

联合循环供热机组真空严密性试验分析与改进

孙永平¹, 童小忠¹, 华敏¹, 董昊炯²

(1. 浙江浙能技术研究院有限公司, 杭州 311121;

2. 浙江省能源集团有限公司, 杭州 310003)

摘要:针对一台9FA燃气-蒸汽联合循环供热机组在投产调试过程中屡次出现真空严密性试验不合格问题,分析认为该机组对外供汽量较小等实际工作条件会造成凝汽器热负荷远超设计值,从而对凝汽器及真空系统严密性状况评判造成较大影响。为此提出并实施了以凝汽器设计热负荷为基准的改进型试验方法,顺利完成了机组真空严密性试验,并根据试验实施效果,提出了对《凝汽器与真空系统运行维护导则》(DL/T 932-2005)中有关试验条款进行合理修订的建议。

关键词:联合循环;真空严密性;凝汽器热负荷;试验;改进

中图分类号:TK478

文献标志码:B

文章编号:1009-2889(2018)02-0064-04

1 问题的提出

浙江省内某天然气发电厂新投产一套9FA燃气-蒸汽联合循环机组,机组设计额定电负荷293.7 MW。汽轮机型式为单轴、冲动、凝汽轴向排汽式,型号为LC40/N115-9.88/539/1.90型,汽轮机第3、9级后分别设有高、低压两级抽汽。

在机组投产初期,由于外界热用户较少,对外供热流量明显较低,大量的汽轮机排汽进入凝汽器,致使凝汽器热负荷大大超出设计值,凝汽器压力高于设计值运行,机组真空严密性试验结果无一合格,直接影响了机组投产达标进程。

2 真空严密性试验与检漏情况

2.1 机组真空系统构成

该型汽轮机为单缸布置,由排汽缸、凝汽器及附属设备构成的真空系统较为简单。低压缸与后轴承箱为一个整体,两侧设有2个支撑面,支撑在挠性低压缸支架上;低压缸采用轴向排汽通道,与布置在后方的凝汽器采用垂直法兰连接,设有膨胀节,以吸收轴向膨胀量;与凝汽器相联接的管路、设备主要有高、中旁路和本体疏水扩容器。机组抽真空系统配

置有两台水环式真空泵,在机组启动阶段两台真空泵同时投运,以缩短建立凝汽器真空的时间;在机组正常运行时,真空泵采用一运一备方式。

2.2 真空严密性试验情况

根据机组调试及竣工验收要求,每台机组在投产调试阶段都需安排进行真空严密性试验,试验方法需符合《凝汽器与真空系统运行维护导则》(DL/T 932-2005)中的规定^[1]:要求试验机组负荷应稳定在80%额定负荷以上,在停运抽气设备30s后开始记录,记录8min,取其中后5min的数据计算每分钟的真空平均下降值。导则中规定的机组真空严密性试验合格标准为:机组容量 ≤ 100 MW,真空下降值 ≤ 0.40 kPa/min,机组容量 > 100 MW,真空下降值 ≤ 0.27 kPa/min。

考虑到该联合循环机组汽轮机在纯凝工况下的额定输出电功率为115MW,在保证抽汽工况(高压100t/h、低压200t/h)条件下的额定输出电功率42MW,参考真空严密性试验合格标准,将机组真空下降值合格标准确定为 ≤ 0.4 kPa/min。

在机组调试过程中,电厂配合调试单位进行了多次汽轮机真空严密性试验,通常都将汽轮机发电负荷调整至80~90 MW左右,但由于机组供热抽汽

收稿日期:2017-09-11 改稿日期:2017-11-03

作者简介:孙永平(1968—),男,浙江杭州人,热能工程专业,教授级高工,长期从事汽机性能试验及节能研究工作,通讯作者:华敏, E-mail:hm_ncepu@163.com。

流量较少,大量的蒸汽直接排入凝汽器,导致凝汽器热负荷及运行压力明显偏高。随着真空泵的停运,凝汽器压力迅速爬升,每次试验得出的凝汽器真空下降值均 > 1kPa/min,离标准值差距甚远。期间甚至出现多次试验因凝汽器真空快速下降并接近运行报警值,直接导致试验中断。

电厂运行人员在真空严密性试验前采取了一些临时措施:如调整均压箱压力至轴端冒汽,将真空破坏阀的密封水水位调整至最高,关闭备用凝结水泵的泵体抽真空的手动隔离阀,以及尽可能地关闭各路疏水至凝汽器的隔离阀等,但对机组真空严密性试验结果的影响却不大。

2.3 真空系统检漏情况

机组真空严密性指标不合格时,应采用有效手段进行检漏,查找和消除漏点。常用的检漏方法有凝汽器灌水试验^[2],此时汽轮机需停运,将水灌满凝汽器蒸汽空间至低压缸汽封注窝处,并使处于真空状态下的所有设备和管道充水,根据渗水情况检查渗漏点。由于该型汽轮机为轴向排汽型式,最高灌水水位无法淹没凝汽器上排管束,灌水检漏方法涉及的真空系统管路、阀门十分有限。

另一种常用的真空检漏方法是使用氦质谱检漏仪^[3],这一方法适合于机组抽真空系统投运后检查漏点。将氦质谱检漏仪的传感器(吸枪)置于真空泵气水分离器的排气口,在怀疑的泄漏部位用喷枪喷吹少量氦气。漏入凝汽器的氦气被真空泵抽出,又通过氦质谱检漏仪的吸枪抽吸进入检漏仪,泄漏情况以漏率值显示在仪器上。氦质谱检漏仪可靠、灵敏度高,是一种先进的真空检漏工具。

在该机组投产试运行半年时间内,调试单位技术人员曾多次采用氦质谱检漏仪开展真空系统查漏工作,发现的主要泄漏点有两处:一处位于低压缸排汽缸底部#1 轴承区域底部排放孔部位,泄漏量级为 $8.0 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$;另一处位于高压轴封与#2 轴承体之间部位,泄漏量级为 $2.0 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 。这两个泄漏点难以检查与处理,但漏入空气的量级并不大,应该不至于引起凝汽器真空的迅速恶化。

安装单位投入力量开展机组真空系统管路、阀门的检查,对人孔门进行了防爆膜更换,对一些法兰螺栓作了紧固处理等等,但对改善系统严密性的收效都不大。每次机组真空严密性试验结果都不合格,已成为困扰着电厂及安装、调试单位工程技术人员的一个棘手问题。

3 原因分析

3.1 与机组设计参数比较

表 1 中第 1、2 行所示为该联合循环机组在设计气象条件下、燃气轮机为 BASE LOAD 运行方式,汽轮机在不同抽汽供热流量条件下的典型工况设计数据。将设计工况 1、2 的数据进行比对后可知:在额定燃气轮机负荷和汽轮机进汽流量条件下,随着供热抽汽流量从 300 t/h 减小至 100 t/h,进入凝汽器的蒸汽流量增加了 200 t/h,将使凝汽器压力设计值从 3.67 kPa 上升至 9.27 kPa。

表 1 中第三行的数据取自于该机组性能考核试验工况的测试数据。试验推算进入凝汽器的排汽流量约为 270 t/h,但由于实际试验的循环水进水温度上升至 29.4 ℃,凝汽器压力已经上升至 14 kPa 左右,远超凝汽器压力设计值。

表 1 典型工况的设计与试验参数

工况	机组负荷/ MW	燃机电负荷/ MW	汽机电负荷/ MW	汽机进汽流量/ (t · h ⁻¹)
设计	100% 燃机	251.7	42.0	361.09
工况 1	100% 抽汽			
设计	100% 燃机	251.7	88.8	361.83
工况 2	40% 抽汽			
试验 工况	/	200.0	85.4	368.40

工况	高压抽汽流量/低压抽汽流量/ (t · h ⁻¹)	排汽流量/ (t · h ⁻¹)	凝汽器 压力/kPa
设计	100.00	200.00	60.41
工况 1			
设计	40.00	60.00	261.22
工况 2			
试验 工况	30.57	67.95	269.90

3.2 与凝汽器设计参数比较

由于高、低压抽汽供热会带走约 80% 的汽轮机进汽流量,凝汽器的设计换热面积为 3 000 m²,凝汽器设计热负荷仅为 37.38 MW,明显偏小于这一容量等级的纯凝机组。图 1 所示为该型凝汽器的设计工作特性曲线。

以表 1 的实际试验数据为依据,推算得出进入凝汽器的蒸汽热负荷为 166 MW,约为该凝汽器设计热负荷的 4.4 倍。而对照图 1 中 30 ℃ 冷却水进水温度对应的凝汽器压力变化曲线,在 1.6 倍额定热负荷这一最大负荷点查得的凝汽器绝对压力约为

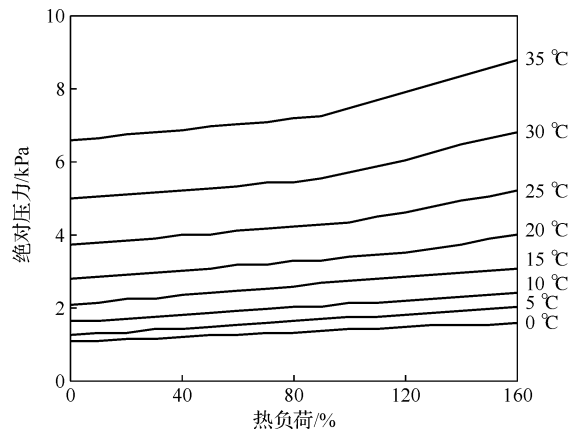


图 1 凝汽器设计特性曲线

6.8 kPa。很显然,凝汽器的实际运行压力已经远远超出了该凝汽器规定的设计工作范围。

3.3 排汽压力与温度对应关系分析

汽轮机低压缸排汽通常处于湿饱和蒸汽状态,排汽压力与排汽温度之间存在着表 2 所示的一一对应关系^[4]。在机组实际运行中,进入凝汽器的排汽温度通常受到循环水进水温度、循环水温升以及凝汽器传热端差等参数变化的影响,具体的影响幅度可根据以下公式来推算^[5]: $t_s = t_{w1} + \Delta t + \delta t$ 。

式中: t_s 为汽轮机排汽温度,℃; t_{w1} 为循环水进水温度,℃; Δt 为循环水温升,℃; δt 为凝汽器端差,℃。根据排汽温度 t_s 可从表 2 中查得凝汽器绝对压力 p_c ,kPa。

表 2 排汽压力与饱和温度对应关系

凝汽器绝对压力/kPa	排汽饱和温度/℃	每 1 kPa 压力变化对应的温度变化量/℃
4	29.0	/
5	32.9	3.9
6	36.2	3.3
7	39.0	2.8
8	41.5	2.5
9	43.8	2.3
10	45.8	2.0
11	47.7	1.9

从表 2 中所列数据可知,当凝汽器压力在 4~5 kPa 时,每 1 kPa 压力变化对应的饱和温度变化量为 3.9℃;而当凝汽器压力上升至 10~11 kPa 时,每 1 kPa 压力变化对应的饱和温度变化量仅为 1.9℃。由此可知,在凝汽器循环冷却水进水温度较高、凝汽器运行热负荷偏大等因素导致汽轮机排汽温度上升时,凝汽器绝对压力的恶化程度是明显加速的,这也

是在凝汽器压力较高情况下做真空严密性试验时,凝汽器压力会快速上升至报警值附近,并导致试验临时中断的直接原因。

4 改进后试验方法与结果

根据以上分析结果,判断认为该型机组的真空严密性试验条件已经严重偏离了凝汽器设计运行参数要求,由此可能造成机组真空严密性试验结果失真。经与电厂技术人员讨论,确定对试验工况进行调整,即采取以凝汽器设计热负荷为基准来设置机组试验负荷,尽量将进入凝汽器的排汽流量控制在 60t/h 设计值附近。表 3 为调整后的机组真空严密性试验工况以及相应的试验数据。

从表 3 中数据可知,第 1 次试验时汽轮机处于 3 000 r/min 空载状态,试验做足了 8 min,后 5 min 的数据计算得出的每分钟真空平均下降值为 0.46 kPa/min;第 2 次试验时汽轮机带 7 MW 电负荷运行,凝汽器真空缓慢变差的趋势十分稳定,取后 5 min 数据计算得出的每分钟真空平均下降值为 0.38 kPa/min,满足 ≤ 0.4 kPa/min 的合格标准要求。

表 3 机组真空严密性试验结果

试验	汽机负荷/ MW	汽机排汽 流量/(t·h ⁻¹)	试验前 真空/kPa	停真空泵 三分钟后 真空/kPa	第一分钟 记录/kPa
第一次	3 000 r/min 空载	62	-93.4	-93.3	-93.1
第二次	7	67	-95.7	-93.9	-93.6

试验	第二分钟 记录/kPa	第三分钟 记录/kPa	第四分钟 记录/kPa	第五分钟 记录/kPa	平均下降值/ (kPa·min ⁻¹)
第一次	-92.7	-92.3	-91.7	-91.0	0.46
第二次	-93.2	-92.8	-92.4	-92.0	0.38

5 结语

针对这台 9FA 燃气-蒸汽联合循环供热机组真空严密性试验长期不合格问题所表征的现象,分析认为:在投产初期对外供汽量较小、低压缸排汽流量较大的运行条件下,凝汽器实际运行工况与设计要求偏离较多,无法确保真空严密性试验结果真实地反映凝汽器与真空系统的严密状况。

通过将试验时的汽轮机发电负荷进行调整,确保凝汽器处于设计正常工作范围的方法,可以确保机组真空严密性试验的全过程顺利进行。试验结果

表明:该机组每分钟真空平均下降值能够满足 $\leq 0.4\text{ kPa/min}$ 的合格标准要求。

根据上述试验改进方法的实施效果,建议将《凝汽器与真空系统运行维护导则》(DL / T 932 - 2005)第 5.2.3 条款:“试验时,机组负荷应稳定在 80% 额定负荷以上”的要求,修改为“针对供热、非全容量凝汽式机组,宜将机组负荷调整至凝汽器 80% 设计热负荷以上进行真空严密性试验”。

参考文献:

[1] 中华人民共和国发展与改革委员会.凝汽器与真空系统运行维护导则 DL/T 932 - 2005 [S].北京:中国电力出版社,2005.

[2] 顾正皓,钱旭明.提高国产 300 MW 汽轮机真空严密性的工程实践[J].电站辅机,2014,91(4):19-21.
[3] 周艳荣,宋大勇,李立,等.汽轮机负压系统查漏中氮气查漏仪的应用于效益分析[J].东北电力技术,2013,(12):31-33.
[4] 范仲元.水和水蒸汽热力性质图表[M].北京:中国电力出版社,1996.
[5] 张卓澄.大型电站凝汽器[M].北京:机械工业出版社,1993:44.

Analysis and Improvement of Test Method for Vacuum Tightness of Combined Cycle Heating Unit

SUN Yongping¹, TONG Xiaozhong¹, HUA Ming¹, DONG Haojiong²

(1. Zhejiang Energy R&D Co., Ltd., Hangzhou 311121, China;
2. Zhejiang Energy Group, Co., Ltd., Hangzhou 310003, China)

Abstract: In order to solve the problem of failure in the vacuum tightness test during the commissioning of a 9FA gas-steam combined cycle heating unit, it is believed that the actual working condition of the external supply of steam can cause the thermal load of condenser far beyond the design value, and it could make great influence on the judgement of vacuum tightness. Thus, a test method based on the design value of condenser heat load is been proposed, and the vacuum tightness test has been completed successfully. According to the effect of the test, some reasonable suggestions for amendment to the terms of the *Guide of operation and maintenance for the condenser and vacuum system of power plant*(DL / T 932-2005) has been put forward.

Key words: combined cycle; vacuum tightness; condenser heat load; test; improvement

(上接第 41 页)

Flow Resistance Characteristics of Labyrinth Seal Computation and Analysis

WU Lijun, XIA Zihong

(AECC Commercial Aircraft Engine Co., Ltd., Shanghai 201108, China)

Abstract: In order to grasp the flow resistance characteristics of labyrinth seal, straight teeth, inclined teeth and stepped teeth are analyzed in this paper in different parameters such as rotational speed, radius, tooth number, height of tooth, clearance of sealing, distance between sealing points. And it's found that clearance of sealing, radius and tooth number have great influence on flow rate, while height of tooth, clearance of sealing and rotational speed have little influence on flow rate.

Key words: air system; labyrinth seal; flow rate; numerical calculation