

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2023.04.002

非等温平行流下吹吸式通风系统流场的数值模拟

王寅¹, 赵福云^{1,2}, 唐宇飞², 文雅冰²

(1. 武汉大学 动力与机械学院, 湖北 武汉 430072; 2. 湖南工业大学 土木工程学院, 湖南 株洲 412007)

摘要: 为探究非等温平行流下吹吸式通风系统的流场与污染物扩散规律, 采用 CFD 的方法模拟典型三维一吹一吸两侧中心对称排布的吹吸式通风系统。对比模拟结果与实验数据, 得知两者的变化趋势基本吻合。研究表明, 当流场中送风速度一定、射流与环境空气存在温差时, 随着温差增大, 阿基米德数增大, 轴心速度快速递减; 轴心温度沿着吹吸流场方向下降; 涡流中心先增高后降低。污染物扩散方面, 当送风温度接近环境温度时, 系统吸收污染物的能力最好。当射流与环境温差一定时, 流场中送风速度增大, 阿基米德数减小, 轴心温度先增大后减小, 流场的涡流中心向上偏移程度减小。可见, 增加送风速度有利于系统的污染物吸收, 减少污染物逃逸。

关键词: 非等温平行流; 吹吸式通风系统; CFD; 阿基米德数

中图分类号: TU834

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2023)04-0007-07

引文格式: 王寅, 赵福云, 唐宇飞, 等. 非等温平行流下吹吸式通风系统流场的数值模拟[J]. 湖南工业大学学报, 2023, 37(4): 7-13.

Numerical Simulation of Flow Field in Blow-Suction Ventilation System Under the Non-Isothermal Parallel Flow

WANG Yin¹, ZHAO Fuyun^{1,2}, TANG Yufei², WEN Yabing²

(1. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China;

2. College of Civil Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China)

Abstract: In view of an inquiry into the flow field and pollutant diffusion law of the blow-suction ventilation system under the non-isothermal parallel flow, CFD method is used for a simulation of the typical three-dimensional blow-suction ventilation system with a symmetrical arrangement on both sides. A comparison between the simulation results and the experimental data reveals that the change trend is basically consistent. The results show that when the air supply velocity in the flow field remains constant, with a temperature difference between the jet and the ambient air, the Archimedes number increases while the axial velocity decreases rapidly with an increase of the temperature difference. The axis temperature decreases along the direction of the blowing and suction flow field, whereas the vortex center shows an initially increasing and a subsequently decreasing trend. In terms of pollutant diffusion, with the air supply temperature close to the ambient temperature, the system is characterized with the strongest ability for the pollutant absorption. When there is a constant temperature difference between the jet and the environment, the air supply speed in the flow field increases, while the Archimedes number decreases; the axis temperature increases first and then decreases, while the upward shift of the vortex center in the flow field decreases. In terms of pollutant diffusion, an increase in the air supply

收稿日期: 2022-06-08

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51208192); 湖南省杰出青年科研基金资助项目(14JJ1002)

作者简介: 王寅(1997-), 男, 安徽合肥人, 武汉大学硕士生, 主要研究方向为城市通风, E-mail: 2545185367@qq.com

通信作者: 赵福云(1977-), 男, 湖南工业大学教授, 博士, 主要研究方向为建筑通风, 流动传热, 温室环境控制和计算流体力学, E-mail: 1065093523@qq.com。

speed is conducive to pollutant absorption in the system, thus reducing the escape of pollutants.

Keywords: non-isothermal parallel flow; blow-suction ventilation system; CFD; Archimedes number

0 引言

21 世纪来,随着“中国制造 2025”与德国“工业 4.0”^[1]概念的提出,我国工业建筑数量不断增加,而工业场所会排放出各种污染物,包括有毒有害气体和颗粒物等。因此工业建筑室内环境问题也引发研究者的关注,如何有效控制污染物扩散成为学者研究重点^[2-3]。吹吸式通风系统作为常用的局部通风方式,主要结合吹吸气流实现污染处理目标,是一种高效通风方式,对室内污染物清除有很大优势。

目前有关室内有障碍物吹吸式通风的讨论较多,在理论与模拟方面,孙一坚^[4]对气流罩合成理论进行分析,得出了不同参数设置下吹吸气流特性。于航等^[5]通过微积分进行分析,确定吹吸气流动量变化情况,所得结果对明确吹吸气流流场特性有重要意义。林爱晖^[6]应用 CFD (computational fluid dynamics) 模拟了卸料斗中气相及气固两相流场,总结含尘气流流动特性,指出双侧吹吸通风能有效控制粉尘扩散。马骏驰^[7]研究了非等温条件下吹吸式通风系统中流场和污染物的分布规律。实验研究中,付海明等^[8]建立了缩比例模型,分析模拟烟雾发生器污染气流对粉尘等颗粒污染物的影响,通过调整风量、模型尺寸讨论吹吸气流对流场结构影响的最佳参数。Ojima J. 等^[9]在吹吸式通风系统流场内设置了人体模型,分析得出捕集效率不会发生显著变化。Zhou Y. 等^[10]研究发现人体对该系统吸收污染物影响较小。对比文献[9-10]和美国政府工业卫生家协会(ACGIH)的实验可知,对该系统吸收污染物影响显著的是风口尺寸。同时障碍物后形成的涡流区与污染物扩散有较大影响。R. T. Hughes^[11]发现障碍物在射流区域 2/3 后,相应影响明显降低,通风系统清除性能也受到影响。

上述研究表明,在室内有障碍物的吹吸式系统中,送风射流特性对流场有着显著影响。本文拟基于非等温射流情形下,分析吹吸式通风系统内存在障碍物的流场以及清除污染物性能的情况,以期对吹吸式通风系统优化设计提供参考。

1 数值计算模型

1.1 物理模型

本文模型为一个简化的三维单体房间,参照文献

[12] 建立物理模型,如图 1 所示。

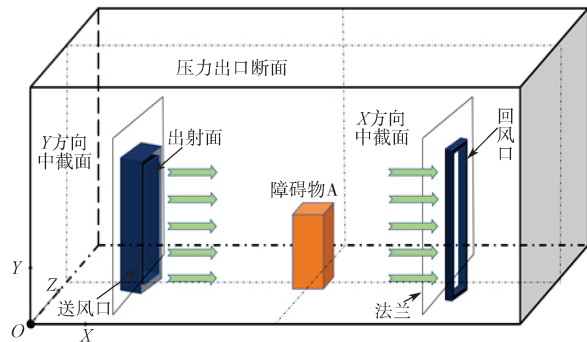


图 1 三维吹吸式通风系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of the three-dimensional blow-suction ventilation system

实验室尺寸为长 5.64 m、宽 14.01 m、高 3.27 m。按照通风系统数值模拟方式,通风系统设置在离墙面 ($Y=0$) 3 m 处,为进行补风,在距离通风系统 5.64 m 处的外墙上设置单独一个窗口,尺寸为 $0.75 \text{ m} \times 1 \text{ m}$ 。整个房间门窗全部保持关闭状态。在模拟时由于小窗补风气流比较微弱,故简化处理时忽略其影响。设置坐标原点为顶点的 O 点。吹风口、排风口上下均设置了挡板,其宽度为 2.0 m、长度为 1.5 m,吹风口尺寸和排风口尺寸均为 $0.50 \text{ m} \times 0.96 \text{ m} \times 0.96 \text{ m}$ 。吹排风口间距 3.8 m。吹排风口沿 X 轴间距 3.8 m。同时,在吹排风口轴线中心的位置有一障碍物 A,模型尺寸为 $0.64 \text{ m} \times 0.64 \text{ m} \times 0.64 \text{ m}$ 。

1.2 数学模型

吹吸式通风气流流场为三维湍流场,基于三大守恒方程确定控制方程。研究过程中,为更好地满足量化分析要求,需对流体进行如下计算分析:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{v} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right), \quad (2)$$

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k. \quad (3)$$

式(1)~(3)中: $\bar{u}_i$ 为 x 、 y 、 z 方向的时均速度; ρ 为空气密度; $\bar{p}$ 为大气压力; $\overline{u_i u_j}$ 为雷诺应力张量; k 为湍流动能。

RNG k - ϵ 模型的湍流动能 k 和耗散率 ϵ 的方程为

$$\bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \frac{1}{\rho} P_{k-\varepsilon}; \quad (4)$$

$$\bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{1}{\rho} C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (5)$$

式(4)~(5)中: ν 为运动黏度系数; ν_t 为湍流动力扩散系数; σ_k 和 σ_ε 为湍流普朗特数; P_k 和 G_b 分别为由惯性风作用和热浮升力引起的湍流动能源项; $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ 为经验常数,其中, $C_{1\varepsilon}=1.42$, $C_{2\varepsilon}=1.68$, $C_{3\varepsilon}=1.0$ 。

用阿基米德数 $Ar^{[13]}$ 衡量温度差对流体的影响,其计算公式如下:

$$Ar = \frac{gd_o(T_s - T_e)}{u_1^2 T_e}. \quad (6)$$

式中: g 为重力加速度, m/s^2 ; d_o 为当量直径, m ; T_s 为射流出口温度, K ; T_e 为环境空气温度, K ; u_1 为射流出口速度, m/s 。

1.3 计算域与网格划分

计算域整体尺寸为 $0.64\text{ m} \times 7.00\text{ m} \times 3.27\text{ m}$,送风口出射断面设为入口速度边界(inlet),出风口设置为出口边界(outlet),与 Y 轴垂直的两个面设置为压力边界其余面边界,设置为无滑移固体壁面边界且设为定壁温。考虑模拟对颗粒轨迹的计算将受湍流的随机性影响,本模拟设置的颗粒性质为 $MgCO_3$,粒径为 $1.5 \times 10^{-5}\text{ m}$,颗粒受湍流的影响较小。运动速度和入口风速一致。对于网格划分,将三维吹吸式通风系统划分为规则四边形网格,而排风口周边形状不规则。选择单元网格Tex/Hybrid,运用此类型网格对整个计算区域进行划分,分别为40万、50万、60万和70万。为了验证网格无关性,检验其独立性,在非等温工况下对比吹吸式流场轴心速度曲线,轴心速度在不同网格数下的变化趋势如图2所示。

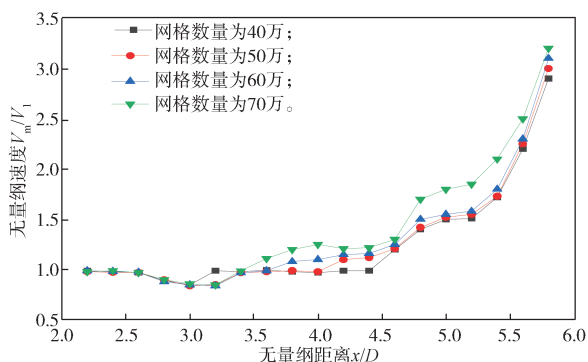


图2 各网格数下的无量纲速度分布图

Fig. 2 Non-dimensional velocity distribution diagram for each grid number

由图2的对比结果可知,40万、50万、60万网格的无量纲速度趋势基本一样,而70万偏差较大,考虑计算准确可靠性和计算时间成本,将网格数量设置为60万最佳。

2 模型验证

为了验证非等温工况下本通风系统数值模拟的准确性和可靠性,将RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型的模拟计算结果与文献[14]的实验结果进行比较,其比较具体的测点分布如图3所示。

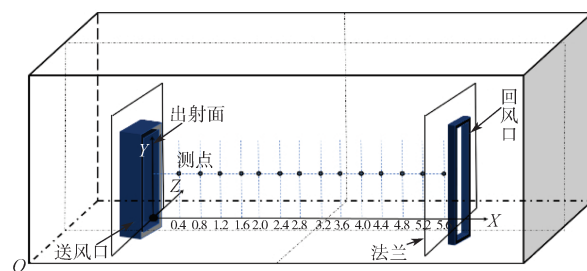


图3 实验测点分布图

Fig. 3 Distribution map of experimental points

实验室规模大小为 $11.3\text{ m} \times 7.1\text{ m} \times 3.3\text{ m}$,吹风口尺寸为 $0.5\text{ m} \times 0.5\text{ m}$,风口与墙体间隔 1 m 。轴心测点沿着 X 轴方向,设置测点间隔 0.4 m ,测量轴心流速; Z 轴上设置监测点,用于测量 X 截面上系统运行的最大速度。实验通过送风口控制送风温度为 305.76 K ,与室内空气温度 293 K 形成温差。在吹风口前端布置 3 kW 的电热丝加热升温,实际温度可达 $32.6\text{ }^\circ\text{C}$,阿基米德数为 0.024 。实验工况具体参数如表1所示。

表1 实验工况参数表

Table 1 Test condition parameter table

参 数	取值	参 数	取值
送风速度/($m \cdot s^{-1}$)	0.606	送风温度/K	305.76
排风速度/($m \cdot s^{-1}$)	2.07	送风温差/K	12.76
电热丝强度/kW	3	阿基米德数 Ar	0.024

将模拟结果与实验数值进行拟合,结果如图4所示。 A_1 为送风口尺寸, V 为测点速度, V_1 为送风口速度, V_2 为排风口速度, $V_{\max}$ 为 X 截面上显示的最大速度, H 为最大速度所对应的高度, x 为横坐标, D 为入风口到回风口距离, T_m 为轴心温度, T_0 为室内环境温度, T_1 为风口射流温度,无量纲温度 $\frac{\Delta\theta}{\Delta\theta_0} = \frac{T_m - T_0}{T_1 - T_0}$ 。显然,数值模拟结果与实验结果变化趋势基本吻合,故本文采用的数值模型在非等温工况气流流动的模拟计算是可行的。

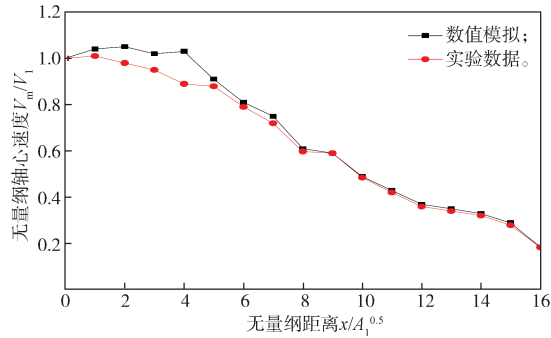
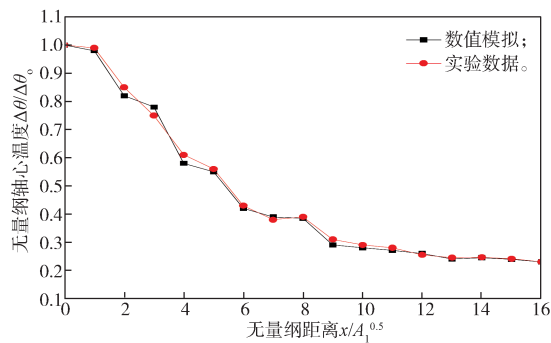
a) 基于 X 轴向轴心速度变化曲线b) 基于 X 轴的无量纲温度变化曲线

图4 数值模拟与实验结果对比

Fig. 4 Comparison between numerical simulation and experimental results

3 结果与讨论

本文分析了吹吸式通风流场的基本特性,讨论两方面(一是不同送风温度,二是不同送风速度)条件下,对流场的轴心速度、温度分布、示踪粒子捕获效率以及涡流中心高度变化的基本规律。

3.1 不同送风温度下的吹吸式通风流场特性

3.1.1 送风温差工况设置

本文参考了文献[14]实验设置条件,设置送风速度为 0.606 m/s ,排风速度为 2.07 m/s ,以保持模拟与实验条件的一致性。而环境温度设置为 293 K ,轴心速度为 V_m ,送风温差采取等梯度(3 K)设置,分别设置为 $0, 3, -3, 6, -6, 9, -9, 12, -12, 15, 18 \text{ K}$ 等11种工况,具体工况参数设置如表2所示。

表2 变送风温差工况表

Table 2 Working condition table of variable supply air temperature differences

工况	送风温差 $\Delta T/\text{K}$	阿基米德 数 Ar	工况	送风温差 $\Delta T/\text{K}$	阿基米德 数 Ar
Case 5-0	0	0	Case 5-3'	-9	0.273
Case 5-1	3	0.273	Case 5-4	12	1.092
Case 5-1'	-3	0.273	Case 5-4'	-12	0.273
Case 5-2	6	0.546	Case 5-5	15	1.365
Case 5-2'	-6	0.273	Case 5-6	18	1.638
Case 5-3	9	0.819			

3.1.2 轴心速度变化规律

由前面模型验证结果可知,在障碍物条件下,Case 5-0 轴心速度沿 X 方向是逐步递减的。当送风口之间间隔 4.7 m ,由于汇流场的影响,轴心速度加快。当射流温度高于室内环境温度时,从图5可以发现,在送风温差在 6 K 内,障碍物前侧速度变化放缓。然而当送风温差大于 6 K 时,轴心速度缓缓增加,之后下降。当靠近排风口时,速度会先增大后减小,之后速度急剧增大至接近排风速度。在上升期,随着送风温度增大,轴心速度也增大。

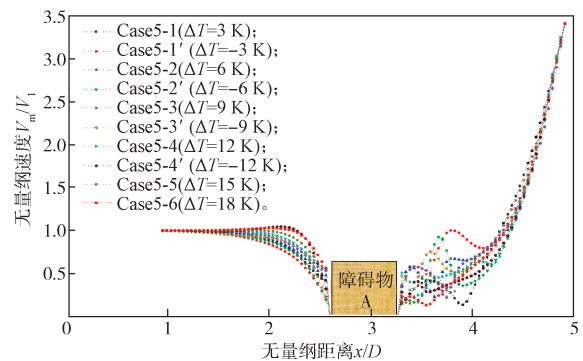


图5 各送风温差下的轴心速度-距离变化曲线

Fig. 5 Axial velocity distance change curves with a temperature difference of variable air supply

3.1.3 轴心温度变化规律

本文为了更清晰反映变化趋势,将轴心温度无量纲化,在多种送风温度下,轴心温度变化曲线见图6。

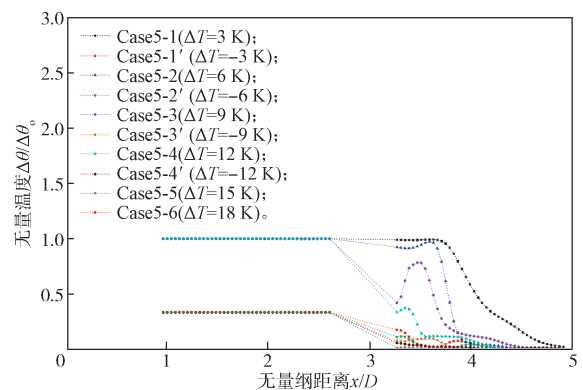


图6 各送风温差下的无量纲轴心温度-距离变化曲线

Fig. 6 Non-dimensional axis temperature distance change curves under variable air supply temperature differences

从图6中可看出,送风温度增大情形下,轴心无量纲温度会加快递减。当温差为 3 K 时,无量纲温度在 $x/D=3.67$ 处开始递减,当温差达 9 K 时,在 $x/D=3.47$ 处开始递减;温差增大到 18 K 时,其衰减点提前到 $x/D=3.2$ 。递减起点实质上与送风口的距离同时减小,轴心温度沿着吹吸流场方向加快下降。

3.1.4 回流区涡流中心高度变化规律

为了研究回流区涡流中心向上偏移程度随送风温度的变化情形,对污染物累积的程度进行分析,主要讨论 $Y=3.5$ m 截面上的流体分离,涡流中心不同温差条件下的偏移高度如图 7 所示。可以看出,在吹吸式流场内,当送风温度增大,涡流中心偏移高度呈现类似周期性的先增大再减小,虽然涡流中心不断升高,但基本维持 1.1 m 左右。

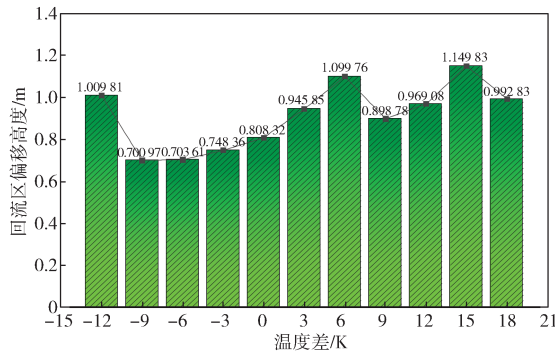


图7 各温差下的回流区涡流中心偏移高度

Fig. 7 Vortex center offset height in the recirculation zone under different temperature differences

3.1.5 捕集效率

本文在进行模拟时,假设对应的颗粒物为示踪粒子,这种粒子的跟随性高,计算分析并确定出排风口粒子数及比值,并计算出捕集效率 η 。

定义捕集效率 η 的表达式如下:

$$\eta = \frac{m}{n} \times 100\% \quad (7)$$

式中: m 为排风口捕获到的粒子数; n 为吹风口释放的粒子数。

即在吹风口加入的示踪粒子,在不断流动过程中,其中一部分进入排气罩,有的则逃逸,然后模拟分析确定出排出的粒子数与释放的粒子数之比,就可实现计算效率的目的。

引入示踪粒子捕集效率这一指标,对比送风温差扩大对示踪粒子实际进入排气罩所占比例。如图 8 所示,在非等温射流情形下,送风温差改变对示踪粒子捕集效率有着显著影响。在工况 5-0 ($\Delta T=0$ K) 下,示踪粒子捕集效率达 91.07%。温差增大到 3 K 时,捕集效率增大到 95.09%,当送风温差继续增大,捕集效率反而降低。随着温差继续加大,捕集效率持续降低。这是由于送风温度增大,阿基米德数 Ar 增大,热浮升力加强,射流整体向上偏移。而过高的温度导致偏移过大,流体不能被排风口流场引导,引起示踪粒子逃逸。然而,当降温送风时,阿基米德数 Ar 减小,气流汇聚在障碍物之前,从而减小示

踪粒子的捕集效率。因此,适当调整送风温度或者与环境温度趋于一致时,污染物的捕集效率会较高,降低污染物逃逸能力。

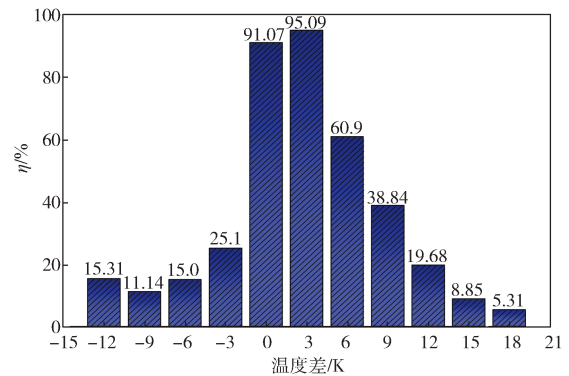


图8 不同送风温差下的示踪粒子捕集效率

Fig. 8 Tracing efficiency of tracer particles under different supply air temperature differences

3.2 不同送风速度下的吹吸式通风流场特性

3.2.1 送风速度工况设置

在升温送风状态下阿基米德数对污染物捕集效率影响显著。在上述讨论中,保持送风温差为 9 K,排风速度 V_2 为 2.07 m/s 时,污染物捕集效率仅为 38.84%,具有较大余量可供优化分析。送风速度采用等梯度 (0.3 m/s) 设置,改变送风速度 V_1 ,设置 6 种等区间工况进行模拟。环境温度保持 $T_0=293$ K,不同送风速度工况如表 3 所示。

表3 各送风速度下的工况

Table 3 Working conditions under variable air supply speeds

工况	吹风速度 / ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	排风速度 / ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	送风升温差 $\Delta T/\text{K}$	阿基米德数 Ar
Case 6-0	0.606	2.07	9	0.787
Case 6-1	0.906	2.07	9	0.352
Case 6-2	1.206	2.07	9	0.199
Case 6-3	1.506	2.07	9	0.127
Case 6-4	1.806	2.07	9	0.089
Case 6-5	2.106	2.07	9	0.065

3.2.2 轴心速度变化规律

图 9 为各送风速度之下轴心速度变化曲线。如图 9 所示,射流速度的改变对轴心速度影响显著,对于工况 6-0 ($V_1=0.606$ m/s) 来说,风速较低,流体受热浮升力与惯性力双重影响,随着距离 x 增大,轴心速度先增大后减小。当增大送风起始速度,降低热浮升力与惯性力比例,随着距离增大,轴心速度下降缓慢。随着送风速度继续增大,在射流范围内轴心速度下降得更加显著,也就是说送风速度增大,射流控制的区域范围将会增加。当达到障碍物之后,距离的增大轴心速度受排风口射流速度的影响更加显著。

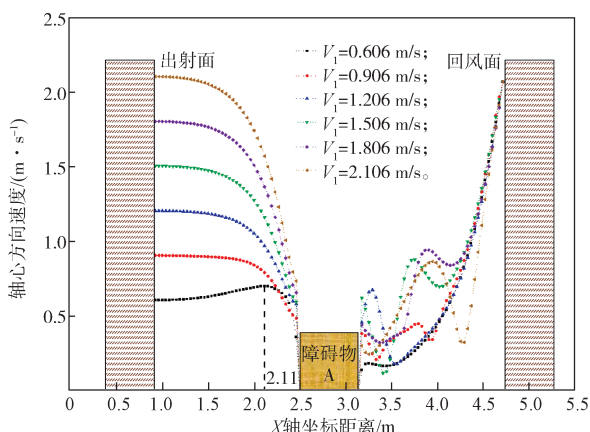


图9 各送风速度下的轴心速度变化曲线

Fig. 9 Axis speed change curves under variable air supply speeds

3.2.3 轴心温度变化规律

图10为各初速度下轴心温度变化曲线。从图10的变化曲线中可以看出,在送风速度较低时,空气受热浮升力的影响较大,障碍物A后的空气受扰动较小,轴心温度更接近环境空气温度。随着送风速度增大,风压产生的惯性力随之增强,轴心温度出现先增后减的情形,且速度越大,温度衰减的起点越延后。然而,当送风速度增大到1.806 m/s时,温度衰减点为 $x/D=3.9$ 。随着风速继续增大,温度衰减缓慢,这是因为速度增大, Ar 反而减小,在惯性力的主导作用下,气流维持水平流动。

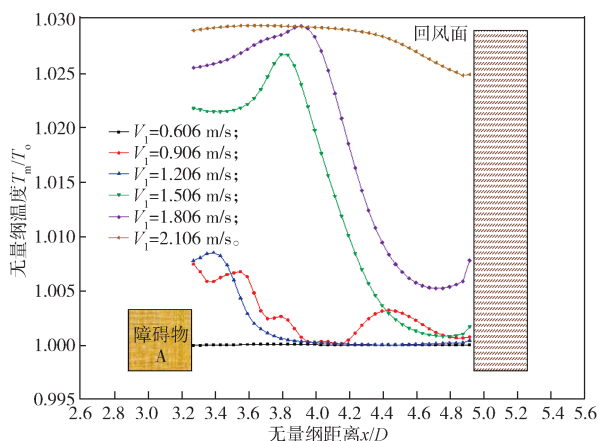


图10 各初始速度下的轴心温度变化曲线

Fig. 10 Axle temperature change curves under each initial speed

3.2.4 回流区涡流中心高度变化规律

图11为各送风速度下回流区涡流中心偏移高度模拟结果。

由图11的结果可知,在吹吸式通风流场内,随着送风速度增大,回流区涡流中心涡流偏移高度呈现先增大后减小的趋势,向上偏移程度下降。由于送

风速度增大即阿基米德数减小,涡流中心不断升高,然而基本维持在1.1 m以下的范围。然而,送风速度越大, Ar 数递减,热浮升力与惯性力的比值下降,即惯性力占主导地位。送风射流沿着平行轴线的方向流动,从而控制整个流场。

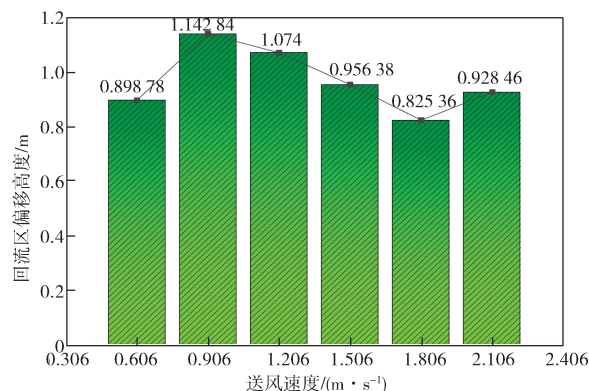


图11 各送风速度下的回流区涡流中心偏移高度

Fig. 11 Vortex center offset height analysis in the recirculation zone under various air supply speeds

3.2.5 捕集效率

为了直观地反映出吹吸流场基于不同风速条件下对捕集效率带来的影响,将初始速度不同的工况进行比较,如图12所示。

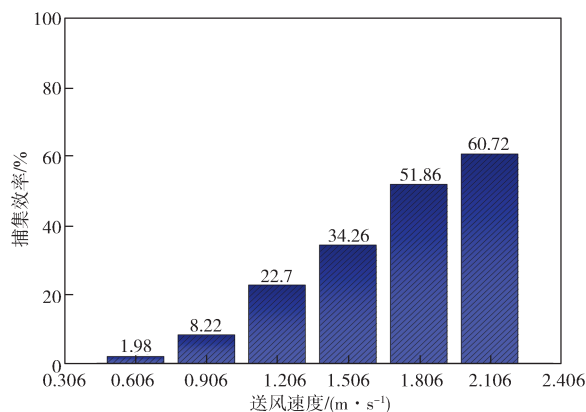


图12 各送风速度下吹吸流场针对污染物捕集效率产生的影响分析

Fig. 12 Analysis of the influence of the blow-suction flow field on the pollutant capture efficiency under variable air supply speeds

从图12中可以看出,对非等温吹吸式通风系统而言,送风速度的改变显著影响示踪粒子实际的吸收性能。捕集效率随着送风速度的增大而增大。当送风速度增大到1.806 m/s,捕集效率增大到51.86%。这是由于送风速度增大,阿基米德数 Ar 变小,即热浮升力相较于惯性力减弱,空气也渐渐地与轴线平行,送风射流能够将示踪粒子送到排风速度口中。故捕集效率随着送风增大,即合理地增大风速来增大污染

物的捕集效率是可行的。

4 结论

本文主要针对非等温射流条件下吹吸式通风系统流场规律进行了讨论,基于送风温差和送风速度,从轴心速度、温度分布、涡流结构以及示踪粒子的扩散等变化进行分析,主要有如下结论:1)采用RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型模拟非等温射流条件下吹吸式通风系统流场,模拟结果与实验数据对比结果表明,两者的趋势基本一致,吻合较好。2)当射流与环境空气存在温差时,随着温差扩大,阿基米德数增大,轴心速度快速递减;轴心温度沿着吹吸流场方向加快下降。涡流中心偏移高度呈现出先增大后减小的趋势。而对于污染物扩散方面,当送风温差达6 K时,即阿基米德数大于0.546,整个系统的捕集效率也显著降低;当送风温度接近环境温度时,整个系统的捕集效率较大,吹吸式系统吸收污染物的能力最强。3)当射流与环境空气温度一定时,扩大射流速度,即阿基米德数减小,射流沿着流场轴心运动,轴心温度先增大后减小,同时射流影响的区域范围将会增加,有利于提高捕集效率。射流形成的涡流中心向上偏移程度下降。对污染物清除而言,合理地增加送风速度对于吹吸式系统的污染物清除是有利的。

参考文献:

- [1] 张艳秀. 工业4.0发展研究概述[J]. 现代工业经济和信
息化, 2022, 12(1): 20-21, 34.
ZHANG Yanxiu. Overview of Industrial 4.0 Development
Research[J]. Modern Industrial Economy and
Informationization, 2022, 12(1): 20-21, 34.
- [2] 李先庭, 蔡浩. 我国通风领域面临的挑战[J]. 暖通
空调, 2008, 38(2): 31-36.
LI Xianting, CAI Hao. Challenges to Ventilation Field
in China[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning,
2008, 38(2): 31-36.
- [3] IWASAKI T, FUJISHIRO Y, KUBOTA Y, et al. Some
Engineering Countermeasures to Reduce Exposure to
Welding Fumes and Gases Avoiding Occurrence of Blow
Holes in Welded Material[J]. Industrial Health, 2005,
43(2): 351-357.
- [4] 孙一坚. 简明通风设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业
出版社, 1997: 140-147.
SUN Yijian. Concise Ventilation Design Manual[M].
Beijing: China Architecture & Building Press, 1997:
140-147.
- [5] 于航, 魏润柏. 吹吸气流速度场的理论分析[J]. 同
济大学学报(自然科学版), 1991, 19(1): 77-84.
YU Hang, WEI Runbai. Theoretical Analysis of Push-
Pull Air Flow[J]. Journal of Tongji University (Natural
Science), 1991, 19(1): 77-84.
- [6] 林爱晖. 旋转风幕排风罩数值模拟与实验研究[D]. 湘
潭: 湖南科技大学, 2007.
LIN Aihui. Numerical Simulation and Experimental
Research on the Rotated Air Curtain Exhaust
Hood[D]. Xiangtan: Hunan University of Science and
Technology, 2007.
- [7] 马骏驰. 吹吸式通风系统中送风口出射条件对流场影
响作用规律的研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学,
2014.
MA Junchi. Study on the Effect of the Supply Opening
Condition on the Flow Field Characteristics of Push-
Pull Ventilation System[D]. Xi'an: Xi'an University of
Architecture and Technology, 2014.
- [8] 付海明, 郭配山, 沈恒根, 等. 吹吸气流控制大空
间粉尘最佳通风参数的研究[J]. 暖通空调, 2009,
39(7): 113-116, 84.
FU Haiming, GUO Peishan, SHEN Henggen, et al.
Optimal Ventilating Parameters of Push-Pull Flow Dust
Control in Large Spaces[J]. Heating Ventilating & Air
Conditioning, 2009, 39(7): 113-116, 84.
- [9] OJIMA J. Tracer Gas Evaluations of Push-Pull Ventilation
System Performance[J]. Industrial Health, 2009,
47(1): 94-96.
- [10] ZHOU Y, WANG Y, ZHENG K, et al. Study on
the Characteristics of Flow Field Affected by Obstacle
with Push-Pull Ventilation[C]// Proceedings of the 8th
International Symposium on Heating, Ventilation and Air
Conditioning. Berlin, Heidelberg: Springer, 2014:
167-174.
- [11] HUGHES R T. An Overview of Push-Pull Ventilation
Characteristics[J]. Applied Occupational and
Environmental Hygiene, 1990, 5(3): 156-161.
- [12] 刘小圈. 不同尺寸障碍物影响下平行流吹吸式通风系
统特性研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2013.
LIU Xiaoquan. Study on the Characteristics of Push-Pull
Ventilation System of Parallel Flow Affected by Different
Sizes of Obstacles[D]. Xi'an: Xi'an University of
Architecture and Technology, 2013.
- [13] LONGEST P W J, KLEINSTREUER C, KINSEY J S.
Turbulent Three-Dimensional Air Flow and Trace Gas
Distribution in an Inhalation Test Chamber[J]. Journal of
Fluids Engineering, 2000, 122(2): 403-411.
- [14] WANG Y, HUANG Y Q, ZHOU Y, et al. Experimental
Study on One-Side Confined Jets from a Parallel-Flow
Outlet in a Push-Pull Ventilation System[J]. Indoor and
Built Environment, 2015, 24(1): 73-86.

(责任编辑: 申剑)