

耦合暖风器的燃煤电站烟气余热回收系统全工况性能研究

张国柱

大唐（北京）能源管理有限公司，北京市海淀区紫竹院路 120 号。 100097；

RESEARCH ON THE ALL OPERATION CONDITION PERFORMANCE OF COAL-FIRED POWER PLANT WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM INTEGRATED WITH AIR PRE-HEATER

ZHANG Guo-zhu

Datang (Beijing) Energy Management co. LTD, 120 Zizhuyuan Road, Haidian District, Beijing 100097

ABSTRACT: The waste heat recovery system integrated with air pre-heater is of high energy saving potential, with simple system structure, and suitable for the retrofit of coal-fired power plants. In this study, all operation condition performances of this system was investigated by developing off-design models and a case study of a 600 MW reference. The off-design characteristics of this waste heat recovery system with variable external and internal operational parameters were investigated in detail. Results show that the standard coal consumption rate could be decreased by $2.83 \text{ g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ with the integration of this waste heat recovery system, which increases with the power load but keeps almost unchanged when the environmental temperature changes. The internal operation parameters have slightly influence on the energy saving potential. Therefore, the inlet temperature of high temperature flue-gas cooler is suggested to be adjusted to guarantee the operation safety of waste heat recovery system.

KEY WORD: waste heat recovery ; off-design characteristics; flexibility; coal-fired power plant

摘要: 耦合暖风器的烟气余热利用系统节能潜力较大、系统形式较简捷且非常适用于在役电站改造的烟气余热回收系统形式，为研究该系统的全工况运行性能，论文建立了系统变工况分析模型，以某 600MW 机组为例，详细研究了系统在外部和内部运行参数变化时的变工况特性规律。研究结果表明：该系统可使机组在 100% 负荷下发电煤耗率降低 $2.83 \text{ g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ ，该系统的节煤量随着机组负荷降低而增加，但基本不受环境温度的影响。通过内部运行参数的变工况

特性研究发现，内部运行参数对节煤量的影响较小，因此可以通过提高高温烟气冷却器进口水温保证余热回收系统在低负荷下的安全运行。

关键词: 余热回收；变工况特性；灵活性；燃煤电站

1 前言

截止 2017 年底，我国发电装机容量已达 17.77 亿千瓦，其中火电占 62.24%（煤电约占火电装机总量的 90%），可再生能源发电占总装机容量的比例已达 35.74%^[1]。未来数年，我国风能、太阳能发电装机容量还将迅速增长^[2]。预计到 2030 年，我国燃煤发电量占总发电量的比例将下降至 50% 左右，燃煤发电将作为我国发电装机的基础，更多地承担电网负荷调节功能。因此，燃煤发电机组未来将长期频繁变负荷运行。同时，节能减排是我国经济社会发展长期坚持的国策，我国“十三五电力发展规划”对燃煤机组能耗指标的要求为新建燃煤发电机组平均供电煤耗低于 300 克标煤/千瓦时，现役燃煤发电机组经改造平均供电煤耗低于 310 克标煤/千瓦时^[3]。因此，灵活和高效运行是我国燃煤发电机组未来发展的战略需求和挑战。

对燃煤锅炉排烟余热进行回收利用是降低燃煤发电机组发电煤耗率的有效手段。同时，锅炉排烟经过烟气余热回收后，温度下降、体积流量下降，烟气降温的同时可以实现小颗粒灰尘颗粒的聚并，从而提高除尘器的脱除效率

[4,5]。因此,国内外学者对燃煤锅炉排烟余热的高效回收展开了大量的研究,并在近年来在各发电企业得到了广泛应用。上个世纪80年代,林万超^[6]最早提出了采用低温省煤器技术实现燃煤发电机组节能的思想,并基于等效热降理论建立了烟气余热回收系统的热经济性分析模型,为后续学者开展低温省煤器节能潜力分析奠定了理论基础。而后,国内外学者对低温省煤器的节能潜力进行了大量的分析和计算^[7,8]。Wang等^[9,10]对600MW机组采用低温省煤器系统进行了能耗特性分析和焓分析。对烟气余热回收系统进行优化可以进一步提高锅炉排烟余热回收的节能潜力。温山等^[11]提出在除尘器前后布置两级低压省煤器,并结合330MW机组对系统的节能潜力展开了研究。杨勇平等^[12,13]基于“温度对口,梯级利用”的原则,通过与暖风器耦合、空气预热器分级等方式对燃煤锅炉低温烟气余热回收系统展开了优化研究,提高了常规低温省煤器的节能潜力。

近年来,火电机组变负荷运行越来越频繁,针对烟气余热回收的节能潜力分析应该由系统定工况分析转变为全工况性能分析,但相关研究还比较缺乏。宋景慧等^[14]研究了负荷变化对深度余热利用系统热力参数和节能效果的影响,并对系统节能潜力的变化进行了分析。张国柱等建立了分隔烟道烟气余热回收系统变工况分析模型,对系统全工况性能进行了定量分析^[15]。

总体而言,现有研究主要集中在烟气余热回收系统的经济性分析、布置方式优化等方面,针对系统全工况特性的研究还比较缺乏,难以适应燃煤发电机组频繁变负荷的需求。耦合空气预热器的燃煤电站锅炉烟气余热回收系统是节能潜力较大、系统形式较简捷且非常适用于在役电站改造的烟气余热回收系统形式,但针对这一系统的全工况性能研究尚未见文献报道。因此,本文建立了耦合暖风器的锅炉排烟余热回收系统模型,结合某600MW机组实例,进而研究外部因素(负荷率、环境温度)、内部因素(系统运行参数)对系统关键运行参数和节能潜力的影响规律。通过本文研究旨在揭示该系统全工况节能潜力,同时基于系统的变工

况特性对其优化运行方法给出了建议。

2 耦合暖风器的余热回收系统

2.1 系统结构

耦合暖风器的锅炉排烟余热回收系统示意图如图1所示。该系统在空气预热器之后的烟道中布置高温烟气冷却器、低温烟气冷却器两级换热器,烟气热量回收后分别用来加热凝结水和循环热媒水。其中,循环热媒水在低温烟气冷却器中被加热后,进入暖风器中加热二次风。两级烟气冷却器的型式为H型翅片管换热器、暖风器的型式为螺旋翅片管换热器。

2.2 实例机组系统简介

本文案例机组为某660MW超临界机组,该机组主蒸、再热气温分别为605℃、603℃。主汽压力、再热压力分别为25.97MPa、4.79MPa。该机组采用8级回热,回热系统参数如表1所示。

煤质参数如表2所示,该煤质的低位发热量为21.19MJ/kg。由于系统安全运行的需要,在烟气换热器中一般控制其凝结水温度不低于70℃,离开烟气余热回收系统的烟气温为95℃。根据能量梯级利用的原则设计烟气余热回收系统,得到的关键节点参数皆标注在图1中。

3 理论分析模型

耦合暖风器的锅炉烟气余热回收系统由暖风器、高温烟气冷却器、低温烟气冷却器和空气预热器构成换热网络,该系统的变工况模型包括余热回收换热网络的变工况模型以及汽轮机系统变工况模型。

3.1 余热回收换热网络变工况模型

从流动及传热过程来看,烟气换热器和暖风器均是逆流式翅片管换热器,属于单相表面式换热器,因此可对其建立统一的变工况计算模型。

烟气流过方形翅片管的换热系数计算公式为:

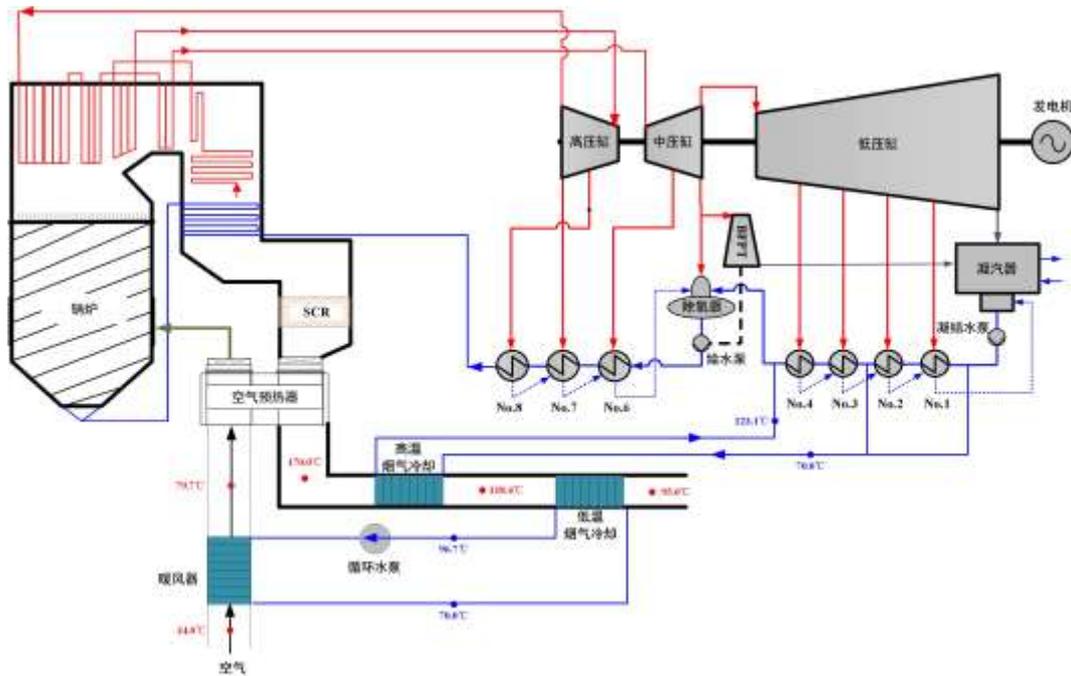


图 1 耦合暖风器的锅炉烟气余热回收系统示意图

Fig.1 Waste Heat Recovery System Integrated with Air Pre-Heater

表 1 汽轮机回热系统热力参数

Tab 1 Thermal parameters of heat regenerative system

加热器编号	抽汽焓/(kJ·kg ⁻¹)	出口水焓/(kJ·kg ⁻¹)	疏水焓/(kJ·kg ⁻¹)
1	3177.7	1274.9	1166
2	3081	1138	958.9
3	3452.8	942.2	830.8
除氧器	3243.2	780.6	-
5	2976.5	583.3	518
6	2845.8	496.1	435.1
7	2723	413.5	345.2
8	2595.2	324	165

表 1 煤质参数

Tab 1 Compositions of feeding coal

项目	C _{ar} (%)	H _{ar} (%)	O _{ar} (%)	N _{ar} (%)	S _{ar} (%)	A _{ar} (%)	M _{ar} (%)
数值	55.37	2.97	6.48	1.02	0.35	21.22	12.6

$$\alpha_1 = 0.105 C_z C_s \frac{\lambda_y}{s} \left(\frac{d}{s} \right)^{-0.54} \left(\frac{h}{s} \right)^{-0.14} \left(\frac{v_y \cdot s}{\nu_y} \right)^{0.72} \quad (1)$$

式中: C_z 为管束中烟气行程方向管排数修正系

数; C_s 为考虑管束中管子几何布局的修正系数; λ_y 为烟气的导热系数, $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$; s 为肋片节距, m ; d 为换热管光管外径, m ; h 为肋片高度, m ; v_y 为烟气流速, $m \cdot s^{-1}$; ν_y 为烟气的运动粘度, $m^2 \cdot s^{-1}$ 。

不考虑金属导热热阻和灰污层热阻，烟气换热系数的计算公式为：

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1zs}} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{H_2}{H_1}} \quad (2)$$

式中： α_{1zs} ：烟气侧折算对流换热系数， $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$ ； α_2 ：水侧对流换热系数， $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$ ； H_1 和 H_2 分别为管内侧和管外侧换热面积， m^2 。 α_{1zs} 取决于烟气对管壁的对流换热系数 α_1 和肋片及污垢层的热阻。由于水侧热阻约为总热阻的 5%，且在机组变工况时水侧换热系数与烟气侧换热系数具有类似的变化规律，因此可以采用烟气侧换热系数 α_1 变化来修正变工况总换热系数。

分析式(1)可知，对于设计好的烟气换热器，忽略烟气物性的变化，烟气侧的换热系数与其流速的 0.72 次方成正比，因此，烟气换热器的变工况总换热系数与烟气流量的关系为：

$$K = K_0 \times \left(\frac{G_y}{G_{y0}} \right)^{0.72} \quad (3)$$

式中： K_0 ：设计工况下烟气换热器的总换热系数， $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$ ； G_y ：变工况时烟气流量， $kg \cdot s^{-1}$ ； G_{y0} ：设计工况下烟气流量， $kg \cdot s^{-1}$ 。

烟气换热器变工况的具体计算流程为：

(1)已知设计工况下的烟气流量 G_{y0} 、换热量 Q_0 和对数换热温差 Δt_0 ，以及变工况下的烟气流量 G_y 、水流量 D_w 、烟气进口温度 t_{yi} 和水进口温度 t_{wi} ；

(2)假设变工况下的换热量 Q ；

(3)根据热平衡方程和 Q 、 G_y 、 t_{yi} 、 D_w 、 t_{wi} 求得烟气出口温度 t_{yo} 、水出口温度 t_{wo} 和对数换热温差 Δt ；

(4)判断是否小于某定值，若不满足该条件则需重新执行(2)~(4)步，直到计算收敛。

对于暖风器的变工况计算，只需将换热管外侧工质由烟气替换为空气，二者计算方法相同。增加烟气余热回收和暖风器后系统烟风侧和水侧阻力计算方法参照文献^[6]。

3.2 汽轮机系统变工况分析模型

汽轮机变工况主要是确定汽轮机回热系统各级抽汽压力、抽汽量以及各汽轮机级组效率。回热抽汽压力，利用弗留格尔公式确定^[7]，一般抽汽量比例于汽轮机的进汽量 D_0 ，即：

$$P_r = P_{r0} \frac{D_0}{D_{00}} \quad (4)$$

式中： D_0 、 D_{00} 为计算工况、设计工况通过级组的蒸汽流量， $kg \cdot s^{-1}$ ； P_r 、 P_{r0} 为计算工况、设计工况蒸汽压力，MPa；

回热系统各回热加热器端差和下端差在变工况计算中保持不变，回热加热器各抽汽管道的压损的相对值保持不变，即：

$$\Delta P_r = \Delta P_r / P_r = const \quad (5)$$

$$\Delta T_{up} = const \quad (6)$$

$$\Delta T_{down} = const \quad (7)$$

而汽轮机各级组的相对内效率则按照汽轮机各个工况的热平衡图进行拟合得到。

4 外部因素变工况特性研究

影响烟气余热回收系统的外部因素包括负荷率和环境温度，以下分析了外部因素对系统关键参数和能耗特性的影响规律，分析为单因素分析方法。

4.1 余热回收换热网络变工况模型

机组负荷变化对烟气余热回收系统工质温度和净节煤量的影响规律分别如图 2、图 3 所示，计算过程中保持低压缸排汽压力为 4.9kPa。

从图 2 可以看出，低温烟气冷却器的出口烟气温度 t_{yo} 和暖风器出口空气温度 t_{ao} 随负荷的下降而下降，当负荷降低至 70%时， t_{yo} 会下降至 90℃以下，需要注意低温烟气冷却器的防腐问题；负荷从 100%降至 50%时， t_{ao} 仅下降 5℃，这一特性有助于提高低负荷下锅炉的热风温度，以保证炉膛内的稳定燃烧。低温烟气冷却器进口水温 t_{wi} 基本不随负荷发生变化，该特性有助于系统的安全运行。

从图 3 可以看出，机组在 100%负荷下的

净节煤量为 $2.83\text{g}\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$ ，当机组负荷下降时，其回收余热产生的节煤量基本不变，而厂用电折算煤耗率的增大量则下降(烟气余热回收系统的耗电功率与烟气流量的立方成正比)，因此净节煤量上升。究其原因，负荷下降时，锅炉排烟温度及烟气流量均下降，使得可回收的余热减少；但与此同时，由于进入高温烟气冷却器的凝结水温度保持不变，使得所回收的余热被更多地利用在更高的能级、系统的热经济性提高；两者相互抵消，使回收余热产生的节煤量基本不变。因此，该烟气余热回收系统在低负荷下具有更好的节能效果。

4.2 环境温度变化

本文采用排汽压力所对应的饱和蒸汽温度

与暖风器进口空气温度同步变化、且变化数值相同的方式来模拟外界环境温度变化对烟气余热回收系统变工况性能的影响。图 4 给出了 100% 负荷下，环境温度影响导致排汽压力变化时，烟气余热回收系统工质温度和净节煤量的变化规律。从图 4 可以看出，排汽压力下降时，低温烟气冷却器的出口烟温 t_{y0} 和进口循环水温度 t_{wi} 下降； t_{wi} 的下降幅度较大，在外界环境温度较低时，低温烟气冷却器可能会出现腐蚀。

烟气余热回收系统节煤量随环境温度的变化规律如图 5 所示。从图 5 中可以看出，排汽压力下降时机组净节煤量上升，但变化幅度不大。

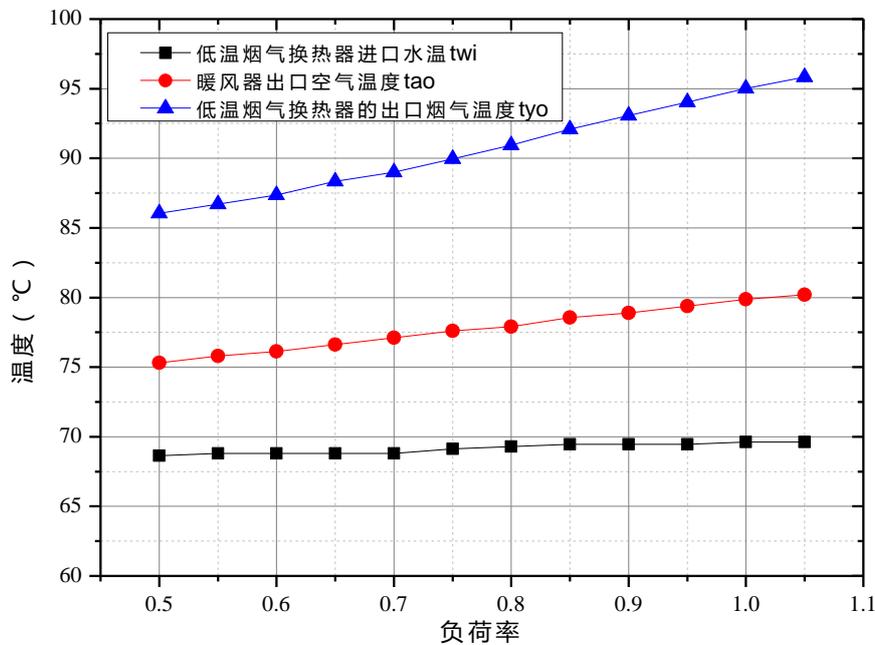


图 2 系统温度参数随负荷率变化规律

Fig.2 The change of system temperature parameters along with load ratio

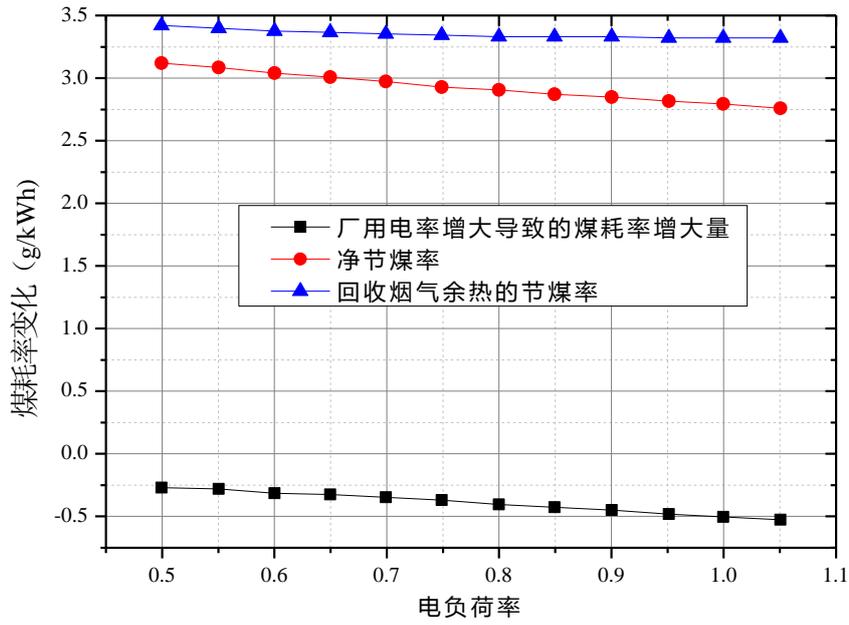


图 3 系统节煤率随负荷率变化规律

Fig.3 The change of standard coal saving rate along with load ratio

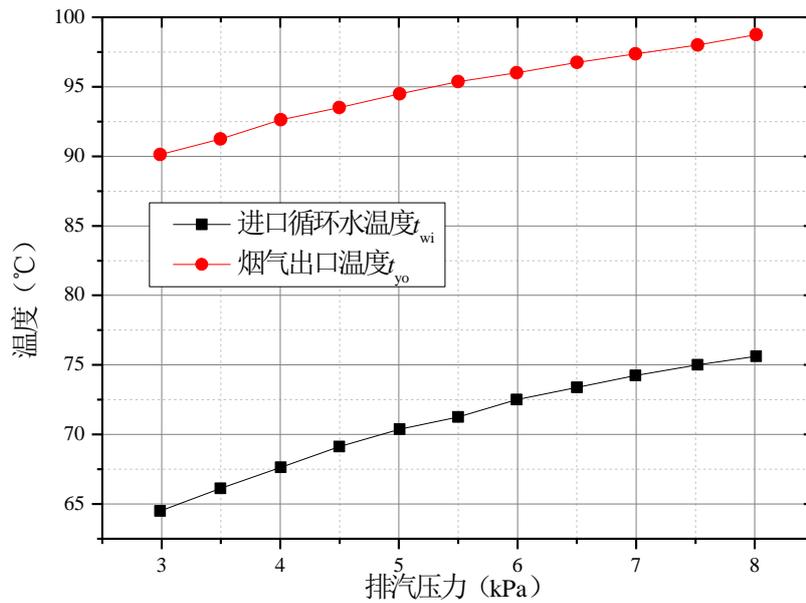


图 4 系统温度参数随环境温度变化规律(100%负荷)

Fig.4 The change of system temperature parameters along with environmental temperature (100% load)

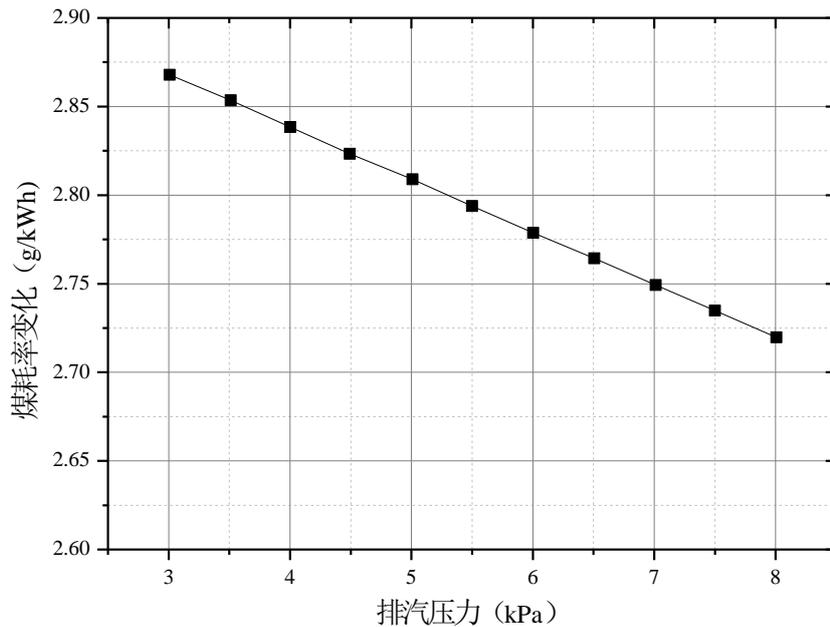


图5 系统节煤率随环境温度变化规律(100%负荷)

Fig.5 The change of standard coal saving rate along with environmental temperature (100% load)

5 内部运行参数变工况特性规律

系统不同负荷率运行时, 烟气余热回收系统内部运行参数可以变化和调整, 通过调整内部运行参数有望适应系统不同负荷率的运行需要, 实现系统高效安全运行。为此, 本文研究了系统内部运行参数变化性系统的变工况特性, 内部运行参数包括: 高温烟气冷却器运行参数(包括高温烟气冷却器入口凝结水流量和入口凝结水温度)、低温烟气冷却器运行参数(循环水流量)。

5.1 高温烟气冷却器运行参数

为研究高温烟气冷却器凝结水流量 D_g 变化对系统性能的影响, 定义分水系数为流过高温烟气冷却器的凝结水流量 D_g 与主蒸汽流量之比。引入流量倍数, 其含义为流过高温烟气冷却器的凝结水流量 D_g 与分水系数保持设计值时的流量之比。高温烟气冷却器进口凝结水由7号低加出口及8号低加进口引出的凝结水混合而成, 其温度设计值为 70°C , 在机组运行时可通过改变其流量比例来调节其温度, 从而对系统性能产生影响。为研究高温烟气冷却器进口凝结水温度 t_{gi} 变化对系统性能的影响, 定义凝结水温升为变工况运行时 t_{gi} 与设计值 70°C 的差值。

图6(a)给出了75%负荷下, 高温烟气冷却器凝结水流量 D_g 变化时, 烟气余热回收系统工质温度和净节煤量的变化规律。从图5可以看出, 随着 D_g 的下降, 低温烟气换热器的出口烟温 t_{yo} 和进口循环水温度 t_{wi} 均上升; 在计算的流量范围内, 净节煤量随 D_g 的增加先增加、后减小, 在设计分水系数对应的流量附近存在最佳值。当 D_g 下降30%时, t_{yo} 上升 5.3°C , t_{wi} 上升 3.5°C 。

图6(b)给出了75%负荷下, 高温烟气冷却器进口凝结水温度 t_{gi} 变化时, 烟气余热回收系统工质温度和净节煤量的变化规律。从图7可以看出, 在所计算的 t_{gi} 变化范围之内, t_{yo} 和 t_{wi} 随着 t_{gi} 的升高而升高, 系统的净节煤量随着 t_{gi} 的升高略有增加。当 t_{gi} 升高 10°C 时, t_{yo} 升高 4.5°C 、 t_{wi} 升高 2.2°C 。

系统净节煤量随高温烟气冷却器运行参数的变化规律如图7所示, 从图7可以看出系统净节煤量变化不超过 $0.1 \text{ g}\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$, 因此可在 t_{yo} 和 t_{wi} 较低时, 通过减小 D_g 、提高 t_{gi} 来保证系统安全运行。

5.1 低温烟气冷却器运行参数

为研究低温烟气冷却器循环水流量 D_d 变化对系统性能的影响, 仍引入流量倍数, 其含

义为低温烟气冷却器实际循环水流量 D_d 与循环水设计流量之比。

图8给出了75%负荷下,低温烟气冷却器循环水流量 D_d 变化时,烟气余热回收系统工质温度和净节煤量的变化规律。图9给出了系统节煤量随着低温烟气冷却器运行参数的变化规

律。可以看出,在所计算的 D_d 变化范围之内,系统的节能效果基本不变, t_{y0} 和 t_{wi} 的变化幅度很小,其中 t_{wi} 随 D_d 的增加而增加。因此,改变 D_d 可作为调节暖器出口循环水温度的一种辅助措施。

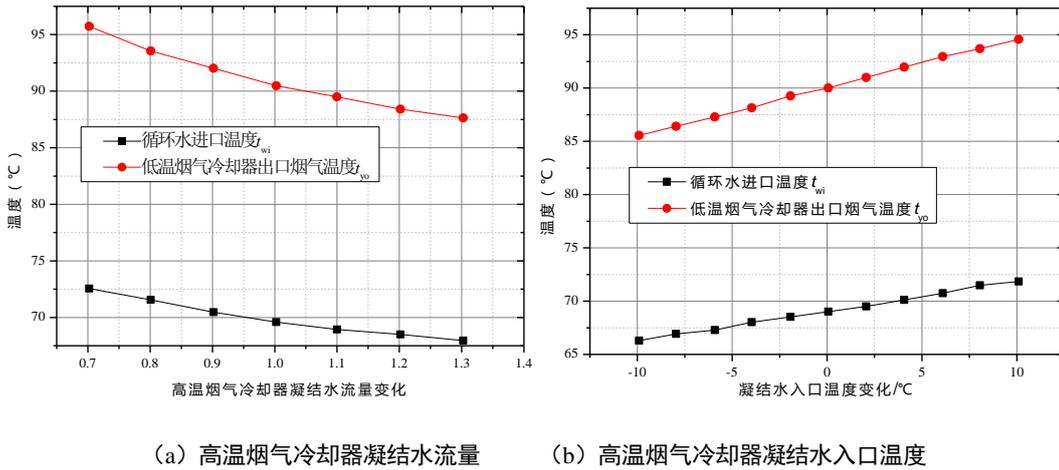


图6 高温烟气冷却器运行参数对系统温度参数的影响规律(75%负荷)

Fig.6 The change of system temperature parameters along with operation parameters of high temperature fluegas cooler (75% load)

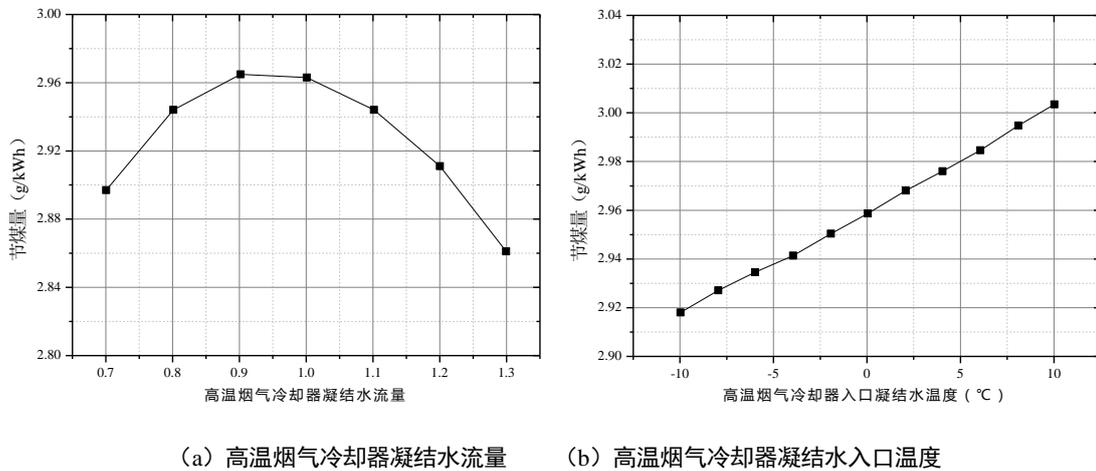


图7 高温烟气冷却器运行参数对系统节煤率的影响规律(75%负荷)

Fig.7 The change of standard coal saving rate along with operation parameters of high temperature fluegas cooler (75% load)

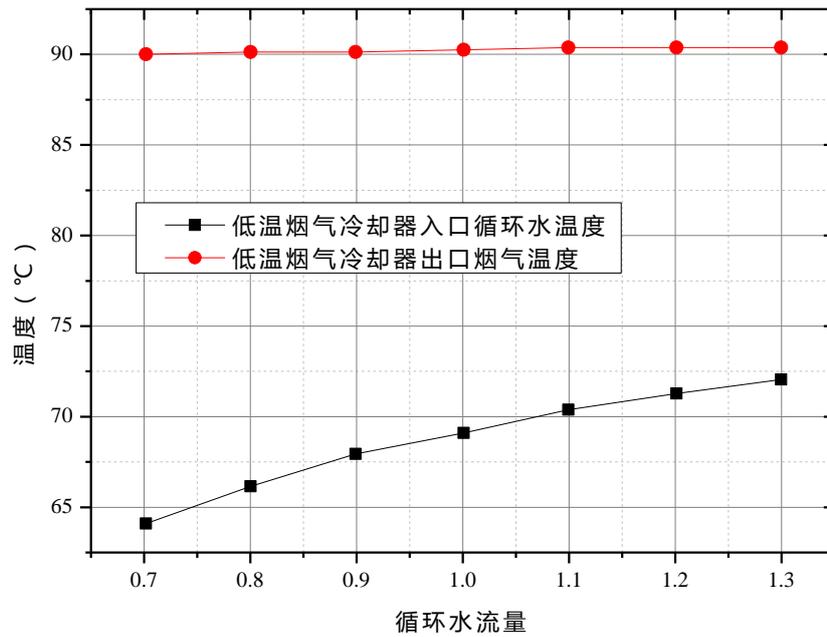


图 8 低温烟气冷却器运行参数对系统温度参数的影响规律(75%负荷)

Fig.8 The change of system temperature parameters along with operation parameters of low temperature fluegas cooler (75% load)

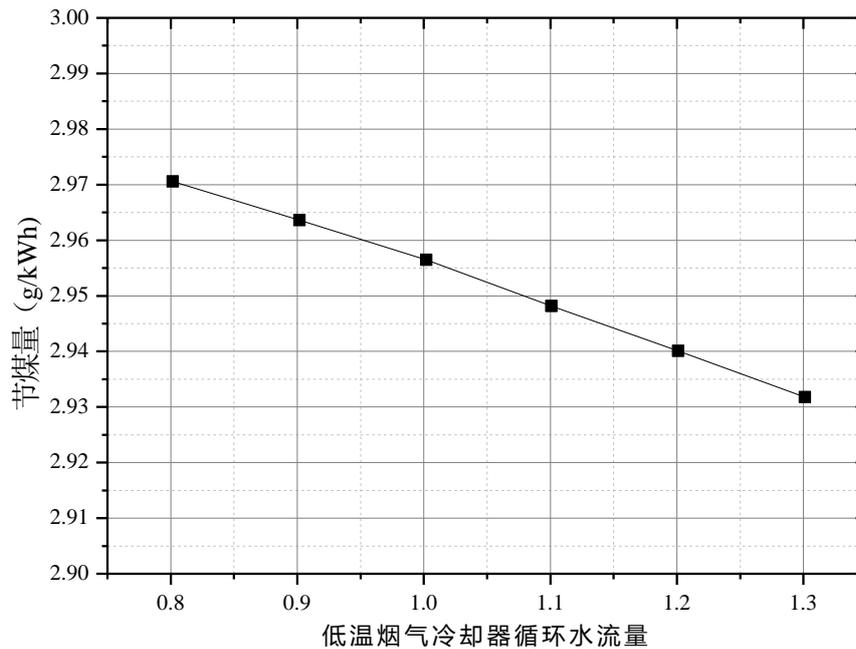


图 9 低温烟气冷却器运行参数对系统节煤率的影响规律(75%负荷)

Fig.7 The change of standard coal saving rate along with operation parameters of low temperature fluegas cooler (75% load)

6. 总结

本文针对耦合暖风器的烟气余热回收系统的全工况特性展开研究,建立了系统变工况分析模型,结合某 600MW 机组实例,对系统参数和节煤量随内外因素变化时的变工况特性规律展开了详细研究,得到了以下主要结论:

系统在 100% 负荷下的净节煤量为 $2.83\text{g}\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$, 机组净节煤量随着负荷的下降而上升,但基本不受环境温度的影响,内部运行参数变化对系统节煤量的影响同样较小。

随着环境温度降低,低温烟气冷却器出口温度和低温烟气冷却器入口循环水温度

均降低。可以通过减小高温烟气冷却器的凝结水流量、增大低温烟气冷却器的循环水流量和提高高温烟气冷却器的进口水温三种调节措施,来提高低温烟气冷却器出口烟温低温烟气冷却器出口温度和进口水温低温烟气冷却器入口循环水温度,以防止低温腐蚀、保证机组安全运行;建议优先采用提高的调节措施。

参考文献

- [1] 中国电力企业联合会. 2017年全国电力工业统计快报数据—览表 [EB/OL].2018[http://www.cec.org.cn/guihuayutongji/tongjixinxi/n iandushuju/2017-01-20/164007.html].
- [2] 国家发展改革委. 国家发展改革委关于印发《可再生能源发展“十三五”规划》的通知 [EB/OL].2016[1月31日].http://www.ndrc.gov.cn/zcfb/zcfbtz/201612/t20161216_830264.html.
- [3] 国家发展改革委, 国家能源局. 电力发展“十三五”规划(2016-2020年) [EB/OL].2016[1月31日].http://cape.ndrc.gov.cn/zcfg/201701/P020170112341246054484.pdf.
- [4] Li Y, Yan M, Zhang L, et al. Method of flash evaporation and condensation – heat pump for deep cooling of coal-fired power plant flue gas: Latent heat and water recovery[J]. APPLIED ENERGY, 2016, 172:107-117.
- [5] Li Z, Sun F, Ma L, et al. Low-pressure economizer increases fly ash collection efficiency in ESP[J]. APPLIED THERMAL ENGINEERING, 2016, 93:509-517.
- [6] 李笑乐, 林万超, 徐永康, 等. 火电厂用低压省煤器节能[J]. 能源, 1984, (05): 35-36.
- X Li, W Lin, Y Xu, et al. 1984, (05): 35-36 (in Chinese).
- [7] 张红方, 王勇, 田松峰, 等. 基于等效焓降法的低压省煤器系统经济性分析[J]. 节能技术, 2011, 29(05): 457-461.
- H Zhang, Y Wang, S Tian, et al. 2011, 29(05): 457-461 (in Chinese).
- [8] 任彦, 赵宁, 陈晓峰. 火力发电厂低压省煤器系统的节能效果研究[J]. 热能动力工程, 2013, 28(04): 372-375.
- Y Ren, N Zhao, X Chen. 2013, 28(04): 372-375 (in Chinese).
- [9] Wang C, He B, Yan L, et al. Thermodynamic analysis of a low-pressure economizer based waste heat recovery system for a coal-fired power plant[J]. ENERGY, 2014, 65:80-90.
- [10] Wang C, He B, Sun S, et al. Application of a low pressure economizer for waste heat recovery from the exhaust flue gas in a 600 MW power plant[J]. ENERGY, 2012, 48(1):196-202.
- [11] 温山, 阎维平, 常建刚, 等. 双级低压省煤器技术及其经济性分析[J]. 热力发电, 2013, 42(02): 7-11.
- S Wen, W Yan, J Chang, et al. 2013, 42(02): 7-11 (in Chinese).
- [12] Yang Y, Xu C, Xu G, et al. A new conceptual cold-end design of boilers for coal-fired power plants with waste heat recovery[J]. ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT, 2015, 89:137-146.
- [13] Xu G, Xu C, Yang Y, et al. A novel flue gas waste heat recovery system for coal-fired ultra-supercritical power plants[J]. APPLIED THERMAL ENGINEERING, 2014, 67(1-2):240-249.
- [14] 宋景慧, 李永毅, 李方勇, 等. 电站锅炉深度余热利用系统变工况节能效果分析[J]. 锅炉技术, 2015, (06): 6-12.
- J Song, Y Li, F Li, et al. 2015, (06): 6-12 (in Chinese).
- [15] 张国柱, 刘明, 张钧泰, 等. 集成新型锅炉烟气热能回收系统的600MW机组全工况性能分析[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(12): 3588-3596.
- G Zhang, M Liu, J Zhang, et al. 2018, 38(12): 3588-3596 (in Chinese).
- [16] 张鸣远, 景思睿, 李国君. 高等工程流体力学[M]. 高等教育出版社, 2012.
- [17] 林万超. 火电厂热系统节能理论[M]. 西安交通大学出版社, 1994.

收稿日期:

作者简介:

张国柱(1983—), 男, 天津人, 高级工程师, 注册公用设备工程师, 主要从事发电系统节能及能源高效利用等方面研发和应用工作。

电话: 15801356931; E-mail: zgzwjn@163.com.