

# 单支撑超超临界 1 000 MW 汽轮发电机组 振动诊断及处理

吴文健, 童小忠, 应光耀, 李卫军

(浙江省电力试验研究院, 杭州 310014)

**摘要:** 单支撑超超临界 1 000 MW 机组在浙江已投产 8 台, 逐渐成为电网的主力机组, 其安全运行直接关系到电网的稳定, 而振动是影响机组安全运行最主要的参数之一。通过对浙江省内已投产的 8 台 1 000 MW 汽轮发电机组常见振动问题的诊断处理, 分析不稳定振动的产生原因, 并对补汽阀投运产生的振动、励磁机过临界振动大等问题进行了阐述, 为同类机组振动问题的处理提供参考。

**关键词:** 单支撑; 超超临界; 1 000 MW; 汽轮发电机组; 振动; 诊断; 处理

中图分类号: TK268.†1

文献标志码: B

文章编号: 1007-1881(2011)10-0032-05

## Diagnosis and Treatment for Vibration of Ultra Supercritical 1 000 MW Steam Turbine Units Supported by Single Bearing

WU Wen-jian, TONG Xiao-zhong, YING Guang-yao, LI Wei-jun

(Zhejiang Electric Power Test and Research Institute, Hangzhou 310014, China)

**Abstract:** Eight ultra supercritical 1 000 MW steam turbine units supported by single bearing have already been put in operation in Zhejiang province. This kind of units have gradually become dominant in power grid. Its operational safety is directly related to the stability of power grid, and the vibration is among the foremost parameters that affect the safe operation of units. This paper performs the diagnosis and treatment of the common vibration problems of these eight units, analyzes the reasons for unstable vibration and elaborates the problems including the excessive vibration of the running overload valve and exciter reaching critical velocity etc. It can serve as a reference for other units of the same type.

**Key words:** single bearing; ultra supercritical; 1 000 MW; steam turbine units; vibration; diagnosis; treatment

我国目前已引进了 3 种超超临界 1 000 MW 汽轮发电机组: 东汽-日立型、哈汽-东芝型及上汽-西门子型, 其中上汽和西门子公司合作生产的 N1000-26.25/600/600(TC4F) 机组应用最为广泛。上汽-西门子超超临界 1 000 MW 机组作为新引进的机组, 具有较好的安全性和高效的经济性, 但由于引进时间较短, 特别是其特有的单支撑结构形式, 容易出现 3 号和 4 号瓦振动不稳

定。国内对该类型机组的振动问题、机组振型判别等的研究都还处于起步和探索阶段。本文以浙江省内投产的 8 台机组出现的典型振动为例, 介绍故障的诊断和处理过程, 供同行参考。

### 1 单支撑超超临界百万机组轴系结构

上汽厂引进西门子技术生产的单支撑超超临界 1 000 MW 机组的轴系由高压转子、中压转

子、2根低压转子、发电机转子和励磁机转子组成,转子之间采用刚性联轴节连接。高压转子为双支撑结构,中压转子和2根低压转子为单支撑结构,发电机与励磁机转子为三支撑结构,轴系布置如图1所示。机组的TSI(汽轮机安全监视)系统配有1套瑞士Vibmeter公司生产的VM600,在每个轴承座的135°方向同时布置2个加速度传感器,测量轴承座振动(又称瓦振);在每个轴承座45°、135°方向各配置1个涡流传感器,测量X和Y方向转子相对振动(又称轴振)。

西门子1000 MW机组汽轮机采用单支撑、大型落地式轴承座的独特技术,与其他公司生产的双支撑结构相比,结构更为紧凑,轴承座数量少3个,轴向总长短8~10 m。轴承支撑为落地式轴承座,无台板,轴承座整体灌浆,可减少真空变化以及汽缸变形对机组振动的影响,提高了稳定性。单轴承支撑设计使轴承的承载荷载重、比压大、瓦温高,轴承瓦内表面结构复杂,下瓦内表面沿周向由5段曲率组成,形成油膜的收敛区和发散区,且上、下瓦结构形状不对称,上瓦为周向开槽的结构。其特点为尺寸巨大、负载重,摩擦功耗与常规轴承相比明显较低,是一种典型的高效低能耗的大型汽轮机轴承。

## 2 超超临界百万机组常见的振动诊断及处理

西门子单支撑超超临界1000 MW机组在安全性和经济性上有巨大优势,但由于其独特的结构,在运行中也出现了一些振动问题。单支撑落地式轴承座的安装要求非常严格。轴承的支撑刚度主要取决于轴承底部和轴承支座的瓦枕接触面的线接触情况,接触面是现场研磨安装找正的,受施工工艺水平的影响较大,现场工艺水平的偏差有可能引起轴承座振动大。因单支撑减少了3个轴承,轴系的振动也减少了3个平面的信息,从轴承座测量到的振动信号只是转子单侧信息,并不能完全反映转子的振动特性,因此无法判别

转子的振型,因而给振动故障诊断和处理带来很大的困难。

汽轮机的轴承虽然为落地式轴承,理论上不受真空变化和汽缸变化的影响,但在实际运行过程中发现,汽轮机末端轴承座(5号轴承座)在冬季和夏季的标高变化较为严重,而发电机的6号轴承座标高变化不大,因此容易引起汽轮靠背轮两侧振动的不稳定波动,甚至会引起整个轴系振动的恶化。

大多数机组的补汽阀投运后,高压转子仍然会出现汽流激振的情况。从目前投运的多台机组的运行情况看,可能引发的振动问题有:汽轮机转子瓦振不稳定;单支撑转子轴承标高对振动有影响;补气阀投运后振动突变;发电机不稳定振动;励磁机过临界振动严重超标等。

### 2.1 汽轮机3号、4号瓦不稳定振动

8台1000 MW机组中,玉环3号、北仑7号、宁海6号机组均存在3号、4号瓦振动波动和爬升问题。以下以北仑电厂7号机组4号瓦瓦振大的故障诊断处理为例进行介绍。

#### 2.1.1 振动现象及特征

北仑7号机组于2009年4月11日6:13首次冲转,刚到3000 r/min时各瓦的轴振和瓦振数据见表1。由表1可知,4号轴振仅为54 μm,在优良范围,但4号瓦振为8.0 mm/s,明显偏大。随后机组定速做电气试验,期间4号瓦振、轴振缓慢爬升,至8:45,因4号X向轴振爬升至132 μm、瓦振爬升至11.8 mm/s而跳闸。随后机组多次启动,振动情况基本一致,4号瓦振一直存在爬升现象,爬升至跳机的时间短则2 h,最长的运行时间不超过12 h。

机组各瓦的轴振和瓦振都以1倍频为主,3号、4号瓦振动在爬升过程中也是以1倍频分量为主,只有极少量的低频分量信号。虽然轴振、瓦振幅值爬升较快,但相位角变化不大,说明振动仍属于普通强迫振动。

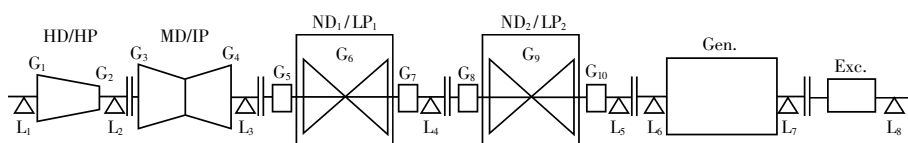


图1 轴系布置示意图

表 1 北仑 7 号机某日振动数据

	1 号	2 号	3 号	4 号	5 号	6 号	7 号	8 号
轴振 X/Y/ $\mu\text{m}$	38/19	78/76	45/37	54/40	105/64	94/41	77/55	69/36
瓦振 A/B/( $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ )	0.8/0.9	2.4/2.3	3.4/2.4	8.0/7.7	1.6/1.9	2.7/1.9	3.0/3.1	1.0/1.3

为摸清振动原因,进行了轴承座外特性、升/降速、变汽温、变油压、变真空等试验。从试验情况判断,机组振动与上述参数无必然联系。

### 2.1.2 故障分析

在额定转速下,4号瓦轴振和瓦振的工频相位基本不变,且振幅为 54  $\mu\text{m}$ ,说明转子存在一定的初始质量不平衡,引起振动幅值持续缓慢上升的原因可能是轴承座整体动刚度缓慢下降或存在结构共振,而引起轴承座整体动刚度下降的因素有:油膜刚度下降、轴承座连接刚度下降、轴承座动力特性变差等。在轴振爬升过程中,间隙电压基本不变,说明油膜的厚度没有变化,且油温也没有变化,可以认为轴承的油膜动力特性未发生改变。轴承座外特性试验表明轴承座的连接刚度也不存在问题。整个轴系的振动都在变化,振动特征类似于转子的动静碰摩,但是从变化最为剧烈的 3、4 号轴振来看,爬升过程相位略有变小,不符合动静碰摩的特征,由相关参数的变化分析,除结构共振外,可排除其他因素的影响。

综上所述,4号瓦振、轴振爬升的最可能因素为轴承座动力特性变差,故可采取以下处理措施:通过精确动平衡手段,进一步降低轴系的激振力;提高轴承座的动刚度,对轴承座刚度的接触面、间隙进行详细检查。

### 2.1.3 振动处理

为解决 4 号瓦振动大和爬升的问题,制定了翻瓦检修和动平衡降低轴振的初步治理方案。

停机检查 4 号瓦情况发现:上轴承盖与上轴承的间隙 A 排侧为 0.19~0.45 mm, B 排侧为 0.17~0.50 mm(标准为 0.20+0.05 mm);上瓦打开后发现有两处凹槽缺陷;侧隙 C1 和 C2 小于 0.05 mm(设

计值 0.15+0.02 mm);轴颈检查发现有一道较明显的摩擦痕迹,下瓦翻出检查也发现有摩擦痕迹,特别是顶轴油孔和油囊附近有较多金属毛刺,并有金属小块粘附;轴承底部调整块的瓦枕接触面和轴承支座有贯穿划痕。由于轴承底部和轴承支座贯穿划痕返厂处理所需时间较长,为了缩短检修工期,确定仅调整间隙值到设计值,轴承底部调整块的划痕未做处理。

根据振型分析和现场经验,确定加重方案为 0.83 kg $\angle$ 200°,加重位置为低压 A 转子靠 4 号瓦端末级叶片处。加重处理后再次开机,定速 3 000 r/min 时 4 号轴振、瓦振又急剧爬升,不得不再次停机。

为彻底解决机组振动问题,决定对 4 号瓦解体进行彻底检查处理。同时对加重前后的数据进行计算分析,综合考虑振动不稳定的因素后,调整 4 号瓦平衡块角度为 150°,重量不变。处理后,机组冲转至 3 000 r/min 时 4 号瓦轴振为 45  $\mu\text{m}$ 、瓦振为 5.8/6.3 mm/s,较修前有明显好转,机组在空负荷定速运行 4 h,幅值仅上升约 10  $\mu\text{m}$ ,4 号瓦振最大爬升至 8.5 mm/s。随后机组并网,在 110 MW 稳定运行近 20 min,4 号瓦振在 10.8 mm/s 上下波动。

利用停机机会重新将 4 号下瓦翻出,并仔细研磨接触面。经综合计算,在低压 B 转子靠发电机侧末级叶轮上加重 0.84 kg $\angle$ 350°。处理后,机组于 7 月 8 日 22:36 冲转至 3 000 r/min,4 号轴振、瓦振较修前有大幅降低,3 000 r/min 下 4 号瓦振动最高为 3.5/3.8 mm/s,机组并网带负荷至 1 000 MW,4 号瓦振最高为 4.5 mm/s,整个轴系振动均在优良范围之内(见表 2),说明振动得到

表 2 7 号机组处理后振动数据

时间	工况	方向	振动值							
			1 号	2 号	3 号	4 号	5 号	6 号	7 号	8 号
2009-7-8	3000	X/Y/ $\mu\text{m}$	32/15	73/39	54/28	24/23	46/43	54/26	55/59	48/41
		r/min	A/B/( $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ )	1.0/0.8	1.9/2.0	1.8/1.5	3.0/3.2	1.4/1.4	1.4/1.4	0.6/0.6
2009-7-13	1 000 MW	X/Y/ $\mu\text{m}$	26/11	75/68	42/35	58/27	71/59	63/34	66/64	51/59
		A/B/( $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ )	0.5/0.4	1.1/1.1	2.4/2.4	3.8/4.5	1.3/1.5	1.2/1.2	2.0/2.0	1.2/1.2

了彻底处理。

## 2.2 高压1号瓦振动波动

宁海电厂6号机自投产以后,在带负荷运行过程中,高压转子1号轴振经常会突发性地出现波动、爬升现象。1号瓦合成轴振动在75~125  $\mu\text{m}$ 变化,X向振动在95~201  $\mu\text{m}$ 变化,瓦振在1.5~2.5 mm/s变化。振动波动的原因可能为:轴封汽温度波动引发高压转子与静子部件的轻微碰摩;1号瓦在运行过程中稳定性逐渐变差;原始激振力偏大等。

为此在2010年2月的调停检修中进行检查,发现1号瓦进油管发生错口。在对其进行校正的同时将1号瓦垫高50  $\mu\text{m}$ ,以提高稳定性。检修结束后启动,1号瓦振动波动情况有所改善,但波动仍存在。为此,在2010年11月的A修中将1号瓦再垫高30  $\mu\text{m}$ ,同时在中压转子2号瓦处加重0.31 kg  $\angle$  330°,开机后1号瓦再未发生振动波动,数据见表3。

表3 2010年A修后1-3号瓦振动数据

时间	工况	方向	1号轴承	2号轴承	3号轴承
2010/11/29	3000	X/Y/ $\mu\text{m}$	51/99	90/38	20/18
11:12	r/min	A/B/( $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ )	2.4/1.7	1.8/1.6	1.7/1.7
2010/12/1	1 000	X/Y/ $\mu\text{m}$	21/43	56/40	39/19
8:34	MW	A/B/( $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ )	1.1/0.7	1.8/1.5	3.3/3.1

从本次处理情况看,1号瓦承载力偏低是引起1号瓦振动波动的原因之一。1号瓦的进油管发生错口现象,致使1号瓦的稳定性变差,易产生振动波动。采用动平衡的方法适当降低1号瓦轴振,是解决1号瓦轴振波动的重要手段。

## 2.3 发电机-励磁机振动

上汽-西门子1 000 MW机组的发电机-励磁机转子为三支撑结构,其6号、7号和8号瓦经常出现波动和振动大的情况。玉环电厂3号机组自投产以来,5号、6号瓦在定速3 000 r/min及

带低负荷时的轴振均小于80  $\mu\text{m}$ ;但在高负荷时,5号、6号瓦的轴振和瓦振均出现爬升,轴振最大为150  $\mu\text{m}$ ,瓦振最大为6.2 mm/s。引起6号、7号、8号瓦振动波动的原因可能是:

(1)发电机与励磁机的转子存在不平衡分量。

(2)低压缸-发电机或励磁机-发电机中心存在一定的偏差。

(3)低压转子5号瓦的标高随真空发生变化,诱发了6号、7号、8号瓦振动波动。

为此,在2010年5月的C修中检查并处理了汽轮机-发电机对轮中心、励磁-发电机对轮中心,检查靠背轮螺栓紧力及励磁机8号瓦晃度,并在汽发对轮上加重1.04 kg  $\angle$  120°。处理后,机组振动在各种工况下均达到优良,数据见表4。

## 2.4 补气阀投运诱发的振动

上汽-西门子百万机组汽轮机采用全周进汽、滑压运行的调节方式,同时采用补汽阀技术改善汽轮机的出力 and 调频性能。浙江省内投运的8台百万机组在运行中具有一个共同的特征,即夏季工况下当补汽阀开度大于20%时,高压转子振动会快速爬升,有些机组振动会爬升至停机值(合成轴振130  $\mu\text{m}$ )或更高。

2010年6月22日,北仑电厂7号机组带810和970 MW负荷时,进行了补汽阀开启试验。试验表明:机组负荷在810和970 MW,当补汽阀开度小于20%时,高压转子的1号、2号瓦振动较稳定,开度大于20%时,1号、2号瓦出现振动爬升现象,补汽阀开度越大,振动爬升越快。经频谱分析,当1号、2号瓦振动变大时,其低频(20 Hz)分量增加较大,并随补汽阀开度的增大而快速攀升,其中以1号轴承X向的轴振变化最为明显。结合该机型结构特点,认为振动故障的原因可能为气流激振。气流激振属于转子的自激振动,其振动由蒸汽力引起。

由于补汽阀开启会产生较大振动,影响机组

表4 玉环电厂3号机组处理前后振动数据

时间	工况	方向	5号轴承	6号轴承	7号轴承	8号轴承
2010/4/15	500 MW	X/Y/ $\mu\text{m}$	79/29	61/39	45/45	34/43
2010/4/16	1 000 MW	X/Y/ $\mu\text{m}$	146/50	102/45	61/54	34/51
2010/5/25	3 000 r/min	X/Y/ $\mu\text{m}$	62/82	40/25	40/36	45/33
2010/5/28	1 000 MW	X/Y/ $\mu\text{m}$	26/11	75/68	42/35	58/27
		A/B/( $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ )	0.5/0.4	1.1/1.1	2.4/2.4	3.8/4.5

安全运行,因此建议:

(1)将补汽阀限设置为 20%以下后再投入使用。投运补气阀能使机组出力增加约 15 MW,可有效改善机组出力不足及机组调频性能。

(2)补汽阀开启引起振动增大的主要原因为汽流激振。因此运行中可以适当提高润滑油温度,以提高轴承的稳定性,抑制振动波动。检修时从提高轴承稳定性的角度采取相应措施,以减少补汽阀开启对机组高压转子振动的影响。

(3)建议制造厂家优化补汽阀的设计制造,以彻底解决振动大的问题。

### 2.5 励磁机 8 号瓦过临界振动大

上汽-西门子百万机组的 8 号瓦为励磁机末端瓦,励磁机转子临界转速为 1 330~1 370 r/min。目前,浙江省投产的 8 台机组在过临界时,虽然 8 号瓦的瓦振较小,但轴振普遍很大,约为 350~450  $\mu\text{m}$ ,其中两台百万机组的发电机-励磁机过临界及 3 000 r/min 时的振动值见表 5。

表 5 发电机-励磁机振动数据

时间	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	$\mu\text{m}$		
		6号轴承	7号轴承	8号轴承
宁海 6 号机组	1 330	29/24	119/95	346/29
	3 000	28/13	81/64	57/31
玉环 1 号机组	1 330	47/28	89/48	429/373
	3 000	48/22	46/15	76/66

经计算,宁海电厂 6 号机组 8 号瓦的阻尼比为 0.019,玉环电厂 1 号机组 8 号瓦的阻尼比为 0.022,均偏小。降低 8 号瓦过临界振动的措施为:根据轴瓦结构适当提高 8 号瓦的阻尼;采用动平衡手段,降低励磁机转子上的不平衡量。

由于百万机组启动时的升速率较快,过临界时虽然轴振偏大,但瓦振不大(不超过 3.0 mm/s),未达到跳机保护的動作值,因此未引起相关单位的重视。但对存在的问题应认真研究,找出解决的办法。

### 3 结语

上汽-西门子单支撑超超临界 1 000 MW 机组具有启动快、安全性好、经济性优的特点,目前已成为主力机组。但是机组存在不少振动问题,最为典型的是单支承轴承座瓦振爬升和不稳定问题。通过对浙江省内投产的 8 台机组的振动

诊断和处理,积累了一定的经验,以供同行参考。

(1)开展了转子-轴承-基础振动测试比较分析研究,轴承座振动大机理研究,轴振、瓦振比例关系研究,动平衡处理试验研究,以及振动故障诊断及处理分析研究等。研究结果表明:单支撑轴系的轴承负载重、比压大、轴承间隙偏小,导致轴承座的动反力较大,使得单支承轴承座振动非常灵敏。

(2)成功诊断出了单支撑轴承座振动超标的原因。单支轴承座振动灵敏加上单支撑轴振相互耦合影响,使得整个转子-轴承系统的振型复杂;激振力偏大、瓦枕接触面不良导致的轴承支承系统的刚度下降,造成转子-轴承系统瓦振较大。

(3)提出了单支撑轴系振动故障治理方法,即动平衡处理和轴瓦处理并重。在确保轴承瓦枕垫块和轴承座支架的接触面为线接触的基础上,提出了一种新型的动平衡技术,以轴振数据为主,综合考虑不稳定不平衡量,并引入瓦振、轴振关系比例因子,结合多平面动平衡处理。

(4)提出限补气阀限位的投运措施,使机组出力最大可增加 15 MW。

### 参考文献:

- [1] 江哲生,董卫国,毛国光.国产 1000 MW 超超临界机组技术综述[J].电力建设,2007,28(8):6-13.
- [2] 陈建县.1 000 MW 超超临界机组瓦振动分析及处理[J].电力建设,2009,30(12):49-51.
- [3] 吴文健,童小忠,应光耀,等.浙江省内国产化 600 MW 汽轮发电机组振动综合治理[J].浙江电力,2010,29(10):28-31.
- [4] W. HU, N.S. FENG, E.J. HAHN. A comparison of techniques for identifying the configuration state of statically indeterminate rotor bearing systems[J].Tribology International,2004,(37):149-157.

收稿日期:2011-06-09

作者简介:吴文健(1968-),男,浙江义乌人,高级工程师,主要从事汽轮发电机组的振动、叶片及模态的测试分析及诊断研究工作。

(本文编辑:徐 晗)