大型汽轮发电机组自激振动诊断治理关键技术研究与应用

王海波，陈芳权，邓德力，杨小华

（江西赣能股份丰城发电厂，江西 宜春 331100）

摘　要：某火力发电厂6号机组因汽流激振引发1号轴承、2号轴承低频振动且轴承金属温度升高，在不揭缸前提下，通过优化检修工艺，提高轴承稳定性后，问题得到解决，该措施对火力发电厂汽轮机运行的故障处理有一定借鉴性。

关键词：汽轮发电机；汽流激振；振动；轴承稳定性

中图分类号：TM 611　　**文献标志码**：B　　**文章编号**：1006-348X(2025)01-0075-04

0　引言

某火力发电厂6号机组系上海汽轮机厂生产的N700-24.2/566/566型超临界、一次中间再热、单轴、三缸四排汽、凝汽式汽轮机。汽轮机轴系由1个高中压转子和2个低压转子组成，采用刚性联轴器连接，支撑轴承都为可倾瓦轴承；除前轴承座为落地式外，其余均采用半落地式轴承座。

后顶轴油系统经过技术改进，在1号和2号轴承下半部2个可倾瓦块上增加1长条形顶轴油囊，改为带顶轴油的轴承。机组投运后出现接带670 MW以上高负荷时，1号轴承1X/1Y振动出现大幅升高波动可至220 μm、瞬间突增50 μm；同时，2号轴承金属温度可以达到105 ℃；但是，机组减负荷后振动数值可恢复正常，此规律重复性明显。现场调整润滑油温、主蒸汽参数、轴封压力等对振动无明显变化，对低频振动的抑制效果不明显。6号机组高负荷工况运行时因激振力大引起高压转子失稳产生低频振动而被迫限负荷运行。

1　轴承振动瓦温异常情况原因分析及处理

1.1　分析原因

1）高中压转子高负荷振动大，绝大部分为半频振动，为汽流激振所致；2）机组轴系稳定性差，轴承不能提供足够的阻尼；3）载荷分配不合理，2号轴承金属温高，呈现过载情况；4）可能存在轴瓦卡涩等情况，油膜形成不佳，导致局部承载大。

1.2　处理过程

对6号机大机汽流激振轴承稳定性差的处理主要从两方面着手，减小汽流激振力和提高转子-轴承系统的稳定性。在现有不揭缸条件下，通过调整轴承标高和顶部间隙提高轴系稳定性[1]。

基于故障原因分析，技术人员对6号机组故障治理的方向、检修重点工作、注意事项进行了梳理，在不揭缸的情况下，主要从提高轴瓦稳定性上着手。共进行了3次翻瓦检查调整，前2次主要针对2瓦温高的缺陷，主要采取降2瓦标高；第3次检查主要针对1号瓦，抬高1瓦标高，减小顶部间隙，增大上部瓦块的油膜阻尼，提高1瓦的稳定性，抑制其振动波动问题[2]。具体调整过程如表1。

表1　调整过程及采取措施

序号	检修历程	调整思路	采取措施
1	2023年9月翻瓦检查	减轻2瓦的载荷	1）降2瓦标高150 um。 2）进油节流孔由18 mm扩大到20 mm。 3）顶部间隙按照标准下限调整。 4）抛光轴径，提高光洁度。 5）轴瓦进行着色、超声探伤检查。 6）进油瓦口处适当修出一定角度，以利于进油，形成油膜。
2	2024年4月翻瓦检查	减轻2瓦的载荷	1）降低轴承标高100 um。 2）轴承顶部间隙、可倾瓦块等高同心度配置、乌金厚度等检查无异常。
3	2024年6月翻瓦检查	提高1瓦的稳定性	1）1瓦顶部间隙按照标准下限调整。 2）1瓦抬高70 um。 3）前箱短轴对轮螺栓力矩和晃度均符合要求。

收稿日期：2024-10-12

作者简介：王海波（1981 ），男，大专，工程师，长期从事火电厂汽轮机组检修维护工作。

2 处理结果

开机后3天内，1、2号轴承转子振动较处理前上升30～40 um，1号轴承金属温度最高94 ℃，2号轴承金属温度最高99 ℃，1号轴承温度较修前升高7℃，2号轴承最高温度降低6 ℃。同时，监盘发现6号机组负荷636 MW，大机调门开度98%，1号轴承X向振动最大波动至160 um，Y向振动最大波动至130 um；2号轴承Y向振动最大波动至117 um；立即退出机组AGC，停止加负荷，1号轴承X向振动最大波动至148 um，Y向振动最大波动至127 um；检查大机油温、油压均无变化，就地检查未发现异常，将大机由单阀切至顺序阀控制，1号轴承X、Y向振动无变化。

机组660 MW以上阀门全开情况下，机组振动波动较大，1Y瞬时最高达到240 um，1X瞬时最高202 um，2Y瞬时最高190 um，只能限制负荷在660 MW以下运行，并将综合阀位上限限制在98.5%。

经过3次检修调整，在不具备揭缸条件下采用常规手段后，2号轴承金属温度高的问题得到遏制，但是振动瞬时波动的问题没有得到彻底处理，检修没有达到满意的效果，需进一步攻关处理。

3 最终处理

3.1 可倾瓦检修工艺优化

行业内通常认为可倾瓦乌金禁止修刮接触，生产厂家也有明确的要求，前3次处理也是遵循此原则。虽然发现了出油边乌接触不良的问题且轴径与下半乌金接触面积只有35%的异常，但遵循制造厂规定未大面积修刮。

但是，经过3次处理，运用各种降温抑振的手段，效果不明显，要在不揭缸的情况下，提高轴承稳定性避开汽流激振的影响，必须采用其它新方法。

经过反复分析认为，对于下瓦乌金出油边接触不良的情况，如果存在轴瓦稳定性差、金属温度高的情况，可以适当修刮，通过修刮可倾瓦出油边达到良好足够的接触面积，使轴颈和轴瓦在接触角范围内贴合严密并有适当的间隙，利于形成良好的油膜；反之，如果轴颈与乌金接触面积过小，出油侧接触不良，就减小了瓦块的承力面积，增大了瓦块比压和油膜的负担，就会出现瓦温高和转子稳定性差引发轴系振动。

不同于圆筒瓦或椭圆瓦，可倾瓦块在工作时仅需在进油侧修刮出油楔即可，出油边不允许有油楔（出油边不接触相当于出现了油楔），而且油楔面和其它型式的轴瓦一样，应保持光滑平整，由深到浅平滑过渡，这样才能在转速和润滑油粘度作用下形成稳定的油膜。

乌金的修刮工艺尤为重要，需要制定具体的乌金修刮方案。总体来说乌金修刮原则为：进油侧油楔应占瓦块全长的1/6左右，由深至浅平滑过渡，油楔面要平整光洁，从进油槽至出油边接触应良好，这样就能保证润滑油连续、稳定地供给，从而确保油膜的形成及其稳定。

根据以上修刮原则和标准，现场对可倾瓦块进行了修刮。具体方法为：将轴瓦下半整体组装好，在轴瓦的曲面上涂上红丹粉，然后把轴瓦紧靠在轴颈上，适当配重压紧轴瓦进行来回研磨着色，对着色高点进行刮削工作，如此反复。

刮修时，注意上一次与下一次应交叉形成网状结构，防止轴瓦表面形成波浪点子或出现局部低洼的现象；红点出现得越多越细小，证明乌金接触角与轴颈接触越良好，保证乌金接触点应在全面积80%且分布均匀；轴瓦刮削接触角的最后阶段将轴瓦翻入瓦座内，启动盘车盘动转子来检查轴瓦的真实接触点，再进行针对性地刮研，这样更符合实际需要，但是要注意在翻瓦过程中出现虚假接触。

乌金修刮后，务必保证油楔面光滑过渡，修刮部位乌金厚度一致，红丹粉接触点轻重一致，油楔面的凹凸不平或是瓦块厚度不一致，造成进油不顺畅及运行中油膜脉动。

待有足够时间，还需要将轴瓦乌金按照出油边的接触要求重新浇筑机加工，保证乌金曲面型线尺寸，乌金利用机械加工保证接触效果更好。

3.2 加装单向阀

1瓦和2瓦轴承室内的顶轴油管原设计为软管，软管较不锈钢管更利于瓦块活动自由摆动，以避免瓦块卡涩。

经过长期运行发现，高压软管虽然不会限制瓦块

的摆动，但是，比不锈钢管容易出现破损泄漏，如图1所示。机组运行中发生瓦块顶轴油接管漏油时，会造成瓦块润滑油膜压力降低，造成油量减少，油膜形成不好，使轴瓦温度升高，同时伴随轴瓦振动发生突变。因此，决定在瓦块处加装一个单向阀，如图2所示，单向阀后接高压软管，这样既能发挥高压软管的优势，又避免了软管漏油破坏油膜的隐患。

图1　加装单向阀前

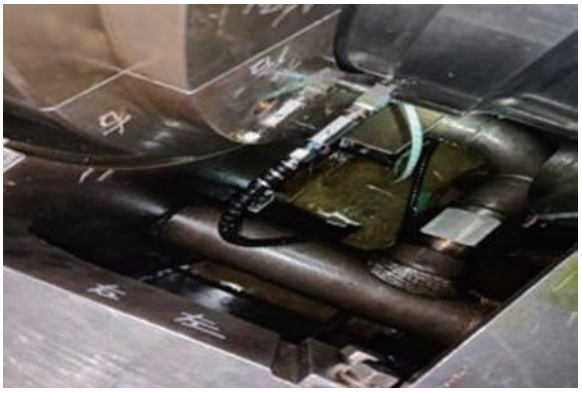

图2　加装单向阀后

3.3　轴承油隙及紧力的调整

6号机1号和2号轴承均未设计拉瓦螺栓，轴承顶部间隙的测量一般采用压铅丝法，经历次检修后，发现压铅丝法测量顶部间隙误差较大，曾经安排3组人员进行同一个轴承的顶部间隙测量，结果三组数据差别较大。

后采用了新测量方法，用外径千分尺测量轴颈尺寸做好记录，再用内径千分尺测量瓦壳内孔直径，用深度尺测量支撑销高度，用外径千分尺测量瓦块厚度，通过相减得出左右两侧的直径间隙，测量结果精确。

通过此方法测量后发现，上部2块可倾瓦块的油隙较压铅丝的数值大且相差大，顶部间隙过大，油膜的阻尼作用未发挥出来，而且因为上部左右两块瓦块油隙差异较大，造成上部瓦块形成的油膜对轴颈的作用力不一致，在下瓦不稳定油膜的共同作用下，轴颈必定会造成不规则的上下及横向跳动，这也就丧失了可倾瓦的稳定优势。

因此，必须通过精确调整间隙来保证油膜的稳定，使轴颈在上下4块瓦块形成的油膜包容下稳定运转。

也可以通过在瓦块上加工拉瓦螺栓及测量孔的方式来测量轴承油隙；轴承顶部间隙一定要测量精准可靠、数据调整到位，才能保证轴承运行的稳定性。

在紧力测量中发现，虽然测量工艺没有问题，但是却忽略了一个细节。在一次紧力测量过程中在轴承盖前后支百分表，发现在紧固中分面螺栓的过程中，轴承座往一侧的移动量超过200 um。轴承盖紧力一般要求为50～80 um，如果移动量超过200 um，也就是说轴承盖对轴承一侧为间隙一侧则紧力过大，是造成可倾瓦块单侧受力大或者瓦壳变形，对轴承振动和轴承温度不利。轴承盖移动的原因为定位销与销孔配合间隙过大，未起到定位作用。后将定位销重新配钻并铰孔，在测量紧力时轴承座必须支百分表，在紧固螺栓的过程中轴承座各个方向的百分表变化量不得超过20 um，使测量紧力准确无误，才能避免瓦块单侧受力大或是紧力过大瓦壳变形的问题。

依照上述方法调整轴承紧力，将6号机励磁机尾部9号轴承振动大超过报警值的问题予以解决。

3.4　前箱翘头的处理

1号轴承是4瓦块可倾瓦轴承，各瓦块均由一可微量摆动的支撑销在壳体内支承。正是因为这种结构，确保了瓦块可以以支点块为中心，自由摆动与轴颈贴合；同时瓦块上油膜作用力垂直通过轴心，这也是可倾瓦轴承没有横向滑动分力及具有高度制动性能的原因。基于可倾瓦以上特点，应注意在每次检修时，检查支撑销磨损情况，有磨损时要及时更换。

前箱纵向扬度与轴颈扬度偏差较小时，根据可倾瓦的结构特点，可倾瓦块轴向尚可吸收和弥补这种扬度偏差，使1号轴承左右两个瓦块在整个轴向工作范围负荷一致，油膜形成较好较均匀。

但是，当发生以下情况时，可倾瓦的这些优点

将得不到发挥，当轴承箱扬度与轴颈扬度偏差过大时，即前箱出现翘头时，会出现轴承座相对于轴颈的歪斜，两者垂直度偏差大，1号轴承体与轴承洼窝是圆筒型而非球型，接触面是不能自位调整的；当超出可倾瓦的轴向摆动量，瓦块将不能根据载荷自位调整，会影响瓦块的自位能力，造成可倾瓦块轴向不能与轴颈很好地贴合，从而造成乌金接触面歪斜进而引起油膜不能很好的建立；运行中，由于轴瓦沿轴向倾斜，造成轴瓦乌金与轴颈接触面不稳定现象，使得该轴瓦应有的制动力丧失轴承失稳。同时必须注意，当前箱翘头，前箱扬度与轴径扬度偏差过大，即前轴承座与转子垂直度偏差大时，会造成浮动油封环处轴向卡涩碰磨，形成摩擦振动源。

前轴承箱为整体焊接结构，整体刚性不足，容易产生变形；此处承载1号轴承和汽缸前猫爪，承载较大，也容易产生变形，且前轴承与台板为非自润滑结构，容易产生卡涩变形。

检修时，需测量同一横向位置前箱扬度、轴瓦扬度、轴径扬度三者偏差，尽量使前箱扬度与1号轴径扬度一致，通过对滑销系统进行彻底清理进行改善，同时将浮动油封环轴向间隙适当放大，防止其轴向卡涩造成振动。对于扬度偏差过大、前箱翘头问题，建议大修时将前箱整体抽出后，再按照前轴承箱台板设计要求，对台板进行研磨处理，彻底解决前箱翘头问题。

4 结语

经过处理后，6号机组1号轴承和2号轴承振动均降低至76 um以下，且振动瞬时突增现象消失，轴承金属温度降低至88 ℃以下，取得了较好效果。由于汽流激振所发引发的机组异常振动、瓦温异常升高的问题，最终得到了有效的控制。

针对汽流激振造成轴承稳定性差的问题，通过优化可倾瓦检修工艺，修刮可倾瓦出油边乌金接触，增加瓦面和轴的接触面积，有利于油膜的形成，起到支撑润滑降温的作用，可以提高润滑油的冷却效果；同时，调整轴承扬度与轴颈扬度一致，可以提高轴承的稳定性[3]。

通过历次检修工作实践，发现了在不具备揭缸条件时，通过修刮可倾瓦面增大瓦块与转子轴颈接触面积、提高轴承稳定性，可以极大缓解甚至解决汽流激振所引发的轴承低频振动，为国内同型机组提供方法和经验。

参考文献：

[1] 刘凯.旋转机械振动分析与工程应用[M].北京：中国电力出版社，2002.

[2] 施维新.汽轮发电机组振动及事故[M].北京：中国电力出版社，2007.

[3] 丁铭，刘桂生.K156型机组7号轴承振动分析及处理[J].电力科学与工程，2009(8)：21-25.