doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.12.036

公路冷藏运输车厢内三场协同性三维数值模拟与试验*

李　强[1]　翁卫兵[1]　房殿军[2,3]　曹淼龙[1]　吴　坚[1]

(1.浙江科技学院食品物流装备技术研究省重点实验室，杭州 310023；2.德国弗劳恩霍夫物流研究院生产物流部，多特蒙德 44227；3.同济大学中德学院，上海 200092)

摘要：在公路冷藏运输车厢内温度场和速度场协同控制基础上，从能量守恒协同方程和湍流动能方程出发，设置传热工质空气参数，探讨其速度场和压力场的协同性。以温度均布为评价目标，从定性角度验证冷藏车厢内沿纵向截面三场的模拟仿真分布情况，并分别对圆形孔、椭圆形孔和正六边形孔进气匀流板的换热及低阻性能进行数值模拟比较与分析。冷藏厢内进气道采用椭圆形孔进气匀流板后，在满载过程厢内温度沿厢体宽度方向的最高温度由 2.53℃降为 1.27℃，温度标准差由 0.642℃降至 0.332℃。结果表明该进气道的流动阻力较小，有效减少制冷机组的泵功损耗，温度分布更加稳定且均匀，速度场、温度梯度场和压力梯度场三场有较好的协同性。

关键词：公路冷藏运输车厢　温度场　速度场　压力场　数值模拟

中图分类号：U469.6+6　　**文献标识码：**A　　**文章编号：**1000-1298(2014)12-0241-08

引言

特色果蔬在采后冷链运输过程中，冷藏车厢内的温度波动[1]和不均匀分布[2]会导致营养成分的流失，也难以确保风味和口感品质的均衡性[3]。国内外专家学者从冷藏运输车厢结构方案设计[4]、货物堆码布置[5-6]、厢内压力损失和能耗分析[7-8]、进气道/回风道结构[9-10]、温度场和冷量流场分布[11-13]等方面进行了研究，以有效控制厢内总体冷藏温度及其波动范围来提高特色果蔬的冷链运输效果。

文献[14]在文献[15-16]揭示速度场和温度场协同控制是强化换热机制的基础上，通过控制气帘转速和角度有效地降低了厢内最高温度并使得温度分布更加均匀。文献[17]指出流线型绕流体结构的速度场和压力场协同性要优于矩形绕流体。文献[18]采用三场(速度场、温度场和压力场)协同原理分析了不同形状管束的连续螺旋折流板壳侧性能。强化对流换热虽能起到迅速降温的效果，但由于冷量流动过程中在孔板处急剧收缩，导致动能阻力损失较大，在一定程度上制约了强化换热技术的发展[15]。

公路冷藏运输车制冷机组产生的冷量，经轴流风机旋转运动，沿车头至车尾的进气道、厢体内部和回风道形成循环流动。冷量的速度和压力等参数沿车头至车尾大致呈递减变化，密度大体呈自上而下沉降趋势。通过分析进气道单块匀流板结构影响传热和流动阻力的效果，在一定程度上能准确描述沿厢内进气道板侧的综合性能。在冷藏运输过程中采用换热强化均匀且高效低阻的进气道，分析对比具有实际应用价值的气流孔板结构，可以从工程意义上有效降低能量损耗，节约单位里程的运输成本，提高冷藏车辆使用经济性。

本文在公路冷藏车厢内温度场和流场(速度场)协同控制的基础上，选用工程中常见 3 种气流孔板结构，从能量守恒协同方程和流体流动动能方程出发，以温度均布为评价目标，进一步分析速度场和压力场的协同性，对进气匀流板的综合传热流动性能进行数值模拟与实车试验对比分析，探讨在公路冷藏车厢内采用三场协同控制方法使其温度分布更加均匀。

1　数值计算模型

1.1　物理模型

以浙江省“农产品现代物流与安全控制”重点科技创新团队所研发的公路冷藏运输车厢内进气道匀流板为研究对象[13-14]。为便于安装，将匀流板设计成正方形，边长为 600 mm，厚度为 2 mm，厢体侧面上下布置 3 层(U、M 和 D 表示)，沿车辆行驶方向

收稿日期：2014-08-06　修回日期：2014-09-20

*国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2012AA101704)、国家国际科技合作专项资助项目(2013DFA31920)、浙江省重点科技创新团队资助项目(2011R09036-09)和浙江省自然科学基金资助项目(LY13E050023)

作者简介：李强，副教授，博士，主要从事汽车机电一体化控制研究，E-mail：liqiang1353@163.com

每层安装 7 块(1 ~7 表示),标号如图 1 所示。正方形进气匀流板的布孔方式如图 2 所示。图 2b 椭圆形孔的当量直径与图 2a 圆形孔的直径近似相同,圆形孔直径为 6 mm,椭圆形孔的长、短轴分别为8 mm 和 4.5 mm,图 2c 正六边形孔面积与圆形孔面积近似相当,边长为 3.3 mm。为尽可能准确掌握并比较冷藏车厢内的冷量经进气道后动态分配状况,必须控制匀流板不同布孔方式的热交换面积误差在 ±1% 范围内。

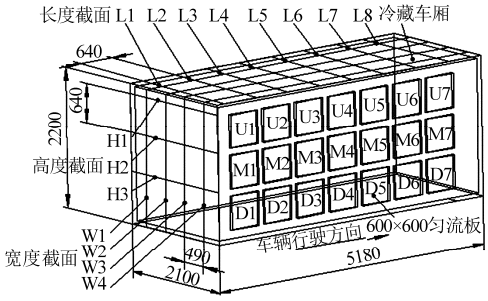

图 1 公路冷藏车厢进气匀流板标号示意图

Fig. 1 Schematic diagram of inlet orifice plate's labels in refrigerated road transport carriage

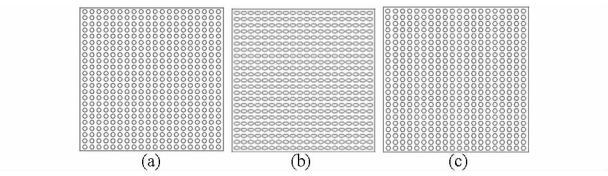

图 2 进气匀流板布置方式

Fig. 2 Layout of inlet orifice plates

(a) 圆形孔 (b) 椭圆形孔 (c) 正六边形孔

传热工质为空气,气体比热容比(绝热指数)设为 1.399 C_p/C_v(C_p表示定压比热容,C_v表示定容比热容),摩尔质量设为 0.028 96 kg/mol。空气的动力粘度和比热容特性参数拟合曲线分别如图 3、4 所示。

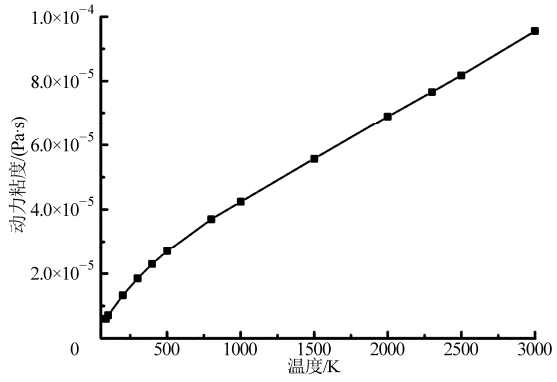

图 3 传热工质的动力粘度特性曲线

Fig. 3 Curve diagram of dynamic viscosity characteristic of heat transfer medium

1.2 三场协同性原理

单相流体模型中,每个流体微团由温度、压力等

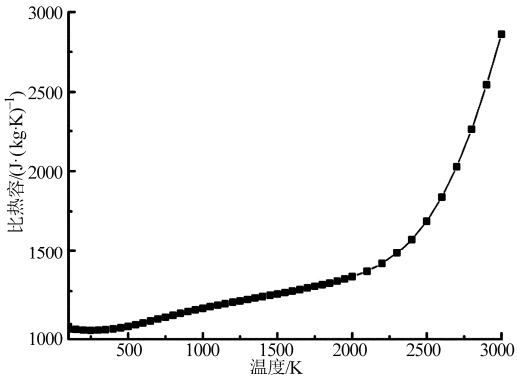

图 4 传热工质的比热容特性曲线

Fig. 4 Curve diagram of specific heat characteristic of heat transfer medium

标量来表征明确的物理意义。同时以标量梯度作为矢量,例如用温度梯度和压力梯度来反映物理过程中标量变化的强弱和方向。由能量守恒方程[16]可推导出速度与温度梯度的协同公式为

$$Nu = \int_{\Omega} (|\boldsymbol{U}||\nabla \boldsymbol{T}|\cos\beta)\,\mathrm{d}V \tag{1}$$

式中 Nu——由流体湍流脉动所引起的努塞尔数

Ω——流场体积分区域

$\boldsymbol{U}$——无量纲时均速度矢量

$\nabla \boldsymbol{T}$——无量纲时均温度梯度矢量

β——速度矢量和温度梯度矢量间夹角

$\mathrm{d}V$——无量纲流体微元体积

从式(1)得出,速度矢量与温度梯度矢量的夹角 β 对于强化换热起着非常重要的作用,夹角 $\beta < 90°$时,夹角 β 越小,速度场与温度场协同性越强,对流传热性能越好。

流体的流动动能方程[16]为

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\boldsymbol{U}^2}{2}\right) = \boldsymbol{UF} + \frac{1}{\rho}\nabla(p\boldsymbol{U}) + \frac{1}{\rho}(-\nabla \boldsymbol{p})\boldsymbol{U} \tag{2}$$

式中 ρ——假设不可压缩流体质点微团的密度

$\boldsymbol{F}$——单位体积上的质量力

∇——哈密顿算符

p——流体质点微团的流体压力

$\nabla \boldsymbol{p}$——无量纲压力梯度矢量

式(2)表示单位时间内作用在单位质量流体微团上各力作功功率之间的关系,其中左侧为动能变化率,右侧第 1 项为体积力作功功率,第 2 项为单位面积上面力的合力作功功率,第 3 项为流体变形过程中表面应力作功功率,即压降梯度的功耗 N_p 为

$$N_p = \frac{1}{\rho}(-\nabla \boldsymbol{p})\boldsymbol{U} = \frac{1}{\rho}|-\nabla \boldsymbol{p}||\boldsymbol{U}|\cos\theta \tag{3}$$

式中 θ——速度矢量和压力梯度矢量间夹角

从式(3)得出,速度矢量与压力梯度矢量的夹角 θ 也是影响压力损失的重要因素,同理可知协同

控制夹角 θ 与 β 相类似：当夹角 $\theta<90°$ 时，夹角越小，流体功耗越少，表明进气道孔板的流动阻力越小，压力降（压力损失）越小，压力梯度做功能力越强，速度场与压力场协同性越好。

1.3　三场协同性能分析

为准确评价传热装置的强化传热性能，在假设工质物性不变，相同雷诺数 Re 的前提下，文献[19]定义了场协同性能和场协同性能评价指标。其中场协同性能评价指标 Q_{PEC} 计算公式为

$$Q_{PEC}=\frac{Nu}{Nu_0}\left(\frac{f_0}{f}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{4}$$

式中　Nu_0——流体经过光管所引起的努塞尔数

f_0、f——流体经过光管、孔板的阻力系数

场协同效能评价指标 Q_{EEC} 计算公式为

$$Q_{EEC}=\frac{hV_0\Delta p_0}{h_0V\Delta p(\Delta T-\Delta T_0)} \tag{5}$$

式中　h_0、h——流体经过光管、孔板的换热系数

Δp_0、Δp——流体经过光管、孔板的压力差

V_0、V——液体经过光管、孔板的体积流量

ΔT_0、ΔT——光管、孔板的壁面温度与流体平均温度的温差

式(4)推导过程中要求功耗一定的情况下，主要考虑流体能量方程中的速度 $\boldsymbol{U}$ 与温度梯度 $\nabla\boldsymbol{T}$ 的点积形成的协同角 β；式(5)推导过程中更注重流体机械能守恒方程中的速度 $\boldsymbol{U}$ 与压力梯度 $\nabla\boldsymbol{p}$ 的点积形成的协同角 θ。速度矢量 $\boldsymbol{U}$、温度梯度矢量 $\nabla\boldsymbol{T}$ 和压力梯度矢量 $\nabla\boldsymbol{p}$ 间的协同夹角 β 和 θ 客观反映三场的协同规律[16]，如图 5 所示。

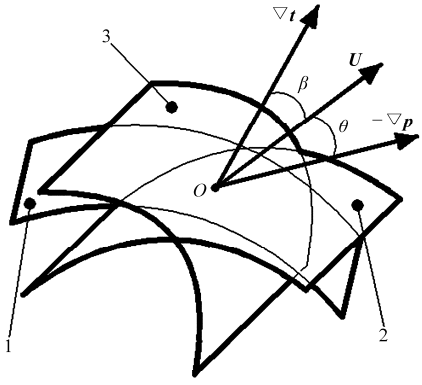

图 5　流体质点的三场协同夹角示意图

Fig. 5　Schematic diagram of collaborative angles with three fields about fluid particle

1. 流体质点速度微元面　2. 流体质点压力微元面　3. 流体质点温度微元面

从强化换热角度出发，要求质量速度流与冷量热传导方向尽可能一致[20]，即要求 β 尽可能小；从减少消耗泵功角度出发，要求质量速度流与驱动力（阻力的反作用力）方向尽可能一致，即要求 θ 尽可能小；从增强综合传热性能角度出发，则要求 β 和 θ 均尽可能减小[21]。由图 5 可知，增强换热将增加流阻，而减小流阻有削弱换热的可能，显然 β 和 θ 两者的矛盾关系必然导致有一优化范围。

为此，不仅要从微观角度考虑单块进气孔板不同结构特征对传热性能效果的影响，而且要从宏观视角衡量其对实际冷量流经进气道分布情况的影响。本文根据流体不同的流动特性，即雷诺数在一定范围内变化，分析经过不同进气道的孔板结构对其传热效能和进气道壁面阻力的影响。通过改善冷藏运输车厢内三场协同性，以有效减少制冷机组所消耗的泵功，提高冷藏运输过程中制冷效果及温度均布性。

2　三维数值模拟与分析

为便于三场数值模拟和协同性对比分析，由正交试验法[13]获得等间距布置的匀流板邻近区域温度场、速度场和压力场分布情况。冷藏车厢内右侧距离匀流板 8 mm 处纵向沿厢体长度方向的截面三场总体分布如图 6 所示。

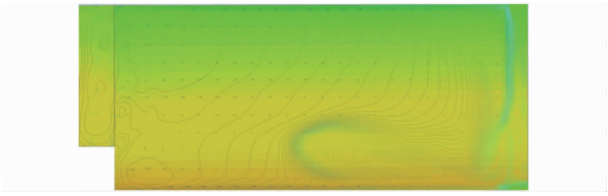

图 6　冷藏车厢内某纵向横截面三场分布

Fig. 6　Layout of cross sections' three fields in length direction of refrigerated transport carriage

图 6 最左侧为风机出风口位置，中间绝大部分为杨梅有效仓储空间，最右侧为聚氨酯隔热夹层与厢体车门区域。温度场、速度场和压力场分别采用等值线、向量和多色块以示区别。厢内靠近车头的上下温度差较为明显，接近车门处温度变化较错综复杂；3 个轴流风机主要竖列在进风道中上部，下部风速较低，加之进风道在车门处封闭，导致冷量有一个回流过程，速度矢量大部分区域速度变化较为平缓；由于靠近车头下部需要布置不通风的蒸发器，压力场呈错层分布，在回流过程和车门处叠加区域分布尤为多变。

为便于验证仿真结果的准确性，在距离匀流板标号为 M3 位置右侧 8 mm 处分别布置了 9 枚高精度温度传感器探头、9 个风速仪的热敏式探针和 9 个压力传感器，节点选取位置及序号如图 7 所示。

三场实际测量数据和仿真结果对比如图 8～10 所示。图 8 中，标号 A 处的模拟温度最低，为 272.34 K（−0.81℃），标号 I 处的模拟温度最高，为

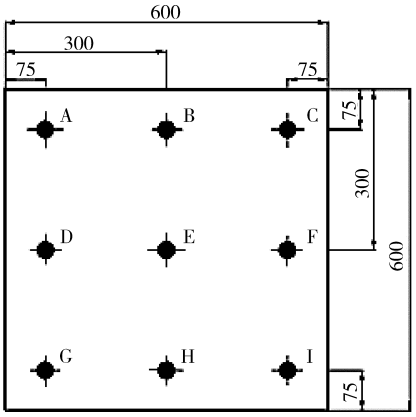

图 7 M3 匀流板节点及位置

Fig. 7 Nodes position and serial number of uniform flow plate labeled M3

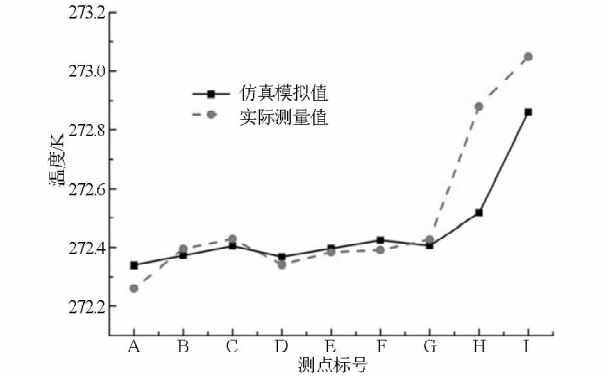

图 8 M3 匀流板温度节点数据对比

Fig. 8 Temperature data comparison of nine nodes of uniform flow plate labeled M3

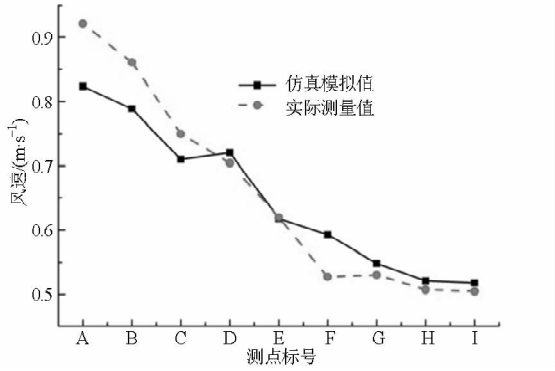

图 9 M3 匀流板风速节点数据对比

Fig. 9 Velocity data comparison of nine nodes of uniform flow plate labeled M3

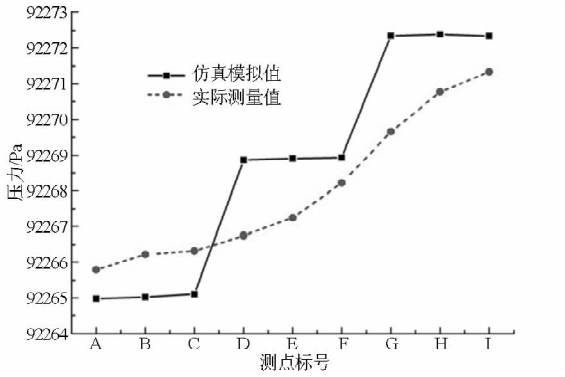

图 10 M3 匀流板压力节点数据对比

Fig. 10 Pressure data comparison of nine nodes of uniform flow plate labeled M3

272.86 K(－0.29℃)。A 处因靠近出风口上部,温度较低,I 处因车门下端布置冷凝蒸发器,温度稍高。选用 WS－TH01 型温度传感器测量厢内温度,标号 A 处实际测量温度为 272.26 K(－0.89℃),标号 I 处实际测量温度为 273.05 K(－0.10℃),除在 H 和 I 处温度测量值的偏差为 15% 外,其他测量值的偏差均在 10% 以内。

图 9 中 A 处的模拟风速最高,为 0.823 9 m/s,标号 I 处的模拟风速最低,为 0.517 4 m/s。A 处因更接近轴流风机,风速较高,稳态后 M3 标号的匀流板绝大分布区域风速则较为平稳。采用 QDF－6 型数字式风速仪测量风速,测量精度为 0.01 m/s,标号 A 处实际测量风速为 0.92 m/s,标号 I 处实际测量风速为 0.50 m/s,除 F 处风速测量值的偏差在 12% 外,其他测量值的偏差均在 10% 以内。

图 10 中 A 处的模拟压力最低,为 92 265 Pa,标号 I 处的模拟压力最高,为 92 272 Pa。采用 DP1000 型数字微压计测量与大气的实际压差,测量精度为 2 Pa,标号 A 处压力实际测量为 92 258 Pa,标号 I 处实际测量压力为 92 284 Pa。稳态后模拟值明显出现水平阶梯状,偏差值均在 2% 范围内,实际测量值有一定提升,总体趋势相接近。

冷藏车厢内的三场测点模拟值与实际测量值数据对比分析表明,所建的数学模型在定性角度能够较准确描述三场的分布特性,但是其精度无法达到定量精确研究的要求。其原因为:模型中厢内流动区域范围、流量、热量交换速度、边界条件以及冷量在厢内滞留的时间等存在验证难度;若考虑改进模型的多维化和非稳定化,虽可提高计算精度但同时会大大增加计算工作量和数值解析时间;模型是在相对固定的边界条件和稳定流动性假设前提下建立的,然而杨梅的传热系数随着外界环境和自身热交换等都会发生一定的变化。

3 计算结果与分析

3.1 换热及低阻性能分析

图 11 为不同进气结构匀流板的对流换热系数 h 随雷诺数 Re 的变化情况。当雷诺数 $Re < 1\,000$ 时,圆形孔匀流板的对流换热系数 h 大于其他 2 种结构,当 $1\,000 \leqslant Re \leqslant 5\,000$ 时,正六边形孔匀流板的对流换热系数 h 大于其他 2 种结构,当 $Re > 5\,000$ 时,椭圆形孔匀流板的对流换热系数 h 大于其他 2 种结构,且随着 Re 不断增加变化更为明显,比正六

边形孔提高 6%，比圆形孔提升 11%。不同进气结构形状的压降曲线如图 12 所示。正六边形孔匀流板的压降最高，椭圆形孔匀流板的压降明显低于其他 2 种结构，尤其是当 $Re > 3\ 000$ 后的增加变化更加显著，压降比其他 2 种结构降低约 10%，具有较为良好的低阻特性。

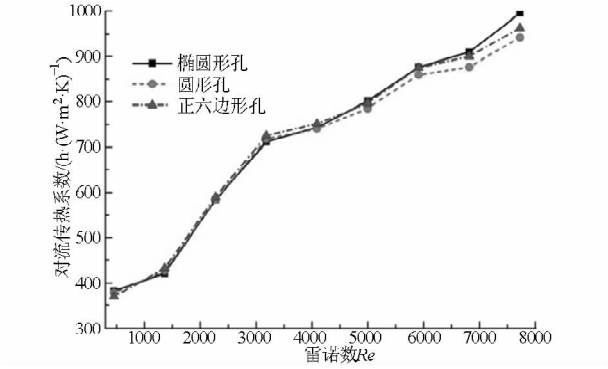

图 11　对流传热系数随雷诺数 *Re* 的变化

Fig. 11　Heat transfer coefficient with variation of Reynolds number

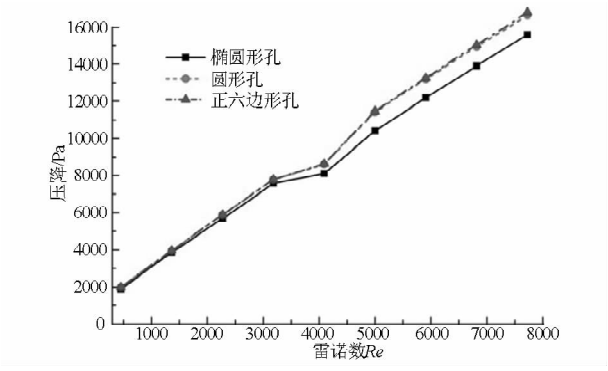

图 12　压降随雷诺数 *Re* 的变化

Fig. 12　Pressure drop with variation of Reynolds number

3.2　三场协同分析

冷藏车厢内三场分布状态复杂，虽然在制冷机组功率和风速一定的情况下，并基于稳态较理想的条件下模拟仿真[14]，但与车厢内部实际状态仍然存在一定差异，加之流体微元面具有三维、湍流等特征，不便于直接采用纵横截面对比分析。本文以冷藏运输过程中直接影响杨梅口感品质均衡性的温度均布为评价目标，在杨梅贮藏空间内分别选取距离 21 块匀流板中心位置 10 mm 处温度进行对比分析，如图 13 所示。

根据图 13，沿冷藏车厢的车头到车门每层匀流板 U1 ~ U7、M1 ~ M7 和 D1 ~ D7 中心位置处温度均呈递增趋势，平均温度由上而下稍有增加，层间的温度差异也较明显。同时，圆形孔匀流板的温度差为 1.18℃，相对最大，正六边形孔温度差为 1.01℃，次之，椭圆形孔温差为 0.90℃，相对最小。通过换热及低阻性能分析也可得出，椭圆形孔匀流板冷气流

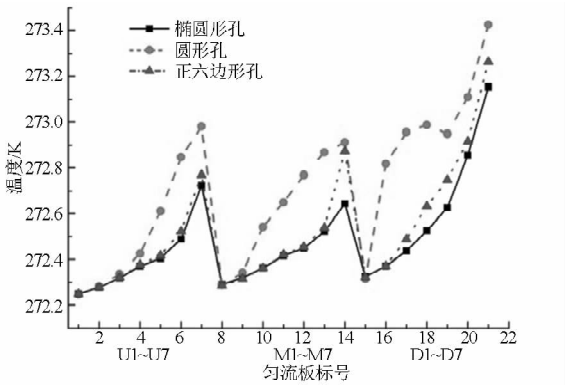

图 13　21 块匀流板中心位置温度的变化

Fig. 13　Variations of central temperature with 21 uniform flow plates

量的速度方向与温度梯度方向更为一致，热交换得以加强，表明有较好的传热性能。同时，椭圆形孔匀流板的冷气流量速度方向与压力梯度方向一致性较好，降低流动阻力，压降也较小。总而言之，椭圆形孔匀流板结构作为进气道出风侧板，其低阻传热性能较其他 2 种结构更为显著。

4　试验结果与分析

2013 年，课题组研制的冷链车运输杨梅往返余姚、仙居至杭州等各地 26 次，分析了温度记录仪采集存储的数据[13-14]。为降低试验成本，研制以椭圆形孔匀流板为出风口的节能冷链车厢，同样在车厢内布置 96 枚温度传感器采集记录各测点处温度值。2014 年 6 月下旬起，由新、旧 2 辆冷链运输车共同承担公路运输杨梅的任务。

在冷链公路运输杨梅全程温度检测过程中，车况、外界气候和路况存在差异性，新、旧 2 辆车在隔热性能和气密性能等方面也有差别。此外，制冷机组的蒸发温度和循环风机速度有一定区别，加之在装车起始阶段杨梅的初始温度和装载量对厢内的温度波动影响较为明显，对试验数据结果的准确性有一定影响。经分析，厢内温度变化经历了 4 个阶段：明显降温、平衡、回温和再次稳态平衡。杨梅贮藏的适宜温度为 0℃ 左右[3]，加上外界环境对车厢侧壁的热传导和杨梅自身呼吸产生的热量，在满载运输过程中制冷控制系统设定温度为 −1℃。在杨梅装卸开门阶段和空载返程中为考虑节能，设定制冷温度为 5℃。统一在满载运输杨梅和空载返程过程开始 2 h 后分别选取沿厢体宽度方向 3 个截面（W1 ~ W3）共 96 个温度传感器记录的温度数据。每个截面各测点的温度取平均值共 32 组数据，再累计采集 25 次后取其总平均值。空车返程和满载运输过程中沿厢体宽度方向实测平均温度变化对比分别如图 14和图 15 所示。

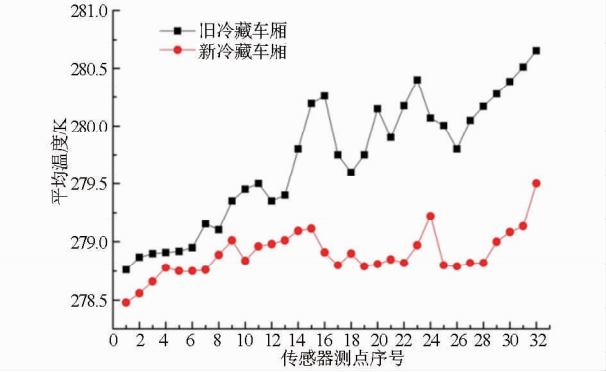

图 14 空载返程沿厢体宽度方向实测温度对比

Fig. 14 Temperature comparison in width direction of refrigerated transport carriage in return empty process

根据图 14 新、旧 2 辆冷藏车运输空载返程厢内各测点温度波动平均值可知:采用椭圆形孔匀流板作为进气道的新车厢内最高温度为 279.50 K(6.35℃),平均温度为 278.91 K(5.76℃),温度标准差为 273.345 K(0.195℃),而旧冷藏车厢内最高温度为 280.65 K(7.50℃),平均温度为 279.73 K(6.58℃),温度标准差为 273.706 K(0.556℃),降幅分别为 15.3% 和 12.5%。

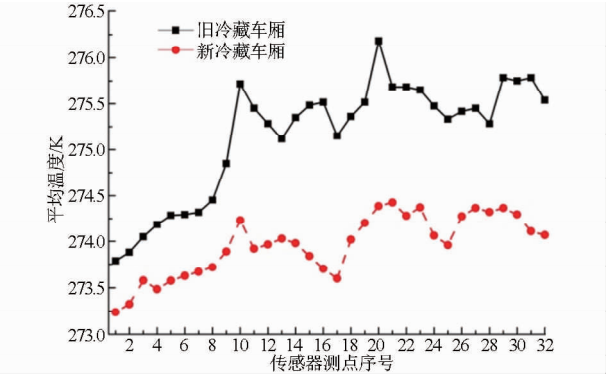

图 15 满载运输过程沿厢体宽度方向实测温度对比

Fig. 15 Temperature comparison in width direction of refrigerated transport carriage in fully loaded process

根据图 15 新、旧 2 辆冷藏运输车满载运输过程厢内各测点温度波动平均值可知:采用椭圆形孔匀流板作为进气道的新车厢内最高温度为 274.42 K(1.27℃),平均温度为 273.96 K(0.81℃),温度标准差为 273.482 K(0.332℃),而旧冷藏车厢内最高温度为 275.68 K(2.53℃),平均温度为 275.16 K(2.01℃),温度标准差为 273.792 K(0.642℃),降幅分别为 49% 和 59%,表明冷藏车厢采用新型进气道匀流板的流动阻力较小,消耗制冷机组泵功较少,温度分布更加均匀且稳定,从而有效提高冷链运输的使用经济性。

5 结论

(1)冷藏运输车厢的进气匀流板标号 M3 处最低模拟温度为 -0.81℃,实测温度为 -0.89℃,最低模拟速度为 0.517 4 m/s,实测速度为 0.50 m/s,最低模拟压力为 92 265 Pa,实测值为 92 258 Pa,表明所建的数学模型从定性角度能够较准确描述三场的分布特性。

(2)根据圆形孔、椭圆形孔和正六边形孔进气匀流板换热及低阻性能分析可知,当雷诺数 $Re > 5\,000$ 时,椭圆形孔进气匀流板的对流换热系数大于其他 2 种结构,且随着 Re 不断增加变化更为明显。$Re > 3\,000$ 时,椭圆形孔进气匀流板的压降明显低于其他 2 种结构。

(3)公路满载运输过程和空载返程过程中的新、旧 2 辆冷链车厢内温度变化对比分析表明,进气道侧板采用椭圆形孔匀流板时,满载运输过程中沿厢体宽度方向的最高温度由 2.53℃降为 1.27℃,温度标准差由 0.642℃降至 0.332℃,表明车厢采用新进气道的流动阻力较小,制冷机组泵功消耗较少,温度分布更加均匀且稳定。

参 考 文 献

1 Margeirsson B, Lauzon H L, Palsson H, et al. Temperature fluctuations and quality deterioration of chilled cod (*Gadus morhua*) fillets packaged in different boxes stored on pallets under dynamic temperature conditions [J]. International Journal of Refrigeration, 2012,35(1):187 - 201.

2 Mai N T T, Margeirsson B, Margeirsson S, et al. Temperature mapping of fresh fish supply chains-air and sea transport[J]. Journal of Food Process Engineering, 2012,35(4):622 - 656.

3 席玙芳,郑永华,钱冬梅,等. 温度对杨梅果实采后营养物质变化和腐烂的影响[J]. 科技通报,1993,9(4):254 - 256.
Xi Yufang, Zheng Yonghua, Qian Dongmei, et al. Effects of storage temperature on changes of nutritional composition and decay rate in fruit of red bayberry [J]. Bulletin of Science and Technology,1993,9(4): 254 - 256. (in Chinese)

4 Vigneault C, Thompson J, Wu S. Designing container for handling fresh horticultural produce[M]//Benkeblia N, Shiomi N. Post-harvest Technologies for Horticultural Crops, 2009: 25 - 47.

5 Ferrua M J, Singh R P. Modeling the forced-air cooling process of fresh strawberry packages, part I: numerical model [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(2): 335 - 348.

6 蔡敏, 陈焕新, 朱先锋. 冷板冷藏车中货物堆码对其温度场的影响[J]. 铁道科学与工程学报,2005,2(3): 78 - 82.
Cai Min, Chen Huanxin, Zhu Xianfeng. Influence of stack method on the temperature field of cargoes in hold-over plate refrigerated vehicles [J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2005, 2(3): 78 - 82. (in Chinese)

7 吕恩利，陆华忠，杨洲，等. 气调保鲜运输车通风系统阻力特性试验[J]. 农业机械学报，2011，42(3)：120－124.
Lü Enli, Lu Huazhong, Yang Zhou, et al. Pressure drop characteristics of the ventilation system in fresh-keeping transportation with controlled atmosphere[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 120－124. (in Chinese)
8 吕恩利，陆华忠，杨洲，等. 番茄差压预冷过程中的通风阻力特性[J]. 农业工程学报，2010，26(7)：341－345.
Lü Enli, Lu Huazhong, Yang Zhou, et al. Pressure drop characteristics in forced-air pre-cooling of tomatoes[J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(7): 341－345. (in Chinese)
9 Moureh J, Menia N, Flick D. Numerical and experimental study of airflow in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets [J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2002, 34(1－3): 25－42.
10 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.
11 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 of temperature field distribution characteristics in fresh-keeping transportation [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(11): 254－260. (in Chinese)
12 赵春江，韩佳伟，杨信廷，等. 基于 CFD 的冷藏车车厢内部温度场空间分布数值模拟[J]. 农业机械学报，2013，44(11)：168－173.
Zhao Chunjiang, Han Jiawei, Yang Xinting, et al. Numerical simulation of temperature field distribution in refrigerated truck based on CFD [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11): 168－173. (in Chinese)
13 翁卫兵，房殿军，李强，等. 冷藏运输车厢温度场均匀控制研究[J]. 农业机械学报，2014，45(1)：228－235.
Weng Weibing, Fang Dianjun, Li Qiang, et al. Temperature field homogeneity control of refrigerated transport carriage[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(1): 228－235. (in Chinese)
14 翁卫兵，房殿军，李强，等. 冷藏运输杨梅时厢内流场和温度场协同控制[J]. 农业机械学报，2014，45(6)：260－265，290.
Weng Weibing, Fang Dianjun, Li Qiang, et al. Cooperative control of flow field and temperature field in refrigerated transport carriage [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(6): 260－265, 290. (in Chinese)
15 过增元. 换热器中的场协同原则及其应用[J]. 机械工程学报，2003，39(12)：1－9.
Guo Zengyuan. Principle of field coordination in heat exchangers and its applications[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(12): 1－9. (in Chinese)
16 刘伟，刘志春，过增元. 对流换热层流流场的物理量协同与传热强化分析[J]. 科学通报，2009，54(12)：1779－1785.
17 何雅玲，雷勇刚，田丽亭，等. 高效低阻强化换热技术的三场协同性探讨[J]. 工程热物理学报，2009，30(11)：1904－1906.
He Yaling, Lei Yonggang, Tian Liting, et al. An analysis of three-field synergy on heat transfer augmentation with low penalty of pressure drop[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(11): 1904－1906. (in Chinese)
18 杜文静，王红福，袁晓豆，等. 椭圆管连续螺旋折流板换热器壳侧性能评价及三场协同分析[J]. 化工学报，2013，64(4)：1145－1150.
Du Wenjing, Wang Hongfu, Yuan Xiaodou, et al. Evaluation of shell side performance and analysis on continuous helical baffled heat exchangers with elliptical tubes[J]. CIESC Journal, 2013, 64(4): 1145－1150. (in Chinese)
19 Webb R L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1981, 24(4): 715－726.
20 Guo Z Y, Tao W Q, Shah R K. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(9): 1797－1807.
21 章本照，印建安，张宏基. 流体力学数值方法[M]. 北京：机械工业出版社，2003.

Three-dimensional Numerical Simulation and Experiment of Three Fields Cooperative in Refrigerated Road Transport Carriage

Li Qiang[1]　Weng Weibing[1]　Fang Dianjun[2,3]　Cao Miaolong[1]　Wu Jian[1]

(1. *Provincial Key Laboratory of Food Logistics Equipment and Technology*, *Zhejiang University of Science and Technology*, *Hangzhou* 310023, *China*

2. *Department of Production Logistics*, *Fraunhofer Institute for Material Flow and Logistics*, *Dortmund* 44227, *Germany*

3. *Sino-German School*, *Tongji University*, *Shanghai* 200092, *China*)

Abstract: Taking advantage of research results about cooperative control of flow field and temperature field, the cooperative of velocity field and pressure field were further investigated by setting up

indispensable parameters of heat transfer medium in refrigerated road transport carriage, according with start points of energy conservation synergistic equation and turbulent kinetic energy equation. Considering temperature distribution homogeneity as evaluation objective, the simulation distribution condition of three fields in longitudinal cross sections was qualitatively analyzed and experimentally verified. The heat transfer and pressure drop performance were fulfilled using numerical simulation analysis and comparison method for inlet orifice with three different shapes as circle holes, elliptic or regular hexagon. The test data of inside temperature in refrigerated transport carriage in fully loaded process showed that the highest temperature in cross sections with width direction dropped from 2.53℃ to 1.27℃, and the standard deviation amplitude of temperature values dropped from 0.642℃ to 0.332℃, respectively. The results also demonstrated that the flow resistance of elliptic air inlet orifice was smaller than other two shapes, and the consumption power of refrigeration motor-pump was fewer. The temperature distribution was more stable and homogeneity, and velocity field, temperature gradient field and pressure gradient field had favorable harmonious degree.

Key words: Refrigerated road transport carriage Temperature field Velocity field Pressure field Numerical simulation

(上接第 151 页)

25 解文艳,樊贵盛. 土壤质地对土壤入渗能力的影响[J]. 太原理工大学学报,2004,35(5):537 - 540.
Xie Wenyan, Fan Guisheng. Influence of soil structure on infiltration characteristics in field soils[J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2004,35(5):537 - 540. (in Chinese)

26 李久生,杨风艳,栗岩峰. 层状土壤质地对地下滴灌水氮分布的影响[J]. 农业工程学报,2009,25(7):25 - 31.
Li Jiusheng, Yang Fengyan, Li Yanfeng. Water and nitrogen distribution under subsurface drip fertigation as affected by layered-textural soils[J]. Transactions of the CSAE, 2009,25(7):25 - 31. (in Chinese)

27 徐学祖,邓友生. 冻土中水分迁移的实验研究[M]. 北京:科学出版社,1991.

Variation of Soil Temperature and Moisture under Unidirectional Freezing with Shallow Groundwater

Chen Junfeng[1] Yang Junyao[1] Zheng Xiuqing[1] Qin Zuodong[2] Liu Ping[1] Zang Hongfei[1]

(1. *College of Water Resources Science and Engineering*, *Taiyuan University of Technology*, *Taiyuan* 030024, *China*
2. *Institute of Loess Plateau*, *Shanxi University*, *Taiyuan* 030006, *China*)

Abstract: In order to reveal the influence of decreasing range of freezing air temperature (DRFT) and soil texture on soil temperature variation and soil moisture migration with shallow groundwater, three freezing schemes, less DRFT, medium DRFT and larger DRFT, were conducted with the groundwater level depth of 87.5 cm, and the temperature and moisture content of sandy loam and silty clay loam were monitored. The results showed that the surface temperature of sandy loam was lower than that of silty clay loam freezing by less DRFT, medium DRFT and larger DRFT about 0.88℃, 2.06℃ and 2.81℃, and soil profile temperature reached steady decreasing stage in 31 d, 33 d and 37 d respectively. Soil moisture of sandy loam mainly gathered at the depth of 10 cm to 30 cm and that of silty clay loam gathered at the depth of 10 cm to 40 cm. Soil moisture of sandy loam at the depth of 0 cm to 10 cm freezing by less DRFT was higher than that freezing by medium DRFT and larger DRFT about 1.5% and 7.3%, while it was 2.3% and 2.7% respectively for silty clay loam.

Key words: Soil temperature Soil moisture content Freezing air temperature Soil texture Groundwater Moisture migration