超临界 CO₂ 再压缩/再热燃煤发电系统热力循环

孙恩慧, 郑雅文, 王鸽, 徐进良*

华北电力大学能源动力与机械工程学院, 低品位能源多相流与传热北京市重点实验室, 北京 102206

* 联系人, E-mail: xjl@ncepu.edu.cn

2018-05-30 收稿, 2018-08-27 修回, 2018-08-30 接受, 2018-12-28 网络版发表

国家重点研发计划(2017YFB0601801)和中央高校基本科研业务费专项(2018ZD02, 2018QN042)资助

摘要 煤在我国处于基础能源地位, 发展变革性燃煤发电技术具有重要意义. 与超临界水蒸气朗肯循环相比, 超临界二氧化碳(S-CO₂)布雷顿循环具有效率高及系统紧凑等优点, 是未来动力循环的发展方向, 但S-CO₂燃煤发电面临循环构建、锅炉压降及烟气余热吸收等关键难题. 为此, 本文发展了热力学、CO₂流动传热及烟气余热能量分布综合模型, 研究了S-CO₂再压缩/再热燃煤发电系统热力学特性, 首次发现热效率曲线对于一次再热和二次再热出现交叉, 进而提出了S-CO₂循环采用一次再热或二次再热的筛选准则. 针对锅炉烟气余热吸收问题, 本文通过揭示主蒸气温度和压力间的内在关系, 提出了调节主蒸气压力方法, 结果表明该方法可有效吸收烟气余热, 但受材料耐压极限所制约, 因而本文在S-CO₂再压缩/再热循环基础上, 引入烟气冷却器, 以解决烟气余热吸收问题, 给出了烟气冷却器与热力系统间的最佳集成模式, 所构建的燃煤发电系统热效率达50.82%, 锅炉效率达94.43%. 本文为发展S-CO₂燃煤发电系统奠定了理论和技术基础.

关键词 超临界二氧化碳循环, 燃煤发电, 烟气余热, 烟气冷却器

目前煤炭作为一次能源在全球用能结构中扮演着重要角色^[1], 以中国为例, 煤在中国一次能源消费结构中占75%, 占世界燃煤消费总量的1/4. 尤其是电力部门, 火电机组占总装机容量的70%以上, 其中绝大多数为燃煤的汽轮电站^[2], 故以燃煤发电为主的发电格局在相当长的时期内难以发生根本改变^[3]. 然而煤炭的使用加重了环保负担, 加剧了温室效应^[4], 在这样的现状下, 开发先进动力循环技术提高机组性能对煤炭高效清洁利用具有重要意义. S-CO₂循环作为一类先进动力循环在燃煤发电领域具有潜在优势. 例如, 在相同的透平入口温度下, S-CO₂循环相比于水蒸气朗肯循环在中等温区(550~700℃)效率更高^[5]. 且CO₂化学性质不活泼^[6], 是一种很稳定的物质, 故有可能使得CO₂与管壁的腐蚀减弱^[7]. 所以S-CO₂循环在效率提升方面有更高的潜力. 此外

S-CO₂循环系统布置简单^[8]、高低温回热器回热量大, 使得该循环可不包含抽气回热布置, 这样就降低了系统的复杂性, 减少了管道阀门的数量. 此外, 高效紧凑式换热器的应用使得该系统布置紧凑、小巧^[9], 这也增加了降低投资的可能.

S-CO₂循环在燃煤领域的探究才刚刚起步, 大体上可以分为带碳捕捉的系统构建与不带碳捕捉的系统构建. 对于带碳捕捉的系统构建问题, Johnson等人^[10]提出了一种应用于燃煤发电领域的近零排放设计, 锅炉以增压流化床锅炉为基础, 循环应用再压缩循环, 尾部烟气余热应用一个以水蒸气朗肯循环为基础的低压余热锅炉吸收, 最终通过碳捕捉技术将CO₂捕获. 法国电力公司的Moullec^[11]提出了与Johnson等人相似的概念, 即通过S-CO₂循环与碳捕捉技术配合, 实现CO₂高效脱除, 锅炉选用塔式煤粉

引用格式: 孙恩慧, 郑雅文, 王鸽, 等. 超临界 CO₂ 再压缩/再热燃煤发电系统热力循环. 科学通报, 2019, 64: 234–244

Sun E H, Zheng Y W, Wang G, et al. Thermodynamics analysis of S-CO₂ recompression-reheating cycle for coal fired power plant (in Chinese). Chin Sci Bull, 2019, 64: 234–244, doi: 10.1360/N972018-00532

炉,其热力系统采用二次再热再压缩循环,最终得到的系统总利用效率可达41.35%。Mcclung等人^[12]同样提出S-CO₂循环与碳捕捉技术耦合的概念,原因与Johnson同Moullec相似,认为S-CO₂循环效率较高,与碳捕捉技术结合能够使碳捕捉技术更具竞争力,其锅炉形式为富氧燃烧锅炉,最终可以实现99%的碳捕捉、37.9%的高位发热量效率。对于不带碳捕捉的系统构建,Mecheri等人^[13]在Moullec的基础上去掉了碳捕捉部分,单独分析了S-CO₂循环应用于燃煤发电的特点,其锅炉选用 π 式煤粉炉,文中以二次再热再压缩循环为基础,得出了在汽轮机入口参数为30 MPa, 620℃时理论上系统总效率可达47.8%,并认为该效率高于超超临界朗肯循环火电机组的效率。Zhang等人^[14]以一次再热再压缩循环为基础,分析了低温回热器、尾部烟道吸热气的分流比例对循环系统的影响,经过参数优化同样认为与超临界水机组相比,S-CO₂循环在效率上具有一定优势。针对分流吸热解决尾部烟道高温烟气余热问题的方法,Bai等人^[15]、Park等人^[16]也都进行了论述,并提出了一些新的循环构建形式。针对S-CO₂锅炉面临的高质量流量问题,Xu等人^[17]提出了分流吸热的锅炉受热面布置形式,该方法能够解决锅炉受热面布置的难题。Yang等人^[18]针对 π 式煤粉炉构建了与Mecheri等人相似的热力循环,循环采用一次再热布置,并构建了300

MW煤粉炉模型,分析了受热面的吸热特性。

目前文献多从概念角度进行探究,仍缺乏对循环余热问题的定量研究,且对于再热耦合燃煤发电的特性还没有详尽分析。故本文以非碳捕捉形式的S-CO₂循环为对象,针对以上问题进行研究。本文首先分析了S-CO₂循环应用于燃煤发电所面临的两个关键问题,即:压降对循环构建的影响,以及高温烟气余热问题产生的原因。为了解决余热问题,分析了通过提高主汽压力解决该方法的方法,并发现了应用该方法的瓶颈。为了突破这一瓶颈,提出了添加烟气冷却器解决余热问题的策略,并得到了最佳的烟气冷却器与循环结合的形式。

1 数学模型

本文构建的循环以S-CO₂再压缩循环为基础,锅炉部分以 π 式煤粉炉为例,循环系统的示意图如图1所示,对于循环侧,当阀门V2关闭,V1打开时循环为再压缩循环。再压缩循环(recompression cycle, RC)的主要流程为工质经透平(T1)做功后进入高温回热器,在高温回热器中与高压低温工质换热后进入低温回热器,工质在低温回热器出口分流,一部分工质进入冷却器,一部分工质进入辅助压缩机(C2),进入冷却器的工质冷却后进入压缩机(C1),经压缩后进入低温回热器,另一部分工质经C2压缩后与低温回热器

图1 (网络版彩色) RC (T1), RC+RH (T1+T2)和RC+DRH (T1+T2+T3)流程示意图(RH: 再热, reheat; DRH: 二次再热, double reheat)
Figure 1 (Color online) Flow diagram of RC (T1), RC+RH (T1+T2) and RC+DRH (T1+T2+T3) (RH: reheat; DRH: double reheat)

出口工质汇合共同进入高温回热器,随后工质进入加热器升温,升温后的工质进入T1做功,至此完成循环.当V1, V4阀门关闭, V2, V3阀门打开时循环为再压缩循环+一次再热布置(RC+RH(reheat)).当V1, V3阀门关闭, V2, V4阀门打开时循环为再压缩循环+二次再热布置(RC+DRH(double reheat)).对于锅炉侧,当不添加烟气冷却器时,锅炉侧燃煤的能量(Q_{total})被三部分吸收,沿烟气流向首先被三个加热器吸收(Q_{Heater1} , Q_{Heater2} , Q_{Heater3} ,若为一次再热则没有 Q_{Heater3}),随后被空气预热器吸收(Q_{air}),最后排放至环境($Q_{\text{ex gas}}$).当包含烟气冷却器时 Q_{total} 除被上述三部分吸收外还需被烟气冷却器吸收(Q_{FGC}),本文尾部余热($Q_{\text{flue gas}}$)定义为燃煤的能量减去被加热器吸收的能量($Q_{\text{flue gas}}=Q_{\text{total}}-Q_{\text{Heater1}}-Q_{\text{Heater2}}-Q_{\text{Heater3}}$,若为一次再热则没有 Q_{Heater3}).

本文在计算模型方面有以下三个特点:(1) 根据热力学第一定律建立了热力系统各部件的计算模型.(2) 以煤粉炉为研究对象,构建了锅炉压降计算模型,使得计算结果更能够体现热源特性.(3) 构建了锅炉尾部烟道的能量平衡关系,能够实现热力循环、烟气冷却器、空气预热器及排烟废热之间的定量分析.

1.1 热力学模型

CO_2 物性参数由REFPROP^[19]计算得出,REFPROP内置了 CO_2 的状态方程,该方程是由Span等人^[20]基于实验数据拟合得到的,具有较高的精度^[21],被广泛应用于 CO_2 物性的调用.REFPROP有一套自己的调用语句,如TPFLSH, PSFLSH分别是通过温度和压力、压力和熵求解相应的物性参数,具体调用语句可通过REFPROP自带的手册查询.本文的计算是通过Fortran语言实现的.具体计算工况参数见表1.

透平等熵效率及输出功:

$$\eta_{t,s} = \frac{h_{t,\text{in}} - h_{t,\text{out}}}{h_{t,\text{in}} - h_{t,\text{out},s}}, W_t = m_t (h_{t,\text{in}} - h_{t,\text{out}}), \quad (1)$$

其中下标in表示入口, out表示出口, s表示等熵, t表示透平.

压缩机等熵效率及输出功:

$$\eta_{c,s} = \frac{h_{c,\text{out},s} - h_{c,\text{in}}}{h_{c,\text{out}} - h_{c,\text{in}}}, W_c = m_c (h_{c,\text{out}} - h_{c,\text{in}}), \quad (2)$$

其中下标c表示压缩机.

热源换热量:

表1 循环计算相关参数

Table 1 The calculation condition

参数	值
透平入口温度(T_5)	475~620℃
透平入口压力(P_5)	20~50 MPa
透平等熵效率($\eta_{t,s}$)	93%
压缩机C1入口温度(T_1)	32℃
压缩机C1入口压力(P_1)	7.6 MPa
压缩机等熵效率($\eta_{c,s}$)	89%
低温回热器和高温回热器压降(ΔP)	0.1 MPa
低温回热器和高温回热器窄点温差	10℃
一次风温度($T_{\text{pri air}}$)	320℃
进入空预器一次风温度	31℃
一次风量占总风量的比值	19%
二次风温度($T_{\text{sec air}}$)	400~500℃
冷二次风温	21℃
二次风量占比	81%
过量空气系数	1.2
烟气出口温度($T_{\text{ex gas}}$)	123℃
环境温度	20℃
尾部烟道中 CO_2 与烟气换热窄点温差 ($\Delta T_{p,4}=T_{\text{flue gas},4}-\Delta T_4$)	40℃

$$Q_h = m_h (h_{h,\text{out}} - h_{h,\text{in}}), \quad (3)$$

其中下标h表示热源.

冷却器换热量:

$$Q_c = m_c (h_{c,\text{in}} - h_{c,\text{out}}), \quad (4)$$

其中下标c表示冷却器.

回热器能量平衡方程:

$$m_h (h_{h,\text{in}} - h_{h,\text{out}}) = m_c (h_{c,\text{out}} - h_{c,\text{in}}), \quad (5)$$

其中下标h和c分别表示回热器热端和冷端流体.

热效率计算公式:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_t - \sum W_c}{Q_h}. \quad (6)$$

一次再热中间压力计算模型:

$$P_{s'} = \sqrt{P_5 P_6}. \quad (7)$$

二次再热中间压力计算模型:

$$P_{s'} = \sqrt[3]{P_5^2 P_6}, P_{s''} = \sqrt[3]{P_5 P_6^2}. \quad (8)$$

1.2 锅炉压降模型

本文设S- CO_2 炉膛冷却壁吸热量占热力系统总吸热量的50%,其余热量由烟道中其余受热面吸

收^[11,13]。基于这一假设, 锅炉总压降定义为 $dp=2\times dp_f+dp_g$, 其中 dp_f 为冷却壁摩擦压降, dp_g 为重位压降。

摩擦压降计算公式^[22]为

$$\Delta p_f = f \frac{1}{2} \frac{l}{d_i} \rho_b u_b^2 = f \frac{1}{2} \frac{l}{d_i} \left(\frac{4}{\pi d_i^2} \right)^2 \frac{q_{m,CO_2}^2}{\rho_b}, \quad (9)$$

其中 d_i 为管内径, ρ_b 为密度, q_{m,CO_2} 为质量流量, l 为管长, 管长可通过热负荷计算得到, 该热负荷是按照水冷壁吸热量计算的平均热负荷, 此处取该热负荷为 $130 \text{ kW/m}^{[23]}$, f 为摩擦阻力系数, 摩擦阻力系数的计算公式为

$$f = (1.82 \lg(Re) - 1.64)^{-2}. \quad (10)$$

冷却壁管长可由冷却壁管的能量平衡关系计算:

$$l = \frac{c_p q_{m,CO_2} (T_{out} - T_{in})}{s q_{heatflux}}, \quad (11)$$

其中 c_p 为比热容, s 为冷却壁两管间节距, $q_{heatflux}$ 为按照水冷壁吸热量计算的平均热负荷。

重位压降可由 $dp_g = \rho_b g dl$, 其中 g 为重力加速度。

1.3 尾部余热能量平衡计算

本文采用的煤种为典型烟煤。煤的物理性质参数见表2。锅炉效率反平衡计算公式如下:

$$\eta_b = 1 - \sum_{i=2}^6 q_i, \quad (12)$$

q_i 为锅炉的各项热损失。

锅炉各项损失可以大致分为5种, 分别为排烟热损失(q_2)、化学不完全燃烧热损失(q_3)、机械不完全燃烧热损失(q_4)、散热损失(q_5)、灰渣热损失(q_6), 其中排烟热损失是主要损失, 其余各项损失可凭经验选取: $q_3=0.00$, $q_4=0.5$, $q_5=0.2$, $q_6=0.06$, 排烟热损失公式:

$$q_2 = (H_{ex} - \alpha_{ex} H_{air}) (1 - q_4/100) / Q_f \times 100, \quad (13)$$

其中 H_{ex} 为排烟的焓, α_{ex} 为过量空气系数, H_{air} 为理论冷空气焓, q_4 为机械不完全燃烧热损失, Q_f 为煤的收到基低位发热量。通过计算 $q_2=4.81$, 本文锅炉内烟气焓是根据苏联锅炉机组热力计算标准办法(1973版)计算的, 该方法中烟气的焓值可通过设计煤种的成分计算得出。

基于上述计算, 可以进一步计算锅炉燃料消耗量:

$$B = Q_1 / (\eta_b Q_f / 100), \quad (14)$$

其中 B 为锅炉燃料消耗量, Q_1 为热力系统吸热量。

当循环添加烟气冷却器(flue gas cooler, FGC)时还需计算从热力系统分流的比例 x_{abs} 。 x_{abs} 被定义为流

经FGC的流量与循环系统总流量的比。

x_{abs} 可以根据FGC的吸热量计算:

$$Q_{FGC} = Q_{flue, gas} - Q_{air} - Q_{ex}, \quad (15)$$

其中 $Q_{flue, gas}$ 为尾部烟道余热热量, Q_{FGC} 为烟气冷却器吸热量, Q_{air} 为空气预热器吸收的热量, Q_{ex} 为排入环境的废热。之后流经FGC的流量可以根据FGC中 CO_2 的焓差计算。

最后本文定义发电效率为

$$\eta_e = \eta_b \eta_{th} \eta_p, \quad (16)$$

其中 η_p 为管道效率。发电效率即为锅炉效率、热效率与管道效率的乘积。

2 结果与讨论

2.1 S- CO_2 循环应用于燃煤发电领域面临的问题

S- CO_2 循环应用于燃煤发电领域会面临很多新的特性, 本节主要分析两点与循环有关的特性: (1) 尾部高温烟气余热问题产生的原因; (2) 锅炉受热面压降特性对循环的影响。

对于前者, 尾部余热问题主要与循环布置有关。本文将尾部余热定义为尾部烟道烟气流经热力系统后剩余的热量($Q_{flue, gas}$)。对于S- CO_2 循环该热量可以通过 T_4 衡量, 即 $Q_{flue, gas} = f(T_4)$ 。当循环布置发生改变时, T_4 也会发生改变。

图2(a)为三类循环的循环热效率与透平入口压力的关系, 此处需要指出, 图2(a)和(b)所表达的计算工况中, 各部件压降设为0.1 MPa。通过三者对比可见, 再热对热力系统效率的提升较为明显。所以采用再热布置对提升循环热效率是有利的, 但再热布置

表2 设计煤种参数

Table 2 The parameters of design coal

参数	数值
C_{ar}	61.70
H_{ar}	3.67
O_{ar}	8.56
N_{ar}	1.12
S_{ar}	0.60
A_{ar}	8.80
M_{ar}	15.55
V_{daf}	34.73
Q_f	23442

图2 (网络版彩色)透平入口压力(P_5)对热效率(a)、加热器1入口温度(b)的影响

Figure 2 (Color online) Influence of turbine inlet pressure (P_5) on (a) thermal efficiency and (b) inlet temperature of Heater 1

使得 T_4 升高,这一特性与朗肯循环不同,如图2(b)所示,对于朗肯循环,当机组为二次再热超临界机组时,省煤器入口水的温度(相当于 T_4)大致在 340°C 。但对于布雷顿循环,这一温度会更高。与朗肯循环相比,在相同温压参数条件下,再压缩循环 CO_2 在锅炉入口处的温度 T_4 为 $\sim 410^\circ\text{C}$,当循环采用二次再热布置时这一温度为 $\sim 510^\circ\text{C}$, T_4 是锅炉中 CO_2 的最低温度, T_4 越高意味着尾部烟道的余热越多,余热如果得不到有效吸收会使得锅炉排入环境的热量增加,使得锅炉效率降低,从而降低热力系统的总效率,通常水蒸气朗肯循环机组通过省煤器及空气预热器就可以将尾部烟气余热充分吸收,而对于 S-CO_2 机组,由于尾部余热大幅提高,故相比于水蒸气机组 S-CO_2 机组需要考虑如何高效、合理地解决尾部高温烟气余热问题。

另一个关键问题是锅炉受热面压降对系统特性的影响。对于以煤粉炉为热源的循环分析需要特别关注锅炉压降特性。理由主要有三点: (1) S-CO_2 循环

特性对部件压降较为敏感, (2) S-CO_2 循环的质量流量较大, (3) 炉膛内煤粉燃烧产生的热量通过辐射传递给冷却壁受热面,这是一种表面式的加热方法。

图3(a)和(b)为压降对循环特性的影响。从图3(a)中可见,循环热效率随着加热器1压降的增大急剧降低,主流压降增加1 MPa使得循环热效率大约降低了0.6%。图3(b)为循环热效率与加热器2压降($\Delta P_{4'-5'}$)之间的关系,为详细分析再热压降,假设 $\Delta P_{4'-5'}$ 与 $\Delta P_{4''-5''}$ 相等,循环其余部件压降设为0.1 MPa。对于图3(b),方块为再压缩循环热效率。从图中可见,再热压降对一次再热与二次再热循环效率影响较大,随着再热压降的增加,一次再热与二次再热循环效率会出现交叉。这一特性可以作为循环布置选择的一个准则,即如果再热压降在交点之前,则二次再热在效率上具有优势,如果压降在交点之后,则一次再热在效率上具有优势。

由于压降能够影响系统构建,故对锅炉压降的探究非常重要,由于 CO_2 工质在锅炉入口处的温度 T_4

图3 (网络版彩色)主流压降及再热压降对热效率的影响

Figure 3 (Color online) Influence of mainstream pressure drop and reheat pressure drop on thermal efficiency

高,故在相同的主汽温度条件下,工质在锅炉内的温升小;由于 CO_2 与水物理性质上的差异,在锅炉中 CO_2 比热容比水的比热容小,故根据 $Q=cm\Delta t$ 可知,若吸收相同热量, S-CO_2 循环的质量流量较大,对于相同容量的机组, S-CO_2 机组的质量流量要比水机组大6~8倍.根据式(9)可知,摩擦压降与质量流量相关,相同管径、管长条件下摩擦压降与质量流量成平方关系,故质量流量的增大使得摩擦压降剧增.现有文献倾向于通过增加管径、管数解决这一问题.如Moullec^[11]针对1000 MWe机组,采用冷却壁管内径 $d_i=50\text{ mm}$,冷却壁管数 $n=2400$,再热器管内径 $d_i=70\text{ mm}$,再热器管数 $n=1200$.Yang等^[18]针对300 MWe机组采用冷却壁管内径 $d_i=80\text{ mm}$,冷却壁管数 $n=172$,再热器管内径 $d_i=78\text{ mm}$,再热器管数 $n=412$.但是管径、管数的增加使得炉膛体积增大,这不利于煤粉的稳定燃烧.无限制的增加管径及管数是不合理的.基于本课题组^[17]构建的锅炉压降计算模型,本文1000 MWe机组采用冷却壁管内径 $d_i=40\text{ mm}$,冷却壁管数 $n=1167$,再热器管内径 $d_i=40\text{ mm}$,再热器管数 $n=2334$.通过计算得出,当透平入口温度和压力为 565°C 和 30 MPa 时,二次再热再压缩循环(RC+DRH)二次再热压降 $\Delta P_{4'-5'}=0.32\text{ MPa}$.该压降已经十分接近交叉点,所以二次再热的效率优势很小.故本文首先分析一次再热再压缩循环耦合燃煤发电特性.为

探究上述提出的关键问题,本文后续计算都耦合了锅炉压降计算模型和余热分析模型.

2.2 通过调节主汽压力(P_5)解决余热问题

图4为一次再热再压缩循环耦合锅炉布置的流程图,煤粉在锅炉内燃烧产生的能量主要有以下几个去向:(1)被热力循环吸收,(2)被空气预热器吸收,(3)排放至环境.在实际计算中,4点的 CO_2 质量流量首先流入尾部烟道的换热器中,该换热器与水机组省煤器相似.烟气在进入空气预热器之前首先在该换热器中与 CO_2 换热.以下计算都与此假设相同.

尾部烟道余热总量($Q_{\text{flue gas}}$)主要取决于空气预热器烟气侧入口的烟气温度($T_{\text{flue gas},4}$), $T_{\text{flue gas},4}$ 由 T_4 决定:

$$T_{\text{flue gas},4} = T_4 + \Delta T_{p,4}. \quad (17)$$

因此尾部烟道中的余热总量可以通过 T_4 调整.当主汽温度设定后, T_4 可以通过调节主汽压力 P_5 调节,所以 $Q_{\text{flue gas}}$ 可以通过 P_5 调节.如果空气温度和排烟温度为设定值,则被空气预热器吸收的热量 Q_{air} 与排放至环境的烟气热量 $Q_{\text{ex gas}}$ 为固定值.如果 $Q_{\text{flue gas}} > Q_{\text{air}} + Q_{\text{ex gas}}$,则说明尾部烟气余热没有得到充分吸收.如上所述, $Q_{\text{flue gas}}$ 由 T_4 决定,所以如果 $Q_{\text{flue gas}} > Q_{\text{air}} + Q_{\text{ex gas}}$,可以通过调节 P_5 调节 T_4 ,直到 $Q_{\text{flue gas}} = Q_{\text{air}} + Q_{\text{ex}}$,此时尾部烟道余热被充分吸收.

图5(a)为一次再热在不同主汽温度条件下循环

图4 (网络版彩色)再压缩再热循环耦合锅炉示意图

Figure 4 (Color online) Flow diagram of reheat recompression cycle integrated with boiler

图5 (网络版彩色)透平入口温度(T_5)对再热再压缩循环的影响. (a) 对透平入口压力的影响; (b) 对热效率的影响

Figure 5 (Color online) Influence of turbine inlet temperature on reheat recompression cycle. (a) Influence on turbine inlet pressure; (b) influence on thermal efficiency

的最佳主汽压力, 图中 $T_{\text{sec air}}$ 为二次风温度, 由于一次风温度由煤种决定, 故通过调节二次风温度可以调节空气预热器吸热量, 从图中可见随着主汽温度的提高最佳主汽压力急剧增大, 以一次再热布置为例, 当二次风温为500°C、主汽温度为615°C时, 主汽压力可达43.6 MPa. 图5(b)为循环热效率与 T_5 的关系. 通过图5(a)和(b)的对比可知, 提升主汽温度能够提升效率, 但是为解决尾部烟气余热问题, 需要提高循环的主汽压力. 虽然通过提升压力可以解决尾部高温烟气余热问题, 但急剧增大的主汽压力限制了该方法的应用, 目前火电机材料能够达到620°C, 30 MPa等级, 从图5(a)可见, 当 $T_{\text{sec air}}=500^\circ\text{C}$, 且循环主汽温度达到620°C等级时, 主汽压力远高于30 MPa, 现有的材料不允许如此高的运行压力. 故在高温区时还需要其他方法解决尾部烟气余热问题.

2.3 通过添加烟气冷却器解决余热问题

从2.2可知, 虽然S- CO_2 循环需求高温高压条件, 但由于受到材料限制, 循环主汽压力与温度不能无限制提高, 故仍需要其他方法解决尾部烟道余热问题. 除提高主汽压力的方法外, 尾部高温烟气能量的吸收还可以通过下述方法实现: (1) 通过从热力系统分流一部分 CO_2 进入锅炉尾部的烟气冷却器吸收余热(分流吸热); (2) 通过提高二次风温吸收(一次风过高会使制粉系统爆炸或煤粉自燃, 一次风温度设定为320°C); (3) 通过构建复合循环吸收. S- CO_2 循环相对于水蒸气朗肯循环的主要优点就是系统简单、结构紧凑, 而通过复合循环吸收会使得循环系统趋向于复杂, 这在一定程度上就失去了S- CO_2 循环的优势, 故在2.2部分主要探究通过添加FGC的方法解决尾部

烟气余热问题.

本文构建了两类分流吸热形式, 图6为以一次再热布置为基础的Case A与Case B的分流吸热布置形式. 从主压缩机C1分流一部分 CO_2 工质进入锅炉尾部烟道烟气冷却器吸热后返回低温回热器高压侧出口(Case A); 从辅压缩机C2分流一部分 CO_2 工质进入锅炉尾部烟道烟气冷却器吸热后返回高温回热器高压侧出口(Case B). 从热力循环中分流进入FGC吸热的方法还有一种是从主压缩机C1分流一部分 CO_2 工质进入锅炉尾部烟道烟气冷却器吸热后返回高温回热器高压侧出口, 但可以证明该方法为Case A与Case B的结合, 故在本文中不再赘述.

添加FGC后会使得循环特性发生改变, 故需要探究两类吸热方式对系统的影响规律, 得到最佳的吸热方式. 与2.2部分不同, 锅炉内能量的吸收方式可以分为四部分: (1) 被循环系统吸收(Q_{Heater1} , Q_{Heater2}); (2) 被FGC吸收(Q_{FGC}); (3) 被空气预热器吸收(Q_{air}); (4) 释放至环境($Q_{\text{ex gas}}$). 所以尾部烟道的能量平衡关系变为 $Q_{\text{fluegas}}=Q_{\text{FGC}}+Q_{\text{air}}+Q_{\text{ex gas}}$. 图7中 x_{abs} 为分流比例, 分流比例的定义是分流进入FGC的流量与循环总流量的比例; η_b 为锅炉效率, η_{th} 表示热效率.

从图7(a)中可见, 对于Case A, 随着分流比例的升高循环锅炉效率不变, 循环热效率降低. 这是因为 x_{abs} 的增加意味着FGC吸热量增加, 根据热效率的定义式 $\eta_{\text{th}}=W/(Q_1+Q_{\text{FGC}})$ 可知, 在输出功率不变的条件下, 分流吸热后热力系统效率降低; 同时, 由于Case A可以有效解决尾部烟道余热问题, 故锅炉效率保持不变. 图7(a)中还可以看到, Case B的锅炉及循环效率随分流比例(x_{abs})变化的规律, Case B与Case A有较大的不同, Case B的 x_{abs} 对循环热效率没有变化, Case B

图6 (网络版彩色)再压缩再热循环引入FGC示意图. (a) Case A; (b) Case B; (c) Case A的T-s图; (d) Case B的T-s图

Figure 6 (Color online) Flow diagram of reheat recompression cycle with FGC. (a) Case A; (b) Case B; (c) T-s diagram of Case A; (d) T-s diagram of Case B

图7 (网络版彩色)为分流比(x_{abs})对Case A和Case B系统特性的影响

Figure 7 (Color online) Influence of split ratio (x_{abs}) on system characteristics of Case A and Case B

的循环效率不变可通过图8解释, 图8为在不同分流比例 x_{abs} 条件下循环 $Q_{Heater1}$ 与 Q_{FGC} 的关系, 从图中可见分流比例的增加使得 Q_{FGC} 增加, 但同时使得 $Q_{Heater1}$ 减少, 且FGC的吸热量与Heater 1的吸热量总和基本不变, 根据 $\eta_{th}=W/(Q_{Heater1}+Q_{FGC})$ 可知, 热效率维持不变. 所以对于Case B有无FGC对循环效率无影响. 因为Case B无法吸收尾部烟道的余热, 所以锅炉效率随着 x_{abs} 的增加而减小. 图7(b)中纵坐标为锅炉

效率与循环热效率的乘积, 从图中可见Case B的发电效率小于Case A, 故本文认为Case A的布置形式为最优布置.

图9为RC+RH+FGC的系统图. 图中标识了各部件的入口出口参数、部件热负荷及输出功. 该布置保证了系统的简单、紧凑、高效. 当透平入口参数为620℃/30 MPa时, 循环热效率达到50.82%, 发电效率 η_e 达到47.51%.

图8 (网络版彩色) Case B的分流比(x_{abs})对 $Q_{Heater1}$ 与 Q_{FGC} 的影响规律
Figure 8 (Color online) Influence of split ratio (x_{abs}) on $Q_{Heater1}$ and Q_{FGC}

3 结论

本文分析了S-CO₂再压缩循环与燃煤发电耦合

时的循环特性,并重点围绕热力系统构建问题与余热吸收问题展开了研究,通过本文的分析可以得到如下结论.(1)再热能够有效提高循环效率,但一次再热、二次再热再压缩循环热效率随再热压降增大出现交叉的现象,再热布置的选择需要根据再热压降选取.同时再热的应用会使燃煤发电系统出现尾部烟道高温烟气余热问题.(2)提升主汽压力可以解决余热问题,但该方法受到材料瓶颈的限制,当主汽温度较高时该方法不可行.此时需要添加烟气冷却器,添加FGC可以克服材料瓶颈的限制,并有效解决余热问题.(3)烟气冷却器与循环之间存在最佳的结合方式,从主压缩机C1出口引出最终汇入低温回热器高压侧出口的方案(Case A)为最佳的分流吸热方式.(4)本文构建的燃煤发电系统循环设计合理,能够兼顾循环热效率与锅炉效率,使得系统总效率较高,该系统简单、小巧,能够充分发挥S-CO₂循环的优势,且具有较好的节能潜力.

图9 (网络版彩色) S-CO₂燃煤发电厂. RC+RH+FGC循环, Case A 烟气能量分流方法, 透平入口参数 620℃/30 MPa, 净输出功率 1000 MWe, 发电效率 $\eta_e=47.51\%$

Figure 9 (Color online) S-CO₂ coal-fired power plant. RC+RH+FGC cycle, Case A, turbine inlet parameters: 620℃/30 MPa, net output power 1000 MWe, power generation efficiency $\eta_e=47.51\%$

参考文献

- 1 Sathre R, Gustavsson L, Truong N L. Climate effects of electricity production fuelled by coal, forest slash and municipal solid waste with and without carbon capture. *Energy*, 2017, 122: 711–723
- 2 Jin H G, Lin R M. Comprehensive Cascade Utilization of Energy and Gas Turbine Total Energy System (in Chinese). Beijing: Science Press, 2008 [金红光, 林汝谋. 能的综合梯级利用与燃气轮机总能系统. 北京: 科学出版社, 2008]
- 3 Gonzalez-Salazar M A, Kirsten T, Prchlik L. Review of the operational flexibility and emissions of gas- and coal-fired power plants in a future with growing renewables. *Renew Sust Energ Rev*, 2018, 82: 1497–1513
- 4 Liu Z, Guan D, Wei W, et al. Reduced carbon emission estimates from fossil fuel combustion and cement production in China. *Nature*, 2015, 524: 335
- 5 Angelino G. Carbon dioxide condensation cycles for power production. *J Eng Gas Turb Power*, 1968, 90: 287–295
- 6 Dostal V. A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors. *Mas Inst Technol*, 2004, 154: 265–282
- 7 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
- 8 Hou S, Wu Y, Zhou Y, et al. Performance analysis of the combined supercritical CO₂ recompression and regenerative cycle used in waste heat recovery of marine gas turbine. *Energ Convers Manage*, 2017, 151: 73–85
- 9 Baik S, Kim S G, Lee J, et al. Study on CO₂-water printed circuit heat exchanger performance operating under various CO₂ phases for S-CO₂ power cycle application. *Appl Therm Eng*, 2017, 113: 1536–1546
- 10 Johnson G A, McDowell M W, O'Connor G M, et al. Supercritical CO₂ cycle development at pratt and whitney rocketdyne. *Amsoc Mech Eng*, 2012, 70105: 1015–1024
- 11 Moullec Y L. Conceptual study of a high efficiency coal-fired power plant with CO₂ capture using a supercritical CO₂ Brayton cycle. *Energy*, 2013, 49: 32–46
- 12 McClung A, Brun K, Delimont J. Comparison of supercritical carbon dioxide cycles for oxy-combustion. In: ASME turbo expo 2015: turbine technical conference and exposition. Montreal: American Society of Mechanical Engineers, 2015
- 13 Mecheri M, Moullec Y L. Supercritical CO₂ Brayton cycles for coal-fired power plants. *Energy*, 2016, 103: 758–771
- 14 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
- 15 Bai Z, Zhang G, Li Y, et al. A supercritical CO₂ Brayton cycle with a bleeding anabranch used in coal-fired power plants. *Energy*, 2018, 142: 731–738
- 16 Park S, Kim J, Yoon M, 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
- 17 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
- 18 Yang Y, Bai W, Wang Y, et al. Coupled simulation of the combustion and fluid heating of a 300 MW supercritical CO₂ boiler. *Appl Therm Eng*, 2017, 113: 259–267
- 19 Lemmon E W, Huber M L, Mc Linden M O. NIST standard reference database 23: Reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, version 9.1. Tech. Rep. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, 2013
- 20 Span R, Wagner W. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa. *J Phys Chem Ref Data*, 1996, 25: 1509–1596
- 21 Ishmael M P E, Lukawski M Z, Tester J W. Isobaric heat capacity (c_p) measurements of supercritical fluids using flow calorimetry: Equipment design and experimental validation with carbon dioxide, methanol, and carbon dioxide-methanol mixtures. *J Supercrit Fluid*, 2016, 117: 72–79
- 22 Liu Z B, He Y L, Yang Y F, et al. Experimental study on heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂, cooled in a large tube. *Appl Therm Eng*, 2014, 7: 307–315
- 23 Fan Q G. Design and Operation of Ultra Supercritical Boiler (in Chinese). Beijing: China Power Press, 2010 [樊泉桂. 超超临界锅炉设计及运行. 北京: 中国电力出版社, 2010]

Summary for “超临界 CO₂ 再压缩/再热燃煤发电系统热力循环”

Thermodynamics analysis of S-CO₂ recompression-reheating cycle for coal fired power plant

Enhui Sun, Yawen Zheng, Ge Wang & Jinliang Xu*

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

* Corresponding author, E-mail: xjl@ncepu.edu.cn

As a kind of fossil energy, coal plays an important role in global energy structure. In China, coal fired power plants provide more than 60% of the total electricity supply. Compared to the water-steam Rankine cycle, the supercritical carbon dioxide (S-CO₂) Brayton cycle exhibits advantages in simpler cycle layout and higher efficiencies. The objective of this paper is to explore the possibility that the S-CO₂ Brayton cycle can be used for large scale coal fired power plant. Such application presents challenges in the thermodynamic cycle construction, arrangement of heat transfer components and residual heat utilization of flue gas. Here, the S-CO₂ recompression cycle, incorporating reheating/double-reheating technique, is integrated with the coal fired power plant. The performance of the power plant is analyzed by coupling the thermodynamics cycle, boiler pressure drops in heat transfer components, and thermal energy distribution of flue gas in the boiler tail flue. The residual heat of flue gas is absorbed by the S-CO₂ cycle, an additional flue gas cooler (FGC) and two air preheaters to satisfy the energy cascade utilization principle.

The results show that, if the S-CO₂ recompression cycle is used alone without reheating, the low-temperature flue gas energy is difficult to be absorbed to cause non-acceptable outlet flue gas temperature such as higher than 120°C. By neglecting pressured drops in heat transfer components, the S-CO₂ recompression cycle incorporating reheating increases the system thermal efficiency, but makes it difficult to recover the residual heat of flue gas. When pressure drops are considered, we show that, for the first time, the curves of thermal efficiencies versus reheater pressure drops are crossed between the S-CO₂ recompression-reheating cycle and the S-CO₂ recompression-double-reheating cycle. Based on this finding, the criterion is proposed to judge at what condition a single-reheating cycle is needed, and at what condition a double-reheating cycle is necessary.

It is demonstrated that the CO₂ temperature entering the boiler can be decreased by elevating the main vapor pressure. Thus, the adjusting main vapor pressure method is proposed to absorb the residual heat of flue gas. The system efficiency is sharply increased with increase of main vapor pressures. Because the main vapor temperature T_5 and pressure P_5 are strongly coupled, for example, P_5 reaches 43.6 MPa at $T_5=615^\circ\text{C}$ and the secondary air temperature of 500°C, the adjusting main vapor pressure method challenges the material pressure tolerance limit. Adding a flue gas cooler (FGC) not only recovers the residual heat of flue gas, but also ensures that the pressure is within the material pressure tolerance limit. The optimal scheme of the FGC integrated with the thermal cycle is investigated, among which, a smaller CO₂ flow rate stream consecutively extracted from the main compressor outlet, being heated by the low temperature flue gas, and entering the outlet of the low temperature recuperator heat exchanger, is the best. By using the S-CO₂ recompression-reheating cycle together with a FGC, the system thermal efficiency and boiler efficiency attain 50.82% and 94.43%, respectively. This paper gives a clue to design and operate high efficiency, simple layout and compact S-CO₂ coal fired power plant.

supercritical carbon dioxide cycle, coal fired power plant, residual heat of flue gas, flue gas cooler

doi: 10.1360/N972018-00532