

水轮发电机组大轴位移^{*}

宋伟杰¹, 李广彪², 王 鹏³

(1. 河南省第七建筑工程公司, 河南 安阳 455000;
2. 广东省飞来峡水利枢纽建管局, 广东 清远 511825;
3. 中山大学力学系, 广东 广州 510275)

摘 要: 介绍某水利枢纽电厂水轮发电机组概况和机组大轴位移及其所造成的严重后果, 用有限单元法对建立轮机管型座力学模型进行受力分析, 并与实际情况进行对比, 指出发生大轴位移的原因, 为解决发电机组大轴位移问题提供技术依据。

关键词: 水轮发电机; 大轴位移; 受力分析

中图分类号: TU473.1; O324 **文献标识码:** A **文章编号:** 0529-6579 (2003) S2-0188-03

水利枢纽是以防洪为主, 兼有发电、航运等多目标开发的综合性利用工程。该枢纽正常蓄水位 24 m, 电站厂房为河床式电站, 装有 4 台奥地利生产的灯泡式水轮发电机, 单机容量为 35 MW, 总装机容量 140 MW, 多年平均发电量约 5.5 亿 kW·h, 可进行日调节, 承担系统内部分调峰任务。故发电机组的正常运作起着非常重大的意义。

1 机组结构和管形座特点

机组采用卧轴水平布置, 水轮机、发电机共用一根大轴, 转动部分采用两支点悬臂的支承方式, 水轮机侧设一导轴承, 发电机侧设一组合推力轴承(同时承受发电机部分的径向力)。管形座为机组主支承, 传递机组在各工况下的径向力、推力及扭矩。发电机灯泡头设有一垂直支承、二水平侧支承, 作为机组辅助支承。水轮机管形座上下各设有进入竖井, 发电机灯泡头上部设一进入竖井, 用于安装运行维护人员进出炮体内部, 也用于管道、电缆的进出通道。尾水管、灯泡头各设一个通向机组流道的进人门。

管形座由内壳体(2 瓣)、上立柱、下立柱、外锥环法兰(4 瓣)、外锥环(6 瓣)组成, 上、下立柱主要采用 40 mm 厚 S235JO 钢板焊接而成, 内壳体主要采用 25 厚 S235JO 钢板焊接而成, 内壳体按八等份布置有 4 块厚 25 mm 的肋板、2 块厚 40 mm 的肋板、4 块厚 55 mm 的分瓣面肋板(这 4 块肋板为两内壳体的合并缘)来承受发电组合轴承传来的水推力, 管形座外锥环上游侧另设有进口里

衬。管形座总高 19 m, 总质量 115.5 t。

2 大轴位移现象及带来的影响

该水轮发电机组带负荷运行时, 随着有功出力的增加, 推力轴承负荷逐渐加大, 推力轴承的支撑件因刚度不够而变形, 机组转动部分因而随着推力轴承支撑件的变形, 往下游方向产生较大的轴向位移, 在相对固定的受油器处测得四台机组转动部分最大位移量各为 5.5、6.7、6.0、6.0 mm, 在管形座推力轴承的支承圆附近(管形座肋板内缘)处实测位移量如下: 负荷分别为 0、10、20、35、39 MW; 位移分别为 0.30、2.30、2.55、2.50、2.40 mm。

该缺陷造成的后果: ① 运行中发电机转子制动环与制动夹钳碰刮; ② 运行中水轮机导轴承与轴承盖碰刮; ③ 水轮机主轴密封环向下游方向移动, 使得密封转动环与平面密封环之间产生间隙, 引起大轴密封漏水增大, 渗漏水从水封溅出; ④ 集电环与碳刷产生相对轴向位移, 使碳刷不能保持长期在正常位置工作, 加速碳刷的磨损。

3 力学建模分析

该问题出现后, 进行了多次深入的研究和分析比较, 其中有限元法计算校核对机组的受力分析和解决机组位移变形提供了有力的科学根据。

3.1 机组结构受力分析

由于水轮发电机受力主要来源于水流的作用, 水流流过发电机组作用于末端的导叶上, 通过导叶

* 收稿日期: 2003-07-08

作者简介: 宋伟杰(1972 年生), 男, 工程师; E-mail: hcb5025@21cn.com

传给发电机大轴，再通过机组大轴传递给管形座，则机组的主要变形构件在于管形座。为了准确地了解机组管形座的变形情况，对管形座进行了数学建模，利用板壳元原理对其进行有限元分析。

3.1.1 管形座的建模参数

- 管形座内管圆直径：8.600 m (上游侧)，4.100 m (下游侧)；
- 管形座内肋板数：4块25 mm厚、2块40 mm厚、4块55 mm厚；
- 单元类型：板壳元；
- 板壳厚度：25 mm；
- 组件数：2对称构件；
- 单元数：1771×2个；
- 总结点数：3520个；
- 材料特性：各向同性；
- 载荷工况数：1组轴向压力；
- 受力分析：静力分析。

3.1.2 管形座成模图形 管形座肋板与管壁相对位置如图所示，其中红色小三角形所围的两部位为发电机组上下两端检修进入孔，红色三角形表示该处为固定端（在受力分析过程中，由于该构件直接和混凝土紧密连接，所以假设这两处位移为零），也就是说两进入孔端自由度为零；红色小圆圈表示管形座推理轴承的支承圆附近处的只有1个自由度，即只有轴向位移；黄色箭头表示轴向压力，方向指向下游。图1中小网格表示一个单元模块。

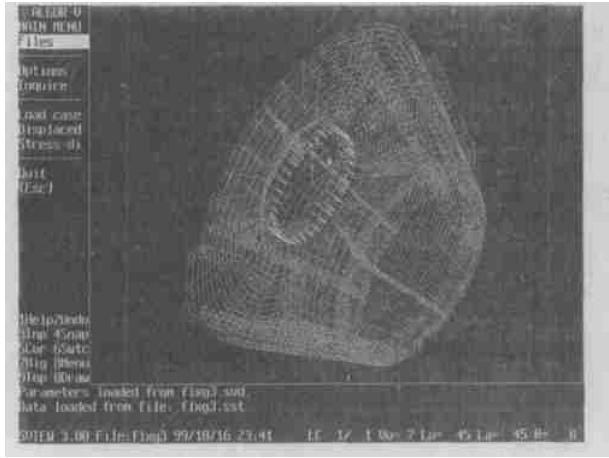


图1 管形座网格图

Fig 1 The net figure of the pipe stand

3.1.3 计算假设与结果 由于引起管形座变形的主要原因是轴向水压力，故在分析该模型受力情况时，只作用了一个轴向压力，大小为机组设计轴承负荷4500 kN，其它受力均忽略。同时机组运行中其它部位相对稳定，没有发生大的机组震动，所以在分析中采用静态分析。对管形座的数学模型进行

有限元受力分析，其计算结果如下：

- (1) 模型最大轴向位移为7.44 mm，发生在管形座推力轴承的支承圆附近。其位移量在有肋板处出现突变，准确来讲最大轴向位移发生在两肋板间的支承圆上，肋板处的轴向位移约为5.12 mm。
- (2) 模型最大表面应力为302 Pa，平均表面应力为36.2 Pa。
- (3) 模型最大弯矩应力为88.6 Pa，平均弯矩应力为10.1 Pa。
- (4) 模型最大薄膜应力为300 Pa，平均薄膜应力为32 Pa。
- (5) 整个模型受力变形的弯矩较小，最大弯矩小于0.4 kN·m。
- (6) 最小、最大主应力分布图如图2。

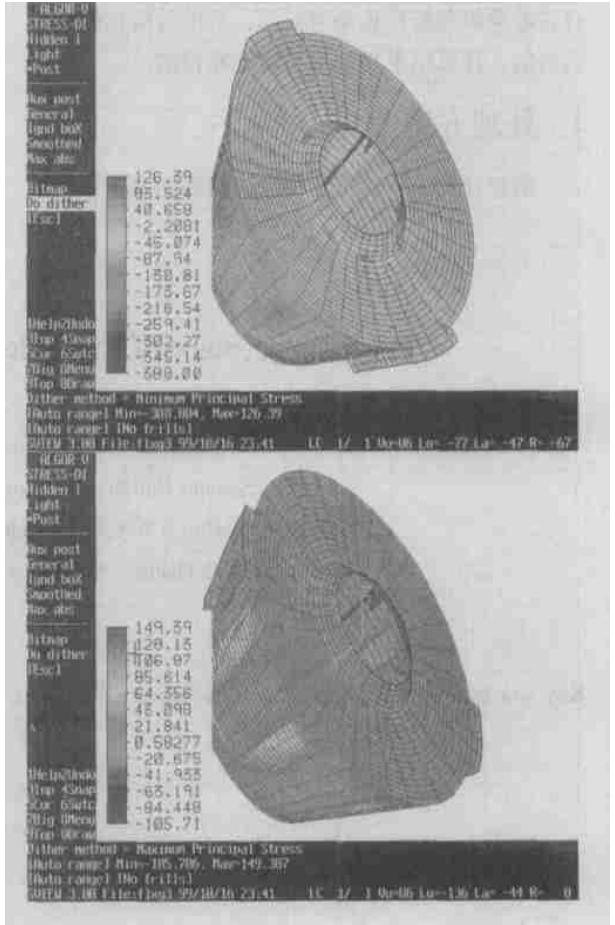


图2 应力图

Fig 2 The figures of the stresses

3.2 受力分析结果比较

从以上分析结果可知，结构应力在安全范围以内。机组管形座受力最大的地方在于肋板支撑，由于机组推力轴承支撑部件的设计刚度不够，导致机组大轴的位移。计算得出的模型最大轴向位移为7.44 mm，与实测最大位移量相近，考虑到计算的

假设条件与实际情况的出入，应该说计算值与实测值是极为接近的。在管形座推力轴承的支承圆附近（管形座肋板内缘）处实测位移量由于机组震动及连接杆本身变形等原因带来实测值误差较大，此处位移值可取生产厂家的分析结果来与计算值进行比较。生产厂家的分析结果如下：转轮直径为 7.0 m；最大出力为 39.97 kW[·]s；最大水头为 13.7 m；转速为 83.3 r/s；轴向推力为 4500 kN；肋板单位直径为 0.53 m；肋板位移为 3.72 mm。

与计算得出的肋板处轴向位移 5.12 mm 相近，考虑到计算方法的差异及生产厂家从自身利益考虑，对计算条件的选取会使位移值偏小，两种计算结果的差别是可以接受的。

因此，利用有限单元法对卧式水轮机管型座进行三维建模分析计算是可行的，所做的简化假设是适当的，计算结果是基本与实际相符的。

4 处理方案

通过计算分析，可知引起该缺陷的主要原因是

推力轴承支撑部件设计刚度不够。关于推力轴承支架挠度变形量的标准目前无从查证，故机组管形座的位移变形是否超出结构变形的安全范围也就没有明确的标准，但我国一般控制在 2 mm 以内，所以利用有限元法进行受力变形分析得到的位移值或厂家所提供的位移值均超过了常规数值，已对正常运行产生一定的影响，必须采取措施加以处理。实例中处理的方案如下：对制动器夹钳进行打磨处理；对水轮机导轴承挡油圈也进行打磨；对于大轴水封漏水的飞溅问题，则采用了加装一圈有机玻璃挡水板的处理方法。并给每台机组管形座的每块肋板加焊支撑。这与计算分析结果是一致的，实例中机组经过以上方法处理后，变形已得到有效控制，达到预期效果。

参考文献:

[1] 丁皓江. 弹性和塑性力学中的有限单元法[M] . 北京: 机械工业出版社, 1992.

The Displacement of the Axle of the Water Turbogenerator

SONG Wei jie¹, LI Guang biao², WANG Peng³

- (1.The Seventh Building Company of Henan, Henan 455000, China;
- 2. Guangdong Feilaixia Key Water Control Project, Guangdong 510405, China;
- 3. Department of Mechanics, Sun Yat -sen University, Guangzhou 510275, China)

Key words: water turbogenerator; displacement of the axle; stressed anatisis