

炉壁散热率和烟气循环率对预混燃烧的影响

王飞飞, 米建春, 李鹏飞

(湍流与复杂系统国家重点实验室(北京大学), 北京市 海淀区 100871)

Effect of Heat Extraction and the Exhaust Gas Recirculation Rate on the Premixed Combustion

WANG Feifei, MI Jianchun, LI Pengfei

(State Key Laboratory of Turbulence and Complex Systems(Peking University), Haidian District, Beijing 100871, China)

ABSTRACT: This paper reports a Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) modeling study that investigates the effects of heat extracted (Q_{out}/Q_{in}) through the furnace wall and the internal exhaust gas recirculation rate on the performance of premixed combustion. Results suggest that both the exhaust gas recirculation rate and the ratio Q_{out}/Q_{in} play important roles in establishing premixed flameless combustion. It is found that, to realize flameless combustion, not only a large exhaust gas recirculation rate is needed to dilute local fuel and oxygen concentration and to delay the fuel oxidation, but also a sufficiently high value of Q_{out}/Q_{in} is required to control the local peak and the uniformity of temperature field inside the chamber.

KEY WORDS: flameless combustion; numerical simulation; exhaust gas recirculation rate; heat extraction rate

摘要: 通过雷诺平均纳维叶斯托克斯模型(Reynolds averaged Navier-Stokes, RANS)数值模拟研究了反应物, 在不同进口管径下, 燃烧室内热量输出和烟气循环率对预混燃烧模式的影响。计算结果表明, 燃烧室内的燃烧模式是由通过墙壁导出的热流率和内部烟气循环率共同决定的。通过分析发现, 要在燃烧室内实现无焰燃烧, 不仅需要高强度的烟气循环以稀释炉内的反应物浓度, 进而减缓燃料的氧化反应, 还应该加大燃烧室的换热速率以控制炉内的局部温度大小和炉内温度的均匀度。

关键词: 无焰燃烧; 数值计算; 烟气循环率; 散热速率

0 引言

随着人类社会对能源特别是化石能源需求的

增长, 能源对经济社会发展的制约和对资源环境的影响也愈加明显。节能和环境保护已经成为当今世界发展非常重要的 2 个话题。

无焰燃烧(flameless combustion)是 20 世纪 90 年代以来得到迅速发展并推广应用的一种新型的燃烧方法。在无焰燃烧模式下, 燃烧反应发生在整个炉膛中, 不存在火焰锋面, 燃烧室中的温度分布十分均匀, 不存在局部的高温或者低温区域, 这使得燃烧过程中 NO_x 的生成量非常少; 与传统燃烧模式相比, 无焰燃烧既节省能源, 又能减少污染物(如 SO_x 、 NO_x 等)的排放。随着近年来该技术的发展, 日本、欧美等国家都对这项革命性的燃烧技术做了深入的研究, 该技术在不同的国家有着不同的称谓, 比如我国和日本叫高温空气燃烧技术(high temperature air combustion, HiTAC)^[1]、德国叫无焰氧化技术(flameless oxidation, FLOX)^[2-3]、意大利叫中度与强化的低氧稀释(moderate and intensive low oxygen dilution, MILD)^[4]燃烧技术等。

当前, 国内外学者通过实验和数值模拟的方法针对无焰燃烧做了不少的研究工作。Wüning 等人^[2-3]认为要实现非预混条件下的无焰燃烧, 必须对燃料进行预热并且燃烧炉中的燃料射流要卷吸大量的烟气以降低燃烧室内燃料的浓度。Sezgo 等人^[5]通过改变换热器位置研究了输出热量对非预混无焰燃烧过程中产生 NO_x 的影响, 但他们发现改变输出热量并没有改变无焰燃烧的模式, 只是引起了炉内燃烧温度略微降低, 而 NO_x 则大量的减少。朱彤等人^[6-7]提出了高温空气低燃气浓度燃烧技术, 利用试验和数值模拟的方法对其燃烧过程中 NO_x 排放特性进行了研究。林其钊等人^[8-10]利用实验成功实现了气体燃料的无焰燃烧, 并用 CHEMKIN 分析软

基金项目: 国家 863 高技术基金项目(2007AA05Z3002); 煤燃烧国家重点实验室开发基金项目(FSKLCC0801)。

The National High Technology Research and Development of China 863 Program(2007AA05Z3002); Foundation of State Key Laboratory of Coal Combustion of China (FSKLCC0801).

件对含氢燃料的无焰氧化过程进行了模拟分析。前人已经针对无焰燃烧进行了大量的数值模拟工作^[11-14], 他们通过 FLUENT 软件所做的数值模拟工作发现, 采用标准的 $k-\varepsilon$ 湍流模型和涡耗散概念(eddy dissipation concept, EDC)模型能很好地描述燃烧炉内流体的流动及无焰燃烧化学反应的特征。米建春等人^[15]和 Kumar 等人^[16]发现不用预热反应物也能实现无焰燃烧, 他们的工作主要集中在燃料的进口条件对无焰燃烧的影响。目前, 燃烧室输出热量对预混无焰燃烧模式的影响却很少引起人们的关注。

本文工作主要围绕李鹏飞等人^[17]用的实验模型进行研究。实验中, 当空气燃料进口管径为 26.6 mm 时, 燃烧室内实现了无焰燃烧; 当进口直径减小至 7.2 mm 时, 炉内也成功实现了无焰燃烧且温度更为均匀。本文利用现有的商业软件对预混条件下的燃烧情况进行了模拟, 其中反应物进口直径为 26.6 和 7.2 mm 这 2 种工况的设置与实验条件相同, 其模拟结果与实验数据吻合较好。本文通过改变燃烧炉模型的边界条件, 研究了燃烧炉的热量输出对不同管径条件下燃烧模式的影响。通常工业燃烧炉通过水冷壁或散热器对外放热, 因此研究燃烧炉散热对炉内燃烧状态的影响有非常重要的意义。

1 燃烧炉物理和数值模型

1.1 燃烧室物理模型

本文所用的燃烧室结构简图如图 1(a)所示; 图中标明了定位的 3 个坐标轴(x, y, z)。燃料和空气混合物从燃烧器底部的中心管(管径为 D) 进入, 燃烧完成后的烟气经均匀布置在中心管周围的 4 个废气管排出, 中心燃料管与废气管之间间距为 55 mm。燃烧炉膛的长宽高尺寸为 280 mm×280 mm×585 mm。本文所用的燃料是甲烷和乙烷混合物(质量分数分别为 85%和 15%), 温度为常压下 288 K, 燃料当量比 ϕ (即为化学计量空燃比除以实际空燃比, 其中的空燃比值为空气和燃料质量之比)为 0.8, 燃烧器的输入功率 Q_{in} 为 10 kW。

1.2 燃烧室数值模型

本文所有的数值计算都是利用商业软件 FLUENT 6.3.26 进行的。由于燃烧器炉膛模型自身的对称性, 仅对四分之一燃烧室进行模拟, 文中所使用的是高度正交的六面体结构化网格(如图 1(b)), 网格节点总数约为 30 万。作者已对模型进行网格独立性检验, 发现网格数分别为 30 万、50 万及 80 万时, 数值模拟所得到的结果(速度、温度

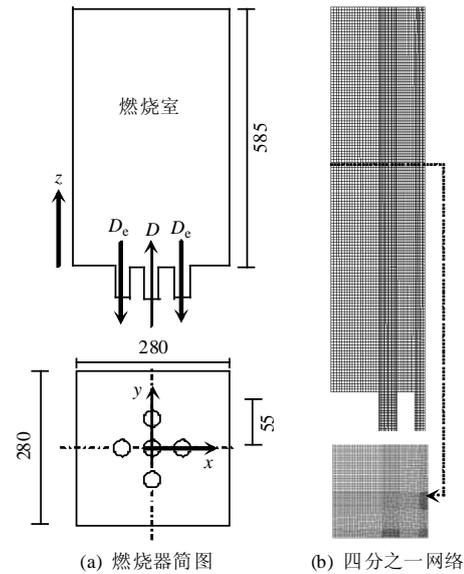


图 1 本文所用的燃烧器简图及其四分之一计算域的网格
Fig. 1 Schematic diagram of the combustor and its CFD mesh over a quarter of full computation domain

及组分浓度分布等)几乎完全一样(差别小于 1%)。因此为了节约计算时间, 本文之后所做的工作都是在数量为 30 万的网格模型上进行的。由于模拟时, 燃炉不在绝热环境中, 燃烧室内烟气将通过炉壁向外散热, 其总散热量 Q_{out} 可通过式(1)计算:

$$Q_{out} = Q_c + Q_r \quad (1)$$

$$Q_c = h_c(T_f - T_w) \quad (2)$$

$$Q_r = C_0[\varepsilon_g(T_f/100)^4 - \alpha_g(T_w/100)^4] \quad (3)$$

式中: Q_c 为烟气与炉壁的对流换热量; Q_r 表示烟气与炉壁的辐射换热量; h_c 为烟气与炉壁平均对流换热系数; T_f 为炉内烟气平均温度; T_w 为炉壁表面平均温度; C_0 为黑体辐射系数; ε_g 为气体发射率; α_g 为气体吸收比。在模拟中, 通过将燃烧器的壁面温度分别设定为不同的固定值 T_w 来改变 Q_{out} 。本文通过墙壁散热量与燃炉输入功率的比值 Q_{out}/Q_{in} 进行相关讨论。

数值模型中反应物进口条件设置为速度进口, 烟气出口的压力值设定为常压(即相对静压为零)条件。为模拟燃炉内的湍流特征, 湍流模型采用标准 $k-\varepsilon$ 模型和标准的壁面函数法。并采用求解压力耦合方程组半隐式算法(semi-implicit method for pressure-linked equations, SIMPLE)求解流场。选用离散坐标辐射传热(discrete ordinates, DO)模型和灰气体加权模型(weighted sum of-gray-gases model, WSGGM)计算燃烧室内的辐射换热。由于燃烧室内温度很高, 气体的比热 C_p 随温度的变化很大, 因此, 将燃料及燃烧室内各气体组分的 C_p 设定为温

度的函数。燃烧模型采用涡耗散概念模型,采用甲烷的二步化学反应机制和乙烷的一步化学反应机制。为确保计算模拟的精度,本文采用二阶迎风离散格式,计算结果收敛判断标准设定2个方面:1)能量和辐射传热方程的残差小于 10^{-6} ,其他方程的残差小于 10^{-5} ;2)出口的烟气最终速度和温度为常数,且不随迭代的继续进行而变化。

2 数值模拟的结果与讨论

2.1 数值模拟结果验证

本文的实验装置详见文献[17]。文献[17]实验数据分析表明,当中心燃料喷嘴管径为 $D=26\text{ mm}$,且炉内散热率为47%时,出口烟气中一氧化碳浓度(CO)、二氧化碳(CO_2)和 NO_x 的体积浓度分别为 1×10^{-6} 、10.3%和 27×10^{-6} ;并测得炉内位置(0, 0, 542.5)处的燃炉温度为1249 K,并且燃炉排气口排烟平均温度为880 K。实验结果表明,炉内的燃烧已进行得十分完全,且在实验中无法观察到任何火焰,即实验时炉内确实发生了无焰燃烧。本文对该工况进行了数值模拟,如图2所示的A(0, 0, 542.5)处,由计算结果知该点的温度为1221 K,而燃烧室出口处的 CO_2 浓度为9.8%,这些与实验结果非常相符,与实验结果差别小于2%。此外,当燃烧室燃料喷嘴直径减小至7.2 mm时,不论燃炉输入功率在7.5~15 kW范围内和当量比在0.5~1范围内如何变化,燃烧烟气中污染物(如CO、 NO_x 等)的体积浓度均小于 10×10^{-6} ,炉内都实现了无焰燃烧且温度更为均匀。米建春等人^[15]对 $D=7.2\text{ mm}$ 对应的工况进行了数值模拟,采用了与本文相同的数值模拟模型,得到与实验结果十分吻合的模拟结果,即成功地用数值模拟手段模拟了燃炉内的无焰燃烧。这些表明本文采用的数值模拟方法能用于模拟无焰燃烧,并且能定量地反应和研究无焰燃烧反应区域的

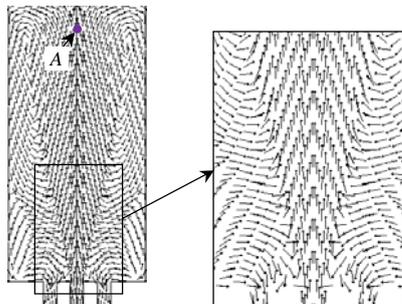


图2 燃烧室内流场矢量图
Fig. 2 Velocity vector in the combustor
($D=26.6\text{ mm}$, $Q_{\text{out}}/Q_{\text{in}}=48.4\%$)

特征,因此本文的数值模拟结果是真实可信的。

2.2 燃烧室中的流场

因燃烧器中所有工况对应的中心燃料空气混合物进口条件相似,这使炉内的流场几乎相同。图2表示 $D=26.6\text{ mm}$, $Q_{\text{out}}/Q_{\text{in}}=48.4\%$ 工况下燃烧室内的流场流动矢量图,其右边是对燃烧炉进口处的流场进行局部放大。可以看到,燃料空气混合物进入燃烧室后,会形成一个向上的主射流区,射流到达燃烧室顶端后被折回,沿着墙壁向下。向下的气体一部分会被中心的主射流不断地卷吸,一部分通过废气管道排出。被卷吸进入主射流中的烟气有2个作用,一是加热主射流中的反应物;二是稀释射流中的燃料和空气,降低中心主射流中的局部氧气浓度和燃料浓度,进而降低燃料的氧化反应速率,使得燃烧在更大的区域内进行。为了能够定量的描述出炉内烟气的卷吸量,本文在炉内 $z=400\text{ mm}$ 断面上定义一个烟气卷吸率 K_v 。 K_v 可以通过式(4)来计算:

$$K_v = [m_{\text{up}} - (m_a + m_f)] / (m_a + m_f) \quad (4)$$

式中: m_{up} 为通过炉内 xy 断面向上的质量流率,它等于 $\iint \rho U_{\text{up}}(x, y) dx dy$; $m_a + m_f$ 是通过燃烧器进口的空气和燃料的质量流率总和。

本文以 $D=26.6\text{ mm}$ 的燃烧室为例,说明 K_v 与散热量之间的关系。图3表示在不同的 $Q_{\text{out}}/Q_{\text{in}}$ 条件下,燃烧室内($D=26.6\text{ mm}$ 时) $z=400\text{ mm}$, $y=0\text{ mm}$ 处 z 方向的速度 V_z 和烟气密度沿着 x 方向分布。如图3(a)所示,在 $x/D > 3.5$ (即 $x > 90\text{ mm}$)时,所有工况下的 V_z 均小于零并且分布几乎完全相同,所以不同工况对应的向下的烟气体积 V_{down} 完全一样。由图3(b)可知,在 $x/D > 3.5$ 时,随着 $Q_{\text{out}}/Q_{\text{in}}$ 的增大,对应工况下的烟气密度 ρ 逐渐增加,即向下的质量流量 $m_{\text{down}} = \rho V_{\text{down}}$ 随着 $Q_{\text{out}}/Q_{\text{in}}$ 增加而增加。因为本文所用的燃烧炉进口和出口都在下方,所以炉内任意一个断面上的总质量流率为零(即向上 m_{up} 和向下的 m_{down} 质量流率绝对值应相等)。由 K_v 的定义可知, K_v 随着 m_{up} (或 m_{down})值的增加而增加。由于炉内流场相似,所有工况下400 mm断面上 K_v 的变化趋势应与 $D=26.6\text{ mm}$ 工况的情况相同。

2.3 不同工况下燃烧室内的氧气分布

根据wüning等人^[2]的结论可知,要实现无焰燃烧就必须在燃烧炉中产生足够强的炉内烟气再循环,以降低炉内的局部氧气浓度,使其远低于21%。图4表示不同直径和墙壁散热量条件下,燃

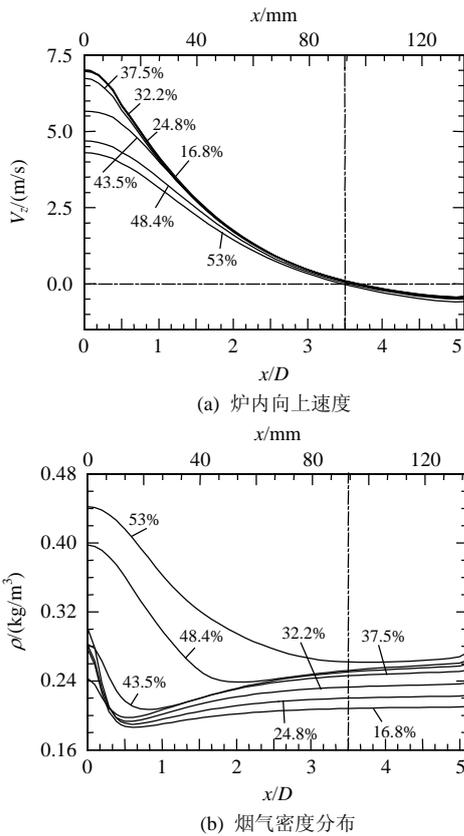


图 3 不同的 Q_{out}/Q_{in} 下, $D=26.6$ mm, 在 $z=400$ mm, $y=0$ mm 处, 沿 x 方向炉内向上的速度和烟气密度分布图
 Fig. 3 Upward velocity (a) and density (b) of furnace gas inside the burner at $z=400$ mm, $y=0$ mm for $D=26.6$ mm with varied Q_{out}/Q_{in}

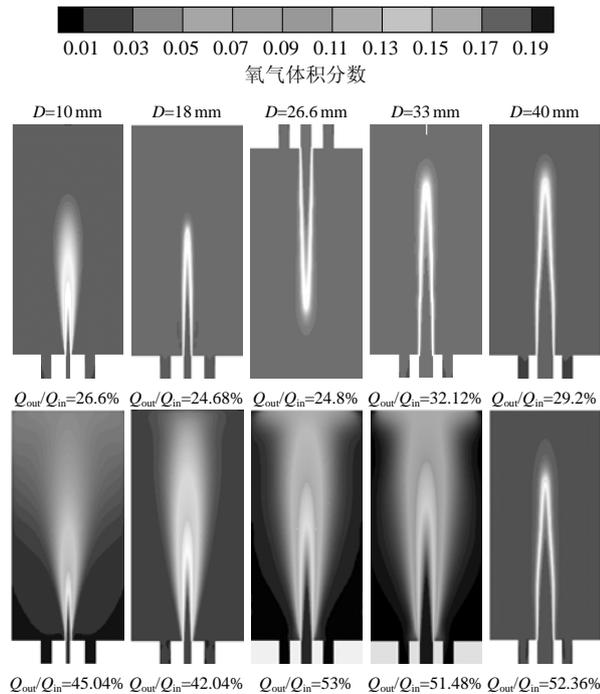


图 4 炉内 xz 平面上的氧气浓度分布
 Fig. 4 Contours of mole fraction of O_2 in xz -plane in furnace

烧室内的氧气浓度分布。另外, CH_4 和 C_2H_6 的浓度分布也跟氧气分布类似(这里不列出)。因进口温度仅 288 K, 混合物射流核心并不发生氧化反应, 每种工况对应射流核心的氧气都没有被消耗。

对于大管径($D=40$ mm), 燃烧室内的氧浓度分布几乎不随 Q_{out}/Q_{in} 变化而改变。在射流边界与烟气相邻的狭小空间内, 大量氧气被迅速消耗, 说明燃料的氧化反应几乎都发生在该处, 并快速释放出大量的热量而产生了局部高温, 这表明管径很大时, 燃烧室内发生的是传统的有焰燃烧, 且燃烧模式不随 Q_{out}/Q_{in} 不同而发生本质性的变化; 随着管径 D 逐渐减小, 可以看到炉壁散热量的不同使得炉内氧气浓度分布变化很大。对于管径为 $D=33$ 、 26.6 、 18 mm 的情况, 可知当 Q_{out}/Q_{in} 较小时, 炉内氧气分布跟前面大管径的情况类似, 而 Q_{out}/Q_{in} 增大时, 炉内氧浓度较高的空间有所扩大, 表明此时的燃烧反应被推迟了。这说明随着 Q_{out}/Q_{in} 的增加, 燃烧氧化反应不再仅仅局限于中心射流附近的狭小空间内, 而是分散在更大的燃烧炉区域中, 此时氧化反应所释放的热量可以更快的扩散到周围的烟气中, 并由墙壁导出, 降低并消除了燃烧器中的烟气局部高温, 从而使这些管径下的燃烧由有焰燃烧模式过渡到无焰燃烧模式; 对于小管径($D=10$ mm), 不论 Q_{out}/Q_{in} 大小, 氧气进入燃烧室后都迅速地向周围扩散, 有较高的氧气浓度的区域范围很大, 因此发生氧化反应的区域要大得多, 说明管径很小时, 无论 Q_{out}/Q_{in} 有多大, 燃烧室内的燃烧都是无火焰燃烧。

2.4 不同工况下的温度分布

图 5 显示的是不同管径下, 墙壁散热量 Q_{out}/Q_{in} 对燃烧室中轴向(左边: z 方向)和 $z=300$ mm、 $y=0$ mm 处 x 方向(右边)的温度分布的影响。从图中可以看出, 对不同的管径, Q_{out}/Q_{in} 对炉内温度分布的影响并不完全相同。

取 $D=10$ mm 时, 燃烧室内沿着轴线和 x 方向温度逐步上升至最高温度, 之后波动很小, 趋近炉壁的温度非常小(如图 5(a)所示)。随 Q_{out}/Q_{in} 增加, 虽然炉内平均温度不同, 但 300 mm 处的水平面上温度变化不大, 表示炉内温度分布非常均匀, 说明燃烧室内发生的都是无火焰燃烧。当中心反应物进口直径增大($D=18$ 、 26.6 、 33 mm)时, 若通过炉壁导出的热量较少(Q_{out}/Q_{in} 较小), 炉内沿着轴线的温度从最低温度迅速地攀升至最高温度, 然后再降低; 而在 Q_{out}/Q_{in} 很大时, 燃烧室轴线方向温度逐步

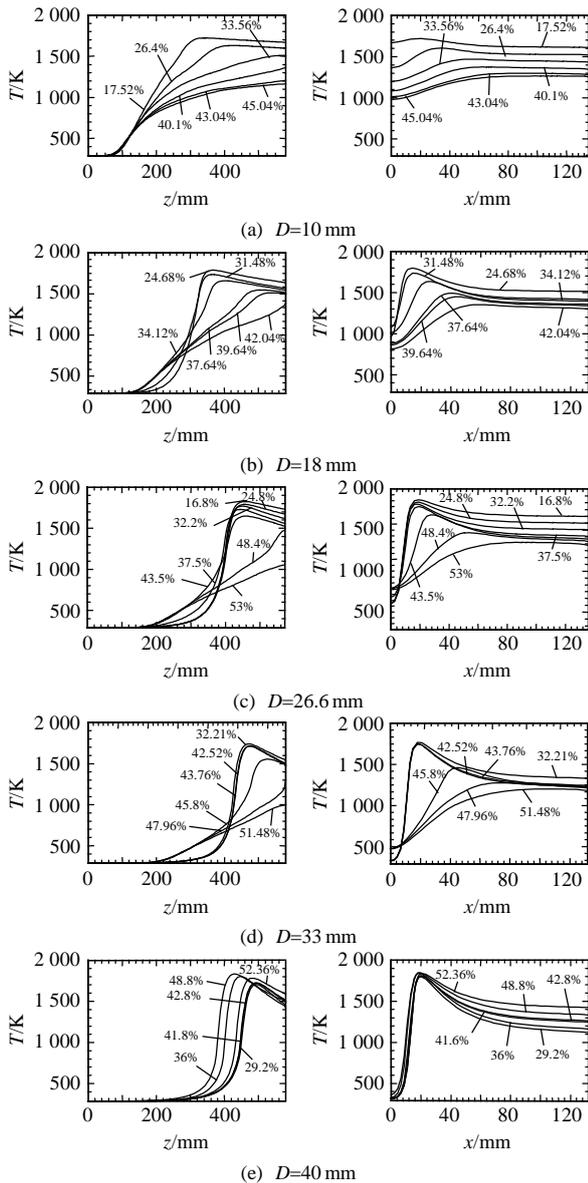


图5 不同直径下, 燃烧室内轴线上和横向($z=300\text{ mm}, y=0$) 温度随散热量不同的变化

Fig. 5 Axial ($x=0\text{ mm}, y=0\text{ mm}$) and lateral ($z=300\text{ mm}, y=0$) temperature profiles with varied D and Q_{out}/Q_{in}

上升至最高温度且不存在温度峰值, 这说明 Q_{out}/Q_{in} 的不同能够使这些工况下燃烧室内燃烧由有焰燃烧过渡到无焰燃烧。当中心管径增加到 40 mm 时, 可以很清晰地看到, Q_{out}/Q_{in} 的变化并不能改变其炉内的温度分布变化趋势。无论炉壁散热量是多少, 其沿轴线和水平方向的温度, 都是由最低温度迅速的上升至最大值 ($>1\ 800\text{ K}$), 然后衰减至较低的温度, 即对大管径而言, 燃烧室内始终存在局部高温, 炉内的燃烧都是有火焰锋面的传统有焰燃烧。

2.5 散热量和 K_v 与燃烧模式的关系

图6表示的是燃烧室内烟气通过壁面导出的散热量 Q_{out}/Q_{in} 与燃烧室内最高温度 (T_{max}) 之间的关系。

EXP 所指的是 2 个实验过的工况。实验已证实它们是无焰燃烧状态, 与本文计算结果一致。由图可知, Q_{out}/Q_{in} 的增加会引起 T_{max} 的降低。管径很大 ($D=40\text{ mm}$) 时, T_{max} 都大于 $1\ 800\text{ K}$; 当管径减小时, 炉内 T_{max} 因 Q_{out}/Q_{in} 不同而相差很大。根据之前的分析可知, 图6中虚线以上的点对应的的工况全部都是传统的有焰燃烧, 虚线以下的都是无焰燃烧。

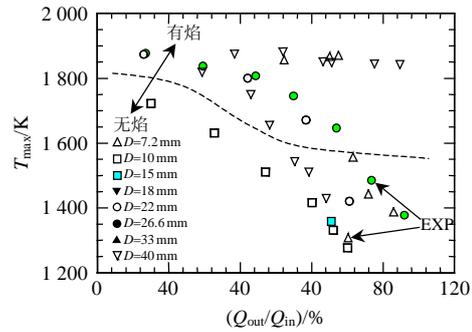


图6 Q_{out}/Q_{in} 对不同直径燃烧室内最高温度 T_{max} 影响

Fig. 6 Effects of Q_{out}/Q_{in} on T_{max} with varied D

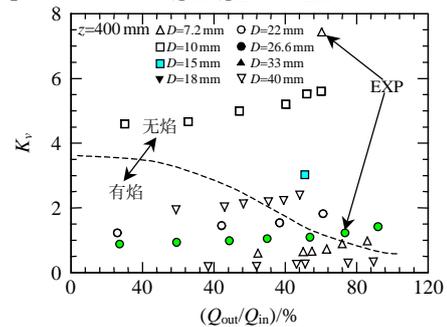


图7 Q_{out}/Q_{in} 对不同直径的燃烧室内烟气循环率 K_v 的影响

Fig. 7 Effects of Q_{out}/Q_{in} on K_v with varied D

根据之前的论述, 可知炉内烟气循环率 K_v 和 Q_{out}/Q_{in} 这 2 个量共同决定燃烧室内的燃烧状态。对于本研究所使用的燃烧器模型, 存在 2 个临界进口直径 (分别记为 D_1, D_2)。如图 7, $D < D_1$ (如 $D=10\text{ mm}$) 时, 反应物进口动量非常大, K_v 很大 (>4.5), 使炉内烟气扰动很强烈, 炉内氧气能很快扩散到较大空间, 进而延缓燃料的氧化反应使燃烧不存在火焰锋面, 实现无焰燃烧。而当 $D_1 \leq D \leq D_2$ (如文中 $10 < D \leq 33$) 时, K_v 相对较小, 对应于同一个进口直径, 改变墙壁散热量则可以改变炉内烟气循环率和热量扩散速度, 从而实现炉内有焰燃烧和无焰燃烧两种模式之间的转换。 $D > D_2$ (如 $D=40\text{ mm}$) 时, 反应物进口动量很低, 炉内烟气循环率非常低, 不能有效地稀释燃炉的局部氧气, 因此炉内的燃烧反应仅在局部进行形成局部高温和稳定的燃烧火焰锋面。

由于 Q_{out}/Q_{in} 的可控性不受燃炉形状及尺度等因素的影响, 因此以上分析在定性上应可加以推

广。即在一定的条件下, Q_{out}/Q_{in} 增大到一定程度, 燃烧炉内将可能由传统的有焰燃烧过渡到无焰燃烧模式。另外根据化学热力学知, Q_{out}/Q_{in} 应严格控制在一定的范围内, 不宜过大, 即使炉内平均温度高于燃料自燃温度, 以维持炉内的稳定燃烧状态。

3 结论

本文利用 FLUENT 软件对常温预混燃烧炉进行了数值模拟, 得出如下结论:

1) 通过改变模型燃烧室的壁温, 能改变燃烧室向外散热率, 亦即其占输入功率的百分比 Q_{out}/Q_{in} 。而另一方面, Q_{out}/Q_{in} 和反应物的初始动量的增加都能使燃烧室内的烟气再循环增强。

2) K_v 和 Q_{out}/Q_{in} 共同决定了燃烧室内部的燃烧状态。当反应物的进口直径非常小(小于下临界值 D_1)时, Q_{out}/Q_{in} 的变化只能改变炉内平均温度, 而无法改变烟气温度分布均匀性, 炉内发生的都是无焰燃烧。当进口直径很大(大于上临界值 D_2)时, 炉壁传出热量速率的增加仅仅加大了炉内温降的梯度, 其温度分布的不均匀性始终存在, 即此时炉内的燃烧均为传统的有焰燃烧。当进口直径介于 D_1 和 D_2 这 2 个临界直径之间时, 通过增加炉壁传出的热量, 可实现炉内由有焰燃烧到无焰燃烧的转变。

3) 要实现无焰燃烧一般需从 2 方面加以考虑: 一是要有足够的烟气再循环以稀释燃料和氧料, 降低它们在炉内的局部浓度, 使燃烧在更大的区域内进行; 二是通过适当的方式将炉内燃烧产生的热以足够高的速率导出(或加以利用)使炉内温度迅速降低, 从而降低传统有焰燃烧发生的可能性。

4) 定性地讲, 上述结论可作推广, 即在一定的变化范围内, 炉内 Q_{out}/Q_{in} 的增大将使得燃炉内的燃烧模式更加趋于无焰燃烧。

参考文献

- [1] Tsuji H, Gupta A K, Katsuki M, et al. High temperature air combustion: from energy conservation to pollution reduction [M]. CRC press, Florida, 2003: 1-28.
- [2] Wüning J A, Wüning J G. Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation[J]. Progress in energy and combustion science, 1997, 23(1): 81-94.
- [3] Plessing T, Peters N, Wüning J G. Laseroptical investigation of highly preheated ated combustion with strong exhaust gas recirculation[J]. Preceding of the Combustion Institute, 1998(27): 3197-3204.
- [4] Cavaliere A, de Joannon M. Mild combustion[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2004, 30(4): 329-366.
- [5] Szegő G G, Dally B B, Nathan G J. Scaling of NO_x emissions from a laboratory-scale mild combustion furnace[J]. Combustion and

Flame, 2008, 154(1-2): 281-295.

- [6] 朱彤, 吴家正, 冯良, 等. 高温空气低燃气浓度燃烧过程的数值模拟研究[J]. 工程热物理学报, 2005(26): 277-279.
Zhu Tong, Wu Jiazheng, Feng Liang, et al. Numerical simulation of high temperature air low fuel gas concentration combustion[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005(26): 277-279(in Chinese).
- [7] 朱彤, 朱尚龙, 曹甄俊, 等. 高温空气燃烧 NO_x 排放特性的试验研究[J]. 工程热物理学报. 2006, 27(005): 894-896.
Zhu Tong, Zhu Shanglong, Cao Zhenjun, et al. Experimental study on the NO_x emission of high temperature air combustion[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(005): 894-896(in Chinese).
- [8] 唐志国, 马培勇, 李永玲, 等. 基于无焰氧化的煤粉气化炉模型设计与试验研究[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(8): 50-55.
Tang Zhiguo, Ma Peiyong, Li Yongling, et al. Design and experiment research of a novel pulverized coal gasifier based on flameless oxidation technology[J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(8): 50-55(in Chinese).
- [9] 邢献军, 林其钊. 常温空气无焰燃烧中 NO_x 生成的研究[J]. 环境科学学报. 2006, 26(010): 1671-1676.
Xing Xianjun, Lin Qizhao. Research on NO_x formation in normal temperature air flameless combustion[J]. Acta Scientiae Circumstantiae, 2006, 26(10): 1671-1676(in Chinese).
- [10] Yu Yu, Gaofeng Wang, Qizhao Lin, et al. Flameless combustion for hydrogen containing fuels[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2010(35): 2694-2697.
- [11] Christo F C, Dally B B. Modeling turbulent reacting jets issuing into a hot and diluted coflow[J]. Combustion and Flame, 2005, 142(1-2): 117-129.
- [12] Mardani A, Tabejamaat S. Effect of hydrogen on hydrogen-methane turbulent non-premixed flame under MILD condition[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2010, 35(20): 11324-11331.
- [13] Frassoldati A, Sharma P, Cuoci A, et al. Kinetic and fluid dynamics modeling of methane/hydrogen jet flames in diluted coflow [J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(4): 376-383.
- [14] Mi J, Li P, Zheng C. Numerical simulation of flameless premixed combustion with an annular nozzle in a recuperative furnace [J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2010, 18(1): 10-17.
- [15] Mi J, Li P, Dally B B, et al. Importance of initial momentum rate and air-fuel premixing on moderate or intense low oxygen dilution(MILD) combustion in a recuperative furnace[J]. Energy & Fuels, 2009, 23(11): 5349-5356.
- [16] Kumar S, Paul P J, Mukunda H S. Studies on a new high-intensity low-emission burner[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2002, 29(1): 1131-1137.
- [17] Li P, M J. Critical reynolds numbers for realization of MILD combustion in a recuperative furnace[C]//The 8th international symposium on high temperature air combustion and casification. Poznan, Poland, 2010.



王飞飞

收稿日期: 2010-10-13.

作者简介:

王飞飞(1987), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为高效低污染燃烧技术, feifeiwangpku@gmail.com;
米建春(1961), 男, 博士, 教授, 从事湍流基础、超细颗粒聚并技术、自激振荡射流燃烧及无焰燃烧方面的研究, jcmi@coe.pku.edu.cn.

(责任编辑 车德竞)