

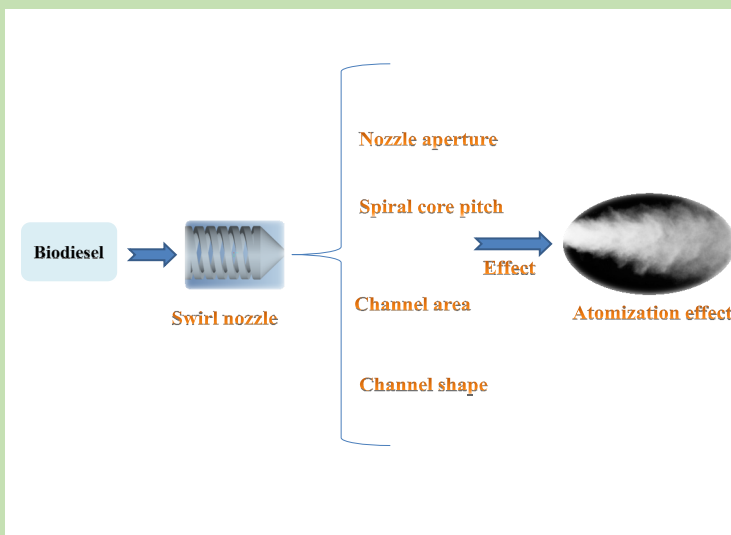
Experiment and simulation of atomization of drainage oil biodiesel in swirl nozzle

Yishui ZHANG¹, Shuang WANG^{1*}, Fashe LI^{1,2}

1. Faculty of Metallurgical and Energy Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming, Yunnan 650093, China

2. State Key Laboratory of Complex Nonferrous Metal Resources Clean Utilization, Kunming, Yunnan 650093, China

Abstract: The internal and external flow fields of drainage oil biodiesel in the swirl atomization nozzle were numerically simulated by changing the nozzle diameter, swirl core pitch, stud groove cross-sectional area, groove shape and other structural parameters, and the atomization velocity and cable average diameter at the outlet were obtained. By comparison, the influence of different parameters on atomization was studied, and the model was verified by experiments. The results showed that the Weber number of 0.7 mm aperture, Sauter mean diameter and atomization cone angle were the best. The atomization characteristics of a



nozzle with a screw pitch of 4 mm were optimal. With the decrease of the screw pitch of the swirl core, the time of the fluid swirls in the nozzle, the resistance loss and velocity of the fluid in the tangential component increased. Trapezoidal groove had the best atomization effect. With the increase of the hydraulic diameter of groove shape, the atomization effect was promoted at the same cross-sectional area. The nozzle with the groove cross-section area of 1 mm² was the best, because the smaller the groove cross-section area was, the greater the turbulence degree of the fluid in the groove, the greater the internal shear stress of the fluid, and the sharp increase of the instability wave on the liquid surface. Comparison of tangential velocity showed that the nozzle with the groove cross-section area of 1 mm² was optimal.

Key words: drainage oil biodiesel; swirl nozzle; atomizing characteristics; Sauter mean diameter; atomizing speed

收稿: 2018-12-19, 修回: 2019-03-19, 网络发表: 2019-04-03, Received: 2018-12-19, Revised: 2019-03-19, Published online: 2019-04-03

基金项目: 国家自然科学基金项目(编号: 51766007); 云南省自然科学基金项目(编号: 2018FB092); 云南省自然科学基金项目(编号: 2015FB128); NSFC 云南联合基金项目(编号: U1602272); 省部共建复杂有色金属资源清洁利用国家重点实验室自设项目(编号: CNMRCUTS1704)

作者简介: 张逸水(1996-), 男, 湖南省娄底市人, 硕士研究生, 研究方向为能源动力; 王霜, 通讯联系人, E-mail: 364766529@qq.com.

引用格式: 张逸水, 王霜, 李法社. 地沟油生物柴油在旋流喷嘴中的雾化实验及模拟. 过程工程学报, 2019, 19(5): 940-948.

Zhang Y S, Wang S, Li F S. Experiment and simulation of atomization of drainage oil biodiesel in swirl nozzle (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2019, 19(5): 940-948, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.219102.

地沟油生物柴油在旋流喷嘴中的雾化实验及模拟

张逸水¹, 王霜^{1*}, 李法社^{1,2}

1. 昆明理工大学冶金与能源工程学院, 云南 昆明 650093

2. 省部共建复杂有色金属资源清洁利用国家重点实验室, 云南 昆明 650093



摘要: 对地沟油生物柴油在旋流雾化喷嘴中的内部流场及外部流场进行数值模拟, 考察了喷嘴孔径、旋流芯螺距、螺柱槽道横截面积和槽道形状等结构参数对出口雾化速度及索特平均直径的影响, 通过实验对模型进行了验证。结果表明, 0.7 mm 孔径的喷嘴的韦伯数最大, 索特平均直径与雾化锥角最优。螺距 4 mm 的喷嘴雾化特性最优, 旋流芯螺距越小, 流体在喷嘴内旋流次数越多, 阻力损失越大, 流体在切向分量上速度越大。梯形槽道的雾化效果最好, 相同横截面积下槽道的水力直径越大, 雾化效果越好; 截面积 1 mm² 槽道的喷嘴最优, 槽道横截面积越小, 流体在槽道中的湍流程度越大, 流体内部剪切应力越大, 液体表面不稳定波急剧增大。

关键词: 地沟油生物柴油; 旋流喷嘴; 雾化特性; 索特平均直径; 雾化速度

中图分类号: TK6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1009-606X(2019)05-0940-09

1 前言

生物柴油是由废弃或未加工的动植物油、动物脂肪等通过化学反应制备的一种清洁可再生能源^[1]。能源危机日益凸显, 国内的研究者对生物柴油替代燃料产生极大的兴趣, 且在生物柴油的热力学特性、物理特性及喷雾特性等方面进行了大量研究^[2]。柴油机、燃气轮机、气体燃料发动机和锅炉中, 生物柴油的主要利用方式均为雾化燃烧, 喷雾流场中生物柴油粒径及分布均直接影响其燃烧、雾化及排放特性^[3,4]。根据喷嘴类型和性能的差别, 液体射流出现不同的形状和喷射特点。喷嘴的几何形状、内部结构对喷雾的形态、锥角、贯穿长度、液滴尺寸分布及液滴速度等有重要影响^[5]。

各国学者主要采用实验方法对雾化进行研究^[6,7]。Simmons 等^[8]实验研究了不同因素对雾化粒径的影响。Rizk 等^[9,10]实验研究了喷嘴结构对雾化颗粒粒径、雾化锥角和雾化颗粒速度等雾化特性的影响。Soltani 等^[11]通过激光多普勒测速仪测量了雾化场中颗粒的雾化速度及索特平均直径等参数。Yue 等^[12]研究了喷射压力对喷雾特性的影响。随着计算机技术发展, 受实验成本影响, 数值模拟逐渐成为雾化研究的主流方法。Tanner 等^[13]采用实验和模拟相结合的方法研究了喷射压力和环境压力对喷雾效果的影响。欧长劲等^[14]通过建立三维流动性模型模拟了喷嘴结构的流场特性对水雾化特性的影响。王国辉等^[15]采用流体体积法(VOF)对含旋流导向器旋流喷嘴进行了模拟, 指出喷嘴的结构尺寸会对雾化速度场产生影响。Datta 等^[16]模拟研究了喷嘴结构对喷嘴雾化流场的影响。张淑荣等^[17]采用 Fluent 软件研究了空气辅助雾化喷嘴结构对雾化特性的影响。闰云飞等^[18,19]通过

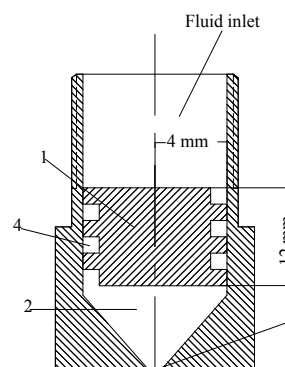
实验和模拟对工业炉中用于石灰石浆液雾化的旋流喷嘴进行了研究。

以上研究针对流体的雾化特性或喷嘴结构对于流体雾化的影响, 而未研究旋流雾化喷嘴内部结构对生物柴油雾化特性的影响。本工作采用 CFD 软件模拟地沟油生物柴油在旋流雾化喷嘴中的雾化特性, 考察了喷嘴孔径、槽道形状、槽道横截面积、旋流芯螺距下喷嘴内部流动特性及外部流动特性, 研究了出口雾化速度、雾化锥角和索特平均直径的变化规律, 并通过外部流场实验对模拟进行了验证。

2 模型

2.1 内部流场物理模型

采用的压力旋流雾化喷嘴由喷嘴主体及旋流芯组合而成, 喷嘴螺杆长 12 mm, 螺杆半径 4.75 mm, 剖面图如图 1 所示。



1. Swirl core 2. Cyclone chamber 3. Nozzle 4. Spiral groove

图1 旋流喷嘴剖面图
Fig.1 Profile of swirl nozzle

地沟油生物柴油通过输油管路进入喷嘴内腔,先沿喷嘴进口流入,到达旋流芯后分流进入旋流芯的旋流通道中,后沿切线方向流入喷嘴锥形的旋流室中高速旋转,最后通过喷孔离开喷嘴形成雾化流场。

为分析生物柴油在喷嘴内的流场,需对实际物理现象进行如下假设:(1)在旋流芯进液入口和旋流室中无流体脱壁现象,进口流量系数为1;(2)由于喷嘴尺寸较小,入口和出口间的势能差很小,流体的位势能变化可忽略不计;(3)流场的边界为绝热边界条件,不与外界发生热量交换;(4)雾化介质为常温下的地沟油生物柴油。流动过程中地沟油生物柴油的密度几乎不随压强和温度变化,可忽略压缩性的影响,将地沟油生物柴油看成不可压缩流体。

2.2 内部流场数学模型

采用 ProE 软件建立旋流喷嘴内部流场的三维模型[图 2(a)]。将内部流场模型导入 ANSYS 的前处理软件 Meshing 中进行网格划分和边界条件设定。喷嘴内部流场区域采用结构化网格,确保液体工质的流动方向与控制单元的交界面垂直,减少交界面数并确保网格划分的密度。对三维模型结构进行切割,将喷嘴内部流场区域划分为进口、旋流和旋流室,分别进行网格划分,对每个区域的网格进行连接。对喷嘴旋流室区域进行网格局部加密,其它条件相同的情况下,网格数为 63 万~69 万时,喷嘴出口总速度及切向速度随网格数增大变化明显;网格数为 70 万~78 万时,喷嘴出口速度及切向速度基本不随网格数增加而变化。取三维模型的网格数为 70 万个,总结点数为 13 万个。喷嘴内部流场的网格划分如图 2(b)所示。

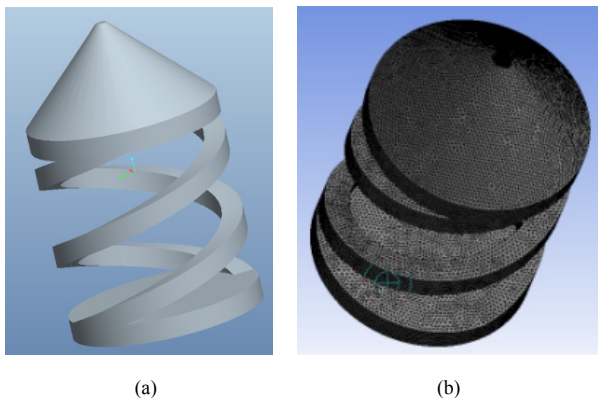


图 2 喷嘴内部流场模型及网格划分

Fig.2 Flow field model and meshing in nozzle

2.2.1 控制方程

根据流场特点,流体在喷嘴旋流芯及旋流室内流动满足如下动力学方程组^[20,21]:

连续性方程:

$$\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

N-S 方程:

$$\begin{cases} \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \\ \mu \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_\theta u_r}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \\ \mu \left(\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + \frac{u_\theta u_r}{r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \\ \mu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \end{cases} \quad (2)$$

式中, ρ 为常温下生物柴油的密度, p 为静压强, r, θ, z 分别为圆柱坐标上的径向、切向与轴向方向, μ 为生物柴油动力黏度, u_r, u_θ, u_z 分别为圆柱坐标上径向、切向、轴向速度, 忽略质量力, t 为时间。

湍流动能 k 方程:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho k u_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho k u_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho k u_z) &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_s} \right) r \frac{\partial k}{\partial r} \right] + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_s} \right) r \frac{\partial k}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_s} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right] &+ G_k - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (3)$$

湍流耗散率 ε 方程:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho \varepsilon u_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho \varepsilon u_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho \varepsilon u_z) &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_s} \right) r \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right] + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_s} \right) r \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_s} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right] &+ C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (4)$$

式中, 湍流黏度 $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$, σ_k 和 σ_ε 分别为湍流动能方程和湍流耗散率方程的湍流普朗特数, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$ 。经验常数 $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.44$, $C_\mu=0.09$ 。

速度梯度引起的湍流动能产生项 G_k 为

$$G_k = \frac{\mu_t}{\rho} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_\theta}{r \partial \theta} + \frac{u_r}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u_r}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{r \partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_r}{r \partial \theta} - \frac{u_\theta}{r} \right)^2 \right\} \quad (5)$$

2.2.2 边界条件与计算工况

喷嘴入口与出口均设置为压力型, 入口压力为 0.5 MPa, 出口背压为标准大气压。固体壁面为无滑移、无质量渗透及绝热的固体边界。为了确保模拟精度, 避免固体边界附近网格划分过细, 采用标准壁面函数(Wall Function Method)考察壁面对流体的影响。

2.3 外部流场数学模型

采用 DPM 对雾化室内的雾化颗粒进行追踪。雾化破碎模型为 TAB 模型, 设置液滴数为 600 个。将空气看成连续相, 生物柴油液滴为离散型, 将连续相计算收

敛后加入离散相进行计算。

2.3.1 网格划分

螺旋喷嘴外部流场网格划分如图 3 所示,采用六面体网格,对流场入口附近及流场中心的网格进行网格加密,其它条件相同时,网格数为 47 万~56 万时,雾化颗粒的索特平均直径随网格数增加变化明显;网格数为 57 万~65 万时,雾化颗粒的索特平均直径基本不随网格数增加变化。取网格数量为 575340 个,如图 3 所示。

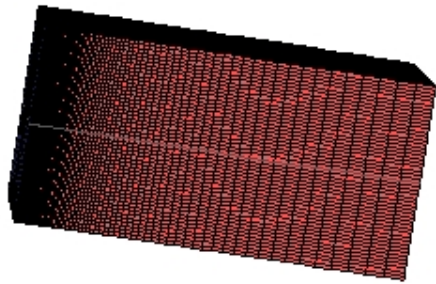


图 3 喷嘴外部流场网格划分
Fig.3 Flow field meshing outside nozzle

2.3.2 边界条件与计算工况

入口设置为压力入口,模拟 0.5 MPa 下喷嘴外部流场,出口为压力型出口,出口压力为一个大气压,温度为室温。环境温度、地沟油生物柴油温度、雾化温度均为 300 K。地沟油生物柴油运动粘度为 7.068×10^{-3}

mm²/s, 密度为 880.2 kg/m³, 表面张力为 30.4 mN/m。

3 生物柴油喷雾实验

雾化实验平台如图 4 所示,喷嘴尺寸与模拟工况一致。实验装置包括油箱、油泵、电机、数字式液体流量计、过滤器、油压表、旋流喷嘴、光源、高速摄像仪、计算机、集油箱、刻度尺、背景板等。由于高速摄像仪对光线要求高,光线弱则不易拍摄到雾化状况,光线太强则周围环境容易影响拍摄效果,实验在黑暗环境中进行,探照灯将光线集中在雾化场中,高速摄像仪正对面放置黑色背景板,以免光线反射造成摄像头进光不均匀。喷出的雾化液滴由高速摄像仪捕捉,先将图片进行灰度处理,调整阈值,过滤掉较模糊的颗粒后得到清晰的图像,导入图像处理软件中,用网格计算每个液滴所占的像素,雾化液滴直径为像素直径与像素个数的乘积。选取 10 张清晰的图像经处理后计算液滴的运动距离,运动速度为运动距离/曝光时间,测量 5 次取平均值。将液滴看作球体,根据平均粒径计算总体积与表面积,由距喷口不同位置的雾场液滴总体积与总表面积的比值得出索特平均直径^[22]。将得到的图片导入 AutoCAD 软件中,通过角度标注计算喷雾锥角。实验中采用体积流量法测定雾化速度^[23]。模拟与实验均采用正交法,方案见表 1。

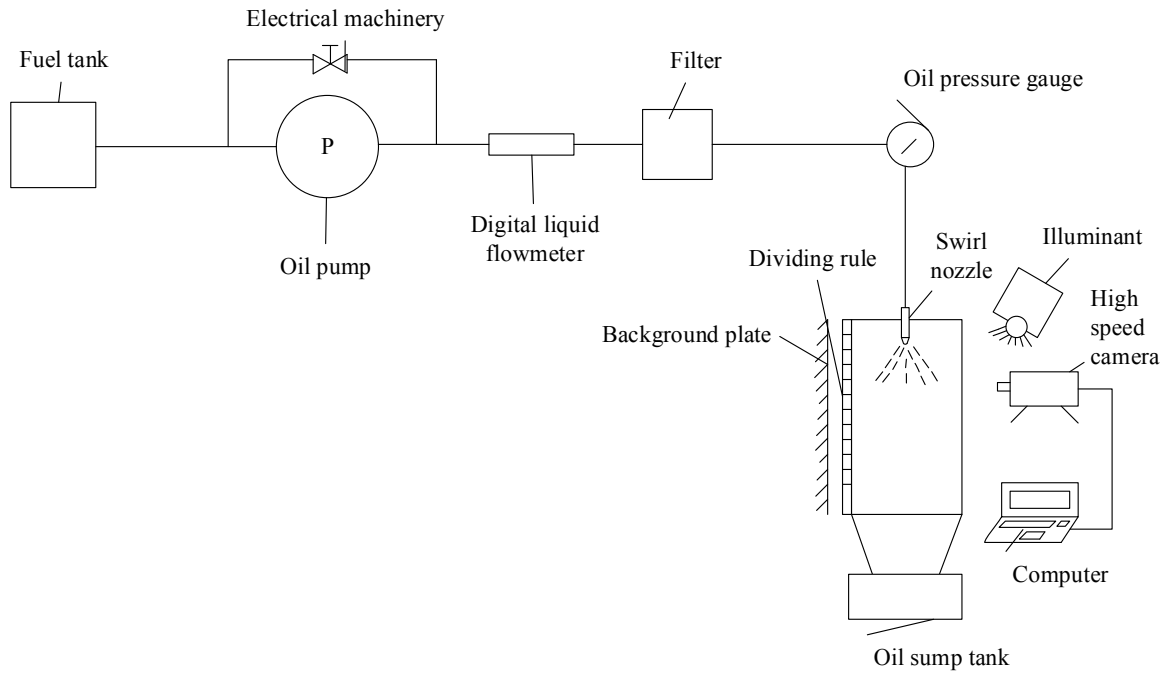


图 4 雾化实验平台
Fig.4 Atomization experiment platform

表 1 模拟与实验方案

Table 1 Simulation and experimental program				
Serial number	Nozzle aperture/mm	Spiral core pitch/mm	Channel shape	Channel area/mm ²
A1	0.7	4	Trapezoidal	2
A2	0.5	4	Trapezoidal	2
A3	0.3	4	Trapezoidal	2
A4	0.7	5	Trapezoidal	2
A5	0.7	6	Trapezoidal	2
A6	0.7	4	Rectangular	2
A7	0.7	4	Circular arc	2
A8	0.7	4	Trapezoidal	1
A9	0.7	4	Trapezoidal	1.5

4 结果与讨论

4.1 雾化速度模拟

不同喷嘴孔径下出口附近位置的流体出口速度和切向速度见图 5。由图 5(a)可看出,随喷口直径增大,喷嘴出口速度逐渐减小,这是因为喷嘴为渐缩喷管,在流体进口压力与出口压力不变的情况下,出口横截面积越小,压降越大,出口速度越大。喷嘴孔径 0.3 mm 时喷嘴出口流体流速最大。由图 5(b)可知,随喷嘴孔径增大,喷嘴出口切向速度逐渐增大。切向速度影响雾化锥角,切向速度越大,雾化锥角越大^[13]。根据韦伯破碎理论,韦伯数越大,液体破碎效果越好^[25,26],韦伯数 $We=\rho_g U_r^2 d/\sigma_l$ ^[24],式中 ρ_g 为气体密度, U_r 为气液相对速度, d 为喷口直径, σ_l 为液体表面张力。不同孔径喷嘴的韦伯数见表 2。由表可知,喷嘴孔径 0.7 mm 时韦伯数最大。

不同螺旋芯螺距下喷嘴附近流体出口速度及切向速度如图 6 所示。由图可看出,随喷嘴螺旋芯螺距增大,

喷嘴出口雾化速度减小,这是由于同一长度的螺杆下,螺距影响流体入槽角度,螺距越大,螺旋升角越大,压力损失越大,出口总速度越小^[26]。旋流次数越多,流体在切向分量上的速度越大,3 种螺距的出口总速度相差不大,但切向速度差异明显,且切向速度影响雾化锥角,螺旋芯螺距 4 mm 的喷嘴雾化效果最好。

不同槽道形状喷嘴附近流体出口速度及切向速度如图 7 所示。由图可知,矩形与圆弧喷嘴的切向速度均大于梯形喷嘴,可知矩形与圆弧喷嘴的雾化锥角大于梯形喷嘴,但对比不同槽道形状喷嘴出口速度可看出梯形的雾化速度稍大于矩形与圆弧,这是由于在相同横截面积的情况下,梯形的水力直径大于矩形与圆弧,且在横截面积不变且速度相差不大的情况下,水力直径越大,韦伯数越大。梯形槽道的韦伯数稍大于圆弧槽道与矩形槽道,由表 3 可知,梯形槽道的雷诺数大于其它两者,雷诺数越大,液柱越不稳定,发生破碎的可能性越大^[27]。由韦伯破碎理论,梯形槽道喷嘴的破碎效果更好。

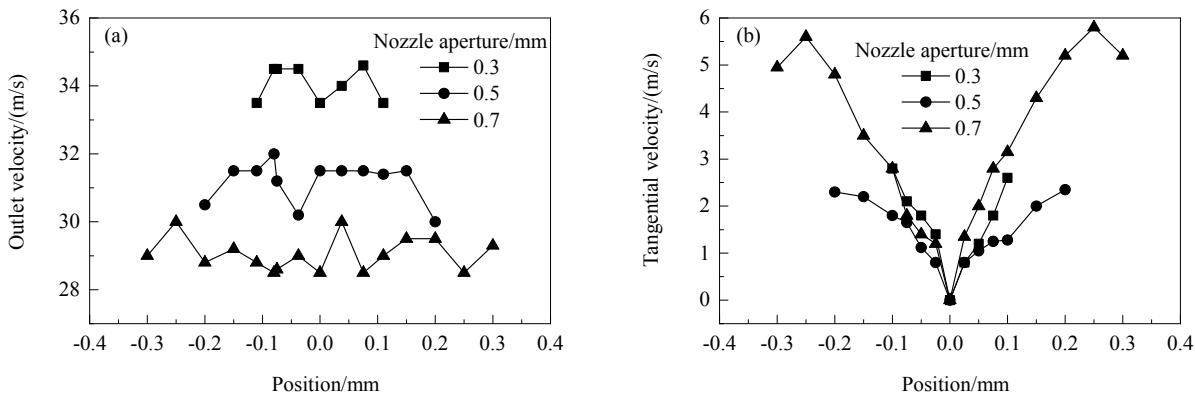


图 5 不同喷嘴孔径下喷嘴附近流体出口速度和切向速度
Fig.5 Outlet velocity and tangential velocity of fluid near nozzle outlet with different nozzle aperture

表 2 不同孔径喷嘴的物性参数

Table 2 Parameters of different nozzle apertures				
Nozzle aperture/mm	Average velocity/(m/s)	Air density/(kg/m ³)	Surface tension of drainage oil biodiesel/(N/m)	Weber number, <i>We</i>
0.3	34.0625	1.293	0.03214	14.0032
0.5	31.1917	1.293	0.03214	19.5704
0.7	29.0438	1.293	0.03214	23.7551

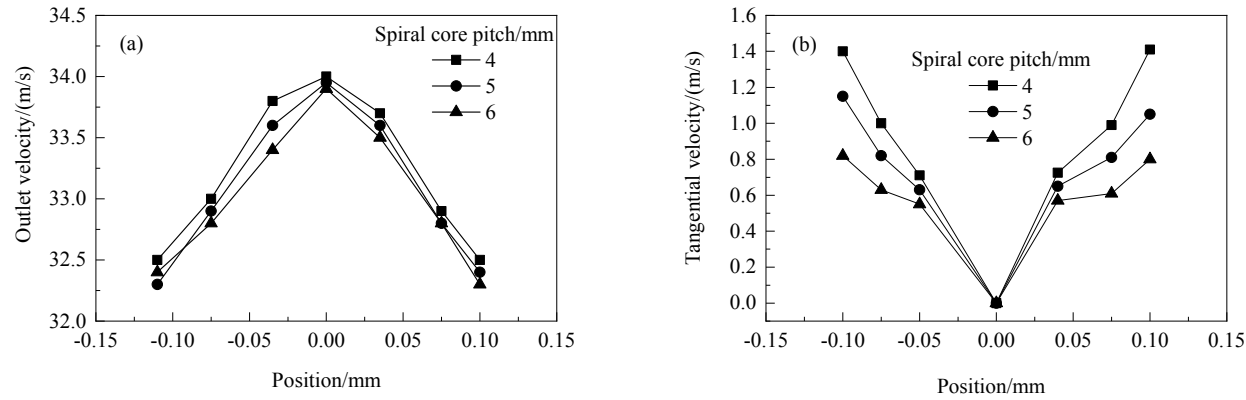


图 6 不同螺旋芯螺距下喷嘴附近流体出口速度及切向速度
Fig.6 Outlet velocity and tangential velocity of fluid near nozzle outlet with different spiral core pitch

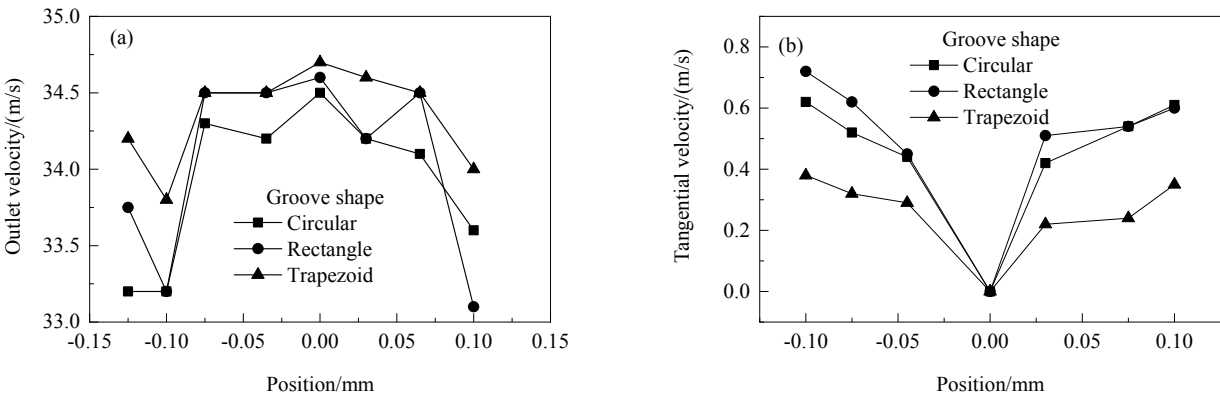


图 7 不同槽道形状下喷嘴附近流体出口速度及切向速度
Fig.7 Outlet velocity and tangential velocity of fluid near nozzle outlet with different groove shape

表 3 不同槽道形状的喷嘴的雷诺数

Table 3 Reynolds number of different channel shapes of nozzles

Nozzle aperture/mm	Average velocity/(m/s)	Channel shape	Hydraulic diameter/mm	Reynolds number, Re
0.3	34.04375	Rectangular	1.0000	4239.5740
0.3	33.9125	Circular arc	0.7184	3033.9289
0.3	34.35	Trapezoidal	1.1351	4855.5190

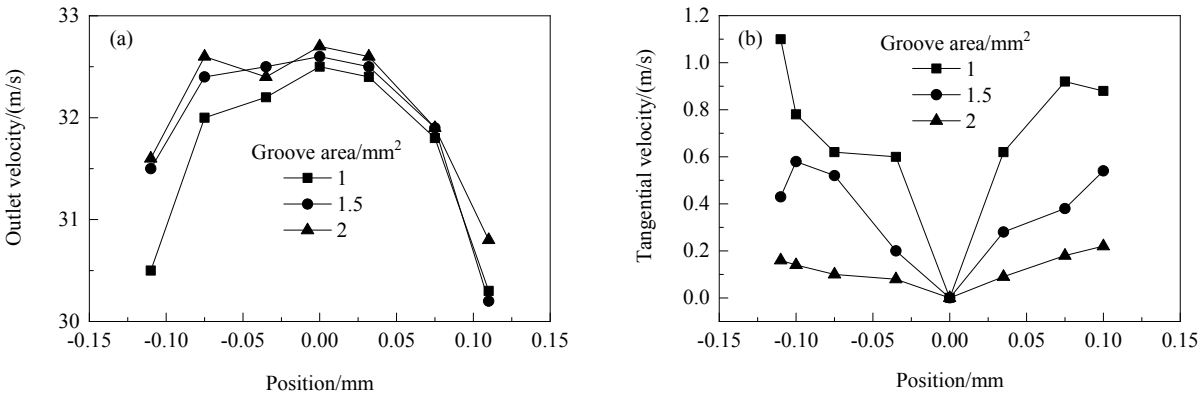


图 8 不同槽道面积下喷嘴附近流体出口速度及切向速度
Fig.8 Outlet velocity and tangential velocity of fluid near nozzle outlet with different groove area

不同槽道面积下喷嘴附近流体出口速度及切向速度如图 8 所示。由图可知，随槽道横截面积增大，喷嘴雾化流体速度增大。这是由于槽道横截面积越小，流体

流经槽道时所产生的沿程阻力损失与局部阻力损失越大。不同槽道面积下出口流体速度差距不太大，且面积减小可有效增大流体在槽道中的湍流程度^[19]，流体的不

稳定性增大会导致流体内部剪切应力增大,液体表面不稳定波动加剧,需克服自身张力才能破碎,槽道截面积为 1 mm^2 时流体切向速度最大,雾化效果最好。

4.2 索特平均直径的模拟

由模拟结果可知,喷嘴孔径为 0.7 mm 、槽道形状为梯形、槽道截面积 1 mm^2 、螺旋芯螺距 4 mm 的喷嘴性能最优。喷嘴附近不同位置处索特平均直径的分布如图9所示。由图可知,距出口 20 与 30 cm 处的索特平均直径小于距出口 10 cm 处,这是因为此处雾化尚未完全完成,颗粒索特平均直径较大。随着雾化发展,雾粒直径骤减的位置恰好位于流体速度急剧降低的位置,原因是具有较大动量的液滴相互碰撞导致液膜二次破碎产生大量与主流方向速度相反的雾粒,引起平均速度降低。速度骤降导致颗粒之间再次碰撞与粘结,因此距出口 40

与 50 cm 处的颗粒索特平均直径远大于其它位置^[26]。

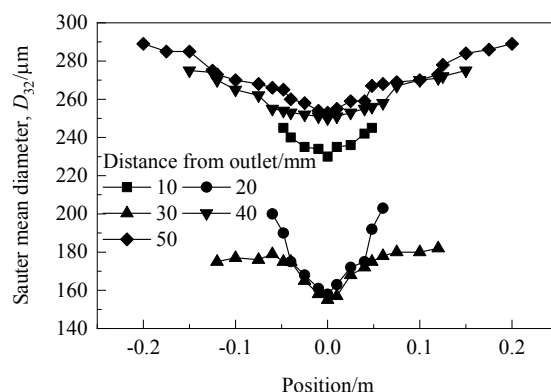


图9 喷嘴附近不同位置颗粒索特平均直径的分布
Fig.9 Distribution of Sauter mean diameter of particle at different locations from outlet

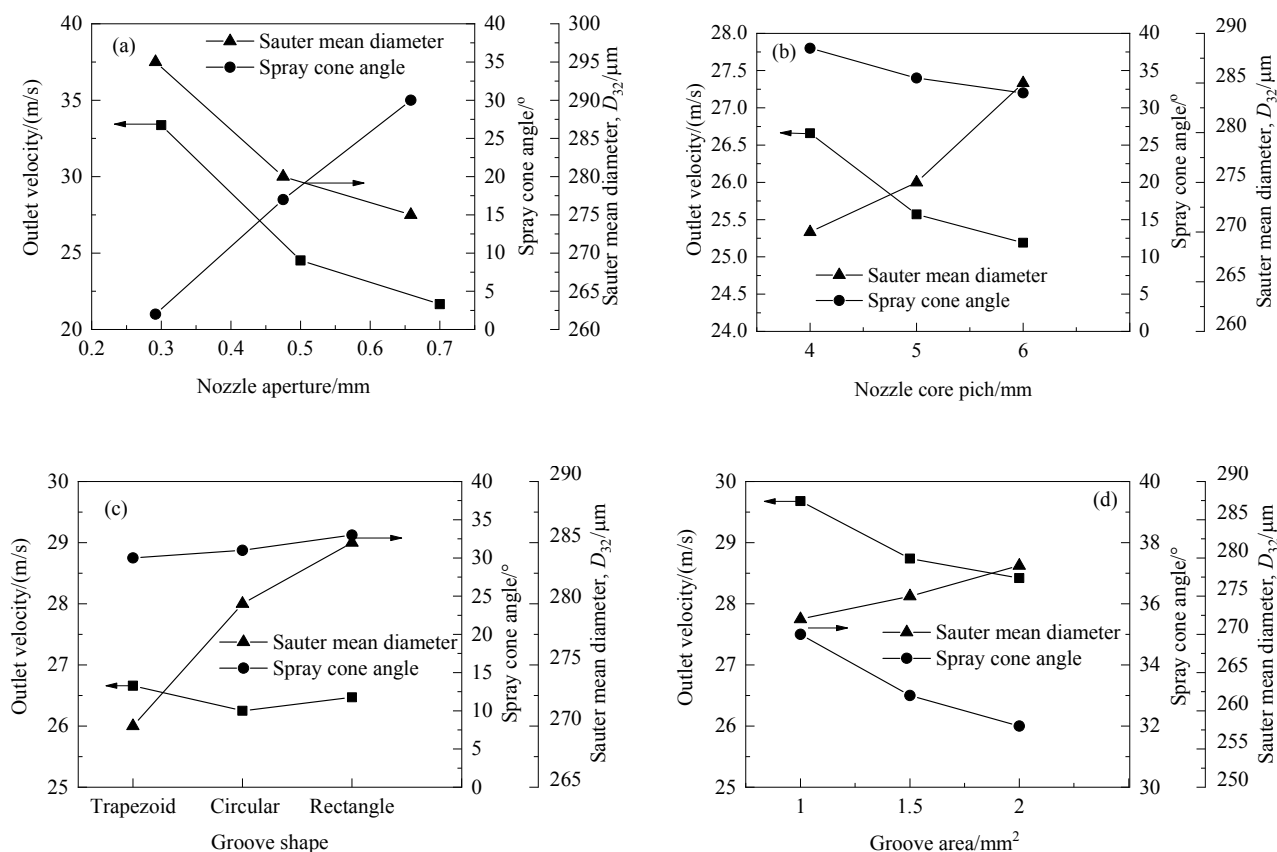


图10 喷嘴参数对雾化性能影响的实验结果

Fig.10 Experimental results of influence of different nozzle parameters on atomization performance

4.3 实验验证

不同喷嘴参数对雾化性能影响的实验结果如图10所示。由图10(a)可看出,随喷嘴孔径增大,喷雾场的索特平均直径与出口流体速度逐渐减小,雾化锥角逐渐增大,喷嘴孔径 0.7 mm 时雾化流体速度最小,索特平均直径最小,雾化锥角最大,雾化效果更好。由图10(b)可

知,雾化锥角随喷嘴螺距增大而减少,喷嘴螺距为 4 mm 时,雾化锥角(38°)最大,喷嘴雾化速度最大且索特平均直径最小,雾化效果最优。由图10(c)可知,矩形槽道喷嘴的雾化锥角大于梯形及圆弧喷嘴,但三者相差不大。梯形槽道喷嘴的雾化速度最大且索特平均直径最小,雾化效果最优。由图10(d)可知,随槽道横截面积增加,雾

化速度与雾化锥角逐渐减小, 雾滴索特平均直径逐渐增大, 槽道横截面积 1 mm^2 时喷嘴雾化性能最优。

实验所得最优喷嘴结构参数与模拟结果一致, 验证了模拟的正确性和可靠性。

5 结 论

对地沟油生物柴油在旋流喷嘴中的雾化过程进行了数值模拟, 考察了喷嘴孔径、槽道形状、槽道横截面积、旋流芯螺距对雾化效果的影响, 得到最优的喷嘴结构参数, 通过实验验证了模拟结果, 得到如下结论:

(1) 孔径 0.7 mm 喷嘴的韦伯数最大, 且雾滴索特平均直径与雾化锥角均最优; 螺距 4 mm 的喷嘴雾化速度最大且雾滴索特平均直径最小; 梯形槽道喷嘴的雾化速度最优, 索特平均直径最小; 槽道横截面积为 1 mm^2 时, 雾化锥角最大, 索特平均直径最小, 且雾化速度最大。最优喷嘴的喷嘴结构参数为孔径 0.7 mm 、槽道截面积 1 mm^2 、旋流芯螺距 4 mm 、槽道形状梯形。

(2) 雾化实验结果验证了模拟结果的可靠性。

参考文献

- [1] Gao Y, Deng J, Li C, et al. Experimental study of the spray characteristics of biodiesel based on inedible oil [J]. *Biotechnology Advances*, 2009, 27(5): 616–624.
- [2] Choi S, Oh Y. A study on spray characteristics of non-esterified biodiesel fuel [J]. *Science Asia*, 2011, 37(1): 174–177.
- [3] 曹建明. 液体喷雾学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 7–8. Cao J M. Liquid spray science [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2005: 7–8.
- [4] 王贞涛, 王军锋, 顾利平. 生物柴油滴静电破碎机理与实验研究 [J]. *高电压技术*, 2013, 39(1): 139–140. Wang Z T, Wang J F, Gu L P. Mechanism and experimental study of electrostatic breakdown of biodiesel [J]. *High Voltage Engineering*, 2013, 39(1): 139–140.
- [5] 宋澜波. 乙醇混合燃料喷雾特性的研究 [D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2018: 4–6. Song L B. Study on spray characteristics of ethanol blend fuel [D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2018: 4–6.
- [6] 曹建明. 喷雾学研究的国际进展 [J]. *长安大学学报*, 2005, 25(1): 82–87. Cao J M. International progress in spray research [J]. *Journal of Chang'an University*, 2005, 25(1): 82–87.
- [7] Lewis H C, Edwards D, Goglia M J, et al. Atomization of liquids in high velocity gas streams [J]. *Journal of Industrial & Engineering Chemistry*, 1948, 40(1): 67–74.
- [8] Simmons H C, Harding C F. Some effects of using water as a test fluid in fuel nozzle spray analysis [C]//American Society of Mechanical Engineers, Gas Turbine Conference and Products Show, New Orleans, 1980: 80–90.
- [9] Rizk N K, Chin J S. Comprehensive fuel nozzle model [C]//AIAA Proceedings, 1994: 321–336.
- [10] Rizk N K, Chin J S, Razdan M K. Modeling of gas turbine fuel nozzle spray [C]//ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress, 1995: 1001–1012.
- [11] Soltani M R, Ghorbanian K, Ashjaeeb M, et al. Spray characteristics of a liquid–liquid coaxial swirl atomizer at different mass flow rates [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2005, 9(7): 592–604.
- [12] Yue Y, Powell C F, Pool A R, et al. Quantitative measurements of diesel fuel spray characteristics in the near-nozzle region using X-ray absorption [J]. *Atomization and Sprays*, 2001, 11(4): 471–490.
- [13] Tanner F X. Development and validation of a cascade atomization and drop breakup model for high-velocity dense sprays [J]. *Atomization and Sprays*, 2004, 14(3): 211–242.
- [14] 欧长劲, 李燕, 苏之晓, 等. 低压旋流喷嘴流场特性的熟知仿真分析 [J]. *轻工机械*, 2012, 30(4): 13–17. Ou C J, Li Y, Su Z X, et al. Faculty simulation analysis of flow field characteristics of low pressure swirl nozzle [J]. *Light Industry Machinery*, 2012, 30(4): 13–17.
- [15] 王国辉, 蔡体敏. 一种旋流式喷嘴的实验与模拟研究 [J]. *推进技术*, 2003, 24(1): 28–32. Wang G H, Cai T M. Experimental and simulation study of a swirl nozzle [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2003, 24(1): 28–32.
- [16] Datta A, Som S K. Numerical prediction of air core diameter, coefficient of discharge and spray cone angle of a swirl pressure nozzle [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2000, 21(4): 412–419.
- [17] 张淑荣, 尹洪超. 空气雾化燃油喷嘴的喷雾数值模拟 [J]. *推进技术*, 2007, 28(3): 14–16. Zhang S R, Yin H C. Numerical simulation of spray of air-atomized fuel nozzle [J]. *Propulsion Technology*, 2007, 28(3): 14–16.
- [18] 闰云飞, 张力, 高振宇. 低压旋流雾化喷嘴内液固两相流动的数值模拟 [J]. *中国电机工程学报*, 2009, 29(26): 63–67. Run Y F, Zhang L, Gao Z Y. Numerical simulation of liquid–solid two-phase flow in low-pressure swirl atomizing nozzle [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2009, 29(26): 63–67.
- [19] 闰云飞, 张力, 高振宇. 低压旋流雾化喷嘴的雾化性能 [J]. *化工学报*, 2009, 60(5): 1141–1147. Run Y F, Zhang L, Gao Z Y. Atomization performance of low pressure swirl atomizing nozzle [J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)*, 2009, 60(5): 1141–1147.
- [20] 张德良. 计算流体力学教程 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2015: 10–13. Zhang D L. A computational fluid mechanics course [M]. Beijing: Higher Education Press, 2015: 10–13.
- [21] 朱克勤, 彭杰. 高等流体力学 [M]. 北京: 科学出版社, 2017: 5–7. Zhu K Q, Peng J. Advanced fluid mechanics [M]. Beijing: Science Press, 2017: 5–7.
- [22] 张帅. 生物质燃油雾化喷射特性的试验研究 [D]. 昆明: 昆明理工大学, 2015: 30–31. Zhang S. Experimental study on atomization characteristics of biomass fuel [D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2015: 30–31.
- [23] Lubarsky E, Reichel J R. Sprays in cross flow dependence on Weber number [C]//ASME Proceedings. 2007: 481–492.
- [24] Weber C. Disintegration of liquid jets [J]. *ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, 1931, 11(2): 136–159.
- [25] 汪新智. 双道气流式雾化喷嘴模拟计算与优化 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013: 8–11. Wang X Z. Simulation calculation and optimization of two-channel airflow atomizing nozzle [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology,

2013: 8–11.

[26] 刘志超. 直通式旋流细水雾喷嘴雾化理论分析及灭火实验研究 [D]. 成都: 西南交通大学, 2007: 39–45, 57–63.

Liu Z C. Analysis of atomization theory and fire extinguishing experiment of straight-flow swirling water mist nozzle [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2007: 39–45, 57–63.

[27] Rayleigh L. On the instability of jets [J]. Proceedings of the London Mathematical Society, 1878, 10: 4–13.