

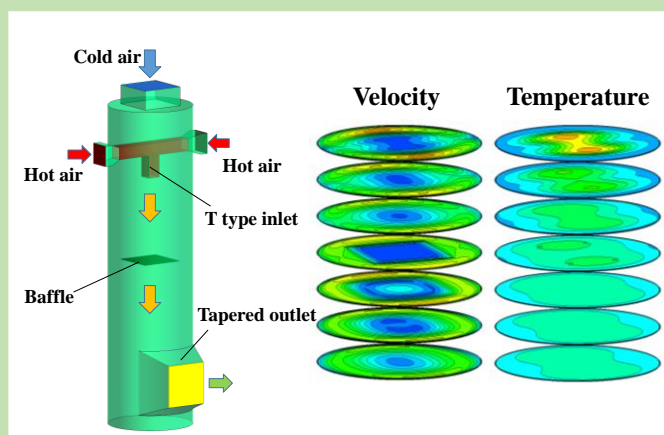
Numerical simulation of internal flow field and structure improvement of hot air mixer

Juan WANG^{1,2*}, Jun LI^{1,2}, Zhuwei GAO^{1,2}, Xingchen HE^{1,2}, Shuo ZOU^{1,2}, Jiayi WAN^{1,2}

1. State Key Laboratory of Heavy Oil Processing, China University of Petroleum, Beijing 102249, China

2. Beijing Key Laboratory of Process Fluid Filtration and Separation, Beijing 102249, China

Abstract: Hot air mixer is a kind of equipment used in heating and drying system for intermediate cooling treatment. The traditional structure of hot air mixer has the problem of uneven distribution of outlet air temperature in industrial application. For this reason, an improved structure of hot air mixer was proposed in this work. The uniformity of flow field and temperature field distribution in hot air mixer before and after improvement was numerically simulated by using standard $k-\varepsilon$ model. The results showed that, compared with the traditional structure, the symmetry of flow field distribution in the mixer with symmetrical



T double hot air inlet structure was better, and the uniformity of flow field was improved. The reverse flow was greatly improved by the tapered outlet design, and the heat transfer effect was enhanced by adding dispersive baffles. The above three structural improvements could effectively improve the temperature uniformity of the mixer outlet gas flow, reduce energy consumption and improve the thermal mixing efficiency, which had great reference value for the engineering design of the hot air mixer.

Key words: hot air mixer; numerical simulation; symmetrical T double inlet; tapered outlet; baffle; temperature uniformity

收稿: 2019-05-09, 修回: 2019-06-28, 网络发表: 2019-08-07, Received: 2019-05-09, Revised: 2019-06-28, Published online: 2019-08-07

基金项目: 中国石油化工股份有限公司资助项目(编号: 318016-6)

作者简介: 王娟(1977-), 女, 辽宁省丹东市人, 博士, 副教授, 化工过程机械专业, E-mail: wangjuan@cup.edu.cn.

引用格式: 王娟, 李军, 高助威, 等. 热风混合器内部流场的数值模拟与结构改进. 过程工程学报, 2020, 20(2): 148-157.

Wang J, Li J, Gao Z W, et al. Numerical simulation of internal flow field and structure improvement of hot air mixer (in Chinese).

Chin. J. Process Eng., 2020, 20(2): 148-157, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.219191.

热风混合器内部流场的数值模拟与结构改进

王娟^{1,2*}, 李军^{1,2}, 高助威^{1,2}, 何星辰^{1,2}, 邹 槲^{1,2}, 万加亿^{1,2}

1. 中国石油大学重质油国家重点实验室, 北京 102249

2. 过程流体过滤与分离技术北京市重点实验室, 北京 102249

摘 要: 对热风混合器进行了结构改进, 采用标准 $k-\epsilon$ 模型对改进前后热风混合器内部的流场和温度场分布进行了数值模拟。结果表明, 相比于传统结构, 对称 T 型双热风入口结构的混合器内部流场分布对称性较好, 气流均匀性提高, 渐缩型出口设计改善了回流问题, 加设分散挡板增强了换热效果。三方面的结构改进使混合器出口气流的温度均匀性有效改善, 减小了能量消耗, 提高了热混合效率。

关键词: 热风混合器; 数值模拟; 对称 T 型双入口; 渐缩型出口; 挡板; 温度均匀性

中图分类号: TK173

文献标识码: A

文章编号: 1009-606X(2020)02-0148-10

1 前言

热能工程领域存在一种供热干燥设备, 由燃烧炉、热风混合室、干燥室组成。热风混合室的一端与燃烧炉连通, 另一端与干燥室连通, 通过向干燥系统中输送一定温度的热风进行干燥。常用的燃烧炉装置输出的热风温度一般高达数百摄氏度, 过高的温度不利于物料, 特别是热敏性物料的干燥。因此燃烧炉装置输出的高温热风在进入干燥室前需通过热风混合器进行降温处理^[1]。目前对高温热风降温主要通过与冷风混合, 以获得较低的工作温度和设定工作压力的输出热风^[2], 而热风混合器出口气流的均匀性是评价热风混合器性能的重要指标, 不仅关系到整个系统的能耗, 且直接影响干燥效率和被干燥物料的品质^[3-5]。

根据应用场合、使用需求及被干燥物料性质, 现代干燥工业领域中出现了几种不同结构的热风混合装置。曾秀仪等^[1]针对某种热风混合室的结构内部存在气流死角, 易造成热风输送不畅的问题, 发明了一种冷风管与筒体相切的混合室结构, 但出口处气流稳定性较低; 陈沛波等^[2]发明了一种可调压式的热风混合室, 通过在冷风管上增设调压阀, 可根据实际生产需要调节冷风流量和流速, 从而获得所需温度的热风。陆誉文等^[6]发明了一种内部设有内切旋流及外切旋流混合器的混风加热装置, 通过增强内部气流扰动提高热混合效率; Khatchatourian 等^[7]建立了关于热风横流式干燥机节能性能的数学模型, 采用不同的控制方案模拟评估了干燥机温度分布的不均匀性及不同结构干燥器的性能; 别玉等^[8]发明了一种热风混合流立式干燥器, 通过对干燥器

内部布风板和物料托盘结构进行改造及对排湿模式和进出风向的操作控制, 可有效改善干燥不均匀问题。

近年来, 随着 CFD 软件在食品、农业机械设备等工程实际中的应用越来越广泛^[9], 科研人员开始用 CFD 软件对不同类型的干燥设备进行数值模拟, 得到了速度场、温度场、压力场的分布规律, 并进行了模型改进及结构优化^[10-17]。目前国内外对热风混合设备的研究不多且不深入, 现有的热风混合器(室)虽能基本满足干燥要求, 但实际应用中还存在气流温度和速度分布不均匀等问题^[18], 设计合理的混合器结构、提供均匀稳定的热气流是解决这些问题的关键。

针对上述问题, 本工作设计了一种冷热风错流直接混合的热风混合器, 并采用 Fluent 软件进行数值模拟, 对混合器内部的流场和温度场分布进行了分析, 提出了结构改进方案, 并通过模拟验证了结构改进的合理性, 使热风混合器出口气流的均匀性得到有效改善, 以期达到提高干燥效率和干燥产品的品质、降低能耗的目的。

2 几何模型的建立与网格划分

传统的热风混合器主要由冷风入口、热风入口、混合气体出口和筒体组成, 三维结构如图 1(a)所示, 结构示意图如图 1(b)所示。采用 Gambit 软件建立了热风混合器的几何模型并进行网格划分, 生成了六面体结构化网格, 网格数为 511420 个, 如图 1(c)所示。

燃烧炉中产生的高温烟气经由筒体侧壁热风入口进入混合器中, 与由筒体上部冷风入口进入的低温气体混合, 两者经过充分换热后由侧壁下部出口排出, 其中冷、热风入口及混合气体出口均为长方体结构, 热风进

口管呈 L 型伸入混合器中心部位。

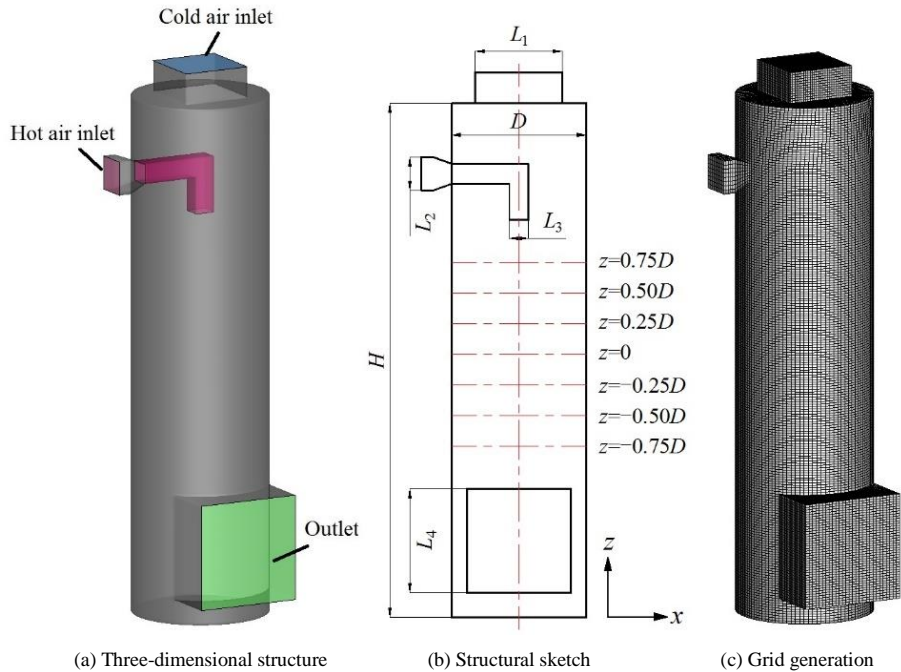


图 1 热风混合器结构及其网格划分
Fig.1 Structure and mesh of hot air mixer

3 计算模型

3.1 基本假设

为得到理想的流场,建立模型时作如下假设:(1) 混合器冷风入口及热风入口送入的气体均为理想状况下的不可压缩空气;(2) 忽略混合器内部热风入口管壁厚

对传热过程的影响;(3) 仅考虑对流换热过程,不计辐射换热过程的影响。

3.2 边界条件

入口边界取速度入口边界条件,出口边界取压力出口边界条件,固体壁面采用无滑移绝热壁面边界条件,具体的进出口参数设置见表 1。

表 1 热风混合器进出口参数
Table 1 Inlet and outlet parameters of hot air mixer

Parameter	Flow rate/(Nm ³ /h)	Velocity/(m/s)	Temperature/K	Pressure/Pa
Cold air inlet	233.8	0.852	150	2500
Hot air inlet	16.2	0.092	830	300
Outlet	250	—	—	−3000

3.3 湍流模型及计算方法

采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型,基本方程包括连续性方程、动量方程和 $k-\varepsilon$ 双方程等,其中标准 $k-\varepsilon$ 双方程由湍动能 k 方程和湍动能耗散率 ε 方程构成。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

动量守恒方程(N-S 方程):

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \tag{2}$$

湍动能 k 方程:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} - \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + p_k \rho \varepsilon \tag{3}$$

湍动能耗散率 ε 方程:

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} - \frac{\partial \rho \varepsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} p_k - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \tag{4}$$

其中，
$$p_k = \mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{5}$$

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t = \mu + \frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon} \tag{6}$$

式中， ρ 为流体密度(kg/m³)， t 为时间(s)， $u_i, x_i (i=1, 2, 3)$ 分别为坐标轴 x, y, z 方向上的速度分量(m/s)和坐标分量(m)， j 为三维求和下标， p 为压力(Pa)， μ_{eff} 为有效粘度(Pa·s)， μ_t 为湍流粘度(Pa·s)， μ 为层流粘度(Pa·s)，常数 $C_1=1.44$ ， $C_2=1.92$ ， $C_\mu=0.09$ ， $\sigma_k=1.0$ ， $\sigma_\varepsilon=1.3$ 。

控制方程采用有限容积方法离散，压力-速度耦合计算采用 SIMPLE 算法，动量、能量及湍流参量的求解采用二阶迎风格式(Second Order Upwind)。

3.4 物性参数

热风混合器热风入口及冷风入口的空气在不同温度下的各项物性参数如表 2 所示，假设对流传热过程中混合器的筒体壁面热物性值为常数。

表 2 不同温度下空气的物性参数

Table 2 Physical properties of air at different temperatures

Parameter	Cold air inlet	Hot air inlet
Temperature/K	423.15	1103.15
Density/(kg/m ³)	0.8345	0.3191
Heat capacity/[J/(kg·K)]	1015	1162
Thermal conductivity/[W/(m·K)]	3.565×10^{-2}	7.321×10^{-2}
Viscosity/(Pa·s)	3.51×10^{-5}	6.27×10^{-5}

4 结果与讨论

4.1 模型可靠性及网格无关性验证

由于缺乏完全相同结构的实验研究，为验证湍流模型及计算方法的可靠性，采用文献[18]中结构类似的干燥室结构进行模型验证，计算得到了干燥室内的气流速度分布，模拟结果与文献中实验数据的对比如图 2 所示。可看出模拟结果与实验数据变化趋势相同，相对误差较小，二者基本吻合，可以认为本工作的数值计算方法可靠。

为了减少网格数对模拟结果的影响，对网格进行无关性验证。选取热风混合器 $z=0$ 截面的气流速度分布表征网格数对气流运动的影响，分别采用 262636、511420 和 784976 个网格节点进行模拟，气流速度分布如图 3 所示。可看出不同网格数下，气流的混合运动速度变化趋势相同，但网格数为 262636 时，由于网格较稀疏，与另外两组网格的结果差距较大；网格加密至 511420 和 784976 后，网格数变化对速度的影响较小，结果较接近。考虑计算精度和时间经济性，采用网格数为

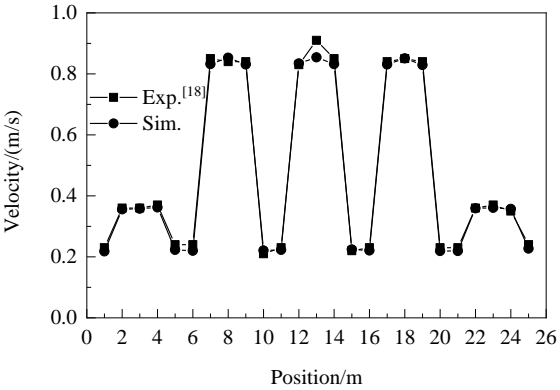


图 2 气流速度的模拟结果与实验数据[18]对比
Fig.2 Comparison of simulation results and experimental data[18] of airflow velocity

511420 的网格模型研究热风混合器内部的流场及温度场分布特性。

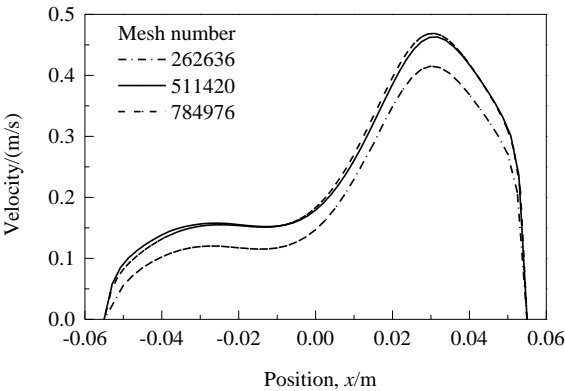


图 3 不同网格数下 $z=0$ 截面的气流速度分布
Fig.3 Distribution of airflow velocity at $z=0$ cross-section with different mesh numbers

4.2 传统结构模拟分析

图 4 为传统热风混合器内部不同截面的速度矢量分布。可以看出冷风流量较大，气流运动速度较大，在短时间内充满整个混合器并快速到达出口。热风经由 L 型进口管到达混合器内部前，冷风能快速对混合器内部预热，使混合器内部气体温度不会过低，减小冷热气体之间的传热温差，缩短两股气流的换热时间，提高效率，同时保护壁面材料不会因温度变化过快而受到破坏。

由图 4(a)的局部放大图可看出，混合后的气流在出口顶部出现了回流，这是由于传统混合器出口处的负压使气体自上而下流动，到达出口管时发生偏转，但直管道不符合气体流动中心流线的变化规律，使气流偏转后在出口上部出现少量气体回流，影响出口截面气流分布的均匀性。回流易造成出口气流温度及速度分布不均匀

程度增大,如果回流一直存在且不能消除,会影响干燥设备长期运行的效率及干燥品质。由图 4(b)可以看到,冷风气流进入混合器时,由于热风进口管道的阻挡,气流转向另一侧向下运动,速度场分布不对称,导致热风混合器远离热空气入口一侧的筒壁因气流速度较大出现冲刷磨损,而气流速度场分布的不对称性会影响混合器内部气流温度分布的均匀性,从而造成筒壁及保温材料层不同位置处的热疲劳程度不同,给替换保温层材料的设备维修工作带来不便。

综上所述,传统的热风混合器结构不合理,导致其出口气流的速度和温度均匀性不能满足需求,无法为干燥设备提供均匀稳定的热气流,因而需要对该结构进行改进。

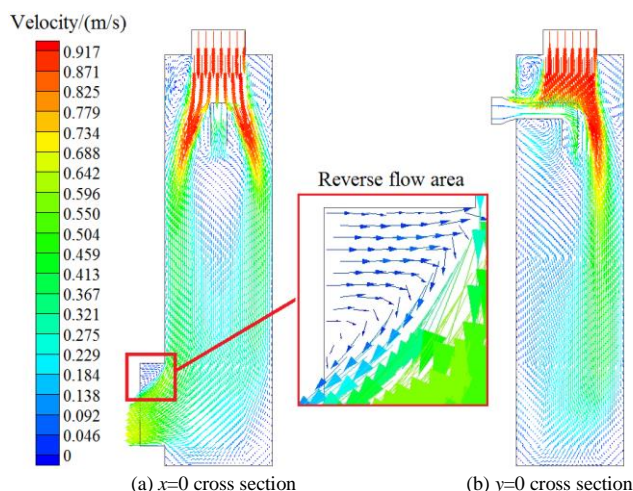


图4 热风混合器传统结构的气流速度矢量分布

Fig.4 Velocity vector distribution of airflow of traditional structure with hot air mixer

4.3 改进结构的模拟

4.3.1 结构的改进设计

基于对传统热风混合器的结果分析,进行以下几个方向的结构改进^[19-23]: (1) 在传统结构的基础上,考虑冷风气流的流动阻力,增设一个热风入口,与现有的单入口形成对称分布,即 L 型单入口变为 T 型双入口,如图 5(a)所示; (2) 将现有出口改为更加符合流体流线变化规律的渐缩型出口,如图 5(b)所示,以消除出口回流,进而改善气流流动的不稳定性; (3) 在热风入口下方安装分散挡板,通过控制流体流通的截面积,增大气体流动的湍流强度,加快冷热气流的热量交换过程,如图 5(c)所示。改进后的热风混合器结构如图 5(d)所示。

4.3.2 改进结果分析

图 6 为改进结构内部不同截面的速度矢量分布。由

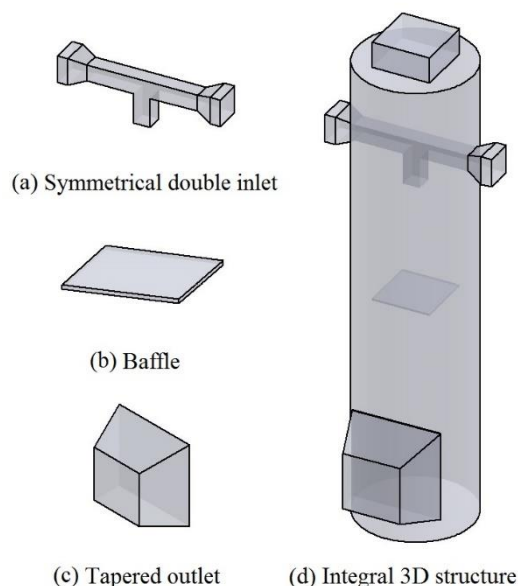


图5 改进后的热风混合器三维结构

Fig.5 3D structure of optimized hot air mixer

图 6(a)可以看出,气流在靠近出口处流动发生偏转,近壁区域流速较低,中心区域流速较高,气流流动轨迹与出口结构型式接近,未出现大面积的气体回流,表明渐缩型的出口管结构符合气体流出时流线的变化规律,回流问题基本解决。此外,与传统结构相比,渐缩型出口管道管径逐渐减小,气流在流出过程中流动更集中,有助于改善出口截面气体分布的均匀性。

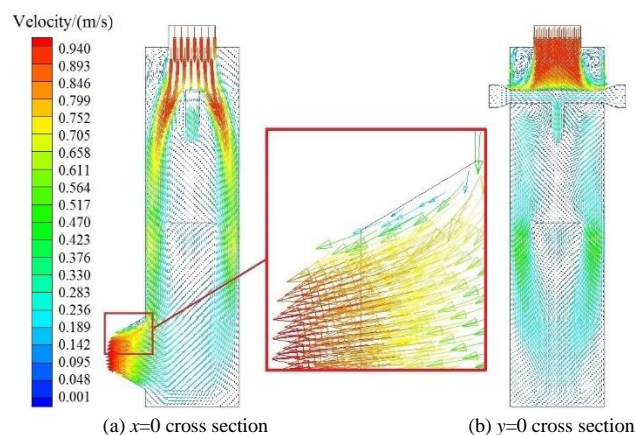


图6 改进结构的气流速度矢量分布

Fig.6 Velocity vector distribution of airflow of optimized structure

由图 6(b)可知,改进后的热风混合器热风入口采用 T 型双入口结构,相比传统结构下的远离热风入口一侧气量分布多、气流速度大的特点,改进后的结构重新调整了热风的气量分布及冷空气的流动路线,避免出现气

流分布不均的现象, 最终混合器内部的流场呈对称性分布。

热风混合器出口气流的速度及温度分布均匀性是评价热风混合器性能的重要指标。图7和8分别为热风混合器传统结构与改进结构出口截面的速度与温度分布云图。

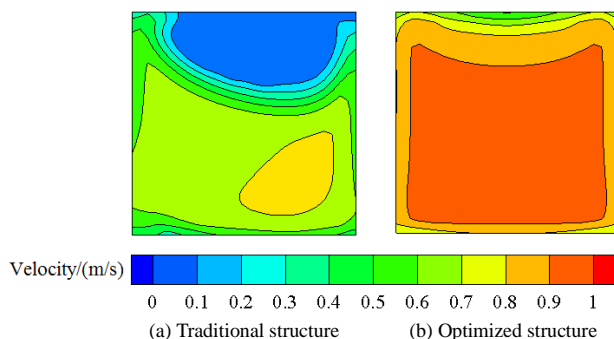


图7 出口截面气流速度分布云图对比

Fig.7 Comparison of velocity distribution contour of airflow at the outlet section

可以看出, 传统结构的热风混合器出口截面由于出口顶部存在大面积的气体回流区域, 速度及温度明显低于出口截面其它区域, 而L型热风入口结构引起的气流分布不均造成出口截面气流速度及温度分布具有明显

的不对称性, 最终导致出口气流的均匀性严重降低。

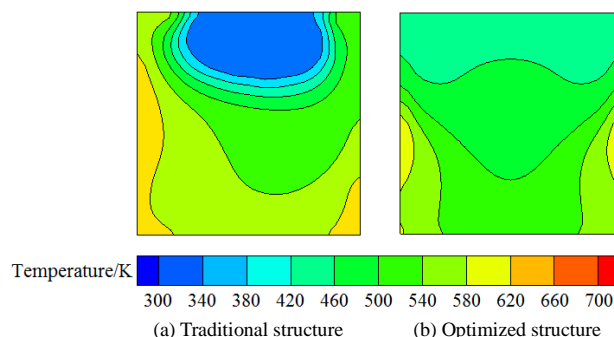


图8 出口截面温度分布云图对比

Fig.8 Comparison of temperature distribution contour at the outlet section

对比传统结构与改进结构的出口截面速度与温度分布, 可知改进后的热风混合器结构基本消除了气体回流区域, 改善了混合器内部气流分布的均匀性, 提高出口气流的速度及温度分布的均匀性; 传统结构的混合器出口截面的平均温度约为 408 K, 而改进后的混合器出口截面平均温度提高至 441 K, 改进结构的混合器换热效果有效增强。此外, 气流在流过渐缩型出口时由于流通面积减小, 流速逐渐增大, 缩短了后续干燥的时间, 从而提高了设备的干燥效率。

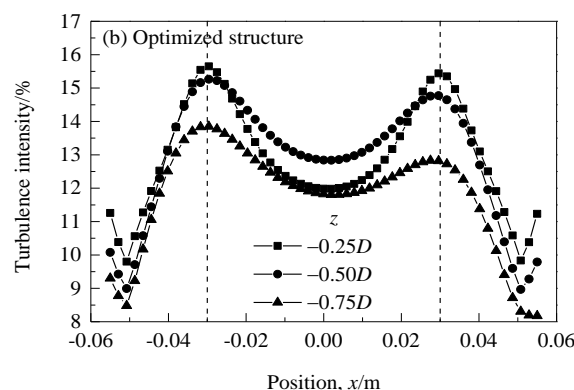
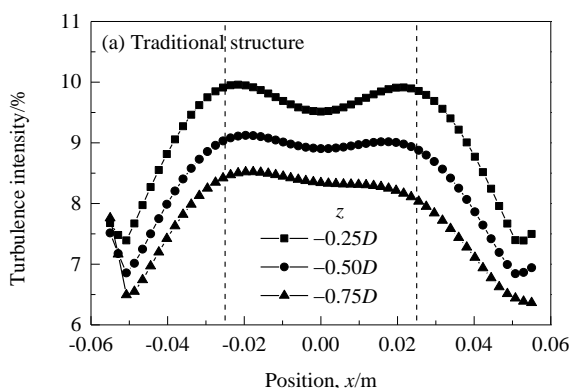


图9 不同高度处气流的湍流强度对比

Fig.9 Comparison of turbulence intensity of airflow at different heights

为了增大气体流动的扰动程度, 加快气体混合时的热量交换, 在混合器内部安装了方形的分散挡板, 图9为未安装及安装挡板后不同高度处的湍流强度。可以看出, 未安装挡板的传统热风混合器中心区域气流的湍流强度较大, 且中心区域的半径约为 0.025 m, 而外侧区域气流的湍流强度随半径增大先减小后增大; 安装挡板的优化结构内部气流的湍流强度分布类似, 但中心区域

半径增大, 约为 0.030 m。未安装挡板时, 混合器内气流的湍流强度随高度下降逐渐减小, 最大湍流强度约为 10%; 而安装挡板结构后随高度下降, 气流的湍流强度变化趋势不明显, 湍流强度基本保持在 8% 以上, 且混合器内超过 70% 的区域气流的湍流强度为 12%~16%, 比未安装挡板时有很大提高。此外, 混合器内部气流速度较低, 计算的安装分散挡板前后混合器的进出口压降

均保持在 10 Pa 以下,对热风混合器综合性能的影响较小。安装分散挡板减小了混合器内部气体流通的截面积,因此气体在流经分散挡板后流速突然增大,气流扰动程度增强,且气流由中心区域分散至两侧区域,气流扰动强烈的区域范围扩大,增大了气体流动区域的湍流强度,加快了冷热气体间的混合换热,提高了换热效率。

4.4 流场分布均匀性对比

图 10 为热风混合器传统结构与改进结构靠近出口区域不同高度截面上沿 x 方向的速度分布。由图 10(a)可以看出,传统结构各截面上的气流速度沿 x 方向先增

大后减小,靠近混合器中心轴线附近增大趋势逐渐平缓,在远离热风入口一侧距中心轴线 0.030 m 处速度达到最大值 0.44 m/s,且不同高度截面的速度分布趋势基本相同,但混合器中心轴线两侧的速度分布具有明显的不对称性。图 10(b)中改进后的热风混合器各截面上的速度基本呈轴对称分布,各高度截面上的速度波动程度较大,这是由于 T 型热风入口及安装挡板后,气流运动受挡板影响而变得复杂,造成速度分布波动较大。随高度下降,截面上的速度分布波动性逐渐降低,速度变化逐渐趋于平缓,表明气流速度分布均匀性增强。

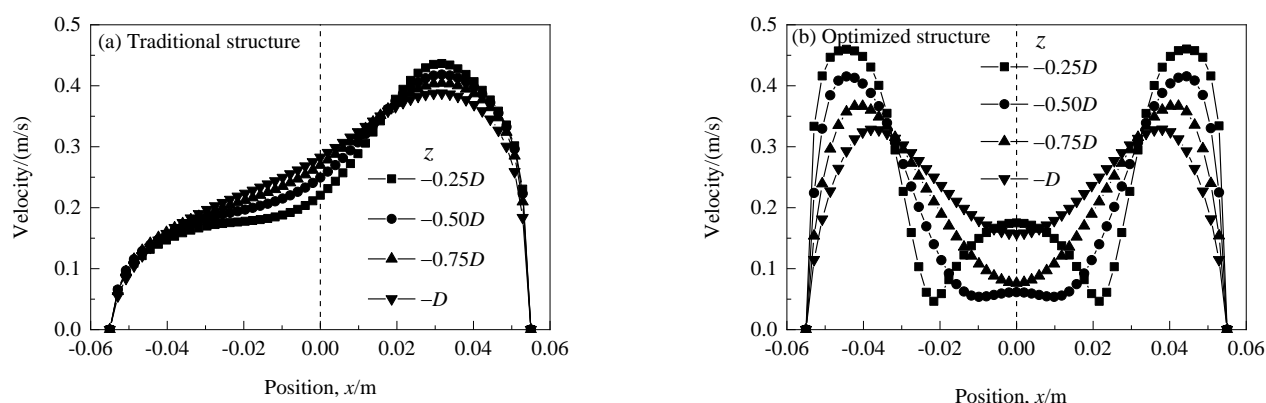


图 10 不同高度处的气流速度分布
Fig.10 Velocity distribution of airflow at different heights

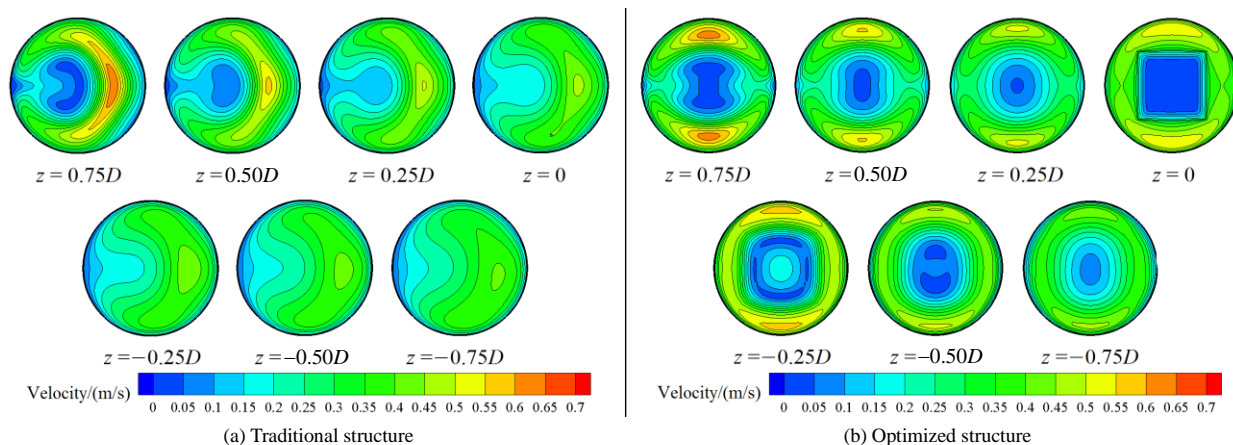


图 11 不同高度截面的气流速度分布云图
Fig.11 Velocity distribution contour of airflow on cross sections at different heights

通过对比热风混合器不同高度截面上的气流速度分布,分析传统结构与改进结构的混合器内部速度场分布均匀性的差异。热风混合器传统结构及改进结构其高度 $z=0.75D, 0.5D, 0.25D, 0, -0.25D, -0.5D, -0.75D$ 截面上的速度分布如图 11 所示。由图 11(a)可以看出,传统的热风混合器内部不同高度处的速度分布对称性较差,混合器上部区域速度分布梯度较大,随气流向混合器下

部空间运动,速度分布的对称性有所改善,分布梯度逐渐减小,速度分布的均匀性越来越好。主要原因是单热风入口结构的非轴对称造成了混合器内部空间气相流场分布的非轴对称,上部空间气流由于靠近冷热风进口,速度分布梯度较大;而随气流混合后逐渐向下运动,能量交换减小了速度分布梯度,但流场分布非轴对称性一直存在。由图 11(b)可知,改进结构后的热风混合器各

高度截面处的速度均呈良好的对称性分布,这是因为改进后的T型双热风入口结构具有轴对称性,调整了气流的运动,内部空间的气相流场呈对称性分布。混合器中心区域内的速度较低,原因在于 $z=0$ 截面安装的分散挡板阻碍了气流的运动发展,但外部环形空间的速度分布均匀性提高,且越靠近出口处,外部环形空间的区域逐渐增大。

4.5 温度场分布均匀性对比

气流速度分布直接影响混合器内气流温度的分布。传统结构与改进结构不同高度截面沿 x 方向上气流温度的分布如图12所示,可以看到,传统结构不同高度处的气体温度均呈单峰非轴对称分布,温度为425~460 K,各截面沿 x 方向温度变化较快,最大温度位于 $x=0.01$ m附近;改进结构后不同高度处的气体温度均呈单峰轴对称分布,温度为430~445 K,最大温度位于 $x=0$ 处,且沿 x 方向温度变化速率减慢,温度分布均匀程度有很大提高。

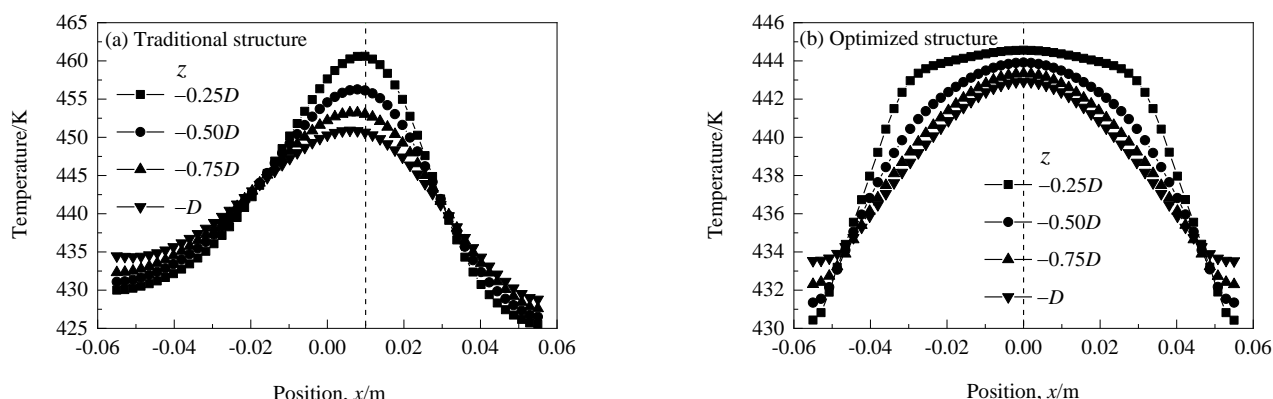


图12 不同高度处的气流温度分布

Fig.12 Temperature distribution of airflow at different heights

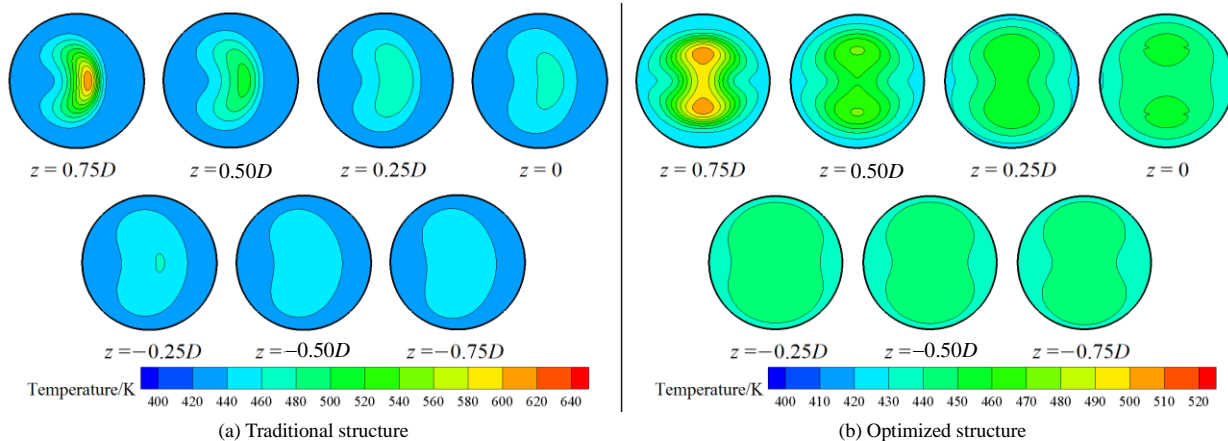


图13 不同高度截面的气流温度分布云图

Fig.13 Temperature distribution contour of airflow on cross sections at different heights

通过对比热风混合器不同高度截面上的温度分布,分析传统结构与改进结构的混合器内部温度分布均匀性差异。图13为不同高度截面上的温度场分布云图。由图13(a)可以看出,随截面高度下降,热风混合器内部气体的温差逐渐减小,靠近出口处的 $z=-0.75D$ 截面整体区域及气流主要流通的中心区域内温度分布梯度较大,且由于温度场的分布受速度场分布直接影响,传统结构的热风混合器内部温度场同样呈非轴对称分布,均

匀性较差。由图13(b)可知,在 $z=-0.75D$ 截面处,整体区域内及气流主要流通的中心区域内温差大幅减小,不同高度截面上的气流温度均呈良好的轴对称分布,表明改进后的热风混合器结构内部温度分布的均匀性得到很大改善。

5 结论

针对热风混合器出口气流分布不均的问题,从速度

场和温度场两方面分析了热风混合器内部的流场分布特点,并对传统结构进行了改进,对比分析了传统结构与改进结构的流场分布均匀性,得到如下结论:

(1) 传统的L型热风入口结构使热风混合器内部的速度场及温度场分布对称性较差,出口处出现较大的回流区域,出口气流的均匀性不能满足需求。

(2) T型双入口结构的热风混合器调整了热风的气量分布及冷空气的流动路线,内部速度场和温度场分布轴对称性较好。渐缩型的出口管结构符合气体流出时流线的变化规律,基本消除了回流区域。改进后的结构改善了出口气流的分布均匀性,提高了出口气流的平均温度,增强了混合器的换热性能。

(3) 未安装挡板时,混合器内气流的湍流强度最大约为10%,挡板使混合器内超过70%的区域内气流的湍流强度为12%~16%。分散挡板结构减小了气流流通的截面积,增大了气流的湍流强度,提高了热风混合器气流的热混合效率。

(4) 传统结构热风混合器内部不同高度的气流速度及温度分布均匀性较差,同一高度截面存在较大分布梯度;改进结构不同高度处的气流速度及温度场分布具有轴对称性,分布梯度减小。

参考文献

- [1] 广州市威士环保科技有限公司. 一种热风混合室: CN201720712761.9 [P]. 2017-12-29.
Guangzhou Weishi Environmental Protection Technology Co., Ltd. A hot air mixing room: CN201720712761.9 [P]. 2017-12-29.
- [2] 深圳市泽源能源股份有限公司. 调压式热风混合室: CN201721825901.X [P]. 2018-08-28.
Shenzhen Zeyuan Energy Co., Ltd. Pressure-regulated hot air mixing chamber: CN201721825901.X [P]. 2018-08-28.
- [3] Xiao H W, Gao Z J, Hai L, et al. Air impingement drying characteristics and quality of carrot cubes [J]. Journal of Food Process Engineering, 2010, 33(5): 899-918.
- [4] 高振江. 气体射流冲击颗粒物料干燥机理与参数试验研究 [D]. 北京: 中国农业大学, 2000: 1-7.
Gao Z J. Experimental study on drying mechanism and parameters of particulate matter impinged by gas jet [D]. Beijing: China Agricultural University, 2000: 1-7.
- [5] 王丽红, 高振江, 肖红伟, 等. 圣女果的气体射流冲击干燥动力学 [J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2011, 32(5): 540-544.
Wang L H, Gao Z J, Xiao H W, et al. Gas jet impingement drying kinetics of cherry tomato [J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2011, 32(5): 540-544.
- [6] 扬州市恒通环保科技有限公司. 一种混风加热装置: CN201620696973.8 [P]. 2017-02-22.
Yangzhou Hengtong Environmental Protection Technology Co., Ltd. A mixing heating device: CN201620696973.8 [P]. 2017-02-22.
- [7] Khatchatourian O A, Vielmo H A, Bortolaia L A. Modelling and simulation of cross flow grain dryers [J]. Biosystems Engineering, 2013, 116(4): 335-345.
- [8] 昆明理工大学. 一种热风混合流立式干燥器: CN201620053085.4 [P]. 2016-08-24.
Kunming University of Technology. A hot air mixing flow vertical dryer: CN201620053085.4 [P]. 2016-08-24.
- [9] 王健, 董继先, 王栋, 等. 果蔬干燥箱气流分配室的数值模拟与结构优化 [J]. 陕西科技大学学报, 2019, 37(1): 128-134.
Wang J, Dong J X, Wang D, et al. Numerical simulation and structure optimization of air distribution chamber in fruit and vegetable drying box [J]. Journal of Shaanxi University of Science and Technology, 2019, 37(1): 128-134.
- [10] 田松涛, 高振江. 基于 Fluent 的气体射流冲击烤箱气流分配室改进设计 [J]. 现代食品科技, 2009, 25(6): 612-616.
Tian S T, Gao Z J. Improved design of air distribution chamber of fluent-based gas jet impingement oven [J]. Modern Food Science and Technology, 2009, 25(6): 612-616.
- [11] 代建武, 肖红伟, 白竣文, 等. 气体射流冲击干燥机气流分配室流场模拟与结构优化 [J]. 农业工程学报, 2013, 29(3): 69-76.
Dai J W, Xiao H W, Bai J W, et al. Flow field simulation and structure optimization of air distribution chamber of gas jet impingement dryer [J]. Journal of Agricultural Engineering, 2013, 29(3): 69-76.
- [12] 董继先, 王文茹. 果蔬干燥设备的数值分析与设计 [J]. 食品工业, 2017, 38(3): 183-185.
Dong J X, Wang W R. Numerical analysis and design of fruit and vegetable drying equipment [J]. Food Industry, 2017, 38(3): 183-185.
- [13] 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 W, Yan P. Uniformity optimization of airflow velocity field in hot air drying oven [J]. Light Industry Machinery, 2019, 37(1): 83-87.
- [14] 杨先亮, 郜坤, 戎瑞, 等. 谷物干燥塔内气流组织模拟及结构优化 [J]. 科学技术与工程, 2018, 18(33): 19-29.
Yang X L, Gao K, Rong R, et al. Simulation and structure optimization of airflow in grain drying tower [J]. Science and Technology and Engineering, 2018, 18(33): 19-29.
- [15] 于洋, 李若兰, 夏治新, 等. 热风式枸杞烘干机烘干室结构优化及流场分析 [J]. 农机化研究, 2019, 41(9): 214-221.
Yu Y, Li R L, Xia Z X, et al. Structural optimization and flow field analysis of drying chamber of hot-air matrimony vine dryer [J]. Agricultural Mechanization Research, 2019, 41(9): 214-221.
- [16] 梁航. 合成革烘箱内循环风入口方向对温度场的影响分析 [J]. 化学工程与装备, 2017, 46(12): 221-224, 230.
Liang H. Analysis of the influence of the inlet direction of circulating air in synthetic leather oven on temperature field [J]. Chemical Engineering and Equipment, 2017, 46(12): 221-224, 230.
- [17] 秦卫伟, 胡传波, 文怀兴, 等. 旋转闪蒸干燥设备结构设计及流场分析 [J]. 食品工业, 2018, 39(3): 220-226.
Qin W W, Hu C B, Wen H X, et al. Structural design and flow field analysis of rotary flash drying equipment [J]. Food Industry, 2018, 39(3): 220-226.
- [18] 王少丹, 钱珊珠, 田伟娜, 等. 紫花苜蓿太阳能干燥箱的设计及模拟 [J]. 农机化研究, 2018, 40(11): 246-250, 256.
Wang S D, Qian S Z, Tian W N, et al. Design and simulation of solar drying box for alfalfa [J]. Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(11): 246-250, 256.

- [19] 佛山赛因迪环保科技有限公司. 一种防冲壁对称式双入口吸收塔: CN201721294936.5 [P]. 2018-04-24.
Foshan SEINDI Environmental Protection Technology Co., Ltd. A symmetrical double-entrance absorption tower with anti-scour wall: CN201721294936.5 [P]. 2018-04-24.
- [20] 王端, 李志鹏, 高正明, 等. T 型撞击流混合器内流动特性的 PIV 研究 [J]. 过程工程学报, 2010, 10(4): 638-643.
Wang D, Li Z P, Gao Z M, et al. PIV study of flow characteristics in T-type impinging stream mixer [J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2010, 10(4): 638-643.
- [21] 钟建平. 回流燃烧室排气弯管造型与结构设计 [C]//中国航空学会动力专业分会燃烧与传热传质专业委员会 2000 年学术年会论文集. 2000: 248-251, 255.
Zhong J P. Modeling and structural design of exhaust elbow of reflux combustor [C]//Papers of the 2000 Annual Meeting of the Committee on Combustion, Heat and Mass Transfer, Power Branch of China Aviation Society. 2000: 248-251, 255.
- [22] 四川农业大学. 一种扰流式气流均匀分配室: CN201621327785.4 [P]. 2017-08-18.
Sichuan Agricultural University. A spoiler air distribution room: CN201621327785.4 [P]. 2017-08-18.
- [23] 中国科学院工程热物理研究所. 一种具有射流冲击作用的扰流挡板强化传热装置: CN200810112427.5 [P]. 2009-11-25.
Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences. A heat transfer enhancement device with spoiler baffle with jet impingement: CN200810112427.5 [P]. 2009-11-25.