

外置蒸汽冷却器在某 1000 MW 超超临界机组的应用

左帅¹, 李伟²

(1. 国家电投协鑫滨海发电有限公司, 江苏 滨海 224500; 2. 华能玉环电厂, 浙江 玉环 317604)

摘要:介绍了某电厂 1000 MW 机组外置蒸汽冷却器的改造情况。对外置蒸汽冷却器投运前后高压加热器系统的相关运行参数进行了分析,并从经济性方面提出了看法,通过分析可知,投运外置蒸汽冷却器可以引起机组不同能量品位抽汽之间的排挤,提高整个系统的热循环效率和机组的出力裕量,并能降低 3 号高压加热器换热温差引起的不可逆的热量损失,具有明显的经济效益。

关键词:超超临界机组;外置蒸汽冷却器;应用;经济性

中图分类号:TK223

文献标志码:B

文章编号:1009-0665(2016)03-0084-03

1000 MW 超超临界机组的运行参数很高,节能降耗效果明显,已经成为火电机组发展的方向^[1]。随着对超超临界机组运行安全性和经济性要求的不断提高,国内外大型机组高压加热器(下文简称高加)蒸汽冷却器呈现由内置向外置发展的趋势,使用外置蒸汽冷却器是充分利用抽汽过热度、提高系统经济性的有效手段。

某电厂 3 号机组锅炉是由哈尔滨锅炉有限责任公司引进日本三菱重工业株式会社技术制造的超超临界变压运行直流锅炉,型号为 HG-2953/27.46-YM1,汽轮机是由上海汽轮机有限公司引进德国西门子技术生产的超超临界汽轮发电机组,型号为 N1000-26.25/600/600,给水系统设计有 2×3 台全容量、卧式、双流程高加^[2],其中 3 号高加抽汽来自汽轮机中压缸的第一级抽汽,额定工况下抽汽温度达 465℃,而该抽汽压力对应的饱和温度较低,仅为 216℃,蒸汽过热度约 250℃,造成 3 号高加换热温差很大,换热过程不可逆的热量损失较大^[3]。某电厂 3 号机组于 2014 年底进行了外置蒸汽冷却器系统改造,对该机组外置蒸汽冷却器系统的改造及应用情况进行分析,可为超超临界机组外置蒸汽冷却器系统设计、改造及运行提供良好的借鉴作用。

1 外置蒸汽冷却器改造情况

1.1 系统布置及流程介绍

某电厂外置蒸汽冷却器改造后,在 3 号机组汽机房零米层增加一个外置蒸汽冷却器,高过热度的汽轮机 3 号抽汽进入外置蒸汽冷却器管侧,1 号高加的部分疏水进入外置蒸汽冷却器的壳侧。外置蒸汽冷却器壳侧疏水被加热后产生的饱和蒸汽再引回到 1 号高加进汽管道,管侧 3 号抽汽被冷却后成为低过热度的蒸汽再供给 3 号高加,如图 1 所示。

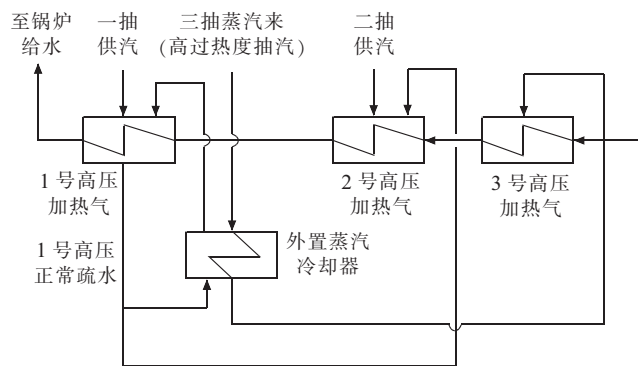


图 1 某电厂外置蒸汽冷却器系统布置示意图

1.2 外置蒸汽冷却器技术规范

某电厂外置蒸汽冷却器由哈尔滨锅炉厂制造,型号为 ZF-720,型式为 U 形管、双流程、卧式,加热蒸汽入口与被加热蒸汽出口设计端差为 164.5℃,加热蒸汽出口与被加热疏水入口设计端差为 15℃。该外置蒸汽冷却器的主要技术规范如表 1 所示。

表 1 某电厂外置蒸汽冷却器主要技术规范

项目	管侧技术规范(汽)	壳侧技术规范(汽、水)
流量/(kg·h ⁻¹)	15 000	37 830
入口压力(a)/MPa	2.347	8.541
入口温度/℃	464.1	283.3
入口焓/(kJ·kg ⁻¹)	3 384.7	1253
出口温度/℃	298.3	299.6
设计压力(g)/MPa	2.73	9.5
设计温度/℃	500	310
试验压力(g)/MPa	4.88	11.88
压力降(g)/MPa	<0.035	<0.035
安全门开启压力(g)/MPa		9.4
容积/m ³	4.25	19.2
管子数量/根	722	
有效换热面积/m ²	720	
流速/(m·s ⁻¹)	22	0.65

2 应用分析

2.1 外置蒸汽冷却器运行画面

某电厂 3 号机组满负荷运行时,外置蒸汽冷却器系统运行画面如图 2 所示。

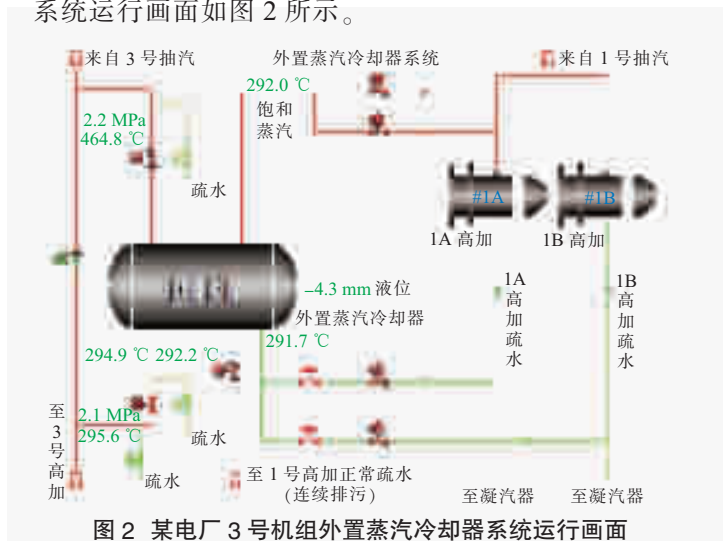


图 2 某电厂 3 号机组外置蒸汽冷却器系统运行画面

2.2 外置蒸汽冷却器运行参数分析

某电厂 3 号机组外置蒸汽冷却器投运前后,高加系统相关运行参数发生了明显的变化,表 2 为外置蒸汽冷却器未投运时高加系统参数,表 3 为外置蒸汽冷却器投运时高加系统参数。

表 2 外置蒸汽冷却器未投运时高加系统参数

项目	机组负荷 /MW		
	500	750	1000
3 号高加入口温度 /°C	165.0	177.7	190.3
3 号高加出口温度 /°C	190.5	207.5	216.3
2 号高加出口温度 /°C	239.3	257.0	270.6
1 号高加出口温度 /°C	254.5	274.3	291.8
1 号高加正常疏水调门开度 /%	28	40	49
2 号高加正常疏水调门开度 /%	45	57	64
3 号高加正常疏水调门开度 /%	44	55	64
1 号高加抽汽压力 (g)/MPa	4.034	5.706	7.338
1 号高加抽汽温度 /°C	398.4	400.7	398.0
2 号高加抽汽压力 (g)/MPa	3.002	4.300	5.597
2 号高加抽汽温度 /°C	358.6	363.6	355.9
3 号高加抽汽压力 (g)/MPa	1.177	1.755	2.140
3 号高加抽汽温度 /°C	460.8	466.3	465.9

由表 2、表 3 可见,机组负荷 500~1000 MW 之间,外置蒸汽冷却器投运前后,1 号高加的温升变化较小,在 ± 1 °C 以内,2 号高加的温升变化较大,上升 2.7~6.5 °C,3 号高加的温升变化也较大,下降 2.6~5.5 °C,不同高加温升变化的综合影响是:1 号高加出口温度,即省煤器入口的给水温度,在外置蒸汽冷却器投运前后,变化较小,在 ± 1 °C 以内。

另外,外置蒸汽冷却器投运前后,1 号高加正常疏水调门开度明显关小,关小幅度为 6%~10% 开度,而

表 3 外置蒸汽冷却器投运时高加系统参数

项目	机组负荷 /MW		
	500	750	1000
3 号高加入口温度 /°C	164.7	176.2	190.1
3 号高加出口温度 /°C	187.4	200.5	213.5
2 号高加出口温度 /°C	238.9	256.5	271.0
1 号高加出口温度 /°C	255.0	273.1	291.2
1 号高加正常疏水调门开度 /%	22	33	39
2 号高加正常疏水调门开度 /%	43	56	62
3 号高加正常疏水调门开度 /%	44	54	63
1 号高加抽汽压力 (g)/MPa	4.126	5.641	7.515
1 号高加抽汽温度 /°C	359.7	364.8	374.9
2 号高加抽汽压力 (g)/MPa	3.045	4.217	5.604
2 号高加抽汽温度 /°C	360.6	350.5	355.5
3 号高加抽汽压力 (g)/MPa	1.164	1.605	2.123
3 号高加抽汽温度 /°C	258.0	274.4	293.7
外置蒸汽冷却器进水温度 /°C	240.6	259.9	278.2
外置蒸汽冷却器产汽温度 /°C	253.6	273.8	291.4

2、3 号高加正常疏水调门开度变化较小,变化幅度一般不超过 2% 开度。

根据外置蒸汽冷却器投运前后,1、2、3 号高加正常疏水调门开度的变化情况,结合 1、2、3 号高加温升的变化情况和 1、2 号高加进水温度的变化方向,可知:机组负荷一定时,外置蒸汽冷却器投运后,1 号高加抽汽量减少,2 号高加抽汽量增加,3 号高加抽汽量基本不变。

3 经济性分析

3.1 抽汽排挤效应

在抽汽级数相同的情况下,抽汽参数对热力系统热循环效率有明显的影响,抽汽参数的安排应当是:高品位(高焓、低熵)处的蒸汽少抽,而低品位(低焓、高熵)处的蒸汽尽可能多抽^[4]。某电厂 3 号机组 1 号高加抽汽压力、抽汽温度均较高,3 号高加抽汽温度较高,均为高品位蒸汽,应当尽量少抽一些;而用于 2 号高加的抽汽从高压缸的排汽引出,蒸汽过热度较低,属于低品位蒸汽,换热过程不可逆损失较小,应当尽量多抽一些。由于机组负荷一定时,外置蒸汽冷却器投运后,1 号高加抽汽量减少,2 号高加抽汽量增加,3 号高加抽汽量基本不变,这种不同能量品位抽汽之间的排挤效应有利于整个系统热循环效率的提高。

3.2 3 号高加换热温差减小

对回热抽汽系统中加热器的性能要求,可以归结为尽可能地缩小加热器抽汽温度与出口水温之间的温差^[5]。由表 2、表 3 可见,某电厂 3 号机组外置蒸汽冷却器投运后,机组负荷 500~1000 MW 之间,3 号高加抽汽经过外置蒸汽冷却器换热后,温度下降了 163.2~

202.8℃, 蒸汽过热度大幅下降, 3号高加换热温差明显减小, 所以, 温差导致的3号高加换热过程不可逆的热量损失降低, 可以有效降低热耗。

3.3 理论计算

外置蒸汽冷却器投运前后, 高加系统相关运行参数发生了明显的变化, 可以采用 PEPSE 软件进行计算, 获得经济性指标的定量分析结果, 表4即为外置蒸汽冷却器用于加热1号高加疏水时的经济性指标, 其中, 标煤价按850元/t计算。

表4 外置蒸汽冷却器用于加热1号高加疏水时的经济性指标

项目	机组负荷/MW		
	500	750	1000
汽机热耗/[kJ·(kW·h) ⁻¹]	7655	7421	7321
汽机热耗降低值/[kJ·(kW·h) ⁻¹]	7	7	7
管道效率/%	99.0	99.0	99.0
锅炉效率/%	93.80	93.80	93.80
发电效率/%	43.67	45.05	45.66
发电煤耗/[g·(kW·h) ⁻¹]	281.62	273.02	269.34
厂用电率/%	3.80	3.80	3.80
供电效率/%	42.01	43.34	43.93
供电煤耗/[g·(kW·h) ⁻¹]	292.75	283.80	279.98
年运行时间/h	2000	4000	1500
供电煤耗降低值/[g·(kW·h) ⁻¹]	0.27	0.27	0.26
年发电量×10 ⁶ /kW·h	1000	3000	1500
年节约标煤/t	270	810	390
年节约成本/万元	22.95	68.85	33.15

由表4可知, 当外置蒸汽冷却器用于加热1号高加疏水时, 可以充分利用机组3号高加抽汽的过热度, 能够有效降低汽机不同工况下的热耗值, 年节约成本约125万元。另外, 外置蒸汽冷却器投运后, 不同能量品位抽汽之间的排挤效应可以提高机组的出力裕量, 采用 PEPSE 软件进行计算, 机组出力可提高2.8MW。

4 运行注意事项

(1) 外置蒸汽冷却器正常运行时, 必须密切监视外置蒸汽冷却器的水位变化, 防止高水位或低水位运行。若水位自动调节失灵, 应切手动调节, 结合1A、1B高加水位控制情况查找原因, 并通知热工处理。

(2) 外置蒸汽冷却器运行期间的各参数应与设计工况的各参数相一致, 避免超压、超温、超负荷运行。远方加强监视外置蒸汽冷却器管侧蒸汽压力、温度和壳侧疏水及产汽温度等正常, 与机组负荷相适应; 尤其重点监视外置蒸汽冷却器管侧出口水平段上、下蒸汽温度, 发现二者温差明显扩大或温度明显下降, 外置蒸汽冷却器换热管可能有泄漏。

(3) 就地定期检查外置蒸汽冷却器及其蒸汽、疏

水、排污管道无泄漏、无振动、无水冲击、无异常响声等现象。

(4) 机组负荷变动期间, 注意外置蒸汽冷却器水位及其进水调节门开度的变化, 必要时切手动调节, 确保外置蒸汽冷却器及1A、1B高加水位稳定。

(5) 注意核对机组负荷与外置蒸汽冷却器进水调节门开度的关系, 若进水调节门有不正常开度增大时, 外置蒸汽冷却器换热管可能有泄漏, 或壳侧连续排污管道的节流孔板故障致使排污量过大, 或1A、1B高加运行不正常, 须结合相关参数变化情况作进一步分析处理。

(6) 若外置蒸汽冷却器水位达到保护值, 应检查保护动作情况, 分析水位波动原因, 及时进行处理, 同时注意监视外置蒸汽冷却器解列后机组高加是否运行正常。

5 结束语

某电厂3号机组进行了外置蒸汽冷却器系统改造后, 机组运行工况稳定, 省煤器入口的给水温度在改造前后基本不变; 高加系统相关运行参数发生了明显的有利变化, 造成1号高加抽汽量减少, 2号高加抽汽量增加, 3号高加抽汽量基本不变, 这种不同能量品位抽汽之间的排挤效应有利于提高整个系统热循环效率和机组出力裕量。另外, 3号高加抽汽经过外置蒸汽冷却器换热后, 蒸汽过热度大幅下降, 3号高加换热温差明显减小, 温差导致的换热过程不可逆的热量损失降低, 可以有效降低热耗。某电厂3号机组外置蒸汽冷却器系统的成功应用, 可以为超超临界机组外置蒸汽冷却器系统设计、改造以及运行提供良好的借鉴作用。

参考文献:

- [1] 左帅, 张峰, 周波. 1000 MW 超超临界锅炉机组冷态启动时水冷壁超温的探讨[J]. 中国电力, 2011, 44(5): 60-64.
- [2] 左帅. 1000 MW 超超临界机组水汽质量劣化原因分析及处理[J]. 浙江电力, 2014(12): 49-52.
- [3] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998: 135-166.
- [4] 华东六省一市电机工程学会. 汽轮机设备及其系统[M]. 北京: 中国电力出版社, 1999: 118-120.
- [5] 宋飞, 刘锋, 赵广森, 等. 某电厂高压加热器换热管开裂泄漏原因分析[J]. 中国电力, 2014, 47(5): 20-24.

作者简介:

左帅(1982), 男, 江苏阜宁人, 工程师, 从事火电机组汽机运行技术管理工作;

李伟(1984), 男, 河北保定人, 工程师, 从事火电机组集控运行管理工作。

方案的大中修和日常维护费用大体相同。

综上所述,刮板捞渣机除渣系统燃煤和运行费用为 38.1 万元/a;风冷式钢带排渣机除渣系统燃煤和运行费用为 925.1 万元/a。

2.2.3 经济指标比较

财务基准收益率按 8% 计算,所得税率为 25%,增值税为 17%,城乡维护建设税及教育费附加为 11%,项目寿命按 20 a 考虑。固定资产折旧采用直线法,按综合折旧的方法进行计算,设备部分折旧年限取 15 a。根据前述数据,可得两方案的经济指标(2 台炉)如表 6 所示。

表 6 两方案的经济指标

项目	刮板捞渣机除渣系统	风冷式钢带排渣机除渣系统
投资费用/万元	1200	1504
投资比较/万元	0	+304
燃煤和运行费用/(万元·a ⁻¹)	-38.1	-925.1
年费用/万元	155	791

从经济指标的角度看,风冷式钢带排渣机除渣系统年费用较刮板捞渣机除渣系统多 636 万元刮板捞渣机除渣系统明显优于风冷式钢带排渣机除渣系统。

3 除渣系统模块的优化选择

刮板捞渣机系统使锅炉底渣的粒化、冷却、脱水、

储运连续完成,整个系统简洁、工艺流程顺畅。捞渣机的溢流水通过由高效浓缩机、冷却塔等组成的回收水系统,输送到捞渣机重复使用,形成除渣系统用水闭式循环。投资少,年费用低,经济上有一定的优势,且大容量机组运行业绩多、安全可靠、系统简单、维护量小。

风冷式钢带排渣机系统简单、节水。但投资高、年费用高,对锅炉排渣量变化的适用性较差,系统可靠性有待运行考验。最重要的是会使锅炉效率降低。

4 结束语

综上所述,并从提高发电竞价上网能力、降低生产成本、保障系统可靠性诸因素考虑,最终选择刮板捞渣机除渣方案作为该工程的除渣系统方案。目前该项目的除渣系统已投运近 2 a,刮板捞渣机运行稳定,达到了设计预期效果,并为除渣系统后续设计提供了宝贵经验。

参考文献:

- [1] 范仁东. 从实测数据分析风冷干排渣系统对锅炉效率的影响[J]. 电力技术, 2010, 19 (7): 63-65.
- [2] 美国 A—S—H 公司工程标准[S]. 1987.

作者简介:

高琳婕(1982),女,江苏南京人,工程师,从事火力发电厂除灰、运煤系统设计工作。

Selection of the Type of the Slag Handling System for 2×600 MW Units in a Power Plant

GAO Linjie

(Jiangsu Provincial Electric Power Design Institute, Nanjing 211102, China)

Abstract: Based on the characteristics and external conditions of a 2×600 MW unit in a coal-fired thermal power plant, an effort were devoted to simplify the system, reduce project cost and reduce operation maintenance costs, under the premise of the reliable operation of the system. Two different slagging schemes, slag conveyor and air-cooled steel slag machine, were analyzed, and compared in the field of the technical, investment, operating costs and so on. Finally, slag conveyor cleaner program was used as the lagging scheme of this project.

Key words: thermal power plant; system optimization; boiler efficiency; energy saving; water saving

(上接第 86 页)

Application of External Steam Cooler in a 1000 MW Ultra-supercritical Unit

ZUO Shuai¹, LI Wei²

(1. SPIC & GCL Binhai Electric Power Generation Co. Ltd., Binhai 224500, China;

2. HPI Yuhuan Power Plant, Yuhuan 317604, China)

Abstract: This paper presented the retrofitting of external steam cooler in a 1000 MW ultra supercritical unit. The operating parameters of high-pressure heater system, before and after operating the external steam cooler, were analyzed. The result indicated that the external steam cooler can cause the bled steam at different level exclusion, which can increase the thermal cycle efficiency of the whole system and the power margin of the unit, and reduce reversible energy loss caused by heat transfer temperature difference of No.3 high-pressure heater, thus had economic benefits obviously.

Key words: ultra-supercritical unit; external steam cooler; application; economy