doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.09.041

无源蓄冷控温运输箱设计与试验

李　斌[1]　沈　昊[1]　郭嘉明[1]　魏鑫钰[1]　吕恩利[1]　袁江涛[2]
(1.华南农业大学工程学院,广州 510642;2.广州好高冷科技有限公司,广州 510620)

摘要:针对蓄冷运输箱信息化程度低、控温时间短、控温困难等问题,设计了一款集控温、远程监控、定位、故障诊断等功能于一体的蓄冷运输箱。以脐橙为试验对象,结合能耗模型,对蓄冷控温箱控温性能进行了研究。结果表明,箱内各截面温度不均匀系数分别为 0.38、0.47、0.78,温度极差最大值为 2.8℃,均匀性较好;当蓄冷剂用量为 180 kg,预冷脐橙 660 kg,在外部环境平均温度 26.39℃的条件下,总控温时长为 122 h,风机共执行控温 21 次,且随着蓄冷量减少,风机开启控温所用时间呈指数上升趋势,决定系数不小于 0.928 0;结合能耗模型分析得出,该箱体在广州夏季高温环境下可控温 5 d 以上,能够满足远距离运输要求。

关键词:运输箱;蓄冷;能耗模型;温度场;控温时间;智能控制
中图分类号:S229　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2020)09-0358-08　　**OSID**:

Design and Test of Passive Cold Storage Temperature Control Box

LI Bin[1]　SHEN Hao[1]　GUO Jiaming[1]　WEI Xinyu[1]　LÜ Enli[1]　YUAN Jiangtao[2]
(1. *College of Engineering, South China Agricultural University, Guangzhou* 510642, *China*
2. *Guangzhou Hicool Technology Co., Ltd., Guangzhou* 510620, *China*)

Abstract: Aiming at the problems of low informatization, short heat preservation time, and difficult temperature control of cold storage transport boxes, a cold storage transport box integrating functions of temperature control, remote monitoring, positioning and fault diagnosis was designed. Taking navel orange as the test object, combined with the energy consumption model, the temperature control performance of the cold storage temperature control box was studied. The results showed that the temperature field non-uniformity coefficient of each section in the box was 0.38, 0.47 and 0.78, the maximum temperature difference was 2.8℃, and the uniformity was good; when the amount of cold storage agent was 180 kg and the pre-cooled navel orange was 660 kg, under the condition of an average external temperature of 26.39℃, the total temperature control duration was 122 h. the fan performed temperature control 21 times in total, and as the amount of cold storage was decreased, the time it took for the fan to turn on and control the temperature was increased exponentially, with determination coefficient no less than 0.928 0. Combined with the analysis of energy consumption model, it was concluded that the cabinet can be controlled for more than 5 days under the high temperature environment of Guangzhou in summer, which can meet the requirements of long-distance transportation.

Key words: transport box; cold storage; energy consumption model; temperature field; heat preservation duration; intelligent control

0　引言

冷链运输是冷链环节的关键,对保障食品品质和安全起着重要作用[1-2]。蓄冷控温箱将蓄冷技术与隔热技术有机结合,具有环保、经济节能、安全可靠等优点,是一种高效的冷链物流运输工具,它主要

收稿日期:2020-06-30　修回日期:2020-07-25
基金项目:国家重点研发计划项目(2018YFD0401305-2)、广东省省级农业科技创新及推广项目(2019KJ101)、农产品保鲜物流共性关键技术研发创新团队项目(2019KJ145)、广东省重点领域研发计划项目(2019B020225001)、国家自然科学基金项目(31901736、31971806)和广东省普通高校青年创新人才项目(2017GkQNCX010)
作者简介:李斌(1990—),男,博士生,主要从事果蔬冷链物流与装备研究,E-mail:1220369130@qq.com
通信作者:吕恩利(1979—),男,副教授,博士生导师,主要从事农产品冷链物流技术与装备研究,E-mail:enlilv@scau.edu.cn

由控温箱体和蓄冷板组成[3-5]。按能源供应方式，蓄冷控温箱可以分为有源型和无源型，无源型低温配送一般通过相变蓄冷材料释放冷量、维持低温环境，无需额外能量，且使用方便，因此，蓄冷运输越来越受到市场青睐[6-7]。

隔热箱体材料的选择直接影响控温箱的隔热性能和内部温度控制[8]，陈海洋等[9]研究了使用真空绝热板作为控温材料的可行性，其导热系数低于传统控温材料 6 ~ 10 倍，还具有体积小、质量轻的优点[10-12]。相变蓄冷剂的选择对蓄冷控温箱运输性能有一定影响[1]，SIDIK 等[13]从热力学性质、化学性质、经济性、物理性质等方面阐述了选择蓄冷剂应遵循的原则。KOZAK 等[14]提出将绝缘材料与相变材料相结合，证明存在最佳的绝缘厚度使蓄冷剂的熔化时间最大化，从而延长产品的运输时间。王达等[15]针对传统控温材料控温性能不足的问题，提出真空绝热板和聚氨酯复合结构蓄冷控温箱，并建立传热模型，计算了控温时间。文献[16-17]通过平均保冷时间评价蓄冷控温箱空载与负载的控温性能，并对比了蓄冷板不同摆放位置对保冷性能的影响。宋海燕等[18]研究了不同蓄冷剂质量对控温箱内温度场的影响。

目前，国内外相变蓄冷型控温箱运输时间一般不超过 48 h，存在控温困难、易过冷、信息透明化程度低等缺点[19-20]。本文设计一款蓄冷运输箱，采用真空绝热板与聚氨酯板组成的复合隔热箱体、高潜热值相变蓄冷剂及自主研发的智能控制系统，以期实现长时间的蓄冷控温运输和运输全程信息透明化。

1　能耗模型

现有冷藏箱和有源蓄冷冷藏箱都配备压缩机组，冷量来源于压缩机组或充冷后的蓄冷模块，运输途中压缩机组可提供冷量补给。无源蓄冷箱的冷源完全由蓄冷剂提供，因此，建立货物运输过程能耗模型，计算蓄冷剂使用量来匹配运输时长是保证货物运输品质的重要手段。

货物运输过程能耗模型基于以下假设建立：蓄冷控温过程中箱内各处温度随时间均匀变化；控温箱体结构传热简化为一维传热；由于箱体结构由多种隔热材料复合构成，计算时简化为多层材料沿厚度方向叠加而成，且箱体同一表面材料具有相同物理性能，即忽略材料厚度的不均匀性[21]。

蓄冷控温箱体结构隔热性能[22-23]计算式为

$$R_w = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{x_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_2} \tag{1}$$

$$\alpha_i = 1.163(4 + 12\sqrt{v}) \tag{2}$$

$$K_i = \frac{1}{R_w} \tag{3}$$

式中　R_w——蓄冷控温箱体结构热阻，$m^2 \cdot K/W$

λ_j——各层传热材料导热系数，$W/(m \cdot K)$

x_j——各层材料厚度，m

α_1——控温箱内表面传热系数，$W/(m^2 \cdot K)$

α_2——控温箱外表面传热系数，$W/(m^2 \cdot K)$

α_i——控温箱壁面与空气对流传热系数，$W/(m^2 \cdot K)$

v——控温箱内外空气流速，m/s

K_i——箱体各面传热系数，$W/(m^2 \cdot K)$

通过内外环境温差、泄漏及太阳辐射传入箱内热量计算式为[24-26]

$$Q_1 = \sum_{i=1}^{n} K_i (t_w - t_n) A_i \tag{4}$$

$$Q_2 = fQ_1 \tag{5}$$

$$Q_3 = KA_3 (t_r - t_w) \frac{\tau_f}{24} \tag{6}$$

其中

$$A_i = \sqrt{A_{i1} A_{i2}} \tag{7}$$

$$K = \frac{\sum_{i=1}^{n} K_i A_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i} \tag{8}$$

$$t_r = t_w + 20$$

式中　Q_1——通过蓄冷控温箱体隔热材料传入的热量，W

n——蓄冷控温箱面序号，$n = 1, 2, \cdots, 6$

Q_2——通过缝隙泄漏空气传入的热量，W

Q_3——太阳辐射传入的热量，W

t_w——外环境空气温度，℃

t_n——蓄冷控温箱内平均空气温度，℃

A_i——蓄冷控温箱总传热比表面积，m^2

A_{i1}——蓄冷控温箱总外表面积，m^2

A_{i2}——蓄冷控温箱总内表面积，m^2

K——箱体平均传热系数，$W/(m^2 \cdot K)$

f——空气泄漏系数，根据蓄冷控温箱气密性取 0.1 ~ 0.2

A_3——蓄冷控温箱受太阳辐射面积，一般取总面积 30% ~ 50%，m^2

t_r——箱体表面受太阳辐射的温度，℃

τ_f——每昼夜受太阳辐射的时间，h

风机运转产生的热量计算式为

$$Q_4 = N\psi\varepsilon \tag{9}$$

式中　Q_4——风机运转产生的热量，W

N——风机的额定功率，W

ψ——热转换系数,取 1

ε——风机运转时间系数,取 1[27]

开门传热耗冷量计算式为

$$Q_5 = mQ_1 \tag{10}$$

式中 Q_5——开门传热耗冷量,W

m——开门频率系数,运输途中不开门为 0.25,开门 1 ~ 5 次为 0.5,开门 6 ~ 10 次为 0.75,开门 11 ~ 15 次为 1

箱体预冷降温耗冷量计算式为

$$Q_6 = m_c C_c (t_c - t_f) \tag{11}$$

式中 Q_6——箱体预冷降温耗冷量,W

m_c——箱体质量,kg

C_c——箱体材料比热容,J/(kg·K)

t_c——箱体初始温度,℃

t_f——箱体预冷后温度,℃

箱内装载货物的呼吸热量计算式为

$$Q_7 = \frac{GH}{24 \times 3\,600} \tag{12}$$

式中 Q_7——箱内装载货物的呼吸热量,W

G——控温箱内货物质量,t

H——控温箱内货物的呼吸热,J/(t·d)

控温运输过程,由外界传入箱内的总热负荷 Q_0 可表示为

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 \tag{13}$$

根据热平衡原理,外界传入箱内的总热负荷等于一定质量蓄冷剂所释放的冷能。蓄冷板总冷量计算包括蓄冷剂固体显热、相变潜热及液体显热,计算公式为[28]

$$Q_0 = \int_{T_1}^{T_M} Mc_s \mathrm{d}T + M\Delta h_M + \int_{T_M}^{T_f} Mc_l \mathrm{d}T \tag{14}$$

式中 c_s——蓄冷剂固态比热容,J/(kg·K)

c_l——液态比热容,J/(kg·K)

T_1——蓄冷剂初始温度,℃

T_M——相变温度,℃

T_f——相变结束温度,℃

M——蓄冷剂使用质量,kg

Δh_M——蓄冷剂潜热,J/g

蓄冷剂使用量可表示为

$$M = \frac{Q_0}{c_s(T_M - T_1) + c_l(T_f - T_M) + \Delta h_M} \tag{15}$$

2 整体结构与工作原理

2.1 无源蓄冷控温箱结构

无源蓄冷控温箱主要由隔热箱体、蓄冷板、内循环风道及控制系统组成,箱体内部分为保鲜区、蓄冷区、内循环风道及控制区,如图 1 所示。

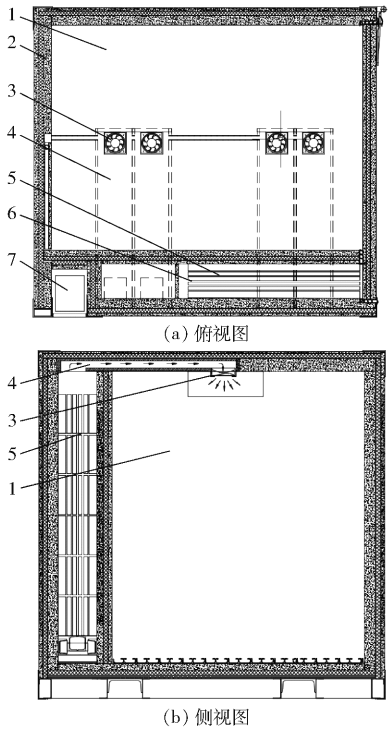


图 1 无源蓄冷控温箱二维图

Fig. 1 Two-dimensional views of cold storage temperature control box

1. 保鲜区 2. 隔热箱体 3. 风机 4. 风道 5. 蓄冷板 6. 蓄冷区 7. 控制区

隔热箱体控温层中间以 25 mm 厚真空绝热板(Vacuum insuliation panel, VIP)作为核心控温层,两侧黏贴 30 mm 厚高密度硬质聚氨酯(Polyurethane,PU),组成复合结构,内外蒙皮采用 2 mm 玻璃纤维增强复合塑料(Glass fiber reinforced plastics, GFRP),物性参数如表 1 所示。

表 1 控温箱材料物性参数

Tab. 1 Material property parameters of insulation box

材料	密度/(kg·m^{-3})	导热系数/(W·(m·K)$^{-1}$)
VIP	280	0.004 8
PU	45	0.024 4
GFRP	1 800	0.465 1

根据建立的无源蓄冷控温箱能耗模型及箱体控温层物性参数,得到在外环境平均温度 30℃ 的条件下,维持箱内温度 2 ~ 8℃ 区间内 120 h,外界传入箱内的总热负荷约为 6.16×10^4 kJ。采用相变点为 -15℃,潜热为 339.2 kJ/kg 的高效蓄冷剂作为冷源时,需要的蓄冷剂质量约为 163.3 kg。为更有效地利用蓄冷区空间,在保证蓄冷板有效释冷的前提下,将蓄冷板设计成 1 m × 0.03 m × 0.2 m(24 条)、1 m × 0.04 m × 0.2 m(12 条)2 种规格,分别装有蓄冷剂质量 4、7 kg,共计 180 kg,蓄冷板水平间距、上下间距分别为 8、15 mm。

保鲜区与蓄冷区通过内循环风道连通，内循环风道由 2 个送风道和 2 个回风道组成，保鲜区风道末端设有变频风机，风机截面尺寸为 120 mm × 120 mm。控制区设有电源、控制器和人机交互界面，连接传感器及风机等执行机构，各功能区具体参数如表 2 所示。

表 2　箱体功能区参数

Tab. 2　Box function area parameters　　mm

功能区	长度	宽度	高度
外箱体	2 000	1 800	1 720
蓄冷区内	1 535	305	1 480
货物区	1 800	1 200	1 460
控制区内	300	200	1 480

2.2　控制系统组成与功能

蓄冷控温箱智能控制系统是一套可独立应用在蓄冷运输领域的软硬件信息平台，系统根据功能分为时钟模块、数据传输单元（DTU）模块、人机交互界面、传感设备（温湿度传感器）、执行设备（风机）、记录统计、远程数据监测备份等部分，各模块之间关系及功能如图 2 所示，主控制器通过内置的时钟芯片（RTC）、异步串行接口（UART）、通用输入/输出接口（GPIO），以及外置的闪存（FLASH）、风机、温度传感器等外设，实现蓄冷控温箱内置设备故障诊断、温湿度参数实时获取、风机实时运行、数据实时存储及下载等无线通信和远程控制功能。

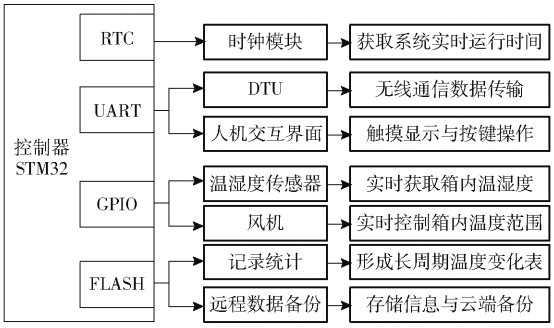


图 2　智能控制系统组成与功能框图

Fig. 2　Composition and function of intelligent control system

Web 端远程监测管理系统采用 Tomcat 作为 Web 应用服务器，用户登录进入 Web 端远程监测管理系统页面，主界面包含“查看环境参数”、“查看设备位置”、“查看执行器开关状态”、“查看传感器工作状态”、“远程控制”等功能选项。点击“查看环境参数”选项后即可进入实时监测界面，如图 3 所示。在界面左上角输入节点 ID 号可查询该从节点监测到的实时数据，点击左下角“下载数据”可获取对应从节点的历史数据记录。界面下侧输入翻页数可在线查询全部历史数据记录。Web 端的应用实现系统跨平台功能，用户只需借助上网设备即可实时查看当前及历史环境信息。

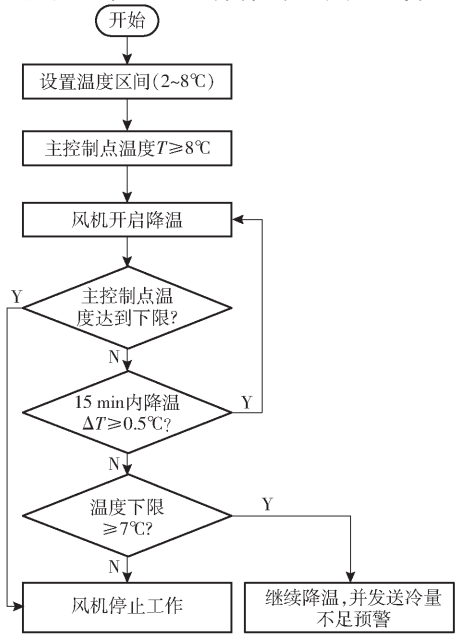


图 3　系统 Web 端数据监测界面

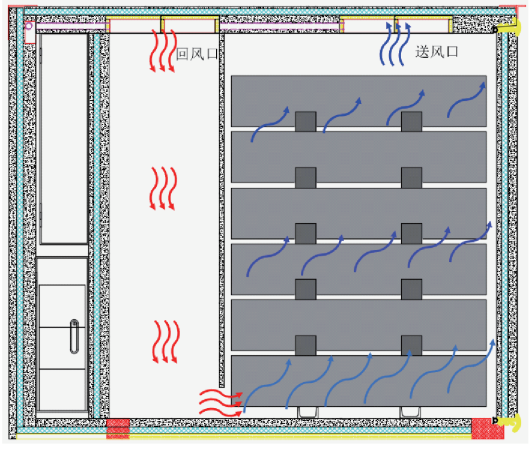
Fig. 3　Data monitoring interface of system Webpage

2.3　工作原理

箱体停运期间，将蓄冷板取出放入冷库，利用夜间低价峰谷电对其集中充冷。运输时，将充分蓄冷的冷板放入蓄冷区，设置好保鲜温度后风机运行，温度控制逻辑如图 4a 所示。蓄冷区中间被底部留有风口的隔板隔开，进风道将保鲜区热空气吸入蓄冷



(a) 温度控制逻辑图



(b) 温度控制模拟图

图 4　温度控制工作原理图

Fig. 4　Working principle of temperature control

区左侧,在风机的压力下,热空气经隔板底部进入蓄冷区右侧,热空气自下而上与蓄冷板充分热交换后,通过出风道将冷空气由蓄冷区带到货物区,温度控制过程如图 4b 所示。基于以上控制策略,在保证箱内货物品质的前提下,降低箱体能耗及运行成本。

3 材料与方法

3.1 试验材料

根据设计方案,由广东信源物流设备有限公司协助,试制了一台智能化蓄冷控温运输箱。真空隔热板、蓄冷材料由广州晖能环保材料有限公司生产;聚氨酯板由漳州福建钜隆板业有限公司生产。箱内外环境温度由德国贺利氏产铂电阻 PT100 测得,量程为 -60 ~300℃,精度为 ±0.15℃。箱内试验物料为脐橙,购于广州江南果蔬批发市场。

3.2 试验方法

控温时长、温度均匀性是保证货物品质一致的前提,本文对箱内温度区间为 2 ~8℃ 的工况,开展控温箱内控温时长、温度分布均匀性测试。

试验于室外空旷无遮挡的环境中进行,试验前将蓄冷板置于 -20℃冷库中充分充冷,试验开始时将蓄冷板摆放至蓄冷区,保鲜区放置 44 箱 660 kg 预冷至(7 ±1)℃的新鲜脐橙作为试验物料,温度传感器布置方式如图 5 所示。

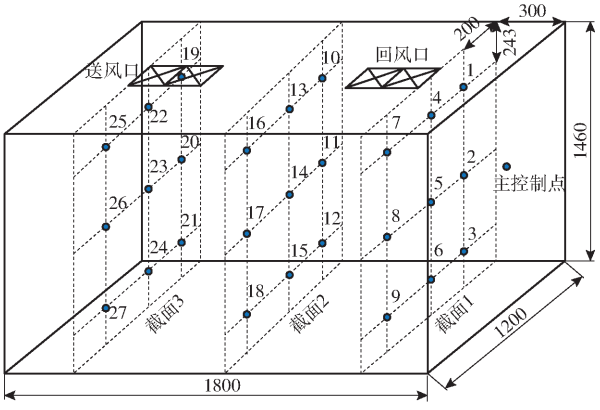


图 5 传感器测点示意图

Fig. 5 Schematic of sensor measuring points

4 结果与分析

4.1 温度场测试结果

在室外条件下,对蓄冷控温箱进行温度场测试试验,试验时长为 2 d,外环境平均温度 29.3℃,温度场测试结果如图 6 所示。由图可知,主控测点温度全程均高于其他测点温度,是因为其传感器置于箱体壁面,且距离出风口最远,同时也说明采用主控测点作为控制器执行控温依据的可靠性,即保证了箱体其他位置的温度不超过 8℃,以免造成货物变质;当然,箱内其他位置温度低于主控温度可能会造成过冷对货物品质不利,因此,实际运输可通过适当提高温度下限设置或蓄冷量以防止货物低温冷害;随着蓄冷量的减少,箱内温度控制区间也逐渐缩小,控温下限逐渐升高,直至冷量释放完全,说明可通过改变蓄冷量、蓄冷条初始温度来改变箱内温度[5],使其控制在货物所需温度区间。

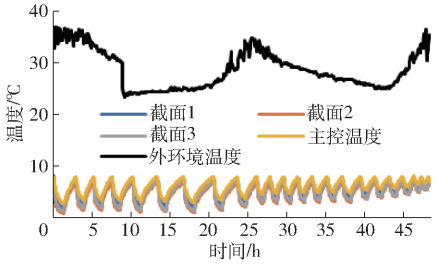


图 6 温度场测试结果

Fig. 6 Temperature field test results

为评价车厢内温度均匀性,引入温度不均匀系数 S 和温度极差 R 作为评价指标。温度不均匀系数 S 表征了某一时刻蓄冷箱内不同位置温度与平均温度的偏差程度,温度极差 R 表征箱内温度变动的最大范围,S、R 越大表示温度均匀性越差[29],计算式为

$$S = \sum_{k=1}^{n_1} |(t_k - \bar{t})/\bar{t}| \tag{16}$$

$$R = t_{max} - t_{min} \tag{17}$$

式中 t_k——节点 k 的温度测量值,℃

$\bar{t}$——蓄冷控温箱内平均温度,℃

n_1——温度传感器序号,$n_1 = 1, 2, \cdots, 27$

t_{max}——同一时刻下所有温度测点最大值,℃

t_{min}——同一时刻下所有温度测点最小值,℃

温度不均匀系数、极差变化曲线如图 7 所示,截面 1、截面 2、截面 3 的温度不均匀系数平均值分别为 0.38、0.47、0.78,而传统蓄冷车的温度不均匀系数高达 2.0 以上[30];27 个监测点温度极差平均值为 1.8℃,最大值为 2.8℃,温度波动范围较小。可见,该无源蓄冷控温箱温度场分布均匀性较好,优于传统冷藏车。

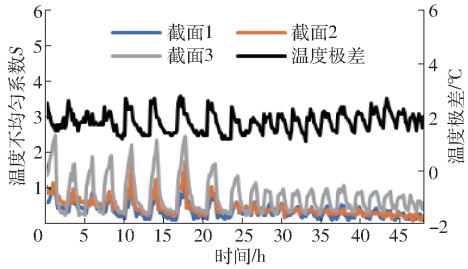


图 7 温度不均匀系数、极差变化曲线

Fig. 7 Change graph of uneven coefficient and temperature extreme value

由图 6、7 可知，风机开启控温过程中，箱内各截面温度不均匀系数、温度极差都会迅速增大，由大到小为截面 3、截面 2、截面 1，S 最大为 2.47；控温结束后，温度不均匀系数、极差会逐渐减小，S 一般维持在 0.5 以下，均匀性较好，可能是因为风机开启控温后，保鲜区空气经与蓄冷条热交换降温再引入保鲜区，扰乱箱内气流同时温差增大，且距离出风口越远，受影响越小，图 8 为箱内瞬时温度云图，由图 8 可看出风机启停对温度场的影响。

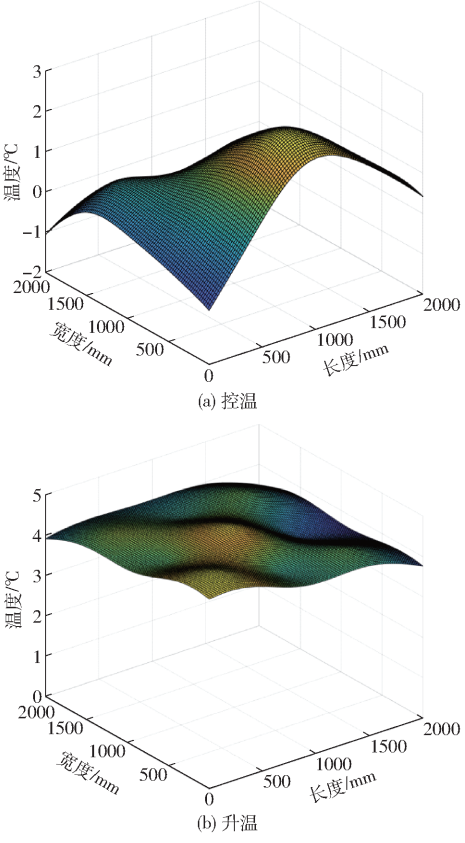


图 8　瞬时温度云图

Fig. 8　Cloud diagrams of temperature control and temperature rise

4.2　控温时长测试结果

图 9 为控温时长测试结果，总控温时长 122 h，蓄冷剂用量 180 kg（满载），外环境平均温度为 26.39℃。由图可得，箱体相对湿度稳定性较好，全程稳定在 80% 左右，风机开启后湿度会出现短时间骤降，是因为保鲜区空气遇到低温蓄冷板冷凝液化导致湿度降低，风机停止后，由于脐橙呼吸蒸腾作用，箱内湿度再次上升。

外环境温度波动对于风机控温频率也有较大影响，如在 15 ~ 30 h、90 ~ 110 h 时，外环境温度高，内外温差变大，箱体传热增加，导致箱内温度升高较快，即曲线斜率变大，风机调控频繁，同时随着蓄冷冷量的减少，箱内空气与冷板换热效率降低，降温速率也相应下降。

本次试验风机调控 21 次，每次调控时间变化如

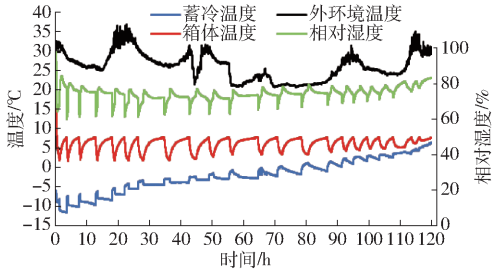


图 9　控温时长测试结果

Fig. 9　Test results of heat preservation duration

图 10 所示，统计了每次风机控温时，箱内空气温度从 8℃分别下降到 7、6℃所用时间，由图 10 可得，风机每次降温所用时间整体呈指数函数上升趋势，拟合效果较好，决定系数 R^2 不小于 0.928 0，可能是因为随着冷量的减少，空气与冷板温差变小，换热效率降低，导致降温速率减小，风机控温时间延长。综上，箱内空气降温速度主要取决于蓄冷量，冷量越少，降温越慢；箱内空气升温主要取决于外环境温度，外环境温度越高，升温速率越快。

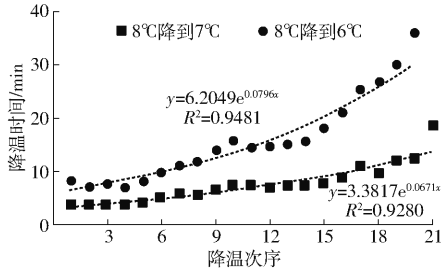


图 10　风机降温时长变化曲线

Fig. 10　Trend of fan cooling time

4.3　能耗模型实际应用

蓄冷剂作为无源蓄冷控温运输箱唯一冷源，其质量决定箱内控温时间，用量过多会造成冷源浪费，用量过少会造成冷链中断，影响货物品质，所以，根据天气情况及运输时间合理确定蓄冷剂用量有重要意义。

根据能耗模型，计算箱体所需蓄冷剂质量与外环境温度及控温时间的关系，并利用 Matlab 作图。如图 11 所示，根据现有蓄冷区设计可容纳 180 kg 蓄

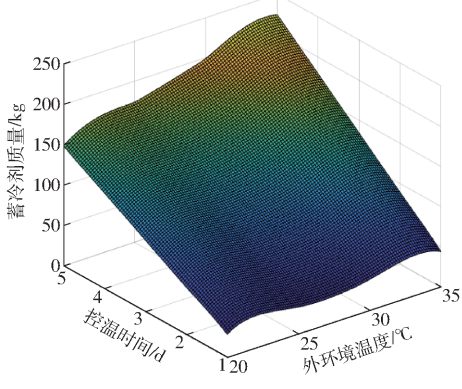


图 11　蓄冷剂质量与外环境温度和控温时间关系

Fig. 11　Relationship between quality of coolant and ambient temperature and temperature control duration

冷剂,以广州 7 月平均气温 28.4℃为例,其用量可在室外条件下维持低温 5 d 以上,当然也可以更换潜热值更大的蓄冷剂满足更长时间的控温运输需要;对于短距离运输,蓄冷剂用量 50 kg 即可满足 1 d 的控温要求,因此,实际运输时,根据两地运输距离及天气情况确定运输时间及温度,合理选择蓄冷剂用量,保障货物品质的同时也能避免能源浪费。

5 结论

(1)针对长时间蓄冷运输问题,采用真空绝热板及聚氨酯板为核心控温材料,设计了集控温、远程监控、定位、故障诊断等功能于一体的智能化蓄冷运输箱,该运输箱利用夜间峰谷电对蓄冷材料进行蓄冷,运输时,通过风机强化保鲜区空气与蓄冷板对流换热,使保鲜区空气温度维持在设定范围内。

(2)以主控测点温度作为控制系统执行依据可保证箱内各点温度不超过设定范围,各截面温度不均匀系数分别为 0.38、0.47、0.78,温度极差最大为 2.8℃,均匀性优于传统蓄冷车。当蓄冷剂用量为 180 kg,预冷脐橙 660 kg,在外部环境平均温度为 26.39℃的条件下,总控温时长 122 h,期间,风机共执行控温 21 次,随着蓄冷量的减少,风机每次降温所用时间整体呈指数上升趋势,拟合效果较好,决定系数不小于 0.928 0。箱内空气降温主要取决于蓄冷量,蓄冷量越少,降温越慢;箱内空气升温主要取决于外部环境的温度,外部环境温度越高,升温速率越快。

(3)基于能耗模型,根据两地运输距离及天气情况确定运输时间及温度,并计算合适的蓄冷剂用量。根据现有蓄冷区设计,可容纳 180 kg 蓄冷剂,其用量可在广州夏季高温条件下维持 5 d 以上,对于短距离运输,蓄冷剂用量 50 kg 即可满足 1 d 的控温要求。

参 考 文 献

[1] 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 Xiaoyan, ZHANG Xiaoya, QIU Xuejun, et al. Research progress of phase change cold storage technology in food cold chain transportation[J]. Packaging Engineering, 2019, 40(15): 150 – 157. (in Chinese)

[2] MENEGHETTI A, ROLD G D, CORTELLA G. Sustainable refrigerated food transport: searching energy efficient routes[J]. IFAC-Papers On Line, 2018, 51(11): 618 – 623.

[3] 豆孟柯, 刘宝林, 宋晓燕,等. 蓄冷箱在疫苗冷链中的研究进展[J]. 制冷学报, 2019, 40(2): 135 – 141.
DOU Mengke, LIU Baolin, SONG Xiaoyan, et al. Research progress of cold storage box in vaccine cold chain[J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(2): 135 – 141. (in Chinese)

[4] 王雪松, 谢晶. 蓄冷保温箱的研究进展[J]. 食品与机械, 2019, 35(8): 232 – 236.
WANG Xuesong, XIE Jing. Research progress of cold storage type incubator[J]. Food & Machinery, 2019, 35(8): 232 – 236. (in Chinese)

[5] 吕恩利,沈昊,刘妍华,等. 蓄冷保温箱真空隔热蓄冷控温传热模型与验证[J]. 农业工程学报, 2020, 36(4): 300 – 306.
LÜ Enli, SHEN Hao, LIU Yanhua, et al. Heat transfer model for vacuum insulated thermal cooling storage temperature control and verification in cold storage incubator[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(4): 300 – 306. (in Chinese)

[6] VADHERA J, SURA A, NANDAN G, et al. Study of phase change materials and its domestic application[J]. Materials Today: Proceedings, 2018, 5(2): 3411 – 3417.

[7] 郭嘉明,任俊杰,曾志雄,等. 气调保鲜液氮充注沉浸式汽化器工作特性研究[J/OL]. 农业机械学报, 2020, 51(1): 349 – 354,348.
GUO Jiaming, REN Junjie, ZENG Zhixiong, et al. Operation characteristics of liquid nitrogen injection heat exchanger in fresh-keeping transportation container with controlled atmosphere[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(1): 349 – 354,348. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20200138&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.01.038. (in Chinese)

[8] VERMA S, SINGH H. Vacuum insulation in cold chain equipment: a review[J]. Energy Procedia, 2019, 161: 232 – 241.

[9] 陈海洋, 张建一. 蓄冷型运输保温箱在冷链中的应用[J]. 冷藏技术, 2010(3):12 – 16.
CHEN Haiyang, ZHANG Jianyi. Applications of cold storage tupe transport box in cold chain[J]. Journal of Refrigeration Technology, 2010(3): 12 – 16. (in Chinese)

[10] 张婷婷, 阚安康, 曹丹, 等. 真空绝热板热桥效应传热模型分析与优化[J]. 真空科学与技术学报, 2015,35(2): 142 – 149.
ZHANG Tingting, KAN Ankang, CAO Dan, et al. Modeling and simulation of thermal bridge effect of vacuum insulation panels[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2015,35(2): 142 – 149. (in Chinese)

[11] LORENZATI A, FANTUCCI S, CAPOZZOLI A, et al. Experimental and numerical investigation of thermal bridging effects of jointed vacuum insulation panels[J]. Energy and Buildings, 2016, 111: 164 – 175.

[12] BOUQUEREL M, DUFORESTEL T, BAILLIS D, et al. Heat transfer modeling in vacuum insulation panels containing nanoporous silicas—a review[J]. Energy and Buildings, 2012, 54: 320 – 336.

[13] SIDIK N A C, KEAN T H, CHOW H K, et al. Performance enhancement of cold thermal energy storage system using nanofluid phase change materials: a review[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2018, 94: 85 – 95.

[14] KOZAK Y, FARID M, ZISKIND G. Experimental and comprehensive theoretical study of cold storage packages containing PCM[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 115: 899 – 912.

[15] 王达, 吕平, 贾连文, 等. 不同隔热材料对桃子蓄冷保温运输效果及品质影响的研究[J]. 食品科技, 2018, 43(2): 58 – 63.
WANG Da, LÜ Ping, JIA Lianwen, et al. Investigation on the storage effect and nutritional quality of peach in cold storage containers transportation with different insulation materials[J]. Food Science and Technology, 2018, 43(2): 58 – 63. (in Chinese)

[16] 徐笑锋, 章学来, MUTHOKA Munyalo Jotham, 等. 十水硫酸钠相变蓄冷保温箱保冷特性的试验研究[J]. 农业工程学报, 2017, 33(22): 308 – 314.
XU Xiaofeng, ZHANG Xuelai, MUTHOKA Munyalo Jotham, et al. Experimental study on cold retention characteristics of cold storage incubator using $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$ as PCMs[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(22): 308 – 314. (in Chinese)

[17] 陈文朴, 章学来, 黄艳, 等. 甲酸钠低温相变材料的研制及其在蓄冷箱中的应用[J]. 制冷学报, 2017,38(1): 68 – 72.
CHEN Wenpu, ZHANG Xuelai, HUANG Yan, et al. Sodium formate as low temperature phase change material in cold storage insulation box[J]. Journal of Refrigeration, 2017,38(1): 68 – 72. (in Chinese)

[18] 宋海燕, 田萌萌, 伍亚云. 蓄冷剂质量对挤塑聚苯乙烯保温箱温控效果的影响研究[J]. 包装工程, 2016, 37(7): 56 – 60.
SONG Haiyan, TIAN Mengmeng, WU Yayun. Influences of the coolant amount on temperature control effect of extruded polystyrene insulation box[J]. Packaging Engineering, 2016, 37(7): 56 – 60. (in Chinese)

[19] 黄莉. 相变蓄冷剂对冷链包装温控效果的影响[J]. 包装工程, 2019, 40(5):72 – 79.
HUANG Li. Influence of phase change material on temperature control performance of cold-chain packaging[J]. Packaging Engineering, 2019, 40(5): 72 – 79. (in Chinese)

[20] HSIAO H I, HUANG Kuanlin. Time-temperature transparency in the cold chain[J]. Food Control, 2016, 64: 181 – 188.

[21] 李锦, 谢如鹤, 刘广海, 等. 多温冷藏车降温特性及其影响参数研究[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(2): 128 – 135.
LI Jin, XIE Ruhe, LIU Guanghai, et al. Cooling characteristics and influence parameters of multi-temperature refrigerated truck[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 128 – 135. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20130225&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.02.025. (in Chinese)

[22] CHOL S J, BURGESS G. Practical mathematical model to predict the performance of insulating packages[J]. Packaging Technology and Science, 2007, 20(6): 369 – 380.

[23] 李锦, 谢如鹤, 刘广海, 等. 冷藏车降温数学模型建立与影响因素分析[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 175 – 182.
LI Jin, XIE Ruhe, LIU Guanghai, et al. Establishment of cooling mathematical model and analysis of influence factors for refrigerated trucks[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 175 – 182. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20130630&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.06.030. (in Chinese)

[24] 杨松夏, 吕恩利, 陆华忠, 等. 液氮充注式果蔬气调保鲜运输箱能耗模型建立与验证[J]. 农业工程学报, 2014, 30(15): 299 – 308.
YANG Songxia, LÜ Enli, LU Huazhong, et al. Establishment and verification of energy consumption model of fruits and vegetables fresh-keeping transportation container with controlled atmosphere by liquid nitrogen injection[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(15): 299 – 308. (in Chinese)

[25] 肖莹, 刘德军. 农产品冷藏保温运输技术与装备研究[J]. 农机化研究, 2011, 33(1): 57 – 60.
XIAO Ying, LIU Dejun. Agricultural products refrigerated and insulated transport technology and equipment research [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2011, 33(1): 57 – 60. (in Chinese)

[26] TRIAS F X, OLIET C, RIGOLA J, et al. A simple optimization approach for the insulation thickness distribution in household refrigerators[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 93: 169 – 175.

[27] 李锦, 谢如鹤. 多温冷藏车降温影响参数敏感度分析[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(7): 274 – 281.
LI Jin, XIE Ruhe. Sensitivity analysis of cooling influence parameters for multi-temperature refrigerated truck [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 274 – 281. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20160738&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.07.038. (in Chinese)

[28] REDDY K S, MUDGAL V, MALLICK T K. Review of latent heat thermal energy storage for improved material stability and effective load management[J]. Journal of Energy Storage, 2018, 15: 205 – 227.

[29] 刘广海, 吴俊章, FOSTER A, 等. 多温蓄冷车设计与车内温度场分析[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(4): 309 – 316.
LIU Guanghai, WU Junzhang, FOSTER A, et al. Design of multi-temperature cold storage vehicle and analysis on temperature field in vehicle[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(4): 309 – 316. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20190435&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.04.035. (in Chinese)

[30] 谢如鹤, 唐海洋, 陶文博, 等. 基于空载温度场模拟与试验的冷藏车冷板布置方式优选[J]. 农业工程学报, 2017, 33(24): 290 – 298.
XIE Ruhe, TANG Haiyang, TAO Wenbo, et al. Optimization of cold-plate location in refrigerated vehicles based on simulation and test of no-load temperature field[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(24): 290 – 298. (in Chinese)