

# 某 125 MW 机组出力不足及热耗高原因分析

嵇国军,周荣勤

(江苏协联热电集团有限公司,江苏 宜兴 214200)

**摘要:**江苏协联热电集团有限公司5号汽轮机及6号机汽轮机均由上海汽轮机有限公司制造,分别于2004年12月及2005年7年投产运行。投产后5号机热耗一直高于6号机 $150\text{ kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 左右,经过和上汽厂技术人员多次沟通,并经4次开缸检查,于2011年5月终于找出真正原因。目前通过采取临时方案和措施,出力已基本达到设计要求,热耗有所好转。

**关键词:** 火电厂;汽轮机;出力;热耗

**中图分类号:** TK26

**文献标志码:** B

**文章编号:** 1009-0665(2012)02-0074-04

江苏协联热电集团有限公司5号汽轮机与6号汽轮机均为上海汽轮机有限公司设计制造,2台机型完全一致,属于超高压再热供热机组,额定功率为125 MW,额定抽汽量为127 t/h,额定进汽量为466 t/h,调门全开纯凝工况下出力为163 MW,最大进汽流量为490 t/h,发电机额定功率为150 MW,配套锅炉额定流量为480 t/h。按照设计要求,在额定参数下,只要汽轮机所有调门全开,汽轮机主蒸汽流量可以达到490 t/h,而实际上5号机在调门全开情况下,主蒸汽流量最大只有464 t/h,而6号机能达到设计要求。为此,公司组织力量会同制造厂对5号机组进行全面的数据统计和分析,由于5号机调节级温度计安装时外面缺少保护套管,造成机组投运不久温度计就断裂了,断裂的热电偶头部把调节级叶片碰撞得变形,误导了分析,造成多次不必要的开缸检查。2011年5月,通过江苏方天电力技术有限公司及制造厂专家现场进行分析会诊,最终判定为调节级喷嘴供货时出错,并在2011年5月检修中得到了初步解决。

## 1 机组技术特性

(1) 汽轮机的额定功率为125 MW,超高压、中间再热式、高中压合缸、双缸、双排汽、单轴、一级调整抽汽凝汽式汽轮机。

(2) 机组型号为C125-13.24/0.981/535/535,工厂产品号为181。额定功率为125 MW;主汽门前蒸汽额定压力为13.24 MPa(a);主汽门前蒸汽额定温度为535 °C;再热汽门蒸汽额定温度为535 °C;调整抽汽压力为0.981 MPa(a);额定抽汽流量为127 t/h;最大抽汽流量为150 t/h;额定背压为4.9 kPa(a);额定工况蒸汽流量为466 t/h;额定工况下净热耗为7 033.2 kJ/(kW·h)。

(3) 汽轮机性能保证工况。

**额定工况(THA):**汽轮机在额定主蒸汽参数、再热蒸汽参数下,调整工业抽汽参数为0.981 MPa(a),127 t/h,补水率为0%+抽汽流量损失131.6 t/h,补水至凝汽器,背压为额定值4.9 kPa(a),回热系统正常投运,发电机输出端的净功率为125 MW。

**夏季工况(TRL):**汽轮机在额定主汽参数、再热蒸汽参数下,补水率为4%BMCR+抽汽流量损失155.45 t/h,补水至凝汽器,背压为11.8 kPa(a),调整供热参数为0.981 MPa(a),127 t/h,回热系统正常投运,发电机输出铭牌功率118.037 MW。

**纯凝工况:**汽轮机在额定主汽参数、再热蒸汽参数下,汽轮机进汽量等于466 t/h,补水率为0%,背压为4.9 kPa(a),回热系统正常投运,汽机能发出最大功率156.865 MW。

**调门全开纯凝工况(VWO):**汽轮机在额定主汽参数、再热蒸汽参数下,汽轮机进汽量为490 t/h,补水率为0%,背压为额定值4.9 kPa(a),回热系统正常投运,汽机能发出最大功率193.819 MW。

**冬季工况(BMCR):**汽轮机在额定蒸汽参数下,汽机进汽量为480 t/h,调整工业抽汽参数为0.981 MPa(a),150 t/h,补水率0%+抽汽流量损失155.45 t/h,补水至凝汽器,背压为额定值4.9 kPa(a),回热系统正常投运,汽机能发出最大功率123.964 MW。

发电机额定功率为150 MW,制造厂家为山东济南发电设备厂。

锅炉额定流量为480 t/h,制造厂家为哈尔滨锅炉有限公司。

## 2 主要异常现象

### 2.1 5号机热耗偏高

江苏协联热电有限公司5号机组于2004年12月投产,6号机于2005年7月投产,2台机全部投产后均由江苏方天电力技术有限公司进行了性能测

试。经过 2 台机测试报告的对比,150 MW 纯凝工况 5 号机的热耗为 8 552.63 kJ/(kW·h),6 号机热耗为 8 378.31 kJ/(kW·h),5 号机热耗比 6 号机热耗要高出 174.32 kJ/(kW·h);135 MW 负荷 60 t/h 供热工况下,5 号机热耗为 7 904.76 kJ/(kW·h),6 号机热耗为 7 780.98 kJ/(kW·h),5 号机热耗要比 6 号机热耗高出 123.78 kJ/(kW·h)。而根据公司正常运行时生产日报表、月报表及瞬间抓图数据统计分析,5 号机的热耗一直比 6 号机要高出 130~140 kJ/(kW·h)。

### 2.2 5 号机调节级压降大

在 2 台机全部投运后,在相同负荷,相同凝汽器背压、相同主蒸汽参数及相同供热参数情况下,5 号机主蒸汽调门前压力到调节级后压力降一直比 6 号机要大,而且随着负荷的增加压降增大,一般情况偏大 0.5 MPa,最大达到 1.0 MPa,温降也比 6 号机偏高 5~10 °C。

### 2.3 5 号机出力带不足

5 号机投产初期由于供热量一直不高,负荷也没有带足,主蒸汽流量最大也只有 420 t/h,5 号机组出力带不上的问题一直也没有暴露出来。随着机组供热量的不断增大,2007 年发现了主蒸汽量在调门全开的情况下,最大只能带到 460 t/h 左右,2011 年 4 月 16 日,2 台机组调门全开工况下的试验数据如表 1 所示。

表 1 调门全开试验数据

序号	名称	5 号机组	6 号机组
1	负荷 /MW	132	142
2	主蒸汽流量 /(t·h <sup>-1</sup> )	459.9	483.1
3	给水流量 /(t·h <sup>-1</sup> )	491.3	519.7
4	主蒸汽压力 /MPa	13.2	12.9
5	供热流量 /(t·h <sup>-1</sup> )	105	107
6	阀门开度 /%	4VWO	3VWO+63%
7	调节级压力 /MPa	9.86	10.45

## 3 原因分析

由于 2 台相同 125 MW 机组自从投产后带负荷能力及热耗一直偏差较大,5 号机由于受进汽量的限制,不仅仅是接带电负荷和热负荷能力差,更是由于发电标煤耗高于 6 号机达 5 g/(kW·h)多而困扰着电厂。按 5 号机全年发电量 10 亿 kW·h 计算,全年将多消耗标煤 5 000 t,标煤价按照 1 100 元/t 计算,全年将多增加开支 550 万元,在目前电力企业如此严峻的情况下,确实是公司的一块心病。为此,几年来该公司组织大量人力、物力、财力对 5 号机组进行全面分析和检查,机组投产以来共进行了 4 次开缸检查。

### 3.1 调节级叶片及第一级隔板喷嘴变形

调节级后热电偶温度由于在安装初期没有安装隔套,导致新机组投运后不久,热电偶因汽流的扰动和冲击断裂,调节级后温度失去了监视,主蒸汽流量的温度补偿也只能通过调节级汽缸温度来测算出。由于热耗一直高于 6 号机组,而且调节级压降温降均比 6 号机组大,为此,在新机组投产一年后的大修中,检查发现 5 号机调节级动叶片及第一级隔板进汽口全部因热电偶头碰撞而变形。通过制造厂技术人员来厂检修,认为热耗高、压降大的主要因为这两处通流变形造成,且制作了专用工具进行修复整形,并重新安装了热电偶。但启动不久又发生了断裂情况,为此在 2009 年 4 月再次对机组进行了开缸检查,并提高了热电偶的材质,更换了热电偶厂家,修复了变形喷嘴,次月启动后又发生了热电偶断裂。为了查出并消除热耗高的真正原因,公司于 2010 年 3 月再次对该机组进行开缸检查,修复变形喷嘴后,决定不再安装调节级热电偶,可启动后机组出力及热耗仍没有得到显著改变,调节级叶片因碰撞变形修复后的照片如图 1 所示。



图 1 调节级叶片变形后修复照片

### 3.2 系统泄漏

系统内漏也是分析和查找的重要原因之一,由于高压旁路泄漏较为严重,经过红外成像仪测量保温外温度分别为:高压旁路后温度 86.7 °C,低压旁路后的温度 49.8 °C。在 DCS 画面中高、低级旁路后的蒸汽温度分别显示 307 °C 及 84 °C。高压旁路的泄漏使部分蒸汽没有进入主汽门就直接从旁路漏掉,造成调门前主蒸汽压力降低,加上由于锅炉安全阀略微泄漏,锅炉出口主蒸汽压力带不到额定,导致汽轮机主蒸汽压力一直低于设计压力,从而使主蒸汽比容增大,在通流面积一定的条件下,会使进汽能力减小,从这点来看,在进主汽门前高旁的泄漏量大是导致进汽量带不上的原因之一,而低压力旁路泄漏则会大大降低中低压缸的效率,影响发电出力,工况数据比较如表 2 所示,主蒸汽流量分别偏低 2.38%~9.61%。为此,根据 5 号机高低旁路后的蒸汽温度,对 6 号机做了似类泄漏量的试验,在确保 2

台机主蒸汽参数及电热负荷相同工况下,检查旁路减温水门关严,逐渐开启高压旁路门,使高旁后蒸汽温度和5号机相同,观察6号机主汽流量的变化,同样试验方法开启6号机低压旁路门,观察主汽流量变化。试验结果是主汽流量变化较小,排除了旁路泄漏影响出力及流量的可能。同时检查导汽管疏水至高压疏水联箱门全部关闭严密,疏水门后管道全部常温,检查系统没有任何外漏现象。

表2 工况数据比较

编号	项目	纯凝工况	调阀全开工况	抽汽工况
1	设计主汽压力/MPa	13.24	13.24	13.24
2	设计主汽温度/℃	535	535	535
3	设计主汽比容/(m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> )	0.025 6	0.025 6	0.025 6
4	运行主汽压力/MPa	12.15	12.8	12.85
5	运行主汽温度/℃	532.5	533.5	530
6	运行主汽比容/(m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> )	0.028 0	0.026 5	0.026 2
7	设计比容/试验比容	0.913 9	0.966 0	0.976 2

### 3.3 主汽门及调门开度不到位

检查主汽门开度为全开,对调门开度进行了检查,经过对2台机组调门全部解体后测量比较,设计要求阀门的开度为34 mm,经检查和调整,2台机所有的调门开度全部符合要求,如表3所示。同时,在导汽管疏水门前加装了2个压力测点进行监视,没有发现调门任何异常现象,在调门全开情况下,导汽管压力和主汽门前压力基本相同,判断调门及主汽门对通流应该没有任何影响<sup>[1]</sup>。

表3 调门开度数据 mm

名称	5号机			6号机		
	油动机试验值	油动机实测值	阀门实际开度	油动机试验值	油动机实测值	阀门实际开度
标准	134	—	34	134	—	34
GV1全开行程	138	138	35	136	136	34.5
GV2全开行程	136	137	34.7	136	133	33.7
GV3全开行程	136	137	34.7	136	138	35
GV4全开行程	136	135	34.2	136	135	34.2

### 3.4 主蒸汽系统异物堵

主汽门及喷嘴蒸汽室的节流也是造成压降增加的原因之一。为此对主汽门通流口径及滤网进行了全面检查,并拆除了临时滤网,全部满足设计要求,并在这几次大修中由江苏方天公司技术人员通过内

窥镜分别从4个调门口及108个喷嘴出口对导汽管、喷嘴室进行检查,没有发现有异物影响通流。

### 3.5 汽轮机通流间隙偏大

通流间隙偏大也是影响机组出力及热耗的原因之一。为此在5号机通流间隙调整时要求全部达到设计要求,并在高低压平衡活塞汽封及轴封增加了多道刷式汽封,刷式汽封的间隙全部调整在0.15 mm左右。通过对5号机、6号机通流间隙的数据比较,2台机通流间隙基本接近,理论上说5号机经济性要比6号机好,而且如果通流间隙偏大,只能影响的是机组的效率而造成机组出力不足,但进汽量不会受影响,除非因过桥汽封泄漏而影响主蒸汽计量出错,因此,可排除通流间隙对出力及热耗的影响<sup>[2]</sup>。

### 3.6 表计误差

由于主蒸汽流量是根据汽轮机调速级压力、调速级温度、机组背压等计算出来的,因此机组热耗的计算和相关的温度、压力、流量密切相关。为此,对所有涉及计算热耗的温度、压力、流量表进行校核,并通过汽水平衡来核算相关流量的准确性,并在再热蒸汽高温段上增加了弯管流量计来测量再热蒸汽流量,通过它再来核对其他流量和汽水平衡的准确性,核算结果证实5号机热耗确实高于6号机。

### 3.7 调节级喷嘴用错

2011年3月,江苏协联热电集团有限公司再次组织制造厂及省汽轮机技术专家。来现场进行分析查找原因,结合5号机、6号机及某电厂125 MW供热机组最大出力的分析,如表4所示。可以看出,公司5号机组与某电厂125 MW供热机组有着惊人的相似,两公司出厂机型分别为181机型及A181机型,两机型的主要区别是供热量不同,181机型额定抽汽量为127 t/h,而A181机型额定抽汽量为50 t/h,两机型的调节级喷嘴尺寸不一样,前者出口通流尺寸为17×6.7 mm,后者出口通流尺寸为15×6.7 mm,而且通过到制造厂设计室核对两机型的喷嘴安装尺寸,发现除了喷嘴出口尺寸不相同外,其他的制造安装等尺寸全部相同。同时根据制造厂人员透露,由于在2003年前后制造任务特别重,曾经出现过其他类型机组喷嘴组在发货过程中出过差错,但由于无法安装而得到了及时更换。通过综合汇总分析,最终将出力和热耗高的问题集中在喷嘴用错的原因上。

## 4 解决处理

由于喷嘴组的制造周期需要一年,通过和制造厂家的沟通和商量,兼顾电厂的实际情况,经过制造厂家设计人员的计算和强度核对,提供了喷嘴临时

表 4 相关机组调门全开工况部分参数

名称	5号机喷嘴处理前	6号机	某电厂供热机	5号机喷嘴处理后
负荷/MW	133	142	143	133
主汽流量/(t·h <sup>-1</sup> )	445.6	489.1	442.4	478.6
主汽压力/MPa(g)	12.8	12.89	13	12.75
主汽温度/℃	533	533	536	533
调节级压力/MPa(g)	9.57	10.45	9.46	10.2
调节级温度/℃	495	50.6	501	496
供热流量/(t·h <sup>-1</sup> )	80	129.6	—	114
供热压力/MPa	0.88	0.95	—	0.88
供热温度/℃	346	355	—	345
凝汽器真空/kPa	94.7	96.2	94.2	92.3

处理方案。将喷嘴拆下返厂,由制造厂对喷嘴的宽度进行电脉冲扩大,将喷嘴尺寸改为 15×7.6 mm,以增大通流面积。可以解决节流损失,使机组出力和热耗得到好转,但由此也破坏了原有喷嘴的型线,喷嘴处效率会有所降低,修理后的喷嘴如图 2 所示。通过 2011 年 5 月再次揭缸,确认了喷嘴错用,经过返厂加工处理,目前机组基本能够达到设计出力(如表 4 所示)。但 2 台机组热耗仍相差有 60 kJ/(kW·h),且制造厂已加工了标准新喷嘴,计划在 2012 年上半年更换。



图 2 加工处理后的 A181 喷嘴

## 5 结束语

在 5 号机组出力不足及热耗高的分析中可以看出,影响机组热耗及出力的因素有很多,既有运行参数调整的原因,也有系统泄漏、表计误差及机组安装原因,同时也要从机组制造、出厂组装等因素去查找,并通过同类型及相近类型机型的设计运行参数进行详细比较,可以少走弯路,较快地查出原因并解决问题。

### 参考文献:

- [1] 赵常兴. 汽轮机技术手册[M]. 北京:中国电力出版社, 2007.
- [2] 霍鹏. 汽轮机带负荷能力下降问题分析[J]. 广东电力, 2005, 18(11):44-47.

### 作者简介:

嵇国军(1966),男,江苏宜兴人,工程师,从事电厂生产技术及管理工作;  
周荣勤(1972),男,江苏宜兴人,工程师,从事电厂生产技术及管理工作。

## Analysis on High Heat Consumption and Output Deficiency of 125 MW Power Plant

Ji Guo-jun, ZHOU Rong-qin

(Jiangsu Xielian Thermal Power Generation Co.Ltd., Yixing 214200, China)

**Abstract:** The No.5 and No. 6 steam turbines manufactured by Shanghai Steam Turbine Co.Ltd., were put into operation in November, 2004 and July, 2005 respectively. From then on, the heat consumption of No. 5 has always been approximate 150 kJ/ (kW·h) higher than No.6 steam turbine. The reason for the much higher heat consumption had not been obtained until 4 times of inspection were implemented by the technology researchers. After associated measures were performed, relatively lower heat consumption has been achieved.

**Key words:** thermal power plant; steam turbine; output; heat consumption

## 飓风与台风是同样的概念吗?

通常所说的“台风”和“飓风”都属于北半球的热带气旋,只不过是它们产生在不同的海域,被不同国家的人用了不同的称谓而已。一般来说,在大西洋上生成的热带气旋被称为“飓风”,而人们把在太平洋上生成的热带气旋称为“台风”。飓风的严重性依据它对建筑、树木以及室外设施所造成的破坏程度不同而被划分为 1~5 个等级:1 级飓风的时速为 118~152 km/h;2 级飓风的时速为 153~176 km/h;3 级飓风的时速为 177~207 km/h;4 级飓风的时速为 208~248 km/h;5 级飓风的时速为 249 km/h 以上。