

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.06.030

冷藏车降温数学模型建立与影响因素分析*

李锦^{1,2} 谢如鹤³ 刘广海³ 吕宁³ 陈遥烽²

(1. 中南大学交通运输工程学院, 长沙 410083; 2. 韶关学院汽车系, 韶关 512005;

3. 广州大学物流与运输研究所, 广州 510006)

摘要: 基于动态热平衡理论, 建立了冷藏车厢内温度随时间变化的降温数学模型, 并对所建模型进行了相应的试验验证, 进而分析了冷藏运输过程中相关参数对降温性能的影响。研究表明: 冷藏车厢制冷降温过程中, 车厢内的温度随时间的变化呈指数规律下降; 车厢体隔热材料厚度减小、制冷机组制冷量减小, 或车厢体隔热材料热导率增大、车厢外表面对太阳辐射的吸收系数增大、车速加大、车厢漏气倍数增大、货物呼吸热增大等均会导致车厢内降温所需时间延长, 反之, 车厢内降温所需时间将缩短, 且以车厢体隔热材料的热导率、制冷机组制冷量、运输货物产生的呼吸热对冷藏车降温所需时间影响最大; 当车厢体隔热材料热导率每增加 $0.001 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 时, 等同需要将车厢体隔热材料增加 5 mm 厚度; 当车速在 $0 \sim 40 \text{ km/h}$ 内任意车速条件下行驶时, 降温所需时间变化不大, 而当车速在 $40 \sim 80 \text{ km/h}$ 范围内不同车速条件下行驶时, 随着车速的提高降温所需时间将明显延长; 车厢内空气流速对车厢内空气的降温快慢几乎没有影响。

关键词: 冷藏车厢 降温性能 影响因素 数学模型

中图分类号: U469.6⁺6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)06-0175-08

Establishment of Cooling Mathematical Model and Analysis of Influence Factors for Refrigerated Trucks

Li Jin^{1,2} Xie Ruhe³ Liu Guanghai³ Lü Ning³ Chen Yaofeng²

(1. School of Traffic & Transportation Engineering, Central South University, Changsha 410083, China

2. Department of Automobile, Shaoguan University, Shaoguan 512005, China

3. Logistics and Transport Institute, Guangzhou University, Guangzhou 510006, China)

Abstract: In order to improve and enhance the cooling performance of the refrigerated trucks, a mathematical model of cooling process was established in a refrigerated compartment based on dynamic thermal equilibrium theory, by considering heat transfer of the external sol-air temperature through the compartment structure, air and water vapor leakage, and respiratory heat of goods within the refrigerated compartment. The correctness of mathematical model was proved by test. The test results showed that the air temperature decreased exponentially with time during the cooling process of air in refrigerated compartment. The cooling time increased when the thickness of compartment insulation material or cooling capacity of refrigeration system was reduced, or the thermal conductivity of compartment insulation material, solar radiation absorption coefficient of the compartment external surface, vehicle speed, leakage ratio of the compartment, respiratory heat of goods were increased. On the contrary, cooling time would decrease. The thermal conductivity of compartment insulation material, cooling capacity of refrigeration system, and respiratory heat of goods were thought to be the most influential factors. Besides, when the thermal conductivity increased $0.001 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, the thickness of

收稿日期: 2013-01-17 修回日期: 2013-03-26

* 国家自然科学基金资助项目(51008087, 71172077)和韶关市科技计划资助项目(2011CX/K14)

作者简介: 李锦, 博士生, 韶关学院副教授, 主要从事汽车及冷链物流运输装备技术研究, E-mail: 653251849@qq.com

通讯作者: 谢如鹤, 教授, 博士生导师, 主要从事低温冷藏运输装备、冷链物流技术与管理研究, E-mail: 583385752@qq.com

compartment insulation material would be required to increase 5 mm on the insulation capacity. The cooling time kept basically unchanged when vehicle speed in the range of 0 ~ 40 km/h. However, the cooling time would be significantly extended along with the vehicle speed increase in the range of 40 ~ 80 km/h. The cooling time was not influenced by the air velocity within refrigerated compartment.

Key words: Refrigerated compartment Temperature performance Influence factors Mathematical model

引言

温度是影响冷藏运输食品品质的关键因素之一^[1-2],对于不同冷藏运输食品,其最佳运输温度条件都不同,因此冷藏车厢设计的专门化尤为重要。此外,车厢内的降温速率及降温时间是衡量冷藏车热工性能的重要标准,QC/T 499—2010等冷藏车相关标准也作了具体规定与要求。在国外,Tohru等基于室外稳态温度条件对轿车室内温度场的动态变化过程进行了模拟^[3-5],Asksaka等基于车外(室外)非稳态气候条件,模拟分析了车内(或室内)温度变化规律^[6-11]。在国内,吕恩利等利用果蔬气调保鲜试验台,开展了液氮充注气调保鲜冷藏车的温度调节性能、温度场分布特性、湿度调节特性的试验与模拟仿真^[1,12-15],龙恩深等对户外轿车停、启时车内温变特性进行了数学建模与试验研究^[16-17],孙淑凤等对普通轿车及CO₂轿车静态时的降温特性进行了模拟与试验研究^[18-19],刘斌等分析冷库围护结构参数对冷库降温性能的影响^[20],李锦等对冷藏车厢内的热稳定性以及多温冷藏车降温特性进行了理论分析与试验研究^[21-22]。然而,综合考虑车辆动、静态条件下车厢体的传热、车辆行驶过程中通过空气泄漏传入的热量、车厢内货物的呼吸热等热负荷,对冷藏车厢内降温过程的变化规律及其主要影响因素的研究未发现类似的文献报道。本文综合考虑上述因素,建立冷藏车降温数学模型,进而分析影响车厢内降温快慢的主要指标参数,为冷藏车厢体结构的设计优化提供技术支持。

1 降温数学模型

1.1 建模前的假设

汽车降温前,停放时间足够长;降温过程中车厢内各处气温均匀且随时间变化,在车辆行驶时,保持匀速行驶;太阳对车辆的辐射没有受到建筑物、树木等遮挡;由于冷藏车厢结构的长、宽均远大于其厚度,设车厢结构传热简化为一维传热;车厢是由多种材料复合构成,计算时可简化为多层材料沿厚度方向叠加而成的,并假设车厢同一表面具有相同物性;汽车在降温过程不进行融霜工作,车辆在制冷降温

过程中不进行其他操作管理。

1.2 数学模型的建立

根据热力学第一定律,建立冷藏车降温过程的热平衡动态方程

$$c_p \rho V \frac{dt}{d\tau} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 - Q_o \quad (1)$$

$$\text{其中} \quad Q_1 = \sum \frac{(t_{iw} - t) F_i}{\frac{1}{a_w} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{in}}} \quad (2)$$

$$F_i = \sqrt{L_{iw} W_{iw} L_{in} W_{in}} \quad (3)$$

$$Q_2 = \frac{\beta \rho V}{3\ 600} [c_p (t_k - t) + \gamma (\phi_w x_w - \phi_{in} x_{in})] \quad (4)$$

$$Q_3 = \frac{GH}{24 \times 3\ 600} \quad (5)$$

$$Q_5 = N \varepsilon \zeta \quad (6)$$

式中 c_p ——空气定压比热容, J/(kg·K)
 ρ ——车厢内空气密度, kg/m³
 V ——车厢体积, m³
 Q_1 ——通过车厢体传入的热量, W
 Q_2 ——通过空气与水蒸气泄漏传入热量, W
 Q_3 ——车厢内货物的呼吸热, W
 Q_4 ——操作管理产生的热负荷, W
 Q_5 ——车厢内风机电动机产生的热负荷, W
 Q_o ——制冷机组实际制冷量, W
 a_w, a_{in} ——车厢外、内表面传热系数, W/m²
 δ_i ——各层传热表面当量厚度, m
 λ_i ——各层传热表面当量热导率, W/(m·K)
 t_{iw} ——各车厢外表面综合温度, °C
 t ——车厢内空气温度, °C
 t_k ——车厢外空气温度, °C τ ——时间, s
 F_i ——车厢体各表面的传热面积, m²
 L_{iw} ——车厢体各外表面的长度, m
 W_{iw} ——车厢体各外表面的宽度, m
 L_{in} ——车厢体各内表面的长度, m
 W_{in} ——车厢体各内表面的宽度(或者高度), m
 β ——车厢的漏气倍数, 不同车速条件下其值不同
 γ ——水蒸气凝结热, J/kg

ϕ_w, ϕ_{in} ——车厢外、内的空气相对湿度
 x_w, x_{in} ——车厢外、内的饱和空气含湿量, g/kg
 G ——车载食品货物的质量, t
 H ——车载货物的呼吸热, J/(t·24 h)
 N ——电动机的额定功率, W
 ε ——热转换系数(电动机全在车厢内, 取 $\varepsilon = 1$)
 ζ ——电动机运行时间系数(因降温过程电动机持续工作, 取 $\zeta = 1$)

并由假设可知, 在式(1)中, 设 Q_4 为 0。联立式(1)~(6), 并令

$$A = - \left(\sum \frac{1}{\frac{1}{a_w} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{in}}} \cdot \frac{\sqrt{L_{iw} W_{iw} L_{in} W_{in}}}{\rho V c_p} + \frac{\beta}{3 \cdot 600} \right)$$

$$B = \sum \frac{1}{\frac{1}{a_w} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{in}}} \cdot \frac{\sqrt{L_{iw} W_{iw} L_{in} W_{in}}}{\rho V c_p} t_{iw} + \frac{\beta t_k}{3 \cdot 600} + \frac{\beta \gamma (\phi_w x_w - \phi_{in} x_{in})}{3 \cdot 600 c_p} + \frac{GH}{24 \times 3 \cdot 600 \rho V c_p} + \sum N \varepsilon \zeta - \frac{Q_o}{\rho V c_p}$$

可得 $\frac{dt}{d\tau} = At + B$ (7)

对式(7)进行积分变换, 可得

$$\ln(At + B) = A\tau + e^c$$

所以

$$At + B = e^c e^{A\tau}$$

得 $t = \frac{e^c}{A} e^{A\tau} - \frac{B}{A}$ (8)

当 $\tau = 0$, 车厢内空气温度为 $t = t_0$ 时

$$t_0 = \frac{e^c}{A} - \frac{B}{A}$$

故 $t = \left(t_0 + \frac{B}{A} \right) e^{A\tau} - \frac{B}{A}$ (9)

2 相关参数确定

2.1 太阳辐射强度

太阳辐射主要由太阳的直射辐射与散射辐射 2 部分组成, 而散射辐射又包括天空辐射与地面反射辐射^[21], 其总辐射强度为

$$I = I_n + I_g + I_s$$
 (10)

其中

$$I_n = I_d \left(\cos\theta \sin\eta + \right.$$

$$\left. \sin\theta \cos\eta \cos \left(\arcsin \left(\frac{\cos\sigma \sin\vartheta}{\cos\eta} - \gamma \right) \right) \right) \quad (11)$$

$$I_d = A_A C_N \exp(-A_B / \sin\eta) \quad (12)$$

$$I_s = C I_n [1 - 0.5(1 - \cos\theta)] \quad (13)$$

$$I_g = \rho_g (I_n C + I_n \sin\eta) (1 - \cos\theta) / 2 \quad (14)$$

$$\sigma = 23.45 \sin \left(\frac{360(284 + n)}{365} \right) \quad (15)$$

$$\vartheta = 15 \left(H_s - \frac{L - L_s}{15} + \frac{e}{60} - 12 \right) \quad (16)$$

$$e = 9.87 \sin \left(\frac{360(n - 81)}{182} \right) - 7.53 \cos \left(\frac{360(n - 81)}{364} \right) -$$

$$1.5 \sin \left(\frac{360(n - 81)}{364} \right) \quad (17)$$

式中 I_n ——太阳直射辐射强度, W/m²
 I_g ——地面反射辐射强度, W/m²
 I_s ——天空辐射强度, W/m²
 I_d ——未考虑到太阳光线与车体各表面法线夹角关系时的 I_n 值, W/m²
 C_N ——大气透明度系数, 取 $C_N = 0.643$
 A_A, A_B ——拟合系数, 夏至日 $A_A = 1.085$, $A_B = 0.207$
 η ——太阳高度角, (°)
 σ ——赤纬角, (°)
 θ ——壁面倾角, (°)
 ϑ ——太阳时角, (°)
 γ ——壁面太阳方位角, (°)
 C ——拟合系数, 夏至日 $C = 0.136$
 ρ_g ——地面反射率, 水泥路面 $\rho_g = 0.7$
 n ——计算日在一年中的日期序号, $n = 172$
 H_s ——所在地区标准时间, h, 取 $H_s = 0, 1, \dots, 23$
 L ——车辆所在位置的经度, (°)
 L_s ——所在地区标准时间位置的经度(°), 取 $L_s = 111.3^\circ$
 e ——时差

η, γ 取值可由文献[21]中表 2 查得。

2.2 车厢外表面综合温度

车厢外表面综合温度, 包含太阳直射辐射、天空散射辐射、地面反射辐射和室外空气温度 4 个参数, 车厢外表面综合温度是以上 4 个参数对车厢壁结构的热作用所产生的当量温度综合成的一个车厢外表面温度^[21], 即

$$t_{iw} = t_k + \frac{pI}{a_w} - \frac{\zeta \Delta R}{a_w} \quad (18)$$

式中 p ——吸收系数, 车厢四周壁面和顶面(白色外表面)为玻璃钢, 取 $p = 0.2$
 a_w ——车厢体外表面对流换热系数
 ζ ——车体外壁的长波辐射力
 ΔR ——车体外表面与天空和周围物体间的

长波辐射交换量

对于垂直面, $\frac{\zeta \Delta R}{a_w}$ 取 0°C ; 即认为垂直面从附近地面物体接收到的长波辐射量与对外散失的长波辐射量相等; 对于水平面, $\frac{\zeta \Delta R}{a_w}$ 取 $3.5 \sim 4^\circ\text{C}$, 即认为水平面接收到的长波辐射略大于向外散失的长波辐射, 此值一般由经验值来测定。

2.3 车厢体内、外表面传热系数

由于车厢内、外表面传热系数 a (包括 a_w 、 a_{in}) 与车辆所处位置、时刻、车外温度状况等因数有关, 实际计算过程中一般采用近似公式计算^[17], 即

$$a = 1.163(4 + 12\sqrt{v}) \quad (19)$$

式中 v ——车内空气流速, m/s

3 验证试验与结果分析

3.1 试验测试平台

冷藏车的动、静态试验均在广州大学的冷藏运输仿真试验台上进行, 试验平台结构如图 1 所示, 该平台及试验用仪器设备情况如下: ①冷藏车外部环境的模拟: 为了模拟冷藏运输车外部温度随时间的变化, 在试验用冷藏运输单元外包裹一大库体, 通过制冷和加热装置模拟室外空气温度在 $-20 \sim 50^\circ\text{C}$ 之间任意变化。冷藏运输单元前设置了大型风机组 (6 台, 共 45 kW), 通过变频控制, 使得风速可在 $0 \sim 30 \text{ m/s}$ 之间自由变化, 可模拟车厢在 $0 \sim 120 \text{ km/h}$ 运行。②冷藏运输车厢制冷送风系统的模拟: 冷藏运输单元内部长 \times 宽 \times 高分别为 $4\,958 \text{ mm} \times 2\,438 \text{ mm} \times 2\,590 \text{ mm}$, 内部单元库体内、外各用 3 mm 玻璃钢与中间 100 mm 聚氨酯隔热材料构成。冷藏单元配备了相应的加热、制冷系统和加湿设备, 单元

内温度可在 $-25 \sim 20^\circ\text{C}$ 之间自由调节, 相对湿度可调范围为 $0 \sim 100\%$, 机组 (4NCS-12.2 型压缩机) 制冷量可分级调节, 本次试验为 $3\,190 \text{ W}$, 车厢内风机电动机产生的热负荷为 $1\,500 \text{ W}$ 。送风风速可通过变频风机在 $0 \sim 2 \text{ m/s}$ 任意调节, 同时结合风口大小开度选择, 达到调节风速的目的。③试验台监测系统: 试验台内外安装了 testo174 型与罗卓尼克的 Hygro-Flex-1 型温湿度传感器、Magnehelica 压差计等多种监控设备, 可及时获得试验台的各种变化参数。其中, 外部环境模拟单元和内部冷藏单元共布置了 50 个固定和活动的温湿度传感器, 其中在内部单元前中后各位置分别布置 9 个温湿度传感器, 如图 2 所示, 并采用串行接口和计算机直接连接测量, 可每秒钟采集一次数据。

风速的测量, 试验台除在外部环境模拟单元和内部冷藏单元均布置了多个风速传感器外, 车厢内外风速采用了 testo405-VI 型手持式风速仪器, 冷藏运输单元外表面采用飒特 HM-200 型红外热像仪测量其温度。以上各参数求其平均值作为最终值。

3.2 试验结果与分析

车辆静态调温测试: 降温前车厢内外环境温度均设为 35°C (保持稳态 4 h)、相对湿度为 $(60 \pm 5)\%$, 终止温度为 0°C 、相对湿度为 $(40 \pm 5)\%$, 蒸发器送风速度为 4 m/s , 试验为每分钟记录一次数据。车辆动态调温测试: 假设车辆行驶速度为 40 km/h 时, 设外环境风机频率为 22 Hz 运行, 其他参数设定与静态调温相同, 当假设车辆行驶速度为 80 km/h 时, 设外环境风机频率为 44 Hz 运行, 其他参数设定与静态调温相同。最终可得冷藏车试验测试与理论计算温度曲线, 如图 3 所示。

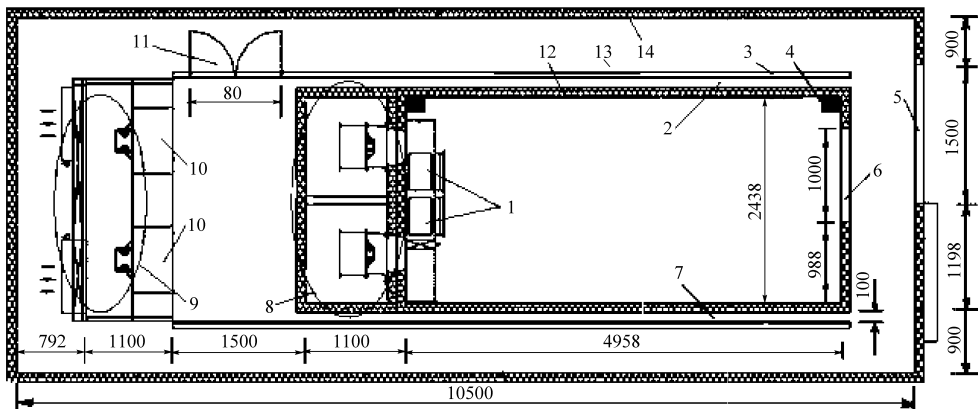


图 1 冷藏运输技术仿真试验台

Fig. 1 Simulation test platform of refrigerated transport technology

1. 蒸发器 2. 外环境模拟送风风道 3. 隔板 4. 温湿度传感器接线盒 5. 外环境门 6. 内环境门 7. 外环境模拟送风风道 8. 内部冷藏运输单元机组总成 9. 外部环境模拟控制总成 10. 外环境送风口 11. 检修用侧门 12. 内环境隔热围护结构 13. 外环境回风风道 14. 外环境隔热围护结构

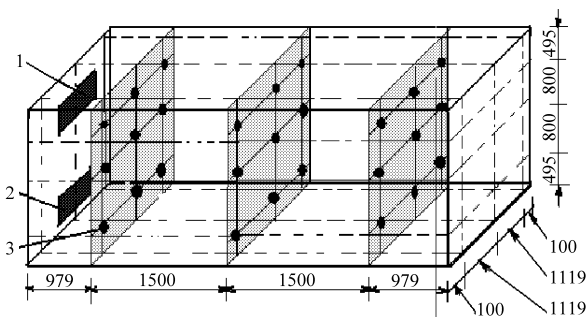


图 2 内部单元温湿度测试位置

Fig. 2 Temperature and humidity test position of internal unit

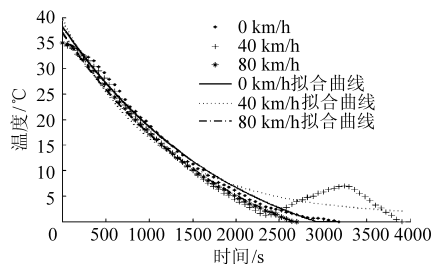
1. 蒸发器送风口 2. 蒸发器回风口 3. 冷藏单元内温湿度传感器安装位置

图 3a 为试验测试所得数据利用 Matlab 软件进行曲线拟合而得,冷藏车在 0、40、80 km/h 时的降温曲线公式分别为 $t_0 = 49.472 1e^{-0.00057t} - 11.146$ 、 $t_{40} = 38.835 4e^{-0.00097t} + 0.977$ 、 $t_{80} = 50.060 1e^{-0.00057t} - 12.929$; 3 条拟合曲线的决关系数 R^2 分别为 0.993 9、0.951 8、0.998 2,说明冷藏车动、静态状态下降温曲线均呈指数规律下降;另外,由图 3b、图 3c 可以看出,理论计算与实测得到的降温曲线大致相同,虽然测试车辆在 40 km/h 行驶快降到 0℃ 时由于化霜造成有一个升温的过程,但从趋势上来看,应该是 0 km/h 时降温时间最长,40 km/h 行驶时降温时间最短,其主要因为车厢内蒸发器与车厢体的存在蓄热,而 0 km/h 为最开始所作试验,所以时间最长,车速越高反而降温越慢,因为车辆运行时车厢内外存在压差,导致空气泄漏所致。40 km/h 行驶时,理论计算与实测得到的降温曲线的相对误差为 15%,80 km/h 行驶时理论计算与实测得到的降温曲线的相对误差为 13%,由此证明了前面所建数学模型的正确性。而造成理论计算与实际测量降温所耗时间存在误差的主要原因是由于车厢本身的蓄热,以及试验台内外环境围护结构相互之间的热辐射等因素造成。

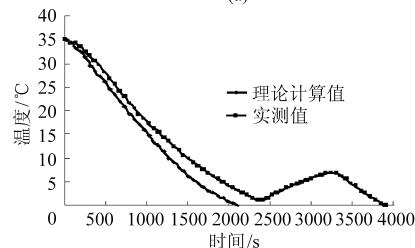
3.3 影响因素分析

图 4 ~ 12 是以广州某冷藏车厢生产厂家生产的典型冷藏车厢相关参数为准,根据所建数学模型与试验测试数据,分别绘制的车厢体隔热材料热导率与厚度、车速、漏气倍数、厢内空气流速、制冷机组制冷量、车厢外表面对太阳的吸收系数、车厢内货物的呼吸热等因素对冷藏车降温过程的影响曲线。

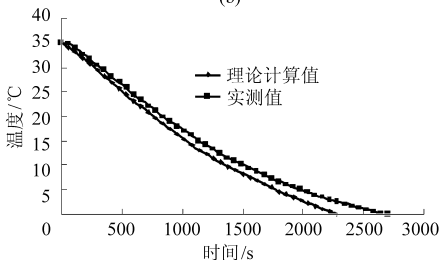
图 4 冷藏车厢采用了 THERMO KING KV300 II 制冷机组,车辆静止、空载,车厢内体积为 11.86 m³,制冷机组的制冷量为 965 W (单相备电驱动),车厢内、外初始温度为 40℃,计算终点温度为 -18℃,车



(a)



(b)



(c)

图 3 冷藏车测试与理论温度曲线

Fig. 3 Comparison between tests and theoretical temperature curve of refrigerated trucks

(a) 动静态试验 (b) 40 km/h (c) 80 km/h

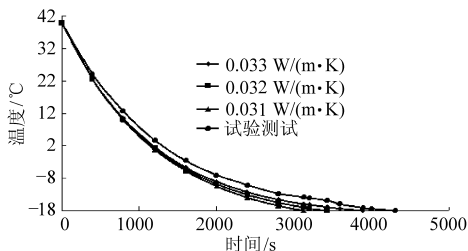


图 4 不同隔热材料热导率的降温曲线

Fig. 4 Cooling curve under different thermal conductivity of thermal insulating materials

厢体各面的当量厚度为 100 mm,试验测试所得曲线为热导率 0.033 W/(m·K) 时的降温曲线。

图 5 在考虑车厢体对强度的要求、以及大部分车厢体实际采用 100 mm 隔热材料厚度,相关参数条件设定与图 4 大致相同,仅将热导率取实测值 0.033 W/(m·K),得到不同厚度情况下的降温曲线,试验测试所得曲线为车厢体当量厚度为 100 mm 时的实测降温曲线;考虑到车辆运行时,950 W 制冷量条件下高速行驶将很难降到设定温度,同时由于制冷机制冷量与车速有关,无法确定准确的制冷量条件,且图 3 已经对车辆动静态进行的模拟测试,因此此处仅可理论分析。

图 6 是在图 4 的基础上将制冷量设为 1 065 W,

计算得到不同车速条件下的降温曲线。

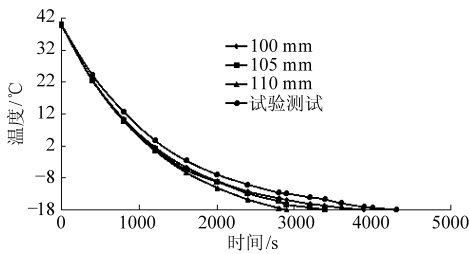


图5 不同隔热材料厚度的降温曲线

Fig.5 Cooling curve under different thickness of thermal insulation materials

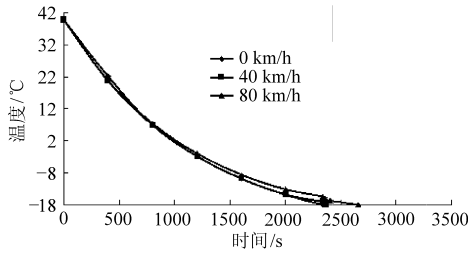


图6 不同车速条件下降温曲线

Fig.6 Cooling curve under different speed

图7 考虑到车辆行驶过程中,车厢内、外将存在压力差,并随着车速的提高车厢内、外的压差增大,漏气量也将随之增大,车速在0、40、80 km/h时车厢的漏气倍数分别为0.30、0.45、0.60^[23],图7是在图4基础上,绘出的漏气倍数对车厢降温的影响曲线。

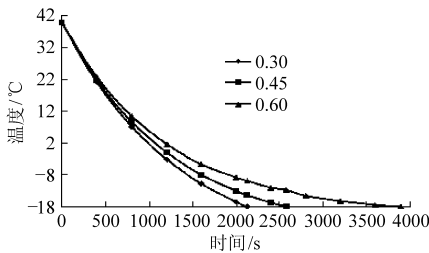


图7 不同漏气倍数条件下降温曲线

Fig.7 Cooling curve under different air leakage ratio

综合考虑到货物运输过程中车厢内温度的均匀性、货物的干耗、车厢内货物堆码方式等条件,实际运输过程中车厢内的风速将可能有很大不同,图8在图4基础上分析了车内不同送风速度条件下的降温性能,试验测试所得曲线为车厢内空气平均流速为0.8 m/s时的实测降温曲线。

考虑到不同的客户对车厢制造成本以及运输货物的不同,其制冷机组的选取也就可能不同,从而机组制冷能力也就不同,图9在图4基础上分析了不同制冷量条件下的降温性能,试验测试所得曲线为机组制冷量为965 W时的实测降温曲线。

考虑到车厢外表面颜色、车辆平均行驶速度等实际情况可能对冷藏车降温的影响,图10为设车速为40 km/h,车厢内外空气温度为33.5℃,制冷量设

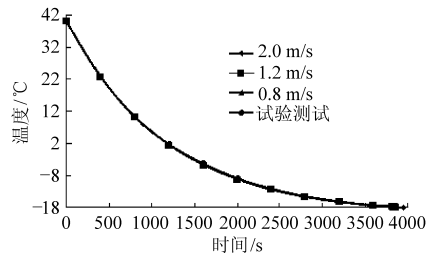


图8 车厢内不同空气流速条件的降温曲线

Fig.8 Cooling curve under different air velocity in compartment

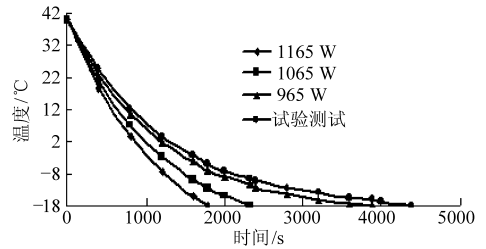


图9 不同制冷量条件的降温曲线

Fig.9 Cooling curve under different refrigerating capacity

为1165 W,由于试验是在夏至日前后进行,计算时取6月21日(夏至日)相关参数值,其值可由文献[24~25]查得,其他未给出参数取值与图4相同。图11在图10基础上将行车速度改为80 km/h。

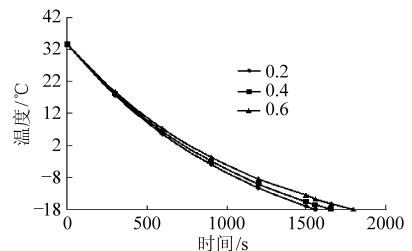


图10 车速40 km/h时不同太阳辐射吸收系数条件的降温曲线

Fig.10 Cooling curve under different solar radiation absorption coefficient when the speed at 40 km/h

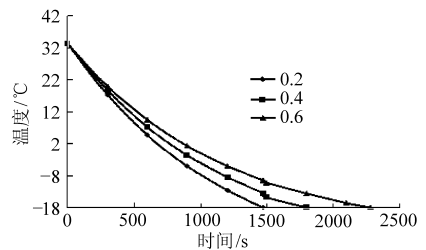


图11 车速80 km/h时不同太阳辐射吸收系数条件的降温曲线

Fig.11 Cooling curve under different solar radiation absorption coefficient when the speed at 80 km/h

考虑到车厢内实际所运货物可能不同,其呼吸热将明显不同,图12是在图4基础上,考虑车厢内不同货物呼吸热对冷藏车降温过程影响,假设分别装载3 t葡萄(410 kJ/(t·24 h))或3 t番茄

(1 070 kJ/(t·24 h))或3 t 草莓(4 000 kJ/(t·(24 h)))时,不同货物呼吸热条件下冷藏车的降温曲线。

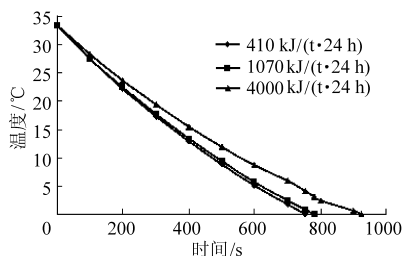


图12 不同货物呼吸热条件的降温曲线

Fig. 12 Cooling curve under different goods respiratory heat

在图4、5、8、9中,理论计算与实测得到的降温曲线基本接近,理论降温曲线都比试验测试降温曲线要快,其相对误差分别为9.6%、9.6%、5.2%、9.6%,由此进一步说明所建降温数学模型的正确性。

由图4~12可看出,各种条件下车厢内的温度随时间变化均呈指数规律下降。在图4中,当车厢体隔热材料当量热导率减小 $0.001 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 时,降温时间将缩短300~500 s,由此说明,热导率是影响车厢降温快慢的重要因素。

由图5可看出,增加厢体隔热材料厚度能够达到较好的隔热效果,车厢体聚氨酯隔热材料每增厚5 mm,其降温所缩短的时间相当于厢体当量热导率减小 $0.001 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的效果。

由图6可知,车辆降温时间随着车速提高而延长,且在高速行驶最为明显,在静止时与40 km/h行驶时仅相差24 s左右,但当车速为80 km/h,降温时间相对静止时将延长至320 s。

从图7可以明显看出,漏气倍数越大车辆的降温时间将明显拉长,而漏气倍数主要取决于车厢的密封性能与行车速度,因此提高车辆的密封性能显得非常重要。

由图8可看出,车厢内不同空气流速条件下车厢内的降温曲线基本一致,蒸发器出风口风速对降温快慢基本没有影响。

由图9可知,制冷机组的制冷量对车厢降温性能影响很大,实际冷藏运输过程,由于制冷机组压缩机是通过发动机带动,其制冷量将与发动机转数有关,因此,作为城市配送用冷藏运输车辆,应选择安装比长途运输用冷藏车较大级别制冷量的制冷机组。

由图10、11可知,降温所需时间与车厢体外表面对太阳辐射的吸收系数有关,车厢体颜色越深,吸收系数越大,降温所需要的时间越长。

由图12可知,所运货物的呼吸热不同,冷藏车降温所需时间也不一样,实际中各种运输货物的呼吸热有很大差别,即使同一种货物在不同的温度条件下呼吸热也有很大不同,在设计制造冷藏车厢时应该考虑该冷藏车运输货物的类别。

4 结论

(1)冷藏车厢降温过程中,车厢内的温度随时间的变化呈指数规律下降。

(2)当冷藏运输过程中相关参数取值不同时,车厢内降到设定温度所需时间也相应不同,当车厢体隔热材料厚度减小或热导率增大、车厢外表面对太阳辐射的吸收系数增大、车速加大、车厢漏气倍数增大、货物呼吸热增大、制冷机组制冷量减小等均会导致车厢内降温所需时间延长,反之,车厢内降温所需时间将缩短。其中,以车厢体隔热材料的热导率、制冷机组制冷量、运输货物产生的呼吸热对冷藏车降温所需时间影响最大。

(3)当车厢体的隔热材料的热导率每增加 $0.001 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 时,相当于需要将车厢体隔热材料增加5 mm厚度才能达到应有的隔热效果;当车速在40 km/h以下行驶时,各种车速条件下降温所需时间变化不大,而在40~80 km/h范围变化时,随着车速的提高,降温所需时间将明显延长。

(4)车厢内空气流速(或蒸发器出风口风速)对车厢内空气的降温快慢几乎没有影响。

参 考 文 献

- 1 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 CSAE, 2012, 28(11):254~260. (in Chinese)
- 2 Clement Vigneault, James Thompson, Stefanie Wu, et al. Transportation of fresh horticultural produce [M] // Noureddine Benkeblia Postharvest Technologies for Horticultural Crops, 2009,2:1~24.
- 3 Tohru Komoriya. Analysis of vehicle passenger compartment ventilation using experimental and numerical model[C]. SAE Paper 89312, 1989.
- 4 Hara J, Fujitani K. Computer simulation of passenger compartment airflow[C]. SAE Paper 881749, 1988.
- 5 Han T. Three-dimensional navier-stokes simulation for passenger compartment cooling[J]. International Journal of Vehicle Design, 1989,10(2):56~61.
- 6 Asksaka H. Development of expanded AMeDAS weather data for building energy calculation in Japan [C] // ASHRAE/ CIB

Summer 2000 Symposium, 2000:7~8.

- 7 Huang J. The impact of different weather data on simulated residential heating and cooling loads[J]. ASHRAE Trans., 1998, 104(2):516~527.
- 8 Ruth D W. Simulation modeling of automobile comfort cooling requirement[J]. ASHRAE Journal, 1975, 17(5):53~56.
- 9 Alifianov O M, Yu I, Jadze G. Thermal loads identification technique for materials and structures in real time[J]. Acta Astronautica, 1997, 41(4~10):255~265.
- 10 Ampofo F, Maidment G, Missenden J. Underground railway environment in the UK part 2: investigation of heat load[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(5~6):633~645.
- 11 Ingersoll J G. Automobile passenger compartment thermal comfort equation, compartment cool-down/warm-up calculation[C]. SAE Paper 920265, 1992.
- 12 韩小腾, 陆华忠, 吕恩利, 等. 保鲜运输用高压雾化加湿系统湿度调节特性的试验[J]. 农业工程学报, 2011, 27(7):332~337.
Han Xiaoteng, Lu Huazhong, Lü Enli, et al. Experiment on regulation characteristics of high pressure humidifying system for fresh-keeping transportation[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(7):332~337. (in Chinese)
- 13 郭嘉明, 吕恩利, 陆华忠, 等. 不同冷藏运输箱体结构对气流影响的数值模拟[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 different transport enclosure structure's effect for the airflow patterns[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(Supp. 1):74~80. (in Chinese)
- 14 郭嘉明, 吕恩利, 陆华忠, 等. 保鲜运输水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 on temperature field effect of stack method of garden stuff for fresh-keeping transportation[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(13):231~236. (in Chinese)
- 15 吕恩利, 杨洲, 陆华忠, 等. 保鲜运输用液氮充注气调的温度调节性能优化[J]. 农业工程学报, 2012, 28(13):237~243.
Lü Enli, Yang Zhou, Lu Huazhong, et al. Analyses of temperature characteristics for fruits and vegetables fresh-keeping transportation with controlled atmosphere by liquid nitrogen injection[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(13):237~243. (in Chinese)
- 16 龙恩深, 王勇, 付祥钊, 等. 夏季户外停车空调汽车的车内温变特性研究[J]. 重庆建筑大学学报, 2003, 25(4):49~53, 98.
Long Enshen, Wang Yong, Fu Xiangzhao, et al. Experimental study on the temperature features inside the car parking in summer outdoors[J]. Journal of Chongqing Jianzhu University, 2003, 25(4):49~53, 98. (in Chinese)
- 17 龙恩深, 王勇. 空调汽车停-启时车内温变特性的理论分析与实验检验[J]. 重庆建筑大学学报, 2003, 25(6):83~88.
Long Enshen, Wang Yong. Theoretical and experimental study on air temperature characteristics inside a car during parking and starting[J]. Journal of Chongqing Jianzhu University, 2003, 25(6):83~88. (in Chinese)
- 18 孙淑凤, 王宜义, 陈流芳, 等. 汽车空调系统降温性能的模拟计算[J]. 低温与超导, 2000, 28(2):36~40.
Sun Shufeng, Wang Yiyi, Chen Liufang, et al. Simulation calculation on temperature dropping of the automobile air conditioner[J]. Cryogenics and Super-conductivity, 2000, 28(2):36~40. (in Chinese)
- 19 刘洪胜, 陈江平, 陈芝久. CO₂ 轿车空调降温性能试验研究[J]. 汽车工程, 2006, 28(6):577~589.
Liu Hongsheng, Chen Jiangping, Chen Zhijiu. An experimental study on the performance of mobile CO₂ air conditioner[J]. Automotive Engineering, 2006, 28(6):577~589. (in Chinese)
- 20 刘斌, 杨昭, 谭晶莹, 等. 围护结构特性对微型冷库降温性能的研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(增刊):235~237.
Liu Bin, Yang Zhao, Tan Jingying, et al. Effects of wall construction on the performance of the mini-cold storage[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(Supp.):235~237. (in Chinese)
- 21 李锦, 谢如鹤, 刘广海, 等. 车外综合温度条件下典型冷藏车厢内热稳定性研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(8):159~166.
Li Jin, Xie Ruhe, Liu Guanghai, et al. Research on the thermal stability of typical refrigerated trucks compartment in the outdoor sol-air temperature conditions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(8):159~166. (in Chinese)
- 22 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]. 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2):128~135. (in Chinese)
- 23 刘广海. 冷藏运输能耗分析与装备优化研究[D]. 长沙:中南大学, 2007.
Liu Guanghai. Study on analysis of energy consumption and optimization of refrigerated transportation equipment[D]. Changsha: Central South University, 2007. (in Chinese)
- 24 叶韵. 建筑热环境[M]. 北京:清华大学出版社, 1996:57~58.
- 25 单寄平. 空调负荷实用计算法[M]. 北京:中国建材工业出版社, 1989:129~130.