无焰燃烧应用于高参数燃气轮机燃烧室的可行性分析

田园, 章建徽, 祝俊宗, 祁海鹰*

清华大学能源与动力工程系, 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084

* E-mail: hyqi@mail.tsinghua.edu.cn

收稿日期: 2019-06-02; 接受日期: 2019-08-12; 网络版发表日期: 2019-12-23

国家高技术研究发展计划能源技术领域燃气轮机重大专项(编号: 2008AA05A301)资助项目

摘要 随着燃气轮机技术的发展, 为解决燃气轮机燃烧室高参数与低 NO_x 排放要求之间的矛盾, 本文通过回顾近年来国内外对无焰燃烧应用于燃机燃烧室的研究成果, 分析总结各方案特点, 得出目前的无焰燃烧室方案总体上距实际工业应用尚有差距的结论, 通过阐述燃烧室与工业炉的差异, 指出无焰燃烧室设计可参考工业炉应用原理, 但不可简单照搬; 无焰燃烧室设计过程中, 烟气循环量和燃气/新鲜反应物的快速混合是两个关键性问题, 此外, 从燃烧室的燃烧热强度、燃烧稳定性、燃烧效率等方面, 阐述了无焰燃烧在燃烧室环境下的特殊考虑, 提出了“优先”、“继承”等若干基本原则, 对无焰燃烧室的设计具有指导意义。

关键词 燃气轮机燃烧室, 无焰燃烧, NO_x 排放, 燃烧室性能

1 概述

随着燃气轮机技术的发展, 重型燃气轮机已经从广泛应用的E/F级进入H/J级时代, 透平进口温度(turbine inlet temperature, TIT)不断提高, 随之带来的 NO_x 的排放控制问题始终是一个重大挑战^[1~3]。

目前主流市场上应用广泛的干式低污染燃烧技术(dry low NO_x , DLN)已将 NO_x 控制在9 ppm(@15% O_2) (1 ppm= 1×10^{-6} g/g, 余同)甚至更低的水平^[4~7], 对于高参数燃机燃烧室的 NO_x 控制则均是在保证产品的可靠、可行性前提下, 对现有技术的挖潜和优化, 如德国Siemens的SGT-8000H是在DLN分级燃烧基础上增加

了C分级, 以保证燃烧稳定性及低 NO_x 排放^[8,9]。然而, 针对进一步提高的TIT(如1600℃~1700℃), 单独采用传统DLN技术将很难满足低 NO_x 排放的要求, 此时引入额外的技术或措施将不可避免, 如将富-淬熄-贫(RQL)、催化燃烧(CA)与烟气再循环(EGR)等技术应用于燃气轮机燃烧室均在研发和储备中。其中, EGR是一种通过燃气掺混降低 NO_x 的技术, 其基本原理是通过外部循环将燃气导入燃烧室入口稀释反应物, 形成的低氧浓度氛围抑制燃烧化学反应速率, 从而降低最高火焰温度, 延长点火延迟时间, 同时氧原子浓度的降低也抑制了 NO_x 的生成过程, 降低 NO_x 排放, 其在燃机燃烧室中应用以日本MHI为代表, 在TIT为1700℃的

引用格式: 田园, 章建徽, 祝俊宗, 等. 无焰燃烧应用于高参数燃气轮机燃烧室的可行性分析. 中国科学: 技术科学, 2020, 50: 17–30
Tian Y, Zhang J H, Zhu J Z, et al. Feasibility analysis of flameless combustion in high-parameter gas turbine combustor (in Chinese). Sci Sin Tech, 2020, 50: 17–30, doi: [10.1360/SST-2019-0198](https://doi.org/10.1360/SST-2019-0198)

燃烧室中引入EGR技术, 燃烧室进口的氧气浓度明显下降, NO_x 排放明显降低, 能够实现50 ppm的设计目标^[10]. 但是该技术也存在一定缺陷: 一是燃烧室的CO排放问题, 低氧浓度导致反应速率下降, 易使CO排放升高; 二是燃烧稳定性问题, 燃气掺混比过高会导致反应物中氧化剂浓度下降, 易发生吹熄等不稳定现象.

借助EGR技术燃气掺混的思路, 若将燃气与新鲜反应物的掺混由外循环改为内回流或分级式, 当氧气浓度下降至一定程度时可实现无焰燃烧(flameless combustion-FLC), 此时不仅可降低 NO_x 排放, 还可有效改善EGR技术在燃机应用中存在的问题. 无焰燃烧最早起源于Weinberg提出的“超焓燃烧(large excess enthalpy combustion)”^[11], 定义为可燃混合物的入口温度高于自燃点, 燃烧引起的最大温升低于自燃点, 又称为MILD(moderate and intense low-oxygen dilution)燃烧^[12], 许多学者对无焰燃烧进行了基础研究^[13~18], 无焰燃烧技术在燃机的应用中主要有以下特点:

(1) 燃气的回流循环使燃烧室内形成低氧氛围, 同时预热反应物, 具有良好的贫熄稳定性;

(2) 火焰传播至整个燃烧空间形成分布式燃烧, 没有明显火焰锋面存在, 燃烧室内及出口温度分布均匀, 无超高温区域, 且最高温度点低, 抑制热力型 NO_x 生成, NO_x 排放减少;

(3) 分布式火焰能够快速氧化CO, 燃烧效率高^[19,20].

相同的燃烧原理已在工业炉中得到应用, 展现出较好的 NO_x 排放特性, 具有改善燃烧振荡、适用于低热值燃料、炉内温度分布均匀等优点^[21~23]. 由此可见, 将无焰燃烧应用于燃机燃烧室是一种实现高参数、低 NO_x 排放的有效技术思路.

应用无焰燃烧原理设计的燃气轮机燃烧室(以下简称“无焰燃烧室”)模型已有广泛研究, 前人研究中曾对各类已有的无焰燃烧室模型进行过总结, 并简要阐述了其影响因素, 但没有就无焰燃烧室的特殊性及其存在的缺陷进行详细分析^[24]. 在众多已有模型方案中, 仍存在燃烧稳定性差、热强度不足、CO排放高、压力损失大等共性关键问题, 究其原因, 我们发现, 国内外在无焰燃烧室模型的研究中很大程度上借鉴了工业炉的经验, 而忽略了两者的差异性, 其中到底存在怎样的差异、无焰燃烧在燃烧室上应用的方向或原则是什么、应考虑哪些关键问题, 目前缺乏准确的认识.

本文拟从无焰燃烧的原理出发, 结合国内外现有无焰燃烧室的方案特点, 考虑燃烧室与工业炉的差异, 重点从技术可行性角度讨论无焰燃烧应用于燃烧室的关键影响因素及其对燃烧室性能的影响, 归纳出无焰燃烧室设计应遵循的基本原则.

2 现有无焰燃烧室的方案特点

根据燃料/空气的供应和反应过程, 可将无焰燃烧室方案分为燃气内回流和分级式两种(图1), 内回流式中燃气的产生、循环、稀释以及燃烧过程均发生在单一反应区内, 而分级式则将以上过程分开在两级燃烧室内完成.

2.1 燃气内回流式无焰燃烧方案

所谓“内回流”是指通过流动组织使燃气在燃烧室内回流, 与新鲜反应物混合后形成低氧氛围, 回流的高温燃气预热新鲜反应物, 形成无焰燃烧, 这种方案还可分为高速射流卷吸、切向进气周向循环、常规旋流及撞击回流式等4种型式.

2.1.1 高速射流卷吸式

这种型式直接借鉴了工业炉的设计标准与原则, 即通过提高射流流量卷吸燃气, 促进燃气回流, 该型式无焰燃烧室根据喷嘴及进出口位置不同可划分为4种类型(图2).

类型I在文献中最为常见, 以中国科学院工程热物理研究所、辛辛那提大学EU、德国航空航天中心(DLR)的FLOX方案最有代表性(图3)^[25~27], 其主要特点是在燃烧室外侧周向布置若干个高速射流喷嘴, 以期形成中心燃气回流区, 燃料采用预混或扩散的方式从空气入口同一位置供入燃烧室, 新鲜反应物的高速射流在喷嘴附近与燃气实现快速混合, 例如EU燃烧器在高负荷下($\phi=0.5\sim0.6$)形成脱体的分散火焰面(火炬), 在

图1 燃气内回流式(a)和分级式(b)无焰燃烧方案图

Figure 1 Gas inner recycling (a) and staged (b) flameless combustion scheme.

图 2 内回流式无焰燃烧方案图. (a) 类型I; (b) 类型II; (c) 类型III; (d) 类型IV

Figure 2 Inner recycling flameless combustion scheme. (a) Type I; (b) type II; (c) type III; (d) type IV.

图 3 类型I典型结构示意图. (a) EU燃烧器结构示意图(左)及OH*分布(右)^[25]; (b) FLOX^[26]; (c) 中国科学院工程热物理所^[27]
Figure 3 Typical structure diagram of type I. (a) Structure diagram of EU burner (left) and OH* distribution (right) [25]; (b) FLOX [26]; (c) Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences [27].

低负荷时始呈分布式燃烧的特征(图3(a)), 此时 NO_x 明显降低^[25].

类型II则在轴线上采用一个喷嘴来形成中心高速空气射流(图4), 根据射流动量 N 与当量比 ϕ 的关系, 燃烧器的工作范围被分为A~D区, 其中D区为吹熄区, 即射流速度小于138.2 m/s($N < 0.6$), 此时的过量空气系数 $\lambda > 1.49$ (当量比 $\phi = 1/\lambda < 0.67$), C区有明显的火焰存在, A区则为无焰燃烧区^[28].

前两类方案的进出口分别在两侧, 为顺流结构, 而

类型III则是中心高速射流, 进出口布置于燃烧室同侧, 以促进燃气回流, 如乔治亚理工学院的SPRF燃烧器(图5(a)), 当空气量少(0.14 g/s)、射流速度较低时有明显火炬存在, 随着空气量增加, 火炬逐渐推举, 当空气量增加至8.1 g/s, 喷嘴出口速度达到130 m/s时, 火焰被推至底端滞止面处. 图5(b)和(c)两个燃烧器性能与之类似, 亚琛大学的方案是在促进回流的前提下, 通过增强射流入口的脉动来强化湍流, 促进燃气与反应物的混合, 进一步降低 NO_x 产生, 减少了55%的 NO_x

图4 里斯本理工方案1结构示意图(a)及工作范围分区(b)^[28]

Figure 4 Structure diagram of the Technical University of Lisbon Scheme 1 (a) and working area division (b) ^[28].

图5 类型III典型结构示意图. (a) SPRF燃烧器^[29]; (b) 亚琛大学^[30]; (c) 里斯本理工方案2^[31]

Figure 5 Typical structure diagram of type III. (a) SPRF combustor ^[29]; (b) Aachen University ^[30]; (c) the Technical University of Lisbon Scheme 2 ^[31].

排放^[29~31].

类型IV方案为提高燃烧热强度, 直接将工业炉结构的燃烧空间缩小, 由此将导致很高的CO排放, 如马里兰大学方案1^[32].

高速射流卷吸式方案各类型无焰燃烧室在高负荷条件下的性能参数见表1, 其空气射流速度普遍较高, 虽然NO_x排放较低, 甚至低于10 ppm, 但CO差异很大, 如类型IV中CO浓度最高可达202 ppm(@15%O₂).

目前高速射流卷吸式无焰燃烧室方案主要存在以下问题.

(1) 压力损失大: 由于压力损失与射流速度成正比, 例如DLR-FLOX压力损失高达8.2%, 里斯本理工方案1的射流速度高达311 m/s, 压力损失更大, 这对燃机燃烧室而言是无法接受的^[26,28]. 因此, 在进行无焰燃烧室设计时应当合理控制射流速度, 满足各项要求的同时要使压力损失在可接受范围, 实现低NO_x、高燃烧效率的目的, 避免不必要的压力损失, 如中国科学院1方案^[27].

(2) 燃烧稳定性差: 如EU燃烧器因烟气循环率低,

燃料/燃气混合强度弱, 极易吹熄, 若提高射流速度, 固然可扩大燃烧稳定范围, 但压力损失随之加大, 如里斯本理工方案1, 这是一个无法克服的矛盾^[25,28,33].

(3) CO排放高: 如类型IV所示, 简单照搬和缩小工业炉结构直接运用于燃气轮机是行不通的, 因为无焰燃烧是一种缓慢的化学反应过程, 如没有特殊流场结构, 将导致停留时间过短, 难以保证燃烧效率.

(4) 混合不佳: 燃机燃烧室高热强度反应空间下产生的烟气循环率相较于工业炉有明显降低, 射流产生的湍流较弱, 因此导致的混合不佳使局部出现高温反应区, 并未实现理想的无焰燃烧, 如SPRF燃烧室.

(5) 实用性不足: 如SPRF燃烧器的底部滞止面遭受火焰冲刷, 必然需要额外考虑壁面冷却设计, 其进出口同侧的设计同样将给实际燃烧室中的应用带来困难.

2.1.2 切向进气轴向循环式

这种型式使燃气在周向截面内不断循环, 与新鲜反应物混合形成高温低氧环境实现无焰燃烧. 该设计

表 1 各高速射流卷吸式无焰燃烧方案性能参数

Table 1 Performance parameters of flameless combustion scheme of high-speed jet entrainment

类型	研究者	燃烧热强度 ($\text{W m}^{-3} \text{ Pa}^{-1}$)	功率 (kW)	燃料种类	ϕ	空气速度 (m/s)	NO _x	CO
							(ppm@15%O ₂)	
I	辛辛那提大学EU ^[25,33]	148.04	35	甲烷	0.6		23.5	20
	DLR-FLOX ^[26,34,35]	138.17	475	甲烷	0.54	160	37	<1
	中国科学院I ^[27]	307.92	50	合成气	0.55	95	<11	<10
II	里斯本理工I ^[28]	36.52	10	甲烷	0.77	311	<7	<21
III	乔治亚理工SPRF ^[29]	197.38	23.5	甲烷	0.51	130	1	20
	亚琛大学 ^[30]	59.22	4	甲烷	0.57	28	15	<1
	里斯本理工2 ^[31]	118.43	8	甲烷	0.67	66	23	1
IV	马里兰大学I ^[32]	49.35	25	甲烷	0.8	128	9	38
		276.34	6.25	甲烷	0.7	146	12	163
		562.55	6.25	甲烷	0.7	146	9	202

考虑了燃烧室的特殊性, 通过旋流产生的强湍流促进混合并实现高热强度, 按出口位置不同可分为切向和轴向出口两种类型(图6)。

图7(a)和(b)属于类型I, 以色列理工学院的方案是借助环形燃烧室的概念(图7(a)), 将空气、稀释空气和燃料在周向不同位置分开供入, 数值计算与试验研究表明烟气循环率 $K_V > 2.5$ 时, 可有效保证形成高温低氧环境, 实现无焰燃烧, 该燃烧室的贫稳稳定性较好, 当量比 $\phi = 0.1$ 时仍能稳定工作, $\phi < 0.5$ 时, NO_x均小于20 ppm. 但也存在燃烧效率低的问题, 即使在最优条件下CO排放仍接近500 ppm, 在其他工况下甚至超过2000 ppm, 燃气中存在大量UHC^[36-41]. 荷兰Delft大学方案(图7(b))被用作航空发动机第二级燃烧室, 其入口气体实际为来自第一级燃烧室的高温低氧燃气, 由此

形成无焰燃烧^[42].

图7(c)和(d)属于类型II, 马里兰大学方案2(图7(c))是在圆柱形空间的侧壁开切向孔, 空气以120 m/s的射流速度进入, 形成高速旋转、高烟气循环率 K_V 和高湍流强度, 燃料在空气入口下游供入, 燃气从端部中心轴向排出, $\phi = 0.7$ 时NO_x/CO排放为3.4/72 ppm, 在其他负荷下CO排放恶化^[43]. 慕尼黑工业大学方案(图7(d))相当于多个图7(c)所示结构的轴向组合, 即沿轴向平行布置了若干排切向进气口, 燃气沿轴向出气进入燃尽区, 以保证CO的完全燃烧. 该方案采用了预混燃烧模式, NO_x排放<1 ppm^[44,45].

主要性能参数如表2所示, 可见CO排放高是存在较多的问题, 主要是由于停留时间短、回转区内湍流强度低所致, 说明该型式的燃烧效率是要着重考虑的问题。

以上可见, 切向进气周向循环式方案的特点是烟气循环率高, 高速流动促进反应物混合, 贫稳稳定性好, NO_x排放低, 存在的缺点是CO排放和压力损失偏高, 燃烧效率偏低, 实际应用困难, 此外, 由于该型式中心气流贴壁高速流动, 火焰或高温区十分靠近壁面, 必将给火焰筒壁面冷却造成很大困难。

2.1.3 常规旋流式

这种型式的典型代表是辛辛那提大学在EU燃烧器结构基础上提出的UC燃烧器(图8), 它按常规燃烧室

图 6 切向进气周向循环式无焰燃烧方案图. (a) 类型I: 切向出口; (b) 类型II: 轴向出口

Figure 6 Flameless combustion scheme of tangential inlet axial circulation. (a) Type I: tangential export; (b) type II: axial export.

图 7 切向进气周向循环式无焰燃烧方案结构示意图. (a) 以色列理工学院^[36-41]; (b) 荷兰Delft大学^[42]; (c) 马里兰大学^[43] (D : 空气入口直径); (d) 慕尼黑工业大学^[44]

Figure 7 Structure diagram of flameless combustion scheme of tangential inlet axial circulation. (a) Israel Institute of Technology ^[36-41]; (b) Technische Universiteit Delft ^[42]; (c) University of Maryland 2 ^[43] (D : diameter of air inlet); (d) Technical University Munich ^[44].

表 2 各切向进气轴向循环式无焰燃烧方案性能参数

Table 2 Performance parameters of flameless combustion scheme of tangential inlet axial circulation

类型	研究者	燃烧热强度 ($\text{W m}^{-3} \text{Pa}^{-1}$)	功率 (kW)	燃料种类	ϕ	NO _x	CO
						(ppm@15%O ₂)	
I	以色列理工学院 ^[36-41]	246.73	32	甲烷	0.5	6	500
	马里兰大学 ^[43]	355.29	6.25	甲烷	0.7	3.4	72
II	慕尼黑工业大学 ^[44,45]	128.30	175	甲烷	0.35	<1	<8

模式, 采用轴向分级旋流器产生回流区, 燃料在偏下游处经6个喷嘴斜向喷入回流区中, 与燃气混合后再回流到旋流器出口附近与新鲜空气混合实现无焰燃烧, 旋流器分级用于调节不同流量比, 以控制回流区大小和烟气循环率. 实际运行时, 在低负荷时观察到无焰燃烧, 随着负荷提高, 当量比增加, 出现与常规燃烧相似的V型火焰, 此时NO_x排放较高^[46,47], 推测其原因: 一是流场呈射流状, 回流区受压迫, 必然导致烟气回流量少, 无法有效发挥稀释作用; 二是燃料布局不合理, 即贴近并穿过高速新鲜空气后才能进入回流区, 必然有部分燃料混合不佳, 在未完成混合之前即发生燃烧,

氧气浓度较高, 化学反应速率没有明显下降, 因此有明显火焰面存在, 出现局部高温点导致高NO_x排放, 当低负荷时, 燃料浓度下降, 化学反应速率下降, 从而向分布式燃烧方向发展.

2.1.4 撞击回流式

图9给出了佛罗里达大学提出的结构方案, 4股空气略带角度沿径向射入环形空间中, 在周向形成环流, 同时气流撞击中心体, 在轴向分上下游两股, 上游气流在当地形成涡流, 下游气流则与燃气混合, 进入燃烧空间形成无焰燃烧, 其中心体采用一股狭缝气流进行冷

图 8 常规旋流式方案结构图(a)及火焰形态(b)^[47]

Figure 8 Structure diagram of conventional swirling scheme (a) and flame shape (b) [47].

图 9 撞击回流式无焰燃烧方案结构示意图^[48]

Figure 9 Structure diagram of flameless combustion scheme of impact recycling [48].

却, 在较高的燃烧温度($\phi=0.8\sim 1$, $T_{ad}=2300\sim 2500$ K)下, NO_x 排放 <50 ppm^[48], 该型式缺点在于气流与壁面撞击的压力损失有多大尚不得而知, 实际应用时, 中心体的壁面冷却将比较困难。

总之, 上述诸多方案的共同特点, 是希望在一个燃烧空间中, 同时完成燃气产生、可燃混合物稀释、燃烧等所有过程。但有的方案尚与无焰燃烧相去甚远, 有的固然实现了无焰燃烧, 但远不能满足燃气轮机燃烧室的技术要求, 如流阻损失大, 不能适应宽范围的负荷变化等。因此, 方案的可行性是有限的。

2.2 燃气分级式无焰燃烧方案

分级式是指燃烧室按气流流动顺序分成前后两

级, 第一级作为燃气发生器使用, 所产生的燃气进入第二级后与新鲜空气、燃料混合, 形成无焰燃烧。其中第一级实际是常规燃烧, 其 NO_x 生成量决定了整个燃烧室的排放总量。

该方案的关键是在第二级中, 燃气与新鲜反应物的混合时间短且均匀, 能够在发生自燃之前完成混合, 避免局部高温点的出现; 两级之间的燃料配比关系也将影响最终的 NO_x 排放^[49]。分级式设计的优点是将两级的燃烧性能部分解耦, 可根据 NO_x 的排放情况, 灵活调控两级的负荷比例; 缺点是加长了整机轴向尺寸, 高低压透平设计使系统复杂化。

ALSTOM的GT26燃机燃烧室是分级式无焰燃烧方案的典型代表(图10), 并且在两级燃烧室之间还设置了一级高压透平。前一级燃烧室采用了其自主研发的贫预混低污染EV喷嘴来控制 NO_x 生成量, 后一级则采用SEV(Sequential Environmental)喷嘴, 通过四个阶梯式旋流器确保燃料在进入燃烧室前已与上游燃气充

图 10 GT26燃机分级式无焰燃烧方案^[49]

Figure 10 Staged flameless combustion of GT26 gas turbine [49].

分混合, 实现了无焰燃烧过程和更低的 NO_x 排放^[49,50]. 这一过程实际上与烟气再循环(EGR)技术异曲同工.

在无焰燃烧过程中引入驻涡燃烧技术也可算作一种分级式方案(图11). 辛辛那提大学、中国科学院等单位都做过尝试. 驻涡燃烧是利用凹腔的作用形成稳定点火源, 确保在高速主流条件下保持稳定燃烧, 并不断产生燃气^[51~54]. 因此, 驻涡凹腔如同预燃室, 可在主燃烧区形成稳定的无焰燃烧, 实现低 NO_x 排放, 如表3所示.

综上所述, 可形成两个基本概念: (1) 将工业炉上应用的高速射流卷吸式流动组织方式移植到燃气轮机燃烧室, 来实现无焰燃烧, 还存在诸多应用上的问题; (2) 现有的切向进气周向循环式、分级式以及驻涡式无焰燃烧方案在一定程度上弥补了高速射流方式的缺陷, 并已部分得到应用. 但从燃气轮机燃烧室的角度看, 这些应用均存在明显不足, 仍有待进一步研究和改进.

3 技术可行性分析

由上可知, 无焰燃烧室的设计应在燃气轮机燃烧室的框架内进行, 即在满足燃烧热强度、燃烧稳定性、流阻损失、燃烧效率等主要性能要求的前提下, 来实现无焰燃烧. 这是基本原则和考虑问题的出发点.

3.1 燃烧室与工业炉的差异

前述诸方案固然体现了无焰燃烧的要素, 如高烟气循环率、快速混合等, 但其部分流动设计仍属于工业炉的套路. 为此, 有必要阐明燃烧室与工业炉之间的技术差异, 才能判断怎样的设计适合于燃烧室.

图 11 驻涡无焰燃烧器^[52]
Figure 11 Trapped-vortex flameless combustor [52].

(1) 工业炉空间尺寸大, 炉内呈微负压状态, 而燃烧室尺寸小, 工作压力高(1.5~2.0 MPa), 显然, 二者的燃烧热强度相差很大, 工业炉为 $1 \text{ W m}^{-3} \text{ Pa}^{-1}$, 远低于燃烧室的 $50\sim 500 \text{ W m}^{-3} \text{ Pa}^{-1}$.

(2) 工业炉多用高速烧嘴, 即用100 m/s以上的高速射流强化炉内气体循环运动, 使炉温更加均匀. 但炉膛横截面的平均流速实际上很低, 流阻损失有限, 加上燃气停留时间长, 燃料燃尽率高; 而燃烧室为保证整机效率, 必须控制流阻损失, 故平均流速限制在15~25 m/s.

(3) 工业炉高速空气射流的径向尺寸远小于炉膛横截面, 因此引射烟气回流的阻力小, 但若在小尺寸燃烧室上采用射流方式, 会导致燃气回流阻力增大, 增加火焰高速吹熄的可能性.

(4) 工业炉多用保温耐火材料, 热容量和热辐射高, 炉温均匀, 且对燃料量变化响应迟钝, 而燃烧室属金属薄壁轻型结构, 温度场对燃料量变化十分敏感.

表 3 分级式无焰燃烧方案的性能参数

Table 3 Performance parameters of staged flameless combustion scheme

研究者	功率 (kW)	ϕ_{overall}	$\phi_{\text{pre-combustor}}$	混合方式	燃气比例	NO_x	CO
						(ppm@15%O ₂)	
中国科学院2 ^[53]	19.4	0.6	—	交叉射流	0.4	10	1
					0.7	5	115
中国科学院3 ^[51,54]	—	0.26	0.45	驻涡	0.35	17	14
			0.32			20	35
辛辛那提大学 ^[52]	—	0.55	1.04	驻涡	0.14	6.2	33
			1.54			8	32

(5) 连续式工业炉采取长期稳定运行模式, 间歇式炉即使有变工况, 其负荷升降过程也极为缓慢, 故无燃烧稳定性之虞。而燃烧室则具有变工况频繁和迅速的特点, 故必须采取专门的燃烧组织措施。

(6) 工业炉从加热角度要求较高的烟气温度, 故当量比相对较高($\phi=0.6\sim0.95$), 而燃烧室的当量比相对较低, 因此燃气中的氧浓度相对偏高, 燃气掺混不易形成低氧环境, 不利于实现无焰燃烧。

由此可见, 无焰燃烧在工业炉上的成功应用, 只是从原理上提供了参考, 但对燃烧室而言并不能简单照搬。必须从无焰燃烧室设计的关键问题和性能要求方面, 分析无焰燃烧的适用性, 进而确定设计原则和实施方向。

3.2 无焰燃烧室设计的关键问题

前面提到的辛辛那提大学UC燃烧室只在低负荷时才观察到无焰燃烧, 在高负荷下就出现与常规旋流燃烧相似的V型火焰。究其根本, 原因有二: 一是烟气循环量未达到形成高温稀释低氧燃烧的水平; 二是燃气与可燃反应物的混合速率低。这恰恰是决定无焰燃烧优劣的两个关键因素——烟气掺混量和掺混的快慢, 分别决定了混合后的氧浓度及燃烧温度水平和能否先于燃烧完成混合。下面分别讨论。

3.2.1 烟气循环量

研究表明, 在工业炉内, 通过高速射流卷吸烟气进行稀释, 使氧气浓度降低至8%后, 火焰体积显著增大, 呈弥散式燃烧, NO_x 排放大幅度减少。而当氧气浓度继续降至2%时, 火焰几近透明不可见, NO_x 更低。可见, 无焰燃烧是靠大量烟气循环来维持燃烧区的低氧浓度, 烟气循环率 K_v 被当成衡量无焰燃烧的判据, 如图12所示^[55]。对于甲烷燃料, 当 $K_v>2.5$ (C区)且炉内温度高于燃料自燃温度时即发生无焰燃烧, 此时尽管射流速度高, 形成推举火焰, 但不易吹熄, 燃烧稳定; 当 $K_v<0.3$ (A区)时, 则形成通常的有焰燃烧; 在 $0.3<K_v<2.5$ (B区)范围内易发生吹熄等不稳定现象^[55,56]。

在燃烧室中, 其稀释低氧氛围同样是通过燃气在内部的大量回流形成, 但一般工业炉烟气产物的氧气浓度在0~5%, 经过与新鲜反应物稀释混合后易形成极低的氧气浓度, 满足无焰燃烧条件, 而燃烧室燃气产物的氧气浓度通常在8%~15%, 若以工业炉的氧气浓度

图 12 无焰燃烧稳定燃烧区域与炉内温度、烟气循环率 K_v 的关系^[55]

Figure 12 Relationship between stable combustion zone of flameless combustion and furnace temperature and exhaust gas recirculation rate K_v [55].

为设计标准, 将氧气浓度稀释至工业炉相同的水平将给燃烧室的流动设计带来非常大的困难。此外, 由于燃烧室的停留时间远小于工业炉, 不能完全依照工业炉的稀释氧浓度参数进行设计。

研究表明, 在燃烧室中存在形成无焰燃烧的最小烟气循环量^[43]。在当量比为0.6、以 N_2/CO_2 混合气模拟燃气的旋流燃烧中, 氧气浓度从21%下降至18%时, NO_x 排放下降50%~70%; 当进一步降至15%, 烟气循环率达到0.7时, 原有的旋流V型火焰面逐渐消失, OH^* 峰值降低且均匀分布, 火焰温度下降, NO_x 排放明显降低, 出现了稀释低氧燃烧的特征。可见, 氧气浓度15%(烟气循环率0.7)是一个临界值, 可供无焰燃烧室流动设计参考。

3.2.2 燃气与新鲜反应物的快速混合

除烟气循环量问题外, 在停留时间短、火焰传播速度高的燃烧室环境下, 反应物与燃气的快速混合也是影响无焰燃烧室设计的关键因素。

混合的好坏在于是否能在燃料燃烧之前完成氧化剂的稀释, 即要求燃烧室内的混合时间小于点火延迟时间, 形成低 Da 数(Damköhler Number)的分布式燃烧。研究表明, Da 数越小, 火焰分散程度越高、亮度越低, 并与 NO_x 排放呈单调递增关系^[57]。为此, 建议取 Da 数为最小湍流尺度(Kolmogorov尺度)上的混合时间与化学反应时间比值。其值越小, 表明燃料/燃气混合过程进行得越快, 燃烧过程则相对滞后, 也就越接近无焰燃烧^[48]。

在燃烧室中, 合理设计燃气与反应物的混合是必要条件, 工业炉通常以高速射流强化湍流效应和烟气卷吸, 促进混合稀释, 这一思路在燃烧室中同样适用, 研究表明, 若将射流速度从46 m/s提高70%, 湍流度将增强1倍, NO_x 排放减少13%, 并会随速度进一步提高而不断下降^[43]. 但采用高速射流设计时需要考虑燃烧室的特殊性, 过高的射流速度不仅会增大压力损失, 而且由于燃烧室的燃烧热强度高、反应空间小, 火焰筒壁面对于射流产生的湍流产生削弱作用, 与旋流以及其他涡流发生器所产生的湍流相比较弱, 导致烟气与新鲜反应物之间的混合以及换热相对较弱, 不利于实现无焰燃烧.

除高速射流方式外, 人们还采用了各种其他措施来强化湍流混合. 例如, 用激励振荡的方式提高进口空气的湍流度, 使当量比0.57下OH*的径向分布更为均匀, NO_x 排放减少55%^[30]; GT26燃机则用台阶型涡流发生器强化混合^[49]; 还有采用图13所示的交叉直射方式, 其混合效果比切向旋流更好^[53].

值得注意的是, 在关于无焰燃烧的所有研究中, 均未专门探讨过压力的影响. 本文认为, 因为燃气与新鲜反应物的混合是流动过程, 主要依靠湍流掺混和扩散来实现, 压力在此并非主要影响因素.

总之, 提高湍流促进混合是燃烧室实现无焰燃烧的必要条件.

3.3 无焰燃烧对燃烧室性能的影响

3.3.1 燃烧稳定性

在工业炉的无焰燃烧中, 燃烧稳定性是通过炉内温度控制, 并不需要额外的旋流器或者钝体结构来稳定火焰, 这是因为炉内气速低, 远离喷嘴仍能实现气

图 13 燃气与新鲜反应物的混合结构示意图^[53]

Figure 13 Structure diagram of mixing of gas and fresh reactants^[53].

流速度与火焰传播速度的匹配, 不必担心吹熄等问题, 并且炉墙和内部被加热工件的热容量和热辐射较大, 有利于燃烧稳定. 而在燃烧室中, 火焰筒截面平均流速较高, 燃烧膨胀后的气流速度将更大, 简单将高速射流应用于燃烧室极易发生吹熄. 研究表明, 当来流空气温度低于450 K, 平均气速高于10 m/s时, 主燃区会被吹熄, 而提高来流温度又会造成主燃区不稳定^[54]. 因此, 无焰燃烧室设计必须重视尤其是变工况的燃烧稳定性问题.

现有用于无焰燃烧室的稳燃措施有两类: 一是针对高速射流卷吸方案造成的火焰推举和易熄灭问题, 将燃烧空间的进出口设计在同一侧, 利用气流在另一侧端壁折转时形成的滞止区来稳定火焰, 如SPRF燃烧器. 但同时带来了流阻损失大和火焰贴壁可能造成的壁面冷却困难的问题^[29]; 二是沿用燃烧室常用的旋流稳燃方法, 如辛辛那提大学的UC燃烧器, 但会导致烟气回流量相对不足, 加上部分燃料在稀释之前的高氧环境中提前燃烧, 故其本质上仍属常规扩散燃烧的范畴^[46,47].

因此, 要想在燃烧室中实现无焰燃烧, 既要继承燃烧室现有的成熟稳燃经验, 又要保证足够的湍流强度和流阻损失可控. 这无疑是有一定难度的.

3.3.2 燃烧热强度及燃烧效率

在燃烧室中, 无论扩散或预混燃烧, 都是通过增强湍流、加速火焰传播来实现高燃烧热强度. 而无焰燃烧模式是通过燃气掺混来降低局部化学反应速率和燃料消耗量, 减少局部放热和温升, 达到控制 NO_x 生成的目的. 这恰与燃烧室强化燃烧的要求相悖, 并给燃料的燃尽带来困难. 但提高燃烧热强度, 意味着反应空间小, 燃气停留时间短, 这将制约烟气循环率的提升.

现有的无焰燃烧方案中, 普遍存在CO排放高、燃烧效率低的问题, 如马里兰大学方案1, 就是因为射流产生的湍流强度不足, 导致燃烧效率降低^[32]. 当然, 只要提高空气射流速度, 就能提高回流区的湍流强度, 明显改善CO排放及燃烧效率^[38-41].

3.3.3 压力损失

通常燃烧室总压损失要求小于5%. 但由表1可见, 为了提高烟气回流量, 射流速度高达120~160 m/s, 甚至300 m/s, 这显然不利于火焰稳定和控制燃烧的总压

损失. 因此, 高速射流卷吸方案不是合理选项.

鉴于无焰燃烧模式从原理上会对燃烧室性能产生一系列不利影响, 设计这种燃烧室往往需要兼顾各方面需求, 甚至可能在某些性能方面做出妥协.

4 无焰燃烧室设计的基本原则

根据以上分析, 可归纳出如下若干原则.

(1) 优先原则: 如何在无焰燃烧条件下, 兼顾燃烧热强度、燃烧稳定性、燃烧效率、压力损失等主要性能是应优先考虑的关键问题;

(2) 继承原则: 应借鉴现有主流燃烧室用到的成熟技术和经验积累, 使方案具有可行性, 避免引起壁面冷却障碍或困难;

(3) 非高速原则: 采用高速空气射流卷吸燃气式方案时除考虑燃烧室性能等方面的要求外, 应控制射流速度, 尽量减少不必要的压力损失;

(4) 主区稳燃原则: 无论采用何种燃烧室结构, 应有主燃烧区火焰稳定措施, 并考虑值班火焰, 确保变工况性能;

(5) 强湍流原则: 采取有效措施提高流场湍流度, 以加速混合过程, 确保燃烧热强度和燃烧效率;

(6) 分级原则: 可采用分级燃烧模式, 便于调控高

温低氧环境, 改善燃气稀释混合过程.

无焰燃烧室设计通过遵循以上原则, 可保持正确的研究方向, 尽管还需要试验验证, 但可少走弯路, 甚至避免失败.

5 结论

(1) 总结分析了国内外现有无焰燃烧室方案特点, 主要分内回流式与分级式两类, 前者可细分为高速射流卷吸式、切向进气周向循环式、常规旋流式、撞击回流式等4种, 这些方案各有利弊, 但总体上距真正意义上的燃气轮机燃烧室尚有差距;

(2) 分析了燃烧室与工业炉的本质差异, 无焰燃烧室设计不能从工业炉简单照搬, 若将工业炉中常用的高速射流卷吸烟气模式移植至燃烧室中, 将出现易吹熄、压力损失大、CO排放高等问题;

(3) 影响无焰燃烧室设计的关键因素是烟气循环率以及燃气与新鲜反应物的快速混合;

(4) 无焰燃烧室设计需要兼顾燃烧热强度、燃烧稳定性、燃烧效率与压力损失等性能要求;

(5) 在综合分析现有无焰燃烧室方案利弊的基础上, 提出了“优先”、“继承”等若干基本原则, 有利于保证无焰燃烧室的技术可行性.

参考文献

- Novelo D A B, Igie U, Prakash V, et al. Experimental investigation of gas turbine compressor water injection for NO_x emission reductions. *Energy*, 2019, 176: 235–248
- Park S, Choi G M, Tanahashi M. Demonstration of a gas turbine combustion-tuning method and sensitivity analysis of the combustion-tuning parameters with regard to NO_x emissions. *Fuel*, 2019, 239: 1134–1142
- Pampaloni D, Nassini P C, Paccati S, et al. Numerical predictions of pollutant emissions of novel natural gas low NO_x burners for heavy duty gas turbine. In: 2018 Joint Propulsion Conference. Cincinnati, 2018. 4562
- Davis L B, Black S H. Dry low NO_x combustion systems for GE heavy-duty gas turbines. Technical Report. New York: GE Power Systems, 1996. GER-3568G
- Myers G, Tegel D, Feigl M, et al. Dry, low emissions for the ‘H’ heavy-duty industrial gas turbines. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2003: Power for Land, Sea, and Air. Atlanta, 2003. GT2003-38193
- Brooks F J. GE gas turbine performance characteristics. Technical Report. New York: GE Power Systems, 1993. GER-3567H
- Matta R K, Mercer G D, Tuthill R S. Power system for the 21st century-‘H’ gas turbine combined-cycle. Technical Report. New York: GE Power Systems, 2000. GER-3935B
- Lieuwen C T, Yang V. Gas Turbine Emissions. Cambridge: Cambridge University Press, 2013
- Gruschka U, Janus B, Meisl J, et al. ULN system for the new SGT5-8000h gas turbine: Design and high pressure rig test results. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2008. Berlin, 2008. GT2008-51208
- Takata K, Tsukagoshi K, Masada J, et al. Development of advanced technologies for the next generation gas turbine. In: Proceedings of the

International Conference on Power Engineering-09 (ICOPE-09). Kobe, 2009

- 11 Weinberg F J. Combustion temperatures: The future? *Nature*, 1971, 233: 239–241
- 12 Cavaliere A, de Joannon M. MILD Combustion. *Prog Energy Combust Sci*, 2004, 30: 329–366
- 13 Li P F, Mi J C, Dally B B, et al. Progress and recent trend in MILD combustion. *Sci China Tech Sci*, 2011, 54: 255–269
- 14 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. *Energy Fuels*, 2009, 23: 5349–5356
- 15 Mi J, Wang F, Li P, et al. Modified vitiation in a moderate or intense low-oxygen dilution (MILD) combustion furnace. *Energy Fuels*, 2012, 26: 265–277
- 16 Li P, Mi J, Dally B B, et al. Premixed moderate or intense low-oxygen dilution (MILD) combustion from a single jet burner in a laboratory-scale furnace. *Energy Fuels*, 2011, 25: 2782–2793
- 17 Wang F, Li P, Mei Z, et al. Combustion of $\text{CH}_4/\text{O}_2/\text{N}_2$ in a well stirred reactor. *Energy*, 2014, 72: 242–253
- 18 Wang F, Mi J, Li P. Combustion regimes of a jet diffusion flame in hot co-flow. *Energy Fuels*, 2013, 27: 3488–3498
- 19 De Joannon M, Langella G, Beretta F, et al. Mild combustion: Process features and technological constrains. *Combust Sci Tech*, 2000, 153: 33–50
- 20 Cui Y F, Lü X, Xu G, et al. Dynamic analysis of a flameless combustion model combustor (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2010, 40: 1044–1051 [崔玉峰, 吕焯, 徐纲, 等. 无焰燃烧模型燃烧室动态特性分析. *中国科学: 技术科学*, 2010, 40: 1044–1051]
- 21 Milani A, Wunning J G. Advanced combustion equipment for continuous furnaces. *IFRE Combustion J*, 2004, 5: 200402
- 22 Rafidi N, Blasiak W. Heat transfer characteristics of HiTAC heating furnace using regenerative burners. *Appl Thermal Eng*, 2006, 26: 2027–2034
- 23 Hasegawa T, Mochida S, Gupta A K. Development of advanced industrial furnace using highly preheated combustion air. *J Propulsion Power*, 2002, 18: 233–239
- 24 Mao Y H, Xu G, Fang A B, et al. Advances in the study of gas turbine flameless combustion technology (in Chinese). *J Eng Therm Energy Power*, 2011, 26: 501–506 [毛艳辉, 徐纲, 房爱兵, 等. 燃气轮机无焰燃烧技术的研究进展. *热能动力工程*, 2011, 26: 501–506]
- 25 Li G Q, Gutmark E J. Experimental study of flameless combustion in gas turbine combustors. In: *Proceedings of 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. Reno, 2006. AIAA2006-546
- 26 Luckerath R, Meier W, Aigner M. FLOX[®] combustion at high pressure with different fuel compositions. *J Eng Gas Turbines Power*, 2008, 130: 011505
- 27 Lü X. Investigation of flameless combustion technology for hydrogen-rich fuels in micro gas turbine (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2010 [吕焯. 适用于微小型燃气轮机富氢燃料的无焰燃烧技术. 博士学位论文. 北京: 中国科学院大学, 2010]
- 28 Verissimo A S, Rocha A M A, Costa M. Importance of the inlet air velocity on the establishment of flameless combustion in a laboratory combustor. *Exp Thermal Fluid Sci*, 2013, 44: 75–81
- 29 Bobba M K. Flame stabilization and mixing characteristics in a stagnation point reverse flow combustor. Dissertation for Doctoral Degree. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 2007
- 30 Varea E, Kruse S, Pitsch H, et al. Actuation studies for active control of mild combustion for gas turbine application. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*. Düsseldorf, 2014. GT2014-27138
- 31 Castela M, Verissimo A S, Rocha A M A, et al. Experimental study of the combustion regimes occurring in a laboratory combustor. *Combust Sci Tech*, 2012, 184: 243–258
- 32 Arghode V K. Development of colorless distributed combustion for gas turbine application. Dissertation for Doctoral Degree. Maryland: University of Maryland, 2011
- 33 Guillou E, Cornwell M, Gutmark E J. Application of flameless combustion for gas turbine engine. In: *Proceedings of 47th AIAA Aerospace Science Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. Orlando, 2009. AIAA2009-225
- 34 Schutz H, Luckerath R, Kretschmer T, et al. Analysis of the pollutant formation in the FLOX[®] combustion. *J Eng Gas Turbines Power*, 2008, 130: 011503
- 35 Lammel O, Schutz H, Schmitz G, et al. FLOX[®] combustion at high power density and high flame temperatures. *J Eng Gas Turbines Power*, 2010, 132: 121503
- 36 Levy Y, Arvind R G, Sherbaum V. Chemical kinetic and thermodynamics of flameless combustion methodology for gas turbine combustors. In:

- 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. Cincinnati, 2007. AIAA2007-5629
- 37 Levy Y. Low NO_x flameless combustion for jet engines and gas turbines. In: 10th Israeli Symposium on Jet Engines and Gas Turbines. Technion, 2011
- 38 Levy Y, Sherbaum V, Erenburg V, et al. Fundamentals of low- NO_x gas turbine adiabatic combustor. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air. Reno-Tahoe, 2005. GT2005-68321
- 39 Levy Y, Rao A G, Sherbaum V. Preliminary analysis of a new methodology for flameless combustion in gas turbine combustors. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air. Montreal, 2007. GT2007-27766
- 40 Levy Y, Sherbaum V, Erenburg V. The role of the recirculating gases in the mild combustion regime formation. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air. Montreal, 2007. GT2007-27369
- 41 Costa M, Melo M, Sousa J, et al. Experimental investigation of a novel combustor model for gas turbines. *J Propul Power*, 2009, 25: 609–617
- 42 Rao A G, Yin F, P, van Buijtenen J. A hybrid engine concept for multi-fuel blended wing body. *Aircr Eng Aeros Technol: Int J*, 2014, 86: 483–493
- 43 Khalil A E E. Investigation of colorless distributed combustion (CDC) with swirl for gas turbine application. Dissertation for Doctoral Degree. Maryland: University of Maryland, 2013
- 44 Kalb J R, Hirsch C, Sattelmayer T. Operation characteristics of a premixed sub-ppm NO_x burner with periodical recirculation of combustion products. In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea and Air. Barcelona, 2006. GT2006-90072
- 45 Bruckner-Kalb J R, Krosser M, Hirsch C, et al. Emission characteristics of a premixed cyclic-periodical-mixing combustor operated with hydrogen-natural gas fuel mixtures. *J Eng Gas Turbines Power*, 2010, 132: 021505
- 46 Overman N R. Flameless combustion application for gas turbine engines in the aerospace industry. Dissertation for Doctoral Degree. Cincinnati: University of Cincinnati, 2006
- 47 Guillou E, Gutmark E, Cornwell M. Application of flameless combustion for gas turbine engine. In: 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition, 2009. 225
- 48 Schulze K D. Unified design methodology based on second Damköhler number for colorless distributed combustion and conventional flame regimes. Dissertation for Doctoral Degree. Gainesville: University of Florida, 2014
- 49 Ochrymiuk T, Badur J. Flameless oxidation at the GT26 gas turbine: Numerical study via full chemistry. *Task Quart*, 2001, 5: 239–246
- 50 Wind T, Güthe F, Syed K. Co-firing of hydrogen and natural gases in lean premixed conventional and reheat burners (Alstom GT26). In: ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Düsseldorf, 2014
- 51 Zang P, Zhang K H, Cui Y F, et al. Numerical simulation of flameless combustor based on trapped-vortex (in Chinese). *J Eng Thermophys*, 2012, 33: 1615–1618 [臧鹏, 张克航, 崔玉峰, 等. 基于凹腔驻涡的无焰燃烧室数值模拟. 工程热物理学报, 2012, 33: 1615–1618]
- 52 Guyot D, Bothien M R, Moeck J P, et al. Pollutant and noise emissions in a flameless trapped-vortex reheat burner (FTVRB). In: 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. Cincinnati, 2007. AIAA2007-5630
- 53 Huang M M. Investigation of the mechanisms and characteristics of MILD combustion for the gas turbine application (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2014 [黄明明. 燃气轮机燃烧室柔和燃烧机理与性能研究. 博士学位论文. 北京: 中国科学院大学, 2014]
- 54 Wang K, Zang P, Xing S X, et al. Experimental study of flameless combustor based on trapped-vortex (in Chinese). *Gas Turbine Tech*, 2014, 27: 14–17 [王昆, 臧鹏, 邢双喜, 等. 基于驻涡稳定的无焰燃烧室实验研究. 燃气轮机技术, 2014, 27: 14–17]
- 55 Wünnig J A, Wünnig J G. Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation. *Prog Energy Combust Sci*, 1997, 23: 81–94
- 56 Plessing T, Peters N, Wünnig J G. Laser optical investigation of highly preheated combustion with strong exhaust gas recirculation. In: Proceedings of Twenty-Seventh Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, 1998. 3197–3204
- 57 Chen Q. A study on reaction conditions and characteristics of mild combustion of gas turbine combustor application (in Chinese). Dissertation for Master's Degree. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2010 [陈钦. 燃气轮机燃烧室柔和燃烧条件与特征的研究. 硕士学位论文. 北京: 中国科学院大学, 2010]

Feasibility analysis of flameless combustion in high-parameter gas turbine combustor

TIAN Yuan, ZHANG JianHui, ZHU JunZong & QI HaiYing

Key Laboratory of Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Tsinghua University, Beijing 100084, China

In order to solve the contradiction between the gas turbine with high parameter and a low NO_x emission requirement, this paper reviews recent research achievements in the application of flameless combustion technology to gas turbine combustor. By analyzing the characteristics of current programs, it is concluded that the current scheme of a flameless combustor cannot be used in the actual industrial application. A significant difference between the gas turbine combustor and industrial furnace indicates that the principles of flameless combustor design refer to the industrial furnace, rather than a simple copy. The recirculation flow of fuel gas and the rapid mixing of fuel gas/fresh reactants are considered as two key issues in the flameless combustor design process. From the aspect of combustion intensity, combustion stability, and combustion efficiency, this paper clarifies the special consideration of flameless combustion in a gas turbine combustor. A series of basic principles, such as priority and inheritance, are put forward, which have a guiding significance to the flameless combustor design.

gas turbine combustor, flameless combustion, NO_x emission, combustor performance

doi: [10.1360/SST-2019-0198](https://doi.org/10.1360/SST-2019-0198)