words: shafting elevation; measurement; vibration; turbo-generator unit; elevation adjustment

燃气轮机热电联供系统性能评估案例 = Performance Evaluation Case of a Gas Turbine-based Heat and Power Cogeneration System [刊, 汉] / LI Feng (Department of Architectural Engineering Science, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084), ZHAO Xi-ling, FU Lin (Energy Source Research Institute, Beijing Tsinghua Urban Planning and Designing Institute, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(1), — 34 ~ 38

A gas turbine heat and power cogeneration system in a heat supply plant was studied and compared comprehensively with a coal-fired and gas-fired cogeneration system. The performance evaluation played an important role in rationally utilizing cooling, heating and power (CHP) energy. Regarding the energy-saving property of the heating and power cogeneration system, when the gas steam combined cycle power plant and the gas-fired boiler serve as a reference for comparison, the annually averaged energy saving rate hits 9%. In a comparison of the operation economy, when the gas turbine system is compared with the coal-fired boiler system, a lump sum of RMB 460 000 Yuan can be saved each year, and an amount of RMB 1.82 million Yuan saved annually in comparison with the gas-fired boiler system. In the meantime, the cost saving will increase with an increase of the kilowatt-hour price and decrease with an increase of the gas price. In addition, when the gas turbine system is compared with the coal-fired boiler one, the cost saving will increase with an increase of the coal price. As regards emissions, when the gas tur-