

真空绝热板覆盖率对冷藏厢体内部温度场特性的影响

Effect of coverage percentage of vacuum insulation panels on inner temperature distribution of refrigerated container

李君^{1,2} 栗栋^{1,2} 王海林^{1,2} 刘杰坤^{1,2} 陆华忠^{1,2}

LI Jun^{1,2} LI Dong^{1,2} WANG Hai-lin^{1,2} LIU Jie-kun^{1,2} LU Hua-zhong^{1,2}

(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, 广东 广州 510642;

2. 华南农业大学工程学院, 广东 广州 510642)

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

摘要:采用嵌套真空绝热板结构制作隔热壁板的冷藏厢体具有绝热性能优越、热导率低和节能效果明显的特点。考虑到嵌入不同覆盖率嵌套的真空绝热板,对冷藏厢体内部温度场特性的影响,利用计算流体力学方法,对试验冷藏厢体内部的温度场进行数值模拟,分析了VIPs不同覆盖率厢体保温效果和内部温度场均匀性的变化规律,并进行了试验验证。结果表明:冷藏厢体壁板嵌入真空隔热材料可以提高厢体绝热保温效果,改善内部温度场的均匀性。在相同制冷量的情况下,随VIPs覆盖率的增加,厢内平均温差最高下降40%,厢内平均温降可增加43%。当覆盖率增加到大于66%时,厢体内温度场的均匀性趋于稳定。

关键词:冷藏厢体;计算流体力学;真空绝热板;温度场

Abstract: The thermal insulation panels of refrigerated container using embedded vacuum insulation panels are high performance thermal insulations with low heat conductivity and promising energy savings. Considering the effect of coverage percentage of vacuum insulation panels (VIPs) on inner temperature distribution of refrigerated container, a model based on computational fluid dynamics (CFD) was used to numerically simulate the inner temperature distribution of a test refrigerated container. The effect of coverage percentage of VIPs on the insulation performance and temperature distribution uniformity was analyzed numerically and experimentally. The results illustrated that the insulation panels using VIPs can improve the insulation performance of refrigerated container and modify the inner uni-

formity of temperature distribution temperature. With the same refrigerating output, the maximum difference of inner temperature was reduced 40% as the coverage percentage of VIPs increased from 0 to 87%, and the average inner temperature drop of refrigerated container can be reduced 43%. When the coverage rate is greater than 66%, the internal temperature field tends to be stable.

Keywords: refrigerated container; computational fluid dynamics; vacuum insulation panel; temperature distribution

冷藏运输厢体的壁板材料绝热性能直接影响到厢体的内部热环境,采用低导热系数的保温材料制作厢体隔热壁板,对食品的供应安全,以及冷链的节能环保起到了重要的保障作用。常规隔热材料如聚氨酯、聚苯乙烯发泡保温材料的导热系数约为 $0.035 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,真空绝热板(Vacuum Insulation Panels, VIPs)通过提高板内真空度和充填芯层绝热材料来实现高效绝热^[1],其导热系数可以小于 $0.008 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,在同样保温效果的要求下,常规隔热材料的厚度是VIPs的4~5倍^[2]。近年来,真空绝热板在冷藏运输^[3]、贮藏保鲜^[4]、低温配送^[5]以及城市建筑等领域的应用研究开始受到重视。围护结构与隔热材料对于冷藏运输厢体的热工性能有重要影响^[6]。刘杰坤等^[7-8]从热应力和最大变形量分析,冷藏集装箱采用聚氨酯嵌套真空绝热板复合结构更符合工艺要求,能够提高厢体的隔热性能,降低集装箱的能耗损失。

在食品冷链设备流场、传热和传质过程的研究中,利用计算流体力学(Computational fluid dynamics, CFD)模拟技术构建对象的仿真模型,进行适用性研究是首选方法^[9]。Moureh等^[10]采用三维传热模型来预测冷冻食品托盘的温度变化,所建立的仿真模型可用于冷藏设施结构、包装形式和环境温度控制的分析。Laguerre等^[11]考虑到对流、传导

基金项目:国家科技支撑计划课题(编号:2013BAD19B01-1-2);现代农业产业技术体系建设专项资金(编号:CARs-33-13)

作者简介:李君,华南农业大学教授,博士,硕士生导师。

通讯作者:陆华忠(1963—),华南农业大学教授,博士生导师。

E-mail: huazlu@scau.edu.cn

收稿日期:2015-12-25

和辐射传热,建立了立式陈列柜的传热模型,通过试验与仿真结果的对比,验证了仿真计算的可行性。汤毅等^[12]利用计算流体力学技术,三维模拟并分析3种不同风机摆设形式对冷库运行时气流场和温度场的影响,并提出大型冷库较理想的风机摆设方式的建议。杜子峥等^[13]利用CFD技术对低温恒温箱从室温降温到-4℃整个过程进行非稳态模拟,发现采用强制通风形式恒温箱存在温度和气流分布不均匀情况。娄宗瑞等^[3]采用数值模拟研究了多种聚氨酯发泡材料冷藏厢体内部温度场的变化,得出使用高性能隔热材料可以更好维持冷藏集装箱内部温度场的稳定,达到良好的农产品保鲜效果;王文文^[14]分析了保温材料类型与厚度对冷藏车运输不同货物时内部环境的影响,优选了最佳保温材料与最佳保温厚度。

冷藏集装箱保温材料主要集中分布在顶板、侧板、门板、底板和冷机部分,受结构和成本等因素的限制,难以做到真空绝热板全覆盖嵌入。为研究不同VIPs覆盖对集装箱内温度分布的影响,本文采用CFD方法开展厢内温度场模拟研究,并通过试验采集的厢体内部截面温度数据对仿真模型进行验证,研究结果可望为VIPs在冷藏集装箱上的应用提供参考。

1 材料与试验方法

1.1 试验材料与设备

试验用冷藏厢体的基本结构见图1。试验厢体流场结构采用“下进上出”方式,厢体内部结构类似常见冷藏集装箱结构,包含有进风口、回风口、风机、蒸发器、通风槽等。厢体由隔板分为压力室和货物室,压力室自上而下为风机和蒸发器。风机的运转在货物与顶板处形成负压,在压力室形成正压。在压差的作用下,厢体内的气体通过顶部空间从出风口回到压力室,再由隔板下部回到货物室。

试验厢体总尺寸(长×宽×高)为2.38 m×1.28 m×1.30 m,厢体围护结构材料为12 mm厚有机玻璃。试验厢体所选风机型号为:HYA250,额定功率0.25 kW,最大静压860 Pa,最大风量500 m³/h,最大转速2 800 r/min,输入电压380 V(50 Hz)。

试验用硬质聚氨酯板由广州耀光制冷设备公司生产,其导热系数0.04 W/(m²·K);

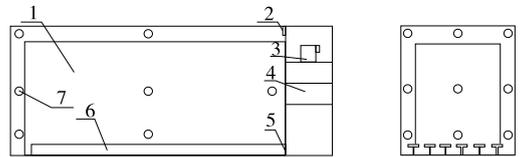
真空绝热板由广州晖能环保材料有限公司生产,其导热系数0.005 W/(m²·K),厚度25 mm。

1.2 试验方法

1.2.1 VIPs覆盖率选取 试验冷藏厢体的壁板隔热层采用不同覆盖率VIPs嵌套复合结构材料制作。隔热层厚度:顶

板和底板为0.1 m,侧板和前后为0.08 m。计算可知试验冷藏厢体的外表面面积为20.17 m²,内表面面积为16.448 m²,厢体交换热面积为18.22 m²(厢体内外表面积的几何平均数)。

由于VIPs无法穿孔,因此试验冷藏厢体的排气孔、传感器接线等处无法完全覆盖VIPs,实际厢体VIPs的最大覆盖率可以达到87%。为研究不同VIPs覆盖率对厢体内部温度场的影响,选择0%(全聚氨酯覆盖),48%,57%,64%,74%,87%6种覆盖率进行试验研究。货物为瓦楞纸箱,规格(长×宽×高)为35 cm×19 cm×23 cm,货物厢体堆放形式采用两侧留空的方式,堆放总体尺寸为1.84 m×1.18 m×1.15 m。在厢体3个均匀截面各布置3×3=9个温度传感器[型号AQ3020Y,量程-40~60℃,准确度:(25.0±0.3)℃],中心截面只布置顶部1个测点,各温度传感器探头安装在距离厢体内部表面0.1 m处,见图2。



1. 货物空箱 2. 回风口 3. 离心式风机 4. 蒸发器室 5. 进风口
6. 气流导轨(T型槽) 7. 温度传感器

图2 温度传感器分布

Figure 2 Distribution of temperature sensors

1.2.2 物理模型 对试验厢体3D模型进行简化,忽略风机与蒸发器系统,并将进风口设置为风机下部。采用结构化网格划分方法,网格歪斜度小于0.8,见图3。

为计算方便对模型做如下的假设:

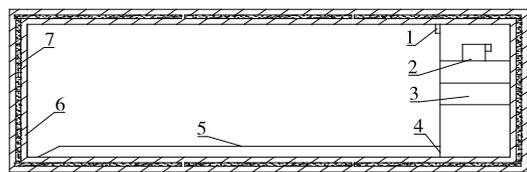
① 冷藏厢体内部的空气是不可压的,内空气符合Boussinesq假定;

② 考虑重力加速度的作用,厢体气密性良好,不存在漏气影响;

③ 空气采用常物性参数,忽略温度变化对物性参数的影响;

④ 货物和内部空气无传热,货物壁面是绝热。

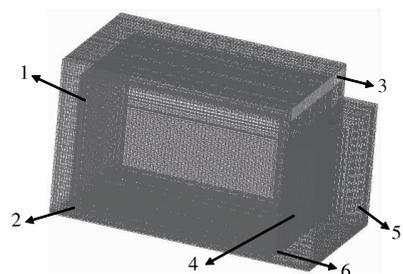
相对于冷藏厢体外壁面与外界空气的换热,内壁面与内部空气的换热是一个固体壁内的导热与空气对流之间相互耦合的复杂多维对流传热问题,近壁面区域的流体计算可采



1. 回风口 2. 风机 3. 蒸发器室 4. 进风口 5. T型槽
6. PU板 7. VIPs

图1 试验用冷藏厢体结构

Figure 1 Structure of test refrigerated container



1. 货物 2. T型槽 3. 出风口 4. 压力室 5. 厢体壁板 6. 进风口

图3 试验厢体的网格模型

Figure 3 Grid model of test refrigerated container

用壁面函数法^[15]。

在直角坐标系中,控制微分方程为:

连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0. \quad (1)$$

动量方程:

X 方向

$$\frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial u}{\partial z}) - \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (2)$$

Y 方向

$$\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial v}{\partial z}) - \frac{\partial p}{\partial y}, \quad (3)$$

Z 方向

$$\frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho ww)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial w}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial w}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial w}{\partial z}) - \frac{\partial p}{\partial z}, \quad (4)$$

能量方程

$$\rho \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \rho \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \rho \frac{\partial(wT)}{\partial z} = \frac{\lambda}{C_p} (\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}), \quad (5)$$

式中:

ρ ——流体密度, kg/m^3 ;

x, y, z ——流场中空间点的位置坐标;

u, v, w ——X、Y、Z 方向的速度矢量, m/s ;

μ ——流体的粘性系数, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$;

p ——流体内部压力, Pa ;

T ——流体温度, K ;

C_p ——流体的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

λ ——流体的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

2 结果与分析

2.1 入口边界

入口边界条件包括入风口处的风速以及温度。送风口试验风速为 $8 \text{ m}/\text{s}$, 蒸发器表面温度为 $-10 \sim 0 \text{ }^\circ\text{C}$ 。湍流动能耗散率按式(6)取值:

$$\epsilon = C_d^{\frac{3}{4}} k^{\frac{3}{2}} / D, \quad (6)$$

式中:

ϵ ——湍流动能耗散率, m^2/s^3 ;

C_u ——湍流粘性系数, 取近似值为 0.09;

k ——湍流动能, m^2/s^2 , 文中取来流平均动能的 1.0%;

D ——入口处的当量直径, mm 。

2.2 厢体壁面条件

不同 VIPs 覆盖率的面流密度不同, 需要计算试验厢体运行时的热负荷以得出面流密度。厢体的热负荷包括内部因传热产生的热负荷和外部因太阳辐射增加的热负荷。

厢体内部的热负荷:

$$Q_1 = k_y S (T_f - T_N), \quad (7)$$

厢体外部的辐射热负荷:

$$Q_2 = k_y k_1 S (T_R - T_f), \quad (8)$$

热流密度:

$$q = Q/S, \quad (9)$$

式中:

Q_1 ——厢体内部的热负荷, W ;

Q_2 ——厢体外部的辐射热负荷, W ;

Q ——厢体的热负荷, W ;

q ——热流密度, W/m^2 ;

T_f ——环境温度, $^\circ\text{C}$;

T_N ——厢体内的温度, $^\circ\text{C}$;

T_R ——厢体被太阳照射面的温度, $^\circ\text{C}$;

k_1 ——厢体被太阳照射的面积占总面积的比例数;

S ——换热面积, m^2 ;

k_y ——试验厢体传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

采用热箱法漏热试验测定不同 VIPs 覆盖率厢体的传热系数, 按式(10)计算:

$$k_y = \frac{1}{S \cdot n} \sum_{i=1}^n \frac{Q_{ci}}{t_{fi} - t_{Ni}}, \quad (10)$$

式中:

n ——热箱法漏热试验次数;

Q_{ci} ——试验厢体内的电加热器和风扇逐时耗功之和, W ;

t_{fi} ——厢体外空气逐时平均温度, $^\circ\text{C}$;

t_{Ni} ——厢体外空气逐时平均温度, $^\circ\text{C}$ 。

由式(7)~(10)可得到不同 VIPs 覆盖率厢体的热流密度, 见表 1。

2.3 材料的物性

不同材料物理性质见表 2。试验厢体采用的 6 种不同 VIPs 覆盖率的纵截面和横截面温度分布仿真结果见图 4。

表 1 不同 VIPs 覆盖率厢体壁面热流密度

Table 1 Heat flux density of refrigerated container with different VIPs coverage

VIPs 覆盖率/%	热流密度/ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$)	VIPs 覆盖率/%	热流密度/ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$)
0(全聚氨酯)	10.68	66	8.87
48	9.68	74	8.31
57	9.26	87	7.31

表 2 保温材料参数

Table 2 Parameters of thermal insulation materials

材料	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	热导率/ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	比热/ ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
聚氨酯板	45	0.026	1.8
VIPs	160	0.005	0.8

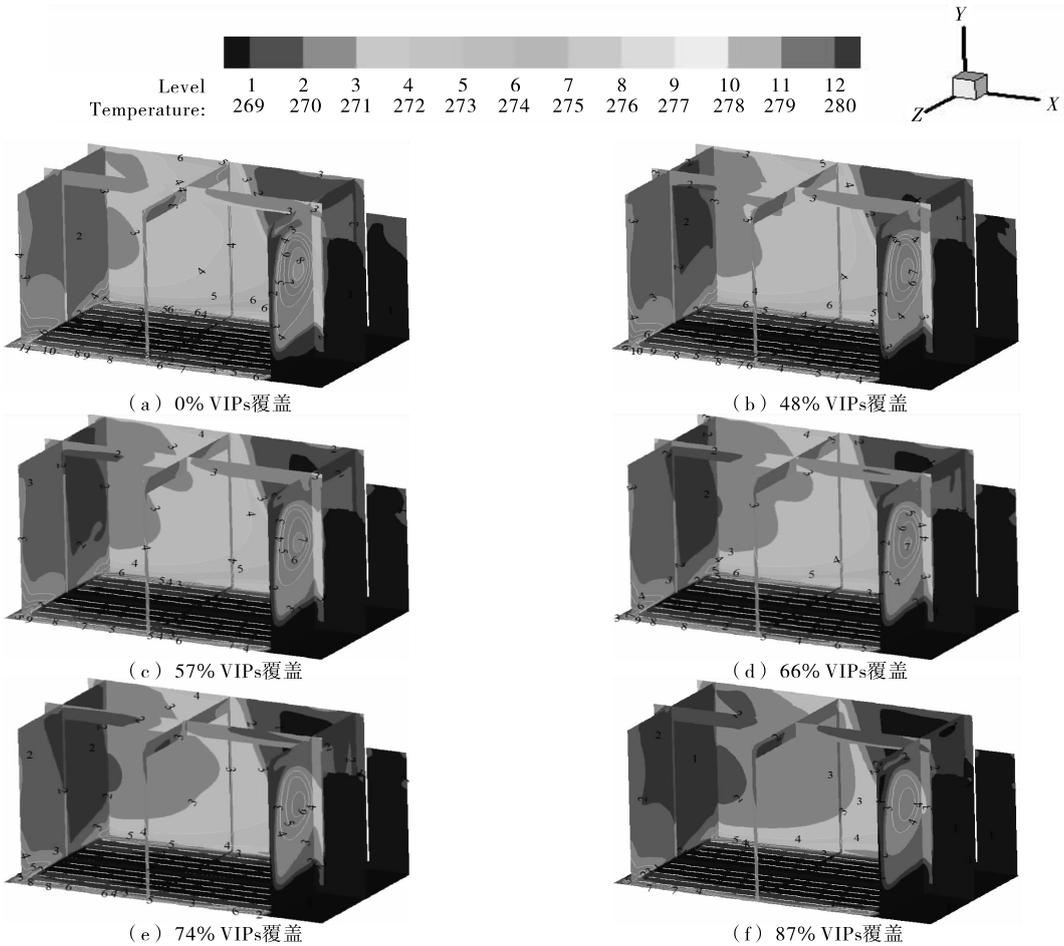


图4 不同VIP覆盖率下的厢体内部温度分布图

Figure 4 Inner temperature distributions with different coverage of refrigerated container

仿真试验设定入风口处温度恒为 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (268 K), 厢体外部温度维持在 300 K, 厢体内部初始温度为 300 K. 采用测点温度的标准差评价厢体内部温度场均匀性, 其值越小温度场越均匀.

由图4可知, 不同覆盖率下的试验厢体压力室内与T型槽中部温度基本相同, 其原因是蒸发器和风机都位于制冷室, 所产生的冷气由制冷室进入货物室内向T型槽等处扩散, 因而在不同覆盖率的厢体内的温度分布相差不大. 在相同制冷量的情况下, 改变试验厢体壁板保温材料会影响厢体内部最高温度及温差. 货物与厢体的侧板之间的前后温差较大, 0%覆盖率(全聚氨酯保温材料)厢体的该位置区域最大温差为10 K, 且有部分区域最高温度达到了279 K; 随着VIPs的覆盖率逐渐增加, 试验厢体内部的最高温度以及最大温差呈下降的趋势. 当VIPs覆盖率为74%时, 厢内靠近侧板的高温区基本消失, 仅在厢体角落部分存在有高温死角; 当VIPs覆盖率继续增大为87%时, 厢体内部的最大温差降为6 K, 相比0%覆盖率下降了40%, 且厢体内部大部分区域温度均低于272 K.

为了验证仿真结果, 进行了试验厢体内部温度场的实测试验. 图5显示了相同制冷量情况下实测不同VIPs覆盖率厢体截面降温幅度对比关系.

由图5可知, 对于6种不同VIPs覆盖率的厢体, 厢内截面的平均降温试验值与模拟值接近, 最大差值为 $4.28\text{ }^{\circ}\text{C}$, 出

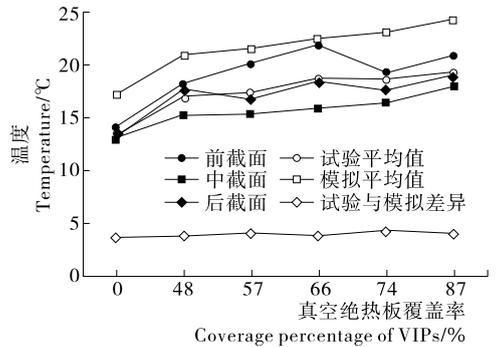


图5 各截面降温数据

Figure 5 Temperature drop data of sections

现偏差的原因可能在于仿真模型的简化忽略了蒸发器、排气孔, 以及试验中入风口处温度值存在变化、VIPs之间有缝隙差异等. 相比全聚氨酯保温材料厢体, 87%VIPs覆盖率厢体内部平均降温增加了43%. 当覆盖率大于66%时, 厢体内截面平均降温的变化趋于稳定. 试验结果进一步验证了增加VIPs覆盖率可以提高厢体保温效果, 改善厢体内部温度场的均匀性.

3 结论

以“下进上出”式冷藏厢体为研究对象, 采用计算流体力

(下转第165页)

结合单因素试验结果,提取时间对提取率影响不大,从节约时间角度考虑,提取工艺可修正为:提取温度 71℃、提取时间 50 min、料液比 1:20(g/mL),在此条件下进行验证实验 3 次,测得柚籽多糖平均提取率为 4.69%,该值与预测值的相对误差仅为 2.37%,表明此工艺稳定可行。取消 SLS 添加和超声预处理,进行 3 次验证实验所测得柚籽多糖平均提取率仅为 2.98%,SLS 与超声预处理协同可使提取率提高 57.62%,具有明显的优势。

3 结论

表面活性剂与超声波协同辅助可大幅提高江永香柚籽多糖的提取率,其最佳提取条件为:超声预处理 4 min、SLS 用量 1.5%、提取温度 71℃、提取时间 50 min、料液比 1:20(g/mL)、搅拌转速 150 r/min,在此条件下提取率比常规方法(无超声预处理和 SLS 添加)提高 57.62%,提取率达 4.69%。由于本试验尚未考察江永香柚籽多糖的活性,下一步将对其结构与活性进行研究。

参考文献

- [1] 卢胜进. 新中国成立 60 年江永香柚产业发展回顾与展望[J]. 中国果业信息, 2010, 27(1): 10-12.
- [2] 卢胜进, 何爱光, 欧阳辉平. 江永香柚存在的问题与对策[J]. 中国果业信息, 2012, 29(12): 9-12.
- [3] 谭斌, 周玄德, 张友胜. 江永香柚柚皮中挥发性化学成分的 GC-MS 联用分析研究[J]. 现代食品科技, 2008, 24(5): 490-492.
- [4] 刘小文, 敖艳, 全沁果, 等. 响应面法优化江永香柚皮多糖的提

取工艺[J]. 天然产物研究与开发, 2015, 27(4): 732-736.

- [5] 张怡, 陈鑫, 林旭, 等. 超临界 CO₂ 萃取柚籽精油工艺条件的优化[J]. 福建农林大学学报: 自然科学版, 2009, 38(2): 203-206.
- [6] 邵金华, 董加宝, 陈丽. 香柚籽中柠檬苦素的提取及纯化[J]. 食品与发酵工业, 2012, 38(11): 189-192.
- [7] 郭丹钊, 郑威, 马海乐, 等. 超声波辅助提取樟芝菌丝体活性物质的工艺研究[J]. 食品与机械, 2016, 32(1): 158-161, 178.
- [8] 赵玉红, 林洋, 张立刚, 等. 黑木耳多糖高剪切分散乳化法与酶法提取的比较研究[J]. 食品与机械, 2016, 32(4): 181-186.
- [9] 李敏杰, 熊亚, 韩何波. 白灵菇多糖提取工艺优化[J]. 食品与机械, 2014, 30(5): 225-228.
- [10] YANG Bao, ZHAO Mou-ming, SHI John, et al. Effect of ultrasonic treatment on the recovery and DPPH radical scavenging activity of polysaccharides from longan fruit pericarp[J]. Food Chemistry, 2008, 106(2): 685-690.
- [11] 张锐, 孙美榕. 十二烷基伯胺乙酸盐盐析法提取柚子果皮胶多糖的研究[J]. 食品工业科技, 2006, 27(5): 120-122.
- [12] 张楠楠, 宗希明, 田丽华. 柚子皮中水溶性多糖的提取及含量测定[J]. 黑龙江医药科学, 2009, 4(32): 22-23.
- [13] 朱开梅, 顾生玖, 唐世锭, 等. 超声波法提取香蕉皮多糖的条件优化及其生物活性[J]. 安徽农业科学, 2011, 39(25): 15 779-15 782.
- [14] 陈雅蕙, 陈来同. 生物化学实验原理和方法[M]. 北京: 北京大学出版社, 2005: 235-237.
- [15] 陈红, 张波, 刘秀奇, 等. 超声波辅助提取水溶性大豆多糖及纯化工艺[J]. 食品科学, 2011, 32(6): 139-142.
- [16] 吴金松, 郑炯, 阙建全. 酶法辅助提取麻竹笋多糖[J]. 食品与发酵工业, 2014, 40(8): 258-262.

(上接第 102 页)

学方法模拟分析了 6 种不同 VIPs 覆盖率的厢体内部温度场分布情况,并对厢体的内部温度分布进行试验验证,得出以下结论:

(1) 增加嵌入 VIPs 的覆盖率可以改善厢体内部温度场均匀性。在相同制冷量的情况下,试验厢体内部的最大温差随 VIPs 的覆盖率增加而下降,87% VIPs 覆盖率厢体内部的最大温差相比全聚氨酯保温材料厢体下降了 40%。

(2) 不同壁板保温材料的厢体内部的降温幅度各不相同。相比全聚氨酯保温材料厢体,87% VIPs 覆盖率厢体的内部平均温降增加了 43%。随着 VIPs 覆盖率的增加,厢体内平均温降的变化趋势放缓。

参考文献

- [1] 温永刚, 王先荣, 董亮, 等. 真空绝热板(VIP)应用技术研究[J]. 低温工程, 2010(6): 29-32, 45.
- [2] ALAM M, SINGH H, LIMBACHIYA M C. Vacuum Insulation Panels (VIPs) for building construction industry - A review of the contemporary developments and future directions [J]. Applied Energy, 2011, 88: 3 592-3 602.
- [3] 娄宗瑞, 曹丹, 阚安康, 等. 冷藏集装箱内部温度场的特性研究[J]. 制冷, 2013, 32(1): 23-25.
- [4] 吕正光, 张贤中, 陈士发. 真空隔热板在冰箱上的应用研究[J]. 电器, 2013(S1): 670-673.

[5] 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(19): 55-62.

- [6] 孙永才. 冷藏车热工性能分析及其真空隔热材料研制[D]. 广州: 广州大学, 2011: 3-6.
- [7] 刘杰坤, 陆华忠, 李君, 等. 冷藏运输车真空隔热厢体的温度场特性仿真研究[J]. 食品与机械, 2014, 30(4): 137-141.
- [8] 刘杰坤, 李君, 陆华忠, 等. 冷藏运输隔热车厢研究进展[J]. 食品工业, 2014(12): 203-207.
- [9] 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.
- [10] MOUREH J, DERENS E. Numerical modelling of the temperature increase in frozen food packaged in pallets in the distribution chain[J]. International Journal of Refrigeration, 2000, 23(7): 540-552.
- [11] LAGUERRE O, HOANG M H, FLICK D. Heat transfer modelling in a refrigerated display cabinet: the influence of operating conditions[J]. J. Food Eng., 2012, 108(2): 353-364.
- [12] 汤毅, 谢晶, 王金锋, 等. CFD 预测风机摆设形式对冷库的影响[J]. 食品与机械, 2012, 28(1): 124-128.
- [13] 杜子峥, 谢晶, 朱进林. 低温恒温箱的非稳态数值模拟及验证[J]. 食品与机械, 2014, 30(5): 126-132, 172.
- [14] 王文文. 冷藏车保温材料对内部环境影响的模拟研究[D]. 北京: 北京建筑工程学院, 2012: 12-14, 44.
- [15] 郭嘉明, 吕恩利, 陆华忠, 等. 冷藏运输厢体结构对流场影响的数值模拟[J]. 农业工程学报, 2012, 28(S1): 74-80.