

DOI: 10.19666/j.rlfed.202406134

烟气内循环和燃料分级对天然气低氮 燃烧特性的影响

彭俊豪¹, 卓建坤², 关靖宇³, 庞振洲³, 李伟³, 祝令坤³, 姚强^{1,2}

(1.新疆大学电气工程学院, 新疆 乌鲁木齐 830046;

2.清华大学热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084

3.低碳热力发电技术与装备全国重点实验室, 哈尔滨锅炉有限责任公司, 黑龙江 哈尔滨 150040)

[摘要] 设计了一种基于烟气内循环和分级燃烧的轴切旋流低氮燃烧器, 并通过工业试验和数值模拟研究了负荷、燃料分级以及烟气内循环对燃烧和 NO_x 排放特性的影响。结果表明: 负荷和燃料分级比例对 NO_x 生成具有协同作用, 在中、低负荷工况下, NO_x 排放随二次燃料比例的上升而单调上升, 在值班火焰区域有大量 NO_x 生成; 在满负荷工况下, 存在最佳一/二次燃料比例(88:12), 使 NO_x 排放质量浓度最低, 当二次燃料比例低于12%时, 主火焰区域主导了 NO_x 的生成; 一次燃料混合管长度的变化可使燃料与空气混合位置发生改变, 从而影响 NO_x 的生成, 当缩短一次燃料混合管相对长度至0.74时, 主燃区向炉膛上游移动, 主火焰被锚定在炉膛中部, 使炉膛尾部温度分布更均匀, NO_x 排放质量浓度在各负荷下下降了10%~20% (NO_x 以 NO_2 计), 且均低于 30 mg/m^3 (O_2 体积分数3.5%)。

[关键词] 烟气内循环; 轴切旋流; 分级燃烧; 低氮燃烧

[引用本文格式] 彭俊豪, 卓建坤, 关靖宇, 等. 烟气内循环和燃料分级对天然气低氮燃烧特性的影响[J]. 热力发电, 2025, 54(2): 57-67. PENG Junhao, ZHUO Jiankun, GUAN Jingyu, et al. Effects of flue gas internal recirculation and fuel staging on low-nitrogen combustion characteristics of natural gas[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(2): 57-67.

Effects of flue gas internal recirculation and fuel staging on low-nitrogen combustion characteristics of natural gas

PENG Junhao¹, ZHUO Jiankun², GUAN Jingyu³, PANG Zhenzhou³,
LI Wei³, ZHU Lingkun³, YAO Qiang^{1,2}

(1. The College of Electrical Engineering, Xinjiang University, Urumqi 830046, China;

2. Key Lab of Thermal Science and Power Engineering of MOE, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

3. State Key Laboratory of Low-carbon Thermal Power Generation Technology and Equipments, Harbin Boiler Ltd., Harbin 150040, China)

Abstract: An axial tangentially swirl low nitrogen burner is designed based on flue gas internal circulation and staged combustion, and the effects of the burner's load, fuel staging, and recycled high-temperature flue gas on combustion and NO_x emission characteristics are studied through industrial experiments and numerical simulations. The results indicate that, the loads and fuel staging ratios have a synergistic effect on NO_x generation. Under medium and low load conditions, the NO_x emissions increase monotonically with the secondary fuel ratio, large amount of NO_x generates in the secondary flame zone. At full load, there exists an optimal primary to secondary fuel ratio (88:12), which minimizes the NO_x emissions. When the secondary fuel ratio falls below 12%, the primary flame zone becomes dominant in NO_x production. The length of the primary fuel mixing pipe can alter the fuel and air mixing process, thereby affecting NO_x generation. When the relative length of primary fuel

收稿日期: 2024-06-01 网络首发日期: 2024-10-16

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFB4003900)

Supported by: National Key Research and Development Program (2022YFB4003900)

第一作者简介: 彭俊豪(1999), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为低氮燃烧, 759110837@qq.com。

通信作者简介: 卓建坤(1975), 男, 博士, 副研究员, 主要研究方向为清洁燃烧及智慧电厂等, zhuojk@tsinghua.edu.cn。

mixing pipe is shortened to 0.74, the main combustion zone moves upstream in the furnace, and the main flame is anchored in the middle of the furnace, resulting in a more uniform temperature distribution at the rear of the furnace. The NO_x emission mass concentration decreases by 10%~20% across all loads, all below 30 mg/m^3 (with O_2 volume fraction of 3.5%, the NO_x is calculated as NO_2).

Key words: flue gas internal recirculation; axial vortex flow; staged combustion; low nitrogen combustion

为实现工业燃气锅炉氮氧化物排放质量浓度低于 30 mg/m^3 (O_2 体积分数 3.5%) 的排放目标, 开发更低排放的低氮燃烧技术已成为必然趋势。低氮燃烧器耦合多种低氮燃烧技术是目前减少氮氧化物生成的主要方法, 其中, 烟气再循环技术通过在燃烧区域引入烟气, 利用烟气中三原子气体较高的比热容吸收燃烧过程释放的热量以降低炉膛温度水平, 同时烟气还将减小反应区的氧分压, 控制燃烧反应速率, 降低 NO_x 排放质量浓度 35%~70%^[1]。由于易与其他技术结合, 烟气再循环技术成为目前应用最广泛的低氮燃烧技术之一。

烟气再循环包括烟气外循环和烟气内循环 2 种形式。烟气外循环将炉膛尾部烟气通过外部管道送回燃烧器前端, 与空气混合后再送入炉内, 从而降低炉膛中火焰温度和氧气浓度^[2]。烟气内循环又分为内烟气循环 (internal flue gas recirculation, IFGR) 和强制诱导内循环 (forced induced recirculation, FIR), 前者通过高速射流和旋流在炉膛内构建大回流区, 使烟气在炉膛内部回流至燃烧器出口附近, 进而与空气或燃料混合; 后者则在燃烧器内设置文丘里式烟气内循环通道, 使高温烟气由通道卷吸入燃烧器内部与空气或燃料混合, 实现高温烟气在燃烧器内部与空气或燃料的混合。烟气内循环技术不仅保留了烟气外循环的优点, 而且解决了外循环烟气冷凝水带来的腐蚀、沾污和风机结冰等问题。此外, 该技术具有较好的灵活性和适应性, 可以根据不同的燃烧系统和燃料类型进行调整和优化, 是目前最具前景的低氮燃烧技术。

Shinomori 等人^[3]研究了小型锅炉烟气内循环燃烧器的流场特征和 NO_x 排放特性, 实验结果表明, 烟气内循环使 NO_x 排放质量浓度急剧下降, 当内循环烟气体积是空气的 50% 时, NO_x 排放质量浓度比无烟气内循环工况下降 80%, 当空气过量系数增加到 1.6 时, NO_x 排放质量浓度进一步降低了 18%。烟气内循环增加了燃烧区的湍流度, 有助于燃料和空气的混合, 从而提高燃烧效率并进一步降低氮氧化物的生成, 但高温烟气参与到燃烧器内部

混合时, 会对燃烧稳定性造成一定影响。Shi 等人^[4]研究了烟气内循环对甲烷/空气预混燃烧特性和 NO_x 生成的影响, 在管式火焰燃烧器周围一圈设计了 12 个烟气内循环通道, 并通过控制通道的开闭数量 (0、6、12) 来控制内循环率, 实验结果表明, 当烟气内循环通道开放数量为 12 时, IFGR 率约为 13%, NO_x 质量浓度下降了约 50%。由于内循环烟气的稀释, 反应区的局部氧气摩尔分数减少, 当量比升高, 直接降低了火焰温度, 导致热力型 NO 生成显著减少; 但随着内循环率增加, 内循环烟气导致稳定火焰的范围缩小。Nhan 等人^[5]通过在传统低氮燃烧器中增加 FIR 系统, 发现 FIR 燃烧器相比非 FIR 燃烧器, NO_x 排放质量浓度降低了 83%, 但通过 CFD 模拟发现, 回到燃烧器内部的烟气与空气的剧烈混合会扰乱流场, 使中心值班火焰区域流场结构发生改变, 内循环烟气越多, 燃烧区温度降低, 燃料空气充分混合, 会使 NO_x 排放进一步降低, 而与此同时, 大量的内循环烟气会导致火焰不稳定。

在传统燃烧器的设计中, 为了保障燃烧的稳定性, 会在流速较高的可燃气体附近放置稳定的小功率火焰, 使主气流受到小火焰不间断地点燃, 形成值班火焰。中心值班火焰一般采用富燃料和高温烟气稳燃的设计思路, 但限制了 NO_x 排放的进一步降低。Ishizuka 等人^[6]提出了切向旋流技术, 通过分别向 4 根切向入口间隔注入高速燃料和空气, 使其在受限的柱形燃烧室内快速充分混合, 当旋流数 S_w 大于 5 时, 可以建立起稳定的管状火焰, 这种管状火焰拥有极佳的气动稳定性, 且具有降低 NO_x 生成的潜能。Wang 等人^[7]在旋切管式火焰燃烧器的基础上诱导一条轴向射流来优化燃烧器, 其中轴向射流可以推举火焰, 使其很好地稳定在下游壁面, 同时进一步扩大管状火焰的稳定范围。

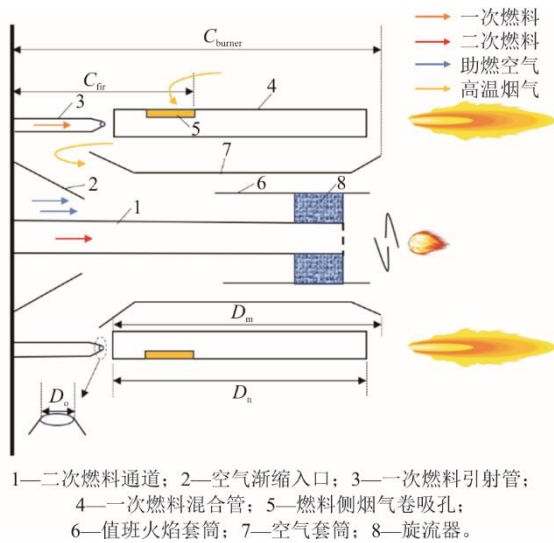
以上研究表明, 烟气内循环仍然存在着增加燃烧稳定性和降低 NO_x 排放之间的矛盾。为此, 本文提出了旋切快速混合的中心值班火焰方法, 并通过隔离助燃空气与再循环烟气的方法提高火焰的稳定性。因此, 如何整体上理解分级燃料燃烧 (值班

火焰与一次射流燃料)和烟气内循环对 NO_x 生成的影响规律,进而实现低于 30 mg/m³ 的排放目标,成为低氮燃烧器的设计关键。该设计方法可推广至掺氢/氨的低氮燃烧设计,对实现低碳零碳燃料的清洁利用具有理论指导意义。

1 燃烧器结构及试验系统

1.1 燃烧器结构

设计开发的轴切旋流内循环燃烧器结构如图 1 所示。



1—二次燃料通道; 2—空气渐缩入口; 3—一次燃料引射管; 4—一次燃料混合管; 5—燃料侧烟气卷吸孔; 6—值班火焰套筒; 7—空气套筒; 8—旋流器。

图 1 烟气内循环燃烧器结构示意图

Fig.1 Structural diagram of the burner with flue gas internal circulation

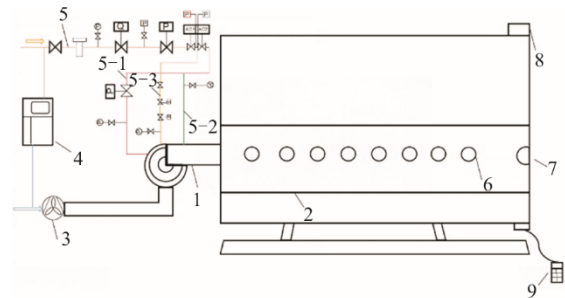
燃料分别从中心二次燃料通道以及外侧周向设置的 6 根一次燃料喷管喷入炉膛,形成值班火焰及主火焰,实现径向燃料分级。其中,一次燃料喷管由引射管和混合管组成,一次燃料经直径为 D_o 的引射管渐缩出口加速后进入长度为 D_n 的混合管中。混合管壁设置烟气卷吸孔,通过高速射流引射卷吸炉膛内的高温烟气并从卷吸孔进入混合管中参与燃料的混合,形成燃料侧烟气内循环,卷吸孔与前炉墙的距离为 C_{fir} 。燃烧器主要由空气套筒和值班火焰套筒包络而成,其中空气套筒入口端与空气渐缩入口间形成内循环烟气通道,内循环烟气由此通道与空气射流进行混合,形成空气侧烟气内循环。一部分空气与烟气混合后从空气套筒进入炉膛参与反应,其中空气套筒设置外扩出口,燃烧器出口与前炉墙的距离为 C_{burner} ;另一部分空气射流直接进入值班火焰套筒,经过旋流叶片后与从轴切旋流结构喷出的一次燃料进行快速混合。燃烧器基本设计参数如表 1 所示。

表 1 燃烧器设计参数
Tab.1 Design parameters of the burner

项目	数值
燃烧器功率/MW	9
燃料类型	天然气
燃料热值/(MJ·h ⁻¹)	34
燃料流量/(m ³ ·h ⁻¹)	952
过量空气系数	1.2
空气流量/(m ³ ·h ⁻¹)	10 967
主/值燃料比例	17:3
空气套筒/值班套筒空气比例	4:1

1.2 试验系统

在 1 台 14 MW WNS 全自动热水燃气锅炉基础上搭建工业试验系统,该锅炉采用卧式三回程偏置炉胆湿背式结构,高温烟气由湿烟室进入第二回程烟管,再由前烟室进入第三回程烟管后经冷凝器及烟囱排出,烟管及炉胆全部浸在水中。中试试验系统由天然气系统、空气系统、燃烧器、炉膛、烟气系统及数据采集系统等 6 个系统组成,图 2 为试验系统示意。



1—烟气内循环燃烧器; 2—炉膛; 3—风机; 4—控制系统; 5—天然气管道系统 (5-1主燃气支路; 5-2值班燃气支路; 5-3点火枪支路); 6—侧方观火孔; 7—后方观火孔; 8—锅炉排烟口; 9—烟气分析仪。

图 2 中试试验系统示意

Fig.2 Schematic diagram of the pilot test system

燃烧器控制系统采用西门子 LMV52.0 控制器,电动调节阀复位精度为 0.1°。试验过程中,总燃料量通过电动调节阀调节,总燃料量与一次燃料量分别用涡轮流量计测量,精度为±0.2%,二次燃料量由二者相减得出。一次燃料和二次燃料的比例调整通过手动调节阀进行控制,二次燃料占比指二次燃料量与总燃料量的比值。燃烧所需空气量通过烟气中的氧含量来控制。烟气与空气的组分和温度使用 testo350 烟气分析仪测量:烟气组分均采用电化学测量,其中 O₂ 体积分数量程为 0~+25%,测量精度为±0.8%满量程 (0~+25%),分辨率为 0.01%,响应时间小于 20 s; NO 体积分数量程为 0~3×10⁻⁴,精度为±2×10⁻⁶,分辨率为 1×10⁻⁷,响应时间小于 30 s;

CO 体积分数量程为 $0\sim 5\times 10^{-4}$ ，精度为 $\pm 2\times 10^{-6}$ ，分辨率为 1×10^{-7} ，响应时间小于 40 s。

1.3 试验工况

试验研究负荷、燃料比例和一次燃料混合管长度对燃烧和污染物生成特性的影响规律。其中，一次燃料混合管相对长度 β 定义为：

$$\beta = \frac{D_n}{D_m} \quad (1)$$

式中： D_n 为混合管长度，mm； D_m 为一次燃料出口

与燃烧器出口平齐时的混合管长度，mm。在过量空气系数为 1.2、多次重复试验条件下，设计了 20%~100% 负荷变化下不同二次燃料比例和不同一次燃料混合管相对长度 β 的 NO_x 排放对比工况，以及在低（20%）、中（70%）、高（100%）3 种负荷下二次燃料比例变化对 NO_x 排放的影响工况，如表 2、表 3 所示。此外，还设计了上述 3 种负荷下一次燃料混合管不同相对长度 β 对燃烧及污染物排放特性的影响工况，如表 4 所示。

表 2 负荷试验工况
Tab.2 Operating conditions of the load test

工况编号	负荷/%	总燃料量/($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	一次燃料混合管相对长度	二次燃料比例/%	一次燃料混合管相对长度	二次燃料比例/%
L _{20%}	20	190		15		12
L _{35%}	35	333		15		12
L _{50%}	50	476		15		12
L _{55%}	55	524		15		12
L _{65%}	65	619	$\beta=1.00$	15	$\beta=0.74$	12
L _{70%}	70	666		15		12
L _{80%}	80	762		15		12
L _{90%}	90	857		15		12
L _{100%}	100	953		15		12

表 3 二次燃料比例试验工况
Tab.3 Operating conditions of the secondary fuel ratio test

工况编号	负荷/%	二次燃料比例/%	工况编号	负荷/%	二次燃料比例/%	工况编号	负荷/%	二次燃料比例/%
F _{20%}	20	30	F _{70%}	70	28	F _{100%}	100	20
		20			17			17
		18			15			15
		13			12			12
		10			11			10
		8			10			9

表 4 混合管相对长度试验工况
Tab.4 Operating conditions of the mixing pipe relative length test

工况编号	负荷/%	一次燃料混合管相对长度	工况编号	负荷/%	一次燃料混合管相对长度	工况编号	负荷/%	一次燃料混合管相对长度
$\beta_{20\%}$	20	$\beta=1.00$	$\beta_{70\%}$	70	$\beta=1.00$	$\beta_{100\%}$	100	$\beta=1.00$
		$\beta=0.78$			$\beta=0.78$			$\beta=0.78$
		$\beta=0.74$			$\beta=0.74$			$\beta=0.74$
		$\beta=0.72$			$\beta=0.72$			$\beta=0.72$
		$\beta=0.70$			$\beta=0.70$			$\beta=0.70$

2 数值模拟方法

2.1 物理模型及网格划分

对工业试验平台 14 MW 锅炉炉膛以及烟气内循环燃烧器进行物理建模。为节省计算资源，对燃烧器结构及燃烧计算域进行部分简化，将燃烧器所

有入口简化至前炉墙上，分别设置了空气入口、6 个一次燃料入口及二次燃料入口，省略了燃烧室外侧各输气管道以及风道，假设主燃料均匀分配至 6 根一次燃料喷管，空气经由渐缩筒出口均匀喷入燃烧器内。这种简化方式忽略了各喷管燃料分配均匀性以及风道空气流场对炉内燃烧的影响，侧重于

研究炉内循环烟气对整体流场及燃烧的影响。

物理模型如图 3a)所示, 其中卷吸孔与前炉墙间的距离 C_{fir} 为 200 mm, 燃烧器喷口距离前炉墙高度 C_{burner} 为 600 mm, 在一次燃料混合管出口以及空气套筒入口端分别设置内部面以监控其流动参数。模型不设置厚度, 采用片体模型对流体域进行模拟。网格划分时采用多面体核心网格, 对燃烧器出口以及内循环烟气回流区域局部加密, 如图 3b)和图 3c)所示。选取计算域中心轴线的轴向速度进行网格无关性验证, 如图 4 所示, 最终选取网格数量为 405 万的网格系统进行数值模拟计算。

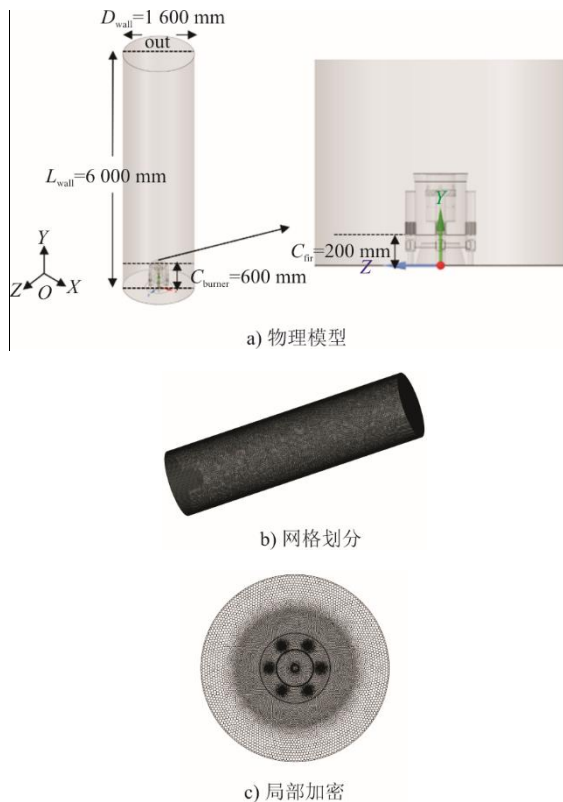


图 3 模型建立及网格划分示意

Fig.3 Schematic diagram of the model and grid division

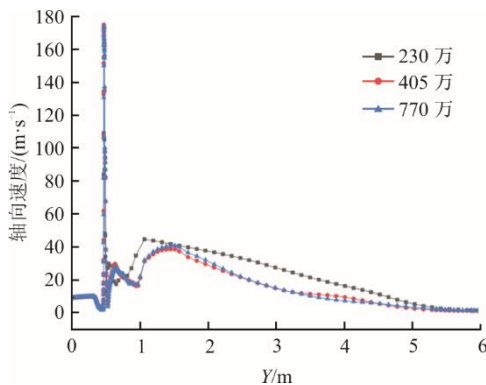


图 4 网格无关性校验

Fig.4 Grid-independent validation

2.2 边界条件和求解方法

采用 *realizable k-epsilon* 模型求解燃烧室内的流场; 燃烧采用 EDC (eddy dissipation concept) 模型, 该模型结合了流动和化学反应对反应速率的影响, 且可以兼顾计算成本和精确度; 辐射模型采用适用于气体燃烧的 DO (Discrete Ordinates) 模型, 甲烷燃烧以及 NO_x 生成机理选用 JL-2 反应机理^[8] 耦合 Novosselov 发展的计算 NO_x 五步反应机理^[9], 模型参数使用默认参数。其中, JL-2 机理共包含 4 步反应以及 7 种组分; Novosselov 发展的 NO_x 五步反应机理是在 Gri-mech3.0 甲烷详细化学反应机理的基础上, 采用化学反应器网络法结合实验数据得到的, 可以较为准确地预测 NO_x 的生成。压力速度采用 SIMPLE 算法, 离散格式采用二阶迎风格式。炉膛壁面为恒温边界条件, 燃料与空气采用质量流量入口边界条件, 炉膛出口采用压力出口边界条件。100% 负荷下边界条件如表 5 所示。

表 5 主要边界条件

Tab.5 Main boundary conditions

一次燃料量/ ($kg \cdot s^{-1}$)	二次燃料量/ ($kg \cdot s^{-1}$)	空气/($kg \cdot s^{-1}$)	壁面温度/K
0.154 9	0.021 1	3.889	600

为检验数值模型的准确性, 选取悉尼标准旋流扩散燃烧实验 SM1 热态工况^[10-11]进行对比, 中心轴线上温度分布对比如图 5 所示。由图 5 可以看出: 峰值温度均出现在 $Y=80$ mm 处, 约为 2 100 K; 温度在 $Y=100$ mm 后开始快速下降, 并于 $Y=150$ mm 后下降速度减缓, 模拟值和实验平均值分布规律具有较好的一致性。同时, 其他学者^[12-14]在对旋流扩散燃烧进行数值模拟计算时, 采用该模型也取得了较好的模拟结果。

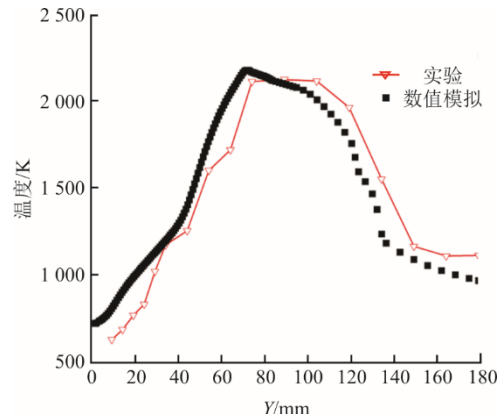


图 5 中心轴线温度分布模拟值与实验值对比

Fig.5 The simulation results and experimental data of temperature distribution along the central axis

当一次燃料混合管长度 $\beta=0.74$ 、二次燃料比例 =12% 时, 满负荷工况下使用该数值模型计算结果与试验结果的对比如表 6 所示。由表 6 可以看出, JL-2 机理计算的出口 NO_x 质量浓度与试验值的误差为 18%。本文数值模拟将选取 JL-2 机理耦合 Novoselov 五步反应机理开展。

表 6 数值模拟与试验结果对比

Tab.6 Comparison between the numerical simulation and the experimental results

项目	试验值	JL-2 模拟值
炉膛出口 O_2 体积分数/%	3.44	3.8
炉膛出口 NO_x 质量浓度/($\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$)	29.7	24.3

3 结果与讨论

3.1 燃料分级及负荷的影响

图 6 给出了二次燃料比例变化对 NO_x 排放的影响 (一次燃料混合管长度 $\beta=1.00$)。由图 6 可以看出, 不同负荷下二次燃料比例对 NO_x 生成的影响规律存在差异。在 20% 负荷工况下, 当二次燃料比例由 8% 增加至 20% 时, NO_x 排放质量浓度从 $28 \text{ mg}/\text{m}^3$ 缓慢上升至 $43 \text{ mg}/\text{m}^3$ (O_2 体积分数 3.5%); 当继续增加二次燃料比例, NO_x 排放质量浓度急剧增大, 10% 的增幅内, NO_x 排放质量浓度增大了 60%; 而当二次燃料比例低于 8% 时, 火焰出现前后脉动进而熄火。在 70% 负荷下, NO_x 排放质量浓度随二次燃料比例的增加而单调上升, 当二次燃料占比由 10% 上升至 28% 时, 炉膛出口 NO_x 排放质量浓度从 $34 \text{ mg}/\text{m}^3$ 上升至 $53 \text{ mg}/\text{m}^3$ 。满负荷工况下, NO_x 排放质量浓度随着二次燃料比例的上升呈先下降后上升的趋势, 当二次燃料比例为 12% 时, NO_x 排放质量浓度最低为 $39 \text{ mg}/\text{m}^3$, 此后随着二次燃料比例的上升, NO_x 排放质量浓度持续上升。该结果表明: 值班火焰始终处于贫燃料状态, 在中低负荷下, 随着二次燃料量的增加, 中心值班区域温度上升, 热力型 NO_x 生成量增大; 在满负荷时, 最佳二次燃料比例为 12%, 当二次燃料比例小于 12% 时, 值班火焰区域处于贫燃, 过量空气吸热降低了值班火焰温度, 主火焰区为氮氧化物生成的主要区域, 随一次燃料比例下降, 整体 NO_x 排放呈下降趋势; 而当二次燃料比例大于 12% 时, 高温区域集中在值班火焰区域 (图 8), 此时该区域主导了增量 NO_x 的生成。

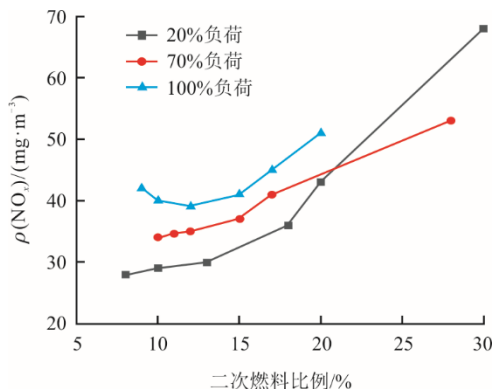


图 6 二次燃料比例对 NO_x 生成的影响 ($\beta=1.00$)
Fig.6 Effect of secondary fuel ratio on NO_x emission ($\beta=1.00$)

负荷变化影响了燃料、空气流速以及火焰的长度和体积, 从而影响炉内的燃烧和混合情况, 对 NO_x 的生成有较大影响, 如图 7 所示。

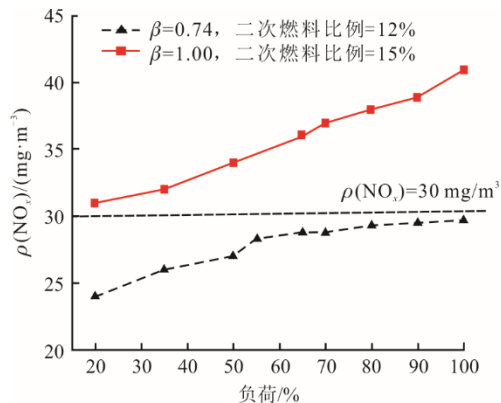


图 7 负荷对 NO_x 生成的影响
Fig.7 Influence of boiler load on NO_x emission

由图 7 可以看出: 当二次燃料比例为 15%、一次燃料混合管长度 $\beta=1.00$ 时, NO_x 排放质量浓度随负荷的升高而不断增加 (55% 负荷工况一次燃料比例为 13%), 从 20% 负荷到满负荷, NO_x 排放质量浓度上升了 30%; 当二次燃料比例在 12%、 $\beta=0.74$ 时, 各负荷下 NO_x 排放质量浓度比 $\beta=1.00$ 时降低了 10%~20%, 且实现了 NO_x 质量浓度低于 $30 \text{ mg}/\text{m}^3$ (O_2 体积分数 3.5%) 的低氮稳定燃烧。

天然气燃烧产生的 NO_x 中, 热力型 NO_x 占比高达 90% 以上, 其在烟气温度高于 1500°C 时将急剧生成^[14]。因此, 降低炉膛内烟气温度并避免局部高温是降低 NO_x 生成的主要技术措施。图 8 展示了二次燃料比例为 12%、混合管长度 $\beta=0.74$ 时的不同负荷下的炉膛温度云图。从图 8 可以观察到: 低负荷下高温主要集中在值班火焰区域以及炉膛中部的主火焰区域, 在 20%、50% 和 70% 负荷时, 值班火

焰区域出现超过 2 000 K 的局部高温；随着负荷上升，在满负荷时主火焰高温区面积不断扩大，导致 NO_x 生成增加，而值班火焰的高温区逐渐消失，这与试验结论在中低负荷下 NO_x 主要在值班火焰区域生成相符。

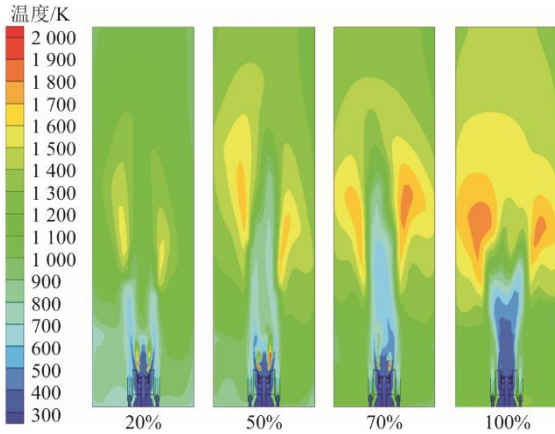


图 8 不同负荷下炉膛温度分布云图
($\beta=0.74$, 二次燃料比例 12%)

Fig.8 Temperature contours inside the furnace at different loads ($\beta=0.74$, the ratio of secondary fuel: 12%)

实现 NO_x 排放质量浓度低于 30 mg/m³ (O₂ 体积分数 3.5%)，除了分级燃烧 (图 6) 和一次燃料分散喷注形成均匀的切割火焰外，炉内的烟气回流起重要作用，如图 9 所示。炉膛内存在 2 个回流区域，一是炉膛中部回流的高温烟气不断被高速射流的空气流卷吸，促进了燃料、助燃空气和内流区高温烟气间的混合，降低了燃烧区域的氧分压，使炉膛内中下游区域烟气温度分布更均匀 (图 8)。同时，随着负荷的增加，回流区往炉膛上游移动，燃烧器出口附近的混合更剧烈，抑制了高温区的形成，燃烧器出口两侧的温度分布更加均匀。

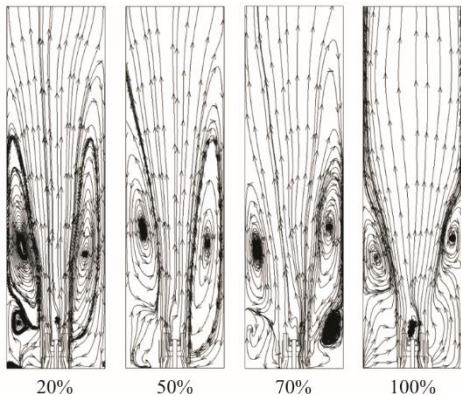


图 9 不同负荷下炉膛内烟气流线分布

Fig.9 Streamlines distribution inside the furnace at different loads

另一回流区在燃烧器伸入炉膛部分的两侧及出口附近，如图 9 所示。可以观察到，该区域高温烟气流线汇聚到燃烧器、一次燃料和空气射流中，进而在该区域形成了复杂的流场，这种反应前的混合有利于降低燃烧区域的氧分压，提高烟气的比热容，进而实现对尖峰温度的削减，控制热力型 NO_x 的生成。

图 10 给出了燃烧器出口 Y=600 mm 处中心轴向速度分布。

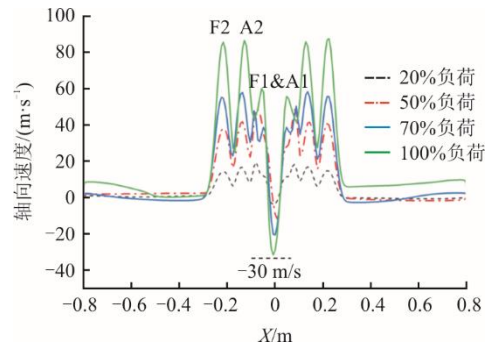


图 10 燃烧器出口中心径线轴向速度分布

Fig.10 Axial velocity distribution along the centerline radius at the burner outlet

由图 10 可以看出，不同负荷下均出现 3 个轴向速度峰，分别是外侧一次燃料轴向速度 F2 峰、助燃空气速度 A2 峰以及值班套筒轴切旋流混合气速度 F1&A1 峰。可以发现：在 20% 负荷以及 50% 负荷时，F1&A1 峰明显高于 F2 峰和 A2 峰；到 70% 负荷时，F1&A1 峰没有明显变化，被 F2 峰和 A2 峰超过；100% 负荷时差距被进一步拉大，中心值班火焰对轴向速度分布的影响逐渐式微。同时，还观察到在各个负荷下 F2 峰和 A2 峰的高度几乎一致，表明在剪切层作用下，一次燃料和空气射流在燃烧器出口附近已经开始混合。中心的矮峰及凹陷是值班套筒的轴切旋流混合气形成的中心回流区，其在满负荷时最低处轴向速度达到了 -30 m/s，该回流区不仅有利于火焰的稳定驻留，而且可以减少中心值班火焰区域的 NO_x 生成。

可以看出，烟气回流对控制 NO_x 的生成至关重要。为进一步量化，分别定义了该燃烧器一次燃料侧及空气侧的烟气再循环率 ω_f 和 ω_a ，公式为：

$$\omega_f = \frac{M_F - M_{f'}}{M_f} \times 100\% \quad (2)$$

$$\omega_a = \frac{M_A - M_{a'}}{M_a} \times 100\% \quad (3)$$

式中： M_F 为 6 根主燃料喷管出口质量流量，kg/s；

M_f 为一次燃料质量流量, kg/s; M_A 为空气套筒入口截面质量流量, kg/s; M_a 为总空气量, kg/s。

在二次燃料比例为12%、一次燃料混合管长度 $\beta=0.74$ 的条件下,上述4种负荷工况 NO_x 排放质量浓度及烟气再循环率的数值计算结果如表7所示。由表7可以看出,随负荷上升,由于炉膛内背压的升高,燃料侧与空气侧的烟气再循环率不断下降,当负荷由20%上升到满负荷时,一次燃料侧烟气再循环率 ω_f 由220%下降至156%,空气侧烟气再循环率 ω_a 由12.5%下降至8.8%,降幅均接近30%,表明 NO_x 的生成随再循环率的降低而升高。

表7 不同负荷下 NO_x 排放质量浓度及烟气再循环率计算值
Tab.7 The calculated NO_x emission mass concentration and flue gas internal recirculation efficiency at different loads

项目	负荷			
	20%	50%	70%	100%
$\rho(\text{NO}_x)/(\text{mg}\cdot\text{m}^{-3})$	24	27	29	30
$\omega_f/\%$	220	188	172	156
$\omega_a/\%$	12.5	10.7	10.6	8.8

3.2 一次燃料的射流燃烧和排放特性

分级燃烧中一次燃料占比高达88%以上,因此,一次燃料燃烧过程的 NO_x 生成控制直接影响整体 NO_x 的排放。本文中,一次燃料降低 NO_x 排放的主要措施是设有文丘里喷嘴直接卷吸高温烟气,并与一次燃料在混合管内混合后喷入炉膛,取最低生成时的喷嘴直径为参考直径,其他喷嘴直径为该参考直径的比值,得到喷嘴相对直径 η ,如图11所示。

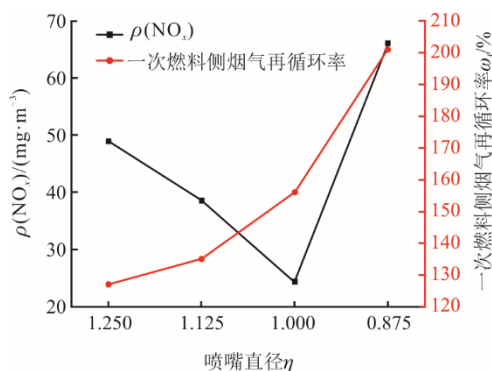


图11 喷嘴相对直径对 $\rho(\text{NO}_x)$ 及一次燃料侧烟气再循环率的影响

Fig.11 Effect of nozzle diameter on NO_x emission mass concentration and primary fuel side flue gas recirculation rate

由图11可以看出:在满负荷、二次燃料比例为12%以及一次燃料混合管长度 $\beta=0.74$ 的工况下,

一次燃料侧烟气再循环率随着文丘里喷嘴相对直径缩小由127%快速上升至201%,炉膛出口 NO_x 质量浓度由 $49 \text{ mg}/\text{m}^3$ 降低至 $24 \text{ mg}/\text{m}^3$;而当喷嘴相对直径 η 继续缩小至0.875时, NO_x 质量浓度急剧上升至 $66 \text{ mg}/\text{m}^3$,这是因为喷嘴流速过高,燃料侧对烟气的卷吸能力增强,导致混合管周围流场矢量方向发生改变(如图12所示),卷吸孔附近的矢量方向由径向变为轴向,导致空气侧内循环的高温烟气内循环率降低。因此,由于一次燃料和空气侧的循环烟气口位置比邻,二者间将存在相互影响,在设计时需要兼顾二者的高温烟气再循环。

混合高温烟气后的一次燃料被高速喷入炉膛,不仅继续卷吸周边的高温烟气,而且将与燃烧器出口高速射流的空气混合,直接影响燃烧和排放特性。因此,本文着重研究一次燃料混合管长度 β 对 NO_x 生成的影响规律。

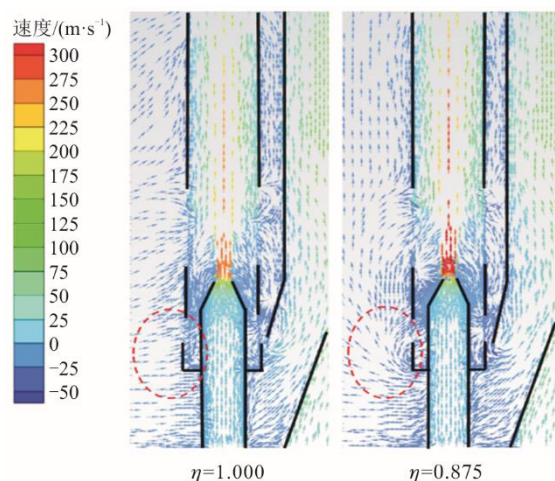


图12 不同喷嘴直径局部流场矢量图
Fig.12 Vector diagrams of local flow field for different nozzle diameters

图13展示了不同长度 β 在20%、70%和100%负荷下对 NO_x 及CO排放的影响。

由图13可以看出,随着混合管长度的增加, NO_x 排放质量浓度呈先下降后上升的趋势。其中20%负荷时,当 $\beta=0.72$ 时 NO_x 的排放质量浓度最低且仅有 $16 \text{ mg}/\text{m}^3$,但此时CO排放质量浓度达到 $250 \text{ mg}/\text{m}^3$ 左右;70%负荷和100%负荷下,当 $\beta=0.74$ 时 NO_x 的排放质量浓度最低,在 $30 \text{ mg}/\text{m}^3$ 附近,且CO排放质量浓度处于较低水平。这说明混合管长度在一定程度上影响了燃料与卷吸烟气的混合程度,若喷管过短会导致一次燃料与卷吸进入管内的烟气混合不均匀,同时在低负荷、混合管

长度较短的情况下，由于一次燃料射流速度较低，燃料无法与空气套筒出口的助燃空气进行充分反应，燃烧不完全，导致 CO 排放质量浓度急剧增加。当 $\beta=0.74$ 时，混合管内燃料与烟气已混合充分，相比 $\beta=0.78$ 和 $\beta=1.00$ 工况，在高负荷情况下，混合管出口到燃烧器出口这一段距离能有效使循环到炉膛上游的高温烟气与一次燃料提前混合，降低反应器区的氧含量和烟气温度。

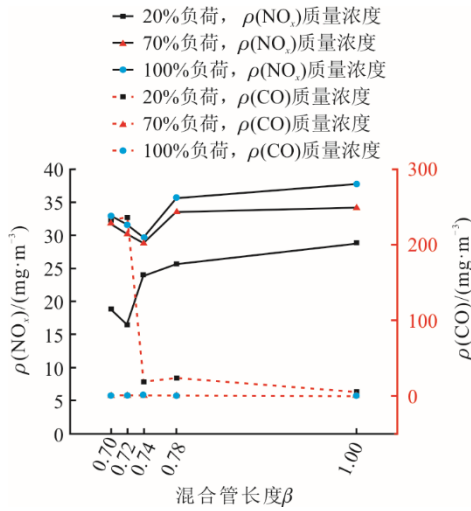
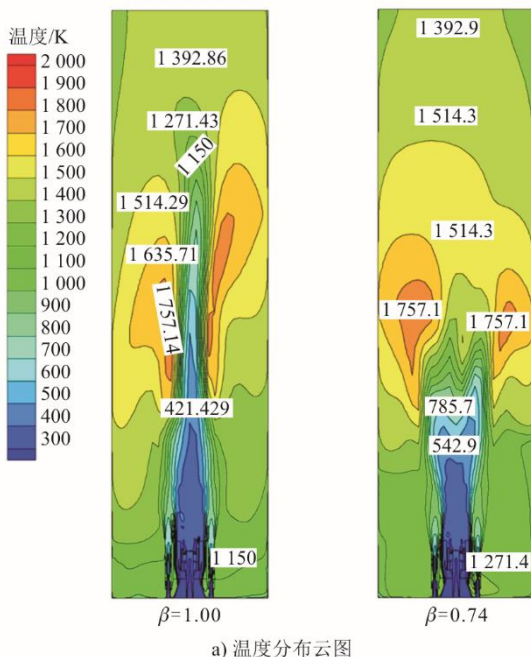
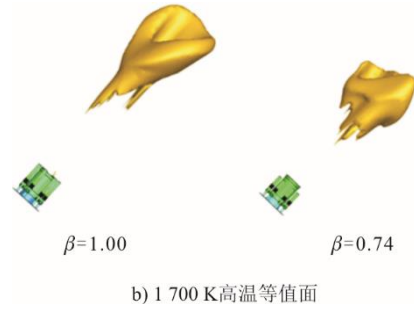


图 13 一次燃料混合管长度对 NO_x 生成的影响
Fig.13 The influence of primary fuel nozzle mixing pipe length on NO_x emission

通过数值模拟分别对混合管长度 $\beta=0.74$ 及 $\beta=1.00$ 在满负荷及二次燃料比例为 12% 的条件下进行分析。XY 平面温度分布云图及 1 700 K 温度等值面如图 14 所示。



a) 温度分布云图



b) 1 700 K 高温等值面

图 14 温度分布云图及 1 700 K 温度等值面
Fig.14 Temperature contours and 1 700 K iso-surface

由图 14 可以发现，2 种结构的高温区域主要分布在主火焰区，最高温度约为 1 757 K。当混合管长度 $\beta=0.74$ 时，一次燃料的轴向射流有所减弱，中心旋流空气向炉膛两侧扩张，挤压了主火焰区。从图 14b) 观察到：1 700 K 温度等值面直径较混合管长度 $\beta=1.00$ 时稍长，但高温区明显变薄、体积更小，且距离燃烧器出口位置更近；同时， $\beta=0.74$ 工况下喷管出口端到主火焰高温区之间的区域温度分布均匀性更佳。

图 15 展示了 XY 平面 2 种结构的轴向速度云图及流线图。

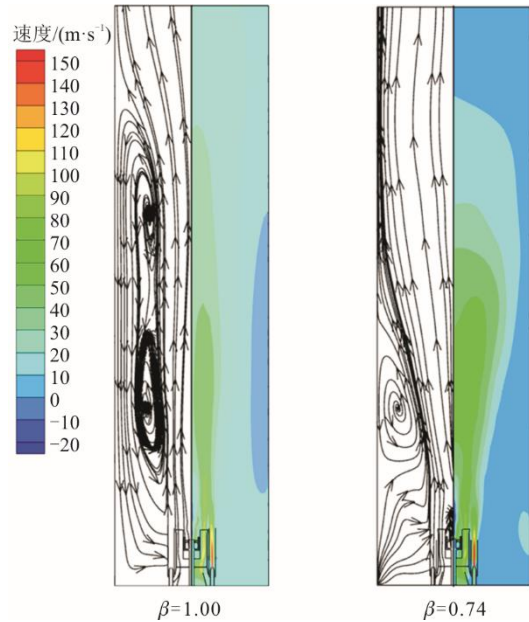


图 15 轴向速度分布云图及流线图
Fig.15 Axial velocity contours and streamlines distribution

由图 15 可以发现：当 $\beta=1.00$ 时，一次燃料有较强的射流刚性，形成出口处空气射流与一次燃料射流高速区，两流汇合后在轴向运动了一段距离才开始混合；相反， $\beta=0.74$ 时在空气射流出口由于卷吸高温烟气后刚性减弱，空气射流在出口附近能够卷吸燃料，一次燃料与空气中心轴向上的速度相较于长管结构衰减更快，迹线扩散。从流线图也可以看

出： $\beta=1.00$ 时外侧大回流区充斥了整个炉膛，中心流线在炉膛尾部才开始发生偏转，而 $\beta=0.74$ 工况下，受外扩助燃空气射流挤压，中心流线在炉膛中上游开始向炉膛两侧偏转，此时炉膛两侧大回流区范围缩小且紧贴炉膛壁面，涡线上下拉伸程度减弱；同时，2 种结构炉膛入口侧流线方向也有差异，短管结构卷吸的流体方向与其射流方向一致，有利于促进炉膛上游的混合，这也是短管结构炉膛前段温度分布更加均匀的原因。

为进一步分析不同出口位置对混合和燃烧特性的影响，分别选取了 $\beta=0.74$ （下文简称短管）和 $\beta=1.00$ （下文简称长管）时位于 XY 平面上的一次燃料混合管的中心轴线，观察 CH_4 、 CO_2 和 O_2 体积分数的轴向分布，如图 16 所示。由图 16 可以看出，当 $Y=0.2\text{ m}$ 时，轴线高度位于一次燃料文丘里喷嘴出口，2 种结构组分出现相同变化，该位置高温烟气进入一次燃料管，与 CH_4 混合， CH_4 体积分数迅速下降，同时 O_2 及 CO_2 含量迅速上升；而当 $Y=0.6\text{ m}$ 时，轴线通过一次燃料混合管出口，2 种结构的组分含量出现差异，短管结构出口处混合气体与炉膛前端高温烟气混合，相较于长管结构其 CH_4 体积分数降低速度更快，同时轴线上 O_2 和 CO_2 体积分数增长速度明显更高；当 $Y=2.0\sim 4.0\text{ m}$ 时，2 种喷管结构轴线上 CH_4 体积分数变化趋于重合，而由于 2 种长度的混合和燃烧位置存在差异， O_2 和 CO_2 变化趋势略有波动；当流体发展至炉膛尾部， $Y>5.0\text{ m}$ 时，短管结构炉膛尾部轴线上 O_2 与 CH_4 体积分数均高于长管结构，说明燃料与空气的反应提前。

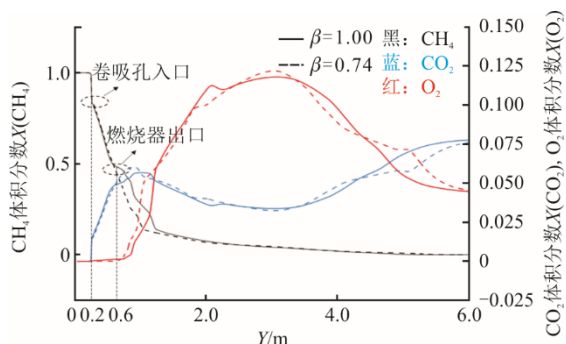


图 16 一次燃料混合管中心 Y 轴线的组分分布
Fig.16 Distribution of flue gas components along the Y -axis centerline of the primary fuel nozzle

选取炉膛中部 $Y=3.0\text{ m}$ 以及炉膛尾部 $Y=5.0\text{ m}$ 处 XZ 平面中心径线，观察各组分径向分布，如图 17 所示。由图 17a) 可以看出，在 $Y=3.0\text{ m}$ 时，2 种结构的差异主要在 $-0.4\text{ m}<X<-0.1\text{ m}$ 范围内，此处位于一次燃料混合管和空气套筒出口的轴向方向，短管结

构径线上的 CH_4 及 O_2 体积分数均低于长管结构，说明短管结构可卷吸更多的高温烟气。当 $Y=5.0\text{ m}$ 时（图 17b)），流体发展至炉膛尾部，2 种结构同一平面上各组分分布有较大差距，其中在 $-0.4\text{ m}<X<0.4\text{ m}$ 中心区域内，短管 CH_4 和 O_2 的体积分数均远高于长管结构，且平面径向直线上 CO_2 体积分数较低，说明短管结构卷吸更多高温烟气后，由于氧分压的下降，燃烧速率降低，炉膛整体的温度分布更均匀。

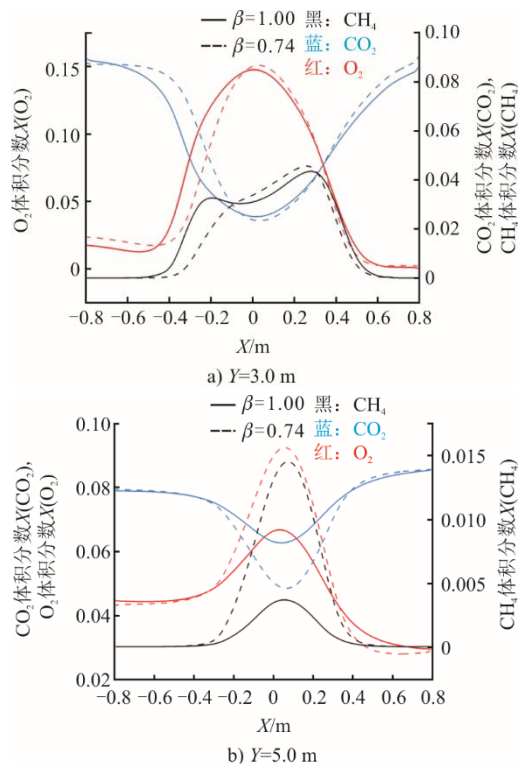


图 17 一次燃料混合管 X 轴中心径线组分分布
Fig.17 Distribution of gas components along the X -axis centerline radius in the primary fuel nozzle

图 18 分别展示了一次燃料管中心轴线上温度及 NO 分布。由温度曲线可以发现：在 $Y=0.2\text{ m}$ 喷管前端的高温烟气卷吸入口，烟气进入管内使 2 种结构有相同温度提升，而后续以短管出口为界，混合气体与炉膛上游高温烟气开始混合，此时短管结构出口中心轴线温度更高；在 $2.0\text{ m}<Y<3.5\text{ m}$ 范围内，即炉膛中部的主火焰区，受到助燃空气冲击混合，短管轴线上温度分布也略低于长管；而在 $Y=3.5\text{ m}$ 后的后火焰区，燃烧反应逐渐减缓，短管结构轴线上温度分布趋于均匀，长管结构轴线上温度分布呈先下降后上升的趋势；由 NO 生成曲线可以发现， NO 与温度变化规律几乎一一对应，其中在温度高于 1500 K 时这种对应关系更明显。缩短混合管长度使得一次燃料在卷吸更多烟气的同时与空气的混合提前，能有效改善炉膛下游温度分布的均匀

性,从而减少氮氧化物的排放。

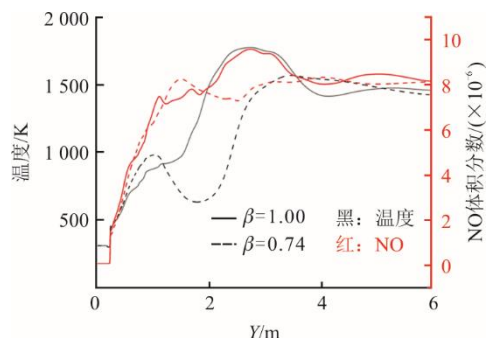


图 18 一次燃料喷管 Y 轴中心轴线温度与 NO 分布
Fig.18 Temperature and NO distribution along the Y-axis centerline of the primary fuel nozzle

4 结 论

基于烟气内循环和分级燃烧,设计了一种具有轴切旋流中心稳燃火焰的低氮燃烧器,在 14 MW 中试锅炉上进行试验,研究了燃料分级、负荷以及烟气内循环对燃烧和 NO_x 排放特性的影响,并通过数值模拟进行分析,主要结论如下:

1) 负荷和燃料分级对 NO_x 排放具有协同作用。在 20% 负荷下,二次燃料比例由 8% 增加至 30% 时, NO_x 排放质量浓度由 29 mg/m^3 (O_2 体积分数 3.5%) 上升至 68 mg/m^3 ; 在满负荷工况下,二次燃料比例由 9% 增加至 12% 时, NO_x 排放质量浓度降低了 7%, 随着二次燃料比例继续增加, NO_x 排放质量浓度由下降转为上升趋势。

2) 在中、低负荷工况 ($\leq 70\%$) 下, NO_x 排放随二次燃料比例的上升而单调上升,当二次燃料比例大于 8% 时,轴切旋流值班火焰可以在保证燃烧稳定性的同时通过控制二次燃料比例来抑制整体氮氧化物的生成;而在满负荷工况下,存在最佳二次燃料比例为 12% 的交界点,使 NO_x 排放达到最低,小于 12% 时主火焰为 NO_x 的主要生成区域。

3) 缩短一次燃料混合管长度会改变燃料与空气的混合位置,从而影响 NO_x 的生成。当混合管长度由 $\beta=1.00$ 缩短至 $\beta=0.74$ 时,射流刚性减弱,燃料混合位置提前,主火焰向炉膛上游移动,炉膛尾部温度分布更均匀,各负荷下 NO_x 排放质量浓度降低了 10%~20%, 可以实现 NO_x 排放质量浓度低于 30 mg/m^3 (O_2 体积分数 3.5%) 稳定燃烧。

【参 考 文 献】

[1] 宋少鹏, 卓建坤, 李娜, 等. 燃料分级与烟气再循环对天然气低氮燃烧特性影响机理[J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(24): 6849-6858.

- SONG Shaopeng, ZHUO Jiankun, LI Na, et al. Low NO_x combustion mechanism of a natural gas burner with fuel-staged and flue gas recirculation[J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 36(24): 6849-6858.
- [2] SPANGELO O. Experimental and theoretical studies of a low NO_x swirl burner[D]. Trondheim: The Norwegian University of Science and Technology, 2004: 1.
- [3] SHINOMORI K, KATOU K, SHIMOKURI D, et al. NO_x emission characteristics and aerodynamic structure of a self-recirculation type burner for small boilers[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2011, 33(2): 2735-2742.
- [4] SHI B, HU J, PENG H, et al. Effects of internal flue gas recirculation rate on the NO_x emission in a methane/air premixed flame[J]. Combustion and Flame, 2018, 188: 199-211.
- [5] NHAN H K, KWON M, KIM S, et al. CFD investigation of NO_x reduction with a flue-gas internal recirculation burner in a mid-sized boiler[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019, 33: 2967-2978.
- [6] ISHIZUKA S, MOTODAMARI T, SHIMOKURI D. Rapidly mixed combustion in a tubular flame burner[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2007, 31: 1085-1092.
- [7] WANG K Y, XIE D J, CAO Q, et al. Characteristics of oxy-methane flame in an axial/tangential swirl jet burner[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2022, 139: 110732.
- [8] KIM J P, SCHNELL U, SCHEFFKNECHT G. Comparison of different global reaction mechanisms for mild combustion of natural gas[J]. Combustion Science and Technology, 2008, 180(4): 565-592.
- [9] NOVOSSELOV I V, MALTE P C. Development and application of an eight-step global mechanism for CFD and CRN simulations of lean-premixed combustors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(2): 21502.
- [10] AL-ABDELI Y M, MASRI A R. Stability characteristics and flowfields of turbulent non-premixed swirling flames[J]. Combustion Theory and Modelling, 2003, 7(4): 731.
- [11] MASRI A R, KALT P A M, BARLOW R S. The compositional structure of swirl-stabilised turbulent nonpremixed flames[J]. Combustion and Flame, 2004, 137(1/2): 1-37.
- [12] 王纪晔, 赵亚笛, 罗志云, 等. 不同稀释剂对燃气锅炉 NO_x 排放及燃烧稳定性的影响[J]. 环境工程, 2019, 37(8): 148-153.
- WANG Jiye, ZHAO Yadi, LUO Zhiyun, et al. Effect of different diluents on NO_x emission and combustion stability of boilers fueled by natural gas[J]. Environmental Engineering, 2019, 37(8): 148-153.
- [13] 宋少鹏. 基于烟气再循环的工业锅炉天然气低氮燃烧研究[D]. 北京: 清华大学, 2016: 1.
- SONG Shaopeng. Research on natural gas low NO_x combustion based on the flue gas recirculation for industrial boiler[D]. Beijing: Tsinghua University, 2016: 1.
- [14] 张靖雯. 水蒸气与火焰冷却对天然气低氮燃烧特性的影响研究[D]. 北京: 清华大学, 2020: 1.
- ZHANG Jingwen. Research on the influence of steam and flame cooling on low- NO_x combustion of natural gas[D]. Beijing: Tsinghua University, 2020: 1.

(责任编辑 李园)