

基于等效焓降法的锅炉尾部烟气热量 深度利用系统热效率研究

李伟科

(中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广州 510663)

摘要: 介绍了目前较常用的两种锅炉尾部烟气热量深度利用系统。通过等效焓降法对两种系统进行了理论研究, 推导出热效率公式, 结合某1 GW 等级超超临界机组 THA 工况, 应用等效焓降法对两种系统进行了定量计算和比较, 结果表明: 在一定的工程边界条件和设计原则下, 空气预热器旁路烟道系统更好地提升了烟气热量利用能级, 热效率较高, 节能效益较好。

关键词: 等效焓降法、低温省煤器、暖风器、热效率、抽汽效率

中图分类号: TM621.2

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2018)01-0086-06

Research on Thermal Efficiency of Advanced Utilization Systems of Boiler Tail Flue Gas Heat Based on the Equivalent Enthalpy Drop Theory

LI Weike

(China Energy Engineering Group Guangdong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China)

Abstract: The two usual advanced utilization systems of boiler tail flue gas heat at present was introduced. The two systems were studied by the equivalent enthalpy drop theory, the thermal efficiency formula was deduced. Referring to THA condition of a 1 GW USC unit, the equivalent enthalpy drop theory was used for quantitative calculation and comparison of the two systems, the results show that: based on certain boundary conditions of the project and design principles, air preheater flue gas bypass system perfectly increases flue gas heat energy level, and that has better thermal efficiency and great energy-saving effects.

Key words: equivalent enthalpy drop theory, low temperature economizer, air heater, thermal efficiency, extraction steam efficiency

锅炉尾部烟气热量深度利用是电站实现节能减排的重要手段^[1]。在锅炉尾部设置低温省煤器是应用范围最广、技术最成熟的烟气热量利用形式, 这种系统在外高桥电厂三期 2 × 1 GW 机组^[2]、福建宁德电厂都已经实施应用, 其节能效果明显。

1 两种锅炉尾部烟气热量深度利用系统

行业内众多学者针对采用低温省煤器的烟气热量利用系统进行了深入的研究, 但这种常规低温省

煤器系统对烟气热量利用的温区较低, 只能加热较低能级的凝结水, 未能深度利用烟气热量, 节能效果不充分。为了改进常规系统的弊端, 对烟气热量进行梯度、深度利用, 近年来, 行业内提出了几种锅炉尾部烟气热量深度利用优化系统, 其中两种主要系统简要流程如下:

第一种优化系统^[3](以下简称优化系统1)是在除尘器入口设置两级加热器, 按烟气流程, 第一级低温省煤器加热较高能级的凝结水, 第二级加热器通过媒介水加热锅炉冷一、二次风, 相当于冷一次风和冷二次风的暖风器。为深度利用烟气热量, 脱硫塔入口设置第三级加热器, 第三级加热器通过媒介水加热冷二次风, 相当于冷二次风暖风器, 具体系统流程图如图1所示。与常规低温省煤器系统相

比，优化系统 1 增设了冷一、二次风暖风器，并将低温省煤器设置在空预器出口与暖风器之间，提高了烟气热量利用的温区和能级，热效率更高，节能效益更好。

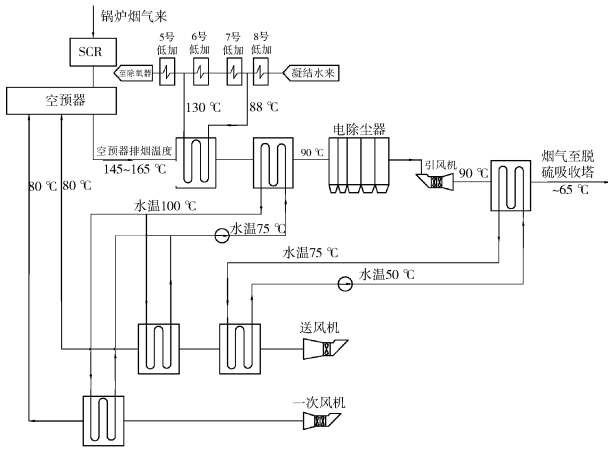


图 1 设置暖风器及低温省煤器的锅炉尾部烟气热量深度利用系统 1

Fig. 1 Boiler tail flue gas heat depth utilization system set up by heating air heater and low temperature economizer

第二种优化系统^[4]（以下简称优化系统 2）是在脱硝装置 SCR 后并列于空气预热器增设了旁路烟道，部分烟气通过旁路烟道排出，烟气热量通过换热器换热进入汽轮机热力系统；空预器与旁路烟道的烟气汇合后，继续加热冷一、二次风，相当于冷一次风和冷二次风的暖风器，具体系统流程图如图 2 所示。旁路烟道内设置两级换热装置，第一级换热装置回收高温烟气热量至给水系统，进一步提高了烟气热量利用能级^[5]，第二级换热装置回收低温烟气热量至较高能级凝结水系统。

2 热力学定性分析

从整体系统看，尾部烟气热量的利用能级将影响不同系统的机组热效率，影响的因素主要是锅炉效率 η_{SG} 和尾部烟道各级加热器热量返回至回热系统的抽汽做功效率 η_j 。当燃用相同煤质，除排烟热损失外的其它锅炉热损失 ($q_3 \sim q_6$) 可近似看作相等，各系统的锅炉效率 η_{SG} 的高低取决于排烟温度的高低。因此，从理论上分析，排烟温度越低、抽汽做功效率越高，机组热效率会越高。

从局部系统分析，从脱硝装置 SCR 出口至脱硫吸收塔入口的烟气有效热量分配给了冷一、二次

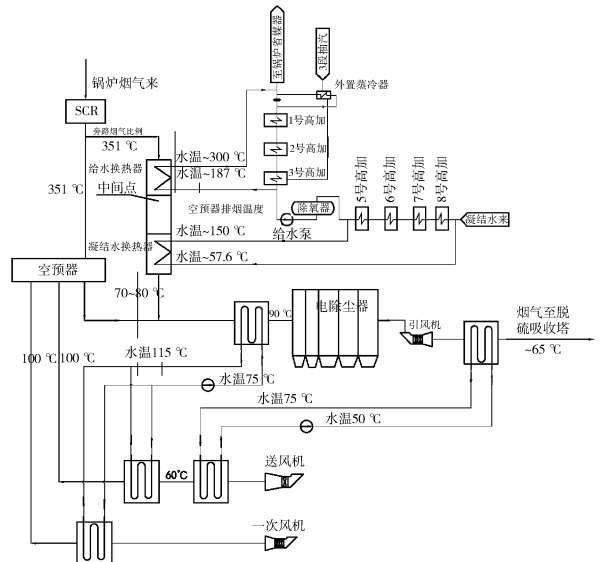


图 2 设置旁路烟气加热器、暖风器及低温省煤器的锅炉尾部烟气热量深度利用系统 2

Fig. 2 Installation of flue gas heat depth using system 2 for boiler tail gas heater, warm air heater and low temperature economizer

风、凝结水系统和高压给水系统，从采用烟气热量利用的能级判断，加热冷一、二次风的热量带回锅炉用于加热产生新蒸汽，能级是最高的，其次是用于高压给水系统，凝结水系统的热量能级利用最低。因此，当锅炉侧烟气放热量一定时，要想取得最优的机组热效率，首先应尽可能的提高空预器出口热风温度，减小空预器热端端差，然后将富余的热量用于加热更高能级的高压给水。

3 采用等效焓降法的定量分析

锅炉尾部烟热量对机组效率的影响，可采用简洁、准确的等效焓降法进行定量分析。等效焓降法^[6]是基于热力学的热功转换原理，用于研究热功转换及能量利用程度的一种方法。

为便于分析比较，以常规无尾部烟气热量利用系统（即脱硝装置 SCR 烟气出口后无烟气-水换热器及暖风器）为基准系统。两种锅炉尾部烟气热量深度利用系统都采用同等的工程边界条件，即外部环境参数、煤质、锅炉及空预器都相同，尾部烟气系统的各级加热器、暖风器换热面积可以根据各自的技术参数进行设计。

两优化系统以 1 kg 燃煤为基准，并保持不变，把从脱硝装置 SCR 出口至脱硫吸收塔入口的烟气有效放热量作为机组内部吸热量，对两优化系统的

机组采用等效焓降法对做功变化进行分析。

从整体系统看,尾部烟气热量深度利用优化系统1、优化系统2与基准系统比,锅炉输入热量不变,优化系统的锅炉尾部烟气进一步加热给水、凝结水和冷一、二次风,使得排烟温度降低,锅炉效率提高。因此,优化系统1及优化系统2的锅炉效率为:

$$\eta_{SG1} = \eta_{SG} + \Delta\eta_1 \quad (1)$$

$$\eta_{SG2} = \eta_{SG} + \Delta\eta_2 \quad (2)$$

式中: η_{SG1} 、 η_{SG2} 为优化系统1、优化系统2的锅炉效率; η_{SG} 为基准系统的锅炉效率; $\Delta\eta_1$ 、 $\Delta\eta_2$ 为两优化系统排烟温度降低而引起的锅炉效率增益,由于暖风系统属于内部热量循环系统,两优化系统热风对锅炉效率的增益已经计算在排烟温度降低而引起的锅炉效率增益之内。

当已知锅炉排烟焓值时,由锅炉热效率相关计算公式^[7]可推得:

$$\Delta\eta_1 = \frac{H_{py} - H'_{py1}}{Q_{net,ar}} \quad (3)$$

$$\Delta\eta_2 = \frac{H_{py} - H'_{py2}}{Q_{net,ar}} \quad (4)$$

式中: H'_{py1} 、 H'_{py2} 、 H_{py} 分别为优化系统1、优化系统2、基准系统的脱硫吸收塔入口前排烟焓值, kJ/kg; $Q_{net,ar}$ 为燃煤收到基低位发热量, kJ/kg;

在式(3)、(4)的锅炉效率增益计算中,排出的烟气热量作为机组的有效吸热量,根据等效焓降的基本法则,在单位燃料基准下,机组获得的做功应为全部热量用于加热工质产生的新蒸汽做功(此部分已包含热风增益的当量做功)扣减加热给水和凝结水后新增抽汽在热力系统该能级之前的做功,为便于分析,省煤器联接方式均采用常规并联^[8],则基准系统和两优化系统燃用1 kg 燃煤获得的做功为:

$$N = Q_{net,ar} \eta_{SG} \eta_{gd} \eta_i \quad (5)$$

$$\begin{aligned} N_1 &= Q_{net,ar} \eta_{SG1} \eta_{gd} \eta_i - \frac{Q_{c1}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp1}) \\ &= Q_{net,ar} \eta_{SG} \eta_{gd} \eta_i + (H_{py} - H'_{py1}) \eta_{gd} \eta_i - \\ &\quad \frac{Q_{c1}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp1}) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} N_2 &= Q_{net,ar} \eta_{SG2} \eta_{gd} \eta_i - \frac{Q_{c2}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp2c}) - \frac{Q_{f2}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp2f}) \\ &= Q_{net,ar} \eta_{SG} \eta_{gd} \eta_i + (H_{py} - H'_{py2}) \eta_{gd} \eta_i - \end{aligned}$$

$$\frac{Q_{c2}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp2c}) - \frac{Q_{f2}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp2f}) \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \Delta N_1 &= N_1 - N \\ &= (H_{py} - H'_{py1}) \eta_{gd} \eta_i - \frac{Q_{c1}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp1}) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \Delta N_2 &= N_2 - N \\ &= (H_{py} - H'_{py2}) \eta_{gd} \eta_i - \frac{Q_{c2}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp2c}) - \\ &\quad \frac{Q_{f2}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp2f}) \end{aligned} \quad (9)$$

式中: N 、 N_1 、 N_2 分别为基准系统和两优化系统燃用1 kg 燃煤获得的做功, kJ/kg; ΔN_1 、 ΔN_2 为燃用1 kg 燃煤两优化系统比基准系统增加的做功, kJ/kg; η_{gd} 为管道效率; η_i 为基准系统的汽轮机热效率; Q_{c1} 为优化系统1中用于加热凝结水的热负荷, kJ/s; Q_{c2} 、 Q_{f2} 为优化系统2中用于加热凝结水、高压给水的负荷, kJ/s; B_j 为基准系统的计算燃料消耗量, kg/s; η_{jp1} 为优化系统1中并联式低温省煤器系统热量利用的平均抽汽效率; η_{jp2c} 、 η_{jp2f} 分别为优化系统2中并联式低温省煤器、并联式高温省煤器系统热量利用的平均抽汽效率; Q_{c1}/B_j 、 Q_{c2}/B_j 、 Q_{f2}/B_j 表示燃用1 kg 燃煤热力系统获得的有效吸热量, kJ/kg;

由以上公式可以推得两优化系统比基准系统的热效率增加值 $\delta\eta_1$ 、 $\delta\eta_2$ 为:

$$\delta\eta_1 = \frac{\Delta N_1}{N_1} = \frac{(H_{py} - H'_{py1}) \eta_{gd} \eta_i - \frac{Q_{c1}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp1})}{Q_{net,ar} \eta_{SG1} \eta_{gd} \eta_i - \frac{Q_{c1}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp1})} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \delta\eta_2 &= \frac{\Delta N_2}{N_2} \\ &= \frac{(H_{py} - H'_{py2}) \eta_{gd} \eta_i - \frac{Q_{c2}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp2c}) - \frac{Q_{f2}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp2f})}{Q_{net,ar} \eta_{SG2} \eta_{gd} \eta_i - \frac{Q_{c2}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp2c}) - \frac{Q_{f2}}{B_j} (\eta_i - \eta_{jp2f})} \end{aligned} \quad (11)$$

根据等效焓降理论推导的各级省煤器热量利用的平均抽汽效率 η_{jp1} 、 η_{jp2c} 、 η_{jp2f} 为:

$$Q_{jp1} = \frac{(h_{c1} - h_m) \eta_{m-1} + \sum_{r=m}^n \tau_r n_r}{(h_{c1} - h_m) + \sum_{r=m}^n \tau_r} \quad (12)$$

$$\eta_{jp2c} = \frac{(h_{c2} - h_u) \eta_{u-1} + \sum_{r=u}^v \tau_r n_r}{(h_{c2} - h_u) + \sum_{r=u}^v \tau_r} \quad (13)$$

$$\eta_{jp2f} = \frac{(h_{t2} - h_j)\eta_i + \sum_{r=j}^k \tau_r n_r}{(h_{t2} - h_j) + \sum_{r=j}^k \tau_r} \quad (14)$$

两优化系统的省煤器联接方式按常规并联考虑,从系统技术经济性考虑,各级省煤器出口凝结水、给水温度宜与系统中该级加热器出口的凝结水、给水温度相等,即各级省煤器出口凝结水、给水焓宜与系统中该级加热器出口工质的焓值相等,则 $h_{c1} = h_m$ 、 $h_{c2} = h_u$ 、 $h_{t2} = h_j$, 由此上式可得:

$$\eta_{jp1} = \frac{\sum_{r=m}^n \tau_r n_r}{\sum_{r=m}^n \tau_r} \quad (15)$$

$$\eta_{jp2c} = \frac{\sum_{r=u}^v \tau_r n_r}{\sum_{r=u}^v \tau_r} \quad (16)$$

$$\eta_{jp2f} = \frac{\sum_{r=j}^k \tau_r n_r}{\sum_{r=j}^k \tau_r} \quad (17)$$

式中: h_{c1} 、 h_{c2} 、 h_{t2} 分别为两优化系统各级省煤器出口凝结水焓, kJ/kg; h_m 、 h_u 、 h_j 分别为两优化系统中第 m 、 u 、 j 级加热器凝结水出口焓, kJ/kg; η_{m-1} 、 η_{u-1} 分别为两优化系统中第 $m-1$ 、 $u-1$ 级抽汽效率; τ_r 为第 r 级加热器凝结水的焓升, kJ/

kg; η_r 为第 r 级抽汽效率。

由式(10)、式(11)可以看出,两优化系统的热效率收益 $\delta\eta$ 取决于烟气焓降、水侧热负荷和各级省煤器对应的平均抽汽效率。当两优化系统烟气焓降及水侧热负荷一定时,平均抽汽效率 η_{jp} 越高,烟气热量利用的平均能级越高,热效率收益越高。

4 THA 工况下两种系统的机组热效率计算

4.1 机组参数情况

选取国内最新某 N1020-28/600/620MW 等级超超临界凝汽器式机组为例,机组采用 9 级回热系统,即 3 级高加、5 级低加和 1 台除氧器的回热系统,以基准系统的主机资料为输入依据,针对两优化系统进行定量分析比较。该机组燃用煤质分析如表 1 所示,THA 工况下回热系统侧的主要参数如表 2 所示,基准系统脱硫吸收塔入口的烟气温度为 115 °C。

4.2 两优化系统边界条件及设计原则

两优化系统烟气及风系统边界条件及设计原则综合考虑烟气温区和锅炉实际运行参数,按如下设计:

1) 为便于同等边界条件的比较,并考虑脱硫吸

表 1 燃用煤质分析

Tab. 1 Coal quality analysis

收到基碳含量 $C_{ar}/\%$	收到基氢含量 $H_{ar}/\%$	收到基氧含量 $O_{ar}/\%$	收到基氮含量 $N_{ar}/\%$	收到基硫含量 $S_{ar}/\%$	收到基水分含量 $M_{ar}/\%$	收到基灰含量 $A_{ar}/\%$	干燥无灰基挥发份 $V_{daf}/\%$	收到基低位发热量 $Q_{ar,net}/(MJ \cdot kg^{-1})$
59.84	3.46	8.47	0.71	0.55	14.90	12.07	36.17	22.41

表 2 THA 工况下回热系统侧的主要参数

Tab. 2 The main parameters of the back heat system side under the working condition of THA

项目	外置蒸冷器	1号高加	2号高加	3号高加	除氧器	5号低加	6号低加	7号低加	8号低加	9号低加
抽汽焓/ ($MJ \cdot kg^{-1}$)	3.434 1	3.154 5	3.059 8	3.056 5	3.224 1	3.047 3	2.923 1	2.797 9	2.666 7	2.488 6
入口凝结水温度/°C	—	—	—	—	151.0	130.2	110.3	88.7	57.6	32.1
入口凝结水焓/ ($kJ \cdot kg^{-1}$)	—	—	—	—	637.4	548.2	463.7	372.9	242.5	134.8
入口给水温度/°C	296.7	269.4	216.6	187.4	—	—	—	—	—	—
入口给水焓/ ($MJ \cdot kg^{-1}$)	1.311 4	1.179 0	0.938 4	0.811 1	—	—	—	—	—	—
出口凝结水焓/ ($kJ \cdot kg^{-1}$)	—	—	—	—	811.1	637.4	548.2	463.7	372.9	242.5
出口给水焓/ ($MJ \cdot kg^{-1}$)	1.328 6	1.311 4	1.179 0	0.938 4	—	—	—	—	—	—
加热器疏水出口焓/ ($MJ \cdot kg^{-1}$)	—	1.210 7	0.953 2	0.820 3	—	0.570 9	0.486 1	0.395 0	0.264 3	0.179 1
抽汽效率 ^[4]	—	0.435	0.406	0.363	0.306	0.260	0.221	0.179	0.132	0.061

收塔水平衡对吸收塔入口烟气温度的要求,两优化系统排至脱硫吸收塔入口前的烟气温度都从基准系统的115℃降为65℃。

2)除尘器入口烟气温度考虑在满足除尘器及下游设备(引风机)安全运行基础上最大限度降低飞灰比电阻,进一步降低电除尘器和引风机功耗,充分利用烟气热量,一般情况下,烟气温度取接近烟气酸露点温度,根据本工程煤质,可以将静电除尘器入口烟气温度定为90℃。

3)两优化系统与基准系统的煤质、锅炉等工程边界条件都相同,因此空预器入口烟气温度可以看作相等,取350℃。

4)对于冷风加热系统,由于静电除尘器出口至脱硫塔入口的烟气温度较低,烟气热量可用于加热冷二次风,静电除尘器入口前烟气温度较高,可用于继续加热冷一、二次风,继续提高空预器入口风温,考虑合理的空预器入口端差及水侧系统加热的烟温范围,优化系统1空预器入口一次风温和二次风温定为80℃,优化系统2空预器入口一次风温和二次风温定为100℃。

两优化系统水侧系统边界条件及设计原则综合考虑换热区域的烟气温度及合理的烟侧与水侧换热端差(一般取不小于15℃),按如下设计:

1)优化系统1凝结水取水接出点为8号低加出口,回水接入点为6号低加出口;优化系统2为两级换热装置,凝结水侧取水接出点为9号低加出口,回水接入点为5号低加出口比较合适,高压给水侧取水接出点为给水泵出口,回水接入点为蒸汽冷却器高压给水出口。

2)由于两优化系统烟气温度都从排烟温度115℃降至65℃,烟气放热量相等,根据热量守恒,烟气有效放热量等于空气侧和水侧的吸热量,为便于比较,冷风的吸热量按相等考虑,这可以通过调整各暖风器的换热面积实现,两优化系统水侧加热的热负荷也相等,跟主机厂配合算得水侧加热负荷为54.4167 MW;优化系统2为两级换热装置,凝结水侧加热负荷为25.5278 MW,高压给水侧加热负荷为28.8889 MW。

4.3 THA工况下两种系统的机组热效率计算

结合机组参数情况及两优化系统边界条件、设计原则,对热效率进行计算,如表3所示。

表3 燃用煤质分析

Tab. 3 Thermal efficiency calculation of two optimal system

机组热效率分析内容	符号	单位	THA
燃煤收到基低位发热量	$Q_{\text{net,ar}}$	MJ/kg	22.41
基准系统汽轮机热效率	η_i	—	0.495
管道效率	η_{gd}	—	0.99
基准系统锅炉效率	η_{sg}	—	0.945
基准系统发电标煤耗	b	g/kWh	265.76
计算燃料消耗量	B_j	t/h	353
基准系统锅炉排烟焓	H_{py}	MJ/kg	1.310.3
优化系统1锅炉排烟焓	H_{py1}	kJ/kg	738.2
优化系统2锅炉排烟焓	H_{py2}	kJ/kg	738.2
优化系统1锅炉效率提高值(烟气热量作为有效吸热量)	$\Delta\eta_{\text{sg1}}$	—	0.026
优化系统2锅炉效率提高值(烟气热量作为有效吸热量)	$\Delta\eta_{\text{sg2}}$	—	0.026
优化系统1用于加热凝结水的热负荷	Q_{c1}	MW	54.416.7
优化系统2用于加热凝结水的热负荷	Q_{c2}	MW	25.527.8
优化系统2用于加热高压给水的 热负荷	Q_{f2}	MW	28.888.9
优化系统1平均抽汽效率	η_{jp1}	—	0.199
优化系统2凝结水系统侧平均抽汽效率	η_{jp2c}	—	0.191
优化系统2高压给水系统侧平均抽汽效率	η_{jp2f}	—	0.404
基准系统燃用1kg燃煤获得的做功	N	MJ/kg	10.371.9
系统1燃用1kg燃煤获得的做功	N_1	MJ/kg	10.488.2
系统2燃用1kg燃煤获得的做功	N_2	MJ/kg	10.546.3
燃用1kg燃煤系统1比基准系统增加的做功	ΔN_1	kJ/kg	116.3
燃用1kg燃煤系统2比基准系统增加的做功	ΔN_2	kJ/kg	174.4
系统1比基准系统的热效率增加值	$\delta\eta_1$	—	0.011
系统2比基准系统的热效率增加值	$\delta\eta_2$	—	0.017
系统1比基准系统的节省发电标煤耗	δb_1	g/kWh	2.95
系统2比基准系统的节省发电标煤耗	δb_2	g/kWh	4.39
系统2比系统1的节省发电标煤耗	$\delta b'$	g/kWh	1.45

由计算结果可以看出,在凝结水侧,系统2加热了较低能级的凝结水,其平均抽汽效率要比系统1低一点,但高压水侧平均抽汽效率要比系统1高

得多, 所以其总等效做功要高 58.1 kJ/kg, 优化系统 1、优化系统 2 与基准系统相比, 机组热效率分别增加 0.011、0.017, 发电标煤耗可分别节省 2.95 g/kWh、4.39 g/kWh, 因此在相同的边界条件及设计原则下, 优化系统 2 比优化系统 1 的机组热效率要高 0.006, 发电标煤耗要降低 1.45 g/kWh, 节能效果更好。

5 结论

通过等效焓降法对两种锅炉尾部烟气热量深度利用系统进行定量分析, 可以更好的分析两种系统的节能效益。

1) 通过等效焓降法推导的机组热效率公式可以看出, 机组热效率收益取决于烟气焓降、水侧热负荷和各级省煤器对应的平均抽汽效率。当两优化系统烟气焓降及水侧热负荷一定时, 平均抽汽效率越高, 烟气热量利用的平均能级越高, 热效率收益越高。

2) 优化系统 2 设置了旁路烟气加热器、暖风器及低温省煤器系统, 烟气热量利用的温区更高, 热量利用的做功能级也更高, 因此机组热效率要比优化系统 1 要高。

3) 本文选取国内最新某 N1020-28/600/620 MW 等级、9 级回热系统的超超临界凝汽式机组 THA 工况为例, 在相同的边界条件及设计原则下, 优化系统 2 比优化系统 1 的烟气热量利用能级更高一些, 因此机组热效率要高 0.006, 发电标煤耗可以降低 1.45 g/kWh, 节能效益更好。

4) 虽然优化系统 2 有更好的节能效益, 但采用了空预器旁路烟道系统, 投资费用较高, 因此电厂需结合工程实际情况进行年费用分析, 选取合理系统, 确保取得最优的经济效益。

参考文献:

- [1] 黄新元, 孙奉仲, 史月涛. 电厂热系统增设低压省煤器的节能效果 [J]. 热力发电, 2008, 37(3): 56-58.
HUANG X Y, SUN F Z, SHI Y T. Energy-saving effect of additionally installed low-pressure economizer in thermodynamic system of thermal power plant [J]. Thermal Power Generation, 2008, 37(3): 56-58.
- [2] 赵之军, 冯伟忠, 张玲, 等. 电站锅炉排烟余热回收的理论分析与工程实践 [J]. 动力工程, 2009, 29(11): 994-997.
ZHAO Z J, FENG W Z, ZHANG L, et al. Theoretical analysis

and engineering practice of heat recovery from exhaust gas of power boilers [J]. Journal of Power Engineering, 2009, 29(11): 994-997.

- [3] 张华东, 张知翔, 贾兆鹏, 等. 低温省煤器与暖风器联合系统应用 [J]. 热力发电, 2016, 45(10): 127-131.
ZHANG H D, ZHANG Z X, JIA Z P, et al. Application of combined system of low pressure economizer and air heater [J]. Thermal Power Generation, 2016, 45(10): 127-131.
- [4] 邱季飞, 郑文广, 朱良松. 基于烟-风-水一体化的烟气余热深度利用研究 [J]. 发电与空调, 2016, 37(4): 21-25.
QIU J F, ZHENG W G, ZHU L S. Research on flue gas waste heat advanced utilization based on smoke-air-water integration [J]. Power Generation and Air Condition, 2016, 37(4): 21-25.
- [5] 杨勇平, 黄圣伟, 徐钢, 等. 电站锅炉烟气余热利用系统的热力学分析和优化 [J]. 华北电力大学学报, 2014, 41(1): 78-83.
YANG Y P, HUANG S W, XU G, et al. Thermodynamic analysis and optimization of the waste heat recovery system for utility boiler, 2014, 41(1): 78-83.
- [6] 林万超. 火电厂热系统节能理论 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1994: 22-55.
LIN W C. Energy saving theory for thermal system in power plants [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1994: 22-55.
- [7] 樊泉桂, 闫维平. 锅炉原理 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2004: 34-38.
FAN Q G, YAN W P. Boiler principles [M]. China Electric Power Press, 2004: 34-38.
- [8] 马金祥, 陈军. 低温省煤器在火力发电厂中的优化设计 [J]. 华电技术, 2016, 38(7): 15-19.
MA J X, CHEN J. Optimal design of low temperature economizer in thermal power plant [J]. Huadian Technology, 2016, 38(7): 15-19.

作者简介:



LI W K

李伟科 (通信作者)
1979-, 男, 广东兴宁人, 中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司机务环保部部长、高级工程师, 华南理工大学学士, 主要从事热力发电与节能研究 (e-mail) liweike@gedi.com.cn。

(责任编辑 郑文棠)