

# 蓄热式燃烧技术在冷凝式燃气锅炉上的应用

张喜来<sup>1</sup>, 靳世平<sup>2</sup>, 葛京鹏<sup>3</sup>, 黄素逸<sup>2</sup>

(1. 西安热工研究院有限公司 陕西 西安 710032; 2. 华中科技大学 煤燃烧国家重点实验室 湖北 武汉 430074;  
3. 江苏焱鑫科技集团 江苏 江阴 214426)

**摘 要:** 天然气等碳氢燃料燃烧后的烟气中含有大量水蒸气, 将排烟温度降低到水蒸气冷凝温度以下可回收水蒸气的冷凝潜热, 锅炉热效率按低位发热量计算可超过 100%。热平衡计算结果显示可以用助燃空气回收烟气的冷凝潜热, 但烟气进口温度有一个上限值。将蓄热式燃烧技术用于燃气锅炉, 可将烟气温度降低到冷凝温度之下。换向周期越短热效率越高, 换向周期 20 s 时热效率可达 106.7%。通过空气分级燃烧可以使烟气中 NO<sub>x</sub> 排放水平降低到 46 mg/m<sup>3</sup> (6% O<sub>2</sub>) 左右的水平, 且烟气冷凝液可吸附烟气中约 14.3% 的 NO<sub>x</sub>。

**关 键 词:** 蓄热式燃烧; 冷凝锅炉; 冷凝潜热; 低 NO<sub>x</sub> 燃烧  
中图分类号: TK229.8 文献标识码: B

## 引 言

传统燃气锅炉排烟温度多数较高 (150 ~ 250℃)<sup>[1]</sup>, 天然气燃烧后的烟气中含有大量水蒸气, 水蒸气均以气态形式排放, 天然气的热值也以低位发热量计算。若将排烟温度降低到水蒸气冷凝温度以下, 在回收烟气显热的同时还可回收水蒸气冷凝潜热, 锅炉热效率可大大提高, 按低位发热量计算其热效率可超过 100%<sup>[2~6]</sup>。此外, 冷凝水还可以吸附烟气中的部分颗粒物、SO<sub>2</sub> 及 NO<sub>x</sub>, 对烟气有一定的净化作用<sup>[7~9]</sup>。

回收烟气冷凝潜热主要靠水或空气这两种介质。受锅炉给水条件限制, 相当部分燃气锅炉难以使用加热给水的方式回收烟气的冷凝余热。由于燃气锅炉需要助燃空气, 而且我国大部分地区的大气温度都低于烟气中水蒸气冷凝温度, 因此使用助燃空气回收水蒸气冷凝潜热是一个更易于普遍推广的技术路线。

由于烟气体积比空气量要略大, 烟气的比热也大于空气的比热, 且温度越高相差越大, 因此并非任意

温度的烟气都可以用助燃空气回收其冷凝潜热。此外, 因气-气换热器的传热系数低, 加之烟气和空气的温差较小, 如果采用传统的换热器, 势必使换热面积很大, 成本过高, 经济上难以承受<sup>[10]</sup>。针对以上问题, 本研究提出利用蓄热式空气预热器回收烟气冷凝热。该换热器采用耐腐蚀的蜂窝陶瓷作为蓄热体, 可防止低温腐蚀。蓄热体比表面积远大于传统换热器, 可使设备结构紧凑, 成本降低。徐华等人对蓄热式燃烧技术用于烟气冷凝余热回收进行了试验分析, 但未对该技术的适用条件进行详细分析<sup>[11~12]</sup>。本研究通过热平衡计算, 分析了用助燃空气回收烟气冷凝潜热的适用条件。同时, 建立了一套蓄热式冷凝燃气锅炉实验装置, 实验分析了该装置的运行效果。

## 1 烟气中水蒸气冷凝潜热量计算

实验采用的是天然气, 该天然气低位发热量 35 818 kJ/m<sup>3</sup>, 主要成份如表 1 所示。不考虑助燃空气中所含的水蒸气, 不同排烟温度下可回收的水蒸气冷凝潜热与低位发热量的比值如图 1 所示。

表 1 天然气主要成份体积分数 (%)

Tab. 1 Volume fractions of the main constituents of nature gas (%)

CH <sub>4</sub>	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>
95.2	0.55	1.7	1.9	0.4	0.15	0.04	0.05

由图 1 可见, 空气过剩系数  $\alpha$  增大后水蒸气的分压力降低, 冷凝温度也降低, 相同的排烟温度下回收的烟气冷凝潜热减少。 $\alpha$  一般大于 1, 在保证燃烧完全的前提下尽量选取较小的过剩空气系数, 天然气燃烧时  $\alpha$  可取 1.1。此时烟气中水蒸气体积分

收稿日期: 2012-05-12; 修订日期: 2012-08-13

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51076057); 获奖情况: 本研究获 2011 年中国石油和化学工业联合会科技进步二等奖。

作者简介: 张喜来 (1981-) 男, 河北石家庄人, 华中科技大学博士研究生, 现工作西安热工研究院有限公司。

数 17.27% ,质量分数 11.56% ,1 m<sup>3</sup> 天然气燃烧可产生 1.65 kg 水。当燃烧是在大气压力下进行时,烟气中水蒸气分压力为 17.5 kPa ,对应的饱和温度是 57.2℃。不考虑 SO<sub>2</sub> 及 NO<sub>x</sub> 等酸性气体影响,可认为烟气温度低于 57.2℃ 后水蒸气就会产生凝释放热,排烟温度越低回收的冷凝潜热越多。排烟温度降低到 0℃ ,回收的水蒸气冷凝潜热相当于燃气低位发热量的 11.65% 。

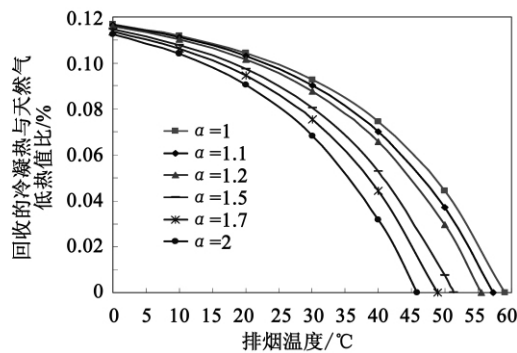


图 1 烟气中水蒸气冷凝热与天然气低热值比  
Fig.1 Ratio of the condensation heat of the flue gas and the low heating value of the nature gas

## 2 可用空气回收潜热的烟气温度计算

不考虑散热损失时,空气预热器内烟气的温降值  $\delta t_f$  要小于空气的温升值  $\delta t_a$ 。若要实现冷凝余热回收,空气预热器冷空气进口温度  $t_{a,i}$  必须低于水蒸气冷凝温度。理想地认为极端情况下预热空气温度  $t_{a,p}$  等于烟气进口温度  $t_{f,i}$ 。考虑到传热温差,烟气的出口温度  $t_{f,p}$  要高于  $t_{a,i}$ ,其差值定义为  $\delta t$ 。当  $t_{f,i}$  低于水蒸气冷凝温度时  $t_{f,p}$  必然也低于水蒸气冷凝温度,可实现水蒸气冷凝余热回收。随着  $t_{f,i}$  升高  $\delta t_a$  与  $\delta t_f$  均增大。由于温度越高烟气与空气的比热容差值越大,因此  $\delta t_f$  增幅小于  $\delta t_a$ ,即  $\delta t$  增大。 $t_{f,i}$  越高  $\delta t$  越大  $t_{f,p}$  也就越高。 $t_{f,i}$  有一个上限,高于此值后  $t_{f,p}$  将大于水蒸气冷凝温度,空气预热器不能再实现冷凝余热回收。

为计算可用助燃空气回收冷凝潜热的烟气温度上限,计算中假定预热空气温度  $t_{a,p}$  等于烟气进口温度  $t_{f,i}$ ,且不考虑换热器的散热损失。表 2 是根据表 1 中燃气成份,计算得到的不同过剩空气系数下烟气中各主要成份的质量分数。助燃空气进口温度按 10℃ 计算,湿度取 80%。根据烟气及湿空气中各主要组分的质量分数及比热容,按质量加权平均的方

法可得到烟气及湿空气的比热容,如表 3 所示。

表 2 烟气中各组分质量分数

Tab.2 Mass fractions of various constituents of the flue gas

$\alpha$	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
1	0.7216	0.1265	0.1534	0
1.1	0.7253	0.1156	0.1402	0.0200
1.2	0.7284	0.1064	0.1291	0.0368
1.5	0.7353	0.0860	0.1043	0.0743
1.7	0.7385	0.0762	0.0924	0.0922
2	0.7423	0.0651	0.0790	0.1126

表 3 烟气及湿空气的比热容 (kJ/(kg·℃))

Tab.3 Specific heat capacity of the flue gas and wet air

温度/℃	烟气比热容						湿空气
	$\alpha=1$	$\alpha=1.1$	$\alpha=1.2$	$\alpha=1.5$	$\alpha=1.7$	$\alpha=2$	
0	0.886	0.897	0.907	0.928	0.938	0.950	0.995
60	1.116	1.107	1.099	1.081	1.073	1.064	1.015
100	1.120	1.111	1.103	1.085	1.076	1.066	1.016
150	1.126	1.116	1.108	1.089	1.080	1.070	1.019
200	1.132	1.122	1.113	1.094	1.085	1.075	1.021
250	1.139	1.128	1.119	1.100	1.091	1.080	1.026
300	1.145	1.135	1.126	1.106	1.096	1.086	1.030
350	1.153	1.142	1.133	1.112	1.103	1.092	1.035
400	1.160	1.149	1.140	1.119	1.109	1.098	1.039
450	1.167	1.156	1.147	1.126	1.115	1.104	1.045
500	1.175	1.163	1.154	1.132	1.122	1.110	1.050

烟气流经空气预热器后放出的热量  $Q_f$  (kW) 为:

$$Q_f = q_f (c_{f,i} t_{f,i} - c_{f,p} t_{f,p}) \quad (1)$$

式中:  $q_f$ —烟气质量流量, kg/s;  $c_{f,i}$ —烟气进口温度下的比热容, kJ/(kg·℃);  $c_{f,p}$ —烟气出口温度下的比热容, kJ/(kg·℃); 空气在空气预热器内吸收的热量  $Q_a$  (kW) 为:

$$Q_a = q_a (c_{a,p} t_{a,p} - c_{a,i} t_{a,i}) \quad (2)$$

式中:  $q_a$ —空气质量流量, kg/s;  $c_{a,p}$ —空气出口温度下的比热容, kJ/(kg·℃);  $c_{a,i}$ —空气进口温度下的比热容, kJ/(kg·℃)。

在不考虑散热损失的情况下:

$$Q_f = Q_a \quad (3)$$

空气预热器进口烟气温度确定后,预热空气温度也就确定,由表 3 中的比热容值插值求得各温度下的比热容值,根据式 (1) ~ 式 (3),通过迭代计算即可求得空气预热器出口烟气温度  $t_{f,p}$ 。不同空气

过剩系数下空气预热器烟气出口温度与进口温度的关系如图2所示。

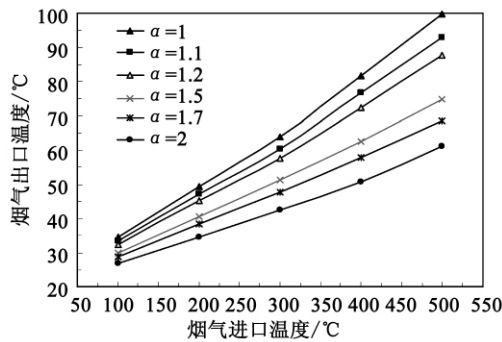


图2 烟气出口温度随进口温度的变化趋势  
Fig. 2 Variation tendency of the temperature of the flue gas at the outlet with that at the inlet

在预热空气温度等于烟气进口温度的极限情况下  $\alpha = 1$  时烟气进口温度只要不高于  $275^{\circ}\text{C}$  ,就可以使排烟温度达到  $59^{\circ}\text{C}$  以下 ,即实现水蒸气的冷凝。烟气进口温度越低 ,排烟温度也越低 ,就有更多的水蒸气冷凝下来。 $\alpha$  越大 ,可实现冷凝余热回收的烟气温度上限越高。

实际空气预热器预热空气温度肯定低于烟气进口温度 ,且会存在散热损失 ,因此图2中结果只是一个定性结论 ,定量结果只能根据锅炉自身特点通过实验获得。

### 3 蓄热式冷凝燃气锅炉实验装置

蓄热式冷凝燃气锅炉原理如图3所示 ,实验炉膛长  $3\text{ m}$  ,宽  $1.5\text{ m}$  ,高  $3\text{ m}$  。炉膛中间有一道  $2\text{ m}$  高的隔墙 ,把炉膛分为两个炉室。炉膛内有水冷管 ,模拟锅炉的水冷壁。水流量采用涡街流量计测量 ,水温采用 Pt100 热电阻测量。炉底安装 1 对蓄热式燃烧器 ,燃料为天然气 ,额定燃气流量为  $60\text{ m}^3/\text{h}$  ,过剩空气系数  $1.1$  ,燃气流量采用涡街流量计测量。空气和烟气的切换由两个 DN150 的气动三通换向阀实现。燃气的切断与供给由两个 DN40 电磁阀分别控制。

炉膛的两侧开有两个的高  $200\text{ mm}$  ,宽  $150\text{ mm}$  的观火口 ,打开时可作为泄压口减小炉内压力波动。两组蓄热室完全对称布置 ,每个蓄热室内布置 8 层共 256 块  $100\text{ mm} \times 100\text{ mm} \times 100\text{ mm}$  的六边形孔蜂窝陶瓷。蓄热室进、出口装有 K 型热电偶 ,用于测量进、出口烟气(空气)温度。蓄热室底部装有 U 型冷凝水排

放口 ,该排放口同时可起到水封作用 ,防止换向时蓄热室内压力波动导致漏风。实验中冷凝液量较少 ,直接排入污水管道 ,可被呈碱性的污水中和。

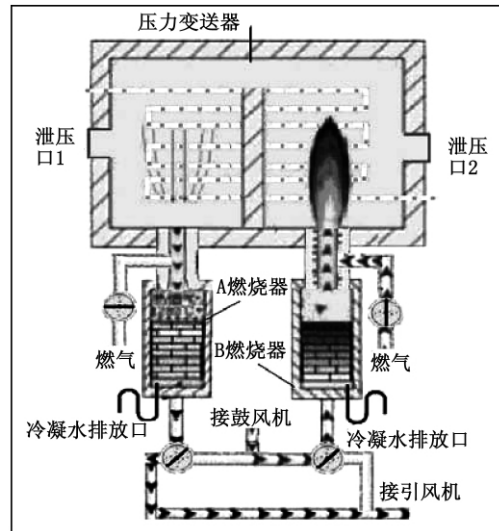


图3 蓄热式冷凝燃气锅炉  
Fig. 3 Heat accumulation type condensing gas-fired boiler

传统蓄热式燃烧技术预热空气温度在燃料着火点之上。燃气与空气接触后即自行着火 ,不需采取稳燃措施。此时可采用空气高速射流卷吸烟气回流 ,或燃料分级燃烧的方式降低燃烧区的氧浓度 ,实现低  $\text{NO}_x$  排放。若要回收烟气冷凝潜热 ,排烟温度不能过高 ,预热空气温度一般也远低于燃气着火点 ,因此必须考虑频繁换向过程中的点火可靠性 ,采取稳燃措施 ,且不能再采用贫氧燃烧的方式降低  $\text{NO}_x$  。

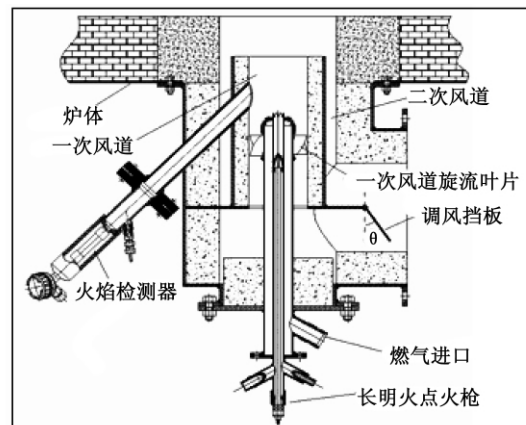


图4 空气分级燃烧蓄热式烧嘴  
Fig. 4 Air staged combustion heat accumulation type burner

燃烧器结构如图 4 所示,采用空气分级燃烧的方法降低  $\text{NO}_x$  排放。通过调节燃烧器空气进口的调风挡板改变一、二次风比例,降低  $\text{NO}_x$  排放。一次风为旋流,加快一次风与燃气的混合,同时起稳燃作用。主燃气枪中心安装有一个长明火点火枪,该点火枪具有很强的稳燃能力,能够在主燃烧器换向时保证自身不灭火并可靠地点燃主燃烧器。

## 4 结果与讨论

### 4.1 蓄热室进、出口温度

实验中燃气流量为  $60 \text{ m}^3/\text{h}$ ,过剩空气系数 1.1,当地大气温度  $10^\circ\text{C}$  左右。根据图 2 中的结论,烟气进口温度不高于  $280^\circ\text{C}$  时才能实现烟气中水蒸气的冷凝余热回收。考虑到图 2 是理想情况下的结果,实验中通过调整冷却水流量,使排烟温度维持在  $250^\circ\text{C}$  左右。图 5 为蓄热室进、出口的温度变化情况,温度上升阶段为排烟过程,显示的是空气预热器烟气进、出口温度。温度下降阶段为空气预热过程,显示的是空气预热温度与进口温度。

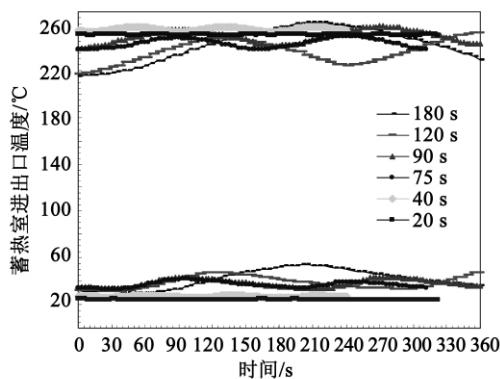


图 5 不同换向周期时蓄热室进、出口温度变化  
Fig. 5 Change of the temperature at the inlet and outlet of the heat accumulation chamber during various direction change periods

实验中蓄热室空气进口温度高于大气温度,这是由于蓄热室与鼓风机之间还有一段保温管道,也相当于蓄热体,其吸收的烟气热量又传递给冷空气,使冷空气升温。图 5 中空气预热温度与烟气温度基本接近,说明蜂窝陶瓷蓄热体由于极高的比表面积,可在小温差下有效传热,得到极高的温度效率。

随着换向周期减小,蓄热室进、出口温度波动减

小。在换向周期  $20 \text{ s}$  时,蓄热室进、出口温度变得非常平稳,整个周期内的波动幅度只有  $2^\circ\text{C}$  左右。实验各工况下,蓄热室进口烟气温度的维持在  $250^\circ\text{C}$  左右,随着换向周期减小,平均烟温有所升高。蓄热室出口烟气温度的均在  $54^\circ\text{C}$  以下,低于烟气中水蒸气冷凝温度,可实现水蒸气冷凝余热回收。换向周期越小,烟气出口温度越低,换向周期  $20 \text{ s}$  时,蓄热室出口烟气温度的只有  $25^\circ\text{C}$ 。不考虑散热损失时,根据图 1 中结论,可回收的冷凝潜热相当于天然气低位发热量的  $9.7\%$ 。

### 4.2 实验装置整体热效率

通过测量给水质量流量  $m_w (\text{kg}/\text{s})$ ,水的进口温度  $t_{w,i} (^\circ\text{C})$ ,出口温度  $t_{w,o} (^\circ\text{C})$ ,查表得到进、出口给水的比热容  $c_i (\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}))$  和  $c_o (\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}))$ ,可以计算得到有效热负荷  $Q_w = m_w (c_o t_{w,o} - c_i t_{w,i})$  (W)。

实验装置每次换向后空气要经过一个时间间隔才能进入炉膛,因此换向后燃气电磁阀需要延迟一个时间  $\delta_T (\text{s})$  再开启,防止燃气过早进入炉膛后不能与空气混合燃烧,实验中  $\delta_T$  取  $3 \text{ s}$ 。测量得到燃气流量  $V_g (\text{m}^3/\text{s})$ ,燃气低位发热量  $q_g (\text{J}/\text{m}^3)$  已知,换向周期为  $T (\text{s})$  时燃料供热量  $Q_g = V_g q_g (T - \delta_T) / T$  (W)。

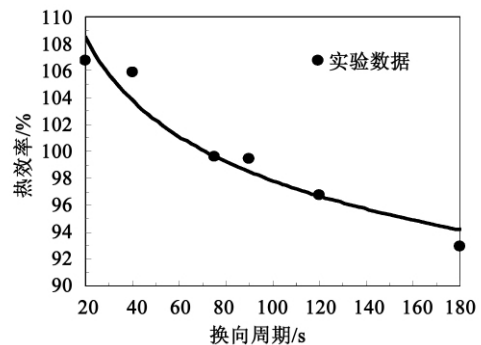


图 6 实验炉热效率与换向周期关系  
Fig. 6 Relationship between the thermal efficiency and the direction change period of the boiler under the test

整个实验炉热效率  $\eta = Q_w / Q_g$ 。图 6 为燃气流量  $60 \text{ m}^3/\text{h}$ ,过剩空气系数 1.1 时,实验炉热效率随换向周期的变化趋势。由于烟气中水蒸气冷凝潜热得以回收,实验炉的热效率远高于传统燃气锅炉,在换向周期小于  $75 \text{ s}$  后热效率已经高于  $100\%$ 。在换向周期为  $20 \text{ s}$  时,实验得到的热效率高达  $106.7\%$ 。

随着换向周期增大,排烟温度上升,热效率下降,图5中显示换向周期越短温度波动越小,因此仅从热工参数考虑换向周期越短越好。但考虑到换向周期过短会使换向阀动作频繁,缩短换向阀寿命,增加系统故障几率,因此具体选用多长的换向周期要根据实际情况综合考虑。

### 4.3 NO<sub>x</sub>排放

在实验工况下分析了一、二次风比例对 NO<sub>x</sub> 排放的影响。换向会引起炉内气氛产生波动,实验中换向周期为 75 s,在换向后待炉内气氛稳定后再读取测量值,每个工况测量 3 次取平均值。为排除两个燃烧器加工误差,只对同一个燃烧器进行测量。实验中一次风量过小时燃烧器点火成功率低,θ 最小只取到 15°。一次风量过大时烟气中 CO 量明显增大,燃烧不完全损失增加 θ 最大取 150°。预热空气温度 250℃ 时 NO<sub>x</sub> 排放量(本研究中 NO<sub>x</sub> 浓度以 NO 计,均折算为标准状态下,氧含量 6% 的干烟气)与调风挡板角度 θ 的关系如图 7 所示,可见实验范围内一次风量越小(θ 越小),NO<sub>x</sub> 排放量越少。总体上来说实验燃烧器的 NO<sub>x</sub> 排放量比较小,能满足当前国家排放标准。

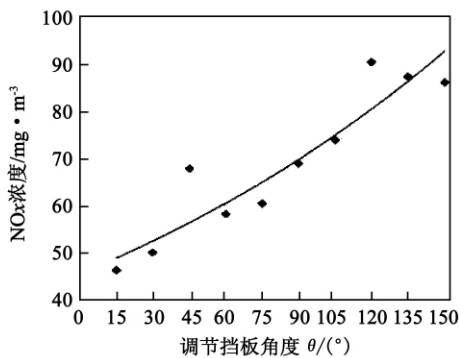


图 7 燃烧器 NO<sub>x</sub> 排放特性

Fig. 7 NO<sub>x</sub> emissions characteristics of the burner

在换向周期 40 s,燃烧器进口调风板角度 θ 为 135° 时,对蓄热室进、出口烟气的 NO<sub>x</sub> 浓度进行了对比。实验中测量 3 个周期数据后取平均值,结果显示烟气中 NO<sub>x</sub> 浓度在蓄热室进口为 106.8 mg/m<sup>3</sup>,出口为 106.6 mg/m<sup>3</sup>,NO<sub>x</sub> 浓度没有明显变化。但是考虑到排烟温度 27℃ 时烟气中饱和水蒸气体积分数为 3.52%,已经有约 82.5% 的水蒸气冷凝,烟气体积流量减小了 14.3%,NO<sub>x</sub> 的总排放量也相应降低 14.3%。

## 5 结 论

可以采用预热助燃空气的方法回收烟气中水蒸气的冷凝潜热,但由于烟气流量和比热容均大于助燃空气,空气预热器的烟气进口温度有一个上限,温度高于此值后烟气出口温度将不能低于水蒸气的冷凝温度。

蓄热式燃烧技术可用于燃气锅炉的冷凝余热回收,换向周期越短热效率越高,在换向周期 20 s 时实验得到的热效率高达 106.7%。

通过空气分级燃烧的方法可降低 NO<sub>x</sub> 的排放,在本实验范围内一次风越小 NO<sub>x</sub> 排放越低。

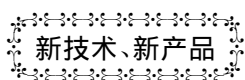
冷凝液对 NO<sub>x</sub> 有一定的吸附作用,空气预热器进、出口烟气中 NO<sub>x</sub> 浓度没有明显变化,但由于烟气流量降低,NO<sub>x</sub> 排放总量可降低约 14.3%。

### 参考文献:

- [1] 庄正宁,李江荣,车得福,等.加湿热空气对流冷凝换热冷凝液量的实验研究[J].热能动力工程,2005,20(1):69-72.  
ZHUANG Zheng-ning, LI Jiang-rong, CHE De-fu, et al. Experimental study of the convection-based condensate quantity of the humidified hot air [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power 2005 20 (1): 69-72.
- [2] 艾效逸,王义,傅忠诚,等.高效燃气热水器的实验研究和节能分析[J].工业加热,2002(5):50-52.  
AI Xiao-yi, WANG Yi, FU Zhong-cheng, et al. Experimental investigation and energy-saving analysis of a high efficiency gas-fired water heater [J]. Industrial Heating 2002(5): 50-52.
- [3] 李慧君,林宗虎.燃气锅炉烟气余热回收实验分析[J].工业锅炉,2004(6):1-4.  
LI Hui-jun, LIN Zong-hu. Experiment and analysis of the waste heat recovery from the flue gas of a gas-fired boiler [J]. Industrial Boiler 2004(6): 1-4.
- [4] 耿克成,田贯三,付林,等.天然气烟气冷凝热效率计算及影响因素分析[J].煤气与热力,2004(8):427-431.  
GENG Ke-cheng, TIAN Guan-san, FU Lin, et al. Calculation of the condensation thermal efficiency of the flue gas when burning natural gas and analysis of its influencing factors [J]. Coal Gas and Thermal Power 2004(8): 427-431.
- [5] Chen Q, Finney K, Li H N, et al. Condensing boiler applications in the process industry [J]. Applied Energy 2012 89: 30-36.
- [6] Che D F, Liu Y H, Gao C Y. Evaluation of retrofitting a conventional natural gas fired boiler into a condensing boiler [J]. Energy Conversion and Management 2004 45: 3251-3266.
- [7] 孙金栋,贾力,陈铁兵.烟气冷凝的环保分析[J].北京建筑工程学院学报,2000,16(9):6-11.  
SUN Jin-dong, JIA Li, CHEN Tie-bing. Environmental protection analysis of flue gas condensation [J]. Journal of Beijing Institute of

- Architectural Engineering 2000, 16 (9): 6-11.
- [8] 贾力, 彭晓峰, 孙金栋 等. 烟道气的冷凝传热与脱硫的实验研究[J]. 应用基础与工程科学学报, 2000, 8(4): 387-393.  
JIA Li, PENG Xiao-feng, SUN Jin-dong, et al. Experimental study of condensation-based heat transfer and desulfurization of flue gas [J]. Journal of Applied Base and Engineering Science, 2000, 8(4): 387-393.
- [9] 孙金栋, 鲁国丽, 贾力. 新型烟气冷凝节能与脱硫装置研究[J]. 环境污染治理技术与设备, 2002, 3(8): 79-82.  
SUN Jin-dong, LU Guo-li, JIA Li. Study of a novel type flue gas condensing energy-saving and desulfurization device [J]. Techniques and Equipment for Controlling Environmental Pollution, 2002, 3(8): 79-82.
- [10] 高东明, 史晓军. 冷凝式空气加热器回收燃天然气锅炉排烟余热的分析[J]. 工业加热, 2005(6): 1-6.
- GAO Dong-ming, SHI Xiao-jun. Analysis of the waste heat recovery from the flue gas of a gas-fired boiler by using a condensing type air heater [J]. Industrial Heating, 2005(6): 1-6.
- [11] 徐华. 高温空气燃烧技术的研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2002.  
XU Hua. Study of high temperature air combustion technologies [D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2002.
- [12] 徐华, 武立云, 马重芳. 进一步提高高温空气燃烧余热回收率[J]. 工业加热, 2002(3): 1-4.  
XU Hua, WU Li-yun, MA Chong-fang. Further enhancement of the waste heat recovery rate of the high temperature air combustion [J]. Industrial Heating, 2002(3): 1-4.

(陈滨 编辑)



## 新 GT13E2 能够 15 min 启动并达 15 mg/kg NO<sub>x</sub> 排放量

据《Gas Turbine World》2012年5-6月刊报道,从1993年推出起,Alstom的GT13E2燃气轮机已有150多台机组在世界各地运行,累计运行时间已超过700万h。

跟踪十多年的升级和改进,该燃机于2012年3月又进行了一次升级和改进,性能如下:

### • 简单循环

以天然气作为燃料,基本负荷下输出功率已增加到202.7 MW,效率提高至38.0%。

### • 联合循环

2台(燃气轮机)+1台(汽轮机)联合循环装置,额定净输出功率为565 MW,装置纯效率均为53.8%。

最新的升级和改进是为了满足市场对更大的运行灵活性和环境性能的要求。

在GT26中使用的压气机前16级已被合并到GT13E2中。另外一个主要改进是增加了二列可变几何导叶,原先仅装有一列可变几何导叶。

多列可变几何导叶使燃气轮机更适合联合发电用途,提高了部分负荷性能并使燃气轮机排气温度保持在更高的范围内。

燃烧系统已升级改造,以便进一步提高环保性能和运行的灵活性。

基于标准的EV燃烧器技术,升级的GT13E2使用了AEV(先进的环保燃烧器)设计。

GT13E2简单循环动力装置的发展历程如下:

推出年份	ISO 基本负荷 输出功率/kW	热耗率 /kJ · ( kWh ) <sup>-1</sup>	效率 / %	压比	排气流量 /kg · s <sup>-1</sup>	排气温度 /°C
1993年推出	165 100	10 076	35.7	14.6	532.1	524
2003年升级和改进	172 200	9 886	36.4	15.4	537.1	537
2006年升级和改进	179 900	9 756	36.9	16.4	562.9	510
2012年升级和改进	202 700	9 474	38.0	18.2	624.1	501

(吉桂明 摘译)

vaporizer tube bundles forcing the exhaust flue gas temperature and loss of the boiler to go up, the steam production capacity to drop and the superheated steam temperature to rise. To burn fuel oil with a low heat value will make the superheated steam temperature of the boiler to go up. **Key words:** supercharged boiler, comprehensive test, thermal effectiveness coefficient, steam temperature, exhaust flue gas temperature, exhaust flue gas loss

**蓄热式燃烧技术在冷凝式燃气锅炉上的应用 = Application of the Regenerative Combustion Technology in Condensing Type Gas-fired Boilers** [刊, 汉]/ZHANG Xi-lai (Xi'an Thermotechnical Research Institute Co. Ltd., Xi'an, China, Post Code: 710032), JIN Shi-ping, HUANG Su-yi (National Key Laboratory on Coal Combustion, Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074), GE Jing-peng (Jiangsu Yanxin Science and Technology Group, Jiangyin, China, Post Code: 214426) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27(6). - 684 ~ 689

The flue gases of natural gas and other hydrocarbon fuels contain a great amount of steam after their combustion. To lower the temperature of the flue gases to any temperature below the condensation temperature of the steam can recover the latent heat of the steam during condensation and the thermal efficiency of a boiler can exceed 100% as calculated according to the low heating value. The heat balance calculation results show that it is possible to recover the latent heat for condensation of flue gases by using combustion-supporting air. However, the temperature of the flue gases at the inlet has an upper limit value. To use the heat accumulation type combustion technology for gas-fired boilers can lower the temperature of the flue gases below the condensation temperature. The shorter the direction change period, the higher the thermal efficiency. When the direction change period lasts 20 seconds, the thermal efficiency can be up to 106.7%. The staged combustion of air can make the  $\text{NO}_x$  emissions level reduced to around  $46 \text{ mg/Nm}^3$  (6%  $\text{O}_2$ ) and the fluid for condensing the flue gases can adsorb 14.3% of the  $\text{NO}_x$  in the flue gases.

**Key words:** regenerative combustion, condensing type boiler, condensing heat accumulation, low  $\text{NO}_2$  combustion

**叶片特性和中心风量对一种煤气燃烧器冷态流场的影响 = Influence of the Blade Characteristics and Central Air Quantity on the Cold-state Flow Field of a Coal-gas Burner** [刊, 汉]/YAN Zhen, LI Kun, ZHANG Shi-hong, CHEN Han-ping (National Key Laboratory on Coal Combustion, Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27(6). - 690 ~ 694