

1000 MW 机组轴瓦异常振动问题的分析与解决

韩有阳, 陈思宁

(江苏新海发电有限公司, 江苏 连云港 222000)

摘 要:针对某电厂 1000 MW 机组投产后出现的 1 号轴瓦振动异常问题, 机组在运期间根据轴瓦异常振动情况进行了初步分析, 停运后结合揭瓦检查的情况, 确认了轴承安装缺陷、轴承承载较轻稳定性裕度不足、高压转子动静碰摩等 3 个方面因素是引起轴瓦振动异常的主要原因。针对发现问题采取相应措施, 措施实施后机组 1 号轴瓦的异常振动问题得到解决。

关键词:1000 MW 机组; 轴瓦; 振动

中图分类号:TK267

文献标志码:A

文章编号:1009-0665(2015)04-0067-05

某电厂 1 号机组系上海电气集团引进德国西门子技术生产的超超临界、一次中间再热、单轴、四缸四排汽、双背压凝汽式汽轮发电机组, 额定容量 1030 MW。汽轮机型号为 N1000-26.25/600/600 (TC4F), 发电机型号为 THDF125/67。该机组于 2012 年 11 月 24 日投入商业运行。

2013 年 3 月, 1 号轴承瓦振偶尔出现波动, 4 月波动现象开始较为频繁出现, 多次发生振动突跳现象, 轴振幅值大幅爬升, 并且分别于 5 月 8 日、7 月 10 日和 10 月 23 日因 1 号轴承瓦振超过跳机值引发 3 次跳机。此问题的存在严重影响了机组运行的安全性和可靠性。在 2013 年 12 月开始的机组首次 A 级检修中, 公司工程技术人员在前期充分、细致的准备工作基础上, 通过设备检修彻底解决了这一重大缺陷, 保证了机组的安全、稳定运行。

1 机组简介

西门子 1000 MW 机组轴系由高压转子、中压转子、2 根低压转子、发电机转子和励磁机转子及相应的 8 个支持轴承组成。轴系中高压转子为双支撑结构, 中压转子和 2 根低压转子都是单支撑结构, 发电机和励磁机转子是三支撑结构。汽轮机轴承都是椭圆瓦落地轴承, 发电机轴承是端盖轴承。机组的轴系结构示意图如图 1 所示^[1]。

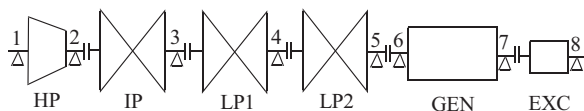


图 1 机组轴系结构示意图

2 异常振动情况及相关分析

2.1 第一阶段

2.1.1 情况经过

2013 年 4 月 9 日 08:35 联系省调退 AGC, 机组逐

渐带负荷至 1028 MW, 09:33 监盘发现 1 号瓦瓦振由 3 mm/s 突跳至 9.3 mm/s, (轴振同步上升至 113 μm), 立即降低机组负荷, 派人至现场检查, 1 号瓦声音明显异常, 09:38 负荷降至 1001 MW, 瓦振回落至正常值, 略微停顿又开始突升 (瓦振最高单点至 11.4 $\mu\text{m/s}$, 轴振最大 129 μm), 继续降低机组负荷, 现场 1 号瓦声音明显异常, 测振动 70 μm , 1 号瓦油膜压力降至 1 MPa (原始值 5 MPa), 负荷降至 969 MW, 振动回落至正常稳定, 1 号瓦油膜压力回升至 5 MPa, 异音消失。瓦振稳定后试带机组负荷, 振动仍上升。

2013 年 4 月 20 日 21:41 1 号机在 AGC 状态, 负荷 1000 MW, 主汽压力 26.8 MPa, 其他各参数均正常, 监盘发现 1 号瓦瓦振 1 由 2.9 mm/s 突跳至 12.1 mm/s, 瓦振 2 由 3.0 mm/s 突跳至 11.1 mm/s, 轴振同步上升至 143 μm , 立即退 AGC 降低机组负荷, 派人至现场检查 1 号瓦有异声, 21:43 瓦振回落至正常值, 声音消失, 负荷降至 950 MW 投 AGC。22:41 1 号机在 AGC 状态, 负荷 950 MW, 监盘发现 1 号瓦瓦振 1 由 3.1 mm/s 突跳至 10.4 mm/s, 瓦振 2 由 3.1 mm/s 突跳至 9.9 mm/s, 轴振同步上升至 148 μm , 立即退 AGC 降低机组负荷, 派人至现场检查 1 号瓦有异声, 21:43 瓦振回落至正常值, 声音消失, 负荷降至 880 MW。

2.1.2 事后分析

(1) 2013 年 4 月 9 日首次出现 1 号轴瓦异常振动后, 对补汽阀进行检查, 确认补汽阀处于关闭状态、未有动作, 为确保机组运行期间补汽阀不发生误动, 将补汽阀 EH 进油门关闭。但 4 月 20 日依然再次出现 1 号轴瓦异常振动, 故基本可排除补汽阀问题。

(2) 振动突变时, 低频量 (25 Hz 左右) 突增。在振动未突变时, 1 号瓦也在一定范围内波动, 其原因为存在低频量。2014 年 4 月 9 日在振动突然增大前, 1 号瓦 X 方向轴振 0.5 倍频 (25 Hz) 在 7~45 μm 范围内波动, 在突变后 1 号瓦 X 方向轴振 0.5 倍频在 78~101 μm 间波动, 振动增大成分主要是低频成分 (25 Hz), 同

时工频振动也有一定的增大,在突变消失后1号瓦X方向轴振0.5倍频又变成在7~30 μm 间波动。4月20日1号轴瓦异常振动时的频谱图,如图2所示。

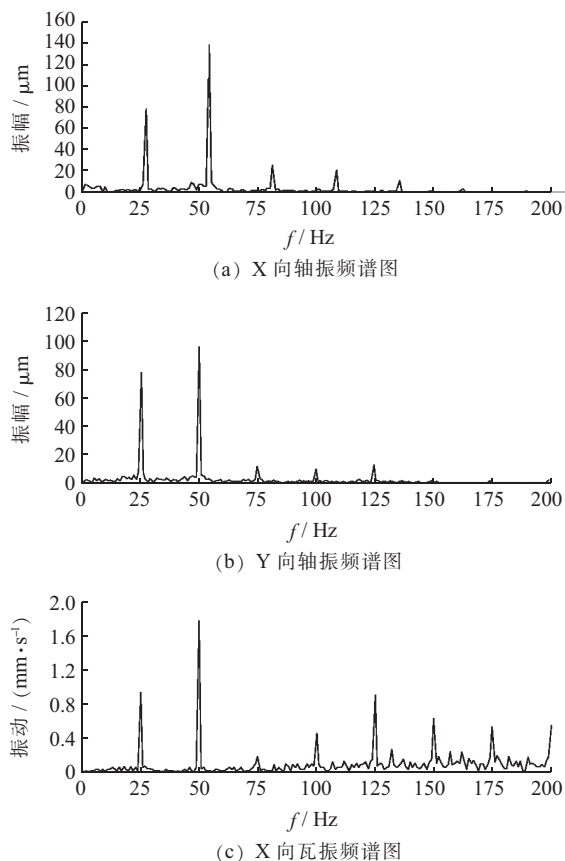


图2 4月20日1号轴瓦异常振动时频谱图

由图2可知,在4月20日1号轴瓦振动突然增大时,1号轴瓦的频谱分析中存在较大的25 Hz分量。

从机组正常运行1号瓦轴振等存在低频量,且振动突变时也主要是低频量突增等现象,分析机组异常振动原因为1号瓦油膜失稳或高压转子汽流激振,但考虑到高压缸对称进气,汽流激振可能性较小(制造厂认为不可能是汽流激振)。

① 汽流激振。在高参数、大容量,尤其是超临界汽轮机的高压转子中,因汽隙(叶顶间隙和汽封间隙)的不均匀会引起附加的蒸汽力作用,它可以影响轴系的稳定性,使失稳转速降低。另外对于喷嘴调节的汽轮机,在某些负荷工况,因部分进汽改变轴承的动特性,也会导致轴承失稳。从汽流激振故障源来说,是由于转子与汽缸中心偏差,从而产生2种激振力,一是密封腔室内径向压力分布不均;二是转子径向扭矩不平衡^[2]。

② 油膜涡动。油膜涡动是转子中心绕轴承中心转动的亚同步现象,其回转频率即振动频率约为转子回转频率的一半,所以常称为半速涡动。通常油膜本身以略低于50%颈表面速度的平均速度环绕轴颈转动,润滑和冷却轴承,轴浮在油膜之上,略偏离垂直线,略高于轴承给定的稳定姿态角和偏心距处。这个抬起量与

转子转速、转子重量和油膜压力有关。如果轴受到诸如突然冲击或外部冲撞等干扰力,可能瞬间增大相对于某平衡位置的偏心。在这种情况下,附加的油立即被泵打入被轴弄空的空间中。这就导致负载油膜压力的增加,在油膜与轴之间产生附加的力。则油膜实际上推动轴在向前的圆周运动中前进,促使转子绕轴承中心以0.40x到0.48x转速频率回转。如果系统中有足够的阻尼,轴可能返回到它的正常位置并且稳定。否则,轴将继续它的涡动运动,进而产生剧烈的振动^[3]。

要消除低频量,只能增加轴瓦稳定性,提高轴瓦抗失稳能力。采取措施一般为提高1号瓦承载(提高1号瓦标高);检查轴瓦间隙、紧力情况;适当缩小轴瓦顶隙,增大轴瓦侧隙。

2.1.3 措施

(1) 运行人员采取措施,降低高缸两侧的调门进汽差异。

(2) 确保轴承进油量、油温正常。

(3) 为确保机组运行期间补汽阀不发生误动,将补汽阀EH进油门关闭。

(4) 运行人员发现4号、5号轴瓦的顶轴油模块逆止门不严,怀疑4号、5号轴瓦的顶轴油进入1号轴瓦造成1号轴瓦异常,于5月1日1号机组开机后将4号、5号轴瓦的顶轴油进油门关闭。

2.2 第二阶段

2.2.1 情况经过

2013年5月8日06:37,机组负荷1000 MW。06:54:16,1号瓦振动增大立即退AGC降负荷。06:55:36轴承振动至11.6 mm/s(B通道),12.3 mm/s(A通道)汽机跳闸。

2013年7月10日21:11:36,机组负荷937 MW,1号瓦振动A通道11.9 mm/s,B通道10.6 mm/s,其余各瓦振动均在正常范围内无明显变化,机组跳闸。

2.2.2 分析

如图2所示。4月20日1号轴瓦异常振动时的轴振动已呈现较大的低频成分($\approx 60 \mu\text{m}$),且其瓦振动不但存在低频成分,还存在一定量的高频成分。2013年7月10日跳机1号轴瓦X向轴振及瓦振频谱图如图3所示。

从图3来看,与此前相比较轴振动的低频成分显著增大($\approx 120 \mu\text{m}$),且轴承座振动也呈现明显的低频振动和大量的高次谐波。2013年7月10日跳机前1号轴瓦轴振低频分量趋势图如图4、图5所示。

从图4和图5来看,19:20-19:40,1号轴瓦的轴振低频成分最大不超过30 μm ,20:45-21:05低频振动成分最大接近80 μm ,从整体上看低频振动幅值呈现逐步增大趋势。

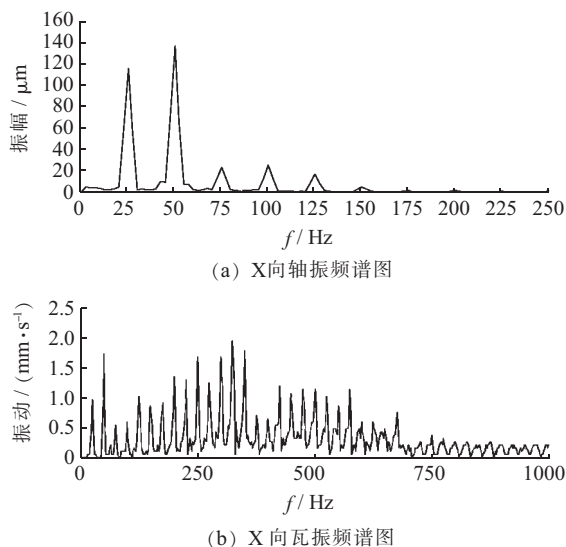


图3 2013年7月10日跳机1号轴瓦X向轴振及瓦振频谱图

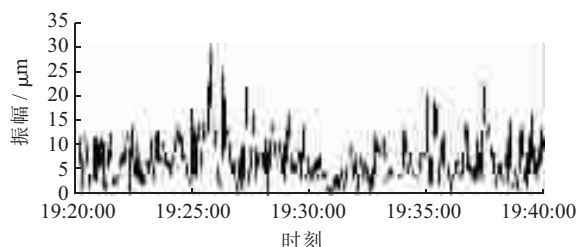


图4 2013年7月10日跳机前1号轴瓦轴振低频分量趋势图1

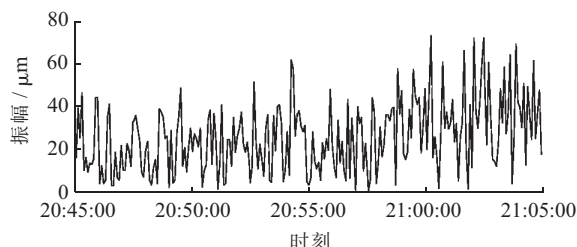


图5 2013年7月10日跳机前1号轴瓦轴振低频分量趋势图2

(1) 1号轴瓦的瓦振和轴振的振动特征:

① 轴瓦振动在运行中会突然跳升,轴振也呈现同步爬升。

② 轴瓦振动跳动现象最初发生在额定负荷附近,后在较低负荷也出现,且波动的频次趋于频繁,波动的幅值趋于增大,似乎有一定的随机性。

③ 振动跳动时轴振出现较大的25 Hz(半频)振动成分,但瓦振除有一定的低频分量外,还有很多幅值较大的高次谐波分量,此时油膜压力也会同步波动。

④ 振动跳动时前箱附近伴随异常的声音。

⑤ 振动跳动的持续时间长短不一。

⑥ 1号轴瓦轴振的基数不断增大趋势。

⑦ 振动跳动时,通常采取降负荷或限制蒸汽流量来控制或消除振动突升,提高油温对抑制振动波动也有一定作用。

⑧ 1号轴瓦润滑油压较以前略有降低,为2.5 MPa左右。

(2) 1号轴瓦瓦振大和轴振波动的可能原因:

① 高压转子动静碰磨产生热弯曲。

② 轴承支座摆动。当1号轴瓦垫铁与轴承支座接触差,呈局部点接触时,转子运行中会对轴承支座产生冲击振动,造成轴承支座的摆动,在瓦振动频谱上呈现高频振动分量,且会产生异常撞击声。当出现新的扰动时,1号轴瓦垫铁与轴承支座接触状态改变,振动可能复原,这种振动与扰动有关,呈现一定的随机性。

③ 轴系稳定性不足。1号轴承承载较轻,油膜压力只有2.5 MPa左右,数值较同型机组5 MPa左右的油膜压力明显偏小,因而轴承稳定性较差,轴瓦磨损后,转子下沉,承载进一步减小(油膜压力有降低趋势),同时顶隙增大,使得轴承稳定性继续降低。当转子在汽流力作用下发生移位时,转子偏心产生的汽流激振力进一步降低了轴系稳定性,造成轴系失稳,就会出现低频振动。

④ 高压转子外伸端不平衡。高压转子相对较小,其前与盘车装置的齿形联轴器相连,后通过联轴器与中压转子相连,它们都可认为是高压转子的外伸端。当齿形联轴器过度磨损,或与高压转子连接存在较大偏差,在变工况时高压转子外伸端会产生不平衡,引起不平衡振动。同样,当高/中转子联轴器连接螺栓紧力不足或不均匀时,在变工况时联轴器连接状况恶化,会产生附加的质量不平衡,则会影响高压转子的振动。

此外,当运行后因工况突变(如甩负荷)时或应力释放引起联轴器或盘车齿轮晃度增大,都会造成平衡恶化使振动出现爬升。

2.2.3 措施

(1) 由于2013年4月9日、4月20日1号轴瓦在机组负荷1000 MW出现异常振动后,将机组负荷降低至950 MW左右振动情况即回复正常,而5月8日机组跳机时的机组负荷也为1000 MW。故在5月8日机组跳机后将机组负荷限制在950 MW以下。但2013年7月10日机组跳闸时机组负荷为930 MW,后发现7月10日机组跳机时尽管未超过原有的负荷限值950 MW,可是因当时气温较高,机组背压偏高,主蒸汽流量为2540 t/h,已达到5月份(第一次机组跳闸)950 MW时的主蒸汽流量值,因此进行机组负荷控制时以主蒸汽流量为准,主蒸汽流量不超过2450 t/h。

(2) 在现场架设瓦振测量装置监测目前DCS中的1号轴瓦瓦振数据是否受到干扰。

(3) 适当改变轴封温度。

(4) 运行进行压力偏置试验。

(5) 运行人员加强监视,一旦出现轴瓦振动异常

的情况,立即降低机组负荷。

(6) 将主机润滑油温由 50℃ 提高至 52℃。

2.3 第三阶段

2.3.1 情况经过

10月23日 09:03 1号机组在协调状态,AGC退出。负荷 800 MW, 09:08:42, 1号轴承振动参数突然跳变, 1号轴承: 瓦振 A 通道 12.8 mm/s, B 通道 11.9 mm/s, 轴振: 133.1 μm , 其余轴承振动均在正常范围内, 轴承振动保护动作, 机组跳闸。

2.3.2 分析

(1) 振动特征: 引起跳机主要是低频成份, 基频振动基本不变。轴振动和轴承座振动同步增大。机组跳闸后转速降低低频振动即消失, 再定速正常。振动趋势图和频谱图如图 6 所示。

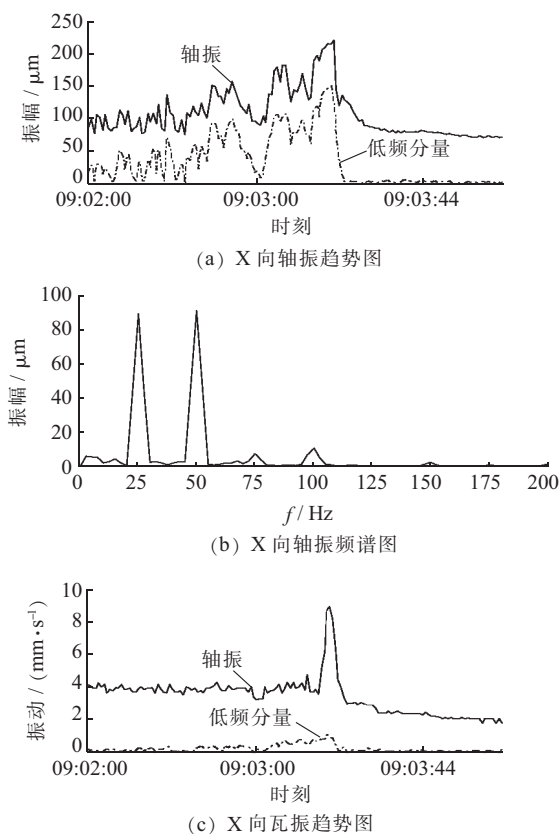


图 6 2013 年 10 月 23 日跳机 1 号轴瓦 X 向振动趋势和频谱图

(2) 综合以上振动特征, 就 1 号轴瓦振动突增并跳闸而言, 原因与此前 2 次跳机是一致的, 即机组在运行中低频振动成分急剧增大, 振动迅速发散引起机组跳闸。因为负荷稳定 1 号轴瓦仍然又诱发了很大的低频成分, 因此其振动性质属于轴承自激振动, 这种振动本身就具有突发性, 其出现和消失都非常快, 以秒计。据目前的状况来看, 1 号轴瓦自身的油膜形成非常脆弱, 任何轻微扰动都可能破坏其正常工作并诱发失稳加剧, 进而导致低频振动成分剧增。当机组跳闸后转速下降, 工作状态离开了失稳区域则低频成分很快消失。

增加轴承稳定性需要采取提高轴承比压, 消除轴瓦缺陷等措施, 估计 1 号轴瓦可能存在比较大的缺陷, 使轴承本身就工作在失稳区域的边缘。

2.3.3 措施

(1) 将机组的轴瓦进口润滑油温由当时的 52℃ 提高至 55℃ (上海汽轮机厂要求的润滑油温为 50~55℃)。

(2) 运行人员严控两侧主汽温, 确保两侧主汽温不出现过大的偏差。

(3) 运行人员密切监视 1 号轴瓦的顶轴油压, 当 1 号轴瓦顶轴油压下降到 1.7 MPa 以下时, 机组限负荷运行。

3 检修情况

2013 年 12 月, 开始 1 号机组的首次 A 级检修, 本次机组检修的重点任务就是要解决 1 号轴瓦的异常振动问题, 确保机组修后的安全运行。

3.1 问题

(1) 1 号轴瓦顶隙不符合标准 (0.17~0.21 mm, 标准为 0.30~0.35 mm)。

(2) 1 号轴瓦两侧垫块间隙超标 (两侧的垫块间隙一侧为 0.06 mm, 另一侧为 0.29 mm, 标准为 0.01~0.03 mm)。

(3) 1 号轴瓦底部垫铁接触情况较差, 存在较深的沟痕。

(4) 1 号轴承座紧固螺栓松动。

(5) 1 号轴瓦进油口处有冲刷痕迹。

(6) 高压缸动静部件同心度偏差较大。检查高压缸动静部件同心度, 发现高压缸 1 号轴瓦端转子偏 B 0.65 mm, 转子偏上 0.05 mm。

(7) 液压盘车传动轴推力间隙超标。

3.2 振动原因分析

(1) 轴承的安装缺陷, 包括垫铁与轴承支座的接触不良、轴瓦间隙不均匀等, 进而引发了低频、基频, 甚至高次谐波的振动波动。

(2) 轴承承载较轻、稳定性裕度不足, 再加上汽流扰动影响, 使得轴承存在轻微失稳, 引发了低频振动波动。

(3) 该型机组的高压缸受热后是以 2 号轴承座为死点向机头膨胀, 由于高压缸重量轻, 且长期处于高温、高压等恶劣环境下运行, 现场容易出现因缸体跑偏或高压转子的大幅浮起而引发的动静碰摩, 最终导致 1 号轴振的基频振动波动。

3.3 处理措施

(1) 轴瓦返厂处理, 加工至标准尺寸。

(2) 轴瓦底部的球面垫块接触面返厂重新加工。

- (3) 轴瓦两侧的垫块间隙调整至标准值。
- (4) 调整高压缸动静部件同心度。
- (5) 将 1 号轴瓦的标高向上调整 0.09 mm。

4 机组修后情况

1 号机组 A 级检修后于 2014 年 2 月 11 日冲转至 3000 r/min, 目前机组负荷最大已达到 1030 MW, 各道轴瓦的轴振最大不超过 55 μm , 瓦振最大不超过 5.0 mm/s, 且振动情况非常稳定。同时根据修后 1 号轴瓦振动频谱的分析, 修前 1 号轴瓦一直存在的 25 Hz 分量, 现也基本消失。根据目前的机组运行情况, 可以认定 1 号机组 1 号轴瓦异常振动问题已得到圆满解决。

5 结束语

(1) 通过机组停运后揭瓦检查的情况, 确认了轴承安装缺陷、轴承承载较轻稳定性裕度不足、高压转子动静碰摩等 3 个方面因素是引起 1 号轴瓦振动异常的主要原因。但轴承承载较轻稳定性裕度不足、高压转子动静碰摩只应该引起轴瓦的轴振异常, 而不应该造成轴瓦的瓦振波动。在本次轴瓦振动异常过程中, 轴承承载较轻稳定性裕度不足、高压转子动静碰摩只是诱因, 轴承安装缺陷是造成轴瓦瓦振突然升高、机组跳闸的主因。这就要求在以后的轴瓦安装、检修过程中加强对

轴承安装质量的验收监督工作。

(2) 在问题的分析过程中, 公司技术人员通过多种方式进行验证, 确认在轴瓦异常振动时出现的高次谐波(见图 3)是真实的。这点与当前的主流观点(即轴瓦振动不应该出现 200 Hz 以上的高次谐波)相左。这就要求在需要将高频振动分量滤除前, 要确认其是否为虚假信号。

(3) 西门子技术 1000 MW 超超临界机组的高压缸缸体跑偏问题并非个案, 据了解在同类型机组上多次出现。其产生的原因以及对机组运行的影响还需要进一步地研究, 积累相关经验。

参考文献:

- [1] 张学延, 张卫军, 葛祥, 等. 西门子技术 1000 MW 超超临界机组轴系振动问题[J]. 中国电力, 2012, 45(5): 68-72.
- [2] 张学延. 汽轮发电机组振动诊断[M]. 北京: 中国电力出版社, 2008: 1-89.
- [3] 施维新, 石静波. 汽轮发电机组振动及事故[M]. 北京: 中国电力出版社, 2008: 19-53.

作者简介:

韩有阳(1965), 男, 江苏连云港人, 工程师, 从事火电厂汽轮发电机组生产技术管理工作;

陈思宁(1977), 男, 江苏连云港人, 工程师, 从事火电厂汽机专业技术管理工作。

Analysis and Solution of Bush Vibration Anomalies in One 1000 MW Steam Turbine Unit

HAN Youyang, CHEN Sining

(Jiangsu Xinhai Power Generation Co. Ltd., Liangyungang 222000, China)

Abstract: Vibration anomalies occurred on No. 1 bearing bush of one 1000 MW power unit after the unit was put into operation. Preliminary analysis, carried out during operation periods and combined with the bearing bush inspection after the unit was shut down, confirmed that the defects of bearing installation, the lack of bearing stability and the static and dynamic components rubbing of the high-pressure rotor were the main reasons for the bush vibration anomalies. Through analyzing the problems, corresponding solution measures were proposed. After implementing these measures, the bush vibration anomalies on No. 1 bearing bush were finally solved.

Key words: 1000 MW power unit; bearing bush; vibration

(上接第 66 页)

Electric Field Simulation Analysis on 500 kV Double-line Suspension Angle Tower

ZHANG Baiqing, XIE Wei, KANG Yubin, TONG Weizhan, ZHONG Bin

(Maintenance Branch of Jiangsu Electric Power Company, Xuzhou 221000, China)

Abstract: In this paper, a typical 500 kV double-line suspension angle tower is taken as the target for the analysis of magnetic field under transmission line. Three-dimensional refined model of tower is established in SolidWorks. The equal ratio modeling of insulation strings, grading ring and link plate are provided. Using finite element software the parameters of transmission lines are obtained. Through hybrid mesh generation the three dimension distribution of magnetic field around transmission lines is acquired. The magnetic field distribution analysis of transmission lines with 3 kinds of schemes, namely uniform phase order, inconsistent phase order and various phase order, are provided. The analysis results show that the magnetic field of transmission with uniform phase order has the maximum ground field strength while the inconsistent phase order has minimum ground field strength.

Key words: finite element method; double-line suspension angle tower; three-dimensional magnetic field; parameterized calculation; line corridor