

基于康达效应的热缩烘箱流场分析及结构优化

李彦锋¹, 薛志成¹, 武吉梅², 陈彦², 武秋敏²

(1. 陕西西北人印刷机械有限责任公司, 渭南 714000; 2. 西安理工大学, 西安 710048)

摘要: **目的** 对壁纸包装机烘箱进行建模与分析, 优化烘箱结构。**方法** 基于流体力学, 建立热收缩烘箱的能量方程和运动学方程。通过数值计算得到烘箱流场分布及仿真云图, 进而研究烘箱喷嘴、底面、回风口的流场分布及对热缩性能的影响。基于计算结果, 进行回风口尺寸和结构的改进与优化, 对多种拟定的改进结构进行分析计算, 提取计算数据并对比确定相对最优模型。**结果** 将确定的最优改进模型加入烘箱中进行整体模拟计算, 提取优化后的计算数据, 完成结构优化设计。**结论** 优化后的壁纸包装机烘箱结构在一定程度上改进了原结构中存在的不足, 能够较好地满足壁纸包装工程中的工艺需要。

关键词: 烘箱; 流场; FLUENT

中图分类号: TB486⁺.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)03-0083-06

Analysis and Structural Improvement of Flow Field of Heat-shrinkable Oven

LI Yan-feng¹, XUE Zhi-cheng¹, WU Ji-mei², CHEN Yan², WU Qiu-min²

(1. Shaanxi Beiren Printing Machinery Co., Ltd., Weinan 714000, China;

2. Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

ABSTRACT: The work aims to build a model of the oven of wall-paper packaging machine and analyze it, so as to optimize its structure. Based on the fluid mechanics, the energy equation and kinematics equation of the heat-shrinkable oven were established. Through numerical calculation, the oven flow field distribution and simulation cloud chart were obtained. And then the flow field distribution of oven nozzle, bottom surface and return air inlet as well as its effects on heat shrinkage were researched. According to calculation results, the size and structure of return air inlet were improved and optimized, a variety of proposed improved structures were analyzed and calculated, and the relatively optimal model was determined by extracting and comparing the calculation results. Finally, the optimal improved model was applied to the oven for integral simulation and calculation. The optimized calculation data were extracted to complete the optimal structural design. In conclusion, the oven structure of the improved wall-paper packaging machine to some extent has improved the deficiencies in the original structure, which can better meet the process requirements in wall-paper packaging engineering.

KEY WORDS: oven; flow field; FLUENT

壁纸生产线生产出的壁纸在线被分切为若干小卷后, 各小卷需进行薄膜加热收缩的后道包装。加热收缩包装是一个复杂的热作用过程。王新坤^[1]等研究了热收缩烘箱结构及其热风系统参数对热收缩质量的影响, 提出了用三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程、RNGk- ϵ 紊流模型和 SIMPLEC 算法对多孔管内部流场进行数值模拟的方法。黄清明等研究了热风系统参数对系统热量消耗的影响^[2-3]。一直以来, 国内外学

者都在不断寻求高效率、低能耗、短周期的热收缩方式。徐梅林^[3]分析了软包装材料热粘性与包装生产效率之间的关系, 并给出了几种材料热粘性和热封强度的比较数据。匡琦^[4]提出了一个描述热处理炉三维非线性温度场的有限元模型, 通过综合考虑辐射、材料热物性参数和边界条件等复杂因素来模拟温度场。目前, 用于壁纸包装的烘箱主要有横进料和竖进料, 国内对纵进料式烘箱有一定的研究, 对横进料式烘箱的

收稿日期: 2016-02-25

基金项目: 国家自然科学基金 (11272253); 陕西省自然科学基金 (2014JM7290)

作者简介: 李彦锋 (1973—), 男, 硕士, 高级工程师, 主要研究方向为印刷装备、印刷企业管理。

通讯作者: 武吉梅 (1963—), 女, 博士, 西安理工大学教授、博导, 主要研究方向为印刷包装结构设计及机械结构动力学。

研究还较少^[4-10]。

该课题主要研究一种新型的横进料式壁纸包装机热收缩烘箱的系统性能,利用空气动力学及流体力学相关理论和流体力学计算方法对热收缩烘箱进行建模和仿真分析,并对仿真分析结果中烘箱存在的不足进行改进,经计算分析验证,改进后的烘箱结构其热效率更高,能够满足壁纸包装工程中的工艺需求。

1 热收缩烘箱数学模型

1.1 热空气运动学模型

热收缩烘箱结构见图1,在对热收缩烘箱的流场进行分析时,先取烘箱流场中的一个微元体作为分析的控制体,得到微元体的流动情况后通过积分的方式即可得到整个热收缩烘箱中流场的流动情况。根据流体力学知识可知,在单位时间内,所取控制体内部流体质量的减少量等于在控制面上流出的流体质量^[11]。

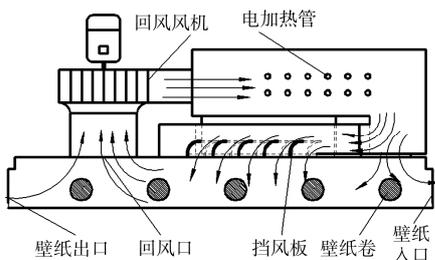


图1 热收缩烘箱及流场

Fig.1 Heat-shrinkable oven and flow field

微元体见图2,其中 dx, dy, dz 分别为所取微控制体 dV 单边的长度,以 x 方向的控制面为例, $\rho u dy dz$ 为从 A_1 流入流场的流体质量通量; $(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx) dy dz$ 为从 A_2 流出流场的流体的质量通量; u, v, w 分别为流速在 x, y, z 3 个方向上的分量; ρ 为流体密度; A_1 为流体流入微元体的微元左表面; A_2 为流体流出微元体的微元右表面。

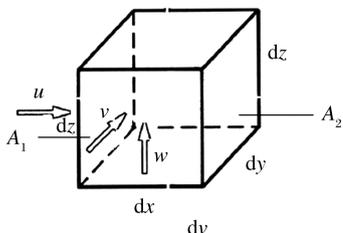


图2 微元体

Fig.2 Micro-element body

同理,在 y 方向 $\rho v dx dz$ 为流进流场的流体的质量通量; $(\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy) dx dz$ 为流出流场的流体的质量通量。在 z 方向, $\rho w dx dy$ 为流进流场的流体的质量

通量; $(\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} dz) dx dy$ 为流出流场的流体的质量通量。由质量守恒定理可以得到整个流场的流体流动质量通量为:

$$\frac{\partial(\rho dx dy dz)}{\partial t} = \left[\rho u - \left(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right) \right] dy dz + \left[\rho v - \left(\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy \right) \right] dx dz + \left[\rho w - \left(\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} dz \right) \right] dx dy \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

设整个热收缩烘箱中的流动状态是稳态的,即定常流动流体,则有 $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$, 从而可以得出:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

式(3)即为得出的热收缩烘箱的运动方程。

1.2 热空气能量模型

分析烘箱内流场的主要目的是分析其烘箱内部的温度场均匀性,即分析热空气在收缩烘箱中的能量变化,通过建立能量守恒方程即可分析计算烘箱的温度场变化^[3-4]。

$$E = \rho \cdot e dx dy dz + \frac{1}{2} \rho v_a^2 dx dy dz \quad (4)$$

式中: E 为能量; e 为微元体内能系数; v_a 为整体流速。

控制微元体单位时间能量变化率为:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) dx dy dz \right] = \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) \right] dx dy dz \quad (5)$$

取3个坐标方向中的其中一个进行分析,以 x 方向为例, $\frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) u \right] dx$ 为控制微元体内能量变化, $E_x = \rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) \cdot u$ 为 $dy dz$ 面控制能量,则在单面的输出能量表达式为:

$$E_{x, dx} = \rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) \cdot u + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) u \right] dx \quad (6)$$

从而可得到:

$$dE_x = (E_x - E_{x, dx}) dy dz = \left\{ \rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) \cdot u - \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) \cdot u + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) u \right] dx \right] \right\} dy dz = - \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) u \right] dx dy dz \quad (7)$$

同理可得:

$$dE_y = (E_y - E_{y,dy}) dx dz = -\frac{\partial}{\partial y} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) v \right] dx dy dz \quad (8)$$

$$dE_z = (E_z - E_{z,dz}) dy dz = -\frac{\partial}{\partial z} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) w \right] dx dy dz \quad (9)$$

3 个方向的总和可表示为:

$$dE = dE_x + dE_y + dE_z = \left\{ -\frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) u \right] - \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) v \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) w \right] \right\} dx dy dz \quad (10)$$

微元体单位时间所增加或者减少的能量 dQ , 由傅里叶热传导定律有:

$$q = -\lambda(dt/dx) \quad (11)$$

式中: q 为单位面积上热通量; λ 为热传导系数。

由式(11)可得 x, y, z 3 个方向热传导热量改变量分别为:

$$dQ_x = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial x} \right) \right] dx dy dz \quad (12)$$

$$dQ_y = \left[\frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial y} \right) \right] dx dy dz \quad (13)$$

$$dQ_z = \left[\frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial z} \right) \right] dx dy dz \quad (14)$$

总热传导热量可表示为:

$$dQ = dQ_x + dQ_y + dQ_z = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial z} \right) \right] dx dy dz \quad (15)$$

控制单元表面力做功带来的能量改变为 dA 。所选择的流体控制小单元在每个控制方向上的平面上都受到应力的作用以及压强的作用, 如在 x 方向上的压强用 p 表示, 则将 3 个主方向上的应力分别表示为 $\sigma_{xx}, \sigma_{xy}, \sigma_{xz}$ 。控制单元上的应力与控制单元体自身的速度在各个坐标轴上的分量一致时, 取单位时间内所作的功为正, 相反为负, 在 x, y, z 3 个方向上的功可分别表示为:

$$dA_x = \left[-\frac{\partial(p \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\sigma_{xx} \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\sigma_{xy} \cdot v)}{\partial x} + \frac{\partial(\sigma_{xz} \cdot w)}{\partial x} \right] dx dy dz \quad (16)$$

$$dA_y = \left[-\frac{\partial(p \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\sigma_{yx} \cdot u)}{\partial y} + \frac{\partial(\sigma_{yy} \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\sigma_{yz} \cdot w)}{\partial y} \right] dx dy dz \quad (17)$$

$$dA_z = \left[-\frac{\partial(p \cdot w)}{\partial z} + \frac{\partial(\sigma_{zx} \cdot u)}{\partial z} + \frac{\partial(\sigma_{zy} \cdot v)}{\partial z} + \frac{\partial(\sigma_{zz} \cdot w)}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (18)$$

外力引起的总的能量变化即 3 个坐标方向所做

功的矢量和:

$$dA = dA_x + dA_y + dA_z \quad (19)$$

设体积力所做功为 0, 因为没有考虑体积力的作用^[5-6], 所以通过做功的总和就能够得到整个控制单元的能量变化率:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{v_a^2}{2} \right) \right] dx dy dz = dE + dQ + dA \quad (20)$$

带入雷诺假设:

$$T = \bar{t} + t'', e = \bar{e} + e'', \bar{t} = \frac{\bar{\rho} \cdot \bar{t}}{\rho}, \bar{e} = \frac{\bar{\rho} \cdot \bar{e}}{\rho} \quad (21)$$

式中: t 为流体温度; $e = c_v \cdot t$; $p = R \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{t}$ 为流体状态方程; c 为流体定压比热, $c = c_v$, 为不可压缩流动关系。

综上, 热收缩烘箱的总能量方程可以表示为:

$$\rho \cdot c \left(\frac{\partial(\bar{t})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{t} \cdot \bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{t} \cdot \bar{v})}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{t} \cdot \bar{w})}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \cdot \frac{\partial(\bar{t})}{\partial x} - \rho \cdot c \cdot t' \cdot u' \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \cdot \frac{\partial(\bar{t})}{\partial y} - \rho \cdot c \cdot t' \cdot v' \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \cdot \frac{\partial(\bar{t})}{\partial z} - \rho \cdot c \cdot t' \cdot w' \right) \quad (22)$$

2 热收缩烘箱流场模拟分析

用 FLUENT 流体力学仿真软件对热收缩烘箱进行模拟分析, 烘箱的网格划分主要采用结构网格划分方法。模型结构复杂, 需根据 GAMBIT 对结构网格划分的要求进行结构分切, 将模型分成若干个简单的立体, 再进行网格划分^[12-14]。最终整个区域主要网格为六面体, 部分区域采用四面体自由网格进行补充。热空气入口边界条件的设置: 进口压力为 10 Pa, 温度设定为 500 K, 即 $p=10$ Pa, $T=500$ K。热空气出口边界条件设置为: 将壁纸进口和壁纸出口作为烘箱热空气的出口进行设定, 设定 2 个出口为静压边界条件, 出口压力为 0 Pa, 出口温度为 273 K, 其他设置保持默认不变; 风机回风口设置为压力出口, 由于回风口热风与烘箱入口连接, 所以设置其出口压力为 -5 Pa, 出口温度设置为大气温度, 即 273 K, 其他设置保持默认不变。烘箱其他壁面设置为固定壁面边界条件, 设置烘箱的表面粗糙度为 5 mm, 其他设置保持默认不变。

由 FLUENT 软件仿真计算, 得到了烘箱系统各部分温度场分布, 见图 3, 在出风口中心的左边为负, 右边为正。喷口截面温度场与速度的关系见图 3a, 可以看出速度越大的地方温度越高。烘箱底面温度场与速度的关系见图 3b, 可以看出, 在长度方向上从坐标值为 0 m 至坐标值为 -1.3 m 处温度逐渐升高并最终稳定在一个最高值, 即设定的温度 480 K, 说明

热空气大多从壁纸出口处流出了烘箱，而没有得到充分的循环利用。

烘箱侧封截面温度与速度的关系见图 3c，从图 3c 可较直观地看出，在左右 2 个竖直的侧封风刀之间的中间部分贴着烘箱的上壁面存在温度达到 460 K 的热风层，并从烘箱的正中间流下，以至于形成了第 3 个竖直的风刀，从曲线上可以看出，中间形成的类似的风刀温度已经达到了 470 K，已经高于薄膜的玻璃化温度，可能会使得壁纸卷中间部分的薄膜受热过多，从而发生热收缩不均匀起皱的现象。这是由于热空气喷口不够均匀，过多的热空气从前 2 个风口流出，导

致烘箱的前部热量积累较多，不能及时向烘箱的尾部流动。

烘箱回风口截面温度与速度的关系见图 3d，可较直观地看出，在回风口截面上，回风口温度明显低于下部烘箱中的温度，说明在回风口中的回风量不够大，使得回风口温度未被回流空气加热，吸入回风口中的空气有很大一部分为从壁纸出口回流进烘箱的冷空气，而大部分热空气从壁纸出口流走。壁纸出口温度与速度的关系见图 3e，可以看出壁纸出口的温度主体维持在 470~490 K，说明烘箱内热空气回流量不足，大量热空气从壁纸出口流出。

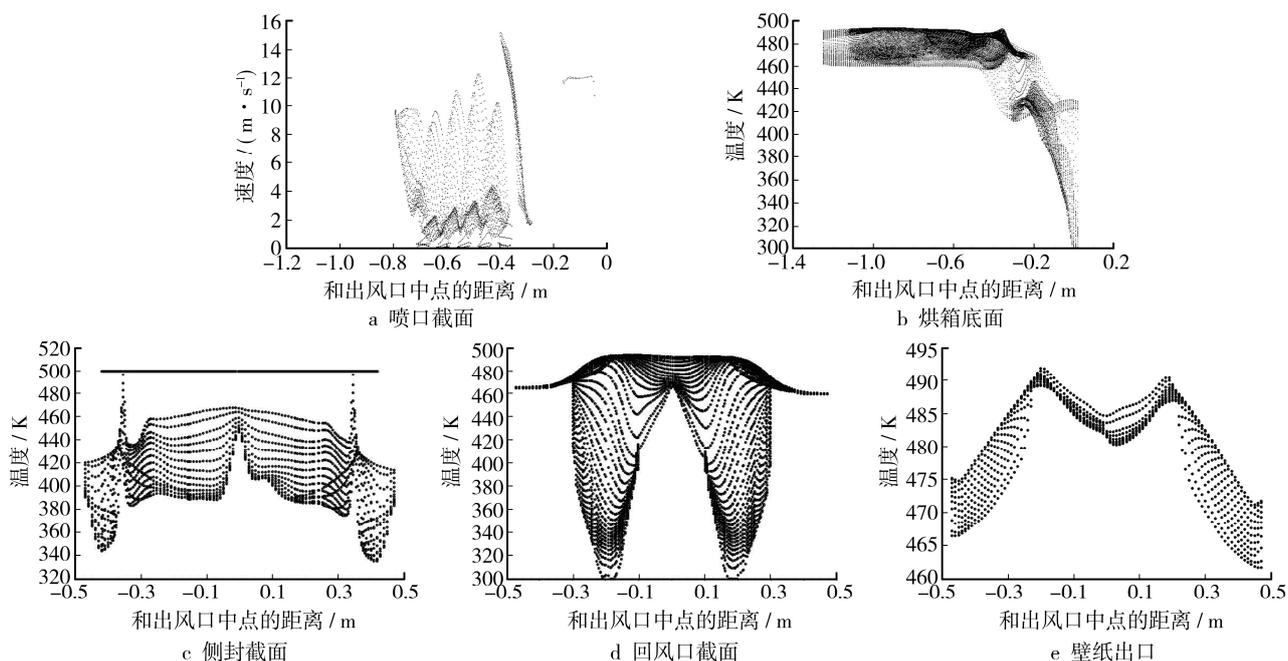


图 3 烘箱系统各部分温度

Fig.3 Temperature of each part of the oven system

3 回风口的改进

从对原有热收缩烘箱的速度场和温度场的分析可以发现，烘箱的回风量不足，使得大量的热空气没有被循环再次利用而直接从壁纸出口流出，造成热能的极大浪费。有必要对烘箱的热风出口进行优化，对回风口尺寸及回风方式进行改进以增加回风量，使热量尽可能地被循环使用。

在现有回风口回风方式下，如需增加回风量就只能增加回风口风机的功率以提高回风口的负压，增加回风口风机功率必然使得电机消耗功率增加，对提高能量利用率没有任何帮助，同时，增加风机功率还会使机器工作噪音加大，因此增加回风口风机功率的方案并不可行。经过计算验证，在不改变能量消耗的前提下，选择改变回风口回风方式，以解决烘箱回风量不足、大量热空气未被循环利用的问题。

文中设计几种康达效应回风口结构，见图 4。图 4a 中，宽为 1 mm 的喷口缝隙的左右两边风道直径相等，均为 200 mm；图 4b 中，喷射缝隙右边的出风道直径小于辅助进气道的直径，差距刚好为形成康达效应的圆弧面的直径；图 4c 中，2 个通风道的直径差更大，流体流出喷射窄缝后还需往下流经一段直线壁，即出风道的直径比辅助进气道的直径又减小了 10 mm；图 4d 中，出风道不是直筒型的，由康达效应圆弧开始逐渐减小，减小的锥角为 30°。

为了评定所设计的康达效应回风口的回风量是否达到要求，回风量是否在不增加能量输入的情况下比原回风口大，需要拟定一个评价的标准。假设进口口的流量为 Q_1 ，辅助进气道的流量为 Q_2 ，出风道的总流量为 Q ，那么有：

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (23)$$

流量放大系数为：

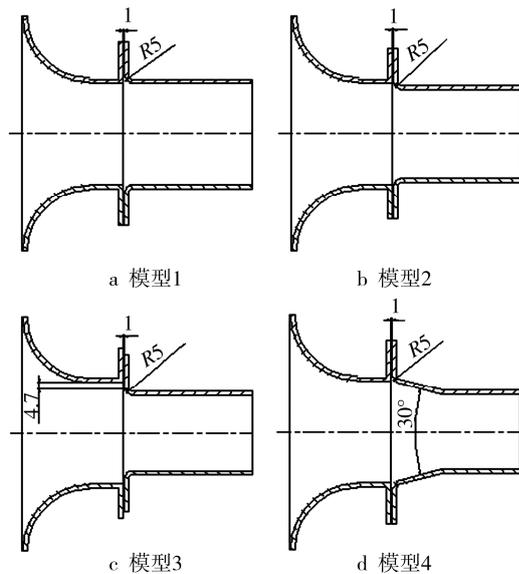


图 4 4 种不同设计模型
Fig.4 Four different design models

$$C = \frac{Q}{Q_1} = \frac{Q}{Q - Q_2} = \frac{1}{1 - N} \quad (24)$$

流量比的表达式为：

$$N = \frac{Q_2}{Q} \quad (25)$$

从各个计算中提取出风口和进风口的风量数据，整理可得到 4 种风口的放大系数，见表 1，其中 4 种模型的进口流量均为 0.008 45 m³/min。由此可以直观地看出模型 4 较理想，能够最大限度地将风口的空气放大系数提高，4 种风口的流量比或者放大系数的数值大小与图 3a 所反映的情况是一致的，因此选择带锥角的回风口作为改进的回风口。

表 1 4 种回风口控制参数比较

Tab.1 Comparison of the four return air control parameters

模型	辅助流量 / (m ³ ·min ⁻¹)	出口流量 / (m ³ ·min ⁻¹)	流量比	放大系数
1	0.015 74	0.024 19	0.650 68	2.862 738
2	0.017 52	0.025 97	0.674 67	3.073 807
3	0.019 56	0.028 61	0.683 69	3.385 990
4	0.024 62	0.032 77	0.751 22	3.878 476

改进后的烘箱底面温度和侧封截面温度见图 5。图 5a 中从右到左为壁纸卷进入烘箱所经历的位置，即壁纸横向地从图 5a 中的右边进入烘箱，收缩完成的壁纸卷再从左边被送出烘箱，在壁纸卷运动的方向上，温度总体先升高，然后保持一定温度不变，最后在壁纸出口附近降低；在横向上尽量保证同一纵向位置温度相等或者相差不大。从图 5a 可以看出坐标值为 0 ~ -0.3 m 范围内温度逐渐升高，在 -0.3 ~ -0.9 m

范围内温度基本维持在 420 ~ 480 K 范围内，都在薄膜的玻璃化温度之上。坐标值为 -1 m 左右时，烘箱的温度急剧降低，最后降至常温。温度急剧降低的主要原因是坐标值为 -1 m 附近对应的正上方正是烘箱的回风口，由于回风口回风量加大，使得在将热空气吸入回风口的同时也吸入一部分冷空气进入烘箱，吸入的冷空气和回流的热空气在坐标值为 -1 m 附近相遇，然后都被回风口吸入回风腔中，因此出现了温度急剧降低的情况。这种温度分布有利于壁纸卷上已经加热收缩完成的薄膜的冷却定型，即创造了对薄膜进行骤冷的条件。

由图 5b 可以看出，其温度高低的分布区域与速度大小的分布区域相对应，温度越高的地方速度越大，反之亦然。温度分布曲线，以坐标值为 0 为界，越往两边最高温度越大，这是受到两侧侧封风刀的余热影响，可以看出除两头需要侧封的位置外，其他地方温度都在 400 K 之内，满足热封要求。

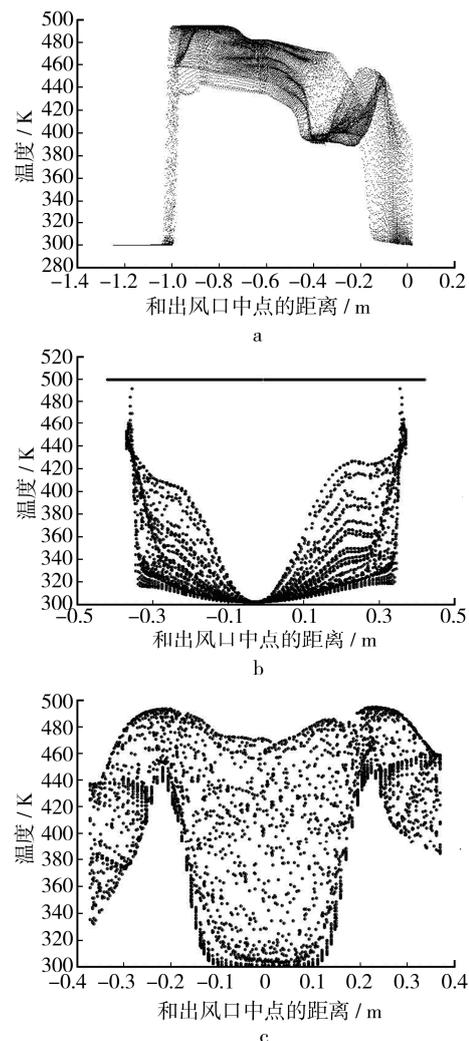


图 5 改进后的烘箱底面、侧封截面和回风口截面温度
Fig.5 Temperature at underside, side-seal-section and return air inlet of improved oven

改进后烘箱回风口截面温度见图 5c, 回风口截面上的温度分布情况与速度场的分布情况相对应, 可以看出, 坐标值为 ± 0.3 m 附近回风口的中心温度分布为 440~490 K, 相比于改进之前的回风面温度有极大的提高, 也从一个侧面反映所采用的康达回风口对改善回风情况是卓有成效的。

4 结语

对横进料式壁纸包装机的热收缩烘箱进行了温度场模拟分析, 针对回风口回风量不足的情况, 并根据实际需要, 利用康达效应重新设计了新的回风口, 根据可选的几种模型的分析结果, 选择了一种回风量最大、回风效果最小的模型。得出了改进后的整体模型计算结果, 并从结果得出改进后的模型整体符合收缩壁纸对烘箱温度场的要求。

参考文献:

- [1] 王新坤, 许文博, 赵坤, 等. 基于 CFD 的多孔管热风数值模拟与设计方法[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(1): 82—86.
WANG Xin-kun, XU Wen-bo, ZHAO Kun, et al. Numerical Simulation and Design Method of Hot Air for Porous Pipe Based on CFD[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(1): 82—86.
- [2] 黄清明, 陈芳园, 包能胜, 等. 凹版印刷机干燥箱温度优化控制系统研究与设计[J]. 制造业信息化, 2008(11): 72—74.
HUANG Qing-ming, CHEN Fang-yuan, BAO Neng-sheng, et al. Research and Design for Temperature Optimized Control System of Drying Oven to Gravure Press[J]. Journal of Informationization of the Manufacturing, 2008(11): 72—74.
- [3] 徐梅林. 材料的热粘性与热封强度[J]. 包装世界, 2006(1): 48—49.
XU Mei-lin. The Thermal Viscous and Heat Sealing Strength of Material[J]. The Packing World, 2006(1): 48—49.
- [4] 匡琦, 潘健生, 叶健松. 热处理炉温度场的三维数值模拟[J]. 工业加热, 2001(1): 17—19.
KUANG Qi, PAN Jian-sheng, YE Jian-song. Heat Treatment Furnace Temperature Field of 3-d Numerical Simulation[J]. Industrial Heating, 2001(1): 17—19.
- [5] 王阿妮. 塑料凹印热风干燥参数优化设计[D]. 西安: 西安理工大学, 2008.
WANG A-ni. Gravure Hot Air Drying Parameters Optimization Design of Plastic[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2008.
- [6] 申宪文. YF93 凹印机热风烘箱流体分析及结构优化[D]. 西安: 西安理工大学, 2013.
SHEN Xian-wen. Oven Fluid Analysis and Structure Optimization for Gravure Printing Machine YF93[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2013.
- [7] 徐颖. 薄膜干燥过程传热分析计算及干燥箱优化设计[D]. 大庆: 大庆石油学院, 2008.
XU Ying. Analysis and Calculation of Heat Transfer of Film Dryness Process and Optimum Designing the Size of Dry Box[D]. Daqing: Daqing Petroleum Institute, 2008.
- [8] 李徐佳. 基于流场数值模拟的锂电池极片干燥箱结构改进[J]. 中国机械工程, 2010, 21(18): 2183—2186.
LI Xu-jia. Structural Modification of Dryer for Lithium Battery Film Based on Flow Field Numerical Simulation[J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(18): 2183—2186.
- [9] 江帆, 黄鹏. Fluent 高级应用与实例分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
JIANG Fan, HUANG Peng. Advanced Application and Instance Analysis of Fluent[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2008.
- [10] 武吉梅. 凹版印刷机 YF93 烘箱流体分析及参数优化[J]. 振动与冲击, 2013, 32(22): 63—67.
WU Ji-mei. Oven Fluid Analysis and Parameter Optimization for Gravure Printing Machine YF93. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(22): 63—67.
- [11] 武吉梅, 徐宗磊, 陈允春, 等. 凹版印机干燥箱流体动态特性分析及参数优化[J]. 振动与冲击, 2012, 31(6): 53—57.
WU Ji-mei, XU Zong-lei, CHEN Yun-chun, et al. Fluid Dynamic Analysis and Parametric Optimization for Drying-oven of a Gravure Printing Machine[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(6): 53—57.
- [12] CHOW P, CROSS M, PERICLEOUS K. A Natural Extension of the Conventional Finite Volume Method into Polygonal Unstructured Meshes for CFD Application[J]. Applied Mathematical Modelling, 1996, 20(2): 170—183.
- [13] ZHANG S S. Computational Fluid Dynamics and Its Applications[M]. Wuhan: Huazhong University of Science & Technology Press, 2011.
- [14] 李徐佳. 基于流场数值模拟的锂电池极片干燥箱结构改进[J]. 中国机械工程, 2010, 21(18): 2183—2186.
LI Xu-jia. Structural Modification of Dryer for Lithium Battery Film Based on Flow Field Numerical Simulation[J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(18): 2183—2186.