

船用天然气燃烧装置燃烧特性数值模拟

张淑媛, 吴东垠

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了解决大型液化天然气运输船配套天然气燃烧装置设计制造技术国产化的瓶颈问题,明晰其计算方法和机理,通过数值模拟方法,研究某天然气燃烧装置的流动和燃烧特性。分析了中心风入口结构、折算过量空气系数对装置内速度场、最高温度、出口温度以及组分分布的影响,确定天然气燃烧装置的最优结构和运行参数,在及时点火而且清洁燃烧的同时保证装置的冷却效果。研究表明:装置结构决定辅助风与中心风的配风比,配风比随中心风入口截面积的增大而减小;当中心风入口截面积小于 0.45 m^2 时,配风比大于 14.27,可以点火燃烧;当中心风入口截面积大于 0.5 m^2 时,配风比小于 13,装置不能着火;随着中心风入口截面积的增大,最高温度逐渐降低,出口 CO 浓度先增大后减小;装置结构不变时,随着折算过量空气系数的增大,天然气燃烧装置的最高温度和 NO 浓度先增大后减小,平均温度和出口排烟温度呈线性降低;中心风入口截面积为 0.45 m^2 、过量空气系数为 7.0 是最优设计结构和最优运行工况,能有效降低装置内燃烧最高温度和出口 NO 等浓度。研究结果可为天然气燃烧装置国产化设计、运行和优化提供一定理论指导。

关键词: 液化天然气船;天然气燃烧装置;燃烧特性;数值模拟

中图分类号: TK16 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202411010 **文章编号:** 0253-987X(2024)11-0109-10

Numerical Simulation of Combustion Characteristics of Marine Gas Combustion Units

ZHANG Shuyuan, WU Dongyin

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To tackle the bottleneck issue of localizing design and manufacturing technology of gas combustion units supporting large liquefied natural gas carriers and TO clarify its calculation method and mechanism, this paper delves into the flow and combustion characteristics of a natural gas combustion unit through numerical simulation. The influence of the central air inlet structure and the reduced excess air coefficient on the velocity field, maximum temperature, outlet temperature, and component distribution within the gas combustion unit is analyzed to determine its optimal structure and operating parameters. This ensures the cooling effect of the gas combustion unit while guaranteeing timely ignition and clean combustion. The findings reveal that the distribution ratio between the auxiliary air and the central air is dictated by the unit's structure, decreasing as the cross-sectional area of the central air inlet increases. A central air inlet cross-sectional area below 0.45 m^2 yields an air distribution ratio exceeding 14.27, enabling

收稿日期: 2024-04-19。 作者简介: 张淑媛(2000—),女,硕士生;吴东垠(通信作者),男,教授,博士生导师。

基金

项目: 国家自然科学基金资助项目(51376148)。

网络出版时间: 2024-06-20

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20240619.1502.002>

ignition; however, an area above 0.5 m^2 results in a ratio below 13, inhibiting ignition. With an expanding central air inlet area, the maximum temperature decreases, while the CO mass fraction at the outlet initially rises and then falls. As the excess air coefficient increases, the maximum temperature and NO mass fraction exhibit an initial increase followed by a decrease, with average temperature and outlet smoke temperature decreasing linearly. Optimal design structure and operational conditions are achieved with a central air inlet area of 0.45 m^2 and an excess air coefficient of 7.0, effectively reducing the maximum combustion temperature within the unit and the NO mass fraction at the outlet. The research results offer theoretical insights for the design, operation and optimization of gas combustion units.

Keywords: liquefied natural gas carrier; gas combustion unit; combustion characteristic; numerical simulation

随着全球各领域对液化天然气需求的不断上升,新型液化天然气运输船(简称LNG船)的需求量也随之增多。但是,LNG船在航行过程中由于外界热量的传递及不间断摇摆等因素,不断产生天然气蒸发气(BOG),若不能及时再液化送回舱室,将会引起储罐压力升高,增加易燃易爆等危险因素,威胁货舱安全。

传统的LNG船采用蒸汽推进系统,过量的天然气蒸发气可以在蒸汽锅炉中燃烧掉,因此不需要额外的设备来处理过量的蒸发气。但是,由于蒸汽推进系统效率较低、环境法令日趋严格等问题,传统的使用蒸汽推进系统的LNG船逐渐减少。为了保护环境、节省燃料,新一代的LNG船逐渐选择采用双燃料发动机电力推进系统或低速柴油发动机推进系统。这些新型的推进系统在正常操作或备用状态下需要处理更多的天然气蒸发气,即使通过再液化装置也很难完全处理掉。因此,新一代LNG船基本都需要配备配套的天然气燃烧装置(GCU),用于燃烧天然气运输船在航运过程中因未及时液化、燃烧而产生的剩余天然气蒸发气。这样不仅能够以安全的方式将货舱自然蒸发的天然气蒸发气燃烧,还可以用来燃烧在液货舱检查之前惰化操作时从液货舱内排放出来的气体混合物,减少储罐内部压力,预防事故发生。

GCU可以解决BOG量突然增加、燃烧不充分以及排放不达标这些问题,是目前处理天然气蒸发气问题的主要研究方向^[1-2]。但是,大型液化天然气运输船配套天然气燃烧装置的设计制造技术均被国外垄断,就连计算软件等也未公开。由于天然气运输船的天然气蒸发受各种因素影响,产生量极不稳定,何时需要燃烧也不确定,因此目前受船上条件限制,未设计工质冷却天然气燃烧装置,而是通过与燃

烧风一体的冷却风来冷却,运行工况差。在自主研发以至试运行过程中,经常出现以下问题:不能及时点火,难以燃烧,污染物排放高,排烟温度高,严重时会将燃烧装置烧损,至今未国产化。我国是造船大国,天然气燃烧装置完全依赖进口,将导致我国对其设计计算方法和燃烧机理等均不明晰,是国产化的瓶颈问题之一,系“卡脖子”问题。

目前对船用天然气燃烧装置数值模拟的应用研究较少,主要研究安装运行技术。董效鹏等^[3]总结了船用GCU的布置条件与设计要求,明确了燃烧装置的最高排气温度需求。张海涛^[4]指出了LNG运输船安装气体燃烧装置的必要性,分析了GCU的主要设备、工作模式和安装要求。刘禹霆等^[5]设计了LNG船气体管理系统,认为燃烧方案一般是在货舱舱压过高或者停靠岸站时,蒸发气不能通过透气桅排放的情况下采用。王磊等^[6]结合GCU在实际管理方面的经验,对一个完整装卸货航次中GCU与燃气供应压缩机配合工作的相关操作进行了分析与总结。

国内GCU数值模拟研究尚处于起步阶段,由于无可靠实际数据的支撑,研究进展缓慢,可查阅的国内外文献均未见有关GCU燃烧的实验和数值模拟报道。天然气燃烧器及锅炉的数值模拟和应用研究较多,多数学者通过燃烧模拟的方法计算常规装置内部的流场和温度场,得到相应的速度分布、温度分布和NO浓度等燃烧特性^[7-17],研究结果与工程实际得到较好的呼应。在以上所有的模拟研究中,均忽略了流动速度对点火、燃烧以至燃尽的影响。由于目前所有设备基于成熟的设计准则,流体速度均在可控范围,因此忽略速度的影响对计算模型结果影响不大。但是,船用天然气燃烧装置的最大特点是流量较大,模拟时必须考虑由自由配风引起的

流动速度的变化,使计算变得复杂,并且与常规锅炉等的燃烧机理明显不同,所以有必要开展船用天然气燃烧装置燃烧模拟和实验研究。

本文采用计算流体力学 CFD 方法,利用 Fluent 软件从速度分布、温度分布和组分分布等方面,详细研究某天然气燃烧装置的中心风入口结构和折算过量空气系数等参数对燃烧特性的影响,为其设计、运行和改进提供理论依据。

1 研究对象

根据船用天然气燃烧装置的要求,图 1 为对装置进行简化后的几何模型示意图。燃烧室为圆柱形结构,中心风通过内部环形风道进入燃烧室与天然气掺混燃烧,燃烧室壁面开有 3 组辅助风孔,从下到上依次命名为辅助风 1、辅助风 2 和辅助风 3,可实现燃烧烟气与辅助风的流动与混合,使燃烧室边缘及出口迅速降温冷却。排气塔为圆柱形结构,与燃烧室同轴安装并且直径大于燃烧室,形成辅助风的环形流通通道,外部包覆保温材料进行隔热处理。装置由空气送风装置、燃料喷嘴、燃烧室和排气塔等部分组成。设计燃料甲烷由燃料喷嘴进入燃烧室,空气分为中心风和辅助风两部分,进入天然气燃烧装置,由设备结构分配其风量。其中,中心风入口空气直接进入燃烧室参与点火与燃烧;辅助风流经燃烧室外侧,由 3 个辅助风孔进入燃烧室。初期一部分作为燃烧风参与燃烧,绝大部分用于冷却烟气使其最终达到国际标准规定的排烟温度,同时降低燃烧室壁面温度,防止燃烧温度过高而损坏燃烧室壁面。

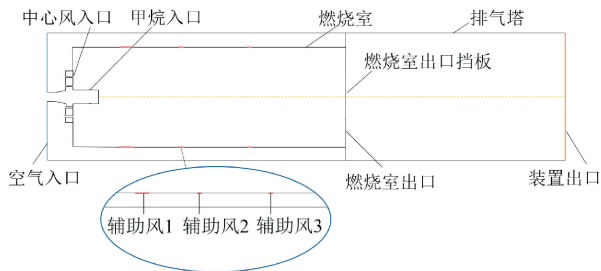


图 1 天然气燃烧装置几何模型

Fig. 1 Geometry of gas combustion unit

本文定义装置的燃烧风指的是参与燃烧反应的空气,冷却风为只参与冷却降温的空气。可见,实际工作过程中燃烧风不仅来自装置底部中心风入口的空气,从辅助风入口 1、2、3 进入燃烧室内的部分空气也参与燃烧反应,具体分析需要结合计算结果。

天然气燃烧装置风量大,由中心风入口进入燃

烧室的空气或由辅助风入口进入燃烧室的空气流速若超过火焰传播速度,则容易将火焰吹灭,不易点火。考虑改变中心风入口结构,通过减小中心风入口截面积来改变冷却风与燃烧风配风比,讨论中心风入口结构对装置流动和燃烧特性的影响。

配风比 β 为辅助风与中心风入口风量比,可表示为

$$\beta = \frac{q_f}{q_c} \quad (1)$$

式中: q_f 为由辅助风入口进入装置的空气量; q_c 为由中心风入口进入燃烧室的空气量。

在确定最优装置结构的基础上,本文考察过量空气系数对甲烷/空气燃烧的流动、燃烧和冷却过程的影响。其中,燃料甲烷体积分数为 1,入口流量为 1 kg/s,温度为 25 °C;空气温度为 45 °C;出口相对压力为 0。

由于现阶段缺少对天然气燃烧装置的数值模拟研究,因此参照常用的锅炉、燃烧器等燃烧装置中的过量空气系数进行燃料与配风分析。过量空气系数是指实际供给燃料燃烧的空气量与理论空气量之比。对于本装置,若将中心风入口空气量与理论空气量之比作为过量空气系数,则不能准确表达供给燃烧的空气量。若将总风量作为供给燃料燃烧的空气量,不同于传统意义上的过量空气系数,则该系数不仅可以反映燃料与参与燃烧的空气配合比,还能反映燃料与参与冷却的空氣的配合比。因此,将空气入口总风量与理论空气量之比定义为天然气燃烧装置的折算过量空气系数 λ ,可以表示为

$$\lambda = \frac{q_z}{q_m} \quad (2)$$

$$q_z = q_f + q_c \quad (3)$$

式中: q_z 为装置提供的总空气量,自由分配为中心风和辅助风; q_m 为燃料燃烧的理论空气量。

2 研究方法

2.1 湍流模型

甲烷与空气混合燃烧过程为完全发展的湍流运动,本文选择标准 $k-\epsilon$ 湍流模型来计算装置内的流动。该模型通过求解湍动能 k 和耗散率 ϵ 方程,进而计算出湍流黏度,可以考虑到流体流动过程中涡结构变化所导致的影响,更接近于真实流场的情况。这种算法在数值计算领域得到了广泛的应用和认可,表达式为

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_a + G_t - \rho \epsilon - Y_t, \quad j = 1, 2 \quad (4)$$

$$\rho \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_e} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1e} \frac{\epsilon}{k} (G_a + C_{3e} G_f) - C_{2e} \rho \frac{\epsilon^2}{k}, \quad j = 1, 2 \quad (5)$$

式中: ρ 为密度; t 为时间; k 为湍动能; ϵ 为耗散率; x_j 为 j 方向上的空间坐标分量; G_a 为平均速度梯度引起的湍动能项; G_f 为浮力引起的湍动能项; Y_f 表示可压缩湍流脉动膨胀对总耗散率的影响。一些关键参数的一般取值情况为湍流黏性系数 $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$, $C_{1e} = 1.44$, $C_{2e} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$ ^[18]。该模型可以很好地描述燃烧室内复杂的流动, 从而获得合理的流场。

2.2 湍流燃烧模型

对于燃料和氧化剂以非预混的形式送入燃烧室内的湍流燃烧, 本文选用有限速率/涡耗散模型进行模拟。该模型结合了阿里尼乌斯公式和涡耗散方程, 净反应速率取阿里尼乌斯反应速率和涡耗散反应速率中较小的一个, 能够综合考虑动力学因素和湍流因素。在实际燃烧过程中, 阿里尼乌斯公式反应速率作为一种动力学开关, 可阻止燃烧反应超前发生^[19]。

阿里尼乌斯公式为

$$k_{f,r} = A_r T^{\beta_r} \exp(-E_r/RT) \quad (6)$$

式中: A_r 为反应的指前因子; T 为热力学温度; β_r 为反应的温度指数; E_r 为反应的活化能; R 为气体常数^[20]。

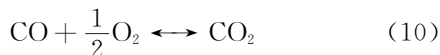
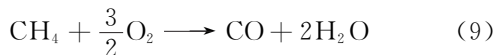
涡耗散公式为

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\epsilon}{k} \min \left(\frac{w(R)}{v'_{R,r} M_{w,R}} \right) \quad (7)$$

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\epsilon}{k} \frac{\sum w(P)}{\sum_J^N v'_{J,r} M_{w,J}} \quad (8)$$

式中: $R_{i,r}$ 为反应中物质 i 的产生速率, 由式(7)、式(8)中较小的一个给出; $v'_{i,r}$ 为反应中物质 i 的化学计量数; $M_{w,i}$ 为物质 i 的相对分子质量; $w(P)$ 为生成物的质量分数; $w(R)$ 为反应物的质量分数; J 代表生成物 P 和反应物 R ; N 为组分; A 为经验常数, 取 4.0; B 为经验常数, 取 0.5^[21]。

选用甲烷和空气两步反应



2.3 辐射模型

辐射模型选用离散坐标法 DO 模型, 所有壁面

均为绝热无滑移壁面。离散坐标辐射模型把能量方程转化为空间坐标中的辐射能量传递方程, 其求解方法和流体流动及能量方程一致, 易与流动方程联立求解, 对计算机内存和速度要求不高, 在计算精度、计算量及边界处理等方面具有优越性。

在离散坐标辐射模型中, 能量方程转化为方向上的能量输运方程的个数与空间坐标系中的方向矢量个数相同, 数学表达式为

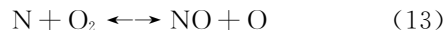
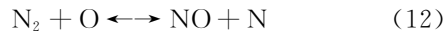
$$\frac{dI_{s_i}}{dx_i} = -(a + \sigma_s) I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) + a n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}') \Phi(\mathbf{s}, \mathbf{s}') d\Omega' \quad (11)$$

式中: a 为吸收系数; σ_s 为散射系数; $\mathbf{r}$ 为位置矢量; $\mathbf{s}$ 为方向矢量; $\mathbf{s}'$ 为散射方向矢量; s_i 为 $\mathbf{s}$ 的分量; σ 为玻尔兹曼常数, 取 $5.672 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$; n 为折射系数; I 为总辐射强度; Ω' 为立体角, 单位为 sr ; Φ 为相函数, 表示内向散射空间分布特性^[22-24]。

2.4 NO 生成模型

天然气燃烧过程中生成的 NO_x 主要是 NO 。在本文研究中, 燃料型 NO 的生成量为 0, 快速型 NO 在燃烧初期生成, 并且占比较低可忽略不计, 因此只考虑热力型 NO 的生成原理^[25-28]。因为热力型 NO_x 生成量主要取决于炉膛燃烧的温度, 温度越高生成量越大, 生成速度也越快, 生成量关于温度的增长大致为指数型关系。通常认为在燃烧室内温度大于 1500°C 时, 开始生成热力型 NO_x , 否则生成量很少。

产生热力型 NO 的链式反应以及 NO 生成速率如下



$$\frac{dc(\text{NO})}{dt} = 3 \times 10^{14} c(\text{N}_2) c(\text{O}_2)^{1/2} \exp(-542000/RT) \quad (14)$$

式中: $c(\text{NO})$ 为 NO 的浓度; $c(\text{N}_2)$ 为 N_2 的浓度; $c(\text{O}_2)$ 为 O_2 的浓度; t 为时间。

2.5 网格划分与无关性验证

采用 ANSYS Fluent 进行数值模拟, 求解方法选择压力-速度耦合 SIMPLE 算法, 输运方程的对流项采用二阶离散格式进行离散; 计算采用二维压力基求解器, 除压力项采用二阶差分格式外, 其余物理量均采用二阶迎风差分格式。

采用 ICEM 对模型进行结构化网格划分, 为了减少计算量, 本文选取装置的一半作为计算区域, 网格划分情况如图 2 所示, 近壁处区域网格进行了加

密。考虑到网格密度对结果的影响,在计算之前需要进行网格无关性验证。分别采用 19 495、41 056、59 215、78 736 和 106 494 网格数计算装置的平均温度,计算结果如图 3 所示。由图可知,当网格数大于 59 215 时,继续增大网格数不会对计算结果有太大的影响,考虑到计算机的性能以及计算的准确性,本次数值模拟选择使用 59 215 网格数进行计算。

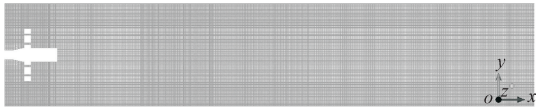


图 2 天然气燃烧装置网格划分情况
Fig. 2 Grid division of gas combustion unit

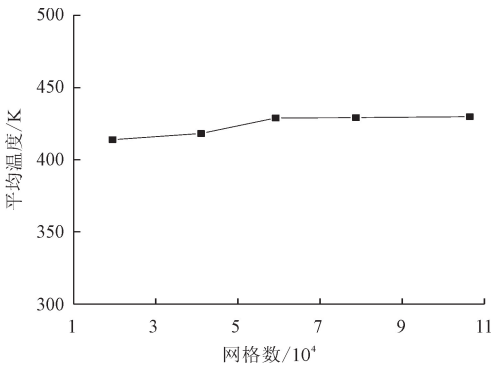


图 3 网格无关性验证
Fig. 3 Grid independence verification

3 结果与分析

3.1 中心风入口结构对流动特性的影响

取固定燃料用量为 1 kg/s,折算过量空气系数为 5.8,通过上述计算模型分别模拟不同中心风入口结构时的流动特性,具体工况设置参数如表 1 所示。

表 1 中心风孔结构设计工况参数

Table 1 Design parameters of the central air hole structure	
工况	入口截面积/m ²
1	0.34
2	0.37
3	0.43
4	0.45
5	0.50
6	0.52
7	0.56
8	0.66

图 4 为不同中心风入口结构时辅助风和中心风入口流量的分配情况。由图可知,随着中心风入口

截面积的增大,辅助风与中心风配风比呈降低趋势,中心风入口截面积从 0.34 m² 增大到 0.66 m² 时,配风比从 17.74 减小至 11.21,降低比为 36.81%。由此可见,配风比的大小主要受中心风入口截面积的影响,同时也受中心风孔位置布置的影响,因此配风比随中心风孔截面积的变化不完全呈线性关系。以工况 1 为例,1 kg/s 的甲烷完全燃烧理论所需空气量为 17.24 kg/s,装置空气入口流量为 99.69 kg/s,该工况计算所得配风比为 17.73,即中心风风量为 5.32 kg/s,辅助风风量为 94.37 kg/s,中心风与甲烷配比为 5.32:1,辅助风中参与燃烧反应的空气占比为 12.63%,可以看出大部分辅助风用于冷却烟气。

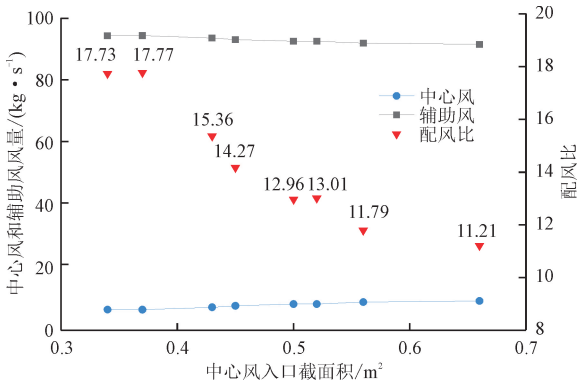


图 4 中心风入口截面积变化时辅助风与中心风配比
Fig. 4 Ratio of auxiliary air and central air under different cross-sectional areas of central air inlets

图 5 为工况 1~工况 8 沿轴线上的速度分布情况。从图 5 可知,当中心风入口截面积小于 0.45 m² 时,配风比大于 14.27,工况 1~工况 4 轴线上的最高速度为 38~42 m/s;当中心风入口截面积大于 0.5 m² 时,配风比小于 13.01,工况 5~工况 8 轴线上的最高速度为 19~22 m/s。由此可知,中心风入

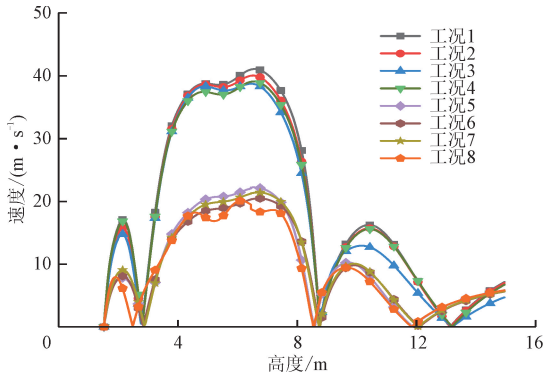


图 5 中心风入口截面积变化时中心轴线上的速度分布
Fig. 5 Velocity distribution along axial direction under different cross-sectional areas of central air inlets

口截面积增大虽然使中心风风量变大,但同时中心风速度减小,配风比的减小也会使辅助风入口速度降低,装置内整体速度偏低,火焰传播速度和湍流度较低,不利于燃烧反应的发生。

取甲烷入口上方、辅助风 1 入口下方位置,装置高度 2 m 处的截面,观察中心风入口结构对甲烷与空气混合初期速度的影响,如图 6 所示,对应工况 1~工况 8。由图 6 可知,工况 1~工况 4 轴线上的速度明显高于工况 5~工况 8,减小中心风入口截面积可以在 2 m 高度处很好地形成回流区域,增大混合气流动的湍流度,同时有利于甲烷和空气的混合。当中心风入口截面积小于 0.45 m^2 时,配风比大于 14.27,工况 1~工况 4 在距离轴线 0.8 m 处速度较大,为 $20 \sim 25 \text{ m/s}$;当中心风入口截面积大于 0.5 m^2 时,配风比小于 13.01,工况 5~工况 8 在此处速度为 $5 \sim 15 \text{ m/s}$,距轴线 0.8 m 处位置为燃料气射流后的速度,中心风入口截面积越小该位置混合气速度越大,有利于甲烷在燃烧室内扩散,从而增大火焰传播速度。

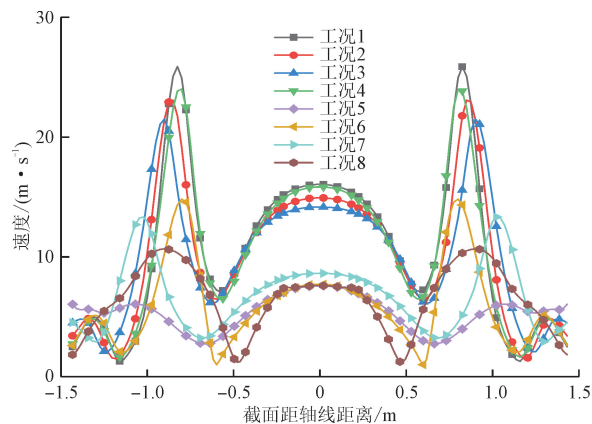


图 6 中心风入口截面积变化时 2 m 高度处燃烧室径向截面上的速度分布

Fig. 6 Velocity distribution under different cross-sectional areas of central air inlets at the height of 2 m

3.2 中心风入口结构对燃烧特性的影响

对于天然气燃烧装置,可以通过最高温度、平均温度和出口温度分析不同工况下的燃烧特性。其中,最高温度为装置内出现的最高温度,对于着火工况,最高温度为燃烧的火焰最高温度,可以反映出燃烧反应的剧烈程度;平均温度为装置内烟气的平均温度,可以反映装置整体的烟气冷却效果;出口温度为装置出口截面的平均排烟温度,通常厂家要求在 450°C 以下。

图 7 对应工况 1~工况 8,为装置内最高温度、平均温度和出口温度随中心风入口截面积的变化关

系。从图 7 可见,当中心风入口截面积大于 0.5 m^2 ,配风比 β 为 $9 \sim 13$ 时,装置内最高温度为 318 K ,甲烷未能点火燃烧;当中心风入口截面积小于 0.45 m^2 、配风比 β 为 $14 \sim 18$ 时,装置内最高温度为 $2\,272 \sim 2\,293 \text{ K}$,平均温度为 $426 \sim 436 \text{ K}$,出口排烟温度为 $583 \sim 619 \text{ K}$,随着配风比的增大,最高温度和出口温度逐渐降低,平均温度和出口温度变化较小;中心风入口截面积等于 0.45 m^2 、配风比为 14.27 时,最高温度最低为 $2\,272 \text{ K}$ 。

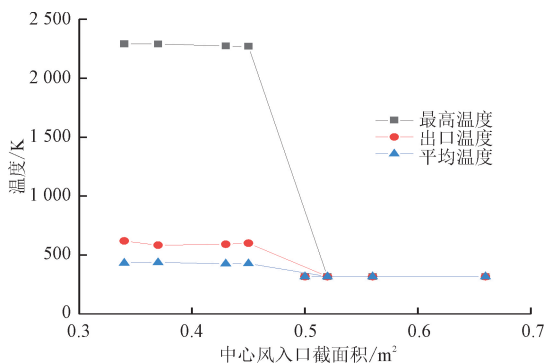


图 7 不同中心风入口截面积下的燃烧温度

Fig. 7 Combustion temperature under different cross-sectional areas of central air inlets

3.3 中心风入口结构对 CO 分布的影响

对应工况 1~工况 8,中心风入口结构对轴线上 $w(\text{CO})$ 的影响见图 8。由图可知,当中心风入口截面积大于 0.5 m^2 时,配风比 β 为 $9 \sim 13$,对应工况 5~工况 8,装置内未能发生燃烧反应, $w(\text{CO})$ 始终为 0。当中心风入口截面积小于 0.45 m^2 时,配风比 β 为 $14 \sim 18$,对应工况 1~工况 4, $w(\text{CO})$ 在装置内先增大后略有降低,再缓慢增大后急速降低至 0.02% 左右。这是因为在 4 m 高度处,由于辅助风的流入, $w(\text{CO})$ 会出现一定幅度的降低。随着中心风入口截面积增大,出口 $w(\text{CO})$ 先增大后减小,3 m 高度处 $w(\text{CO})$ 先增大后减小,8 m 高度处 $w(\text{CO})$ 先减小后增大。中心风入口截面积增大,使得装置内整体速度降低,甲烷与氧气混合速度减慢,导致燃烧反应高温区后移,不利于降低装置出口温度。当中心风入口截面积大于 0.43 m^2 时,由于最高温度最低, $w(\text{CO})$ 也有所降低,截面积为 0.45 m^2 时,出口 $w(\text{CO})$ 最低。

综上所述,中心风入口截面积等于 0.45 m^2 时为最优设计结构工况,此时装置内燃烧最高温度最低,出口 $w(\text{CO})$ 最低,能减小高温对壁面的烧损的同时,有效降低 NO 等污染物的排放。

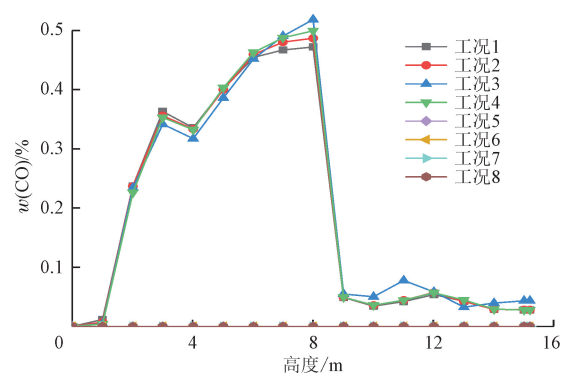


图 8 不同中心风入口截面积下 $w(\text{CO})$ 沿轴向的分布

Fig. 8 Distribution of CO mass fraction along axial direction under different cross-sectional areas of central air inlets

3.4 折算过量空气系数对流动特性的影响

选用燃烧效果最优的工况 4 结构,通过模拟计算折算过量空气系数为 4.6、5.2、5.8、6.4 和 7.0 时天然气的流动和燃烧特性,对应工况 9~工况 13,具体参数设置如表 2 所示。

表 2 折算过量空气系数参数设置
Table 2 Parameter settings of the converted excess air coefficient

工况	总风量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	折算过量空气系数
9	79.75	4.6
10	89.72	5.2
11	99.69	5.8
12	109.66	6.4
13	119.63	7.0

图 9 为不同折算过量空气系数时辅助风和中心风入口流量的分配情况。由图可知, λ 为 4.6~7.0 时,配风比 β 为 14.5~14.7,与工况 4 计算的配风比 14.27 基本相同,最大误差为 1.6%,证明了辅助

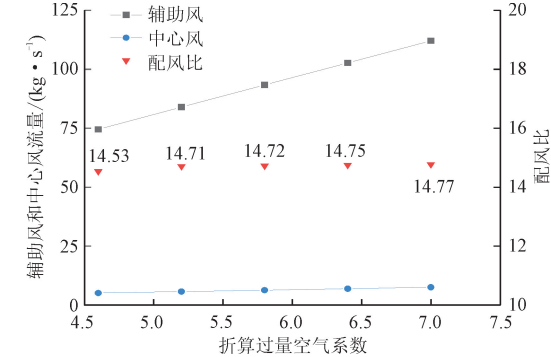


图 9 不同折算过量空气系数时辅助风与中心风配比
Fig. 9 The ratio of auxiliary air and central air under different converted excess air coefficient

风与中心风的配风比由装置结构决定,改变折算过量空气系数基本不会影响装置的配风比。

图 10 为不同折算过量空气系数轴线上的速度分布。由图可知,折算过量空气系数 λ 为 4.6、5.2、5.8、6.4、7.0 时,轴线上速度分布趋于一致,随着折算过量空气系数的增大,燃烧室内高速区的速度显著增大,轴线上的最大速度由 33.23 m/s 增大到 45.18 m/s,增大比为 35.96%。

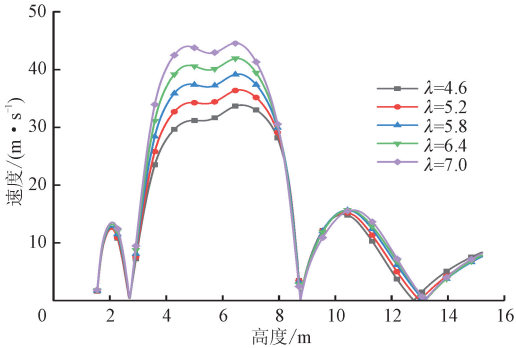
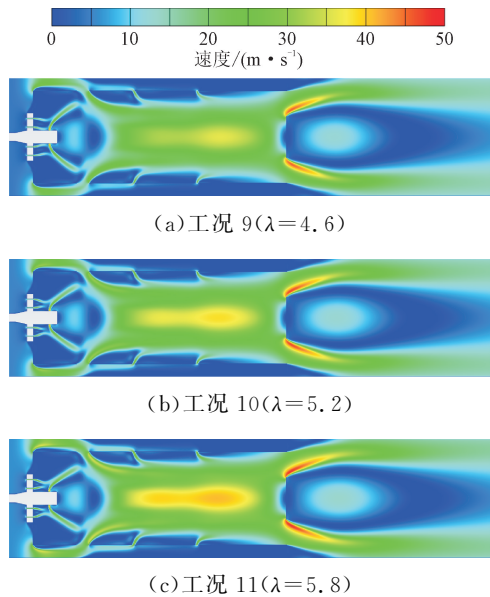


图 10 不同折算过量空气系数时轴线上的速度分布
Fig. 10 Velocity distribution along axial direction under different converted excess air coefficient

图 11 是不同折算过量空气系数时轴线上的速度分布。由图可知, λ 为 4.6、5.2、5.8、6.4、7.0 时的速度云图分布一致,随着折算过量空气系数的增大,中心风入口速度从 20 m/s 增大到 30 m/s,同时回流速度增大,甲烷轴向速度增大,射流距离减小;辅助风 1 入口风速由 16 m/s 增大到 24 m/s,混合气在沿轴线方向上的速度增大,在径向上的流动减弱,燃烧反应在径向的火焰面积减小。



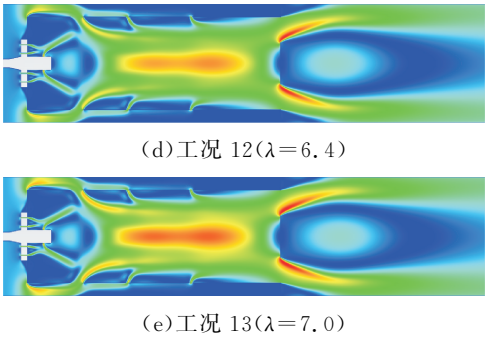


图 11 不同折算过量空气系数时轴线上的速度云图
Fig. 11 Velocity image under different converted excess air coefficient

3.5 折算过量空气系数对燃烧特性的影响

图 12 为装置内最高温度、平均温度和出口温度随折算过量空气系数的变化关系。在 λ 为 4.6~6.4 范围内,随着折算过量空气系数的增大,装置内的氧浓度增大,燃烧反应更剧烈,最高温度不断增大。当 $\lambda>6.4$ 时,装置内最高温度随折算过量空气系数的增大而减小,是因为冷却风对反应的影响大于氧浓度与反应剧烈程度的影响,冷却风风量过大会使燃烧高温区面积减小。当 $\lambda=7.0$ 时,装置内最高温度最低。

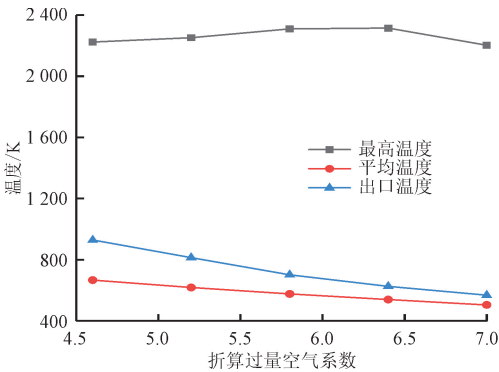


图 12 不同折算过量空气系数时的燃烧温度
Fig. 12 Combustion temperature under different converted excess air coefficient

燃烧装置内的平均温度和出口温度随折算过量空气系数的增加而减小,虽然燃烧反应的平均温度随过量空气系数的增加而升高,但是随着过量的空气质量流量的显著增加,导致装置内整体的气体平均温度下降,同时能够有效降低排烟温度。国际标准要求空气稀释燃烧产物的最高排气温度为 $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[3], $\lambda=4.6$ 时,对应工况 9 的排烟温度为 $502.09\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\lambda=5.2$ 时,对应工况 10 的排烟温度为 $418.16\text{ }^{\circ}\text{C}$,表明过量空气系数大于 5.2 时均能满足国际标准排烟温度。

3.6 折算过量空气系数对 NO 排放的影响

图 13 为不同折算过量空气系数下, $w(\text{NO})$ 沿高度方向的分布。由图可见, $w(\text{NO})$ 分布与装置内最高温度分布基本一致,燃烧过程中 $w(\text{NO})$ 随着折算过量空气系数的增加先增大后减小,在燃烧室中后部浓度最高。这是因为,燃料与空气混合气的高温扩散燃烧在燃烧室中后部形成高温区,高温环境会使热力型 NO 的产生显著增大。随着过量空气系数的增大,燃烧室内最高温度先升高后降低,热力型 NO 的生成量随之先增大再减小。当 $\lambda=7.0$ 时,装置内燃烧最高温度和出口 $w(\text{NO})$ 最低,为最优折算过量空气系数。

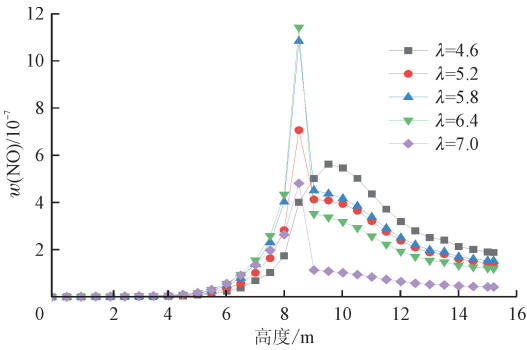


图 13 不同折算过量空气系数时轴线上的 $w(\text{NO})$ 分布
Fig. 13 Distribution of NO mass fraction along axial direction under different converted excess air coefficient

4 结 论

LNG 船用天然气燃烧装置与常规天然气锅炉等燃烧设备相比瞬时流量较大,并且未设计冷却工质,由与燃烧风并联的风做冷却风,模拟时必须考虑自由配风对燃烧和冷却过程的影响,使计算变得复杂。本文对天然气燃烧装置进行数值模拟,计算了不同中心风入口结构和折算过量空气系数时的速度分布、温度分布及组分分布等燃烧特性,分析了不同工况下的燃烧特性,并结合实际工程应用情况,确定了该装置最优结构和运行参数。得到主要结论如下。

(1) 天然气燃烧装置内辅助风与中心风的配风比是由装置结构决定的,随着中心风入口截面积的增大,配风比逐渐减小,装置内火焰传播速度和湍流度较低,不利于燃烧反应的发生。当中心风入口截面积为 $0.34\sim0.45\text{ m}^2$ 时,配风比为 $14.27\sim17.74$,可以点火燃烧;当截面积等于 $0.5\sim0.66\text{ m}^2$ 时,配风比

为 11.21~13.01,装置不能着火。

(2)当中心风入口截面积为 $0.34\sim 0.66\text{ m}^2$ 时,随着截面积的增大,最高温度逐渐降低,平均温度和出口温度变化不大,出口 $w(\text{CO})$ 先增大后减小。中心风入口截面积等于 0.45 m^2 时,装置内燃烧最高温度和出口 $w(\text{CO})$ 最低,能减小高温对壁面的烧损的同时有效降低 NO 等污染物的排放,为最优设计结构工况。

(3)在最优设计工况 4 的结构基础上改变折算过量空气系数,即装置的配风比不变。当 λ 为 4.6、5.2、5.8、6.4、7.0 时,随着折算过量空气系数的增大,混合气沿轴线方向上的速度增大,在径向上的流动减弱,甲烷射流距离减小,燃烧反应在径向的火焰面积减小。

(4)当 λ 为 4.6、5.2、5.8、6.4、7.0 时,随着过量空气系数的增大,装置的最高温度和 $w(\text{NO})$ 先增大后减小,平均温度及出口排烟温度线性降低,折算过量空气系数为 4.6 时不能满足排烟温度标准。当折算过量空气系数为 7.0 时,装置内最高温度和出口温度最低,并且 NO 生成量和出口浓度最低,为最优运行参数工况。

参考文献:

- [1] 郭保玲, 窦启龙, 乔佳, 等. 全球 LNG 船运市场及运输船技术发展分析 [J]. 煤气与热力, 2021, 41(2): 8-10.
GUO Baoling, DOU Qilong, QIAO Jia, et al. Analysis of global LNG shipping market and carrier technology development [J]. Gas & Heat, 2021, 41(2): 8-10.
- [2] 吴洁, 刘灿. LNG 船舶蒸发气处理系统技术发展态势研究 [J]. 舰船科学技术, 2023, 45(2): 1-7.
WU Jie, LIU Can. Research on the development trend of evaporative gas treatment system for LNG ships [J]. Ship Science and Technology, 2023, 45(2): 1-7.
- [3] 董效鹏, 李文华, 陈海泉, 等. 气体燃烧装置(GCU)在 LNG 船上的应用 [J]. 机电设备, 2010, 27(5): 13-16.
DONG Xiaopeng, LI Wenhua, CHEN Haiquan, et al. Application of gas combustion unit used in LNG carrier [J]. Mechanical and Electrical Equipment, 2010, 27(5): 13-16.
- [4] 张海涛. 气体燃烧装置在液化天然气运输船的应用 [J]. 珠江水运, 2018(9): 86-87.
ZHANG Haitao. Application of gas combustion unit in LNG carrier [J]. Pearl River Water Transport,

- 2018(9): 86-87.
- [5] 刘禹霆, 李红波, 王倩倩, 等. LNG 运输船气体管理系统设计 [J]. 柴油机, 2022, 44(1): 10-13.
LIU Yuting, LI Hongbo, WANG Qianqian, et al. Design of gas management system for LNG carrier [J]. Diesel Engine, 2022, 44(1): 10-13.
- [6] 王磊, 胡以怀, 常俊宇. LNG 船货气燃烧装置的操作管理 [J]. 航海技术, 2018(6): 55-57.
WANG Lei, HU Yihuai, CHANG Junyu. Operation management about gas combustion unit of LNG carrier [J]. Marine Technology, 2018(6): 55-57.
- [7] 徐栋. 天然气燃烧过程数值模拟及炉膛结构优化研究 [D]. 东营: 中国石油大学(华东), 2007.
- [8] 刘沁, 耿丽萍, 吕海聪, 等. 空气导流板对天然气燃烧器降低排放的影响 [J]. 上海电机学院学报, 2023, 26(1): 7-13.
LIU Qin, GENG Liping, LYU Haicong, et al. Impact of air deflectors on emission reduction of natural gas burner [J]. Journal of Shanghai Dianji University, 2023, 26(1): 7-13.
- [9] 解俊良. 低 NO_x 天然气燃烧器的设计与数值模拟 [D]. 北京: 北京交通大学, 2020.
- [10] 陈立, 李祥晟, 杨诏, 等. 气流入口条件对低旋流燃烧火焰稳定性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(5): 114-119.
CHEN Li, LI Xiangsheng, YANG Zhao, et al. Effects of inlet conditions on low swirl combustion flame stability [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(5): 114-119.
- [11] 耿卅捷, 潘禾吉田, 杨欢, 等. 燃气轮机天然气掺氢燃烧及排放特性数值模拟研究 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(12): 1-11.
GENG Sajie, PAN Hejitian, YANG Huan, et al. Numerical study on influence of H_2 blending on combustion and emission characteristics of gas turbine [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(12): 1-11.
- [12] 曹文宣, 徐杰, 王子兵, 等. 空气旋流数对甲烷燃烧 NO_x 生成影响数值模拟研究 [J]. 热能动力工程, 2022, 37(8): 135-142.
CAO Wenxuan, XU Jie, WANG Zibing, et al. Numerical simulation research on effect of air swirl on NO_x generation during methane combustion [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(8): 135-142.
- [13] 陆羽笛, 史挺, 葛冰, 等. 双级燃烧器内外旋流匹配对燃烧性能的影响分析 [J]. 燃烧科学与技术, 2020, 26(6): 512-520.

- LU Yudi, SHI Ting, GE Bing, et al. Analysis of influences of swirl matching of a two-stage burner on combustion performance [J]. *Journal of Combustion Science and Technology*, 2020, 26(6): 512-520.
- [14] 宋少雷, 赵铁铮, 刘潇, 等. 当量比对锥形燃烧器火焰稳定位置影响 [J]. *燃气轮机技术*, 2022, 35(1): 22-29.
- SONG Shaolei, ZHAO Tiezheng, LIU Xiao, et al. The effects of equivalence ratio on flame stable position in a conical burner [J]. *Gas Turbine Technology*, 2022, 35(1): 22-29.
- [15] 李振, 李佳璇. 甲烷燃烧温度随过剩空气系数变化数值模拟 [J]. *煤气与热力*, 2019, 39(1): 38-42.
- LI Zhen, LI Jiaxuan. Numerical simulation of variation of methane combustion temperature with excess air coefficient [J]. *Gas & Heat*, 2019, 39(1): 38-42.
- [16] 王洪悦, 董全, 颜杰, 等. 喷气策略对多点喷射天然气发动机燃烧及排放的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(2): 57-65.
- WANG Hongyue, DONG Quan, YAN Jie, et al. Influence of injection strategy on combustion and emissions of multi-point injection natural gas engine [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(2): 57-65.
- [17] 张全, 龚卡, 高雅. 甲醇/柴油双燃料旋流燃烧器燃烧特性模拟 [J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2022, 53(2): 677-687.
- ZHANG Quan, GONG Ka, GAO Ya. Simulation of combustion characteristics of methanol/diesel dual fuel swirl burner [J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2022, 53(2): 677-687.
- [18] GALLETTI C, PARENTE A, TOGNOTTI L. Numerical and experimental investigation of a mild combustion burner [J]. *Combustion and Flame*, 2007, 151(4): 649-664.
- [19] 彭艳, 唐必光, 赵无非. 高温空气燃烧实验研究与数值模拟 [J]. *锅炉制造*, 2003(4): 7-10.
- PENG Yan, TANG Biguang, ZHAO Wufei. Experimental research and mathematical modeling of high temperature air combustion [J]. *Boiler Manufacturing*, 2003(4): 7-10.
- [20] 王卓, 俞志鹏, 姬鹏, 等. 微型燃烧器扩展角对氢气/空气预混燃烧特性影响的模拟研究 [J]. *建模与仿真*, 2021, 10(1): 93-106.
- WANG Zhuo, YU Zhipeng, JI Peng, et al. Simulation study on the influence of micro burner expansion angle on hydrogen/air premixed combustion characteristics [J]. *Modeling and Simulation*, 2021, 10(1): 93-106.
- [21] 徐纲, 俞镔, 雷宇, 等. 合成气燃气轮机燃烧室的试验研究 [J]. *中国电机工程学报*, 2006, 26(17): 100-105.
- XU Gang, YU Bin, LEI Yu, et al. Experimental research on gas turbine combustor for burning syngas [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2006, 26(17): 100-105.
- [22] 张毅勳. 采用高温空气燃烧技术的加热炉蓄热式燃烧器的数值模拟及热态模化试验 [D]. 上海: 同济大学, 2003.
- [23] VEYNANTE D, VERVISCH L. Turbulent combustion modeling [J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2002, 28(3): 193-266.
- [24] MODEST M F. The weighted-sum-of-gray-gases model for arbitrary solution methods in radiative transfer [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1991, 113(3): 650-656.
- [25] 姚芝茂, 武雪芳, 滕云, 等. 燃用天然气锅炉 NO_x 的排放特征与管理控制 [J]. *环境污染与防治*, 2009, 31(11): 88-92.
- YAO Zhimao, WU Xuefang, TENG Yun, et al. Emission characteristics and management control of NO_x from natural gas fired boilers [J]. *Environmental Pollution & Control*, 2009, 31(11): 88-92.
- [26] 敖庭禹, 刘湘云, 肖楠, 等. 基于CFX的低氮燃烧器数值仿真研究 [J]. *建筑热能通风空调*, 2022, 41(8): 82-85.
- AO Tingyu, LIU Xiangyun, XIAO Nan, et al. Numerical simulation of low nitrogen burner based on CFX [J]. *Building Energy & Environment*, 2022, 41(8): 82-85.
- [27] HILL S C, DOUGLAS SMOOT L. Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems [J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2000, 26(4/6): 417-458.
- [28] 赵坚行. 燃烧的数值计算 [M]. 北京: 科学出版社, 2003: 272-295.

(编辑 杜秀杰)