

DOI: 10.13652/j.spjx.1003.5788.2024.80446

基于热管换热的冷藏车蓄冷板充冷性能研究

黄杰轩^{1,2} 王 强^{1,2} 回晓洋^{2,3} 王 达⁴ 谭圣煊⁵

(1. 山东建筑大学热能工程学院, 山东 济南 250101; 2. 山东省碳中和技术创新中心, 山东 济南 250101; 3. 山东省科学院生态研究所(山东省科学院中日友好生物技术研究中心), 山东 济南 250101; 4. 中华全国供销合作总社济南果品研究所, 山东 济南 250200; 5. 威海安泰电子制冷设备有限公司, 山东 威海 562028)

摘要: [目的] 提高冷板式冷藏物流车的充冷效率, 优化热管式蓄冷板结构参数。[方法] 针对热管式蓄冷板, 建立数学物理模型, 模拟研究载冷剂不同入口流速和热管管径工况下蓄冷板的充冷过程, 并与试验结果进行对比。[结果] 模拟研究结果与试验结果吻合较好, 充冷过程中, 蓄冷剂的平均温度误差为 0.28 °C。当载冷剂入口流速为 1 m/s、热管管径为 10 mm 时, 蓄冷板的充冷性能最优, 此时蓄冷板完全冻结时间为 74 min, 阻力损失为 1 567.4 Pa, 充冷效率为 $1.2 \times 10^5 \text{ mm}^3/\text{min}$ 。[结论] 试验优化的热管式蓄冷板结构能有效提高蓄冷板的充冷效率, 缩短充冷时间, 降低充冷能耗。

关键词: 冷藏车; 热管式蓄冷板; 数值模拟; 完全冻结时间; 阻力损失; 充冷效率

Research on the cold charging performance of refrigerated truck accumulator plate based on heat pipe heat transfer

HUANG Jiexuan^{1,2} WANG Qiang^{1,2} HUI Xiaoyang^{2,3} WANG Da⁴ TAN Shengxuan⁵

(1. School of Thermal Engineering, Shandong Jianzhu University, Jinan, Shandong 250101, China; 2. Shandong Carbon Neutralization Technology Innovation Center, Jinan, Shandong 250101, China; 3. Ecology Institute of Shandong Academy of Sciences (China-Japan Friendship Biotechnology Research Center of Shandong Academy of Sciences), Jinan, Shandong 250101, China; 4. Jinan Fruits Research Institute, All China Federation of Supply and Marketing Cooperatives, Jinan, Shandong 250200, China; 5. Weihai Antai Electronic Refrigeration Equipment Co., Ltd., Weihai, Shandong 562028, China)

Abstract: [Objective] To improve the cold charging efficiency of cold plate type refrigerated logistics vehicles and optimize the structural parameters of heat pipe type cold storage plate. [Methods] A mathematical-physical model was established for heat pipe accumulator plate to simulate and study the cooling process of the plate under different inlet flow rates of refrigerant and heat pipe diameters, and to compare with the experimental results. [Results] The results of the simulation study were in good agreement with the experimental results, and the average temperature error of the accumulator was 0.28 °C in the process of cold charging. When the inlet flow rate of the refrigerant was 1 m/s and the diameter of the heat pipe was 10 mm, the cold charging performance of the accumulator plate was optimal, and the complete freezing time of the accumulator plate at this time was 74 min, with the resistance loss of 1 567.4 Pa, and the cold charging efficiency was $1.2 \times 10^5 \text{ mm}^3/\text{min}$. [Conclusion] The test-optimised heat pipe accumulator plate structure can effectively improve the cold charging efficiency of the accumulator plate, shorten the cold charging time and reduce the energy consumption of cold charging.

Keywords: refrigerated truck; heat pipe accumulator; numerical simulation; complete freezing time; resistance loss; cooling efficiency

随着冷链物流行业的迅速发展, 冷链装备的能耗及碳排放总量不断增加。据统计^[1-3], 冷链运输环节的碳排放占供应链的 52.3%。蓄冷式冷藏车因运输过程温湿度稳定、投资费用低、低碳节能等特点, 是新型低碳冷链

运输装备的重要研究方向^[4-5]。蓄冷式冷藏车可分为充冷式和换冷式^[6]。充冷式是通过充冷机组对冷藏车内蓄冷板充冷, 蓄冷板中内置换热器, 充冷过程通过充冷接头将低温载冷剂送入蓄冷板, 对冷板内蓄冷剂进行充

基金项目: 山东省科技型中小企业创新能力提升工程项目(编号: 2022TSGC2466)

通信作者: 王达(1991—), 男, 中华全国供销合作总社济南果品研究所副研究员, 博士。E-mail: wangda19910@163.com

收稿日期: 2024-05-13 改回日期: 2024-10-28

冷^[7-8]。限制充冷式冷藏车发展的主要原因是充冷时间长、能耗高,优化蓄冷板结构是提高充冷式冷藏车充冷效率的重要方法。

通过流体仿真软件进行充冷过程数值模拟是优化蓄冷板结构的重要方法。田津津等^[9]运用数值和试验方法对不同环境温度下的NaCl蓄冷板冻结过程进行模拟研究;Smith等^[10]提出了一种基于二维和三维模型来估计基于冷板的冷却模式的冷却循环工作条件(冷却液流量和入口温度);迟蓬涛等^[11]采用泡沫铜和水构成新型复合相变材料,制成了一种充冷迅速而充分的高效储能装置;Jarrett等^[12]研究表明,蓄冷板的充冷特性由充冷通道的几何形状决定;王达等^[13]提出了一种热管蓄冷保温箱,采用热管技术解决传统蓄冷保温箱容易造成果蔬冻伤的问题;杜雁霞等^[14]结合积分近似法和精确解法,求解了蓄冷板内蓄冷材料的相界面移动速度、边界热流密度及蓄冷板厚度与时间的关系。载冷剂与蓄冷板内的单相对流传热已成为蓄冷板冷却的主要热阻^[15]。

目前,有关蓄冷板冷却的研究主要集中在:①蓄冷材料(PCM):以相变蓄冷材料为主,根据蓄冷温度要求的不同研发出多种相变蓄冷材料、相变材料释冷过程的温度控制等^[16-17];②保温材料:隔热性能好的材料可以减小冷量的损失,从而增加蓄冷时长;③蓄冷结构:研究蓄冷板排布方式、微胶囊技术等^[18-19];但充冷过程中蓄冷时间长,能耗成本高的问题依然存在。“双碳”背景下,多模式、低碳化、智能化的现代冷链体系是科技与产业发展的必然趋势,对蓄冷冷藏车充冷效率和能耗也提出了更高的要求。但目前有关如何缩短充冷时间、降低充冷能耗的研究较少。研究拟建立一种基于热管换热的新型蓄冷板模型,研究载冷剂入口流速和热管管径对蓄冷板充冷冻结时间、阻力损失、充冷能耗和有效充冷量的影响规律,为热管式蓄冷板结构的优化提供依据。

1 模型建立

1.1 物理模型

物理模型包括热管式蓄冷板模型(图1)和载冷剂流动模型(图2)。热管式蓄冷板结构尺寸为665 mm×320 mm×50 mm,载冷剂通道结构尺寸为35 mm×370 mm×50 mm。充冷过程中,载冷剂通过圆管入口流进载冷剂通道,在载冷剂通道内掠过热管伸出段,通过热管将冷量传递给蓄冷剂,蓄冷剂冻结蓄冷,载冷剂流出圆管出口,回到制冷机组。

研究选用54%乙二醇(C₂H₆O₂)溶液作为载冷剂,载冷剂入口温度为-25℃^[20];选用水(H₂O)作为蓄冷剂。为了方便数学模型的建立与计算,对物理模型进行初步定义假设:

- (1) 忽略冻结过程中介质的体积变化及过冷效应。
- (2) 蓄冷板外壁为绝热边界,忽略蓄冷板的对外热损失。
- (3) 模型各种材料的物性参数均匀分布、各向同性。

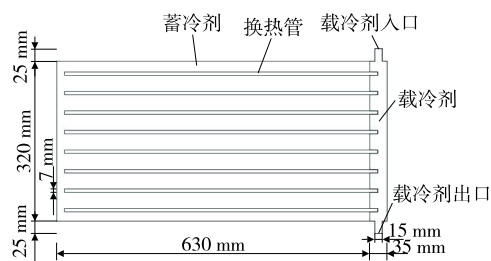


图1 蓄冷板结构示意图

Figure 1 Schematic diagram of the structure of the cold storage plate

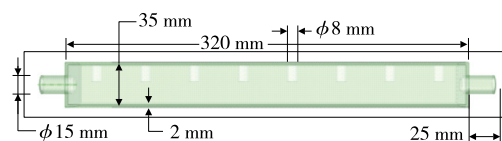


图2 载冷剂通道结构示意图

Figure 2 Schematic diagram of the structure of the refrigerant carrier channel

(4) 数学模型中的材料热物性参数不随温度变化而变化。

(5) 热管中的相变过程简化为热管的当量热传导。

1.2 数学模型

热管式蓄冷板的充冷冻结过程实质上是蓄冷剂在低温环境产生相变的过程。为了描述蓄冷板非稳态传热及相变过程,流动模型采用 $k-\epsilon$ 湍流模型,并启用能量方程及凝固和融化模型。

连续性、动量守恒和能量守恒方程表示如下^[21]:

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0, \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{v}) - \nabla p + \vec{S}, \quad (2)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} T) = \nabla \cdot \left(\frac{k}{c_p} \nabla T \right) + S_T, \quad (3)$$

式中:

p ——压力, Pa;

T ——空气的温度, K;

k ——传热系数, W/(m²·K);

ρ ——空气密度, kg/m³;

μ ——空气动力黏度, Pa·s;

c_p ——定压比热容, J/(kg·K);

\vec{v} ——速度矢量, m/s;

\vec{S} ——动量守恒方程广义源项;

S_T ——黏性耗散项(数值为零)。

蓄冷板内冰(水)控制方程为:

$$\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} + \nabla \cdot (-\lambda \nabla t) = Q, \quad (4)$$

式中:

ρ ——密度, kg/m^3 ;

c ——等效热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

λ ——等效导热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;

t ——温度, K ;

Q ——热源, J 。

载冷剂流道内阻力损失计算方程为:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_s, \quad (5)$$

式中:

Δp ——载冷剂流道中的总阻力损失, Pa ;

$\Delta p_1, \Delta p_s$ ——载冷剂流道中的沿程阻力和局部阻力,

Pa 。

2 数值模拟

蓄冷板的载冷剂入口流速和热管管径对其充冷效率和能耗有重要影响。研究以热管式蓄冷板为研究对象,利用 Fluent 有限元软件内置的固体和流体传热物理场接口对蓄冷板的冻结过程进行模拟分析^[22]。在模拟计算过程中,压力—速度耦合方法采用了算子分裂的压力隐式 (SIMPLE) 算法。包括动量、能量、湍流动能和耗散率的离散化方案为二阶迎风格式。当动量、连续性、湍流动能和耗散率方程的残差低于 10^{-3} , 能量方程低于 10^{-6} 时, 认为模型收敛。

载冷剂入口设置为速度入口边界, 入口速度为 $0.8 \sim 1.2 \text{ m/s}$, 入口温度为 $-25 \text{ }^\circ\text{C}$, 载冷剂的出口设置为压力出口边界, 设定蓄冷剂初始温度为 $15 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

3 结果与分析

3.1 试验验证

为了验证数值模型的准确性, 对热管式蓄冷板进行充冷试验, 其试验原理如图 3 所示。

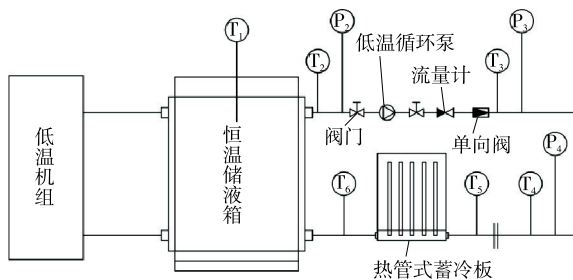


图 3 蓄冷板充冷试验原理图

Figure 3 Experimental schematic diagram of accumulator plate cooling

蓄冷板充冷试验台包括压缩式低温机组、恒温储液箱、低温循环泵、流量计、热管式蓄冷板及各类阀门和传感器, 其物性参数见表 1。

表 1 热管式蓄冷板的物性参数

Table 1 Physical parameters of heat pipe coolers

名称	热导率/ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	比热容/ ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
蓄冷剂(H_2O)	0.55	999.8	4 200
载冷剂($\text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$)	0.37	10.9	3 340
热管	10 000	—	—
壳体($-\text{[CH}_2\text{CH}_2\text{]}_n-$)	0.45	941	500
保温层($5\text{CaO} \cdot 6\text{SiO}_2 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$)	0.048	—	—

对一台基于热管换热的蓄冷板模型进行充冷过程试验验证, 模型外壳为 5 mm 厚亚克力板, 壳体外为 10 mm 绝热材料 (水化硅酸钙)。蓄冷板平均温度的试验值与模拟值如图 4 所示。

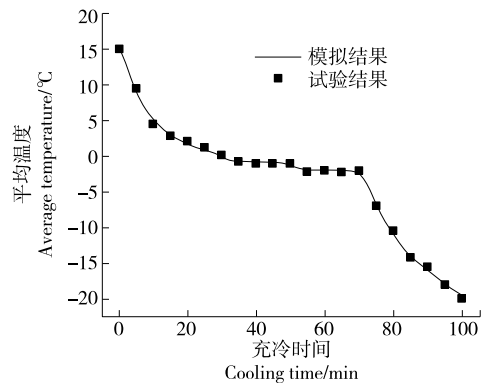


图 4 蓄冷剂侧平均温度模拟值与试验值对比

Figure 4 Comparison of simulated and experimental values of average temperature at the accumulator side

由图 4 可知, 蓄冷板充冷过程中, 蓄冷剂平均温度的模拟值与试验值吻合较好。初始阶段, 蓄冷剂温度下降较快, 然后趋于稳定, 再快速下降。蓄冷板试验和模拟的平均温度误差为 $0.28 \text{ }^\circ\text{C}$, 其主要原因是模型的简化及传感器的精度偏低。综上, 试验建立的模型能够有效预测蓄冷板的充冷性能。

3.2 载冷剂入口流速对充冷性能的影响

当蓄冷板初始温度为 $15 \text{ }^\circ\text{C}$, 热管管径为 8 mm 时, 模拟研究 3 种不同载冷剂入口速度 ($0.8, 1.0, 1.2 \text{ m/s}$) 工况下蓄冷板非稳态充冷降温过程。充冷过程中蓄冷剂侧各时刻平均温度变化曲线和液相率变化曲线如图 5 和图 6 所示。

由图 5 可知, 充冷初始阶段, 随着载冷剂掠过热管将冷量传至蓄冷剂模块, 蓄冷剂降温速度较快; 当降温至 $0 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 蓄冷剂达到冰点, 由于潜热的影响, 蓄冷剂降温速率较慢; 完成相变凝固后, 蓄冷剂降温速率又逐渐加快。当载冷剂入口速度分别为 $0.8, 1.0, 1.2 \text{ m/s}$ 时, 蓄冷剂侧平均冻结时间 (蓄冷剂平均温度降至 $0 \text{ }^\circ\text{C}$ 所需时间) 分别为

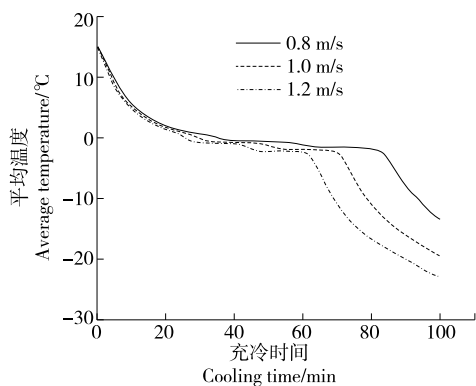


图5 管径8 mm时蓄冷剂侧平均温度

Figure 5 Average refrigerant side temperature at 8 mm pipe diameter

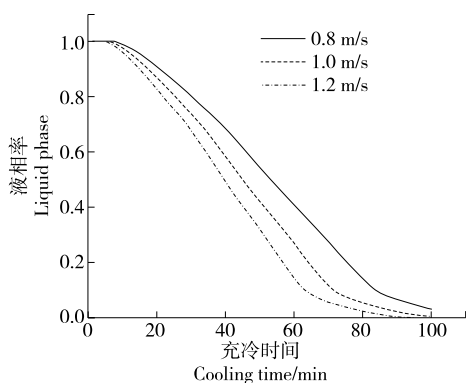


图6 管径8 mm时蓄冷板液相率

Figure 6 Liquid phase rate of accumulator plate when pipe diameter is 8 mm

35, 30, 26 min。载冷剂入口流速越大,蓄冷剂降温越快。

由图6可知,充冷初始阶段,液相率无变化,当蓄冷剂温度降至冻结点时,蓄冷剂侧液相率随充冷时间的延长逐渐减小,直至完全冻结(蓄冷剂侧液相率降至0.05时,认为蓄冷剂完全冻结),液相率接近0。当载冷剂入口流速分别为0.8, 1.0, 1.2 m/s时,蓄冷剂局部开始冻结所需时间分别为7.0, 5.5, 4.7 min,蓄冷剂侧液相率降至0.05以下所需时间分别为94, 81, 72 min,载冷剂入口流速越大,充冷效果越好,蓄冷剂开始冻结所需时间越短,蓄冷剂完全冻结所需时间越短。综合蓄冷剂平均冻结时间和完全冻结时间两个指标,载冷剂入口流速增大对蓄冷板充冷过程是有利的,原因有:载冷剂入口温度恒定,载冷剂入口流速越大,对流换热系数越大,同时进出口温差越小,单位时间内带走的热量越多,蓄冷剂降温越快。

通过模拟得到热管管径为8 mm,载冷剂入口流速分别为0.8, 1.0, 1.2 m/s时,载冷剂流动稳定状态下,完全冻结时间和载冷剂流动进出口阻力损失随载冷剂入口流速的综合影响曲线如图7所示。当载冷剂入口流速为0.8, 1.0, 1.2 m/s时,对应的阻力损失分别为1 044.5, 1 524.7,

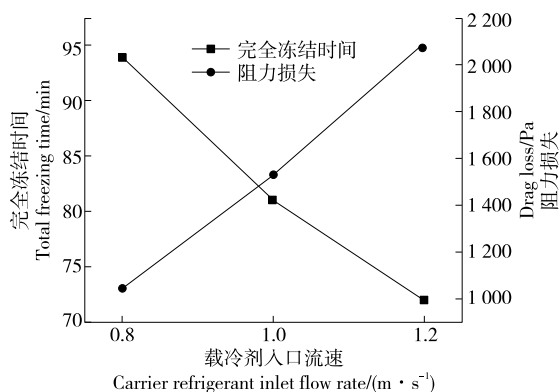


图7 完全冻结时间/阻力损失随载冷剂入口流速的变化
Figure 7 Variation of complete freezing time/resistance loss with refrigerant inlet flow rate

2 083.1 Pa,载冷剂入口流速增大,流道内的阻力损失越大,充冷过程中系统需要克服的阻力越大,这就需要更大的泵来提供足够的流量,从而增加了系统的能耗。综合考虑完全冻结时间与阻力损失两个影响因素,当载冷剂入口流速为1.0 m/s时,蓄冷板的充冷性能最优。

3.3 热管管径对充冷效果的影响

当载冷剂入口速度为1 m/s时,3种不同管径(8, 9, 10 mm)工况下,蓄冷剂侧各时刻平均温度如图8所示。当管径分别为8, 9, 10 mm时,蓄冷剂侧平均冻结时间分别为30, 29, 28 min。充冷时间为100 min,3种管径下,蓄冷剂平均温度分别降至-19.5, -20.66, -21.82 °C。热管管径越大,蓄冷剂侧降温越快,充冷效果越好。

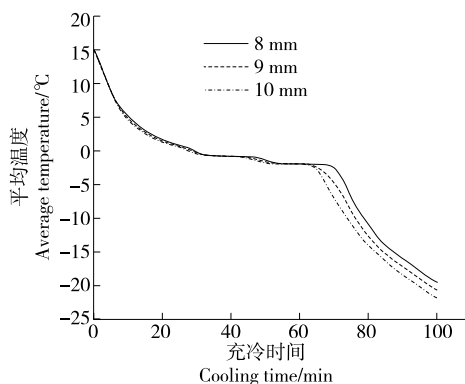


图8 入口流速1 m/s时蓄冷剂侧平均温度

Figure 8 Average temperature of refrigerant storage side at inlet flow rate of 1 m/s

当入口速度为1 m/s时,不同管径蓄冷剂液相率变化如图9所示。不同管径工况下,充冷过程中液相率变化趋势大致相同,蓄冷剂侧液相率随充冷时间的延长呈先不变后减小至0的趋势。当管径分别为8, 9, 10 mm时,蓄冷剂相变至完全冻结所需时间分别为81, 78, 74 min,热管管径越大,液相率减小越快,完全冻结时间越短。综合蓄

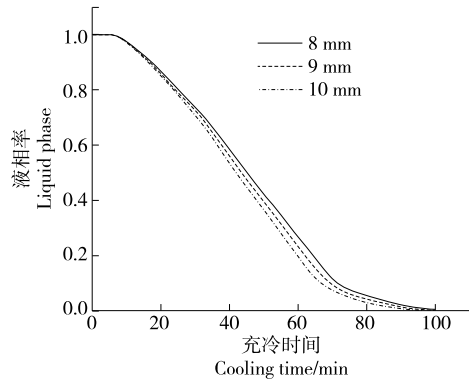


图9 入口流速 1 m/s 时蓄冷板的液相率

Figure 9 Liquid phase rate of accumulator plate at inlet flow rate of 1 m/s

冷剂平均冻结时间和完全冻结时间两个指标,热管管径增大对蓄冷板充冷过程是有利的,原因有:热管管径越大,热管和载冷剂、蓄冷剂的接触面积越大,有效增强了热管和载冷剂、蓄冷剂的导热和对流传热,将更多的冷量传递给蓄冷剂,蓄冷剂降温效率上升。

蓄冷板有效充冷量(蓄冷板完全冻结时蓄冷剂的体积)表达式为:

$$V = V_1 - V_2 = (a - 2\delta) \cdot (b - 2\delta) \cdot (h - 2\delta) - n(\pi r^2 \cdot L), \quad (6)$$

式中:

V ——有效充冷量, mm^3 ;

V_1 ——蓄冷剂侧蓄冷板体积, mm^3 ;

V_2 ——热管体积, mm^3 ;

a, b, h ——蓄冷剂侧蓄冷板外壳的长、宽、高, mm ;

δ ——蓄冷板壳体厚度, m ;

n ——热管根数;

r ——热管半径, mm ;

L ——蓄冷剂侧热管管长, mm 。

蓄冷板充冷效率表达式为:

$$\epsilon = V/t, \quad (7)$$

式中:

ϵ ——蓄冷板充冷效率, mm^3/min ;

t ——蓄冷板完全冻结时间, min 。

综合蓄冷板完全冻结时间和有效充冷量两个因素对热管管径进行计算,结果如表 2 所示。

由表 2 可知,热管管径越大,蓄冷板完全冻结时间越短,有效充冷量越小,但充冷效率越高,说明热管管径对完全冻结时间的影响程度大于对有效充冷量的。3 种不同热管管径下,综合蓄冷板完全冻结时间和有效充冷量的影响,热管管径为 10 mm 时,蓄冷板的充冷性能更优。

综上,针对蓄冷板载冷剂入口流速和热管管径进行双目标优化分析,选出蓄冷板最佳工况为载冷剂入口流速 1 m/s,热管管径 10 mm,通过模拟充冷过程,蓄冷板完

表 2 热管管径对蓄冷板充冷量的影响

Table 2 Influence of heat pipe diameter on the cooling capacity of cold storage panels

管径/mm	完全冻结间/ min	有效充冷量/ mm^3	充冷效率/ $(\text{mm}^3 \cdot \text{min}^{-1})$
8	81	8.979×10^6	1.10×10^5
9	78	8.946×10^6	1.15×10^5
10	74	8.911×10^6	1.20×10^5

全冻结时间为 74 min,阻力损失为 1 567.4 Pa,充冷效率为 $1.2 \times 10^5 \text{mm}^3/\text{min}$ 。与蓄冷板入口流速为 1 m/s,热管管径为 8 mm 的工况对比,蓄冷板完全冻结时间减少了 8.6%,阻力损失提高了 2.8%,充冷效率提升了 9%。

4 结论

针对蓄冷冷藏车充冷时间长、能耗高的问题,提出了一种快速充冷的热管式蓄冷板,利用仿真模拟软件搭建了热管式蓄冷板模型,模拟分析了充冷过程中,载冷剂不同入口流速和不同热管管径对蓄冷板充冷性能的影响。结果表明,蓄冷板充冷过程中,随着载冷剂入口流速和热管管径的增大,蓄冷板平均冻结时间和完全冻结时间缩短;阻力损失随载冷剂入口流速的增大而增大,同时增加了充冷能耗;有效充冷量随热管管径的增大而减小,但充冷效率仍随热管管径的增大而增大。热管式蓄冷板可以有效减少充冷时长,提高充冷效率,降低充冷能耗,通过双目标优化分析,蓄冷板载冷剂入口流速 1 m/s,热管管径 10 mm 的工况为最优工况,此时蓄冷板完全冻结时间为 74 min,阻力损失为 1 567.4 Pa,充冷效率为 $1.2 \times 10^5 \text{mm}^3/\text{min}$ 。

热管式蓄冷板的释冷效率对于维持冷藏车内温度的稳定性和均匀性至关重要。未来的研究应结合蓄冷板的充冷与释冷过程,对热管的设计、管径大小以及排列布局等结构参数进行深入的优化,实现快速充冷和持续稳定的释冷性能,以提升冷藏效果和冷藏运输效率。

参考文献

[1] 田长青,孔繁臣,张海南,等.中国冷链碳排放及低碳技术减排分析[J].制冷学报,2023,44(4):68-74,111.
TIAN C Q, KONG F C, ZHANG H N, et al. Carbon emission and emission reduction with low-carbon technologies in Chinese cold chain industry[J]. Journal of Refrigeration, 2023, 44(4): 68-74, 111.

[2] 李斌,刘斌,陈爱强,等.基于冷链模式的某果蔬碳足迹计算[J].制冷学报,2021,42(2):158-166.
LI B, LIU B, CHEN A Q, et al. Calculation of carbon footprint of fruits and vegetables based on cold chain model[J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(2): 158-166.

[3] 陈静,王姗,欧灿英,等.生鲜肉类食品供应链碳排放测算及动态优化研究[J].中国农业大学学报,2020,25(6):165-182.

- CHEN J, WANG S, OU C Y, et al. Study on carbon emission measurement and dynamic optimization of fresh meat supply chain[J]. *Journal of China Agricultural University*, 2020, 25(6): 165-182.
- [4] 李晓燕, 张晓雅, 邱雪君, 等. 相变蓄冷技术在食品冷链运输中的研究进展[J]. *包装工程*, 2019, 40(15): 150-157.
LI X Y, ZHANG X Y, QIU X J, et al. Research progress of phase change storage technology in food cold chain transportation[J]. *Packaging Engineering*, 2019, 40(15): 150-157.
- [5] 杨智康, 杨大章, 谢晶, 等. 冷库低碳新技术研究进展[J]. *食品与机械*, 2023, 39(1): 221-227.
YANG Z K, YANG D Z, XIE J, et al. Research progress of novel low-carbon technologies in cold storages[J]. *Food & Machinery*, 2023, 39(1): 221-227.
- [6] 刘国丰. 蓄冷式冷藏运输装备的应用研究[D]. 长沙: 中南大学, 2007: 41-51.
LIU G F. Application research of storage refrigerated transportation equipment[D]. Changsha: Central South University, 2007: 41-51.
- [7] 肖颖, 徐添桦, 叶晔, 等. 充冷式冷板冷藏车厢体设计及保鲜效果分析[J]. *中国工程机械学报*, 2022, 20(6): 537-541.
XIAO Y, XU T H, YE Y, et al. Design of cold-charging cold plate refrigerated carriage and analysis of its fresh-keeping effect [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2022, 20(6): 537-541.
- [8] 许启军, 谢晶. 蓄冷板式冷藏箱的节能优化研究进展[J]. *食品与机械*, 2020, 36(3): 232-236.
XU Q J, XIE J. Research progress on energy saving optimization of cold storage plate refrigerator[J]. *Food & Machinery*, 2022, 36(3): 232-236.
- [9] 田津津, 郭永刚, 张哲, 等. 蓄冷板冻结过程的数值模拟与实验研究[J]. *低温与超导*, 2014, 42(2): 67-71.
TIAN J J, GUO Y G, ZHANG Z, et al. Numerical simulation and experiment research on cold plate freezing process[J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2013, 42(2): 67-71.
- [10] SMITH J, HINTERBERGER M, HABLE P, et al. Simulative method for determining the optimal operating conditions for a cooling plate for lithium-ion battery cell modules[J]. *Journal of Power Sources*, 2014, 267(4): 784-792.
- [11] 迟蓬涛, 谢永奇, 余建祖, 等. 一种新型储能装置充冷过程的实验及分析[J]. *北京航空航天大学学报*, 2011, 37(9): 1 070-1 075.
CHI P T, XIE Y Q, YU J Z, et al. Experiment and analysis of a new type of energy storage device during the cooling process [J]. *Journal of Beihang University*, 2011, 37(9): 1 070-1 075.
- [12] JARRETT A, KIM I Y. Design optimization of electric vehicle battery cooling plates for thermal performance[J]. *Journal of Power Sources*, 2011, 196(23): 10 359-10 368.
- [13] 王达, 贾连文. 一种超导管蓄冷保温箱: CN202020539294.6 [P]. 2020-12-01.
WANG D, JIA L W. A kind of superconducting tube cold storage heat preservation box: CN202020539294.6[P]. 2020-12-01.
- [14] 杜雁霞, 程宝义, 贾代勇, 等. 相变材料蓄冷板凝固过程的传热研究[J]. *制冷学报*, 2005, 26(2): 44-46.
DU Y X, CHENG B Y, JIA D Y, et al. Study on heat transfer of phase change cool storage slab in solidification[J]. *Journal of Refrigeration*, 2005(2): 44-46.
- [15] 韩丹丹, 王强, 王达, 等. 基于正交试验的热管换热蓄冷板充冷性能研究 [J/OL]. *制冷学报*. (2024-03-04) [2024-05-11]. <https://link.cnki.net/urlid/11.2182.TB.20240229.1341.004>.
HAN D D, WANG Q, WANG D, et al. Research on the freezing performance of heat pipe heat exchange and cold storage plate based on orthogonal experiments[J/OL]. *Journal of Refrigeration*. (2024-03-04) [2024-05-11]. <https://link.cnki.net/urlid/11.2182.TB.20240229.1341.004>.
- [16] 孙锦涛, 谢晶. 相变蓄冷材料及其在冷库中应用的研究进展 [J]. *食品与机械*, 2021, 37(7): 227-232.
SUN J T, XIE J. Research progress on phase change cold storage materials and their applications in cold storage[J]. *Food & Machinery*, 2021, 37(7): 227-232.
- [17] 高茂条, 王春煦, 吴学红, 等. 纳米石墨烯片-石蜡复合相变蓄冷材料制备方法及热物性研究[J]. *食品与机械*, 2016, 32(12): 128-132.
GAO M T, WANG C X, WU X H, et al. Preparation and thermal properties of nano-GNPS as stuffing into the cool storage phase change materials[J]. *Food & Machinery*, 2016, 32(12): 128-132.
- [18] 王严冬, 陈永东, 邓静. 蓄冷型冷藏车动态热力特性研究[J]. *制冷技术*, 2023, 43(5): 24-30.
WANG Y D, CHEN Y D, DENG J. Research on dynamic thermal characteristics of cold storage refrigerated vehicle[J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2023, 43(5): 24-30.
- [19] 梁汉威, 陈观生, 谢健, 等. 不同封装结构相变蓄冷板用于冷藏库数值模拟研究 [J]. *食品与机械*, 2024, 40(1): 135-139, 144.
LIANG H W, CHEN G S, XIE J, et al. Numerical simulation of phase change cold storage plates with different packaging structures used in cold storage[J]. *Food & Machinery*, 2024, 40(1): 135-139, 144.
- [20] 韩立超. 乙二醇载冷剂水力特性研究[D]. 天津: 天津商业大学, 2018: 25-42.
HAN L C. Study on hydraulic characteristics of ethylene glycol refrigerant[D]. Tianjin: Tianjin University of Commerce, 2018: 25-42.
- [21] 黄荣鹏, 李晓燕, 苗馨月, 等. PCM蓄冷板式冷藏车温度场数值模拟研究[J]. *冷藏技术*, 2018, 41(1): 23-26, 37.
HUANG R P, LI X Y, MIAO X Y, et al. Numerical study on the temperature field of refrigerated vehicles with PCM cold-storage plates[J]. *Journal of Refrigeration Technology*, 2018, 41(1): 23-26, 37.
- [22] JIANG Z, WANG D, DAI Y, et al. Numerical and experimental investigation of the flow and heat transfer characteristics for cold storage heat exchanger[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2024, 56: 104257.