

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.02.025

多温冷藏车降温特性及其影响参数研究*

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: 基于多温区冷藏车厢结构特点, 考虑车外综合温度、车辆行驶速度、车厢密封性、冷冻与冷藏区的空气流动规律等因素, 建立了多温冷藏车厢内各温区的降温数学模型, 并对所建数学模型进行了相应的试验验证, 进而分析了多温冷藏车降温性能的影响因素。研究发现: 制冷降温过程中, 冷藏车厢两温区温度均随时间呈指数规律下降; 制冷机组制冷量变小、冷藏车厢内货物呼吸热增大、车速升高或者车厢体隔热材料导热系数变大时, 两温区降温所需时间均延长; 当两温区之间的电动风扇风速或出风口面积增大时, 冷冻车厢内降温所需时间延长, 而冷藏车厢降温所需时间缩短; 当两车厢总体积不变, 冷冻车厢体积增大、冷藏车厢体积变小时, 冷冻车厢降温所需时间延长, 而冷藏车厢降温所需时间基本保持不变; 当两温区隔热板厚度发生变化时, 两温区降温特性基本保持不变。

关键词: 多温冷藏车 车厢结构 降温特性 影响参数

中图分类号: U469.6⁺6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)02-0128-08

Cooling Characteristics and Influence Parameters of Multi-temperature Refrigerated Truck

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

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

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

3. Research Center for Logistics and Transportation, Guangzhou University, Guangzhou 510006, China)

Abstract: Comprehensively considering the construction features of the multi-temperature refrigerated truck and the external air temperature, vehicle speed, compartment seal and air flow characteristics between the frozen and refrigerated zone of the multi-temperature refrigerated compartment, the cooling mathematical models in the every temperature zones of the multi-temperature refrigerated truck was built up. A testing was conducted to verify the correctness of the mathematical model, and further the impact factors of the cooling performance were analyzed. The study results showed that: during the cooling process in refrigerated trucks, temperatures both in two temperature zones were decreased exponentially with time. Cooling time in both the two zones was increased when the cooling capacity was reduced or the respiratory heat of goods and the vehicle speed and thermal conductivity of the compartment insulation material were increased. Besides, the cooling time will increase in the frozen zone while the cooling time in the refrigerated zone would decrease if we enlarge the fan wind speed between the two zones or increase the wind outlet areas. If volume in the frozen zone was enlarged and volume in the refrigerated zone was decreased with the total volume unchanged, cooling time in the frozen zone would increase while the refrigerated zone keeps unchanged. The two cooling characteristics remained the same when the thickness of the insulation panels between the two temperature zones was changed.

Key words: Multi-temperature refrigerated truck Compartment structure Cooling characteristics Influence parameters

收稿日期: 2012-09-20 修回日期: 2012-10-07

* 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, 主要从事流体机械与冷藏运输车辆关键技术研究, E-mail: 653251849@qq.com

通讯作者: 谢如鹤, 教授, 博士生导师, 主要从事冷链物流工程与管理研究, E-mail: 583385752@qq.com

引言

多温冷藏车作为一种运输工具,更适合短途分配性运输,与传统的单温冷藏车相比,更好地保证运送中食品的品质和安全性^[1~2]。车厢内的降温速度与降温时间是衡量冷藏车热工性能的重要标准,也是冷藏车制冷系统设计的主要依据。文献[3~18]采用数字模拟与试验测试等方法对车(室)内空气的动静态降温特性进行了研究,结果发现车辆(建筑)外形、结构、材质、车(室)外气候条件等因素对车内降温过程及其车内温度的均匀性与稳定性有重要影响。文献[19~20]对压差式冷藏保鲜运输车厢内温度的均匀性与进气阻力进行了试验测试与仿真研究;文献[1~2]研究了多温区冷藏车热负荷计算方法以及出风口速度、货物堆码方式对多温区车厢内温度场的影响,关于多温区冷藏车厢内温度随时间的变化规律及其影响参数的研究未有相关的文献报道。本文分析多温区冷藏车厢内温度的变化规律,得到影响车厢内降温的主要因素,为多温冷藏车厢优化设计,改善多温冷藏车的热工性能提供依据。

1 降温数学模型建立

1.1 厢体结构特点

目前较为成熟的多温区车型为一拖二单蒸发器的双温区冷藏车,包含一个温控范围为0~10℃冷藏车厢与一个温控范围为-20~-10℃冷冻车厢。蒸发器安装在冷冻车厢内,冷藏车厢与冷冻车厢之间通过导风槽相连通,并在冷藏车厢内的导风槽上分别设置两个直径为0.12 m的送风口和2个直径为0.12 m的回风口。回风口处设有温度传感控制装置,以控制送回风风扇的开闭。车厢体四周及顶部从外到内依次由厚度3 mm玻璃钢、100 mm聚氨酯隔热材料、3 mm玻璃钢构成,冷冻与冷藏车厢间由厚度3 mm玻璃钢、60 mm聚氨酯隔热材料、3 mm玻璃钢构成,车厢底部材料厚度由厢内5 mm铝合金、中间100 mm聚氨酯隔热材料、厢外5 mm低碳钢构成。厢体结构如图1所示。

1.2 建模前的假设

降温过程中车厢内各处气温随时间均匀变化;车辆行驶时保持匀速,太阳对车厢的辐射没有受到树木、建筑物等遮挡的影响;车厢结构传热简化为一维传热;由于车厢是由多种材料复合构成,计算时简化为多层材料沿厚度方向叠加而成,且车厢同一表面材料具有相同物理性能;车厢在整个降温过程不进行融霜工作;多温区之间无空气泄漏;多温冷藏车在制冷降温过程中不进行其他操作管理;降温过程

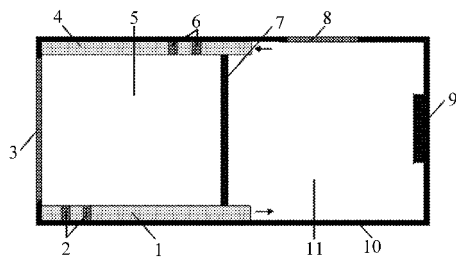


图1 多温冷藏车厢结构示意图

Fig. 1 Structure graphical of multi-temperature refrigerated compartment

1. 冷藏车厢排风出口导风槽
2. 冷藏车厢排风出口风扇
3. 冷藏车厢车门
4. 冷藏车厢进风导风槽
5. 冷藏车厢
6. 冷藏车厢进风口风扇
7. 两温区隔板
8. 冷冻车厢车门
9. 蒸发器
10. 车厢体
11. 冷冻车厢

不考虑冷藏车厢体的蓄热影响。

1.3 数学模型

根据热力学第一定律,建立多温冷藏车降温过程的热平衡动态方程

$$c_{pd}\rho_{d-air}V_d \frac{dt_d}{d\tau} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_f - Q_o \quad (1)$$

$$c_{pc}\rho_{c-air}V_c \frac{dt_c}{d\tau} = Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} + Q_{24} - Q_f \quad (2)$$

其中

$$\left\{ \begin{aligned} Q_{11} &= \sum \left[\frac{1}{\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{1n}}} (t_w - t_d) F_{dj} \right] + \\ &\quad \frac{1}{\frac{1}{a_{2n}} + \frac{\delta_g}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{1n}}} (t_c - t_d) F_g \quad (3) \\ Q_{21} &= \sum \left[\frac{1}{\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{2n}}} (t_w - t_c) F_{cj} \right] + \\ &\quad \frac{1}{\frac{1}{a_{2n}} + \frac{\delta_g}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{1n}}} (t_d - t_c) F_g \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} F_{dj} &= \sum \sqrt{L_{jw} W_{jw} L_{jn} W_{jn}} \\ F_{cj} &= \sum \sqrt{l_{jw} w_{jw} l_{jn} w_{jn}} \\ F_g &= L_g W_g \end{aligned} \right. \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{aligned} Q_{12} &= \frac{\beta_1 \rho_d V_d}{3600} [c_{pd}(t_k - t_d) + \gamma_1(\phi_{1w} x_{1w} - \phi_{1n} x_{1n})] \\ Q_{22} &= \frac{\beta_2 \rho_c V_c}{3600} [c_{pc}(t_k - t_c) + \gamma_2(\phi_{2w} x_{2w} - \phi_{2n} x_{2n})] \end{aligned} \right. \quad (5)$$

$$Q_{13} = Q_{23} = \sum N \Psi \varepsilon \quad (6)$$

$$Q_{14} = \frac{1}{24 \times 3600} M H \quad (7)$$

$$Q_f = \sum v_f F_f c_{pd} \rho_d (t_c - t_d) \quad (8)$$

式中 $c_{pd}、c_{pc}$ ——冷冻、冷藏车厢内的空气的定压比热, J/(kg·K)

$\rho_d、\rho_c$ ——冷冻、冷藏车厢内空气密度, kg/m³

$V_d、V_c$ ——冷冻、冷藏车厢的体积, m³

$Q_{11}、Q_{21}$ ——通过车厢体传入冷冻、冷藏车厢内的热量, W

$Q_{12}、Q_{22}$ ——通过空气与水蒸气泄漏传入冷冻、冷藏车厢内的热量, W

$Q_{13}、Q_{23}$ ——电动风扇在冷冻、冷藏车厢内产生的热量, W

$Q_{14}、Q_{24}$ ——冷冻、冷藏车厢内货物产生的呼吸热, W

Q_f ——冷冻车厢内空气抽入冷藏车厢内产生的热交换, W

Q_o ——制冷机组实际制冷量, W

a_w ——车厢外表面换热系数, W/m²

$a_{1n}、a_{2n}$ ——冷冻、冷藏车厢内表面换热系数, W/m²

δ_i ——除两温区隔热板外车厢体各传热表面的当量厚度, m

δ_g ——两温区之间隔热板传热表面的当量厚度, m

λ_i ——车厢各传热表面的当量导热系数, W/(m·K)

$t_w、t_k、t_d、t_c$ ——车厢各外表面综合温度、车厢外空气温度、冷冻车厢内空气温度、冷藏车厢内空气温度, °C

τ ——时间, s

F_{dj} ——除两温区隔热壁外的冷冻车厢总传热面积, m²

F_{cj} ——除两温区隔热壁外的冷藏车厢总传热面积, m²

F_g ——两温区间隔热板表面传热面积, m²

$L_{jw}、W_{jw}$ ——冷冻车厢体各外表面的长度、宽度(或高度), m

$L_{jn}、W_{jn}$ ——冷冻车厢体各内表面的长度、宽度(或高度), m

$l_{jw}、w_{jw}$ ——冷藏车厢体各外表面的长度、宽度(或高度), m

$l_{jn}、w_{jn}$ ——冷藏车厢体各内表面的长度、宽度(或高度), m

$L_g、W_g$ ——冷冻与冷藏两温区之间隔热板的长度、高度, m

$\beta_1、\beta_2$ ——冷冻、冷藏车厢的漏气倍数

$\gamma_1、\gamma_2$ ——冷冻、冷藏车厢内水蒸气凝结热, J/kg

$\phi_{1w}、\phi_{1n}$ ——冷冻车厢外、内的空气相对湿度, %

$\phi_{2w}、\phi_{2n}$ ——冷藏车厢外、内的空气相对湿度, %

$x_{1w}、x_{1n}$ ——冷冻车厢外、内的饱和空气含湿量, g/kg

$x_{2w}、x_{2n}$ ——冷藏车厢外、内的饱和空气含湿量, g/kg

N ——电风扇的额定功率, W

Ψ ——热转换系数, 取 $\Psi = 1$

ε ——电风扇运转时间系数, 取 $\varepsilon = 1$

M ——车载食品货物的质量, t

H ——车载食品货物的呼吸热, J/(t·24 h)

v_f ——风扇出风口风速, m/s

F_f ——风扇出风口面积, m²

由于冷冻车厢内货物呼吸热实际近乎为零, 因此, 仅考虑冷藏车厢内货物的呼吸热 Q_{24} 的作用影响, 对式(1)~(8)进行整理, 并令

$$A = - \left(\sum \frac{1}{\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{1n}}} \frac{F_{dj}}{\rho_d V_d c_{pd}} + \frac{1}{\frac{1}{a_{2n}} + \frac{\delta_g}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{1n}}} \frac{F_g}{\rho_d V_d c_{pd}} + \frac{\beta_1}{3600} + \frac{\sum V_f F_f}{V_d} \right)$$

$$B = \left(\sum \frac{1}{\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{1n}}} \frac{F_{dj}}{\rho_d V_d c_{pd}} \right) t_w + \frac{\beta_1 t_k}{3600} + \frac{\beta_1 \gamma_1 (\phi_{1w} x_{1w} - \phi_{1n} x_{1n})}{3600 c_{pd}} + \frac{\sum N \psi \varepsilon}{\rho_d V_d c_{pd}} - \frac{Q_o}{\rho_d V_d c_{pd}}$$

$$C = \frac{1}{\frac{1}{a_{2n}} + \frac{\delta_g}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{1n}}} \frac{F_g}{\rho_d V_d c_{pd}} + \frac{\sum v_f F_f}{V_d}$$

$$D = - \left(\sum \frac{1}{\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{2n}}} \frac{F_{cj}}{\rho_c V_c c_{pc}} + \frac{1}{\frac{1}{a_{1n}} + \frac{\delta_g}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{2n}}} \frac{F_g}{\rho_c V_c c_{pc}} + \frac{\beta_2}{3600} + \frac{\sum (V_f F_f) c_{pd} \rho_d}{\rho_c V_c c_{pc}} \right)$$

$$E = \left(\sum \frac{1}{\frac{1}{a_w} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{2n}}} \frac{F_{cj}}{\rho_c V_c c_{pc}} \right) t_w + \frac{\beta_2 t_k}{3600} + \frac{\beta_2 \gamma_2 (\phi_{2w} x_{2w} - \phi_{2n} x_{2n})}{3600 c_{pd}} + \frac{\sum N \psi \varepsilon}{\rho_c V_c c_{pc}} + \frac{MH}{24 \times 3600 \rho_c V_c c_{pc}}$$

$$G = \frac{1}{\frac{1}{a_{1n}} + \frac{\delta_g}{\lambda_i} + \frac{1}{a_{2n}}} \frac{F_g}{\rho_c V_c c_{pc}} + \frac{\sum (V_f F_f) \rho_d c_{pd}}{\rho_c V_c c_{pc}}$$

可得
$$\frac{dt_d}{d\tau} = At_d + B + Ct_c \quad (9)$$

$$\frac{dt_c}{d\tau} = Dt_c + E + Gt_d \quad (10)$$

将式(9)变为

$$t_c = \frac{1}{C} \frac{dt_d}{d\tau} - \frac{A}{C} t_d - \frac{B}{C}$$

再将其代入式(10)并整理得

$$\frac{d^2 t_d}{d\tau^2} - (A + D) \frac{dt_d}{d\tau} + (AD - CG)t_d = CE - BD \quad (11)$$

令 $p_d = -(A + D)$, $q_d = AD - CG$, $f_d(\tau) = CE - BD$, 则有

$$\frac{d^2 t_d}{d\tau^2} + p_d \frac{dt_d}{d\tau} + q_d t_d = f_d(\tau) \quad (12)$$

由文献[21]可知,多温车厢内的温度随时间变化的表达式(12)为常系数非齐次二阶线性微分方程,其通解由其对应的齐次方程的通解加上其非齐次方程的任意一个解得到,具体步骤如下:

(1) 求齐次二阶线性微分方程 $\frac{d^2 t_d}{d\tau^2} - p_d \frac{dt_d}{d\tau} + q_d t_d = 0$ 的通解。

当式(12)的特征方程 $\nabla_d^2 + p_d \nabla_d + q_d = 0$ 有两个不相等的实根 $\nabla_{1d} \neq \nabla_{2d}$, 则

$$t_{1d} = \varepsilon_{1d} e^{\nabla_{1d}\tau} + \varepsilon_{2d} e^{\nabla_{2d}\tau} \quad (13)$$

式中 $\varepsilon_{1d}, \varepsilon_{2d}$ ——两个任意常数

∇_d ——特征方程的根的待定系数

∇_{1d}, ∇_{2d} ——特征方程的两个实根

t_{1d} ——齐次二阶线性微分方程的通解

当特征方程 $\nabla_d^2 + p_d \nabla_d + q_d = 0$ 有两个相等的实根 $\nabla_{1d} = \nabla_{2d}$, 则

$$t_{1d} = \varepsilon_{1d} e^{\nabla_{1d}\tau} + \varepsilon_{2d} \tau e^{\nabla_{1d}\tau} \quad (14)$$

当特征方程 $\nabla_d^2 + p_d \nabla_d + q_d = 0$ 有一对共轭复数根 $\nabla_{1d} = a_d + i\beta_d$, $\nabla_{2d} = a_d - i\beta_d$ 则

$$t_{1d} = e^{a_d\tau} (\varepsilon_{1d} \cos\beta_d\tau + \varepsilon_{2d} \sin\beta_d\tau) \quad (15)$$

式中 a_d ——特征方程的共轭复数根的实部

β_d ——特征方程的共轭复数根的虚部

(2) 求非齐次二阶线性微分方程式(12)的一个解。因为 $CE - BD$ 为常数, 从而可知 $f_d(\tau) = CE - BD$ 符合 $f_d(\tau) = P_n(\tau) e^{F\tau}$ 的表达形式, $P_n(\tau)$ 是 n 次多项式。因此, 这类方程的一般形式为

$$\frac{d^2 t_d}{d\tau^2} + p \frac{dt_d}{d\tau} + q t_d = P_n(\tau) e^{F\tau} \quad (16)$$

式中 $P_n(\tau)$ ——一个 n 次多项式

F —— $f_d(\tau) = P_n(\tau) e^{F\tau}$ 中指数函数 $e^{F\tau}$ 中的一个常数

假设方程式(16)有形如 $t_{2d} = u(\tau) e^{F\tau}$ 的解, 其中 $u(\tau)$ 是一个多项式, 其次数与系数都是待定的, 将 t_{2d} 求导代入式(16)可得

$$\frac{d^2 u}{d\tau^2} + (2F + p_d) \frac{du}{d\tau} + (F^2 + p_d F + q_d) u = P_n(\tau) \quad (17)$$

式中 t_{2d} ——非齐次二阶线性微分方程的一个解
 $u(\tau)$ ——一个 n 次多项式, 其次数与系数都待定

如果 $F^2 + p_d F + q_d \neq 0$ 即 F 不是特征方程的根。由于 $P_n(\tau)$ 是一个 n 次多项式, 要使式(17)的两边恒等, $u(\tau)$ 也应该是一个 n 次多项式, 故令 $u(\tau) = R_n(\tau)$, 并代入式(17), 然后比较所得到的等式两边 τ 同次幂的系数, 即可求得 $R_n(\tau)$ 的系数。因此, 当 F 不是特征方程的根时, 式(16)的解为

$$t_{2d} = R_n(\tau) e^{F\tau} \quad (18)$$

式中 $R_n(\tau)$ ——一个系数待定的 n 次多项式

如果 $F^2 + p_d F + q_d = 0$, 而如果 $2F + p_d \neq 0$, 即 F 是特征方程的单根, 式(16)的解为

$$t_{2d} = \tau R_n(\tau) e^{F\tau} \quad (19)$$

如果 $F^2 + p_d F + q_d = 0$, 而如果 $2F + p_d = 0$, 即 F 是特征方程的二重根, 式(16)的解为

$$t_{2d} = \tau^2 R_n(\tau) e^{F\tau} \quad (20)$$

在上述3种情况中, $R_n(\tau)$ 都是待定系数的 n 次多项式, 将相应的 $u(\tau) = \tau^k R_n(\tau)$ 代入式(17), 比较式(17)两边的 τ 的同次幂的系数可求得 $R_n(\tau)$ 。

因此可得式(11)的通解, 也就是冷冻车厢内温度随时间变化的降温函数表达式, 即

$$t_d = t_{1d} + t_{2d} \quad (21)$$

(3) 然后代入初始条件 $\tau = 0$ 时冷冻车厢内空气温度 $t = t_{d0}$, 降温速率 $\left. \frac{dt_d}{d\tau} \right|_{\tau=0} = \frac{N\psi\varepsilon - Q_o}{c_{pd}\rho_{d-air}V_c}$, 可求得 $\varepsilon_{1d}, \varepsilon_{2d}$, 从而得到满足初始条件的冷冻车厢内温度随时间变化的函数表达式。

(4) 将代入初始条件的 t_d 代入式(10)并求解, 可得冷藏车厢内温度随时间变化的函数表达式, 即

$$t_c = \frac{\varepsilon_{1d}(\nabla_{1d} - A)}{C} e^{\nabla_{1d}\tau} + \frac{\varepsilon_{2d}(\nabla_{2d} - A)}{C} e^{\nabla_{2d}\tau} - \frac{A\varepsilon_{3d}}{C} - \frac{B}{C} \quad (22)$$

2 相关参数确定

2.1 太阳辐射强度

太阳辐射主要包括太阳直射辐射与散射辐射两部分, 散射辐射又包括天空辐射与点面反射辐射两

部分,总辐射强度的求取见文献[16],本文不再重复。

2.2 车外壁面温度

车厢外部综合温度包含了天空散射辐射、太阳直射辐射、地面反射辐射和室外空气温度4个参数,车厢外壁面温度是以上4个参数对车厢壁热作用所产生的当量温度综合成的一个车厢外壁面温度^[16],即

$$t_w = t_k + \frac{\rho l}{a_w} + \frac{\zeta \Delta R}{a_w} \quad (23)$$

式中 ρ ——吸收系数,车厢四周壁面和顶面(白色外表面)为玻璃钢,取 $\rho = 0.2$

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, $\frac{\zeta \Delta R}{a_w}$ 为 0°C , 即认为垂直面从附近地面物体接收的长波辐射量与外散失的长波辐射量相等;对于水平面, $\frac{\zeta \Delta R}{a_w}$ 为 $3.5 \sim 4.0^\circ\text{C}$, 即认为水平面接收到的长波辐射稍大于向外散射的长波辐射,此值一般由经验值测定。

2.3 车厢体内、外表面换热系数

由于车厢内、外表面换热系数 a (包括 a_{1n} 、 a_{2n} 、 a_w) 与车辆所在位置、时刻、车外温度状况等因数有关,一般采用近似公式计算^[22],即

$$a = 1.163(4 + 12\sqrt{v}) \quad (24)$$

式中 v ——车厢内、外空气流速,可实际测定, m/s

3 试验验证与理论分析

3.1 试验系统与测试

试验用车为与广州大学合作研发的聚氨酯隔热材料厢体的庆铃五十铃厢式货车,具体车厢结构见1.1节所述,冷冻与冷藏两个温区体积相同,其内部尺寸为 $1.99 \text{ m} \times 1.67 \text{ m} \times 1.74 \text{ m}$,车载制冷设备为带备电的 QK290 (R134a) 型制冷机组,蒸发器型号为 EVK300。

(1) 车辆静态测试:车辆静止、空载停放在一个采用聚氨酯隔热材料搭建的围护结构外环境中,并在外环境中安装了2台格力 2P KFR-50LW/E (50569L) AaC-N2型的空调用于调节与控制环境温度,外环境的温湿度通过安装在车厢体六面外部正中央附近 150 mm 位置处的6个 testo174型温湿度传感器测得。试验中将车厢外部环境温度维持在 33.5°C 左右,试验时压缩机采用备电驱动,冷冻车厢内设定温度为 -18°C 、冷藏车厢内设定温度为

0°C 时,制冷量为 700 W。在2个车厢内部的前、中、后位置各布置3个厢内 testo174型温湿度传感器,每100 s采集一次测试数据,最终求其平均值为厢内空气温度。车厢内空气流速采用 testo405-VI型风速仪对各内表面的前、中、后或左、中、右100 mm处进行空气流速测定,最后求平均值作为空气流速,其车辆静态降温曲线如图2所示。

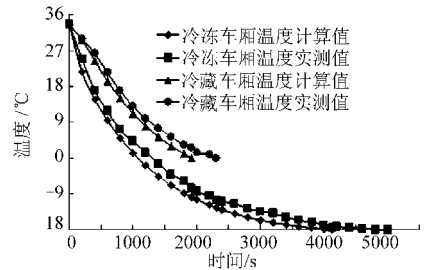


图2 车辆静态时计算与实测温度

Fig. 2 Comparison between calculated and measured temperature when vehicle is static

(2) 车辆动态测试:车辆空载,在一级公路上由南向北以匀速 85 km/h (对应发动机在 2400 r/min 运转)行驶,试验测试时车外空气温度在 $32 \sim 35^\circ\text{C}$ 之间,计算时取其平均值 33.5°C 。由于测试在2012年6月29日正午于广州进行,因此,计算日取6月21日(夏至日)相关参数,由文献[23~24]查得广州夏至日参数,代入文献[16]对太阳总辐射强度的求取式及式(23)、(24),可得出车厢顶部、东、南、西、北侧及底部的太阳逐时直射辐射强度、散射辐射强度、地面反射辐射强度、总辐射强度,以及车外壁面综合温度。试验时压缩机由发动机带动,发动机转速为 2400 r/min (发动机驱动压缩机胶带轮直径为 145 mm,压缩机胶带轮直径为 135 mm),当设定冷冻车厢内温度为 -18°C 、冷藏车厢内温度为 0°C 时,制冷量为 1190 W。车厢内、外温湿度与风速的测定与车辆静态测试时方法相同,其车辆动态降温曲线如图3所示。

3.2 试验结果分析

由图2与图3可看出,多温冷藏车不管是冷冻

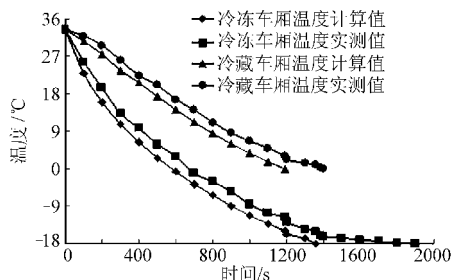


图3 车速为 85 km/h 时计算与实测温度

Fig. 3 Comparison between calculated and measured temperature with speed of 85 km/h

还是冷藏车厢,不管是动态还是静态情况下,代入相关参数到数学模型中得到的降温曲线与实际测试所得降温曲线大致相同,由此说明之前所建多温车降温数学模型是正确的,只是在降温所需时间上,理论计算值略小于实际测试值,这主要是因为理论模型未考虑冷藏车厢体实际的蓄热,且实际计算时采用的是制冷机组标定的制冷量,其制冷量在实际使用过程中普遍小于厂家给定值,从而造成理论降温曲线比实际降温曲线要提前达到车厢设定温度。特别在车辆动态行驶时,多温车厢两温区降温时间与实际降温时间比静态时偏差大些,因为车辆实际行驶过程中车辆不可能始终保持匀速,从而造成发动机转速小于 2 400 r/min,导致制冷机组制冷量比标定值小。

3.3 影响因素分析

由数学模型可知,在冷藏车厢的相关参数与货物呼吸热等因素中,影响多温冷藏车各温区降温性能的主要因素有制冷机组制冷量、两温区之间的电动风扇风速、电动风扇出风口面积、车厢内货物呼吸热、车厢体两温区隔板位置、隔板厚度、车速及车厢体隔热材料导热系数等。多温冷藏车在上述因素变化情况下的各温区降温曲线如图 4 ~ 11 所示。其中,图 4 计算时取车速为 80 km/h,车外空气温度与车厢内初始温度为 33.5℃,车外壁面温度为 40℃,冷冻车厢内温度设定为 -18℃、冷藏车厢内温度为 0℃,车厢体各外表面当量厚度为 100 mm、两温区之间隔板厚度为 60 mm,隔热材料当量导热系数为 0.035 8 W/(m·K),两温区之间两个风扇风速均为 1 m/s、两风扇出风口面积之和为 0.011 31 m²,车厢外空气相对湿度为 72%、车厢内两温区相对湿度均为 95%,风扇额定功率为 9.6 W,两温区内各自的体积均取为 5.84 m³,两温区隔板传热面积为 3.1 m²,两温区除隔板以外的车厢体总传热面积均为 17.3 m²,车厢体两温区的漏气倍数均为 0.63,电动风扇运转时间系数为 1、热转换系数为 1,不考虑货物呼吸热条件,设制冷量为 1 190 W 或 1 000 W;图 5 是将制冷量取为 1 190 W,设两温区之间两个风扇风速均为

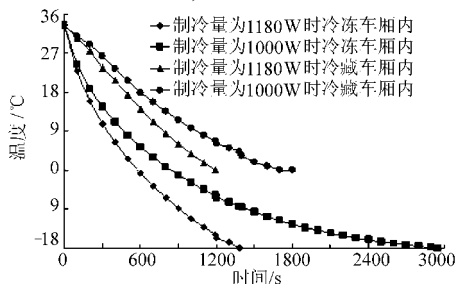


图 4 不同制冷量条件下的降温曲线

Fig. 4 Cooling curves under different refrigerating capacities

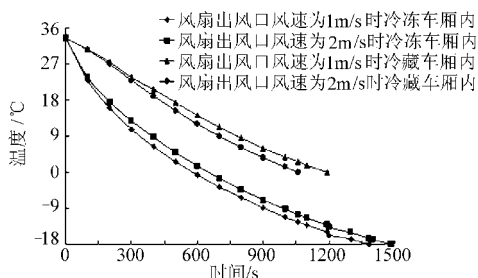


图 5 不同风扇出风速度条件下的降温曲线

Fig. 5 Cooling curves under different outlet wind speeds of fan

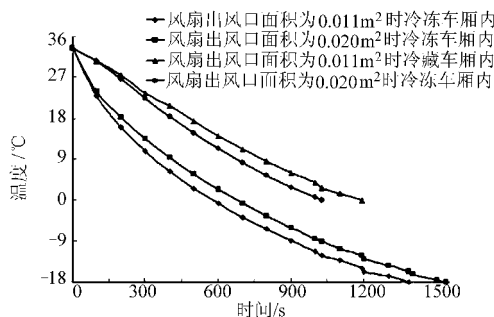


图 6 不同风扇出风口面积条件下的降温曲线

Fig. 6 Cooling curves under different outlet areas of fan

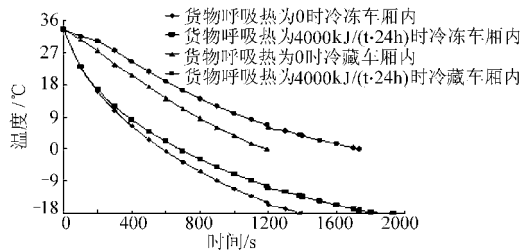


图 7 车厢内不同呼吸热条件下的降温曲线

Fig. 7 Cooling curves under different respiratory of goods

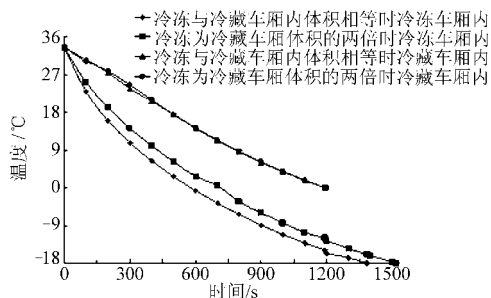


图 8 两温区隔板不同位置条件下的降温曲线

Fig. 8 Cooling curves under different divisions positions between two temperature district

1 m/s或 2 m/s,其他条件与图 4 相同;图 6 是将两温区之间两个风扇风速均设为 1 m/s、两风扇出风口面积之和为 0.011 m²或 0.020 m²,其他条件与图 5 相同;图 7 是设冷冻车厢内有 3 t 货物、货物呼吸热为 4 000 kJ/(t·24 h),两温区之间 2 个风扇风速均为 1 m/s,其他条件与图 5 相同;图 8 是设两温区之间两个风扇风速均为 1 m/s,两温区总体积与图 5 中的值相同,但两温区各自体积发生变化而计算得

到的图形;图9是设车速为40 km/h(当车速为40 km/h时,两温区漏气倍数均为0.45)或80 km/h,不考虑货物呼吸热,其他条件与图7相同;图10是在图7的计算条件基础上,假设不考虑货物呼吸热,而考虑两温区隔板不同厚度条件;图11也是在图7的计算条件基础上,同样不考虑货物呼吸热,设冷藏车厢体隔热材料导热系数不同而得到的降温曲线。

由图4还可知,两温区降温时间都随着制冷量

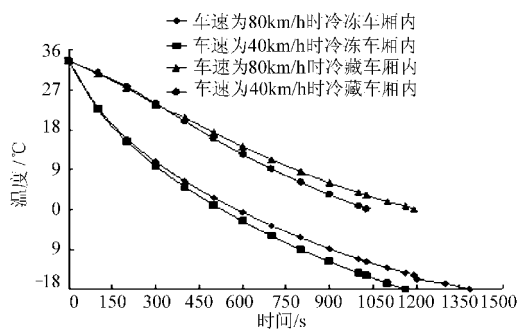


图9 不同车速条件下的降温曲线

Fig. 9 Cooling curves under different vehicle speeds

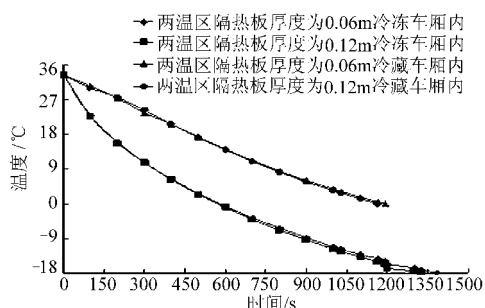


图10 两温区隔板不同厚度条件下的降温曲线

Fig. 10 Cooling curves under different thickness of partition plate

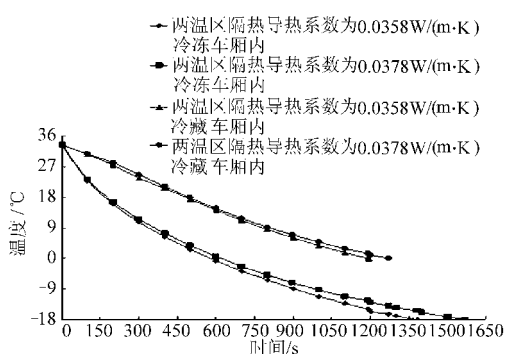


图11 不同隔热材料导热系数条件下的降温曲线

Fig. 11 Cooling curves under different thermal conductivity of thermal insulating materials

的减小而延长降温到预定温度的时间,当制冷能力小的时候尤为明显。图5与图6说明,当其他参数不变的情况下,随着两温区之间的风扇出风速度的变大或者随着风扇出风口面积的变大,冷冻车厢降温到设定温度时所需时间会有所延长,而冷藏车厢降温所需时间会有所缩短,反之,结果相反。由图7可看出,即便是冷冻车厢内没有呼吸热的产生,冷藏车厢内装载货物产生呼吸热时,不但会造成冷藏车厢降温时间延长,同样会造成冷冻车厢降温所需时间的延长。图8为当移动多温车两温区的隔板来改变两温区体积大小,使冷冻车厢增大,冷藏车厢变小时的两温区降温曲线,由图可看出,冷藏车厢体积改变前后对降温曲线几乎没太大影响,而对冷冻车厢降温曲线影响较大,随着冷冻车厢的变大降温到设定温度所需时间有所延长。由图9可知,随着车速的增大,外部热空气进入车厢内的空气量增加,从而使两温区降到设定温度所需时间都将延长。图10为两温区不同隔板厚度条件下两温区的降温曲线,由图可看出,不同隔板厚度情况下两温区的降温曲线基本重合,可知隔板厚度对两温区的降温性能影响很小。由图11可知,车厢体隔热材料的导热系数不同,对两温区的降温性能都有影响,降温时间都随车厢体隔热材料的导热系数的增大而延长。

4 结束语

考虑到冷藏车辆运输过程中的动静态特性、多温车厢结构特点与厢内空气的流动规律等因素,构建了多温冷藏车的降温数学模型,由模型可知,在相关参数一定的条件下,不管是冷冻车厢还是冷藏车厢,降温过程车厢内的温度随时间均呈指数规律下降。与此同时,车载制冷机组制冷量变小、冷藏车厢内货物呼吸热增大、车速升高或者车厢体隔热材料导热系数变大等情况下,两温区降温所需时间均会延长;当两温区之间的电动风扇风速与出风口面积增大时,冷冻车厢内降温所需时间会有所延长,而冷藏车厢降温所需时间会有所缩短;当车厢总体积不变,冷冻车厢体积增大,冷藏车厢体积变小时,冷冻车厢降温所需时间将会延长,而冷藏车厢降温所需时间将基本保持不变;当两温区隔热板厚度发生变化时,两温区降温特性基本保持不变。

参 考 文 献

- 1 谢晶,徐倩,方恒和.多温区冷藏车热负荷计算的研究[J].食品与机械,2007,23(4):98~101.
Xie Jing, Xu Qian, Fang Henghe. The calculation of heat load in a multi-temperature refrigeration truck[J]. Food & Machinery, 2007, 23(4): 98~101. (in Chinese)
- 2 徐倩,谢晶.多温区冷藏车厢体内温度场和速度场的数值模拟及优化设计[J].食品与机械,2008,24(6):88~92.
Xu Qian, Xie Jing. Optimization design and numerical simulation on the field of fluid and temperature in the multi-temperature

- refrigerated trucks[J]. Food & Machinery, 2008, 24(6): 88~92. (in Chinese)
- 3 Tohru K. 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 Huang K D, Tzeng S C, Ma W P, et al. Intelligent solar-powered automobile-ventilation system[J]. Applied Energy, 2005, 80(2): 141~154.
 - 7 Akssaka H, Hideyo N, Soga K, et al. Development of expanded AMeDAS weather data for building energy calculation in Japan [J]. ASHRAE Trans. , 2000, 106(2):455~465.
 - 8 Huang J. The impact of different weather data on simulated residential heating and cooling loads[J]. ASHRAE Trans. , 1998, 104(2):516~527.
 - 9 Ruth D W. Simulation modeling of automobile comfort cooling requirement[J]. ASHRAE Journal, 1975(5):53~56.
 - 10 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.
 - 11 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.
 - 12 Ingersoll J G. Automobile passenger compartment thermal comfort equation, compartment cool-down/warm-up calculation[C]. SAE Paper 920265, 1992.
 - 13 龙恩深,王勇,付祥钊,等. 夏季户外停放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. 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. (in Chinese)
 - 14 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)
 - 15 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 Superconductivity, 2000, 28(2): 36~40. (in Chinese)
 - 16 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)
 - 17 陈江平,阙雄才,陈芝久. 空调轿车降温特性的数值模拟与实验研究[J]. 工程热物理学报,1999,20(2): 205~210. Chen Jiangping, Que Xiongcai, Chen Zhijiu. Numerical and experimental study of the cooling-down process of the passenger compartment[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1999,20(2): 205~210. (in Chinese)
 - 18 谭晶莹,王清,安伟科. 预冷库温湿度控制与热工响应试验[J]. 农业机械学报, 2010, 41(3):139~143. Tan Jingying, Wang Qing, An Weike. Experiment on the control of temperature and humidity and thermal response for pre-cooling cold storage[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(3): 139~143. (in Chinese)
 - 19 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)
 - 20 郭嘉明,吕恩利,陆华忠,等. 藏运输箱体结构对流场影响的数值模拟[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 effects of transport enclosure structure on flow field[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering , 2012, 28(Supp.1): 74~80. (in chinese)
 - 21 蔡燧林. 常微分方程[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2005:63~152.
 - 22 方贵银,李辉. 汽车空调技术[M]. 北京:机械工业出版社, 2002:88~89.
 - 23 叶韵. 建筑热环境[M]. 北京:清华大学出版社, 1996:57~58.
 - 24 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.