doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.09.036

基于 CFD 的农产品干燥箱送风系统结构与运行参数协同优化

袁湘月[1]　吴睿哲[1]　田哲印[1]　田兆锋[2]　赵宇轩[1]　陈忠加[1]
(1.北京林业大学工学院, 北京 100083; 2.国机集团北京飞机强度研究所, 北京 100083)

摘要: 针对农产品干燥过程中温度场均匀性差及能耗高的问题,本文基于计算流体力学方法,优化农产品干燥箱送风系统结构与运行参数。通过建立干燥箱三维模型,对比不同送风方案发现侧送侧回方式形成“C”字形温度分布,使速度不均匀系数降低 21.0%,温度不均匀系数降低 38.3%。正交试验表明,送风温度主导温度均匀性,260℃工况下温度不均匀系数较 60℃工况降低 26.6%;送风速度调控能量效率,10 m/s 中速工况能量利用系数最高。送风参数组合 260℃、10 m/s 实现了能效与均匀性的平衡。试验验证表明仿真与实测温度平均相对偏差为 4.57%。进一步研究实载负载工况流场特性表明,烘盘架虽增大流动阻力,但高强度湍流能有效破坏温度分层,有利于均匀性提升。研究提出了以侧送侧回送风与 260℃、10 m/s 参数组合为核心的优化方案,为高性能、低能耗农产品干燥装备设计提供了依据与数据支撑。

关键词: 农产品; 干燥设备; 计算流体力学; 正交试验; 协同优化; 送风系统
中图分类号: S226.6　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2026)09-0375-11　　**OSID**:

CFD-based Collaborative Optimization of Air Supply System Structure and Parameters for Agricultural Product Drying Chambers

YUAN Xiangyue[1]　WU Ruizhe[1]　TIAN Zheyin[1]　TIAN Zhaofeng[2]　ZHAO Yuxuan[1]　CHEN Zhongjia[1]
(1. *School of Technology*, *Beijing Forestry University*, *Beijing* 100083, *China*
2. *Beijing Aircraft Strength Research Institute*, *China National Machinery Industry Corporation*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract: Aiming to address the issues of poor temperature uniformity and high energy consumption during agricultural product drying, the computational fluid dynamics (CFD) was employed to optimize both the structure and operational parameters of the air supply system in a drying chamber. A three-dimensional model of the drying chamber was established, and comparative analysis of different air supply schemes revealed that the side supply and side return method generated a “C” shaped temperature distribution, reducing the velocity non-uniformity coefficient by 21.0% and the temperature non-uniformity coefficient by 38.3%. Orthogonal experiments demonstrated that the air supply temperature predominantly governed temperature uniformity, with the temperature non-uniformity coefficient decreased by 26.6% under the 260℃ condition compared with that under the 60℃ condition. The air supply velocity regulated energy efficiency, with the 10 m/s medium-speed condition achieving the highest energy utilization coefficient. The parameter combination of 260℃ and 10 m/s achieved an optimal balance between energy efficiency and temperature uniformity. Experimental validation showed an average relative deviation of 4.57% between simulated and measured temperatures. Further investigation of flow field characteristics under actual load conditions indicated that although the tray rack increased flow resistance, intense turbulence effectively disrupted temperature stratification and improved uniformity. The research proposed an optimized solution centered on the side supply and side return method combined with 260℃ and 10 m/s parameters, providing important theoretical basis and data support for the design of high-performance, low-energy consumption drying equipment for agricultural products.

Key words: agricultural products; drying equipment; computational fluid dynamics; orthogonal experiment; collaborative optimization; air supply system

收稿日期: 2025-09-06　修回日期: 2025-11-06
基金项目: 国家重点研发计划项目(2024YFD2200700)
作者简介: 袁湘月(1976—),女,副教授,博士,主要从事智能农林装备研究,E-mail: yuanxiangyue@bjfu.edu.cn
通信作者: 陈忠加(1981—),男,教授,博士,主要从事智能装备与流体仿真研究,E-mail: chenzhongjia@bjfu.edu.cn

0 引言

农产品加工是关系国计民生的支柱产业[1],其中干燥作为关键工艺环节,直接影响产品品质与附加值。传统干燥设备普遍存在温度场分布不均、能耗高等问题,导致干燥效率低下及产品质量波动[2]。研究表明[3-4],干燥箱内部流场均匀性是决定其性能的核心因素,尤其送风方式与送风参数的设计对气流组织、热质传递及能量利用率具有决定性影响。

近年来,随着农业机械现代化的发展,计算流体力学(CFD)技术已成为优化干燥设备流场的有效工具[5]。学者通过仿真手段探究了送风口结构、风速、温度等单因素影响规律:如王振文等[6]指出排风速度为 6 m/s 时可使热泵烘房内部流场分布较为均匀;龚中良等[7]发现网带式干燥机入口风速 6 ~ 8 m/s 可改善油茶籽干燥均匀性;杜林昕等[8]指出进风角度显著改变烤房气流分布;陈忠加等[9]发现送风口数量对均匀性也有显著影响,当送风口数量为 4 个时,温度场和相对湿度场的均匀性最佳,能量利用率最高;牛新朝[10]通过 CFD 模拟发现,送风口上下布置且回风口位于中间时,低温速冻柜流场均匀性最佳。然而,针对送风方式的系统性对比研究以及多参数协同优化的研究仍显不足。现有的研究多聚焦空载状态,对能量利用效率的定量分析较为缺乏。此外,郭文斌等[11]通过 COMSOL 模拟发现,调整进风口位置并增加带孔挡流板可显著降低风速不均匀系数,从而间接提升能量效率,但缺乏对多参数协同优化的系统性研究。孙敏等[12]通过正交试验探讨了 3 个送风参数对老化箱内部温湿度场的影响,但缺少实载条件下的老化箱内部流场分析。

本文基于 CFD 方法,系统对比侧送侧回与上送下回两种送风方式的性能差异,并通过正交试验解析送风温度、速度等多参数的交互作用,提出一种能够提升流场均匀性与能量利用效率的优化方案。

1 干燥箱内部流场计算理论

1.1 工作原理

干燥箱主要由箱体、加热器和循环风扇构成,如图 1 所示,其工作原理是使热气体由送风口进入工作室,经热量传递后由回风口流出,形成闭式循环系统,高温环境加速物料水分迁移,实现农作物的干燥。该方式通过优化气流组织减少能量损失,同时避免局部温度不均,确保物料处理一致性。

1.2 三维模型

根据箱体的尺寸以及实际工程需要,热风循环式干燥箱多采用上方送风下方回风(上送下回)和单侧送风单侧回风(侧送侧回)两种送风方式[13-14],因此本文对上述两种送风方式进行研究,其中,上送下回的送风方式采用顶部设置送风口、底部设置回风口的结构,侧送侧回的送风方式则是将送风口和回风口同侧布置。同时,基于干燥箱的实际结构对几何模型进行合理的简化,分别采用 Solidworks 软件构建干燥箱 1∶1 简化三维模型,如图 2 所示。箱体内部尺寸为 1 600 mm × 1 600 mm × 1 600 mm(长 × 宽 × 高),顶部设 4 个送风口(170 mm × 115 mm),底部设 2 个回风口(680 mm × 165 mm)。忽略紧固件等次要结构,工作面高度为 400 ~ 1 200 mm。

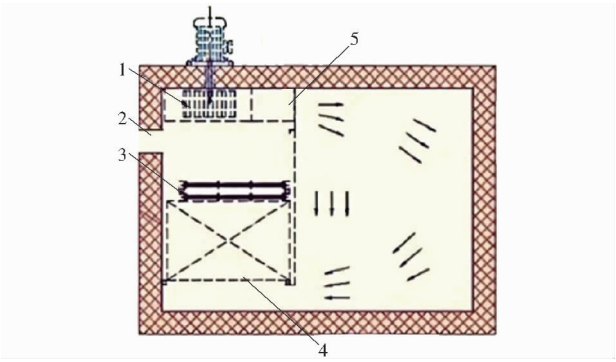


图 1 干燥箱工作原理图

Fig. 1 Diagram of working principle of drying oven

1. 风叶 2. 进风口 3. 加热器 4. 回风口 5. 送风口

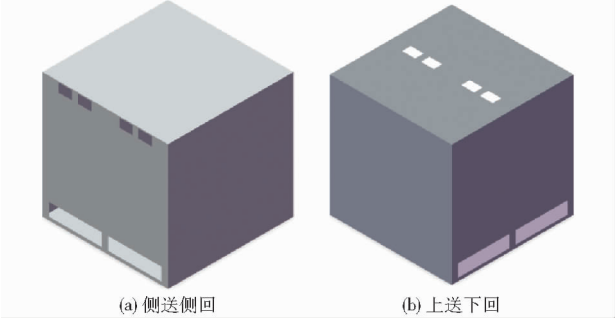


图 2 干燥箱模型简化图

Fig. 2 Simplified diagrams of drying oven model

1.3 网格划分

针对两种不同送风方式的干燥箱模型进行网格划分,网格采用标准化四面体网格。考虑到网格数量过多会增加计算时长,在保证仿真结果精度不受影响的前提下,选择合适尺寸的网格单元对老化箱三维模型进行划分,最终的网格数量约为 1.4×10^6 个,如图 3 所示。

1.4 边界条件设置与求解器设置

基于干燥箱内流体的不可压缩特性[15-16]及实际热力循环工况,本文设置速度入口边界以精确指定送风速度、温度,同时将回风口定义为压力出口边

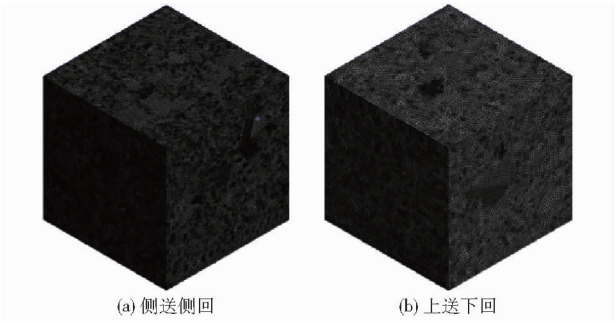


图 3　干燥箱网格划分

Fig. 3　Drying oven meshing

界并设定表压为零以表征其与大气环境的连通状态[17]。针对箱体壁面，考虑保温材料的实际热传导损失，采用固定温度壁面边界，其温度依据热工测试数据动态设定[18]。选用 PressureBased 压力求解器求解，选择具有较强稳定性的 COUPLE 算法，计算湍流模型选择标准模型，计算过程中松弛因子保持默认值。

2　干燥箱内部流场仿真模型构建

2.1　控制方程

在 CFD 范畴内，流体力学基本控制方程包含质量守恒、动量守恒以及能量守恒相关方程[19]。

2.1.1　质量守恒方程

质量守恒方程描述了流体在流动过程中质量的守恒关系。在一个固定的控制体积内，流体于控制体内质量的变化量等于经过控制体边界的净质量流量。质量守恒方程可以简述为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z}=0 \tag{1}$$

式中　v_x、v_y、v_z——x、y、z 坐标轴的速度分量，m/s

ρ——流体的物质密度，kg/m^3

t——时间，s

2.1.2　动量守恒方程

在流体力学理论体系中，动量守恒方程描述流体动量变化核心控制方程之一。该方程严格遵守牛顿第二定律，并建立流体微元所受体积力与表面应力之间的动态平衡关系，对于不可压缩的黏性流体在 x、y、z 方向上的动量方程为

$$\rho\left(\frac{\partial v_x}{\partial t}+v_x\frac{\partial v_x}{\partial x}+v_y\frac{\partial v_x}{\partial y}+v_z\frac{\partial v_x}{\partial z}\right)=$$
$$\rho F_x-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}\right) \tag{2}$$

$$\rho\left(\frac{\partial v_y}{\partial t}+v_x\frac{\partial v_y}{\partial x}+v_y\frac{\partial v_y}{\partial y}+v_z\frac{\partial v_y}{\partial z}\right)=$$
$$\rho F_y-\frac{\partial P}{\partial y}+\mu\left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2}\right) \tag{3}$$

$$\rho\left(\frac{\partial v_z}{\partial t}+v_x\frac{\partial v_z}{\partial x}+v_y\frac{\partial v_z}{\partial y}+v_z\frac{\partial v_z}{\partial z}\right)=$$
$$\rho F_z-\frac{\partial P}{\partial z}+\mu\left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2}\right) \tag{4}$$

式中　P——微元体所受静压力，N

μ——流体动力黏度系数，Pa·s

F_x、F_y、F_z——x、y、z 方向上作用于微元体的体积力，N

2.1.3　能量守恒方程

能量守恒方程体现了能量守恒定律在流体中的应用。它描述了流体在流动过程中各种能量形式（如内能、动能、势能等）之间的转换和守恒关系。能量守恒方程表述为

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho v_x T)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v_y T)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho v_z T)}{\partial z}=$$
$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k_i}{c_p}\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{k_i}{c_p}\frac{\partial T}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{k_i}{c_p}\frac{\partial T}{\partial z}\right)+S_T \tag{5}$$

式中　T——流体温度，℃

k_i——传热系数，W/(m^2·K)

c_p——流体介质比热容，kJ/(kg·K)

S_T——黏滞耗散项功率，W

2.2　湍流模型

本文计算属于干燥箱内部流场的问题，雷诺数 Re 通常作为流动状态判断参数，当雷诺数 Re 低于 2 300 时，流体维持稳定层流状态，当雷诺数 Re 超出 2 300，流体向湍流态转变[20-22]。相关计算公式为

$$Re=\frac{v\rho L}{\mu}=\frac{vD_r}{\upsilon} \tag{6}$$

式中　v——流体介质平均流速，m/s

L——流动系统的特征几何尺度，m

υ——流体运动黏度，m^2/s

D_r——特征长度，m

由于干燥箱内流场流动为非圆形管道流动，特征长度可表示为

$$D_r=4\frac{A}{S} \tag{7}$$

式中　A——循环风道截面积，m^2

S——流体与管道接触的周长，m

本文研究的干燥箱内部流场问题，选择可实现性 $k-\varepsilon$ 模型，该模型具有更好的经济性，并且求解的稳定性和精度较好，在处理旋转流、流动分离及复杂二次流中有更好表现[23]。可实现性 $k-\varepsilon$ 模型的数学方程如下：

湍流动能 k 方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\eta_\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-\rho\varepsilon \tag{8}$$

式中 u_j——在方向x_j上的速度分量,m/s

x_j——在 j 方向上的位移分量,m

η_μ——层流黏性系数,kg/(m·s)

μ_t——湍流黏性系数,kg/(m·s)

σ_k——k 的湍流普朗特数

G_k——平均速度梯度引起的湍流动能,kg/(m·s^3)

ε——湍流动能耗散率,m^2/s^3

湍流动能耗散率 ε 方程为

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\varepsilon u_j)}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\eta_\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\rho C_1 S\varepsilon-\rho C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{v\varepsilon}} \tag{7}$$

式中 σ_ε——ε 的湍流普朗特数

其中,$C_1=\max\left(0.43,\frac{\eta'}{\eta'+5}\right)$,$\eta'=S\frac{k}{\varepsilon}$,$S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$,$S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$,$C_2=1.9$,$x_i$ 表示在 i 方向上的位移分量。

2.3 干燥箱流场评价指标

为量化分析干燥箱内部流场品质,本文以平均速度为速度评价指标,平均温度为温度评价指标。为进一步判断干燥箱内部流场的均匀性程度,引入不均匀系数K_v和K_t作为评价干燥箱内部流场均匀性的指标[24],该系数物理意义表征流场参数的相对标准偏差,不均匀系数越小,流场均匀性越好。公式为

$$K_v=\frac{\sigma_v}{\bar{v}} \tag{10}$$

$$K_t=\frac{\sigma_t}{\bar{t}} \tag{11}$$

式中 σ_v——流场速度标准差,m/s

$\bar{v}$——流场速度算术平均值,m/s

σ_t——流场温度标准差,K

$\bar{t}$——流场温度算术平均值, K

K_v——流场速度不均匀系数

K_t——流场温度不均匀系数

干燥箱的能量利用有效性可以用能量利用系数来进行评价,能量利用系数越大,表明能量利用效率越高,也可以为干燥箱的设计方案提供节能参考依据[25]。能量利用系数 η 的表达式为

$$\eta=\frac{t_m-t_p}{t_m-t_n} \tag{10}$$

式中 t_m——干燥箱的送风口平均温度,K

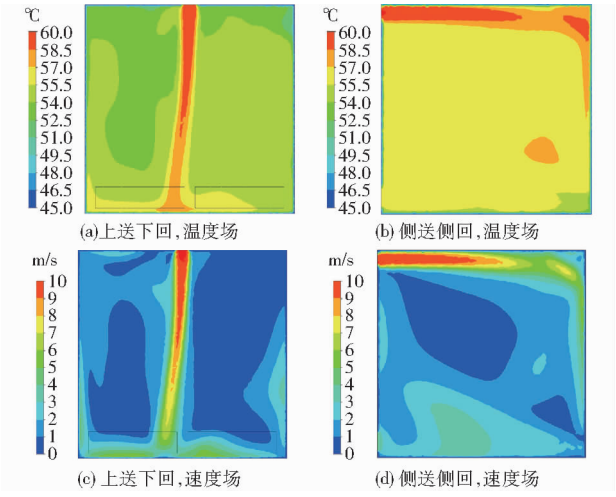
t_p——干燥箱的回风口平均温度,K

t_n——干燥箱内的平均温度,K

3 送风方式优化对比分析

为系统评估送风方式对干燥箱流场特性的影响,本文在送风温度 60℃、送风角度 0°、送风速度 10 m/s 的工况下,选取 $X=550$ mm 处的截面,对比侧送侧回和上送下回两种送风方式流场分布,该截面位于干燥箱送风口和出风口的中部区域,更具有代表性。

通过图 4 所示速度与温度云图对比发现:上送下回方式存在显著气流衰减现象,顶部高速射流(初始速度 8 m/s 以上)抵达箱底后,经底面折射后速度衰减很快,导致工作区($Y=400\sim1\,200$ mm)平均流速仅 1.65 m/s,且速度场的均匀性较低;而侧送侧回方式通过射流贴壁运动形成稳定回旋涡流,射程较上送下回方式延长 40%,有效维持气流动能,这表示箱内流体循环较好。温度场分布差异更为显著:如图 4a 所示,上送下回呈现中心向壁面递减的梯度分布,$Y=800$ mm 处截面中心与周围工作区温差达 4.5℃;侧送侧回则形成均匀的“C”字形温度带,如图 4b 所示,工作区最大温差缩至 1.8℃,低温区($T<55.5$℃)面积减少 80%,该现象源于涡流结构强化的对流传热机制,其工作区温度较上送下回方式普遍高 1.5℃左右。



(a)上送下回,温度场 (b) 侧送侧回,温度场

(c) 上送下回,速度场 (d) 侧送侧回,速度场

图 4 两种不同送风方式在 $X=550$ mm 截面速度、温度云图

Fig. 4 Cross-sectional velocity and temperature contours of two different air supply modes at $X=550$ mm

根据干燥箱主要工作区间位于垂直高度 400 ~ 1 200 mm 的特点,在 Y 方向高度 400 ~ 1 200 mm 等距离选取 5 个截面(P2 ~ P6)作为监测面,每个监测面各设置 100 个监测点以便于反映干燥箱工作区间内流场分布,具体分布情况如图 5 所示,以便于通过记录干燥箱工作区监测点数据计算流场的不均匀系数。

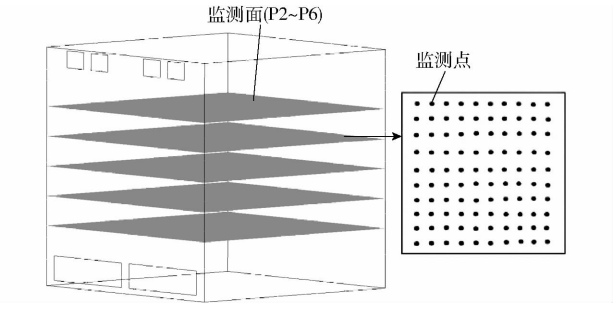


图 5　监测面与监测点分布图

Fig. 5　Distribution map of monitoring surfaces and monitoring points

根据图 6 所示不同高度监测面的数据进行定量分析，侧送侧回送风方式在工作区间(400 ~ 1 200 mm)展现出显著优势。在速度分布方面，侧送侧回的平均速度在 600 ~ 1 000 mm 高度维持 1.27 ~ 1.34 m/s 的稳定区间，速度不均匀系数 K_v 始终低于 0.8(如 0.8 m 高度处 K_v = 0.79)，显著优于上送下回送风(同高度处 K_v = 0.081)。温度场分析显示，侧送侧回在 0.8 m 高度监测面的平均温度达 56.4℃，温度不均匀系数 K_t 仅 0.008 8，较上送下回送风(K_t = 0.014 2)降低 38.0%，因为侧送侧回送风贴壁射流减少了无效热损失而形成的“C”字形温度分布结构，其均匀的温度带使 800 mm 监测面中心与边缘温差从 3.2℃降至 1.8℃以内，同时有效消除局部低温区(低于 53℃区域面积减少 80%)。这种温度场能直接提升农产品干燥质量稳定性。

综合能效与流场均匀性，侧送侧回送风在工程应用中优势显著，较上送下回送风 K_v 整体降低 21.0%，K_t 整体降低 38.3%，其关键工作区度标准差控制在 0.98℃以内，较上送下回提升 35% 的温控精度，满足农产品干燥工艺要求。上送下回方式因垂直流动导致的温度分层和速度衰减，在高温工况会进一步加剧能耗损失，形成局部热点区。本文通过流场特性量化分析，发现侧送侧回送风方式在维持流场稳定性、提升温度均匀性方面的工程价值，建议作为农产品干燥设备的标准配置以实现能耗降低与品质优化的双重目标。

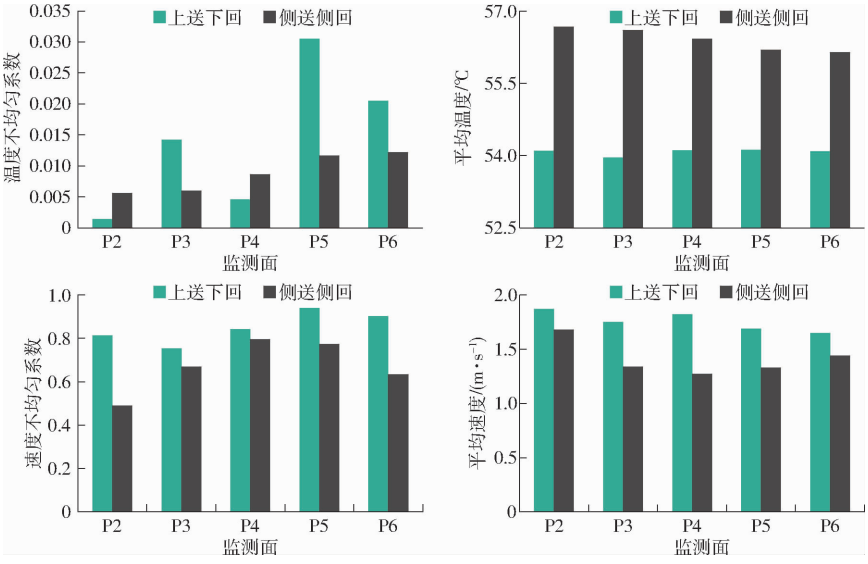


图 6　两种不同送风方式在不同高度监测面的平均速度、平均温度及其不均匀系数

Fig. 6　Average velocity, average temperature and non-uniformity coefficient of monitoring surface of two different air supply modes at different heights

4　送风参数优化正交试验

为了研究送风参数对干燥箱内部温度场的影响，选择送风温度、送风速度作为试验因素，每个因素设置 3 个水平，开展两因素三水平正交试验，水平如表 1 所示。通过 CFD 方法对干燥箱内部的速度场和温度场进行仿真模拟。不同送风方案下干燥箱内部流场区域距底面 600 mm 处水平面的温度云图和速度云图分别如图 7、8 所示，图中 A 表示送风温度水平值，B 表示送风速度水平值。云图中的温度量程和速度量程的上下限均取自干燥箱内温度和速度的最高值和最低值，以便更精确地观察箱内温度分布和速度分布的均匀性。

表 1　正交试验因素水平

Tab. 1　Orthogonal test factors leves

水平	因素	
	温度/℃	速度/(m·s⁻¹)
1	60	8
2	160	10
3	260	12

基于图 7 所示温度场分布特征及温度不均匀系

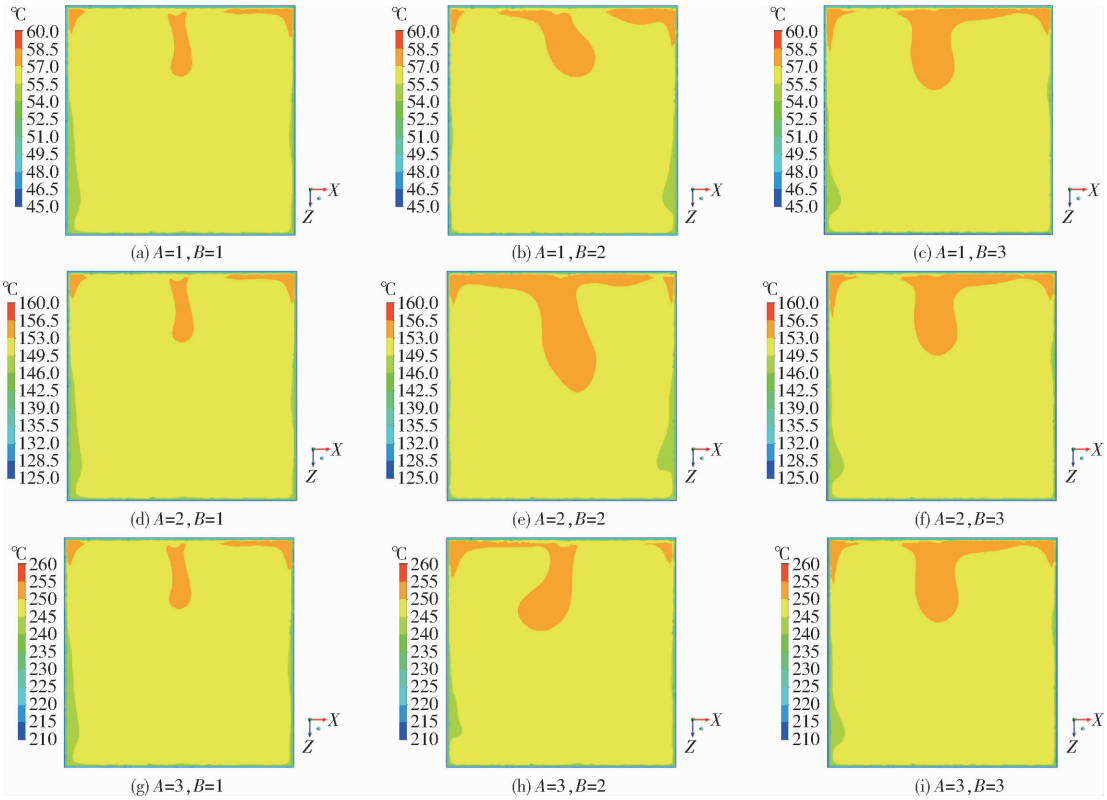


图 7 干燥箱内距底面 600 mm 处水平面的温度云图

Fig. 7 Temperature contours of horizontal plane 600 mm from bottom surface of drying oven

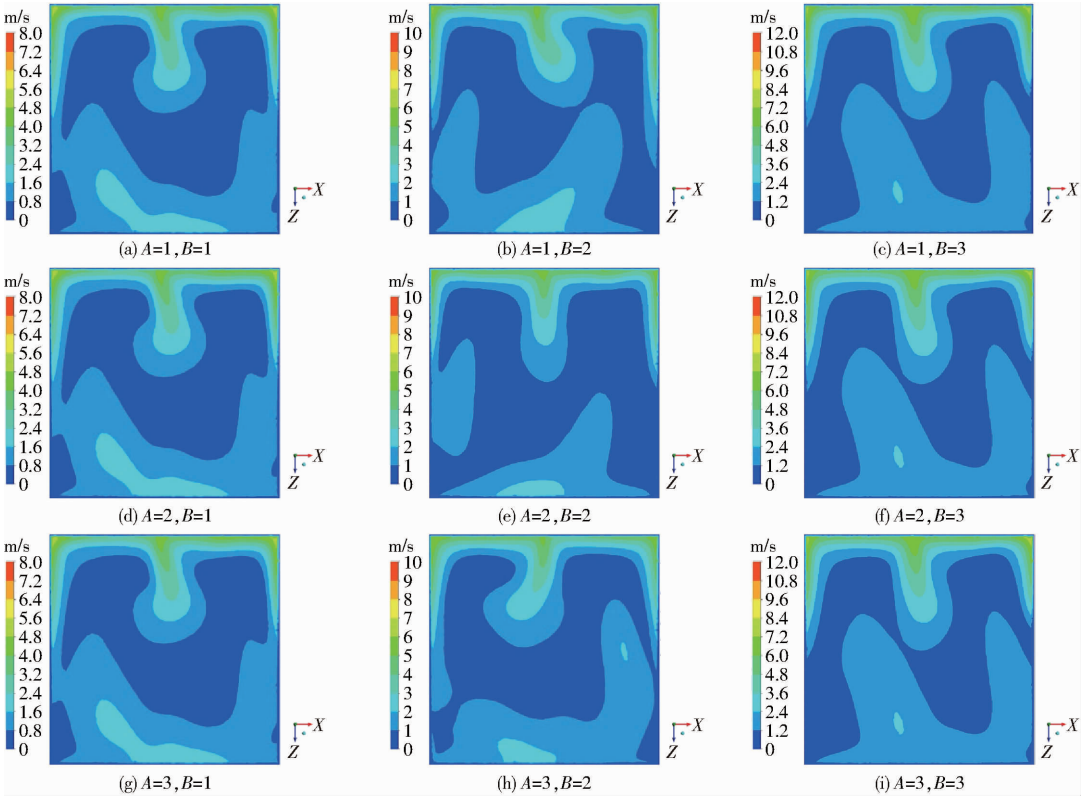


图 8 干燥箱内距底面 600 mm 处水平面的速度云图

Fig. 8 Velocity contours of horizontal plane 600 mm from bottom surface of drying oven

数,不同送风速度(8、10、12 m/s)工况下的温度云图呈现高度一致性:260℃条件下各速度方案的温度不均匀系数分别为 0.004 52、0.004 48、0.004 51(极差小于 0.7%),这印证了侧送侧回送风方式中温度场对速度变化的弱敏感性,该特性与文献[26]对单侧供热烘干房的研究结论(送风速度 ±20% 波动时温

度不均匀系数变化小于 1.2%）形成机理互证，说明壁面贴附效应形成的稳定热边界层是维持温度场稳定性的关键。分析图 8 速度场分布可知，固定送风速度下，温度梯度变化（60℃→260℃）引发的空气密度差异仅导致速度极值偏移 ±0.08 m/s（相对变化率 2% 以内），涡核位置偏移小于流道宽度的 5%，印证伯努利效应在强制对流系统中的主导作用，即速度分布格局由送风速度单因素调控。

表 2～5 的正交试验 9 组方案仿真数据进一步说明送风参数的调控规律：通过极差分析法发现，温度因素对温度不均匀系数的调控作用最为显著（极差 0.001 657），约为速度因素极差（0.000 455）的 3.6 倍，260℃ 工况下温度不均匀系数较 60℃ 工况降低 26.6%，表明送风温度显著主导温度均匀性，高温湍流效有效消除工作区温度分层（如图 7f 所示 260℃/10 m/s 工况下横向温差在 1.5℃ 以内）；送风速度因素则对能量利用系数的影响占主导地位（极差 0.044 7），是温度因素（极差 0.011 8）的 3.8 倍。其中，10 m/s 中速工况在 160℃ 时能量利用系数达峰值 1.670 3（较 8 m/s 提升 3.7%），其流场形成稳定涡旋结构来延长热滞留时间，而 12 m/s 高速导致回风温度骤降使效率反降。

表 2　不同送风方案下干燥箱性能评价指标

Tab. 2　Performance evaluation index of drying oven under different air supply schemes

序号	方案	能量利用系数	温度不均匀系数	速度不均匀系数
1	A_1B_1	1.611 30	0.005 987	0.688 492
2	A_1B_2	1.662 84	0.005 947	0.668 960
3	A_1B_3	1.649 89	0.006 823	0.683 769
4	A_2B_1	1.611 30	0.005 158	0.750 457
5	A_2B_2	1.670 30	0.005 947	0.770 719
6	A_2B_3	1.649 89	0.005 457	0.683 769
7	A_3B_1	1.611 30	0.004 537	0.688 492
8	A_3B_2	1.634 90	0.004 480	0.666 508
9	A_3B_3	1.649 89	0.004 767	0.683 769

表 3　能量利用系数分析结果

Tab. 3　Analysis results of energy utilization coefficient

因素	水平 1 平均值	水平 2 平均值	水平 3 平均值	极差 R	F	贡献率/%
A	1.641 3	1.643 8	1.632	0.011 8	1	5.50
B	1.611 3	1.656	1.649 9	0.044 7	15.19	83.51

表 4　温度不均匀系数分析结果

Tab. 4　Analysis results of temperature non-uniformity coefficient

因素	水平 1 平均值	水平 2 平均值	水平 3 平均值	极差 R	F	贡献率/%
A	0.006 25	0.005 52	0.004 59	0.001 66	9.38	82.92
B	0.005 23	0.005 46	0.005 68	0.000 46	0.70	6.22

表 5　速度不均匀系数分析结果

Tab. 5　Analysis results of velocity inhomogeneity coefficient

因素	水平 1 平均值	水平 2 平均值	水平 3 平均值	极差 R	F	贡献率/%
A	0.680 4	0.735 0	0.679 6	0.055 4	3.28	56.72
B	0.709 1	0.702 1	0.683 8	0.025 4	0.56	9.65

采用方差分析法进一步量化各因素的显著性水平，该方法通过分解总变异为因素效应、交互作用和随机误差，以 F 检验评估各因素的统计显著性。温度对温度不均匀系数的贡献率达 82.92%（F = 9.38，P = 0.013 < 0.05），表明温度显著影响温度不均匀系数；速度对能量利用系数的贡献率为 83.51%（F = 15.19，P = 0.014 < 0.05），表明速度显著影响能量利用系数。速度不均匀系数则表现出特殊规律，温度对速度不均匀系数影响异常，160℃ 工况速度不均匀系数突增至 0.735 0，而进一步升至 260℃ 时又回落至 0.679 6，呈现出中温区不均匀性加剧的非线性规律，方差分析检出温度对速度不均匀系数的贡献率为 56.72%，未达到统计学显著性水平但主导变化（F = 3.28，P = 0.139 > 0.05），这源于中温区气流密度变化引发的涡流重组，而速度因素对速度不均匀系数的影响较弱。

最优送风参数组合为 260℃、10 m/s（A = 3，B = 2），能量利用系数 1.634 90 与温度不均匀系数 0.004 480 实现双优平衡——该组合在温度云图中显示高温区（>258℃）均匀扩散（图 7f），速度云图证实无低速死角（大于 0.4 m/s 区域占比 95%），相较于次优组合 260℃、8 m/s（A = 3，B = 1）能效提升 1.4% 且均匀性提高 0.057%。

5　试验验证与误差分析

为验证前文的仿真模拟的可靠性，搭建温度检测系统对干燥箱内部的温度进行测量，根据所得的温度数据，与仿真的结果进行对照，检验仿真模拟的准确性。

5.1　试验方案

温度检测系统采用 PT100 型铂电阻温度传感器（量程 −50～300℃，精度 ±0.1℃）作为感知单元，结合 Keysight 34972A 型数据采集器实现多通道同步采集（采样频率 1 Hz），并结合监控计算机建立实时温度监控系统，如图 9 所示，确保温度数据采集的同步性与准确性（系统整体误差在 ±0.15℃ 范围内）。

为保证测量分布全面,在干燥箱垂直方向划分上、中、下 3 个水平监测面(下层面位于距最底层样品架上方 10 mm,中层面处在工作室几何中心,上层面设置在距顶面高度为工作室总高的 1/10),每个平面按中心对称原则布置测点,共计 15 个温度监测位(编号 A ~ U),所有测点与工作室壁面距离均严格控制在边长的 1/10(160 mm),以规避壁面热传导对测量结果的干扰,如图 10 所示,但由于干燥箱工作时工作室内负载的影响,空间受限,故放弃测点 C、D、O、N 的布置。测试过程中,设定送风温度 60、160、260 共 3 组工况,待箱内温度稳定 30 min(温度波动度在 ±0.5℃范围内)后启动数据采集程序,以 1 min 为间隔连续记录 30 组温度数据(总时长 30 min)。试验环境温度维持在(25 ±1)℃,相对湿度控制在(50 ±5)%,最大限度减少环境扰动。



图 9 干燥箱实物图

Fig. 9 Physical diagram of drying oven

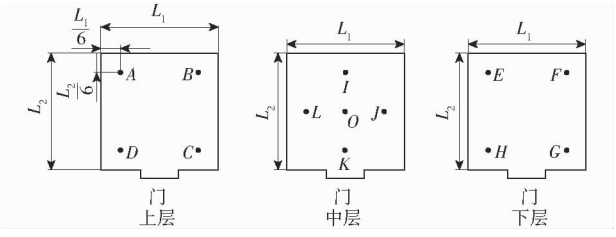


图 10 干燥箱内部测点布置示意图

Fig. 10 Schematic of layout of internal measurement points of drying oven

5.2 试验结果分析

当送风温度分别为 60、160、260℃时,干燥箱内部各测点温度的实测值与仿真值的对比如表 6 所示。结果显示,各工况下实测值与仿真值趋势高度一致。在 60℃工况中各测点的实测值与仿真值的平均偏差为 3.5℃,平均相对偏差为 6.07%;160℃工况的实测值与仿真值的平均偏差为 6.7℃,平均相对偏差为 4.72%;在 260℃工况中各测点的实测与仿真值的平均偏差和平均相对偏差分别为 8.1℃和 3.32%。整体偏差范围控制在 2.0 ~ 10.5℃之间,平均相对偏差为 4.57%,最大相对偏差不超过 7.08%,且低温工况(60℃)的偏差显著低于高温工况(260℃),这与热损失随温度升高而增大的物理规律吻合,而实测值普遍高于仿真值,其与传感器延迟特性相关,PT100 型铂电阻温度传感器在大于 200℃时响应时间增至 2.5 s(标称值 1.5 s),导致瞬态高温峰值被持续记录,而仿真输出为稳态解,且考虑到工厂设备设置温度在 60、160、260℃时,为保证箱体温度维持在设置温度,送风温度会略高于设置温度,因此,误差在合理范围内,由此验证了 CFD 仿真的准确性。

表 6 干燥箱内部温度的实测值与仿真值对比

Tab. 6 Comparison of measured and simulated values of internal temperature of drying oven ℃

测点	送风温度 60℃		送风温度 160℃		送风温度 260℃	
	试验值	仿真值	试验值	仿真值	试验值	仿真值
A	60.2	57.2	159.7	153.0	257.0	250.0
B	60.9	57.2	160.6	153.4	259.4	250.1
E	60.7	56.4	160.3	152.3	256.4	247.3
F	60.4	58.2	160.1	156.9	254.0	246.8
G	60.6	56.7	160.4	152.8	260.9	251.2
H	60.7	56.9	160.7	154.1	258.6	248.1
J	60.1	56.5	157.7	150.8	254.2	247.3
K	60.2	56.0	158.9	151.4	255.7	247.7
L	60.9	56.7	159.0	151.5	256.1	248.3
M	59.6	56.1	154.8	150.3	257.5	250.0
U	60.7	57.5	160.6	152.2	259.6	253.5

6 实载工况下干燥箱内部流场特性

为探究实载工况下干燥箱内部流场的真实特性,本研究建立了内置 3 层烘盘架的干燥箱模型,如图 11 所示。

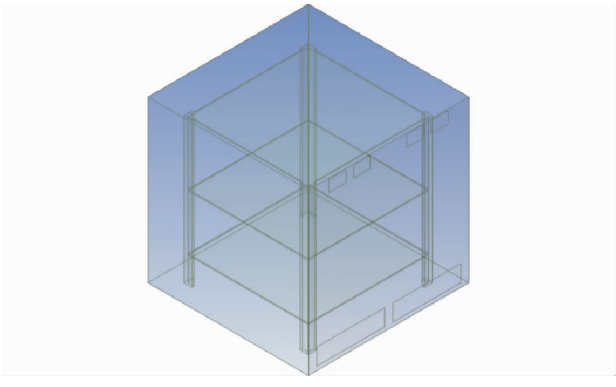


图 11 实载工况下干燥箱模型简化图

Fig. 11 Simplified model of drying chamber under actual load condition

在固定送风速度 10 m/s 条件下,分别对 60、160、260℃共 3 种送风温度工况进行仿真。不同送风温度下干燥箱内部流场区域在 X = 550 mm 截面的温度云图和速度云图分别如图 12、13 所示。同时选取在 Y 方向高度较烘盘高出 30 mm 的 3 个截面

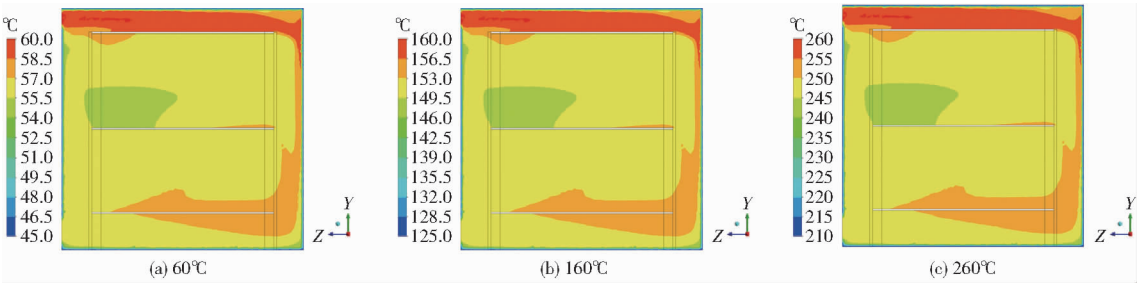


图 12　干燥箱在 $X=550$ mm 截面温度云图

Fig. 12　Temperature contour of drying chamber at $X=550$ mm cross section

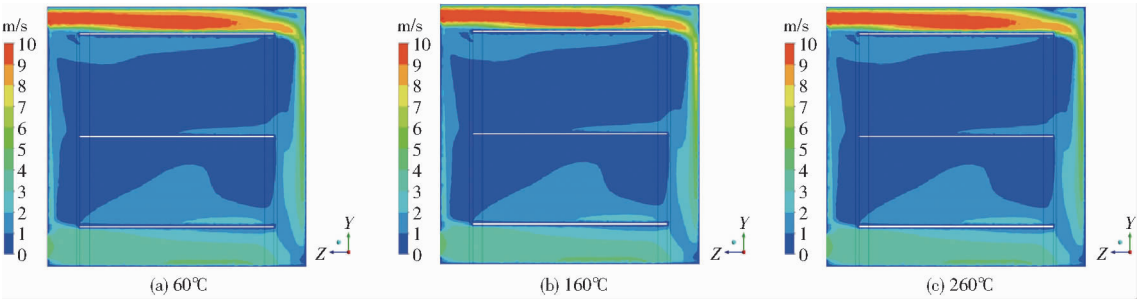


图 13　干燥箱在 $X=550$ mm 截面速度云图

Fig. 13　Speed contour of drying chamber at $X=550$ mm cross section

(H,M,L)作为监测面,每个监测面各设置 100 个监测点以记录干燥箱工作区监测点数据计算流场的平均温度与温度不均匀系数,分别如表 7、图 14 所示。

表 7　3 种送风方式在不同监测面的平均温度

Tab. 7　Average temperature of three air supply modes on different monitoring surfaces　　℃

送风温度监测面	送风温度/℃		
	60	160	260
H	57.20	153.48	251.09
M	57.27	153.63	250.22
L	56.70	152.31	249.01

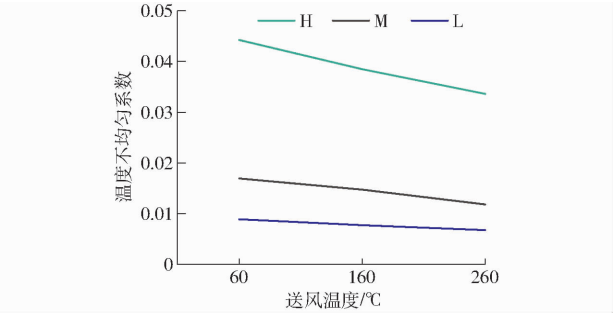


图 14　3 种送风方式在不同监测面的温度不均匀系数

Fig. 14　Temperature uniformity coefficient of three air supply modes on different monitoring surfaces

通过与前文的无负载干燥箱的温度云图与速度云图进行对比,可以清晰地观察到负载结构对箱内流场特性产生的显著影响。在不带负载工况下,干燥箱内流场呈现相对对称、均匀的温度与速度分布,气流在箱体内部形成基本对称的回流涡旋结构,低速区域较小。此时,由于内部空间空旷,热风能够自由流动,温度不均匀系数较低,温度分层现象不显著,速度场中各区域流速分布较集中。

带负载工况下,引入 3 层烘盘架后,干燥箱内部流场特性明显改变。温度云图显示,负载物体对热流产生挡流效应,上层、中层与下层排架后方出现局部高温滞留区,而排架间通道中温度略低,导致横向及垂直方向温度分布出现明显梯度。表 7 所示 3 种送风温度下,各监测面的平均温度虽与不带负载时接近,但温度不均匀系数明显增大,尤其在低温(60℃)工况下,温度分层尤为显著,最高层(H)与最低层(L)之差超过 0.5℃。速度云图则揭示,气流在负载排架附近形成绕流和回流区,排架空间后方出现速度死角,尤其在排架中下部,其流速降至 0.2 m/s 以下,导致该区域热滞留时间延长。

这种流场结构改变的根本原因在于负载结构对流道形状与流动阻力的重塑,烘盘架切断了热风的自由对流路径,不仅改变了流道形状,还在流场中形成多个狭窄通道,使局部压力分布更加复杂,低速区域更大,此外,排架对流速的削弱还加剧了温度分层现象。高温(260℃)条件下,增强的湍流有助于削弱温度分层、降低不均匀系数,并借助涡旋延长热风停留时间,从而在保证能量效率的同时部分抵消负载带来的不均匀效应。

7　结论

(1)通过对比侧送侧回与上送下回两种送风方式,发现侧送侧回在速度场与温度场均匀性方面具

有显著优势,有效减小了局部低温区并将工作区中心与边缘温差控制在较低水平,工程应用优势显著。

(2)通过正交试验发现,260℃高温工况下湍流效应增强,10 m/s 中速工况能量利用系数达到峰值,因此,最优参数组合(260℃、10 m/s)实现了能量利用系数与温度不均匀系数的双优平衡,高温区均匀扩散且无显著低速死角。

(3)通过仿真结果与实测对比发现,干燥箱内温度的平均相对误差为 4.57%,误差分布符合热损失随温度升高而增大的物理规律,由此证明了基于 CFD 所提出的干燥箱优化方案的可靠性与有效性。

(4)进一步研究实载工况,本文建立了包含 3 层烘盘架的实载干燥箱仿真模型,结果表明,负载条件会对干燥箱内部流场结构产生一定的影响,提高温度不均匀系数。但 260℃高温工况下增强的湍流效应有效削弱了温度分层,使不均匀系数有效降低,由此表明,该优化方案能有效削弱由负载引起的温度分层,提升整体均匀性。

参 考 文 献

[1] 刘欣雨,朱瑶,刘雅洁,等. 我国农产品加工业发展现状及对策[J]. 中国农业科技导报,2022,24(10):6 - 13.
LIU Xinyu, ZHU Yao, LIU Yajie, et al. Development status and countermeasures of agricultural products processing industry in China[J]. Journal of Agricultural Science and Technology,2022,24(10):6 - 13. (in Chinese)

[2] BIE Y,LI M,GUO Y X, et al. Experimental study on improving the drying uniformity in hot air cross-flow dryer[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science,2017,93(1):012001.

[3] ZHANG Z,WEI K. Experimental and numerical study of a passive thermal management system using flat heat pipes for lithium-ion batteries[J]. Applied Thermal Engineering,2019,166:114660.

[4] 牟国良,张学军,史增录,等. 红枣干燥设备的流场仿真研究[J]. 甘肃农业大学学报,2014,49(6):157 - 161,167.
MOU Guoliang, ZHANG Xuejun, SHI Zenglu, et al. A numerical simulation of drying equipment on jujube fruit[J]. Journal of Gansu Agricultural University,2014,49(6):157 - 161,167. (in Chinese)

[5] 叶颉,袁庆庆,林克涛,等. 机械化对农业绿色全要素生产率的影响研究——基于技术的双重路径效应[J]. 中国农机化学报,2025,46(6):280 - 290.
YE Jie, YUAN Qingqing, LIN Ketao, et al. Study on the impact of mechanization on agricultural green total factor productivity: dual path effect based on technology[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2025,46(6):280 - 290. (in Chinese)

[6] 王振文,吴敏,徐新民,等. 热泵烘房结构及参数优化仿真设计[J]. 农业机械学报,2020,51(增刊 1):464 - 475.
WANG Zhenwen, WU Min, XU Xinmin, et al. Optimal simulation design of structure and parameter in heat pump drying room [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2020,51(Supp. 1):464 - 475. (in Chinese)

[7] 龚中良,陈昌和,陶宇超,等. 油茶籽网带式干燥机的温度均匀性仿真研究[J]. 农机化研究,2021,43(6):42 - 46.
GONG Zhongliang, CHEN Changhe, TAO Yuchao, et al. Simulation study on temperature uniformity of camellia seed net dryer [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2021,43(6):42 - 46. (in Chinese)

[8] 杜林昕,黄亚宇,查蕾蕾,等. 基于 CFD 的密集式烤房气流均匀性研究[J]. 农业装备与车辆工程,2021,59(12):126 - 129.
DU Linxin, HUANG Yayu, ZHA Leilei, et al. Research on air flow uniformity of intensive barn based on CFD[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering,2021,59(12):126 - 129. (in Chinese)

[9] 陈忠加,赵宇轩,卢丰源,等. 蒸汽烫漂与热风干燥箱流场优化设计及仿真[J]. 农业工程学报,2024,40(6):60 - 71.
CHEN Zhongjia, ZHAO Yuxuan, LU Fengyuan, et al. Flow field optimized design and simulation of steam blanching and hot airdrying chamber[J]. Transactions of the CSAE,2024,40(6):60 - 71. (in Chinese)

[10] 牛新朝. -60℃低温速冻柜内流场及温度场模拟分析与实验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨商业大学,2015.
NIU Xinchao. The flow field and temperature field simulation analysis and experimental research inside -60℃ low temperature frozen cabinet[D]. Harbin:Harbin University of Commerce,2015. (in Chinese)

[11] 郭文斌,李瑶,黄长华,等. 基于 COMSOL 的干燥箱物理场分析与结构优化[J]. 中国农业科技导报,2022,24(10):90 - 98.
GUO Wenbin, LI Yao, HUANG Zhanghua, et al. Physical field analysis and structure optimization of solar hot air dryer based on COMSOL[J]. Journal of Agricultural Science and Technology, 2022,24(10):90 - 98. (in Chinese)

[12] 孙敏,卢丰源,赵宇轩,等. 送风参数对老化箱内部温湿度场的影响研究[J]. 工程设计学报,2024,31(3):357 - 367.
SUN Min, LU Fengyuan, ZHAO Yuxuan, et al. Study on influence of air supply parameters on temperature and humidity field inside aging chamber[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2024,31(3):357 - 367. (in Chinese)

[13] 李田,吴松波,张继业,等. 送风方式对高速列车通风和呼吸污染物扩散特性的影响[J]. 西南交通大学学报,2024,59(1):94 - 103.
LI Tian, WU Songbo, ZHANG Jiye, et al. Effects of air supply modes on ventilation and respiratory pollutant dispersion characteristics of high-speed trains[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2024, 59(1): 94 - 103. (in Chinese)

[14] 李毅华,邓家一,季家东,等. 高低温试验箱内温度场实验及数值研究[J]. 科学技术与工程,2021,21(6):2293 – 2299.
LI Yihua, DENG Jiayi, JI Jiadong, et al. Temperature field experiment and numerical study in high and low temperature test chamber[J]. Science Technology and Engineering,2021,21(6):2293 – 2299. (in Chinese)

[15] TAO Yu, YANG Mingzhi, QIAN Bosen, et al. Numerical and experimental study on ventilation panel models in a subway passenger compartment[J]. Engineering,2019,5(2):329 – 336.

[16] 张伟,严平. 热风干燥烘房气流速度场均匀性优化[J]. 轻工机械,2019,37(1):83 – 87.
ZHANG Wei, YAN Ping. Optimization of airflow velocity field uniformity in hot air drying kiln[J]. Light Industry Machinery, 2019,37(1):83 – 87. (in Chinese)

[17] 王得权,赵宇轩,袁湘月,等. 基于流场均匀性的大型复合材料固化炉设计仿真[J/OL]. 北京航空航天大学学报,https://doi.org/10.13700/j.bh.1001-5965.2024.0370.

[18] 卢丰源. 基于 CFD 汽车电子元件湿热老化试验箱温湿度场仿真研究[D]. 北京:北京林业大学,2023.
LU Fengyuan. Simulation research on temperature and humidity field of automotive electronic components wet heat aging test chamber based on CFD[D]. Beijing:Beijing Forestry University,2023. (in Chinese)

[19] 郭淼,曹雪,李越,等. 空间细胞培养装置设计与流体动力学仿真优化[J]. 仪器仪表学报,2023,44(10):60 – 70.
GUO Miao, CAO Xue, LI Yue, et al. Design of space cell culture device and optimization using fluid dynamics simulation [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument,2023,44(10):60 – 70. (in Chinese)

[20] 于春放,靖洪淼,张记涛,等. 不同雷诺数下 4:1 圆角矩形柱气动力特性及流场数值模拟研究[J]. 工程力学,2024,41(增刊 1):332 – 338.
YU Chunfang, JING Hongmiao, ZHANG Jitao, et al. Les study on aerodynamic characteristics and flow field of a 4:1 rectangular cylinder with different reynolds numbers[J]. Engineering Mechanics,2024,41(Supp.1):332 – 338. (in Chinese)

[21] 陈云霞,刘王佳. 考虑喷油润滑的附件机匣温度场分析[J]. 北京航空航天大学学报,2015,41(7):1171 – 1176.
CHEN Yunxia, LIU Wangjia. Accessory gearbox temperature field analysis considering fuel injection lubrication[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2015,41(7):1171 – 1176. (in Chinese)

[22] GUI X,LUO X,WANG X,et al. Computational fluid dynamic (CFD) investigation of thermal uniformity in a thermal cycling based calibration chamber for MEMS[J]. Heat and Mass Transfer,2015,51:1705 – 1715.

[23] 夏军勇,黎宇辉. 基于 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型的山楂片热风干燥数值模拟[J]. 包装与食品机械,2023,41(6):82 – 87.
XIA Junyong, LI Yuhui. Numerical simulation of hawthorn slice drying by hot air based on Realizable $k-\varepsilon$ turbulence model [J]. Packaging and Food Machinery,2023,41(6):82 – 87. (in Chinese)

[24] 雷雯雯. 汽车零部件烘房流场设计及仿真[D]. 北京:北京林业大学,2022.
LEI Wenwen. Flow field design and simulation of auto parts drying room[D]. Beijing:Beijing Forestry University,2022. (in Chinese)

[25] 陈清华,吴佳乐,李东生,等. 强制对流烘箱内温度场均匀性研究[J]. 科学技术与工程,2023,23(22):9509 – 9516.
CHEN Qinghua, WU Jiale, LI Dongsheng, et al. Uniformity of temperature field in forced convection oven[J]. Science Technology and Engineering,2023,23(22):9509 – 9516. (in Chinese)

[26] 李会知,侯孟言,邢金超. 单侧供热汽车烘干房气流组织数值模拟研究[J]. 山东农业大学学报(自然科学版),2021,52(1):84 – 90.
LI Huizhi, HOU Mengyan, XING Jinchao. Study on numerical simulation for airflow distribution in automotive baking room with a single side heating[J]. Journal of Shandong Agricultural University(Natural Science Edition),2021,52(1):84 – 90. (in Chinese)