

330 MW 汽轮机 K156 型高缸排汽温度高原因分析

孙建国

(南通国有资产投资控股有限公司,江苏 南通 226006)

摘 要:针对某厂 1 台 K156 型 330 MW 汽机高缸排汽温度高的情况进行了分析,其原因是 4 根高压缸进汽短管上的 12 根密封环密封性能全部失效,造成大量主蒸汽直排高压缸排汽口,引起该机高压缸计算效率严重偏低。通过大修,证实了这一问题的存在,最终取得了满意的效果。

关键词:汽轮机;高压缸排汽;密封环

中图分类号:TK26

文献标识码:B

文章编号:1009-0665(2011)04-0080-02

某厂 1 台 330MW 汽轮机,其型号为 N330-16.67/538/538 型(产品编号 K156),回热系统为三高四低一除氧。投产后发现在满负荷时 3 号高加因三抽压力高而经常保护动作,不得不修改其动作值。由调节级压力计算得到的主汽流量因实际调节级压力偏低而偏小,比另一台同类型机组小很多,认为该机还能带更高负荷。计划统计得到的热耗煤耗出人意料的好,该厂及制造厂一致认为该台机组是一个特例,而性能考核试验因寻找该台机组高压缸排汽温度高效率低的原因而未能及时给出结果。

针对机组出现的异常,对比现场主凝水流量孔板与 ASME 流量喷嘴的数值差异,通过计算,找到了问题原因。

1 主汽流量的确定

现在有很多大机组已不再安装主汽流量测量装置,通过厂家提供的调节级压力与流量关系曲线得到主蒸汽流量,主蒸汽流量计算主汽温、主汽压是有修正的,正常情况下它表示进入高压缸通流部分的流量,包括汽封泄漏量等。

按 ASME 标准进行了相关试验。主汽流量的计算以主凝水流量为基准,通过加热器的热平衡方程求得。同时按弗留格尔(flugel)公式通过调节级压力计算主汽流量,在满足该公式条件、还有调节级机构参数不变情况下,可以较好地计算出汽轮机正常时的主汽流量。

在 330 MW 负荷时,按 ASME 标准计算出主蒸汽流量为 1 042.73 t/h,该数值已超过了配套锅炉的最大蒸发量 1 036 t/h,而汽机侧按调节级压力计算的主汽流量为 962 t/h,流量差达到 80 t/h^[1]。

2 主汽流量差大的原因分析

首先对相关仪表进行校核,表计正常,并现场

测量了压力变送器的水位高度。有关数据见表 1。

表 1 该机相关运行参数与正常机对照表

名称	设计值(VWO)	该机	正常机
负荷 /kW	338 834	328 018	331 824
调节级压力 /Pa	13.87	12.86	13.77
一抽压力 /MPa	6.754	6.348	6.533 3
高排压力 /MPa	3.887	4.055	3.88
高排温度 /℃	324.4	346.5	328.5
中压缸进汽压力 /MPa	3.499	3.657	3.577
三抽压力 /MPa	2.003	2.066	1.958
中排压力 /MPa	0.948	0.976	0.923 5
五抽压力 /MPa	0.411 4	0.433	0.418
六抽压力 /MPa	0.159	0.18	0.178

从表 1 可以看出,各级压力除调节级、一抽压力外,其他各级该机压力都高于正常值,同时该机高排温度高于正常值 18 ℃。参照正常值,说明该机高压缸通流量小而中压缸、低压缸流量大。通过以上分析,说明了有一股汽漏入了高排,而且漏出点在调节级前。

2.1 漏点的确定

如前所述,漏点在调节级前,一个可能是在喷嘴后漏入中压缸,但这种情况不会引起高排压力与温度的异常。如图 1 所示。

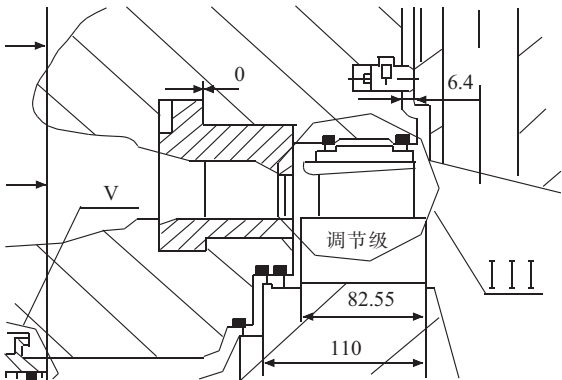


图 1 调节级汽封示意图

排除上述的可能性,还有一种可能是高压缸进汽短管三道密封环全部失效或者说密封环装反,造成主蒸汽直接漏入高排,这符合该机的运行状况。

2.2 密封环

厂家提供的密封环如果装反后,主蒸汽与高排之间的压力差,在密封环的肩部产生了径向力,使得密封环收缩,在进汽短管与内外缸间的空间形成了便捷的通道,主蒸汽直接进入了高排。如图 2 虚线所示。

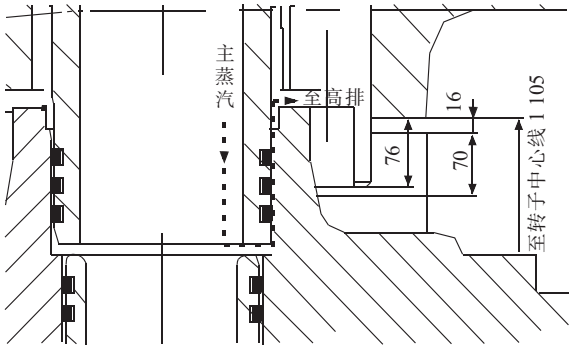


图 2 主蒸汽泄漏至高排示意图

2.3 泄漏通道漏汽量的计算

该汽轮机高压缸为四进汽结构,根据厂家提供的图纸,对进汽短管与内缸间的间隙所通过的主汽流量进行计算,结果如表 2 所示。

表 2 漏气量计算表

名称	数值
0.15 mm 轴向间隙通道(单根)面积/mm ²	111.071 268
4 根面积的当量管径/mm	23.78
估算泄漏量/(t·h ⁻¹)	16.45
密封环收缩后的外径/mm	253.045 072 6
密封环收缩后的环形间隙面积(单根)/mm ²	398.197 8
4 根面积的当量管径/mm	45.03
估算泄漏量/(t·h ⁻¹)	59.01
合计泄漏量/(t·h ⁻¹)	75.46

针对计算和试验结果,决定对该机组进行大修,经开缸检查发现 4 根进汽短管上的 12 根密封环全部装反。如图 3 所示。



图 3 密封环实际安装图

2.4 密封环安装正常后的效果

通过大修,解决了主蒸汽的泄漏问题,高压缸的计算效率得到大幅度提高,由 78.98% 升高为 85.46%,热耗降低 294 kJ/(kW·h),经计算每年可减少损失 16 052 964 元。减少的蒸汽泄漏量 80 t/h,可多发电 7 196 kW。

3 结束语

(1) 密封环的失效,使高品质的蒸汽贬低成了低品质的蒸汽,也增加了再热器的阻力,同时也增加了 2 号和 3 号高加的桶体压力。在满负荷时就经常引起 3 号高加安全门动作,不利于高加的安全运行。

(2) 由于排汽温度高,减少了再热器的吸热量,并且增加了机组过热器、再热器的减温水量,也就增加了机组的损失。大修后,过热器的减温水量由原来的 70~100 t/h 减少为 0~20 t/h,再热器减温水基本不用。

(3) 密封环装反后,经长期运行,已严重影响了它的机械性能,应予以更换。

(4) 修前机组要带满负荷,因高压缸出力不足,导致中、低压缸必须过负荷才能满足要求,这样就带来安全上的隐患。

(5) 由于主蒸汽流量不能正确反映炉侧实际负荷,导致锅炉过负荷,引起一系列反应。

参考文献:

[1] ANSI/ASME PTC6—2004,汽轮机的性能试验标准 6[S].

作者简介:

孙建国(1953-),男,江苏泰州人,高级经济师,从事技术管理工作。

Analysis on High Exhaust Steam Temperature from HP of 330 MW Steam Turbine

SUN Jian-guo

(Nantong State-owned Assets Investment Holding Co., Ltd., Nantong 226006, China)

Abstract:Based on the detailed analysis on different conditions, the leak of main steam into HP exhaust steam mouth directly induced by the failure of sealing rings is believed to be the main reason for the high exhaust steam temperature, and the conclusion has already been validated by the adjustment measures applied during the maintance period.

Key words: steam turbine; HP exhaust steam; sealing ring