

基于 CFD 数值模拟的冷藏车节能组合方式比较

韩佳伟^{1,2}, 赵春江^{1,2*}, 杨信廷², 钱建平², 邢斌², 范蓓蕾²

(1. 上海海洋大学信息学院, 上海 201306; 2. 国家农业信息化工程技术研究中心, 北京 100097)

摘要: 精确掌握温度控制是实现高质量食品冷链运输的关键, 节能减排降低运输成本也是供应商所追求的目标。该文以短距离冷藏运输车为研究对象, 以土豆为货物区试验材料, 建立了求解冷藏车车厢温度场分布计算模型。模拟过程采用 2 种不同的风机制冷温度 (0 和 3℃), 依据制冷机组功率和货物最佳冷藏温度, 确定运输过程中打开和关闭制冷风机最佳间隔时间。模型以冷气出风口风速、冷气温度、车厢以及货物的初始温度、货物的物性参数为边界条件, 采用计算流体力学 (CFD) 非稳态 SST κ - ω 计算模型, 模拟开启风机和关闭风机不同阶段车厢内温度场的分布情况。结果表明在组合方式为制冷温度 3℃, 制冷时间和关闭制冷风机阶段都为 10 min 时比制冷温度为 0, 制冷时间 15 min 和关闭制冷风机为 20 min 时要节约 3.6×10^5 J 能耗。该研究为合理选择制冷风机温度和冷却时间最佳组合方式, 以及实现节能减排降低运输成本提供了依据。

关键词: 冷藏车, 温度分布, 计算流体力学, 数值分析, 冷却, 节能

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2013.19.007

中图分类号: S229⁺.3; S126; S377

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2013)-19-0055-08

韩佳伟, 赵春江, 杨信廷, 等. 基于 CFD 数值模拟的冷藏车节能组合方式比较[J]. 农业工程学报, 2013, 29(19): 55-62.

Han Jiawei, Zhao Chunjiang, Yang Xinting, et al. Comparison of combination mode of energy conservation for refrigerated car based on CFD numerical simulation[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(19): 55-62. (in Chinese with English abstract)

0 引言

精确掌握冷藏车温度变化情况, 可为合理安排货物堆栈方式、选择最佳风机风速等提供可靠的理论依据^[1-4]。然而, 在运输制冷的过程中, 为保持低温环境需要消耗大量的能源。Tassou^[5]等研究结果表明-20℃温度环境下冷藏运输制冷系统的能耗比 (COP, coefficient of performance) 为 0.5, 在 3~30℃温度环境下制冷系统的 COP 为 1.5~1.75, 运输过程中 40%柴油消耗用于制冷系统。因此, 在精确掌握温度控制的同时, 减少不必要的能量消耗, 将大大降低运输成本, 提高食品冷链运输的整体经济效益。

近年来, 计算流体力学 (computational fluid dynamics, CFD) 被广泛应用于冷链运输车和商业冷藏库温度场分布的研究中, 突破了试验过程人力

物力消耗以及试验周期长等诸多限制^[6-8]。Chourasia^[2]等利用 CFD 模拟货物不同宽高比及货物堆栈之间不同间隙时所需要的冷却时间, 由此来确定最佳货物宽高比和垂直水平间隙。Ferruh^[9]等利用 CFD 模拟对比不同冷却条件 (冷空气冲击与浸渍式冷水冷却) 在 0 环境下对熟鸡蛋的冷却时间及温度分布情况, 模拟结果与实际情况基本吻合。李杰^[10]等利用 CFD 技术模拟食品冷冻过程, 预测冷冻时间, 试验验证得冻结过程温度最大误差为 1.5℃, 冻结时间相对误差为 3.8%。相关研究重点在于食品的冷却时间, 而对于自然对流下, 食品以及食品所在封闭区间内温度的回升变化情况还缺少相关研究。剪切应力 κ - ω 运输模型 (shear stress transport, SST) 在近壁处采用 κ - ω 模型, 在边界层边缘和自由剪切层采用 κ - ϵ 模型, 其间通过一个混合函数来过渡, SST 模型是 κ - ϵ 和 κ - ω 紊流模型的结合和改进, 在预测流体与壁面的分离和低雷诺数近壁面流动方面有明显的优势^[11]。本文以 SST κ - ω 模型为基础, 模拟不同的冷却温度, 不同冷却时间车厢内温度场的分布情况, 结合制冷机组功率和货物的最佳冷藏温度, 得出运输过程中最佳制冷风机温度和冷却时间组合, 以期为实现节能减排、降低运输成本提供参考价值。

收稿日期: 2013-07-01 修订日期: 2013-08-20

基金项目: 国家科技支撑计划项目 (2013BAD19B04); 国家“863”计划项目 (2012AA101706); 山东省“泰山学者”建设工程专项。

作者简介: 韩佳伟 (1989—), 男, 河南商丘人, 主要研究方向为计算机模拟与仿真。北京 国家农业信息化工程技术研究中心, 100097。

Email: hjwlove8@163.com

*通信作者: 赵春江 (1964—), 男, 博士, 研究员, 博士生导师。主要从事农业信息化关键技术研究。北京 国家农业信息化工程技术研究中心, 100097。Email: zhaocj@nercita.org.cn

1 模型与方法

1.1 物理模型与网格划分

本文是以短距离冷藏车为研究对象, 厢体结构如图 1 所示。厢体厚度为 70 mm, 尺寸规格为 4.0 m×2.0 m×1.70 m (长×宽×高), 保温材料为聚氨酯挤塑板。厢体内部配置制冷机组, 依据车厢内制冷温度不同, 制冷机组功率为 700~1 000 W。

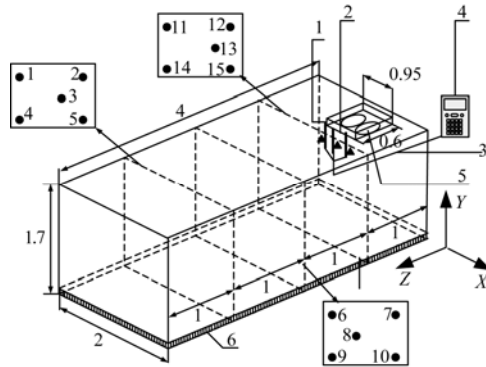


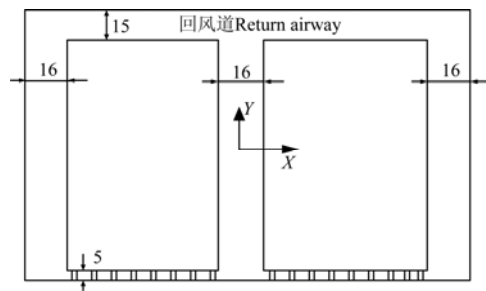
图 1 试验箱体结构图以及设备仪器布置图

1. 冷气出风口 2. 风速仪探头 3. 数据线 4. 风速仪 5. 离心式循环风机 6. 气流导轨
1. Air-conditioning outlet 2. Anemometer probe 3. Data line 4. Anemometer 5. The centrifugal circulation fan 6. Airflow guideways
注: 温度测试点 3 在右侧货物区中心; 温度测试点 8 在左侧货物区中心; 温度测试点 13 在右侧货物区中心。以 m 计, 坐标原点取厢体正中心位置。●为温度测试点, ▲为风速测试点。
Note: The temperature test point 3 is in the center of the right side of goods. The temperature test point 8 is in the center of the left side of the goods. The temperature test point 13 is in the center of the right side of goods. The unit is m, the origin of coordinates is in the centre of the carriage. ●The temperature test points. ▲The wind speed test points.

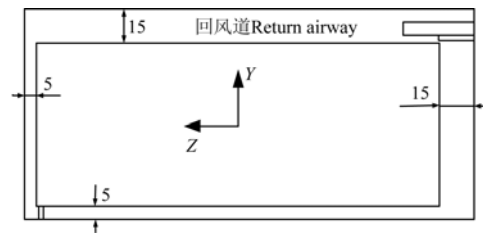
图 1 试验箱体结构图以及设备仪器布置图
Fig.1 Structure diagram of experimental enclosure and equipment deployment

由文献[12]可知, 货物区在中间及两侧留空堆栈方式时冷空气与货物热交换效果较好, 更有利于货物降温, 车厢内温度分布更均匀, 故本试验货物区采用中间及两侧留空堆栈方式。结构如图 2 所示。

利用 Gambit 建立三维实体模型, 将货物区划分为网格大小为 5cm 的结构化网格, 利用结构化和非结构化结合的网格划分类型对厢体进行网格化, 冷气出风口界面网格化时有对其局部加密, 车厢壁面加 5 层边界层。网格化后共有 1468657 个面, 708850 个单元。



a. 横截面
a. Horizontal section



b. 纵截面
b. Vertical section

注: 以 cm 计。
Note: The unit is cm.

图 2 车厢货物区横截面和纵截面简图

Fig.2 Horizontal section and vertical section diagram of goods area in carriage

1.2 数学模型

在两方程湍流模型中, κ - ε 模型称为高 Reynolds 模型, 适用于远离壁面充分发展的湍流区域, κ - ω 模型属于低 Reynolds 模型, 广泛应用于墙壁束缚流动、自由剪切流动以及各种压力梯度下的边界层问题^[13-14]。针对冷藏车厢, 为更好的模拟预测流体与壁面的分离、低雷诺数近壁面流动以及高雷诺数远壁面流动, 本文结合以上模型各自优点, 利用 SST κ - ω 输运模型进行求解。

建立数学模型是为求解由于流动换热车厢内降温期间的温度分布规律。为简化计算, 对模型做如下假设:

- 1) 忽略车厢内为搭建试验平台所用设备、铁丝等对气流的影响;
- 2) 车厢密闭性良好, 不存在漏气现象;
- 3) 厢体内部空气为辐射透明介质, 为不可压缩气体, 符合 Boussinesq 假设;
- 4) 厢体内气体为牛顿流体, 货物区视为各向同性的多孔介质;
- 5) 不考虑货物区水分损失和汽化潜热对货物温度的影响, 忽略温度变化对空气和货物物性参数的影响。

SST κ - ω 紊流模型控制方程如下

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (2)$$

式中, k 为紊流动能, m^2/s^2 ; ω 为紊流比耗散率,

$1/s$; μ_t 为涡黏性, $N \cdot s/m^2$, $\mu_t = \rho k/\omega$, ρ 为流体密度, kg/m^3 ; μ 为动力黏性系数, $N \cdot s/m^2$; U_j 为 j 方向的流体速度, m/s ; F_1 为混合函数; σ_{k3} 、 β' 、 $\sigma_{\omega 2}$ 、 α_3 、 β_3 均为模型无量纲数, 取值与 F_1 有关; P_k 、 P_{kb} 、 $P_{\omega b}$ 为中间变量, 表示由黏性力产生的紊流动能和浮力对 ε 、 ω 方程的影响。

试验货物区为土豆, 引入多孔介质模型^[15-16]。在动量方程中源项 S_i 表示如下

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho |v_j| v_j \right) \quad (3)$$

式中, S_i 为 i 向的动量源项; D 和 C 分别是黏性阻力系数和惯性阻力系数。 D 和 C 可以通过测试包装箱两侧的压力差^[17]进行拟合对比得出; μ 为动力黏性系数, $N \cdot s/m^2$; ρ 为流体密度, kg/m^3 ; v_j 为 j 向流速, m/s 。

有限空间内自然对流换热过程, 在自然对流中, 浮力引起的流动强度由瑞利数 Ra ^[18-19] (见式 (4)) 决定浮力驱动的流体状态。 $Ra < 10^8$ 时, 浮力驱动的对流为层流; $10^8 < Ra < 10^{10}$ 时; 对流为层流到湍流的过渡态; $Ra > 10^{10}$ 时, 对流为湍流流动。

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L^3 \rho}{\mu \alpha} \quad (4)$$

式中, g 为重力加速度, m/s^2 ; β 为热膨胀系数, $1/K$; ΔT 为温差, K ; L 为流体特征长度, m , 此取厢体高度; α 为热扩散率, $\alpha = \lambda/\rho \cdot c$, λ 为热导率, $W/(m \cdot K)$, c 为比热容, $J/(kg \cdot K)$ 。所涉及相关参数^[20-23]见表 1, 本试验自然对流阶段瑞利数 Ra 由式 (4) 计算得为 2.3×10^9 , 即 $10^8 < Ra < 10^{10}$, 处于层流和湍流的过渡阶段, 则依然用 SST 模型进行计算^[14,24-25]。

1.3 初始边界条件

1.3.1 制冷阶段

1) 入口边界。将冷气出风口面设置为 velocity-inlet (速度进口) 边界条件。在制冷过程中, 取 3 个风速仪的平均值 ($5 m/s$), 出风口温度依据不同制冷要求, 利用 UDF (user-defined function) 对冷气温度进行初始化定义, 温降方程如公式 5 所示。

$$T = T_{init} - mt \quad (5)$$

式中, T 为实际模拟计算温度值, K ; T_{init} 为货物区初始温度值, K ; t 为流场历经时间, s ; m 为无量纲系数, 取值与制冷温度有关, 制冷温度为 0 时, $m=0.067$; 制冷温度为 $3^\circ C$ 时, $m=0.095$ 。

2) 出口边界。定义离心式循环风机面为 outflow (出口流动边界)。

3) 货物区。货物区视为多孔介质, 需要运输

的土豆是从仓库中直接取出, 在仓库中已经过预冷, 预冷后温度范围在 $4 \sim 6^\circ C$, 在装载货物到启动汽车和制冷风机之间, 这一段货物要与周围空间发生热交换, 大约为 $5 min$, 车厢内空气的初始温度为 $30^\circ C$ ($303.15 K$), 这里设货物区的初始温度为 $20^\circ C$ ($293.15 K$)。

计算模型所采用的相关物性参数和初始边界条件表 1 所示。

表 1 物性参数和初始边界条件
Table 1 Physical parameters and initial boundary conditions

名称 Name	参数 Parameters	值 Value
空气 Air	密度 Density/($kg \cdot m^{-3}$)	1.225
	热导率 Thermal conductivity/($W \cdot (m \cdot K)^{-1}$)	0.0225
	比热容 Specific heat capacity/($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	1006
	热膨胀系数 Coefficient of thermal expansion/(K^{-1})	3.356×10^{-3}
	动力黏性系数 Coefficient of dynamic viscosity/($kg \cdot (m \cdot s)^{-1}$)	1.79×10^{-5}
	热扩散率 Thermal diffusivity/($m^2 \cdot s^{-1}$)	2×10^{-5}
	货物单元尺寸 Unit size of load/cm×cm×cm	$57 \times 38 \times 30$
	密度 Density/($kg \cdot m^{-3}$)	540
	热导率 Thermal conductivity/($W \cdot (m \cdot K)^{-1}$)	0.14
	比热容 Specific heat capacity/($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	2193
货物区 Goods	呼吸热 Respiratory heat/($W \cdot m^{-3}$)	9.5
	孔隙率 Porosity	0.3
	多孔介质平均直径 Average diameter of porous media /cm	5
	入口速度 Inlet velocity/($m \cdot s^{-1}$)	5
	入口温度 Inlet temperature/ $^\circ C$	0、3
边界条件 Boundary conditions	初始货物温度 Initial temperature of goods/ $^\circ C$	20

1.3.2 自然对流阶段

在自然对流过程中, 只需将制冷阶段的入口边界和出口边界都设置成 WALL 类型的壁面条件, 其他参数设置和制冷阶段一样, 无需做任何修改。

1.4 试验方法与数值方法

1.4.1 试验方法

本试验整个运输过程主要包含制冷过程和自然对流过程, 在运输过程中交替转换 2 种过程, 依据制冷机组的功率和食品最佳冷藏温度, 确定最佳的冷却时间和自然对流时间。假定整个运输过程为 $2 h$, 依据冷藏保鲜食品的温度参数标准, 土豆最佳冷藏温度在 $0 \sim 6^\circ C$, 试验制冷温度为 0 、 $3^\circ C$, 分别对应的制冷机组功率大约为 850 、 $750 W$, 试验方法分为以下步:

1) 为保证试验的精确性和合理性, 在风机出风口的不同角度 (0 、 90 和 135°) 固定 3 个风速仪, 取平均值作为制冷阶段入口边界的风速大小。

2) 沿着长度方向, 以 1 m 为间距, 在厢体内部的 3 个横截面上各布置 5 个温度测试点, 共 15 个温度测试点, 每隔 1 min 记录一次, 根据 15 个温度测试点的平均值判断货物区温度的变化, 以便控制打开或关闭制冷风机。

3) 依据模拟时间, 取不同时刻的实测数据和模拟数据进行对比验证。

1.4.2 数值方法

计算时采用 SST $\kappa\text{-}\omega$ 方程模型, 基于压力的分离式求解器, 动量、能量、湍动能、扩散率的离散格式为一阶迎风格式, 压力速度耦合方法采用 PISO (pressure implicit with splitting of operators) 算法。

2 模拟结果与分析

通过 FLUENT 计算模拟, 得到了车厢内在不同的制冷温度 and 不同冷却时间下的温度场分布情况, 以厢体中心位置为坐标原点, 沿 Z 轴方向取 $Z=-1$ 、 $Z=0$ 、 $Z=1$ 截面温度分布云图进行对比分析。

2.1 制冷阶段

2.1.1 0 制冷温度下的模拟结果

从图 3 可以看出, 在制冷 10 min 以后货物区平均温度开始进入稳定状态, 由于实际运输过程中会存在漏气和一些未知影响参数, 以致呈现出实验值要比模拟值偏大的现象。从图 4a、4b、4c 可以看出, 沿 Z 轴正方向, 温度降低的速率逐渐增加, 在制冷风机下面的货物温度降低的最慢。从图 4b、4d、4e 可以明显看出, 随着冷却时间的增加, 货物区整体温度变化较小, 基本处于 2℃ (275.15 K) 左右, 货物已处在最佳冷藏温度范围之内。为保证货物区平均温度分布进一步处于稳定状态, 因此, 在 0 制冷温度下, 制冷 15 min 后关闭制冷风机。

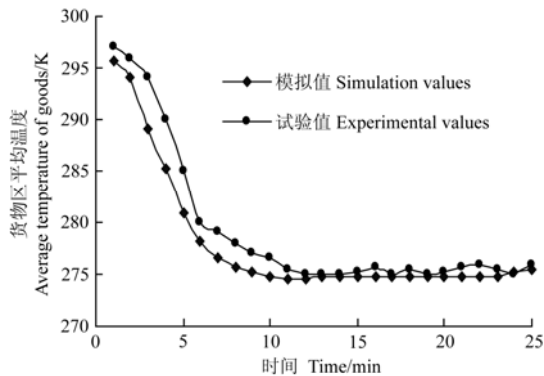
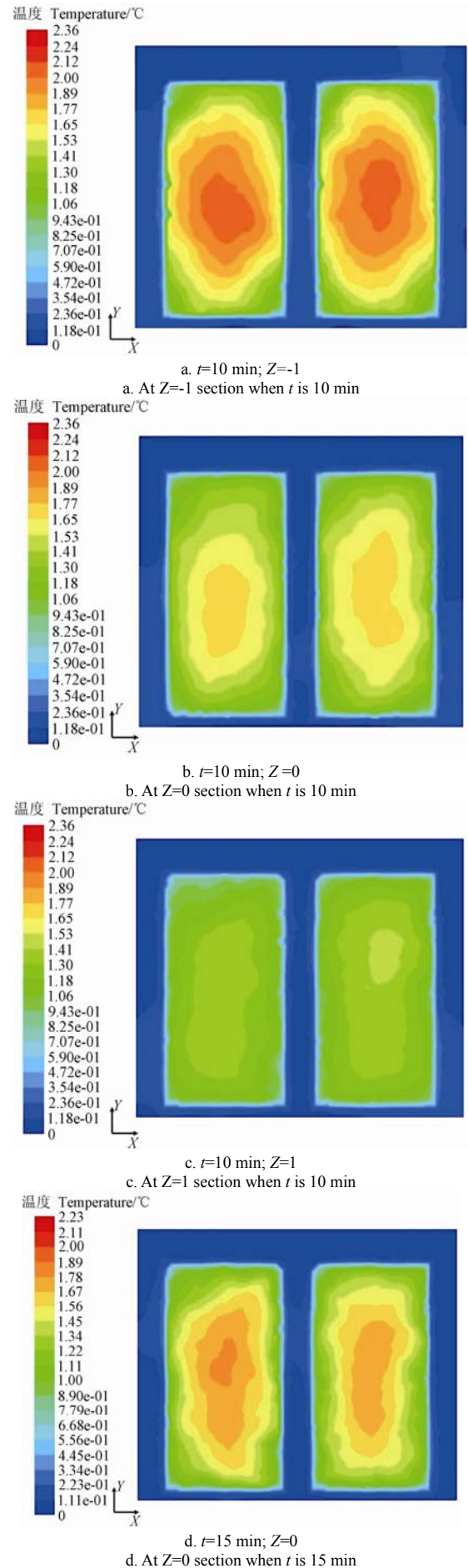


图 3 0 制冷温度下货物区平均温度变化过程

Fig.3 Changing process of average temperature of goods at 0 of cooling temperature



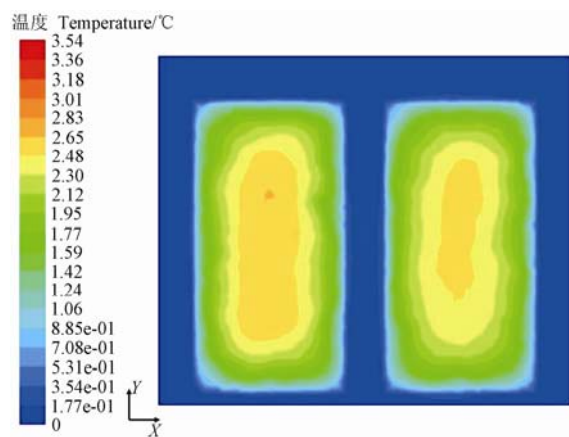


图 4 0 制冷温度下不同时间沿 Z 轴方向的温度云图

Fig.4 Cloud chart of temperature along Z axis direction at different time when the cooling temperature is 0

2.1.2 3℃制冷温度下的模拟结果

从图 5 可以看出, 货物区平均温度在 7min 左右就开始进入稳定状态, 估计是由于风机的温降时间较短所致。从图 6a 可以看出, 在风机下部($Z=-1$), 货物中心温度还过于偏高, 虽然整体货物区平均温度处于 5℃ (278.15K) 左右, 但局部区域还存在高温, 从图 6b 和 6c 可以看出, 在 10 min 以后 $Z=-1$ 截面的温度就基本上处于 5℃ 左右, 由于沿 Z 轴正方向, 温度降低的速率逐渐增加, 可知前部货物温度也处于 5℃ 左右或以下环境, 适合货物的冷藏运输。因此, 在 3℃ 制冷温度下, 制冷 10 min 后即可关闭制冷风机。

2.2 自然对流阶段

从图 7a 中可以看出, 在 0 制冷温度下 15 min 后关闭制冷风机, 在 35 min 以后货物区平均温度开始高于 6℃ (279.15 K), 因此, 在关闭制冷风机 20 min 左右要重新打开制冷风机。在 3℃ 制冷温度下 10 min 后关闭制冷风机, 在 20 min 以后货物区平均温度开始高于 6℃, 因此, 在关闭制冷风机 10 min 左右要重新打开制冷风机。

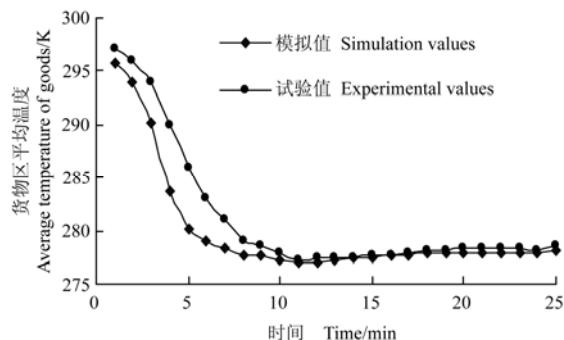
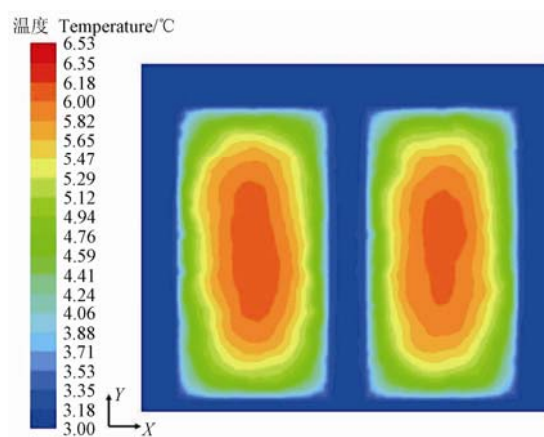
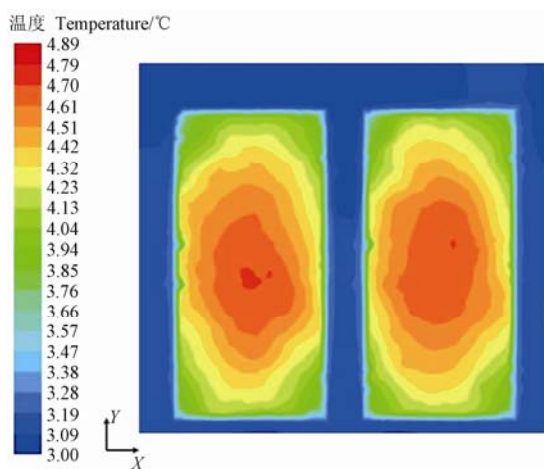


图 5 3℃制冷温度下货物区平均温度变化过程

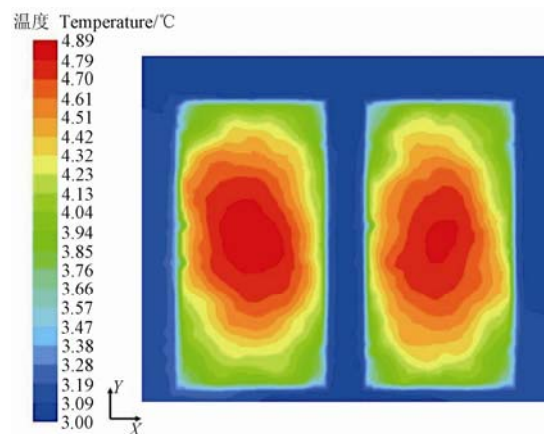
Fig.5 Changing process of the average temperature of goods at 3℃ of cooling temperature



a. $t=7$ min
a. t is 7 min



b. $t=10$ min
b. t is 10 min



c. $t=15$ min
c. t is 15 min

图 6 3℃制冷温度下不同时间在 $Z=-1$ 截面的温度云图

Fig.6 Cloud chart of temperature at $Z=-1$ section at different time when the cooling temperature is 3℃

从图 7b 可以直观的看出随制冷风机打开和关闭阶段内风机能耗的变化情况, 曲线递增阶段为风机制冷阶段, 曲线水平阶段为自然对流阶段。当制冷温度为 0 时, 在整个运输过程中需对货物冷却 4

次,消耗能量为 $3.06 \times 10^6 \text{ J}$ ($4 \times 15 \text{ min} \times 850 \text{ W}$);当制冷温度为 3°C 时。在整个运输过程中需对货物冷却 6 次,消耗能量为 $2.7 \times 10^6 \text{ J}$ ($6 \times 10 \text{ min} \times 750 \text{ W}$),前种冷却方式少消耗能量 $3.6 \times 10^5 \text{ J}$ 。因此,在制冷温度为 3°C ,制冷时间和关闭制冷风机阶段都为 10 min 时,既能满足运输过程中货物对低温环境的要求,又能减少不必要的能量消耗。

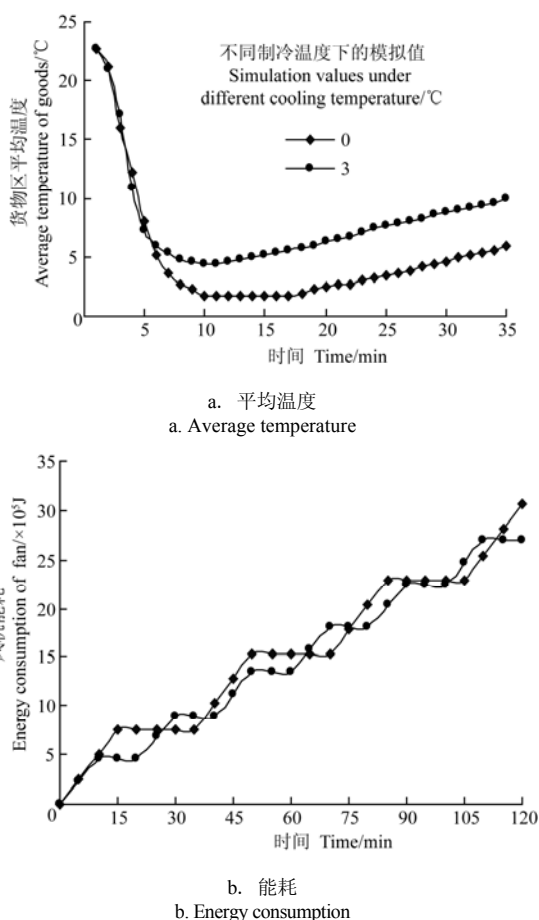


图 7 货物区平均温度和能耗随时间的变化过程

Fig.7 Changing process of the average temperature of goods and energy consumption with cooling time

3 试验验证

为验证模拟结果的准确性,将温度传感器测试的试验数据与模拟数据进行对比,本文取制冷温度为 3°C ,制冷时间和关闭制冷风机阶段时间均为 10 min 时的测试数据和模拟数据进行验证,结果如表 2 所示。

温度测试点 3、8、13 位于货物区中心处,从表中可看出,实测温度值相对比较高,估计由于货物区中心位置冷气流动薄弱,以及在模拟过程中假设车厢密封不与外界发生热交换且实际冷藏运输过程中存在一些未考虑到的影响因素所致。从表中可以看得测点 4、5 和 10 实测温度比模拟温度相对较低,估计由于气流导轨增强了车厢底部冷气循环流动强

度,以及车厢壁面绝热性较强,壁面温度较低,靠近壁面处空气会存在康达效应^[26],与壁面之间存在热量交换所致。通过计算得出均方根误差为 0.540°C ,平均绝对误差为 0.493°C ,体现了利用 FLUENT 进行流场分析的可行性以及本次试验的准确性。

表 2 3°C 制冷温度下温度模拟值与试验值

Table 2 Simulation and experimental values of temperature at 3°C of cooling temperature

温度测试点编号 Number of temperature test points	模拟值 Simulation values/ $^\circ\text{C}$	试验值 Experimental values/ $^\circ\text{C}$
1	4.0	4.7
2	4.5	5.0
3	5.0	5.2
4	4.6	4.0
5	4.8	4.1
6	4.0	4.3
7	4.1	4.8
8	5.0	5.4
9	4.0	4.2
10	4.2	4.0
11	4.3	4.5
12	4.5	5.0
13	5.0	5.6
14	4.2	5.0
15	4.1	4.9

注:模拟值和试验值均为冷却 10 min 时测试点位置温度。

Note: Simulation and the experimental values are both obtained at the temperature test points after 10 min of cooling.

4 结论与讨论

1) 以结合 $\kappa\text{-}\varepsilon$ 和 $\kappa\text{-}\omega$ 2 种模型各自优点的 SST $\kappa\text{-}\omega$ 模型为基础,构建了冷藏车厢三维模型,针对冷藏运输过程中不同制冷风机温度、不同冷却时间的组合方式进行了全流场数值模拟。得出制冷温度为 0 和 3°C 时,在不同冷却时间后车厢内的温度场分布情况,以及在关闭制冷风机阶段货物区温度随时间的变化过程。

2) 针对土豆食品的冷藏运输,在制冷温度为 3°C ,制冷时间和关闭制冷风机阶段都为 10 min 时,相对于制冷温度 0 ,制冷时间 15 min 和关闭制冷风机为 20 min 时要节约 $3.6 \times 10^5 \text{ J}$ 能耗,因此前种组合方式更有利于减少不必要的能耗,降低运输成本。

3) 取制冷温度为 3°C ,在 10 min 时的测试数据和模拟数据进行对比验证,均方根误差为 0.540°C ,平均绝对误差为 0.493°C ,充分体现了本试验设计方案的合理性以及所选 SST $\kappa\text{-}\omega$ 模型的准确性。

针对不同冷藏运输食品,应依据不同食品的热导率和呼吸热,合理控制制冷时间和关闭风机时间,对此本课题组将会做进一步的探讨和研究。

[参 考 文 献]

- [1] 刘妍玲, 张岩, 王世清, 等. 果蔬摆放形式对冷库内气流场分布影响的研究[J]. 青岛农业大学学报: 自然科学版, 2008, 25(1): 24—27.
Liu Yanling, Zhang Yan, Wang Shiqing, et al. Study on fluid fields distribution of arrangement methods of fruits and vegetables in cold store[J]. Journal of Qingdao Agricultural University: Natural Science, 2008, 25(1): 24—27. (in Chinese with English abstract)
- [2] Chourasia M K, Goswami T K. Simulation of effect of stack dimensions and stacking arrangement on cool-down characteristics of potato in a cold store by computational fluid dynamics[J]. Biosystems Engineering, 2007, 96(4): 503—515.
- [3] 徐倩, 谢晶. 多温区冷藏车厢体内温度场和速度场的数值模拟及优化设计[J]. 食品与机械, 2008, 24(6): 88—93.
Xu Qian, Xie Jing. Optimization design and numerical simulation on the field of fluid and temperature in the multi-temperature refrigerated trucks[J]. Food and Machinery, 2008, 24(6): 88—93. (in Chinese with English abstract)
- [4] 张东霞, 吕恩利, 陆华忠, 等. 保鲜运输车温度场分布特性试验研究[J]. 农业工程学报, 2008, 28(11): 254—259.
Zhang Dongxia, Lü Enli, Lu Huazhong, et al. Experimental study on temperature field distribution characteristics in fresh-keeping transportation[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2008, 28(11): 254—259. (in Chinese with English abstract)
- [5] Tassou S A, De-Lille G, Ge Y T. Food transport refrigeration-Approaches to reduce energy consumption and environmental impacts of road transport[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(6): 1467—1477.
- [6] Nahor H B, Hoang M L, Verboven P, et al. CFD model of the airflow, heat and mass transfer in cool store[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(5): 368—380.
- [7] 刘厚林, 崔建保, 谈明高, 等. 离心泵内部流动时序效应的 CFD 计算[J]. 农业工程学报, 2013, 29(14): 67—73.
Liu Houlin, Cui Jianbao, Tan Minggao, et al. CFD calculation of clocking effect on centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(14): 67—73. (in Chinese with English abstract)
- [8] 张起勋, 于海业, 张忠元, 等. 利用 CFD 模型研究日光温室内的空气流动[J]. 农业工程学报, 2012, 28(16): 166—171.
Zhang Qixun, Yu Haiye, Zhang Zhongyuan, et al. Airflow simulation in solar greenhouse using CFD model[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(16): 166—171. (in Chinese with English abstract)
- [9] Ferruh Erdogdu, Maria Ferrua, Samrendra K. Singh, et al. Air-impingement cooling of boiled eggs: Analysis of flow visualization and heat transfer[J]. Journal of Food Engineering, 2007(79): 920—928.
- [10] 李杰, 谢晶. 鼓风冻结虾仁时间的数值模拟及实验验证[J]. 农业工程学报, 2009, 25(4): 248—252.
Li Jie, Xie Jing. Numerical simulation of freezing time of shelled shrimps in an air blast freezer and experimental verification[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transactions of the CSAE), 2009, 25(4): 248—252. (in Chinese with English abstract)
- [11] ANSYS Inc. ANSYS CFX manual [M]. Pittsburgh: ANSYS Inc., 2009.
- [12] 郭嘉明, 吕恩利, 陆华忠, 等. 保鲜运输车果蔬堆码方式对温度场影响的数值模拟[J]. 农业工程学报, 2012, 28(13): 231—236.
Guo Jiaming, Lü Enli, Lu Huazhong, et al. Numerical simulation on temperature field effect of stack method of garden stuff for fresh-keeping transportation[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transactions of the CSAE), 2012, 28(13): 231—236. (in Chinese with English abstract)
- [13] 周宇, 钱炜祺, 邓有奇, 等. κ - ω SST 两方程湍流模型中参数影响的初步分析[J]. 空气动力学学报, 2010, 28(2): 213—217.
Zhou Yu, Qian Weiqi, Deng Youqi, et al. Introductory analysis of the influence of Menter's κ - ω SST turbulence model's parameters[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2010, 28(2): 213—217. (in Chinese with English abstract)
- [14] 李进良, 李承曦, 胡仁喜. 精通 FLUENT 流程分析[M]. 北京工业出版社, 2009.
- [15] 张娅妮, 陈洁, 陈蕴光, 等. 机械式冷藏汽车厢体内部气流组织模拟研究[J]. 制冷空调与电力机械, 2007, 28(2): 10—13.
Zhang Yani, Chen Jie, Chen Yunguang, et al. Simulation study on the air-flow distribution in the inside part of mechanical refrigerated truck[J]. Refrigeration Air Conditioning and Electric Power Machinery, 2007, 28(2): 10—13. (in Chinese with English abstract)
- [16] Da-Wen Sun, Zehua Hu. CFD simulation of coupled heat and mass transfer through porous foods during vacuum cooling process[J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(1): 19—27.
- [17] 吕恩利, 陆华忠, 杨洲, 等. 气调保鲜运输车通风系统的阻力特性[C]// 国际农业工程大会, 上海, 2011.
Lü Enli, Lu Huazhong, Yang Zhou, et al. Pressure drop characteristics of the ventilation system in fresh-keeping transportation with controlled atmosphere[C]// International Association for Agricultural Engineering, Shanghai, 2011. (in Chinese with English abstract)
- [18] 朱红钧. FLUENT 流体分析及仿真实用教程[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2010.
- [19] 李光正, 马洪林. 封闭腔内高瑞利数层流自然对流数值模拟[J]. 华中科技大学学报: 城市科学版, 2004, 21(3): 14—17.
Li Guangzheng, Ma Honglin. Numerical simulations for the laminar natural convection of high rayleigh numbers in an enclosure[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Urban Science, 2004, 21(3): 14—17. (in Chinese with English abstract)
- [20] 吴天, 谢晶. 果品冷藏库气流场模拟及实验研究[J]. 流体机械, 2006, 34(6): 9—12.
Wu Tian, Xie Jing. Experimental research and simulation on fluid fields of the cold store[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(6): 9—12. (in Chinese with English abstract)
- [21] 李永博, 周伟, 李鹏飞, 等. 基于 CFD 模拟模型的温室温度场均匀性控制[J]. 农业机械学报, 2012, 43(4): 156—161.
Li Yongbo, Zhou Wei, Li Pengfei, et al. Temperature homogeneity control greenhouse based on CFD

- simulation model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(4): 156—161. (in Chinese with English abstract)
- [22] 张敏, 钟志友, 杨乐, 等. 果蔬比热容的影响因素[J]. 食品科学, 2011, 32(11): 9—13.
Zhang Min, Zhang Zhiyou, Yang Le, et al. Affecting factors of heat capacity of fruits and vegetables[J]. Food Science, 2011, 32(11): 9—13. (in Chinese with English abstract)
- [23] 徐林, 王金鹏, 邓力, 等. 热敏电阻法测量胡萝卜及马铃薯的热物性[J]. 农业工程学报, 2008, 24(11): 237—241.
Xu Lin, Wang Jinpeng, Deng Li, et al. Thermistor for measuring thermo physical properties of carrot and potato[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transactions of the CSAE), 2008, 24(11): 237—241. (in Chinese with English abstract)
- [24] 郝飞麟, 沈明卫, 张雅. 单栋塑料温室温度场 CFD 三维稳态模拟[J]. 农业机械学报, 2012, 43(12): 222—228.
Hao Feilin, Shen Mingwei, Zhang Ya. 3-D Steady of temperature pattern inside single plastic greenhouse using CFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(12): 222—228. (in Chinese with English abstract)
- [25] 吴军, 谷正气, 钟志华. SST 湍流模型在汽车绕流仿真中的应用[J]. 汽车工程, 2003, 25(4): 326—329.
Wu Jun, Gu Zhengqi, Zhong Zhihua. The application of SST turbulence model in the aerodynamic simulation of the automobile[J]. Automotive Engineering, 2003, 25(4): 326—329. (in Chinese with English abstract)
- [26] Moureh J, Flick D. Airflow pattern and temperature distribution in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets[J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(8): 464—474.

Comparison of combination mode of energy conservation for refrigerated car based on CFD numerical simulation

Han Jiawei^{1,2}, Zhao Chunjiang^{1,2*}, Yang Xinting², Qian Jianping², Xing Bin², Fan Beilei²

(1. Department of Information, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China; 2. National Engineering Research Center for Information Technology in Agriculture, Beijing 100097, China)

Abstract: Accurate temperature control is the key to achieving high quality food in cold-chain transport, and the suppliers pursue the goal of energy efficiency, emissions reduction, and transportation cost reduction. This paper takes the short distance refrigerated truck as the research object and potatoes as the experimental goods, and then establishes the calculation model for solving the temperature distribution in the refrigerated compartment. Two kinds of fan cooling temperatures (0 and 3℃) and cargo areas under the “blanks on both two sides and middle” stack method were used to simulate the cooling process. According to the refrigerating unit power and best refrigerating temperature of goods, the optimal time interval was defined to open and close a cooling fan in the process of transportation. Taking the wind speed at the air conditioning outlet, air-conditioner temperature, refrigerated compartment, initial temperature of the cargo area, and the physical parameters of goods as the initial boundary conditions, a 3D numerical calculated model of the car body was built by using a porous model, which took the average values of the three directions (0, 90°, 135°) of wind speed as the actual wind velocity in a physical simulation. The unsteady numerical simulation methods of Computational Fluid Dynamics (CFD) were used to model the distribution of the temperature field in a refrigerated compartment with different stages of an opening and closing fan. The results showed that, based on the contour map of temperature field in different section of Z-axis direction, the increased rate of the cargo area temperature reduced gradually. It was suggested to add a piece of iron plate on the upper surface of the cooling fan motors, to enhance the flow strength of the front cold air and improve overall cooling rate in the goods. The change of average temperature and temperature distribution of the goods area were compared with the cooling stage and the natural convection stage. The data indicated that when the refrigeration temperature was 3℃ and cooling plus closing time of cooling fan were both 10 minutes, the energy of $3.6 \times 10^5 \text{ J}$ was reduced compared with the refrigeration temperature was 0℃, cooling time was 15 min and the closing fan lasted 20 minutes. The combination was more advantageous to reduce nonessential energy consumption and improve overall transport economic benefit. The model was validated by comparing the simulation values with measured values, and the results showed that the root mean square error was 0.540℃ and the mean absolute error was 0.493℃, which showed the rationality of the design scheme and the accuracy of the selected calculation model. The study revealed the temperature distribution of goods under various cooling temperatures and cooling times in the whole process of transportation. It also provided a reliable theoretical basis for reasonable selection of the optimal combination mode of cooling fan temperature and cooling time, reducing transportation costs, and realizing energy conservation and emissions reduction.

Key words: refrigerator cars, temperature distribution, computational fluid dynamics (CFD), numerical analysis, cooling, energy conservation

(责任编辑: 张俊芳)