

# 管道式加湿装置湿度场分布的数值模拟及试验验证

郭嘉明, 方思贞, 曾志雄, 陆华忠, 吕恩利<sup>\*</sup>

(1. 华南农业大学南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室, 广州 510642;  
2. 华南农业大学工程学院, 广州 510642)

**摘要:** 为掌握管道式加湿装置加湿流场的分布规律, 该文针对压差原理的保鲜运输厢体, 以脐橙为试验物料, 建立厢体的 1/4 等比例三维紊流数值计算模型, 结合有孔模型和组分传输模型, 采用 SIMPLE 算法和壁面函数算法, 运用 Fluent 软件对管道式加湿过程厢体内湿度场进行数值模拟, 得出了厢体内纵截面和横截面以及货物表面的湿度分布云图。采用管道式加湿可以在 246 s 内将厢体内的相对湿度从 75% 升高到 90%, 厢体内湿度场分布均匀, 相对湿度差小于 2%, 货物表面的相对湿度差不超过 3%。经试验验证, 试验结果与模拟结果相吻合, 试验值与模拟值相对湿度最大偏差值不超过 1.2%。通过所建立的模型研究不同回风道风速、管道直径、开孔数对货物表面湿度分布的影响。研究表明: 加湿速率随回风道风速和管道直径的增大而增大, 开孔数对加湿速率的影响不大 ( $P>0.05$ ); 货物表面湿度最大差值随回风道风速的增大而减小, 随管道直径的增大先增大后减小, 随管道开孔数的增加先减小后增大。该研究结果对于保鲜运输加湿装置的优化设计具有一定的参考价值。

**关键词:** 保鲜; 湿度控制; 数值方法; 运输; 管道

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.16.009

中图分类号: S229<sup>†</sup>.3

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2015)-16-0057-08

郭嘉明, 方思贞, 曾志雄, 陆华忠, 吕恩利. 管道式加湿装置湿度场分布的数值模拟及试验验证[J]. 农业工程学报, 2015, 31(16): 57—64. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.16.009 <http://www.tcsae.org>

Guo Jiaming, Fang Sizhen, Zeng Zhixiong, Lu Huazhong, Lü Enli. Numerical simulation and experimental verification on humidity field for pipeline humidifying device[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(16): 57—64. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.16.009 <http://www.tcsae.org>

## 0 引言

相对湿度是果蔬保鲜环境的重要参数之一, 对果蔬品质具有重要的影响<sup>[1-2]</sup>。相对湿度过低会促进呼吸消耗, 而相对湿度过高则容易产生浸渍现象<sup>[3-4]</sup>, 保鲜环境湿度分布的均匀性直接影响到果蔬贮藏品质的好坏<sup>[5]</sup>。超声波雾化加湿由于具有购置与运行成本低、雾化颗粒细小、雾化效果易控制等优点, 已得到较为广泛的应用<sup>[6-9]</sup>。Brown T 等<sup>[10]</sup>通过试验研究发现超声波雾化加湿对货物的温度影响较小。陆华忠等<sup>[11]</sup>通过对保鲜运输用超声波加湿的数值模拟和试验研究, 研究发现超声波雾化加湿局部相对湿度具有一定的差异性。因此, 为解决保鲜运输厢体内不同位置的相对湿度差异, 提高加湿均匀性, 本文设计了管道式加湿装置, 利用 Pro/E 三维绘图软件建立厢体的 1/4 等比例三维物理模型, 采用 ICEM CFD 软件的非结构化网格划分方法生成网格, 借助 Fluent 流体

仿真软件对管道式加湿模型进行湿度场的数值模拟。搭建基于压差原理的管道式加湿试验平台, 通过试验验证仿真结果。将所建立的模型用于研究不同回风道风速、管道直径、开孔数对货物表面湿度分布的影响, 研究结果为果蔬贮运加湿装置的优化研究提供参考。

## 1 物理模型

本文以基于压差原理的厢体为研究对象, 厢体结构如图 1 所示。厢体的总尺寸(长×宽×高)为 1 600 mm×1 100 mm×1 500 mm。开孔隔板将厢体分为压力室和保鲜室, 风机运转时在回风道处形成负压, 在压力室内形成正压<sup>[12]</sup>, 在正负压差的作用下, 保鲜室的气体从回风道进入压力室, 然后通过开孔隔板的开孔流进保鲜室, 从而形成闭式循环流场。

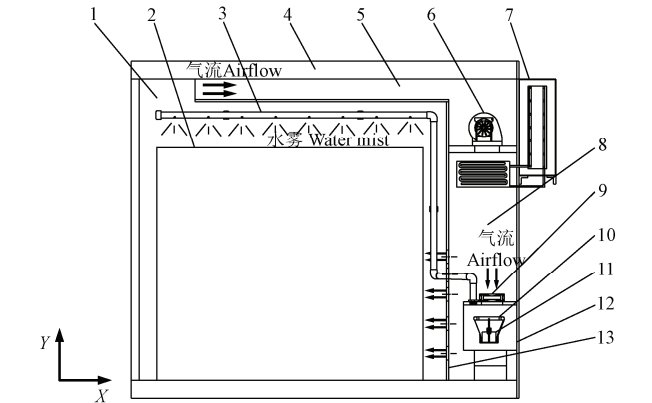
加湿装置主要由储水箱、超声波雾化头(JAS-20-B 型, 中山市红星电子厂, 数量为 12 个)、水雾输送风机(XXD1203824VH IP55 防水型, 深圳兴鑫大电子有限公司), 水雾输送管道和浮子等组成。保鲜室布置的湿度传感器(测量范围: 相对湿度 0~100%, 精度: ±3%, 广州西博臣科技有限公司生产)。加湿时, 超声波加湿装置产生的雾化颗粒在水雾输送风机的带动下, 通过水雾输送管到达水雾出口横管上均匀布置的小孔进入保鲜室。试验材料为脐橙, 质量为 75 kg, 用塑料筐装载, 共 24 筐。将传感器与数据采集仪连接, 实现试验平台的数

收稿日期: 2015-06-06 修订日期: 2015-07-15

基金项目: 国家科技支撑计划子课题(2013BAD19B01-1-3); 广州市珠江科技新星专项(2014J2200070); 广东省高等学校优秀青年教师培养计划(Yq2014025)

作者简介: 郭嘉明, 男, 广东广州人, 博士生, 研究方向果蔬冷链物流技术与装备。广州 华南农业大学工程学院, 510642。Email: jiming\_guo@163.com  
\*通信作者: 吕恩利, 男, 山东陵县人, 副教授, 主要从事农业工程研究。广州 华南农业大学工程学院, 510642。Email: enlilv@scau.edu.cn

据采集。系统运行采用西门子可编程控制器 S7-300 控制。通过调节风机频率改变回风道风速，风速采用风速仪（AZ8901 型，准确度为： $\pm 2\%$ ，台湾衡欣科技股份有限公司生产）测量。

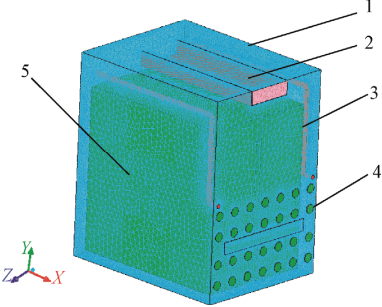


1.保鲜室；2.货物；3.水雾输送管；4.压差式厢体；5.回风道；6.制冷风机；7.制冷机组；8.压力室；9.水雾输送风机；10.超声波浮子；11.超声波雾化头；12.水箱；13.开孔隔板。  
1.Fresh-keeping chamber; 2.Goods; 3.The pipe of conveying mist; 4.Differential pressure type of carriage; 5.Air duct; 6.Refrigeration fan; 7.Refrigeration unit; 8.Pressure chamber; 9.The fan of conveying mist; 10.Ultrasonic atomized float; 11.Ultrasonic atomization head; 12.Tank; 13. Plate with holes.

图 1 保鲜运输试验平台设备简图

Fig.1 Diagram of test platform equipment for fresh-keeping transportation

运用 Pro/E 三维软件建模，通过 ICEM CFD 网格生成软件对厢体等比例模型进行非结构化网格划分。选择 Tetra/Mixed 网格类型和 Robust (Octree) 网格生成方法生成体网格，网格最大单元为 0.05 m；最小单元为 0.005 m，网格歪斜度 Skewness 约为 0.6，网格数量为 648415，厢体网格模型如图 2 所示。



1.保鲜室；2.回风道；3.水雾输送管；4.开孔隔板；5.货物。  
1.Fresh-keeping chamber; 2.Air duct; 3.The pipe of conveying mist; 4.Plate with holes; 5.Goods.

图 2 厢体网格模型

Fig.2 Grid model of compartment body

2 数学模型

为简化模型，提高仿真效率，对模型进行如下假设<sup>[13-20]</sup>：

- 1) 厢体内气体为牛顿流体，且在流动过程中不可压缩，符合 Boussinesq 假设；
  - 2) 厢体的壁面是绝热的，密封性能良好，不存在漏气现象；
  - 3) 加湿装置的水雾出口为已汽化的水蒸气，水蒸气在固体壁面不凝结；
  - 4) 货物单元为多孔介质各向同性，内部为层流模式。
- 本文采用  $k-\epsilon$  模型、组分输运模型和 SIMPLE 算法<sup>[21]</sup>对加湿过程的流场变化进行模拟。采用有限体积法中的控制通用方程，由于是瞬态流动，控制方程<sup>[22]</sup>为：

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S \quad (1)$$

式中： $\rho$  为密度， $\text{kg/m}^3$ ； $u$  为速度， $\text{m/s}$ ； $t$  为时间， $\text{s}$ ； $\phi$  为广义变量； $\Gamma$  为相应于  $\phi$  的广义扩散系数； $S$  为广义源项。

不同方程对应关系<sup>[22]</sup>见表 1。

表 1 各控制方程变量、扩散系数及源项

Table 1 Variables, diffusion coefficients and source terms of each governing equation

方程 Equation	广义变量 $\phi$	$\phi$ 的广义扩散系数 $\Gamma$	广义源项 $S$
$X$ 方向动量方程 Momentum equation of $X$ direction	$u$	$\eta + \eta_t$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\eta_{\text{eff}} + \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\eta_{\text{eff}} + \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\eta_{\text{eff}} + \frac{\partial u}{\partial z})$
$Y$ 方向动量方程 Momentum equation of $Y$ direction	$v$	$\eta + \eta_t$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\eta_{\text{eff}} + \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\eta_{\text{eff}} + \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\eta_{\text{eff}} + \frac{\partial v}{\partial z})$
$Z$ 方向动量方程 Momentum equation of $Z$ direction	$w$	$\eta + \eta_t$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}(\eta_{\text{eff}} + \frac{\partial w}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\eta_{\text{eff}} + \frac{\partial w}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\eta_{\text{eff}} + \frac{\partial w}{\partial z})$
紊流能量方程 Turbulent energy equation	$k$	$\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k}$	$\rho G_k - \rho \epsilon$
紊流能量耗散方程 Turbulent energy dissipate equation	$\epsilon$	$\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\epsilon}$	$\frac{\epsilon}{k}(c_1 \rho G_k - c_2 \rho \epsilon)$
能量方程 Energy equation	$T$	$\frac{\eta}{P_r} + \frac{\eta_t}{\sigma_T}$	0

注： $\rho$  为流体密度， $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ； $x, y, z$  为流场中空间点的位置坐标； $u, v, w$  分别为  $X, Y, Z$  方向的速度矢量， $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ； $k$  为湍动能， $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}$ ； $\epsilon$  为耗散率， $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-3}$ ； $P_r$  为普朗特数； $T$  为储藏温度， $^{\circ}\text{C}$ ； $\eta$  为流体动力黏度， $\text{kg}\cdot(\text{m}\cdot\text{s})^{-1}$ ； $\eta_t$  为湍流黏性系数； $p$  为压力， $\text{Pa}$ 。表中， $\eta_{\text{eff}} = \eta + \eta_t$ ， $\eta_t = c_\mu \rho k^2 / \epsilon$ ，

$G_k = \frac{\eta_t}{\rho} \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\}$ ； $c_\mu, c_1, c_2, \sigma_T$  为经验常数<sup>[22]</sup>， $\sigma_k$  为湍动能普朗特数， $\sigma_\epsilon$  为湍动能耗散率普朗特数，下同。

Note:  $\rho$  is fluid density,  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ;  $x, y, z$  are the coordinate position of spatial point in flow fluid;  $u, v, w$  is the velocity vector of  $X, Y, Z$  direction respectively,  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $k$  is the turbulent kinetic energy,  $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}$ ;  $\epsilon$  is dissipation rate,  $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-3}$ ;  $P_r$  is Prandtl number;  $T$  is reserve temperature,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\eta$  is the dynamic viscosity,  $\text{kg}\cdot(\text{m}\cdot\text{s})^{-1}$ ;  $\eta_t$  is the viscosity coefficient of turbulence;  $p$  is pressure,  $\text{Pa}$ . In the table,  $\eta_{\text{eff}} = \eta + \eta_t$ ,  $\eta_t = c_\mu \rho k^2 / \epsilon$ ,  $G_k = \frac{\eta_t}{\rho} \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\}$ ;

$c_\mu, c_1, c_2, \sigma_T$  are the empirical constant,  $\sigma_k$  is Prandtl number for turbulent kinetic energy,  $\sigma_\epsilon$  is Prandtl number for dissipation rate of turbulent kinetic energy, the same below.

$k$ - $\varepsilon$  模型中采用的 6 个经验常数<sup>[22]</sup>如表 2 所示。

表 2  $k$ - $\varepsilon$  模型中的系数  
Table 2 Coefficients of model  $k$ - $\varepsilon$

$c_\mu$	$c_1$	$c_2$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$\sigma_T$
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3	0.9~1.0

在加湿过程中涉及到水蒸气的传递，在组分传输的过程中必须符合组分质量守恒方程，其表示形式如下：

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (2)$$

式中： $Y_i$ 为组分  $i$  的质量分数，%； $\vec{u}$  为速度矢量，m/s； $R_i$  为化学反应的净产生速率，由于加湿过程不涉及化学反应，故忽略  $R_i$ ； $S_i$  为定义的组分源项，kg/(m<sup>3</sup>·s)； $\vec{J}_i$  为组分  $i$  的扩散通量，kg/(m<sup>2</sup>·s)。  $S_i$ ， $\vec{J}_i$  的表达式<sup>[23]</sup>如下：

$$\vec{J}_i = -\rho D_i \nabla Y_i \quad (3)$$

$$S_i = k_m p_{sat} \left( a_w - \frac{R_H}{100} \right) a_p \quad (4)$$

式中： $D_i$  为组分  $i$  的扩散系数，m<sup>2</sup>/s； $k_m$  为总传质系数，kg/(s·m·Pa)； $p_{sat}$  为饱和蒸气压，Pa； $a_w$  为水的活性； $R_H$  为相对湿度，%； $a_p$  为比表面积，m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>。

为了考虑果蔬货物对流场的影响，本文采用多孔介质模型来模拟果蔬货物的存在，以模拟货物单元对空气流通阻力的影响。该阻力可以通过基本控制方程中的动量方程加入阻力源项实现，其中阻力源项包括两部分组成，一部分是黏性损失（Darcy 定律），另外一部分是内部损失。可用以下方程对多孔介质的阻力进行描述：

$$S_j = \frac{\eta}{\alpha} u_j + C_2 \left( \frac{1}{2} \rho u |u_j| \right) \quad (5)$$

式中： $S_j$  为多孔介质的阻力源项，N/m<sup>3</sup>。 $\alpha$  为多孔介质的渗透率，m<sup>2</sup>； $u_j$  是  $j$  方向的速度分量，m/s； $C_2$  为多孔介质的惯性阻力系数，m<sup>-1</sup>。 $\alpha$ ， $C_2$  表达式<sup>[24]</sup>如下：

$$\alpha = \frac{d_p^2 \phi^2}{150(1-\phi)^2} \quad (6)$$

$$C_2 = \frac{3.5(1-\phi)}{d_p \phi^3} \quad (7)$$

式中： $d_p$  为多孔介质的等效直径，m； $\phi$  为多孔介质开孔率，%。

### 3 边界条件设定与求解

对保鲜运输厢体进行雷诺数计算，根据雷诺数求解公式<sup>[22]</sup>，求得雷诺数  $Re$  达到了  $10^5$ ，属于高雷诺数紊流模型<sup>[25]</sup>。

$$Re = UL/\eta_k \quad (8)$$

式中： $U$  为截面的平均速度，m/s； $L$  为特征长度，m； $\eta_k$  为流体的运动黏度，m<sup>2</sup>/s。

1) 入口边界条件。由于试验厢体采用的是风机驱动循环形式，所以厢体的入口为速度入口条件。输入紊流参数为湍流强度  $I$  和水力直径  $D_H$ 。湍流强度  $I$  按式 (9)<sup>[26]</sup>

求出。

$$I = 0.16(Re_{DH})^{-1/8} \quad (9)$$

式中： $Re_{DH}$  是以水力直径求出的雷诺数。

水雾入口采用质量流量入口条件，通过试验测得加湿装置加湿量约为 0.004 kg/s。通过相对湿度转换成水蒸气的质量分数输入，以下是相对湿度与水蒸气质量分数的换算过程：厢体内的空气一般为湿空气，其由水蒸气和干空气组成。相对湿度为湿空气中水蒸气分压与该温度下饱和水蒸气分压之比。即：

$$R_H = \frac{P_h}{P_{sat}} \times 100\% \quad (10)$$

式中： $R_H$  为相对湿度，%； $P_h$  为水蒸气分压，Pa。

饱和蒸气压可以通过气压、环境温度等条件查饱和蒸气压表<sup>[27]</sup>获得。将湿空气和干空气看成是理想气体，由理想气体状态公式得：

$$m_h = \frac{P_h V}{RT_0} \quad (11)$$

式中： $m_h$  为气体质量，kg； $V$  为气体体积，m<sup>3</sup>； $R$  为水蒸气物质的量与气体常数换算得到的系数， $T_0$  为绝对温度，K。

从而得到厢体内湿度与温度一定时，厢体内水蒸气质量  $m_h$ 。此时，厢体内空气的水蒸气质量分数为：

$$C_h = \frac{m_h}{m_a} \times 100\% = \frac{R_H P_{sat} V}{m_a RT} \quad (12)$$

式中： $m_a$  为厢体内空气的总质量，kg。

将  $C_h$  作为设置值在初始化界面中输入，实现初始化厢体内的相对湿度。

2) 出口边界条件。出口边界条件设定为压力出口条件。

3) 货物单元。实际货物为装有脐橙的塑料筐，为简化运算，本文将脐橙与塑料筐处理成一个货物单元，并令货物单元为多孔介质模型，货物内部为层流模式，开孔率设为 0.3。

脐橙保鲜参数要求：温度为 5~10℃，相对湿度为 85%~90%<sup>[28]</sup>。设定超声波加湿初始环境：温度为 5℃，相对湿度为 75%。由于厢体内部是一个循环结构，在加湿过程中厢体进风口的相关参数处于动态变化中，需在压力出口与进风口之间利用 UDF 设定水蒸气质量分数的传递函数。

运用 FLUENT 瞬态求解器进行求解，添加浮升力影响因素，设置环境重力加速度为 9.8 m/s<sup>2</sup>，设置时间步长为 1 s，结合项目组的经验与预试验研究，设定回风道风速为 4 m/s，管道直径为 25.4 mm，开孔数为 8 孔。模拟过程中在保鲜室后部湿度传感器的等比例位置引入相对湿度监测点，监测点的相对湿度达到 90%时，停止迭代。

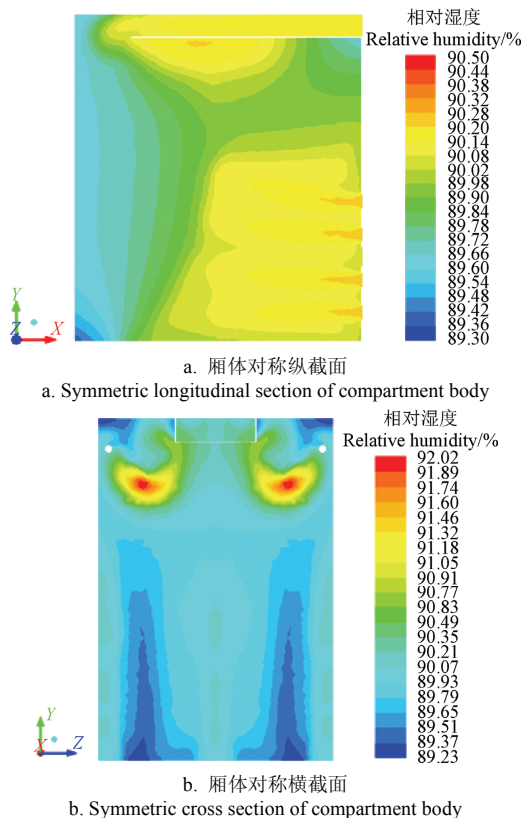
### 4 模拟结果分析与试验验证

保鲜室为货物提供贮藏环境，本文主要对保鲜室的湿度场进行模拟与分析。通过 Fluent 迭代计算，当监测

点的相对湿度为 90% 时, 耗时 246 s, 厢体对称截面相对湿度云图如图 3 所示。

#### 4.1 厢体对称截面相对湿度分布

厢体对称纵截面相对湿度云图如图 3a 所示, 相对湿度最高值与最低值差值仅为 1.02%, 相对湿度分布较均匀。厢体对称横截面相对湿度分布云图如图 3b 所示, 在靠近管道水雾出口的地方相对湿度较高, 而在货物区域靠近厢体底部的位置及管道上方靠近厢体角落的位置相对湿度较低, 相对湿度最高值与最低值的差值为 1.84%。结合图 3a 与图 3b 可知, 管道水雾出口喷出的湿度较高的湿空气, 一部分直接经回风道流回压力室, 经风机加压后从开孔隔板流向厢体前端, 使厢体上方区域与厢体前端区域相对湿度较高。



注: 将厢体保鲜室宽度 1/2 处垂直于水平面的截面定义为对称纵截面, 保鲜室长度 1/2 处垂直于水平面的截面定义为对称横截面。  
Note: The planes are vertical with horizontal plane that in the position of chamber width of 1/2 is defined as symmetric longitudinal section and in the position of chamber length of 1/2 is defined as symmetric cross section.

图 3 厢体对称截面相对湿度云图

Fig.3 Cloud map of relative humidity in symmetric section of compartment body

#### 4.2 货物表面相对湿度分布

货物表面相对湿度分布云图如图 4 所示, 由于水雾出口出来的湿空气直接喷向货物上方, 货物上表面相对湿度较高, 货物表面相对湿度最高值与最低值的差值为 2.45%。结合图 3a、图 3b 和图 4 可知, 货物上表面及靠近开孔隔板区域相对湿度较高, 水气与货物间的湿度传递良好, 货物区域的相对湿度分布与流通区域的相对湿度分布基本一致, 厢体对称纵截面与横截面相对湿度均匀性较好, 货物表面相对湿度均匀性稍差。

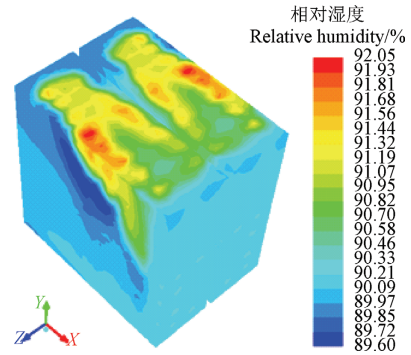
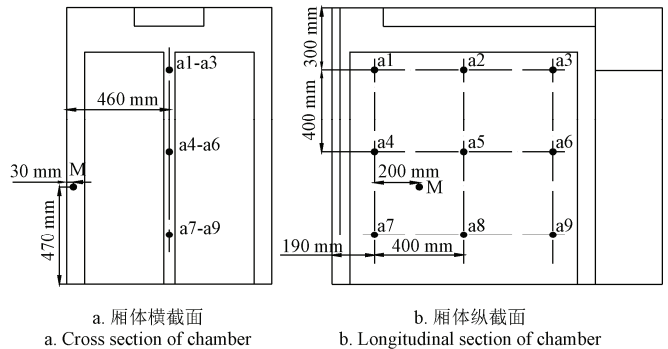


图 4 货物表面的相对湿度云图

Fig.4 Cloud map of relative humidity of goods surface

#### 4.3 试验验证

为了验证模拟结果, 进行管道式加湿装置的加湿试验。在厢体对称纵截面上均匀布置 9 个相对湿度传感器, 并在厢体的后下部布置一个控制传感器, 用于控制厢体内的相对湿度, 传感器布置如图 5 所示。购买脐橙约 75 kg, 均匀放置于塑料筐中, 预冷约 2 d。通过制冷机组调节厢体内的保鲜环境, 当厢体内的气体温度为  $(5.0 \pm 0.1)^\circ\text{C}$ , 相对湿度约为  $75\% \pm 1\%$  时, 关闭制冷机组, 开启加湿装置, 直至厢体内的相对湿度升高至 90%, 停止加湿, 记录相对湿度随时间的变化, 对加湿终了时的湿度数据进行分析, 并与模拟结果进行对比。



注: a1~a9 为 9 个相对湿度传感器, M 为控制传感器。  
Note: a1-a9 is 9 relative humidity sensor, M is the control sensor.

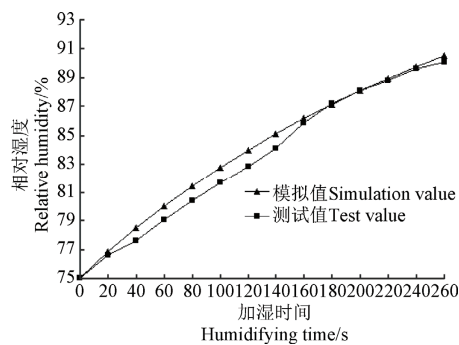
图 5 相对湿度传感器布置示意图

Fig.5 Schematic diagram of humidity sensor arrangement

试验结果与模拟结果的对比如图 6 所示。从图 6a 可以看出, 相对湿度从 75% 到 90% 加湿试验共耗时 255 s, 而模拟结果为 246 s, 模拟值与试验值随时间变化的规律基本吻合, 模拟值与试验值相对湿度最大偏差值仅为 1.17%, 加湿速率基本一致, 其中从 85% 到 90% 的相对湿度模拟值与试验值吻合较好, 最大偏差值小于 0.6%。

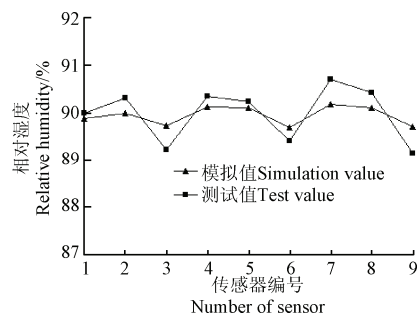
从模拟结果中取出测试点对应的湿度值, 与试验值进行对比, 对比结果如图 6b 所示, 厢体纵截面测试点的湿度模拟值与测试值随位置变化的规律是基本一致的, 模拟值与测试值相对湿度最大偏差值仅为 0.56%, 出现偏差的原因主要包括模型的简化以及传感器精度等。试验结果表明, 管道式加湿装置的数值模拟具有科学性和参考价值。





a. 试验结果与模拟结果加湿速率对比

a. Comparison of humidification rate of experimental and simulation results

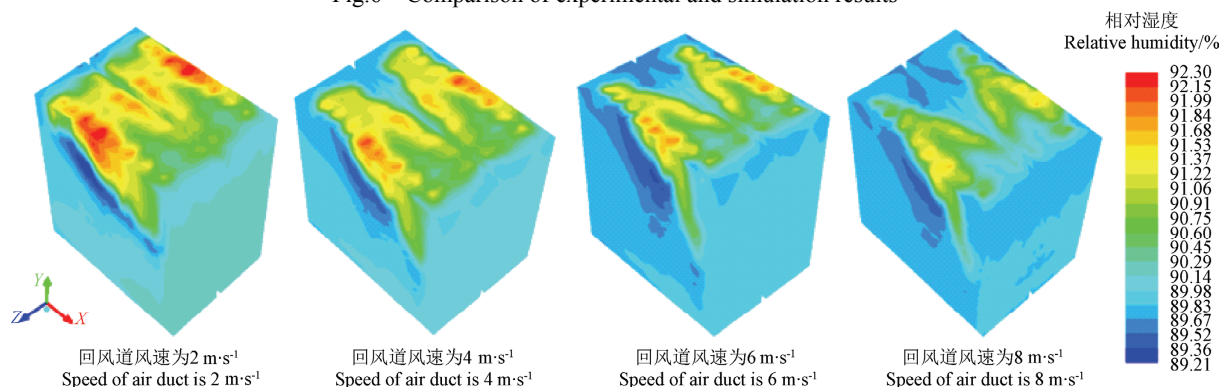


b. 测试点相对湿度的模拟值与测试值对比

b. Comparison of simulated and tested values at test points

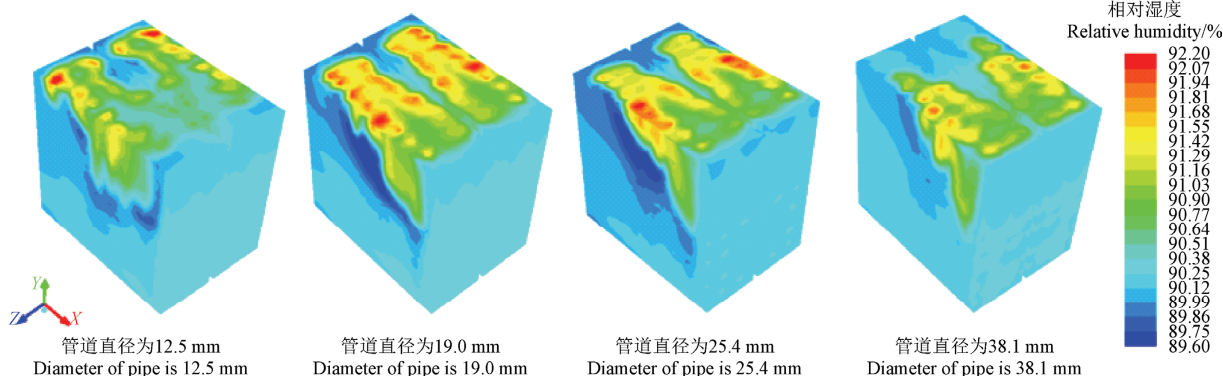
图 6 试验结果与模拟结果对比

Fig.6 Comparison of experimental and simulation results



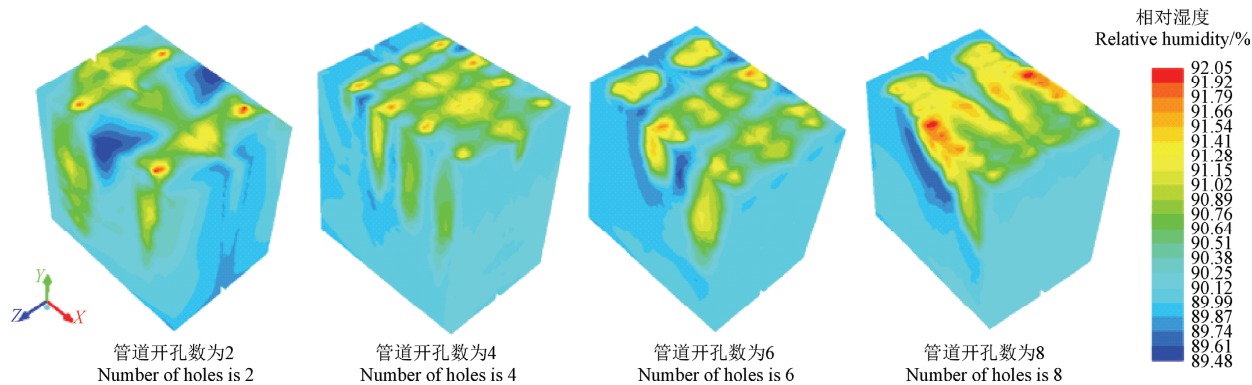
a. 不同回风道风速货物表面相对湿度云图

a. Cloud map of relative humidity at goods surface of different speed of air duct



b. 不同管道直径货物表面相对湿度云图

b. Cloud map of relative humidity at goods surface of different pipeline diameter



c. 不同管道开孔数货物表面相对湿度云图

c. Cloud map of relative humidity at goods surface of different number of holes

注：图 a-水雾输送管管径为 25.4 mm，水雾输送管开孔数为 8 孔；图 b-回风道风速为 4 m·s<sup>-1</sup>，水雾输送管开孔数为 8 孔；图 c-水雾输送管管径为 25.4 mm，回风道风速为 4 m·s<sup>-1</sup>。

Note: Fig.a-Diameter of pipe is 25.4 mm, number of holes is 8; Fig.b-Speed of air duct is 4 m·s<sup>-1</sup>, number of holes is 8; Fig.c-Diameter of pipe is 25.4 mm, speed of air duct is 4 m·s<sup>-1</sup>.

图 7 不同模型参数货物表面相对湿度云图

Fig.7 Cloud map of relative humidity at goods surface of different parameter of model

#### 4.4 模型的实际运用

##### 4.4.1 不同回风道风速对湿度分布的影响

在水雾输送管管径为 25.4 mm, 水雾输送管开孔数为 8 孔的条件下, 依次改变回风道风速为 2, 4, 6, 8 m/s。通过 Fluent 迭代计算, 当监测点的相对湿度为 90% 时, 耗时分别为 258, 246, 242, 236 s, 回风道风速越大加湿速率越快。

货物表面相对湿度分布如图 7a 所示。当回风道风速分别为 2、4、6、8 m/s 时, 货物表面相对湿度最高值与最低值的差值分别为 3.09%, 2.45%, 2.05%, 2.01%, 回风道风速越大货物表面相对湿度最高值与最低值的差值越小, 货物表面湿度越均匀, 主要是因为通风风速的增加, 促进了厢体内气流循环, 使湿度分布更加均匀。

##### 4.4.2 不同管道直径对湿度分布的影响

在回风道风速为 4 m/s, 水雾输送管开孔数为 8 孔的条件下, 依次改变水雾输送管管径为 12.5, 19.0, 25.4 和 38.1 mm。通过 Fluent 迭代计算, 当监测点的相对湿度为 90% 时, 耗时分别为 255, 252, 246, 242 s, 管道直径越大加湿速率越快。

货物表面相对湿度分布如图 7b 所示。当管道直径分别为 12.5, 19.0, 25.4 和 38.1 mm 时, 货物表面相对湿度最高值与最低值的差值分别为 2.38%, 2.57%, 2.45%, 2.02%。随着管道直径的增大, 货物表面相对湿度最高值与最低值的差值先增大后减小。可能的原因是, 当管道直径较小时, 管内压力相对较大, 各孔的出气量较接近, 湿度分布较均匀; 当管道直径增大时, 各孔的出气量差异逐步增大, 湿度分布差值增大, 但当管道直径较大时, 湿空气主要从近隔板处的孔流出, 与从开孔隔板出来的气流充分混合后, 送到厢体各处, 相对湿度分布差值又减小。

##### 4.4.3 不同管道开孔数对湿度分布的影响

在水雾输送管管径为 25.4 mm, 回风道风速为 4 m/s 的条件下, 依次改变水雾输送管开孔数为 2, 4, 6 和 8 孔。通过 Fluent 迭代计算, 当监测点的相对湿度为 90% 时, 耗时分别为 249, 247, 250, 246 s, 管道开孔数对加湿速率影响较小 ( $P>0.05$ )。

货物表面相对湿度分布如图 7c 所示。当管道开孔数分别为 2, 4, 6 和 8 孔时, 货物表面相对湿度最高值与最低值的差值分别为 2.53%, 2.18%, 2.31%, 2.45%。随着管道开孔数的增多, 货物表面相对湿度最高值与最低值的差值先减小后增大, 管道开孔数为 4 孔时货物表面湿度较均匀。可能的原因是, 当开孔数量较少时, 会导致湿空气从管道排出相对集中, 造成相对湿度分布差异相对较大; 当孔数增多时, 湿空气在厢体内分布均匀, 相对湿度分布差异减小; 然而当开孔数较多时, 造成管道内的压力较小, 湿空气主要从部分孔排出, 从而造成相对湿度差又增大的现象。

## 5 结 论

本文以压差原理的运输厢体为研究对象, 模拟了厢

体以及货物的湿度分布, 并对厢体纵截面、横截面以及货物表面的湿度分布情况进行了分析和试验验证, 得出以下结论:

1) 通过对管道式加湿装置加湿的数值模拟研究发现: 采用管道式加湿可以在 246 s 内将厢体的相对湿度从 75% 升高到 90%, 加湿速度较快; 厢体对称纵截面与横截面相对湿度分布较均匀, 相对湿度最大差值小于 2%, 货物表面相对湿度均匀性稍差, 但相对湿度最大差值不超过 3%, 保鲜环境的湿度场分布均匀。

2) 经试验验证, 模拟结果与试验结果加湿时间相差 9 s, 模拟值与试验值随时间变化规律基本吻合, 模拟值与试验值相对湿度最大偏差值不超过 1.2%。厢体纵截面测试点的湿度模拟值与测试值随位置变化的规律是基本一致的, 模拟值与测试值相对湿度最大偏差值不超过 0.6%, CFD 模型有效。

3) 通过所建立的模型研究不同回风道风速、管道直径、开孔数对货物表面湿度分布的影响。研究结果表明: 加湿速率随回风道风速, 管道直径的增大而增大, 开孔数对加湿速率的影响不大 ( $P>0.05$ ); 货物表面湿度最大差值随回风道风速的增大而减小, 随管道直径的增大先增大后减小, 随管道开孔数的增加先减小后增大。采用 Fluent 对管道式加湿的流场进行数值模拟具有一定科学性, 有助于认清湿度分布规律, 为保鲜运输用加湿装置的优化设计提供参考。

此外, 果蔬类型、货物堆码方式、包装等都会对模拟结果造成影响, 本课题组将对其进行进一步的研究和探讨。

#### [参 考 文 献]

- [1] Evelo R G, Horst J. Modified atmosphere packaging of tomatoes; controlling gas and humidity[J]. Packag Technol Sci, 1996, 9(5): 265—273.
- [2] Mahajan P V, Goswami T K. Extended storage life of litchi fruit using controlled atmosphere and low temperature[J]. journal of food process engineering, 2004, 28(5): 388—403.
- [3] 王延, 张培正, 伏建民. 果蔬高湿贮藏[J]. 食品与机械, 1992, 8(4): 42—43.  
Wang Yan, Zhang Peizheng, Fu Jianmin. High humidity storage of fruits and vegetables[J]. Food & Machinery, 1992, 8(4): 42—43. (in Chinese with English abstract)
- [4] 王健敏, 卓献荣. 高温冷藏库内湿度过大的原因分析及解决方法[J]. 仲恺农业技术学院学报, 1997, 10(2): 94—96.  
Wang Jianmin, Zhuo Xianrong. Reasons and analyses of overhigh humidities for cold store and their solving methods[J]. Journal of Zhongkai Agrotechnical College, 1997, 10(2): 94—96. (in Chinese with English abstract)
- [5] Delele M A, Schenk A, Ramon H, et al. Evaluation of a chicory root cold store humidification system using computational fluid dynamics[J]. journal of food engineering, 2009, 94(1): 110—121.
- [6] 郭嘉明, 吕恩利, 陆华忠, 等. 保鲜运输车厢用超声波加湿装置的设计与试验[J]. 西北农林科技大学学报: 自然科

- 学版, 2013, 41(6): 181—187.
- Guo Jiaming, Lü Enli, Lu Huazhong, et al. Design and test of ultrasonic humidifying system for fresh-keeping transportation[J]. Journal of Northwest A&F University: Natural Science Edition, 2013, 41(6): 181—187. (in Chinese with English abstract)
- [7] 黄卫星, 高建民, 陈翠英. 超声雾化的研究现状及在农业工程中的应用[J]. 农机化研究, 2007(3): 154—158.
- Huang Weixing, Gao Jianmin, Chen Cuiying. Present situations and prospects of ultrasonic atomization application[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2007(3): 154—158. (in Chinese with English abstract)
- [8] 梁泽钦, 邱红喜, 杨明丰, 等. 超声雾化加湿系统研究与设计[J]. 武汉工业学院学报, 2006, 25(3): 24—26.
- Liang Zeqin, Qiu Hongxi, Yang Mingfeng, et al. Study and design on the ultrasonic atomization watering system[J]. Journal of Wuhan Polytechnic University, 2006, 25(3): 24—26. (in Chinese with English abstract)
- [9] 方思贞, 吕恩利, 陆华忠, 等. 果蔬贮藏加湿技术研究现状与发展趋势[J]. 广东农业科学, 2014, 41(18): 70—73.
- Fang Sizhen, Lü Enli, Lu Huazhong, et al. Research status and development trends of humidifying technology on storage of fruits and vegetables[J]. Guangdong Agricultural Sciences, 2014, 41(18): 70—73. (in Chinese with English abstract)
- [10] Brown T, Corry J, James S J. Humidification of chilled fruit and vegetables on retail display using an ultrasonic fogging system with water/air ozonation[J]. Int J Refrig, 2004, 27(8): 862—868.
- [11] 陆华忠, 曾志雄, 吕恩利, 等. 保鲜运输用超声波加湿的数值模拟[J]. 现代食品科技, 2013, 29(7): 1533—1538.
- Lu Huazhong, Zeng Zhixiong, Lü Enli, et al. Numerical simulation and experimental verification of ultrasonic humidification for fresh-keeping transportation[J]. Modern Food Science and Technology, 2013, 29(7): 1533—1538. (in Chinese with English abstract)
- [12] 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, 2012, 28(11): 254—260.
- 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), 2012, 28(11): 254—260. (in Chinese with English abstract)
- [13] 郭嘉明, 吕恩利, 陆华忠, 等. 冷藏运输箱体结构对流场影响的数值模拟[J]. 农业工程学报, 2012, 28(增刊 1): 74—80.
- Guo Jiaming, Lü Enli, Lu Huazhong, et al. Numerical simulation of effects of transport enclosure structure on flow field[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(Supp.1): 74—80. (in Chinese with English abstract)
- [14] 程秀花, 毛罕平, 倪军. 温室环境-作物湿热系统 CFD 模型构建与预测[J]. 农业机械学报, 2011, 42(2): 173—179.
- Cheng Xiuhua, Mao Hanping, Ni Jun. Numerical prediction and CFD modeling of relative humidity and temperature for greenhouse-crops system[J]. Transactions of the CSAM, 2012, 42(2): 173—179. (in Chinese with English abstract)
- [15] 谢晶, 瞿晓华, 徐世琼. 冷藏库内气体流场数值模拟与验证[J]. 农业工程学报, 2005, 21(2): 11—16.
- Xie Jing, Qu Xiaohua, Xu Shiqiong. Numerical simulation and verification of airflow in cold-store[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2005, 21(2): 11—16. (in Chinese with English abstract)
- [16] 杨磊, 汪小昆. 微型保鲜库预冷气流组织的仿真分析[J]. 计算机仿真, 2009, 26(5): 220—222.
- Yang Lei, Wang Xiaochan. Simulation analysis of flow field of chilling process in a mini type cool store[J]. Computer Simulation, 2009, 26(5): 220—222. (in Chinese with English abstract)
- [17] 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(5): 464—474.
- [18] Sadi S, Hellickson M L. Computational Fluid Dynamics Simulation of Airflow in a Fruit Storage Room[C]. 7th International Controlled Atmosphere Research Conference, 2001.
- [19] 王以忠, 胡春园, 陈绍慧, 等. 冷藏车内温度场和湿度场的数值模拟研究[J]. 保鲜与加工, 2010, 58(10): 26—29.
- Wang Yizhong, Hu Chunyan, Chen Shaohui, et al. Study on numerical simulation of temperature and humidity fields in a refrigerated vehicle[J]. Storage and Process, 2010, 10(3): 26—29. (in Chinese with English abstract)
- [20] Delele M A, Schenk A, Ijskens E, et al. Optimization of the humidification of cold stores by pressurized water atomizers based on a multiscale CFD model[J]. Journal of Food Engineering, 2009, 91(2): 228—239.
- [21] 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.
- [22] 陶文铨. 数值传热学(第 2 版)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2002.
- [23] Chourasia M K, Maji P, Baskey A, et al. Estimation of moisture loss from cooling data of potatoes[J]. Journal of Food Process Engineering, 2005, 28(1): 397—416.
- [24] Chourasia M K, Goswami T K. CFD simulation of effects of operating parameters and product on heat transfer and moisture loss in the stack of bagged potatoes[J]. Journal of Food Engineering, 2007, 8(1): 947—960.
- [25] 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 of effects of transport enclosure structure on flow field[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(13): 231—236. (in Chinese with English abstract)
- [26] 朱红钧, 林元华, 谢龙汉. FLUENT 流体分析及仿真使用教程[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2010.

- [27] 严家騄, 余晓福, 王永青. 水和水蒸气热力性质图表 (第二版) [M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [28] Thompson A K. Controlled Atmosphere Storage of Fruits and Vegetables[M]. UK: Cab international, 1998.

## Numerical simulation and experimental verification on humidity field for pipeline humidifying device

Guo Jiaming, Fang Sizhen, Zeng Zhixiong, Lu Huazhong, Lü Enli<sup>\*</sup>

(1. Key Laboratory of Key Technology on Agricultural Machine and Equipment, Ministry of Education, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China; 2. College of Engineering, South China Agricultural University, Guangzhou 510642, China)

**Abstract:** Maintaining the humidity in the environment is very important for guaranteeing the qualities and prolonging the shelf-life of fresh products. In order to obtain the distribution characteristics of humidity field when the pipeline humidifying device was working, a transport container for fresh-keeping transportation with a pipeline humidifying device based on differential pressure principle was investigated. In this study, navel orange was used as the test material. A three-dimensional numerical turbulent model of 1/4 ratio of the container was established. The structure of this model was built in PRO/E, and the mesh was generated in ICEMCFD by unstructured mesh method; the maximum size of the cell was 0.05 m and the minimum size was 0.005 m. The humidity distribution in the container with pipeline humidifying device was simulated by adopting Porous Medium Model, Species Transport Model, SIMPLE algorithm and Enhanced Wall Treatment Function method to solve the model in FLUENT. After that, the humidifying rate and the cloud charts of humidity distributions on the longitudinal and cross sections in the container and on the surface of products were obtained. With pipeline humidifying device, the relative humidity in the container could be increased from 75% to 90% in 246 s. The distribution of humidity field in container was uniform and the difference of relative humidity was less than 2%, and the difference of relative humidity on goods surface was no more than 3%. A test in a real container with 75 kg navel oranges was done to verify the accuracy of the model. Experimental validation showed that the test results were in good agreement with the simulation results. The difference between the simulated value and experimental value was less than 1.2%, which proved that such model could be used to study the effects of pipe diameter, number of holes, air velocity of air duct on humidity distribution on products surface. Some comparison and analysis were done for the results, and some conclusions could be drawn. It showed that humidifying rate increased as the velocity of air duct and the diameter of pipe increased; and when the relative humidity at the monitoring point was 90%, the humidifying time was 258, 246, 242 and 236 s, respectively as the velocities of air duct were 2, 4, 6 and 8 m/s, while 255, 252, 246 and 242 s respectively as the diameters of pipe were 12.5, 19.0, 25.4 and 38.1 mm. The effect of the number of holes on the humidifying rate was not significant. The maximum difference of humidity on products surface decreased as the velocity of air duct increased, and the differences were 3.09%, 2.45%, 2.05% and 2.01%, respectively. But it decreased first then increased as the number of holes increased (2, 4, 6 and 8), and the differences were 2.53%, 2.18%, 2.31% and 2.45%, respectively. And it increased first then decreased as the diameter of pipe increased, with the differences being 2.38%, 2.57%, 2.45% and 2.02%, respectively. The results from this study have a certain reference value for the optimization of humidifying device for fresh-keeping transportation containers.

**Key words:** fresh-keeping; humidity control; numerical methods; transportation; pipeline