

doi:10.12068/j.issn.1005-3026.2025.20240036

# 单螺旋叶片生物质燃气旋流燃烧器旋流特性研究

冯明杰<sup>1,2</sup>, 夏毓谦<sup>1</sup>, 刘晟晖<sup>1</sup>, 李杰<sup>1</sup>

(1. 东北大学 冶金学院, 辽宁 沈阳 110819;

2. 辽宁省流程工业节能与绿色低碳技术工程研究中心, 辽宁 沈阳 110819)

**摘要:** 为了研究生物质燃气旋流燃烧器中气体旋流对扩散和混合的影响及其对燃烧性能的作用机制, 在实验的基础上建立了单螺旋叶片生物质旋流燃烧器三维气体流动和组分输运的数学物理模型. 以 Fluent 19.0 为计算平台, 系统研究了空气管道螺旋叶片的缠绕圈数、螺旋节距、空气流道横截面积和变径管长度对燃烧器出口处气体旋流的影响, 并与实验结果进行了对比. 结果表明: 数值模拟结果与实验测试结果一致; 螺旋叶片缠绕圈数对气体旋流影响很小, 但螺旋节距对气体旋流有着决定性的作用; 在其他条件不变时, 随着螺旋节距的减小, 出口气流的角速度逐渐增大; 随着空气流道横截面积的增加, 出口气流的角速度逐渐减小; 变径管越短, 气体的旋流强度越高.

**关键词:** 生物质燃气; 旋流燃烧器; 单螺旋叶片; 变径管

中图分类号: TQ 522.15 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2025)09-0051-08

## Study on Swirling Flow Characteristics of Single-Helix-Blade Biomass Gas Swirl Burner

FENG Ming-jie<sup>1,2</sup>, XIA Yu-qian<sup>1</sup>, LIU Sheng-hui<sup>1</sup>, LI Jie<sup>1</sup>

(1. School of Metallurgy, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. Liaoning Engineering Research Center of Process Industry Energy Saving and Low-Carbon Technologies, Shenyang 110819, China. Corresponding author: FENG Ming-jie, E-mail: fengmj@epm.neu.edu.cn)

**Abstract:** To study the effects of gas swirling flow on diffusion and mixing characteristics and its mechanism of influence on combustion performance in biomass gas swirl burners, a mathematical and physical model for the 3-dimensional gas flow and component transport was established in a single-helix-blade biomass swirl burner based on experimental investigations. Using Fluent 19.0 as the computational platform, a systematic study was conducted on the effects of the number of helical blade turns in the air duct, helical pitch, air channel cross-sectional area, and variable-diameter pipe length, on the gas swirling flow at the burner outlet. The results were compared with experimental findings. The results indicate that the numerical simulation results are consistent with the experimental test results. The number of helical blade turns has a minimal impact on the gas swirling flow, while the helical pitch has a decisive influence. When other conditions remain unchanged, the angular velocity of the outlet airflow increases gradually with the decrease in helical pitch; the angular velocity of the outlet airflow decreases gradually with the increase in air channel cross-sectional area. As the variable-diameter pipe gets shorter, the swirling intensity of the gas is stronger.

**Key words:** biomass gas; swirl burner; single-helix-blade; variable-diameter pipe

为确保社会的可持续发展,减少对化石燃料的依赖,应对包括气候变化在内的环境挑战,可再生能源取代化石燃料已成为一种趋势<sup>[1]</sup>. 生物

质是可再生能源的一种,可用于部分或全部替代煤炭、石油或天然气<sup>[2]</sup>. 此外,生物质获取容易,燃烧产物对环境影响较小,能够满足当前社会可持

收稿日期: 2024-02-26

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFA0700302).

作者简介: 冯明杰(1971—),男,河南禹州人,东北大学副教授.

续发展对清洁和持久能源日益增长的需求,因而受到广泛关注<sup>[3]</sup>。

当生物质直接燃烧时,会排放大量的一氧化碳(CO)、颗粒物(PM)、多环芳烃(PAHs)和其他不完全燃烧产物,很难满足清洁燃烧的要求<sup>[4-5]</sup>。因此,在工业生产中人们更倾向于先将其气化获得燃气后再进一步利用<sup>[6]</sup>。生物质燃气的燃烧需要借助于燃烧器来实现,设计良好的燃烧器应具有燃烧效率高、污染物排放少、噪声低、火焰稳定等优点<sup>[7-8]</sup>。随着世界各国对生物质利用意识的增强,关于生物质燃气燃烧器的研究正在如火如荼地进行。生物质燃气属低热值燃气,稳定燃烧是燃烧器设计时最需关注的问题之一<sup>[9]</sup>。研究表明,旋转气流可以在燃烧器出口形成稳定的回流区来卷吸高温烟气,从而使燃烧稳定<sup>[10]</sup>,因此目前关于生物质燃气燃烧的研究大多以旋流为基础来开展。Dybe等<sup>[11]</sup>研究了旋流燃烧器在预混条件下燃烧低热值气体燃料的稳定性和氮氧化物排放特性,结果表明气流的旋转射流对火焰的稳定性和氮氧化物排放情况都有很大的影响。Rowhani等<sup>[12]</sup>测试了沼气在旋流条件下的稳定性极限和火焰行为,结果表明与无旋流的气流相比,使用旋流可将火焰稳定极限提高4~5倍。Surjosatyo等<sup>[13]</sup>研究了气流旋流数对火焰温度场的影响,结果表明火焰长度随着旋流数的增加而明显缩短,火焰颜色由橙黄色变为蓝色。Samiran等<sup>[14]</sup>使用大气旋流燃烧器研究了富含CO的合成气火焰的旋流稳定性和氮氧化物排放特性,表明旋流数对合成气贫燃条件下的喷出极限和氮氧化物排放量有很大影响。Sivri等<sup>[15]</sup>通过实验研究了燃料成分、旋流数和氢气添加量对各种沼气混合物燃烧和排放特性的影响,结果表明火焰温度随燃烧器出口处旋流数的增加而升高。Hussein等<sup>[16]</sup>通过对传统旋流燃烧装置的改良,缩短了烟气在高温区的停留时间,从而减少了废气中氮氧化物的排放量。De Pascale等<sup>[17]</sup>采用数值模拟的方法对1个以旋涡流为特征的生物质衍生合成气燃料模型燃烧器进行了研究,获得了燃烧器内部的空气动力学特性和热量释放情况。Saediamiri等<sup>[18]</sup>采用实验方法研究了低旋流强度和燃料喷嘴直径对湍流非预混沼气火焰稳定性极限的影响,结果表明旋涡结构对火焰模式及其稳定性极限起主导作用。这些研究进一步证明,旋转气流及适宜的旋流结构是生物质燃气稳定燃烧的必要条件。

旋流的生成及结构与燃烧器的几何结构和

操作情况息息相关,尤其是燃烧器中的旋流装置对旋流的行为有着决定性的影响。目前常用的旋流装置形式大致可以分为3类:蜗壳式、扭转多流道式和多叶片式。从应用情况来看,这些形式的旋流装置普遍存在制作工艺复杂、生产成本高等问题。在前期的研究中,崔耀星等<sup>[19]</sup>设计了1种生物质燃气旋流燃烧器。该燃烧器采用工艺简单且价格低廉的单螺旋叶片替代了传统工艺复杂且价格昂贵的多叶片旋流器。充分了解其几何结构与气流结构之间的制约关系,对其结构的最终定型以及后期的现场应用均具有重要意义,但目前关于这方面的知识还知之甚少,因此对该燃烧器进行了冷态射流实验。由于通过实验可获得的信息有限,本文进一步构建了3维气体流动和组分输运的数学物理模型,以SolidWorks 2018为物理建模工具,以Workbench 19.0中的Meshing为网格划分工具,以Fluent 19.0为计算平台,系统研究了该燃烧器的旋流特性,着重探讨了燃烧器空气管内螺旋叶片的缠绕圈数、螺旋节距、气体流道横截面积、变径管长度等参数与出口气流旋流特性之间的制约关系,以期为该燃烧器的最终定型以及后期的现场应用提供有益的帮助。

## 1 数学物理模型

### 1.1 燃烧器的结构

图1示出了新设计的生物质燃气旋流燃烧器的结构。该燃烧器的生物质燃气管和助燃空气管同轴配置,空气管位于生物质燃气管外侧,空气流道为环形。不同圈数的单螺旋叶片安装在空气流道内,在燃烧器出口处形成旋转气流,以生成稳定的回流区,从而卷吸回流区外的高温烟气,使燃烧稳定。燃气与空气分别沿燃气管和空气管的垂直方向进入各自的输送管道。燃气管和空气管均由3个同轴的管段组成,前后2段为直径不同的直管段,且出口段直径小于入口段直径,2个不同直径的直管段之间通过同轴变径管相接。空气管和燃气管的前直管段长度与螺旋叶片的缠绕圈数和螺旋节距有关。燃气和空气入口管通过法兰分别与供燃气管道和供风管道相连。在燃烧器出口处设有固定法兰,通过该固定法兰可将其安装在燃烧室的壁面上。在本研究中,固定不变的结构参数有:燃气和空气入口管内径分别为40 mm和51 mm;螺旋叶片的厚度为2 mm;燃气和空气出口管内径分别为25 mm和40 mm。模拟计算时

调整的结构参数包括:螺旋叶片的缠绕圈数( $N$ ),螺旋节距( $P$ ),空气流道横截面积( $A$ )和变径管长度( $L$ ).

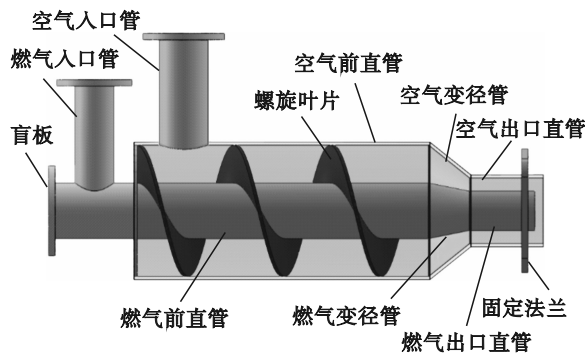


图1 燃烧器结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of burner structure

### 1.2 实验装置与描述

为了研究生物质燃气旋流燃烧器的旋流特性,首先进行了冷态(仅模拟空气和燃气的流动,未点火)射流实验,实验装置如图2所示.空气和生物质燃气均为多组分气体的混合物,在流动过程中,它们之间同时存在湍流扩散和分子扩散,这给实验设计带来了一定难度.众多研究表明<sup>[12, 14]</sup>,对气体射流而言,湍流扩散远大于分子

扩散,不同组分间的分子扩散可忽略不计,此时起关键作用的是流体的密度.因此,为了降低实验难度,在进行冷态实验时不考虑不同组分间的分子扩散.用 $O_2$ 和 $N_2$ 的混合物来模拟空气(21.0%  $O_2$ +79.0%  $N_2$ ,体积分数),记为Gas1;用 $O_2$ ,  $N_2$ 和Ar的混合物来模拟生物质燃气(体积分数为:14.5%  $H_2$ , 20.2%  $CH_4$ , 12.5%  $CO_2$ , 3.4%  $CO$ , 46.2%  $N_2$ , 3.2%  $O_2$ ),记为Gas2.通过合理配气保证2种混合气体的密度分别与空气和生物质燃气相一致.3个高压储气瓶分别储存有纯度为99.6%的 $O_2$ ,  $N_2$ 和Ar.实验时,通过调节阀1~5和转子流量计(HP10)1~5调配出密度与空气及生物质燃气相同的混合气,分别输入到储气罐1和2中.储气罐1和2内气体的压力由压力表1和2监控(表压为4 000~4 500 Pa).由调节阀6和转子流量计6调配出燃烧器所需空气的流量并输送至燃烧器的空气入口管中;由调节阀7和转子流量计7调配出燃烧器所需燃气的流量并输送至燃烧器的燃气入口管中.燃烧器喷出的旋流气体,由激光多普勒测速仪LM61-LDV-3测定标定处的线速度<sup>[20]</sup>,并采用计算机自动采集系统记录速度数据.

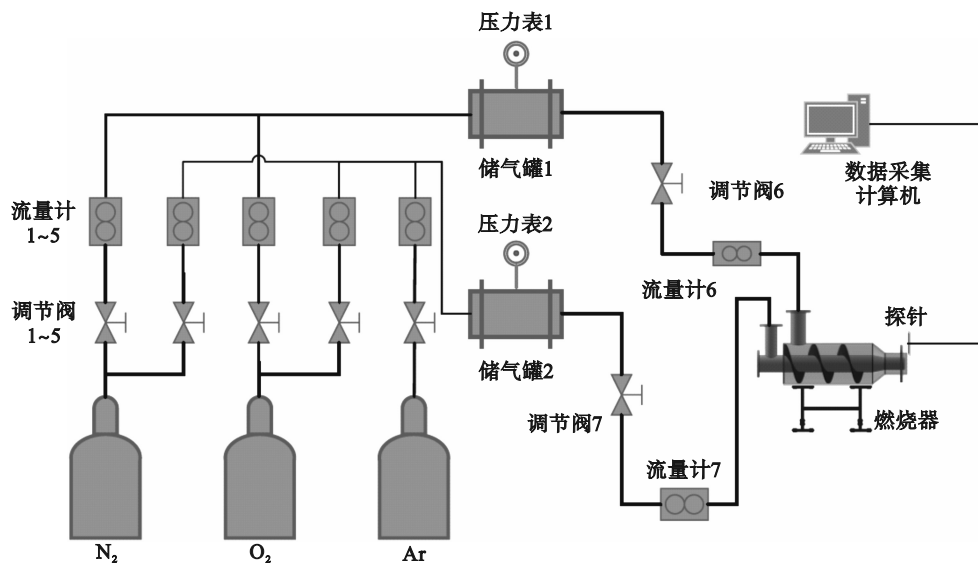


图2 实验装置示意图

Fig.2 Schematic diagram of experimental setup

### 1.3 数学模型

为了便于建模和求解,以燃气出口截面中心为坐标原点,以燃气流动方向为 $x$ 轴正方向,建立笛卡尔坐标系.

#### 1.3.1 湍流流动模型

假定燃烧器在稳态下运行,气体的流动是1

种充分发展的旋转湍流,因此可用稳态输运方程来描述其流动过程,湍流信息采用Realizable  $k-\epsilon$  双方程湍流模型计算<sup>[21]</sup>.

质量和动量守恒方程可描述为

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{v}_j) = S_m, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{v}_i\tilde{v}_j) = -\frac{\partial}{\partial x_i}\bar{\rho} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{ij} - \bar{\rho}\tilde{v}_i\tilde{v}_j) + \bar{\rho}g_i + S_{\text{mom}} \quad (2)$$

式中:上标“-”表示标量的时间平均值;上标“~”表示标量的 Favre 平均值; $\rho$ 为气体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $v$ 为气体速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $S_m$ 为质量源项,  $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ ;  $S_{\text{mom}}$ 为动量源项,  $\text{N}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ ;  $\tau_{ij}$ 为分子黏度引起的应力;  $\tilde{v}_i\tilde{v}_j$ 为雷诺应力;  $x$ 为笛卡尔坐标系坐标轴,  $\text{m}$ ; 下标  $i, j$  和  $k$  表示不同的方向;  $g$ 为重力加速度,  $\text{m}^2/\text{s}$ .

式(2)中  $\bar{\tau}_{ij}$  的计算式为

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left[ \left( \frac{\partial \tilde{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{v}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (3)$$

式中:  $\mu$  为动力黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $\delta_{ij}$  为克罗内克函数 (Kronecker delta).

以上方程中唯一的未知项是雷诺应力  $\tilde{v}_i\tilde{v}_j$ , 在此通过补充 Realizable  $k-\varepsilon$  湍流模型来解决. Realizable  $k-\varepsilon$  湍流模型中, 湍动能和湍动能耗散率的输运方程分别为

$$-\bar{\rho}\tilde{v}_i\tilde{v}_j = \mu_t \left[ \left( \frac{\partial \tilde{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right], \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{v}_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \bar{\rho}\varepsilon, \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{v}_i \varepsilon) = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \bar{\rho}C_1 S \varepsilon -$$

$$C_2 \bar{\rho} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{k}{\varepsilon} C_{3\varepsilon} G_b. \quad (6)$$

式中:  $k$  为湍动能,  $\text{m}^2/\text{s}^2$ ;  $\varepsilon$  为湍动能耗散率,  $\text{m}^2/\text{s}^3$ ;  $S = \sqrt{2\delta_{ij}\delta_{ij}}$ . 为了能更准确地计算该结构下的湍流流动, 对一些常用的模型常数进行了调整:  $C_\mu$  由推荐值 0.09 调整为 0.084 5,  $\sigma_k$  由推荐值 0.85 调整为 1.00<sup>[22]</sup>. 其他常数采用推荐值, 即:  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ ;  $C_1 = 0.43$ ;  $C_2 = 1.92$ ;  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ;  $C_{3\varepsilon} = 1.0$ ;  $\mu_t = \bar{\rho}C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ ;  $G_k$  和  $G_b$  的计算公式为

$$G_k = -\bar{\rho}\tilde{v}_i\tilde{v}_j \frac{\partial \tilde{v}_j}{\partial x_i} = \mu_t \delta_{ij}^2 = \mu_t \left( \frac{\partial \tilde{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{v}_j}{\partial x_i} \right)^2, \quad (7)$$

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\bar{\rho}Pr} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_i}. \quad (8)$$

其中,  $Pr$  为普朗特数.

### 1.3.2 组分运输模型

根据实验和上述假设, 系统中存在 2 种模拟气体 Gas1 和 Gas2, 因此需要构建这 2 种组分的输运方程, 并通过求解 Gas2 组分的湍流扩散方程来预测这 2 个组分的局部质量分数. 输运方程用式

(9) 描述:

$$\nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{w}_n) = -\nabla \cdot \tilde{J}_n + S_n \quad (9)$$

式中:  $w_n$  为第  $n$  组分的局部质量分数,  $n = 1, 2$ ;  $S_n$  为第  $n$  组分的生成源项,  $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ ;  $\tilde{J}_n$  为第  $n$  组分的扩散通量,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ .

第  $n$  组分的扩散通量为

$$\tilde{J}_n = - \left( \bar{\rho}D_{nm} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla w_n - D_{Tn} \frac{\nabla T}{T}. \quad (10)$$

式中:  $Sc_t$  是湍流施密特数,  $Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t}$ , 其中  $D_t$  是湍流扩散系数,  $\text{m}^2/\text{s}$ ,  $Sc_t$  取默认值 0.7;  $D_{nm}$  和  $D_{Tn}$  分别为密度扩散系数和温度扩散系数,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;  $T$  为温度,  $\text{K}$ .

## 1.4 边界条件

### 1.4.1 入口边界条件

燃烧器涉及 2 个入口边界, 分别为模拟空气组分的 Gas1 的入口 1 和模拟生物质燃气 Gas2 的入口 2. 计算时采用了气体为不可压缩流体的假设条件, 并将速度入口边界条件施加在入口 1 和入口 2 上. 速度大小根据燃烧器的热负荷 ( $Q = 115 \text{ kW}$ , 假定燃烧当量比为 1) 而定, 湍流强度和水利直径分别由式(11)和式(12)计算给出:

$$I = 0.16 Re^{-\frac{1}{8}}, \quad (11)$$

$$d = \frac{4A}{U}. \quad (12)$$

式中:  $I$  为湍流强度;  $d$  为水利直径,  $\text{m}$ ;  $A$  为流道的横截面积,  $\text{m}^2$ ;  $U$  为气体的润湿周长,  $\text{m}$ ;  $Re$  为气体流动的雷诺数,  $Re = \frac{vd\rho}{\mu}$ .

### 1.4.2 出口边界条件

由于出口边界条件未知, 故在燃烧器出口采用 outflow 边界条件, 未设置任何数值.

### 1.4.3 壁面边界条件

在模拟计算区内, 由于所研究的气体均为黏性流体, 故涉及的与气体接触的所有壁面均被处理为无滑移壁面, 并在壁面处采用标准壁面函数来描述壁面附近流场参数的变化.

## 2 网格划分和模型求解

### 2.1 网格划分和网格独立性测试

燃烧器的几何模型借助 SolidWorks 2018 建立. 为使出口位于流动充分发展区, 特将出口管道进行了人为加长. 网格划分采用 Workbench 19.0 平台中的 Meshing 前处理软件完成. 本研究

中,由于几何体中存在旋流叶片且在燃烧器出口处存在圆台状流道,模型结构比较复杂,为提高网格质量,采用四面体网格,并对参数变化剧烈区进行网格加密处理,如图 3 所示.

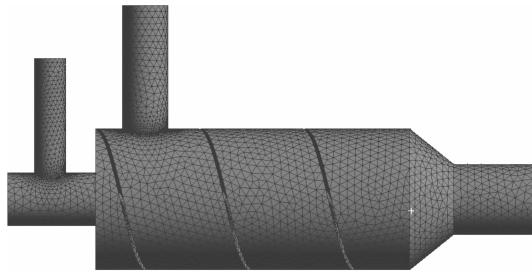


图 3 网格剖分  
Fig.3 Grid division

在计算流体动力学(CFD)模拟中,随着网格数量的合理增加,数值模拟的精度会相应提高,然而过多的网格数量也会带来计算成本的增加,因此需要进行网格独立性测试,从而在不显著增加网格数量的基础上获得可接受的计算精度.在本研究中,网格独立性测试使用了 3 种不同尺寸的网格.粗网格由  $n_{\text{grid}}=2.6 \times 10^5$  个单元组成,中等网格由  $n_{\text{grid}}=4.8 \times 10^5$  个单元组成,细网格由  $n_{\text{grid}}=1.28 \times 10^6$  个单元组成.图 4 显示了 3 种网格下考察点 A 和 B 的角速度模拟结果( $P=40 \text{ mm}, N=3, A=0.0613 \text{ m}^2, L=22 \text{ mm}, A$  点坐标为  $(0, 0.028 \text{ m}, 0), B$  点坐标为  $(0, 0.032 \text{ m}, 0)$ ).由图 4 可知,尽管

3 种网格下 2 个考察点的线速度模拟值存在一些差异,但差异很小,可忽略不计.因此,为减少计算量,本文的模拟均采用  $2.6 \times 10^5$  个单元的粗网格.

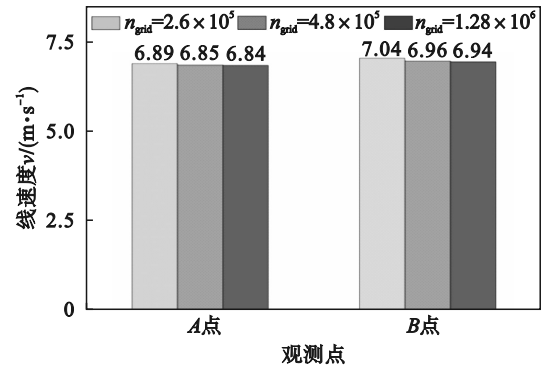


图 4 采用不同网格计算结果的比较

Fig.4 Comparison of different grid simulating results

## 2.2 求解方法和模型验证

### 2.2.1 求解方法

数值模拟在 Fluent 19.0 计算平台上进行,压力-速度耦合采用 SIMPLE 方案,空间离散化采用二阶迎风格式和 QUICK 方案,压力计算采用 PRESTO! 算法,梯度计算采用基于 Green-Gauss 单元的方法.求解的收敛性通过监测器获得,要求连续性方程、各方向上的速度方程、 $k$  和  $\epsilon$  方程的残差小于  $10^{-3}$ ,组分运输方程的残差小于  $10^{-6}$ .数值模拟采用的主要参数值如表 1 所示,模拟时采用交叉配对的方法获得不同的计算案例.

表 1 数值模拟采用的主要参数值

Table 1 Main parameter values used in numerical simulation

Gas1 流量 $m_1/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	Gas2 流量 $m_2/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	螺旋节距 $P/\text{mm}$	叶片缠绕圈数 $N$	空气流道横截面积 $A/\text{m}^2$	变径管长度 $L/\text{mm}$
0.038	0.016	40	2	0.0613	22
		50	3	0.0339	45
		60	4	0.0234	62
		70	5	0.0191	80

### 2.2.2 模型验证

图 5 给出了结构参数分别为  $P=40 \text{ mm}, N=3, A=0.0613 \text{ m}^2, L=22 \text{ mm}$ , Gas1 和 Gas2 流量分别为  $0.038 \text{ kg/s}$  和  $0.016 \text{ kg/s}$  条件下,观测点 A 和 B 的线速度模拟结果与相同条件下实验测试结果的比较情况.从图 5 中可以看出,虽然模拟与实验测试存在一定差异,但二者的相对误差不大于 10%,故可认为本研究所建立的计算模型及所采用的计算方法具有较高的可信度.

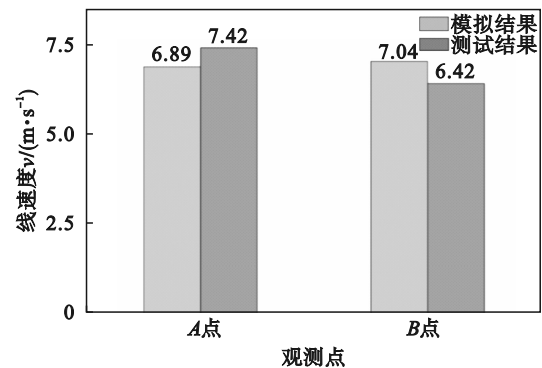


图 5 模拟结果与测试结果的比较

Fig.5 Comparison of numerical simulating and testing results

### 3 模拟结果及分析

#### 3.1 螺旋叶片缠绕圈数和节距对燃烧器出口气流角速度的影响

气体的旋流主要通过螺旋叶片生成,旋流强度和流场结构与螺旋叶片的结构参数息息相关.除了内外直径外,螺旋叶片的结构参数还包括缠绕圈数 $N$ 和螺旋节距 $P$ .实验和数值模拟结果表明,在其他参数不变的条件下,缠绕圈数 $N$ 对气体旋流影响不大,尤其是当 $N>3$ 后,继续增加圈数对气体旋流几乎无影响;而螺旋节距 $P$ 对气体旋流有着决定性的影响.因此,下文所展示的结果均为 $N=3$ 的情况.

图6示出了当空气流道横截面积 $A=0.0613\text{ m}^2$ ,变径管长度 $L=45\text{ mm}$ 时,不同螺旋节距 $P$ 下燃烧器出口处气流角速度沿径向( $r$ 和 $r_0$ 分别为离中心线的径向距离和空气流道管的外半径,mm)的变化情况(其他空气流道横截面积和变径管长度下的变化情况与此相似).从图6中可以看出,在不同螺旋节距 $P$ 下,气流在出口处的角速度沿径向变化曲线的形状相似,沿径向由内向外角速度逐渐增大到某个极值后迅速减小,且极值位置不在空气管道的中间,而是偏向于空气管外侧.这是因为,气体为黏性流体,燃烧器中心管射出的燃气(Gas2)为直流,未与空气(Gas1)旋流接触前其角速度为0;和空气旋流接触后,很快受到空气旋流的卷吸作用,从而产生角速度.在两种气体接触面处,外侧空气由于卷吸直流燃气而使其自身的旋流强度降低;内侧的直流燃气由于受到空气的卷吸而使其旋流强度增加.当到达空气管外壁附近时又会受到壁面的摩擦作用,从而形成了如图6所示的曲线形状.从图6中还可以看出,随着螺旋节距 $P$ 的减小,曲线逐渐向上移动,相应位置的角速度逐渐增大,但增大的趋势逐渐变缓.这是由于空气切向分速度的大小与螺旋节距 $P$ 呈负相关关系,螺旋节距 $P$ 减小意味着气流向前移动较短距离的同时即可绕管旋转1周.由此可见,在其他条件不变的情况下,随着螺旋节距 $P$ 的减小,空气流动中将会有更多的能量转化为角动能,从而使空气卷吸燃气的能力增强.

#### 3.2 空气(Gas1)流道横截面积对燃烧器出口气流角速度的影响

改变空气的流道横截面积主要是为了调整燃烧器的流动压降,一般来讲,随着空气流道横截面积的增加,燃烧器的流动压降将随之降低,

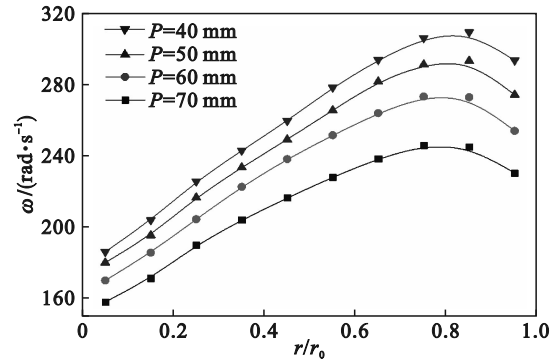


图6 当 $A=0.0613\text{ m}^2$ , $L=45\text{ mm}$ 时不同 $P$ 下燃烧器出口角速度沿径向的变化

Fig.6 Angular velocity variation along radial direction at burner outlet with varying  $P$  when  $A=0.0613\text{ m}^2$  and  $L=45\text{ mm}$

反之亦然.但在研究中发现,改变空气的流道横截面积也会对燃烧器出口气流的旋流造成一定影响.图7示出了当节距 $P=60\text{ mm}$ ,变径管长度 $L=45\text{ mm}$ 时,不同空气(Gas1)流道横截面积 $A$ 下气体出口角速度沿径向的变化(其他螺旋节距和变径管长度下的变化情况与此相似).从图7中可以看出,当其他参数不变时,随着空气(Gas1)流道横截面积的减小,燃烧器出口相对应位置处的角速度逐渐增大,曲线逐渐向上移动,同时曲线中的极值位置由外侧逐渐向内侧移动.这是因为燃烧器在同样的热负荷和空气消耗系数下,所需的助燃空气量(体积)保持不变,流道横截面积 $A$ 的改变直接导致空气流速的改变,当流道横截面积 $A$ 减小时,空气的流速必然增加,但空气的切向速度和轴向速度增加的比例不同,因而出现了如图7所示的变化曲线.由此可知,适当缩小空气的流通面积可增强空气对燃气的卷吸作用,但同时也会增大燃烧器的流动压降,需要提高空气的入口压力才能满足这一需求.

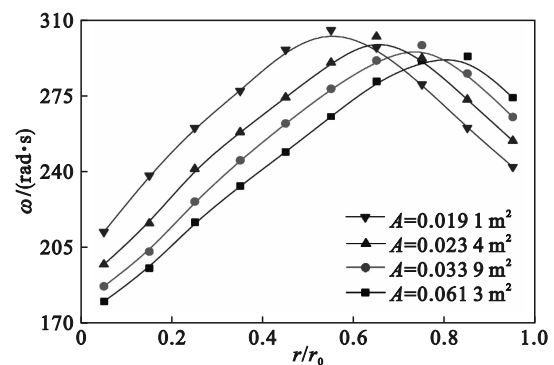


图7 当 $P=60\text{ mm}$ , $L=45\text{ mm}$ 时不同 $A$ 下燃烧器出口角速度沿径向的变化

Fig.7 Angular velocity variation along radial direction at burner outlet with varying  $A$  when  $P=60\text{ mm}$  and  $L=45\text{ mm}$

### 3.3 变径管长度对燃烧器出口气流角速度的影响

设置变径管的目的是调整气流的喷出速度,保证燃烧火焰具有一定的刚度和长度.研究发现,在变径管的进出口直径保持不变的情况下,改变变径管的长度也会影响燃烧器出口处气流的旋流.图8示出了当螺旋节距 $P=60\text{ mm}$ ,空气流道横截面积 $A=0.0339\text{ m}^2$ 时,不同变径管长度 $L$ 下气体出口角速度沿径向的变化(其他螺旋节距和空气流道面积下的变化情况与此相似).从图8中曲线的变化情况可知,随着变径管长度 $L$ 的减小,燃烧器出口相应位置处的角速度逐渐增大,曲线逐渐上移,极值位置也逐渐向空气管外侧偏移.这是因为从几何角度来看,当变径管的进出口尺寸一定时,减小变径管的长度必然使管壁与中心轴的夹角增大,气流受到更大的阻力,进而改变切向流速和轴向流速的大小,最终形成如图8所示的变化曲线.由此可知,变径管长度越短,在同样条件下空气旋转越剧烈,对燃气的卷吸作用也越强.

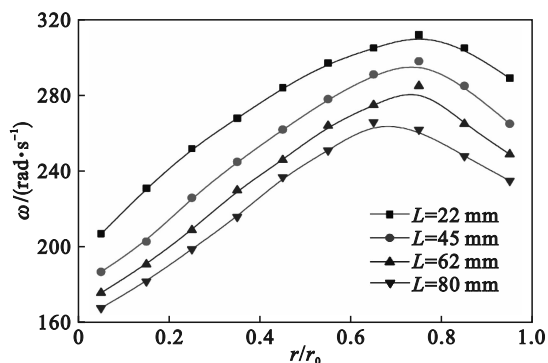


图8 当 $P=60\text{ mm}$ , $A=0.0339\text{ m}^2$ 时不同 $L$ 下燃烧器出口角速度沿径向的变化

Fig.8 Angular velocity variation along radial direction at burner outlet with varying  $L$  when  $P=60\text{ mm}$  and  $A=0.0339\text{ m}^2$

## 4 结 论

1) 螺旋叶片缠绕圈数对气体旋流影响不大,螺旋节距对气体旋流有着决定性的作用.当其他参数一定时,随着螺旋节距的减小,曲线逐渐向上移动,相应位置的角速度增大,但增大的趋势逐渐变缓.

2) 当其他参数一定时,燃烧器出口相应位置处的角速度随空气流道横截面积的减小而增大,曲线逐渐向上移动,而曲线中的极值位置由外侧逐渐向内侧移动.

3) 当其他条件不变时,随着变径管长度的减小,气体出口相应位置处的角速度逐渐增大,曲线逐渐上移,极值位置逐渐向空气管外侧偏移.

### 参考文献:

- [1] Alper K, Tekin K, Karagöz S, et al. Sustainable energy and fuels from biomass: a review focusing on hydrothermal biomass processing[J]. *Sustainable Energy & Fuels*, 2020, 4(9): 4390-4414.
- [2] Taherdanak M, Zilouei H. Improving biogas production from wheat plant using alkaline pretreatment [J]. *Fuel*, 2014, 115: 714-719.
- [3] Sansaniwal S K, Rosen M A, Tyagi S K. Global challenges in the sustainable development of biomass gasification: an overview [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 80: 23-43.
- [4] Xu D G, Wang P A, Pang D J, et al. Chemocatalytic conversion of cellulosic biomass to methyl glycolate, ethylene glycol, and ethanol [J]. *Chemistry Sustainability Energy Materials*, 2017, 10(7): 1390-1394.
- [5] 胡二峰, 赵立欣, 吴娟, 等. 生物质热解影响因素及技术研究进展[J]. *农业工程学报*, 2018, 34(14): 212-220. (Hu Er-feng, Zhao Li-xin, Wu Juan, et al. Research advance on influence factors and technologies of biomass pyrolysis [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2018, 34(14): 212-220.)
- [6] Witton J J, Noordally E, Przybylski J M. Clean catalytic combustion of low heat value fuels from gasification processes [J]. *Chemical Engineering Journal*, 2003, 91(2/3): 115-121.
- [7] Kwiatkowski K, Mastorakos E. Regimes of nonpremixed combustion of hot low-calorific-value gases derived from biomass gasification [J]. *Energy & Fuels*, 2016, 30(6): 4386-4397.
- [8] Kwiatkowski K, Dudyński M, Bajer K. Combustion of low-calorific waste biomass syngas [J]. *Flow, Turbulence and Combustion*, 2013, 91(4): 749-772.
- [9] Buchmayr M, Gruber J, Hargassner M, et al. A computationally inexpensive CFD approach for small-scale biomass burners equipped with enhanced air staging [J]. *Energy Conversion & Management*, 2016, 115: 32-42.
- [10] Chanphavong L, Zainal Z A. Characterization and challenge of development of producer gas fuel combustor: a review [J]. *Journal of the Energy Institute*, 2019, 92(5): 1577-1590.
- [11] Dybe S, Bluemner R, Zhang K, et al. Design and experimental characterization of a swirl-stabilized combustor for low calorific value gaseous fuels [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2022, 144(2): 021025.
- [12] Rowhani A, Tabejamaat S. Experimental study of the effects of swirl and air dilution on biogas non-premixed flame stability [J]. *Thermal Science*, 2015, 19(6): 2161-2169.
- [13] Surjosatyo A, Ani F N. Study of enhancing the swirl burner performance on a small scale biomass gasification [J]. *International Journal of Engineering & Technology*, 2011, 11(4): 21-38.
- [14] Samiran N A, Ng J H, Mohd-Jaafar M N, et al. Swirl stability and emission characteristics of CO-enriched syngas/air flame in a premixed swirl burner [J]. *Process Safety and Environmental Protection*, 2017, 112: 315-326.

(下转第111页)