



两种烟气热量全温区吸收方式对三压缩sCO₂燃煤发电系统性能影响分析

王兆福¹, 徐进良^{1,2*}, 孙恩慧¹, 刘国华¹, 郭源东¹

1. 华北电力大学低品位能源多相流与传热北京市重点实验室, 北京 102206;

2. 华北电力大学电站能量传递转化与系统教育部重点实验室, 北京 102206

* E-mail: xjl@ncepu.edu.cn

收稿日期: 2021-11-01; 接受日期: 2021-12-07; 网络版发表日期: 2022-06-20

国家自然科学基金(批准号: 52130608, 51821004)资助项目

摘要 超临界二氧化碳(supercritical CO₂, sCO₂)三压缩循环(tri-compression, TC)与再压缩循环(recompression cycle, RC)相比有较大的效率提升, 为进一步提升燃煤sCO₂发电系统效率, 有必要构建TC燃煤发电系统. 烟气热量全温区吸收是超临界二氧化碳循环应用于燃煤热源时会面临的关键问题之一, 目前主要有两种解决方法, 分别为基于能量复叠利用原理构建复合循环(overlap energy utilization, OEU)和尾部烟道添加烟气冷却器(flue gas cooler, FGC). 本文以三压缩+再热(tri-compression plus reheating, TC+RH)为基本循环, 耦合锅炉水动力模型, 基于两种烟气热量全温区吸收方法, 构建了OEU和FGC两个燃煤发电系统, 针对烟气中低温区余热吸收性能进行对比分析. 研究发现, 由于FGC系统中温区工质吸热能力不足, 并且受限于尾部受热面30°C夹点温差, 锅炉排烟温度高达172.6°C, 锅炉效率仅为90.64%. 对于OEU系统, 锅炉排烟温度可降低至126.0°C, 对应的锅炉效率为92.85%, 满足系统性能的要求. 另外, FGC系统烟气中温区和低温区的传热焓损均高于OEU系统, 说明OEU系统锅炉中低温区的烟气与工质能级更加匹配.

关键词 三压缩sCO₂循环, 全温区, 能量复叠利用, 烟气冷却器, 锅炉

1 引言

超临界CO₂(supercritical CO₂, sCO₂)循环, 是指以超临界CO₂为循环工质吸收热源热量并驱动透平做功, 带动发电机发电的热力循环. 与水蒸气循环相比, sCO₂循环具有以下优点^[1,2]: (1) 临界参数低(304.13 K/7.377 MPa), 容易达到超临界态. (2) CO₂与金属材料化学反应速率小于水蒸气, 为提高主蒸气温压参数奠定

了基础. (3) sCO₂循环系统紧凑, 为发电系统深度调峰提供了理论依据.

sCO₂循环在20世纪50年代首次被提出^[3], Feher^[4]在1967年发表论文对简单回热布雷顿循环(simple recuperated Brayton cycle, SC)进行分析, 该循环由一个透平、一个加热器、一个回热器、一个压缩机以及一个冷却器组成. SC回热器两侧工质热容不匹配, 导致回热器换热温差大, 循环效率低. 考虑到以上问题,

引用格式: 王兆福, 徐进良, 孙恩慧, 等. 两种烟气热量全温区吸收方式对三压缩sCO₂燃煤发电系统性能影响分析. 中国科学: 技术科学, 2022, 52: 1859–1868
Wang Z F, Xu J L, Sun E H, et al. Effect of two methods for flue gas energy extraction over the entire temperature range on the tri-compression sCO₂ coal-fired power plant (in Chinese). Sci Sin Tech, 2022, 52: 1859–1868, doi: 10.1360/SST-2021-0504

Angelino^[5]在SC的基础上新增一个辅压缩机和一个低温回热器, 构建了再压缩循环(recompression cycle, RC), 该循环将低温回热器高温侧出口的工质分为两部分, 一部分经冷却器冷却和主压缩机加压后进入低温回热器吸热, 另一部分直接进入辅压缩机增压, 两股流体在低温回热器低温侧出口汇合. 该循环平衡了低温回热器两侧热容量, 减小了回热器换热温差, 同时也减少了冷却器散热损失, 大幅度提升了sCO₂循环效率. 随后sCO₂循环的研究没有突破RC的基本结构, 大量的研究工作是针对RC的优化展开的^[6-10]. Dostal等人^[11,12]和Moisseytsev等人^[13,14]认为RC结构简单、高效, 可作为第四代核能关键技术的基本循环. 间冷由于效率提升少且增加了系统复杂性, 故在核能sCO₂系统中应用较少. 对于集中式光热发电, 空冷方式讨论较多^[10,15-17], 主压缩机入口温度较高, 压缩机耗功增加, 增加中间冷却器可以有效减少压缩功, 有效提升系统效率^[18]. 再热布置可以有效提升系统的热力学性能, 但是再热级数过多会增加系统的复杂性及成本.

那么再压缩循环是sCO₂布雷顿循环的终极循环结构吗? 是否可以进一步挖掘sCO₂循环的效率优势? 基于以上问题, 课题组引入协同学原理^[19], 对照水蒸气机组多级抽气-回热方法, 挖掘了sCO₂循环多级压缩-回热的效率提升路径. 例如, RC可拆分成两个SC, 用SC1和SC2表示, 每个SC都具有一定份额的流量, 其中只有SC1向环境释放热量, SC2的热量释放到SC1中, 从系统的角度来看, SC2的等效效率为1, 这就是RC效率高于SC的原因. 按以上思路, 构建三压缩循环(tri-compressions cycle, TC), 在主气参数为550°C/20 MPa的条件下, TC循环的热效率比RC高2%左右^[20,21]. 将TC循环应用于燃煤领域有望进一步提升燃煤发电系统效率.

sCO₂循环适合于中高温热源, 燃煤烟气温区跨越1500~100°C, 烟气热量全温区吸收是sCO₂燃煤发电系统的关键问题之一^[22]. 目前主要有两种解决办法: (1) 尾部烟道添加烟气冷却器(flue gas cooler, FGC)^[23-28], 从sCO₂循环的某个点(例如, 某压缩机出口)抽取一部分CO₂流体, 流经安装在尾部烟道的烟气冷却器, 吸收中温烟气热量, 然后返回到sCO₂循环中. 在这种设计中, FGC和空气预热器(air pre-heater, AP)共同担负烟气中低温余热吸收的功能. FGC可将排烟温度控制在合理范围, 因而可保证较高的锅炉效率. (2) 基于能量

复叠利用原理(overlap energy utilization, OEU)构建复合循环^[29,30], 顶循环吸收高温区烟气热量, 底循环吸收中温区和部分高温区烟气热量, 空预器吸收低温烟气热量. 高温区热量既被顶循环吸收又被底循环吸收的温区称为复叠区. 复叠区的设置提升了底循环吸热温度及效率, 彻底消除了顶底循环效率差, 复合循环效率达到最大.

以上方法和结论均是基于RC得出的, TC相较于RC回热度更高, 热源入口温度更高, 当TC与燃煤热源耦合时, 中低温区的余热吸收问题会更突出, OEU和FGC是否可以应用于TC燃煤发电系统, 性能如何? 为回答以上问题, 本文选用三压缩+再热(tri-compression plus reheating, TC+RH)为基本循环结构, 基于两种不同的余热吸收方法, 构建两个TC燃煤sCO₂系统, 从锅炉效率和烟气中低温区换热焓损两方面对两个系统的性能进行对比分析, 结论可为三压缩sCO₂燃煤系统的构建提供指导.

2 三压缩sCO₂燃煤发电系统数学模型

2.1 两种sCO₂燃煤发电系统

2.1.1 基于能量复叠利用原理构建的sCO₂燃煤发电系统

图1(a)为基于能量复叠利用原理所构建的三压缩sCO₂燃煤发电系统(简称OEU系统), 表面上看起来是一个循环, 但实际上是顶底循环经过能量复叠利用和设备共享之后的结果. 能量复叠利用原理的核心思想是在高温烟气区域设置复叠区, 复叠区的烟气热量既被顶循环吸收, 又被底循环吸收. 因此, 底循环不仅吸收了全部中温烟气热量, 还吸收了部分高温烟气的热量, 提升了底循环的吸热温度及透平入口温度, 使底循环和顶循环具有相同的效率, 消除了顶底循环间的效率差, 提升了整个系统的效率. 图1(b)和(c)分别为顶循环和底循环的*T-s*图. 系统的详细构建过程可参考文献^[30]. 系统由1台燃煤锅炉、2台透平、3台压缩机、2个高温回热器、1个中温回热器、1个低温回热器、1个冷却器以及一个外置式空气预热器(external air pre-heater, EAP)组成, 外置式空气预热器的作用是将底循环多余的CO₂热量通过空气介质返回到锅炉炉膛中.

2.1.2 基于添加烟气冷却器法构建的sCO₂燃煤发电系统

图2(a)为基于FGC法构建的三压缩sCO₂燃煤发电

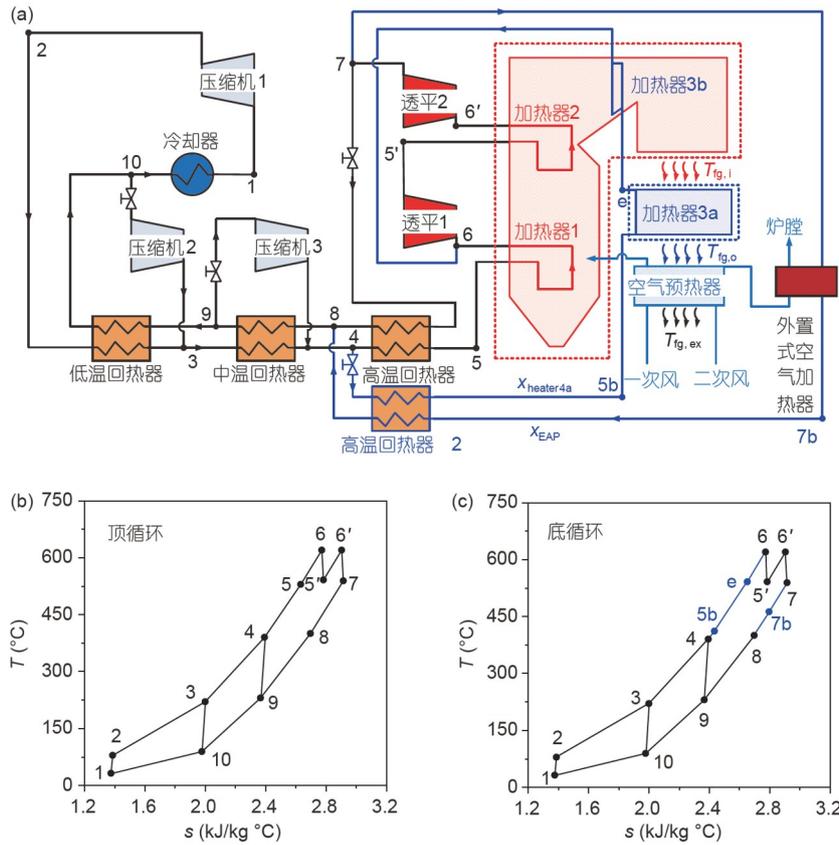


图1 (网络版彩图) (a) OEU系统流程图; (b) 顶循环 $T-s$ 图; (c) 底循环 $T-s$ 图

Figure 1 (Color online) (a) Flow chart of OEU system; $T-s$ curve of top cycle (b) and $T-s$ curve of bottom cycle (c).

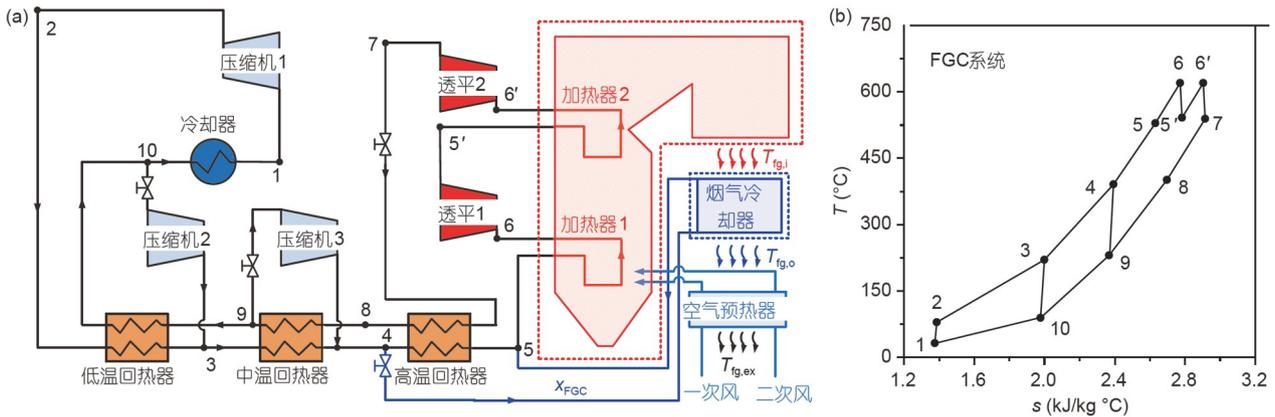


图2 (网络版彩图) FGC系统流程图(a)和循环 $T-s$ 图(b)

Figure 2 (Color online) Flow chart (a) and $T-s$ curve (b) of FGC system.

系统(简称FGC系统), 该系统由一个三压缩 CO_2 循环组成, 图2(b)为循环 $T-s$ 图. 主循环吸收高温烟气热量, 从压缩机3出口抽取一部分 CO_2 流体, 流经安装在尾部

烟道的烟气换热器FGC, 吸收中温烟气热量. 在这种设计中, FGC和空气预热器共同担负烟气中低温余热吸收的功能. 系统由1台燃煤锅炉、2台透平、3台压缩

机、1个高温回热器、1个中温回热器、1个低温回热器及1个冷却器构成。

2.2 计算模型

本文的热力计算通过MATLAB编制程序完成, CO₂的物性参数从REFPROP软件中调用. 整个计算模型分为热力系统的热力学模型和锅炉模型. 热力学模型提供给定的循环边界条件, 表1给出了本文热力计算相关设计参数. 锅炉模型耦合炉膛热力计算和冷却壁水动力计算.

锅炉内烟气放热温区与工质吸热温区的匹配是sCO₂燃煤发电系统热力设计的关键, 尤其是中低温区. $T_{fg,i}$ 为高、中温区的分界温度, $T_{fg,o}$ 为中、低温区的分界温度, $T_{fg,ex}$ 为锅炉排烟温度. 本文系统热力设计的原则是 $T_{fg,i}$ 与对应位置处的工质温差不小于40°C, $T_{fg,o}$ 与对应位置处的工质温差不小于30°C^[29,31].

烟气侧放热量^[32]:

$$Q_{fg,H} = B_{cal} \cdot (h_{fg,flame} - h_{fg,i}), \quad (1)$$

$$Q_{fg,M} = B_{cal} \cdot (h_{fg,i} - h_{fg,o}), \quad (2)$$

表1 循环计算和锅炉设计相关参数^[31] Copyright©2021, Elsevier B.V.

Table 1 Parameters for the cycle computations and boiler design [31] Copyright©2021, Elsevier B.V.

参数	数值
机组容量 (MWe)	100
透平1入口温度 (°C)	620
透平1入口压力 (MPa)	28
压缩机1入口温度 (°C)	32
压缩机1入口压力 (MPa)	7.6
回热器压降 (MPa)	0.1
回热器夹点温差 (°C)	10
透平等熵效率 (%)	91
压缩机等熵效率 (%)	89
环境温度 (°C)	20
过量空气系数	1.2
空预器一次风入口温度 (°C)	31
一次风温度 (°C)	320
一次风占总风量比例 (%)	19
空预器二次风入口温度 (°C)	23
二次风占总风量比例 (%)	81
锅炉内受热面夹点温度 (°C)	30

$$Q_{fg,L} = B_{cal} \cdot (h_{fg,o} - h_{fg,ex}), \quad (3)$$

式中, $Q_{fg,H}$, $Q_{fg,M}$ 和 $Q_{fg,L}$ 分别为烟气在高温区、中温区和低温区的放热量, B_{cal} 为燃煤量, $h_{fg,flame}$, $h_{fg,i}$, $h_{fg,o}$, $h_{fg,ex}$ 分别为不同位置处的烟气焓.

$$h_{fg} = \sum_{i=1}^M \phi_i h_i + h_{fh}, \quad (4)$$

式中, h_{fg} 为单位质量煤燃烧生成烟气的焓, h_{fh} 为单位质量煤燃烧所产生飞灰的焓, M 为烟气中不同气体的种类, 主要包括CO₂, SO₂, N₂, O₂和H₂O蒸汽, ϕ_i 为第*i*种组成气体的容积百分数, 与煤种成分有关. 本文选用的设计煤种收到基成分如表2所示.

OEU系统中温区温度匹配的基本原则:

$$\begin{cases} T_{fg,i} - T_c \geq 40^\circ \text{C}, \\ T_{fg,o} - T_{5b} \geq 30^\circ \text{C}, \\ T_{fg,o} - T_{sec,air} \geq 30^\circ \text{C}, \end{cases} \quad (5)$$

式中, T_c 和 T_{5b} 分别为加热器3a(heater3a)出口和入口的CO₂温度; $T_{sec,air}$ 为二次风出口温度.

加热器3a在中温区吸热量^[31]:

$$\alpha \cdot Q_{fg,M} = Q_{heater3a}, \quad (6)$$

$$Q_{heater3a} = x_{heater3a} m_{CO_2} \cdot (h_c - h_{5b}), \quad (7)$$

式中, α 为保热系数, $x_{heater3a}$ 为加热器3a的工质流量比

表2 设计煤种的收到基成分^[22] Copyright©2018, Elsevier B.V.

Table 2 Properties of the designed coal [22] Copyright©2018, Elsevier B.V.

参数 ^{a)}	数值
C _{ar}	61.07
H _{ar}	3.67
O _{ar}	8.56
N _{ar}	1.12
S _{ar}	0.6
A _{ar}	8.8
M _{ar}	15.55
V _{daf}	34.73
$Q_{net,ar}$	23442

a) C, H, O, N, S, A, M, V分别表示煤中元素碳、氢、氧、氮、硫、灰分、水的质量分数、挥发分; 下标ar, daf分别表示煤的收到基、干燥无灰基; $Q_{net,ar}$ 表示低位发热量(kJ/kg).

例, m_{CO_2} 为工质总流量.

FGC系统中温区温度匹配的基本原则:

$$\begin{cases} T_{\text{fg,i}} - T_5 \geq 40^\circ\text{C}, \\ T_{\text{fg,o}} - T_4 \geq 30^\circ\text{C}, \\ T_{\text{fg,o}} - T_{\text{sec,air}} \geq 30^\circ\text{C}, \end{cases} \quad (8)$$

式中, T_5 和 T_4 分别为FGC受热面 CO_2 出口和入口温度.

烟气冷却器(FGC)在中温区吸热量^[31]:

$$\alpha \cdot Q_{\text{fg,M}} = Q_{\text{FGC}}, \quad (9)$$

$$Q_{\text{FGC}} = x_{\text{FGC}} m_{\text{CO}_2} \cdot (h_5 - h_4), \quad (10)$$

式中, x_{FGC} 为进入FGC受热面的工质比例.

图像焓分析法^[33](EUD分析法)是通过图像直观表达能量传递过程中焓损变化的一种手段. 在EUD图中, 横坐标 ΔH 反映了能量传递过程中的“量”变化, 纵坐标 A 以无量纲形式体现了能量传递过程中的能量“质”的变化.

A 按照以下公式计算^[33]:

$$A = \frac{\Delta E}{\Delta H} = 1 - \frac{T_0 \Delta s}{\Delta H}, \quad (11)$$

式中, T_0 为环境温度, s 为单位质量工质的熵, ΔE 代表能量转化过程中的最大有用功, 在传热过程中, A 可以表达为^[33]

$$A = 1 - \frac{T_0}{T}, \quad (12)$$

式中, T 为工质温度.

按照反平衡法^[34]计算锅炉效率 η_{boiler} :

$$\eta_{\text{boiler}} = 1 - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6) / Q_r, \quad (13)$$

式中, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 分别为单位质量燃煤排烟热损失, 气体未完全燃烧热损失, 固体未完全燃烧热损失, 散热损失, 灰渣的物理热损失. Q_r 为单位质量燃煤输入锅炉的热量. 各项热损失的值与炉型和煤种有关系, 经调研在 π 型炉和设计煤种条件下, Q_4/Q_r 取1.6%, Q_3/Q_r 取0, Q_5/Q_r 为0.4%, Q_6/Q_r 为0.3%.

排烟热损失 Q_2 是锅炉热损失中最大的一项^[34]:

$$Q_2 = (h_{\text{fg,ex}} - h_{\text{air}}) \left(1 - \frac{Q_4}{Q_r} \right), \quad (14)$$

式中, h_{air} 为冷空气焓.

3 结果与讨论

3.1 烟气中温区工质吸热量对比

OEU系统和FGC系统的中温区烟气热量分别由加热器3a和烟气冷却器吸收. 受限于高温回热器夹点温度, 两个受热面的 CO_2 流通比例 x_{heater3a} 和 x_{FGC} 均存在最大值. 下面分别对两个系统高温回热器进行热平衡分析, 比较两个受热面 CO_2 流通比例大小.

OEU系统:

$$(1 - x_{\text{heater3a}})(h_5 - h_4) = (1 - x_{\text{EAP}})(h_7 - h_8), \quad (15)$$

$$x_{\text{heater3a}} = 1 - \frac{(1 - x_{\text{EAP}})(h_7 - h_8)}{h_5 - h_4}, \quad (16)$$

式中, x_{EAP} 为流经外置式空气加热器(EAP)的工质比例.

FGC系统^[31]:

$$(1 - x_{\text{FGC}})(h_5 - h_4) = h_7 - h_8, \quad (17)$$

$$x_{\text{FGC}} = 1 - \frac{h_7 - h_8}{h_5 - h_4}. \quad (18)$$

由公式(16)和(18)可以看出, 加热器3a中 CO_2 流通比例 x_{heater3a} 大于烟气冷却器中 CO_2 流通比例 x_{FGC} . 主要原因是OEU系统高温回热器的高温侧(状态点7~8, 如图1(a)和2(a)所示)工质流量低于FGC系统.

在本文中, 回热器的夹点温度设计为 10°C , 即对于高温回热器, $T_8 - T_5 = 10^\circ\text{C}$, $T_7 - T_4 = 10^\circ\text{C}$. 图3为两个受热面热负荷分布, 加热器3a中 CO_2 流通比例为10.74%, 烟气冷却器中 CO_2 流通比例为6.44%(图3(a)), 两者的大小关系与上述定量分析结果一致. 再者由于两个系统的总流量 m (图3(b))和两个受热面内工质焓升 Δh (图3(c))相当, 所以两个受热面吸热量的相对大小与工质流通比例相同, 加热器3a的吸热量 Q_{heater3a} 约为烟气冷却器吸热量 Q_{FGC} 的1.5倍(图3(d)).

3.2 烟气低温区工质吸热量对比

两个系统低温区烟气热量均由空预器吸收. 空气预热器空气由一次风和二次风组成, 对空气预热器进行能量守恒分析:

$$Q_{\text{AP}} = B_{\text{cal}} \left[a(h_{\text{pri,air}} - h_{\text{pri,in}}) + (1 - a)(h_{\text{sec,air}} - h_{\text{sec,in}}) \right], \quad (19)$$

$$Q_{\text{AP}} = \alpha B_{\text{cal}} (h_{\text{fg,o}} - h_{\text{csg}}), \quad (20)$$

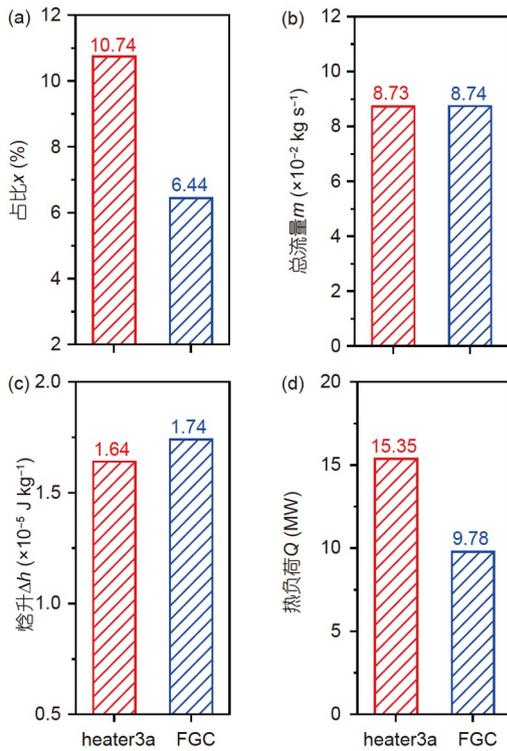


图3 (网络版彩图)加热器3a和烟气冷却器吸热量对比
Figure 3 (Color online) Heat load of heater3a and FGC.

式中, Q_{AP} 为AP中空气吸热量, a 为一次风比例, 一般取0.19; $h_{pri,air}$ 为单位质量煤完全燃烧所需要一次热风的焓值; $h_{pri,in}$ 为单位质量的煤完全燃烧所需要一次冷风的焓值; $h_{sec,air}$ 为单位质量的煤完全燃烧所需要二次热风的焓值; $h_{sec,in}$ 为单位质量的煤完全燃烧所需要二次冷风的焓值; α 为保热系数.

如图4(a)所示, 相同的温度下, 烟气的焓值 h_{fg} 大于空气的焓值 h_{air} , 并且随着温度的增大, 两者的差值越大. 说明当烟气传递给空气一定热量时, 烟气的温度变化比空气小. 所以对于空预器, 当锅炉排烟温度 $T_{fg,ex}$ 一定时, 随着空预器吸热量 Q_{AP} 增大, 空预器入口烟气与空预器出口二次风温差逐渐减小, 直到两者相等, 如图4(b)所示, 空预器二次风温 $T_{sec,air}$ 的极限值为502°C. 但是在实际情况中, 两个温度是不可能相等的, 本文取烟气与工质的夹点温差为30°C, 此时, 当排烟温度 $T_{fg,ex}$ 为123°C时, 空预器入口的烟气温度 $T_{fg,o}$ 和二次风温 $T_{sec,air}$ 分别为433°C和403°C(图4(b)). 所以在烟气低温区, 提高二次风的温度 $T_{sec,air}$ 可以进一步吸收烟气余热, 但是 $T_{sec,air}$ 不能无限制地提高.

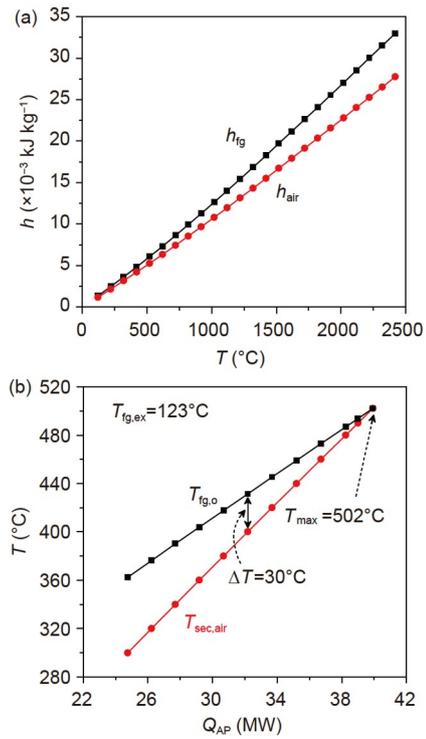


图4 (网络版彩图)烟气和空气焓值与温度的关系(a); 空气预热器内烟气温度与二次风温度的关系(b)
Figure 4 (Color online) Enthalpies of flue gas and air (a) and flue gas temperatures versus secondary air temperatures (b).

通过对锅炉的热力计算可得, OEU系统的中温区烟气出口温度 $T_{fg,o}$ 为441.7°C, FGC系统的 $T_{fg,o}$ 为578.4°C. 该结果是由于两个系统中温区工质吸热能力不同导致的, 与2.1节结论相符. OEU系统的中温区工质比例 $x_{heater3a}$ 大, 加热器3a热负荷大, 故可吸收较多中温区烟气热量, 所以中温区出口温度 $T_{fg,o}$ 低. $T_{fg,o} \sim T_{fg,ex}$ 之间的低温烟气热量均由空预器吸收. 如图5(a)和(b)所示, 横坐标为排烟温度 $T_{fg,ex}$, 纵坐标为二次风出口温度 $T_{sec,air}$ 和中温区烟气出口温度 $T_{fg,o}$, 随着 $T_{fg,ex}$ 的减小, $T_{sec,air}$ 增大, 烟气与二次风的夹点温差越小. 当夹点温差为30°C时, OEU系统和FGC系统的锅炉排烟温度 $T_{fg,ex}$ 分别为126.0°C和172.6°C, 对应的锅炉效率 η_{boiler} 分别为92.85%和90.64%(图6). 所以在TC循环结构下, 加热器3a与空预器可较充分地吸收中低温区烟气余热, 将OEU系统的排烟温度降低至较低水平, 保证锅炉效率以及系统发电效率. 烟气冷却器与空预器相结合吸收中低温余热的能力则非常有限, 高排烟温度导致FGC系统锅炉效率低, 极大地损耗了系统的性能.

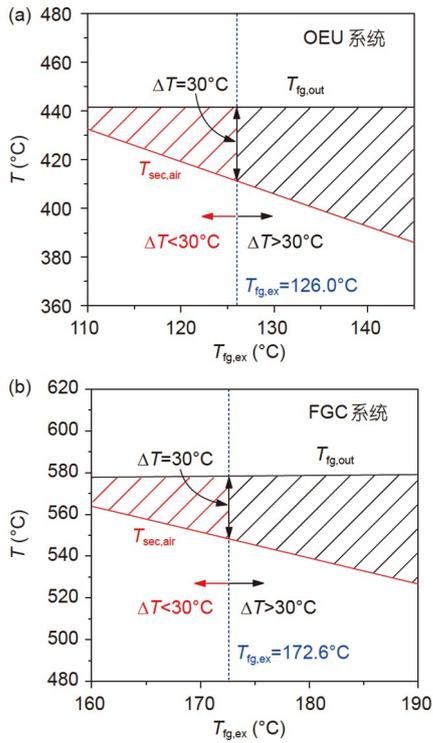


图5 (网络版彩图) OEU系统(a)和FGC系统(b)中空预热器夹点温差 ΔT 随排烟温度 $T_{fg,ex}$ 的变化关系
 Figure 5 (Color online) Relationship between pinch temperature difference ΔT of AP and exhaust gas temperature $T_{fg,ex}$ in OEU system (a) and FGC system (b).

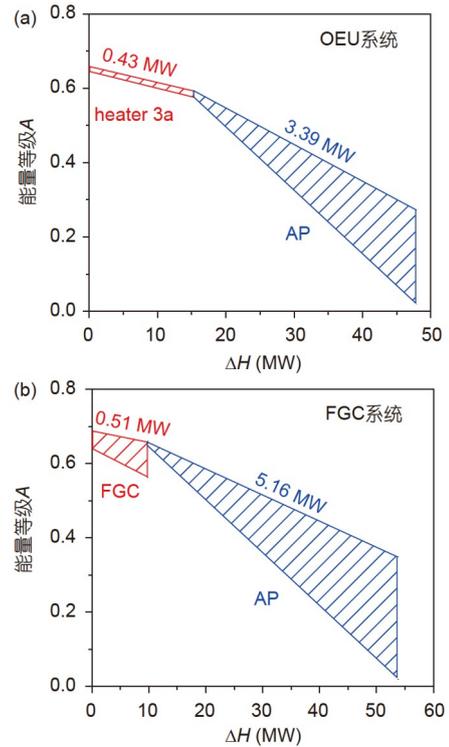


图7 (网络版彩图)两个系统在烟气中低温区能量传递过程EUD图
 Figure 7 (Color online) EUD of moderate and low temperature flue gas zone in boiler for two systems.

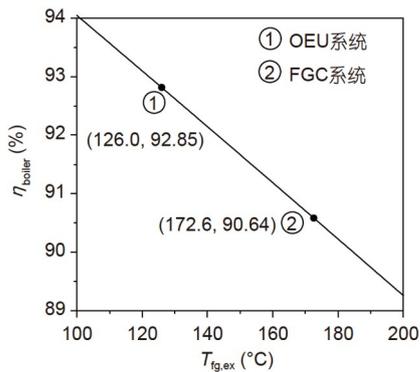


图6 OEU系统和FGC系统锅炉效率
 Figure 6 Boiler efficiencies of OEU system and FGC system.

3.3 烟气中低温区EUD图

为了进一步比较两个系统的性能, 本文对烟气中低温区烟损进行了分析. 图7为两个系统中低温区能量传递过程的EUD图, 上部和下部的线段分别表示

烟气和受热面工质, 随热负荷 ΔH 的增大, 能量等级 A 逐渐降低. 线段与横纵坐标包围的面积反映了能量在转化过程中的最大做功能力, 线段之间所夹的面积则表示能量传递过程中的烟损失. OEU系统中温区和低温区的烟损分别为0.43和3.39 MW(图7(a)), FGC系统中温区和低温区的烟损分别为0.51和5.16 MW(图7(b)). 主要原因是OEU系统中低温区烟气与对应工质热容更匹配, 受热面换热温差小, 不可逆传热引起的烟损小. 说明OEU系统在锅炉中低温区的烟气与工质能级更加匹配.

4 结论

本文针对三压缩 sCO_2 燃煤发电系统锅炉烟气热量全温区吸收问题, 对OEU系统和FGC系统中低温区的工质吸热性能进行了全面对比分析, 得到如下结论.

(1) 受限于高温回热器夹点温差, 两个系统在中温烟气区受热面的CO₂流通比例均存在最大值. 由于OEU系统高温回热器的高温侧工质流量低于FGC系统, OEU系统中温区最大工质比例 x_{heater3a} 高于FGC系统 x_{FGC} , 加热器3a的热负荷大于烟气冷却器, OEU系统和FGC系统的中温区出口温度 $T_{\text{fg,o}}$ 分别为578.4°C和441.7°C, 造成FGC系统低温区烟气余热量大.

(2) 提高二次风温可以增大空预器在烟气低温区的吸热量, 但是受限于受热面传热夹点温差, 二次风

温不能无限提高. 在夹点温差为30°C时, OEU系统和FGC系统的排烟温度 $T_{\text{fg,ex}}$ 分别为126.0°C和172.6°C, 对应的锅炉效率 η_{boiler} 分别为92.85%和90.64%.

(3) OEU系统中低温区烟气与对应工质热容更匹配, 使得受热面换热温差小, 不可逆传热引起的熵损小. OEU系统中温区和低温区的熵损分别为0.43和3.39 MW, FGC系统中温区和低温区的熵损分别为0.51和5.16 MW. 说明OEU系统在锅炉中低温区的烟气与工质能级更加匹配.

参考文献

- Holcomb G R, Carney C, Doğan Ö N. Oxidation of alloys for energy applications in supercritical CO₂ and H₂O. *Corros Sci*, 2016, 109: 22–35
- Ahn Y, Bae S J, Kim M, et al. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development. *Nucl Eng Tech*, 2015, 47: 647–661
- Sulzer G. Verfahren zur Erzeugung von Arbeit aus Wärme. Swiss Patent, 269599, 1950
- Feher E G. The supercritical thermodynamic power cycle. *Energy Convers*, 1968, 8: 85–90
- Angelino G. Carbon dioxide condensation cycles for power production. *J Eng Power*, 1968, 90: 287–295
- Pan P, Yuan C, Sun Y, et al. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of S-CO₂ Brayton cycle waste heat recovery system for an ocean-going 9000 TEU container ship. *Energy Convers Manage*, 2020, 221: 113077
- Ahn Y, Lee J I. Study of various Brayton cycle designs for small modular sodium-cooled fast reactor. *Nucl Eng Des*, 2014, 276: 128–141
- Li B, Wang S, Wang K, et al. Comparative investigation on the supercritical carbon dioxide power cycle for waste heat recovery of gas turbine. *Energy Convers Manage*, 2021, 228: 113670
- Wang K, He Y L. Thermodynamic analysis and optimization of a molten salt solar power tower integrated with a recompression supercritical CO₂ Brayton cycle based on integrated modeling. *Energy Convers Manage*, 2017, 135: 336–350
- Linares J I, Montes M J, Cantizano A, et al. A novel supercritical CO₂ recompression Brayton power cycle for power tower concentrating solar plants. *Appl Energy*, 2020, 263: 114644
- Dostal V, Driscoll M J, Hejzlar P, et al. A supercritical CO₂ gas turbine power cycle for next-generation nuclear reactors. In: The Proceedings of 10th International Conference on Nuclear Engineering. Arlington, 2002
- Dostal V. A supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors. Dissertation for Doctoral Degree. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2004
- Moisseytsev A, Sienicki J J. Transient accident analysis of a supercritical carbon dioxide brayton cycle energy converter coupled to an autonomous lead-cooled fast reactor. In: The Proceedings of International Conference on Nuclear Engineering. Miami, 2006
- Moisseytsev A, Sienicki J J. Investigation of alternative layouts for the supercritical carbon dioxide Brayton cycle for a sodium-cooled fast reactor. *Nucl Eng Des*, 2009, 239: 1362–1371
- Singh R, Rowlands A S, Miller S A. Effects of relative volume-ratios on dynamic performance of a direct-heated supercritical carbon-dioxide closed Brayton cycle in a solar-thermal power plant. *Energy*, 2013, 55: 1025–1032
- Duniam S, Jahn I, Hooman K, et al. Comparison of direct and indirect natural draft dry cooling tower cooling of the sCO₂ Brayton cycle for concentrated solar power plants. *Appl Therm Eng*, 2018, 130: 1070–1080
- Ehsan M M, Duniam S, Li J, et al. Effect of cooling system design on the performance of the recompression CO₂ cycle for concentrated solar power application. *Energy*, 2019, 180: 480–494
- Padilla R V, Soo Too Y C, Benito R, et al. Exergetic analysis of supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with solar central receivers. *Appl Energy*, 2015, 148: 348–365
- Haken H. Synergetics. *Phys Bull*, 1977, 28: 412–414

- 20 Sun E, Xu J, Li M, et al. Synergetics: The cooperative phenomenon in multi-compressions S-CO₂ power cycles. *Energ Convers Manage-X*, 2020, 7: 100042
- 21 Li H N, Sun E H, Xu J L, et al. Construction and analysis of supercritical carbon dioxide cycle with multi-stage regenerative-compression (in Chinese). *Proceed CSEE*, 2020, 40: 211–221 [李航宁, 孙恩慧, 徐进良, 等. 多级回热压缩超临界二氧化碳循环的构建及分析. *中国电机工程学报*, 2020, 40: 211–221]
- 22 Xu J, Sun E, Li M, et al. Key issues and solution strategies for supercritical carbon dioxide coal fired power plant. *Energy*, 2018, 157: 227–246
- 23 Le Moullec Y. Conceptual study of a high efficiency coal-fired power plant with CO₂ capture using a supercritical CO₂ Brayton cycle. *Energy*, 2013, 49: 32–46
- 24 Mecheri M, Le Moullec Y. Supercritical CO₂ Brayton cycles for coal-fired power plants. *Energy*, 2016, 103: 758–771
- 25 Bai W, Zhang Y, Yang Y, et al. 300 MW boiler design study for coal-fired supercritical CO₂ Brayton cycle. *Appl Therm Eng*, 2018, 135: 66–73
- 26 Zhang Y, Li H, Han W, et al. Improved design of supercritical CO₂ Brayton cycle for coal-fired power plant. *Energy*, 2018, 155: 1–14
- 27 Park S H, Kim J Y, Yoon M K, et al. Thermodynamic and economic investigation of coal-fired power plant combined with various supercritical CO₂ Brayton power cycle. *Appl Therm Eng*, 2018, 130: 611–623
- 28 Zhou J, Zhu M, Xu K, et al. Key issues and innovative double-tangential circular boiler configurations for the 1000 MW coal-fired supercritical carbon dioxide power plant. *Energy*, 2020, 199: 117474
- 29 Sun E, Xu J, Li M, et al. Connected-top-bottom-cycle to cascade utilize flue gas heat for supercritical carbon dioxide coal fired power plant. *Energ Convers Manage*, 2018, 172: 138–154
- 30 Sun E, Xu J, Hu H, et al. Overlap energy utilization reaches maximum efficiency for S-CO₂ coal fired power plant: A new principle. *Energ Convers Manage*, 2019, 195: 99–113
- 31 Wang Z, Sun E, Xu J, et al. Effect of flue gas cooler and overlap energy utilization on supercritical carbon dioxide coal fired power plant. *Energ Convers Manage*, 2021, 249: 114866
- 32 Liu C, Xu J, Li M, et al. Scale law of sCO₂ coal fired power plants regarding system performance dependent on power capacities. *Energ Convers Manage*, 2020, 226: 113505
- 33 Liu Z, Zhong W, Shao Y, et al. Exergy analysis of supercritical CO₂ coal-fired circulating fluidized bed boiler system based on the combustion process. *Energy*, 2020, 208: 118327
- 34 Fan Q G. *Boiler Principle* (in Chinese). Beijing: China Electric Power Press, 2014 [樊泉桂. 锅炉原理. 北京: 中国电力出版社, 2014]

Effect of two methods for flue gas energy extraction over the entire temperature range on the tri-compression sCO₂ coal-fired power plant

WANG ZhaoFu¹, XU JinLiang^{1,2}, SUN EnHui¹, LIU GuoHua¹ & GUO YuanDong¹

¹ Beijing Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer for Low Grade Energy Utilization, North China Electric Power University, Beijing 102206, China;

² Key Laboratory of Power Station Energy Transfer Conversion and System (North China Electric Power University), Ministry of Education, Beijing 102206, China

For the supercritical CO₂ cycle (sCO₂), the tri-compression (TC) cycle significantly improves thermal efficiency compared to the recompression cycle (RC). Then it is necessary to construct a TC coal-fired power plant for further efficiency improvement. Flue gas energy extraction across the entire temperature range is a serious challenge for indirect sCO₂ coal-fired power plants. A flue gas cooler (FGC) installed in the boiler tail flue and a combined cycle based on overlap energy utilization (OEU) are designed to address this issue. The basic cycle is tri-compression plus reheating (TC+RH). Two thermodynamic models of OEU and FGC are constructed in conjunction with the boiler's thermal-hydraulic characteristics. Due to a lack of flue gas heat load cooler and a pinch temperature difference limit of 30°C, the boiler exhaust flue gas temperature ($T_{fg,ex}$) for the FGC system is as high as 172.6°C, lowering boiler efficiency to 90.64%. However, for the OEU system, $T_{fg,ex}$ can be cooled to 126.0°C, which corresponds to a boiler efficiency of 92.85%. Additionally, the FGC system's energy destruction in the moderate- and low-temperature flue gas regions is greater than that of the OEU system, indicating that the OEU system's energy quality of flue gas and working medium in the above-flue gas region is more closely matched.

tri-compressions sCO₂ cycle, entire temperature range, overlap energy utilization, flue gas cooler, boiler

doi: [10.1360/SST-2021-0504](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0504)