

#5 机组#2 瓦振动波动大原因分析及对策

亦富强

(南京化学工业园热电有限公司, 江苏 南京 210047)

摘 要: 本文针对东汽 300MW 机组#2 瓦振动问题进行了详细分析, 找出原因。对汽流激振问题进行了剖析。并提出运行中采用的解决方法和相关的检修建议, 供同类机组振动分析借鉴。

关键词: 汽轮机; 轴承振动; 气流激振; 对策

1 设备概况

南京化学工业园热电有限公司#5 汽轮机系东方汽轮机厂生产的亚临界、单轴、一次中间再热、三缸、双排汽、双抽凝汽式汽轮机, 型号为 CC330/261.1-16.7/2.5/1.5/537/537。发电机为东方电机厂生产的 QFSN-330-2-20 型水、氢、氢冷发电机。汽轮机为六轴承支承, 发电机为两轴承支承, 整个轴系由 8 个径向轴承支承, 轴系支承简图见图 1。

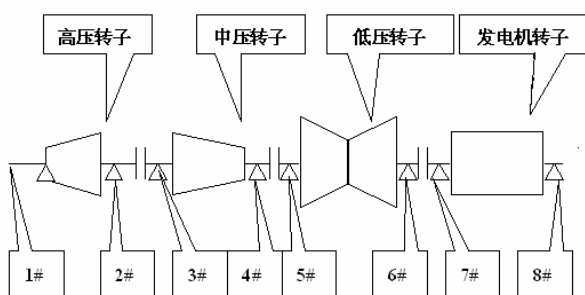


图 1 轴系支承简图

2 #2 瓦振动波动经过

2014 年 2 月 11 日 4:40, #5 机#2 瓦轴振由 $70\mu\text{m}$ 左右开始变大, (Y 方向: 最大 $133\mu\text{m}$, X 方向: 最大 $86\mu\text{m}$, 瓦振: 最大 $36\mu\text{m}$)。主要表现为振幅变大, 波动频繁。通过调整负荷、降级前压力振动有下降趋势, 12 日 7:50, #5 机 1.5MPa 供热投运后 (30t/h 左右), #2 瓦振动明显下降 (Y 方向: $72\mu\text{m}$, X 方向: $70\mu\text{m}$, 瓦振: $11\mu\text{m}$), 波动幅度明显下降 ($\pm 3\mu\text{m}$); 继续增带 1.5MPa 供热 (65t/h 左右), #2 瓦振动已趋于正常值, 波动幅度不变。(Y 方向: $70\mu\text{m}$, X 方向: $65\mu\text{m}$, 瓦振: $10\mu\text{m}$)。

2014 年 2 月 13 日 15:15, #5 机组主蒸汽压力 12.2MPa , 大机调门总阀位 83%, #3 调门开度 21%, #2 瓦 Y 向轴振由 $60\mu\text{m}$ 左右突增为 $75\sim 105\mu\text{m}$ 之间

波动, X 向振动由 $50\mu\text{m}$ 左右增大为 $50\sim 65\mu\text{m}$ 之间波动, 瓦振由 $8\mu\text{m}$ 左右增大为 $8\sim 28\mu\text{m}$ 之间波动, 15:57 逐渐开大大机调门, 降低主汽压力, 增加#3 调门开度。16:04, 主蒸汽压力 11.6MPa , 大机调门总阀位 87%, #3 调门开度 30%位置时, #2 瓦 Y 向振动下降到 $60\mu\text{m}$ 左右、X 向振动下降到 $50\mu\text{m}$ 左右、瓦振下降到 $8\mu\text{m}$ 左右, #2 轴承振动已趋于正常值, 波动幅度不变。

3 #2 瓦振动波动原因分析

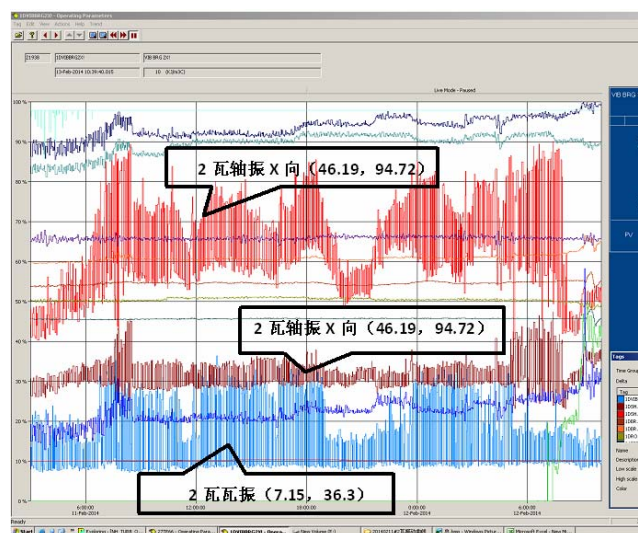


图 2 #5 机组#2 轴承振动波动趋势图

查阅#5 机组#2 轴承振动波动趋势 (图 2) 上看是: 振幅变大, 波动频繁, 无规律且不稳定, 根据振动波形趋势初步分析判断引起#2 瓦振动可能的原因是汽流激振、谐波共振或轴瓦自激振动其中的一种。

(1) 轴瓦自激振动和轴瓦稳定性及运行参数有着直接关系。

若发生轴瓦自激振动后,若不对润滑油温、润滑油压等参数进行调整或改变转子在轴承中心的位置,一般情况下振动不会自动消除,但#2 瓦轴振波动时,仅对机组级前压力作较小的适当跳整,使得#3 调门开度大于 30%位置后,振动明显恢复至正常值,并没有对机组润滑油温、油压以及转子的顶起高度作任何调整,更没有对轴瓦作任何检修处理,在电网周波不变的情况下#2 瓦轴振立即自动恢复至正常值,说明#2 瓦轴承稳定性较好,可以排除发生轴瓦自激振动的可能性。

(2)谐波共振和转子的弯曲度大小有很密切的关系

一般情况下转子弯曲度较小,机组是不会发生谐波共振,#5 机组#2 轴承在发生轴振波动前,#1、2 轴承振动一直很小,轴振均小于 $70\mu\text{m}$,且在机组开停机过临界转速区时#1、2 轴振均不大,说明高压转子原始弯曲和热弯曲都很小,同时机组振动仅是除#2 轴承振动大外,其余轴承振动均小于 $70\mu\text{m}$ 以下,振动指标优良,因此#2 轴承振动不是谐波共振。

(3)由于叶片受不均衡的汽体来流冲击就会发生汽流激振

对于大型机组,由于末级较长,汽体在叶片膨胀末端产生流道紊乱也可能发生汽流激振现象;轴封也可能发生汽流激振现象。其中汽流激振经常发生的常有:1)汽封圆周间隙相差大,以致形成涡动。2)调节汽门的开度到一定值,振动发生,跨过后振动消失,且重复性好。产生汽流激振必须具备两个条件:一是高压转子密封径向间隙不一致,且汽封腔室进口齿环型面积比出口面积大;二是汽封腔室汽压周期变化产生激振力。#5 机组曾发生过低压转子轴承系统油膜振荡导致的轴系失稳故障,考虑到轴承标高经过调整后整个轴系发生较大变化,高压转子、中压转子的临界转速偏离设计值,致使高压转子和汽封齿发生动静碰磨,这样经多次冷态开机动静磨后便造成高压转子汽封径向间隙不一致,从而使机组具备产生汽流激振第一个必要条件,如再有引发汽封腔室内汽压周期变化产生激振力则易发生汽流激振,实际上机组运行中汽封腔室内压力周期变化是汽封前的蒸汽压力周期变化引起,而汽封前压力周期变化又是有某个高调门在较小开度工况下运行,由于汽门节流很大,调门后压力急骤变化

引起的,这也是汽流激振的一个主要特征,即只会在某一个负荷段或某一个高调门开度过小时发生,为此只要对机组作大幅度负荷升降振动测试,若机组确实有些振动特性,便可以从汽流激振机理和特征准确判断振动就是汽流激振。

(4) #2 瓦振动的特点

1) #2 轴承振动波动只在大机调门开度在 83%位置左右时发生;2) 当大机调门开度在 83%左右时,#1、2 高调门全开,#3 调门开度在 20%左右时,#2 瓦轴振开始波动,当适当降低级前压力,当#3 调门开度大于 30%位置以上,大机调门开度大于 86%位置时,#2 瓦轴振随即恢复至正常值 $60\mu\text{m}$ 左右,不再波动。见图 3。

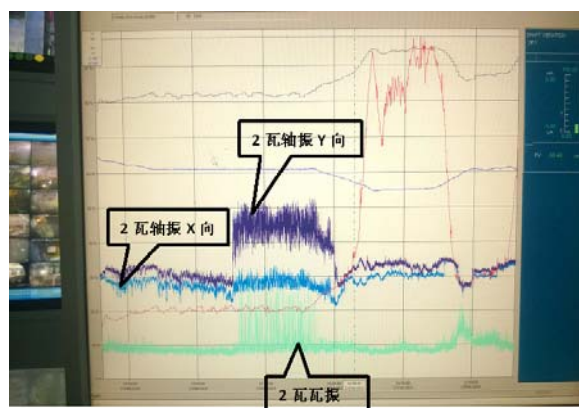


图 3 #2 瓦振动的特点

通过以上测试所得的数据和现象与汽流激振发生的机理及振动特征一一吻合,从而确定#5 机组#2 轴承在大机调门开度在 83%左右位置,#3 调门开度在 20%左右位置的振动就是汽流激振。

4 解决方案

(1) 消除汽流激振振动的手段主要是:

- 1) 重新调整高压转子汽封间隙到合格范围。
- 2) 调整轴瓦间隙。
- 3) 改变各调门的开启顺序或增加#3 调门重叠度的方法。

4) 选择合理的运行参数和运行方法。

前两个手段消除汽流激振最好最彻底,但需要进行汽缸揭缸,在平时处理汽流激振应用不了。

(2) 在机组正常运行时,防止发生汽流激振具体的应对措施如下:

- 1) 在机组供热退出的工况下,通过调整级前压力,尽量避开#3 高调门在 30%位置以下运行。

2) 调整#3 高调门重叠度的方法, 增加#3 高调门的重叠度。目前高调门的重叠度为: #1、2 高调门开度到 63%位置时, #3 高调门开始开启, 当#3 调门开度到 44.5%位置时, #4 调门开始开启。

3)在保证机组安全运行前提下,待机组调停时,再将#3、4 高调门开启阀序更换。

经采取以上运行措施后能有效避开机组产生汽流激振, 升降负荷、供热调整过程中 2 号轴承振动都能控制在 70 μ m 左右, 从而保证机组安全运行。

作者简介:

亦富强, 南京化学工业园热电有限公司汽机运行主任工程师, E-mail: 814043109@qq.com。

5 结论