

多温区冷藏车气密性能影响参数理论分析与试验

刘广海¹ 谢如鹤¹ 邹毅峰¹ 屈睿瑰²

(1. 广州大学冷链物流与标准化研究所, 广州 510006; 2. 中南大学交通运输工程学院, 长沙 410075)

摘要: 从多温区冷藏车的渗风机理出发, 构建渗风气流模型, 对内部隔断系数、载荷系数、内流场扰动系数、热压差等影响参数展开理论分析和试验研究。认为多温区冷藏车渗风量是车辆本身气密性能、车速、内部隔断情况、装载状况和气流扰动等因素共同作用的结果。其中, 内部隔断的存在有利于整车气密性的提高, 但效用逐步递减。双温区冷藏车内部隔断系数为 0.6~0.9, 三温区冷藏车内部隔断系数为 0.45~0.85。内部载货量对渗风有一定的阻隔作用但并不显著, 试验车载荷量为 25%、50%、75%、100% 时, 载荷系数分别为 0.98、0.96、0.92、0.87。内部气流扰动在不同速度条件下对渗风的影响差异较大; 试验车速度分别为 20、40、60、80、100 km/h 时, 内流场扰动系数分别为 0.68、0.85、0.94、0.97、0.98。由于多温区冷藏车多用于城市配送, 常以中低速运行, 车内空气循环能对渗风起到一定的抑制作用。此外, 由于冷藏车高度较小, 内外温差所产生的热压差也较小, 理论分析显示约 25 K 温差产生 1 Pa 的热压差, 在工程实践中可将冷藏车渗风视为单纯风压作用的结果。

关键词: 多温区冷藏车; 气密性能; 渗风量; 影响因素; 试验

中图分类号: U469.6⁺6 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2017)01-0289-08

Theoretical Analysis and Experiment of Air Tightness of Multi-temperature Refrigerated Truck

LIU Guanghai¹ XIE Ruhe¹ ZOU Yifeng¹ QU Ruigui²

(1. Research Center for Cold Chain and Standardization, Guangzhou University, Guangzhou 510006, China
2. School of Traffic and Transportation Engineering, Central South University, Changsha 410075, China)

Abstract: The model of air leakage flow was constructed based on air infiltration mechanism of multi-temperature refrigerated truck. Theoretical analyses and experimental measurement were conducted with the established model, such as internal partition coefficient, load coefficient, internal flow disturbance coefficient, heat pressure difference and other parameters. It was shown that the air leakage rate was mainly affected by air tightness of the vehicle itself, speed, internal partition, loading condition and airflow disturbance. Specifically, the internal partition could improve air tightness of the vehicle with diminishing utility. The internal partition coefficient was 0.6~0.9 in double temperature refrigerated truck, and it was 0.45~0.85 in the three temperature refrigerated truck. The internal loading capacity had limited effect on air infiltration. The load coefficient was 0.98, 0.96, 0.92 and 0.87 when load was 25%, 50%, 75% and 100%, respectively. The influences of internal airflow disturbance were different with different speeds. The internal flow disturbance coefficient was 0.68, 0.85, 0.94, 0.97 and 0.98 when speed was 20 km/h, 40 km/h, 60 km/h, 80 km/h and 100 km/h, respectively. Since the multi-temperature refrigerated truck used for city distribution is often at low speed, the internal circulation wind could stop air leakage at a certain degree. In addition, the heat pressure difference caused by temperature difference between inside and outside of the truck was small because the height of refrigerated truck was small. Theoretical analyses showed that temperature difference of 25 K corresponded to pressure difference of 1 Pa. Such effect was so insignificant in engineering practice that the air infiltration of refrigerated truck can be regarded approximately as a result of simple wind pressure.

Key words: multi-temperature refrigerated truck; air tightness; air leakage; influencing factor; experiment

收稿日期: 2016-10-27 修回日期: 2016-11-13

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划项目(2013BAD19B01)、国家自然科学基金项目(51008087)、广东省优秀青年教师培养项目(Yq2013129)和广东省科技计划项目(2016B020205004)

作者简介: 刘广海(1978—), 男, 副教授, 主要从事冷链物流装备设计与运用研究, E-mail: broadsea@126.com

引言

多温区冷藏车是指在常规冷藏车的基础上,将车厢分为多个温区,实现不同储藏温度货物联合运输的一种新型运输装备。由于多温区运输适应市场“多品种、小批量”的需要,弥补了传统冷藏运输不同温度货物不能“混装”的缺陷,提高了运输效率,自 20 世纪末出现以来逐步在全球得到广泛应用,目前法国新造冷藏车中已有 1/3 为多温区冷藏车^[1]。近年来,相关研究被国际同行所关注:GAFFENY 等^[2]通过数值仿真和试验测定对多温区冷藏车制冷系统进行分析,SMYTH 等^[3]对多温区冷藏车能耗展开研究,FINN 等^[4]对多温区冷藏车送风系统进行优化,TANAKA 等^[5]对多温区运输的温度控制系统进行改进,此外,欧盟经济委员会自 2003 年起就多温运输技术标准缺失的问题展开协作。在国内,谢晶等^[6]对多温区冷藏车能耗进行测算,李锦等^[7-8]对多温冷藏车降温特性及其影响参数展开研究,赵鑫鑫等^[9]就多温区冷藏车回风导轨对厢内温度影响进行分析,2015 年,我国针对多温区冷藏车制定了专门的行业标准^[10]。目前研究主要集中在制冷系统优化和温度场仿真方面,在车辆气密性方面研究较为缺乏,在多温区冷藏车动态渗风特性及相关参数分析方面未见文献报道。本文构建多温区冷藏车动态渗风气流模型,分析真实运行环境下各因素对多温区冷藏车渗风量的影响,以期车辆优化设计和运行提供依据。

1 渗风模型构建

目前,国际上常用缝隙法计算冷藏车渗风量^[11],即

$$V = S(\Delta P)^b \tag{1}$$

式中 V ——冷藏车渗风量, m^3/h
 S ——冷藏车当量渗风面积, $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{Pa}^b)$
 ΔP ——冷藏车内外静压差, Pa
 b ——冷藏车渗风特性指数

其中, S 、 b 为多温区冷藏车固有特性,文献[12]给出了相应的试验和计算方法。对于多温区冷藏车, ΔP 与车辆运行速度、内部隔断形式、货物装载方式、蒸发器送风速度、内外温差等因素密切相关,从渗风机理出发,式(1)可改写为

$$V = S(C_g C_z C_r \Delta P_f + \Delta P_r)^b \tag{2}$$

式中 C_g ——多温区冷藏车内部隔断系数
 C_z ——多温区冷藏车载荷系数
 C_r ——多温区冷藏车内流场扰动系数
 ΔP_f ——多温区冷藏车风压差, Pa

ΔP_r ——多温区冷藏车热压差, Pa

文献[12]对不同速度条件下冷藏车风压差 ΔP_f 的变化规律进行了分析,在此基础上,求取 C_g 、 C_z 、 C_r 、 ΔP_r ,即可获知多温区冷藏车真实运行环境下的漏气状况。

2 试验对象及其基础数据

2.1 试验对象

以研究机构与某厂共同研制的双温区冷藏试验车为研究对象。车厢两端分设 $-24 \sim -18^\circ\text{C}$ 和 $0 \sim 10^\circ\text{C}$ 的双隔间,中部由可移动式隔断门隔开;车厢内外尺寸(长 $\times$ 宽 $\times$ 高)分别为 $4.300 \text{ m} \times 1.910 \text{ m} \times 2.000 \text{ m}$ 和 $4.100 \text{ m} \times 1.710 \text{ m} \times 1.800 \text{ m}$;外围护结构和内隔板均采用聚氨酯保温板(外围护结构厚度 0.100 m ,内隔板厚度 0.060 m);内外蒙皮采用 FRP 复合材料(外蒙皮 2.5 mm ,内蒙皮 2.0 mm),地板为花纹铝板。气流组织采用较为成熟的“单蒸发器 + 导风槽”式设计,蒸发器安装在冷冻单元前侧顶部中央,冷冻单元和冷藏单元由导风槽相连,冷风由送风槽经风机引入冷藏单元,并将空气由回风槽送回冷冻单元,温度传感器置于回风槽内,用于控制管道内风机和阀门的开关。双温区冷藏车构造如图 1 所示。

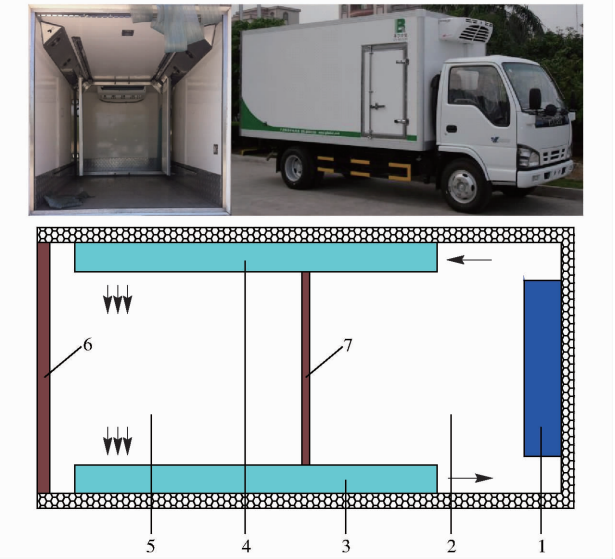


图 1 双温区冷藏车外观及构造图

Fig.1 Appearance and structure of double temperature refrigerated truck

1.蒸发器 2.冷冻单元 3.冷藏车厢回风槽 4.冷藏车厢送风槽 5.冷藏单元 6.车后门 7.可移动式内隔板

2.2 多温区冷藏车渗风基础数据

为分析多温区冷藏车与传统冷藏车在气密性上可能存在的差异,首先需获得冷藏车无内隔板时的渗风基础数据。试验前,双温区冷藏车内空置,关闭

车门、排水口、通风口及制冷系统等,使其成为 1 个密闭空间;同时内隔板打开使车厢形成 1 个整体。采用静压差法和示踪气体浓度衰减法分别测定该冷藏车内隔板打开时的渗风量,测量方式和仪器如文献[12]所示。采用静压差法时,恒定压差分别为 50、100、150、200、250 Pa,测得双温冷藏车整车渗风量为 6.792、11.201、14.899、18.397、21.596 m³/h;采用示踪气体浓度衰减法时,以 C₂H₄ 为示踪气体,车辆行驶速度分别为 20、40、60、80、100 km/h,测试结果如表 1 所示,表中 C 表示 C₂H₄ 浓度,τ 表示时间。

表 1 无内部隔断时不同速度条件下 C₂H₄ 浓度拟合式

Tab.1 Fitting formulas of ethylene concentration at different velocities without internal partition

速度/(km·h ⁻¹)	示踪气体浓度变化拟合式	渗风量/(m ³ ·h ⁻¹)
20	lnC = -6.3 × 10 ⁻⁵ τ - 9.899	2.847
40	lnC = -1.51 × 10 ⁻⁴ τ - 9.902	6.870
60	lnC = -2.53 × 10 ⁻⁴ τ - 9.897	11.501
80	lnC = -3.65 × 10 ⁻⁴ τ - 9.897	16.578
100	lnC = -4.85 × 10 ⁻⁴ τ - 9.901	22.015

计算得到 $V-\Delta P$ 和 $V-v$ 关系式为

$$V=0.408\Delta P^{0.719} \tag{3}$$
$$V=0.0632v^{1.271} \tag{4}$$

式中 v ——车辆运行速度,km/h

对静压差法和示踪气体浓度衰减法测得的数据加以整理,结果如图 2、3 所示。

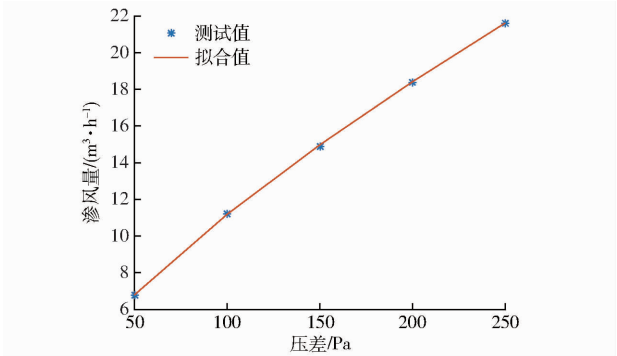


图 2 静压条件下双温区冷藏车渗风量

Fig.2 Air leakage under constant pressure difference of double temperature refrigerated truck

3 影响参数分析

3.1 内部隔断影响分析

在多温区冷藏车实际运行时,由于内部隔断的存在,改变了渗风气流的沿程阻力特性,增加总渗透阻力,减少渗风量。此时,外部围护结构两侧压差仅为总压差的一部分。

为全面分析各种内部隔断条件对多温区冷藏车

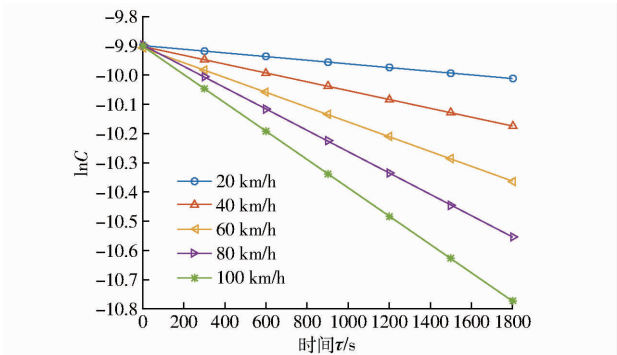


图 3 不同速度条件下双温区冷藏车 C₂H₄ 浓度拟合曲线

Fig.3 Fitting curves of ethylene concentration at different velocities of double temperature refrigerated truck

气密性的影响,借鉴建筑渗风理论,引入内部隔断系数^[13]

$$C_g = \frac{1}{1 + \sum_{i=2}^j \left(\frac{S_1}{S_i} \right)^{\frac{1}{b}}} \tag{5}$$

式中 j ——多温区冷藏车渗风通路上,包含外部围护结构(车体、外门)、内隔板等阻力元件构成的内部隔断总层数

由此可见,对于普通冷藏车也就是单温区冷藏车,并无隔断装置,整个车厢为 1 个整体,此时 $i=1$, $C_g=1$ 。

对于双温区冷藏车,由于内部有 1 层内隔板,与外部围护结构共同组成 2 层隔断。式(5)改写为

$$C_g = \frac{1}{1 + \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{b}}} \tag{6}$$

令 $d_2 = S_1/S_2$,有

$$C_g = \frac{1}{1 + d_2^{\frac{1}{b}}} \tag{7}$$

理论上 $d_2 \in (0, \infty)$,但一般情况下外部围护结构气密性均强于内部隔断装置,至少有 $S_1 = S_2$,则 $d_2 \in (0, 1]$;文献[13]通过理论分析和试验测定,认为冷藏车渗风特性指数 b 取值多处在 0.56 ~ 0.78 之间,取 $d_2 \in [0.01, 1.00]$,绘制 $b=0.56$ 、 $b=0.78$ 时 C_g-d_2 关系图,如图 4 所示。

对于三温区冷藏车,由于内部有 2 层内隔板,与外部围护结构共同组成 3 层隔断。式(5)改写为

$$C_g = \frac{1}{1 + \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{b}} + \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^{\frac{1}{b}}} \tag{8}$$

令 $d_3 = S_1/S_3$,有

$$C_g = \frac{1}{1 + d_2^{\frac{1}{b}} + d_3^{\frac{1}{b}}} \tag{9}$$

同理, $d_2 \geq d_1$, $d_3 \geq d_1$,取 $b=0.56$ 、 $b=0.78$,

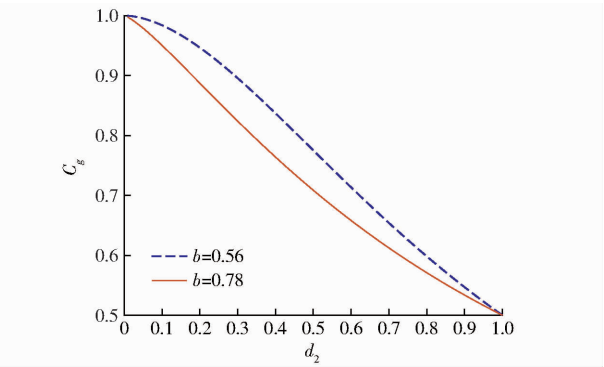


图4 C_g-d_2 关系分析图

Fig.4 Relationships between C_g and d_2

$d_2 \in [0.01, 1.00]$, $d_3 \in [0.01, 1.00]$, 绘制 $C_g-(d_2, d_3)$ 关系图, 如图5所示。

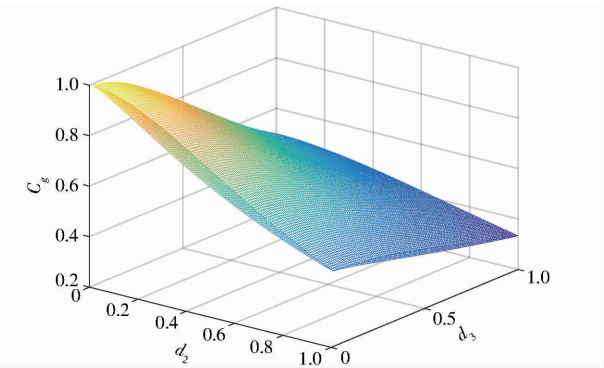


图5 $C_g-(d_2, d_3)$ 关系分析图

Fig.5 Relationship between C_g and d_2 and d_3

由图4、5可见, C_g 受 b 影响不显著(小于0.1), 随着 d_i 的变化, C_g 在0.3~1.0之间波动。 d_i 越大, 总渗透阻力越大, C_g 越小, 同等条件下渗风量越小。

在工程实际中, 由于多温区冷藏车第1重阻力

元件(车厢外门和外保温箱体)承担车体主要的保温隔热功能, 气密性条件常高于后续内部隔断元件; 内部隔断元件的气密性好坏取决于内隔板是否可以移动、车厢与内隔板间是否存在较大缝隙等多个因素, 一般情况下, 多温区冷藏车内部隔断的气密性为外部围护结构的1/4~2/3^[14], 在无试验条件时可通过厂家给出的各单元渗风量及整车静压渗风量推算得到。在此, 将上述数值代入式(7)和式(9), 对于双温区冷藏车, C_g 约在0.6~0.9之间, 对于三温区冷藏车, C_g 约在0.45~0.85之间。以此为基础, 可得到多温区冷藏车内部隔断系数的取值范围, 推荐值如表2所示。

表2 多温区冷藏车内部隔断系数推荐值

Tab.2 Recommended value for internal partition coefficient of multi-temperature refrigerated truck

车型		C_g
单温区冷藏车		1.0
双温区冷藏车	气密性差	0.75~0.90
	气密性好	0.60~0.75
三温区冷藏车	气密性差	0.65~0.85
	气密性好	0.45~0.65

可见, 对于多温区冷藏车而言, 内部隔断的存在有利于整车气密性的提高, 其中第1重阻力元件的气密性效用最为明显, 之后的内部隔断层气密性效用逐步递减。

对于本试验车, 在2.2节试验的基础上, 关闭内隔板, 其他条件不变, 采用示踪气体浓度衰减法分别测得各种速度条件下冷冻单元和冷藏单元的渗风量, 如表3所示。

表3 有内部隔断时不同速度条件下 C_2H_4 浓度拟合式

Tab.3 Fitting formulas of ethylene concentration at different velocities with internal partition

速度/($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)	冷冻单元		冷藏单元	
	C_2H_4 浓度变化拟合式	渗风量/($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	C_2H_4 浓度变化拟合式	渗风量/($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)
20	$\ln C = -5.00 \times 10^{-5} \tau - 9.897$	2.283	$\ln C = -5.00 \times 10^{-5} \tau - 9.896$	2.252
40	$\ln C = -1.20 \times 10^{-4} \tau - 9.901$	5.434	$\ln C = -1.17 \times 10^{-4} \tau - 9.897$	5.331
60	$\ln C = -1.99 \times 10^{-4} \tau - 9.903$	9.028	$\ln C = -1.95 \times 10^{-4} \tau - 9.902$	8.868
80	$\ln C = -2.84 \times 10^{-4} \tau - 9.901$	12.898	$\ln C = -2.77 \times 10^{-4} \tau - 9.905$	12.600
100	$\ln C = -3.71 \times 10^{-4} \tau - 9.899$	16.863	$\ln C = -3.66 \times 10^{-4} \tau - 9.901$	16.643

由图6、7推导得到冷冻单元和冷藏单元在不同速度条件下渗风量, 如图8所示。由于内部隔断的存在, 双温区冷藏车渗风量较未隔断时明显下降。此时, 气流主要由迎风面渗入冷冻单元, 经内隔板渗入冷藏单元并由车辆尾部渗出, 各单元之间呈串联关系。双温区冷藏车总渗风量近似于冷冻、冷藏车单元渗风量。就本车而言, 隔断后整车渗风量约下降22%。又因本试验 C_i 、 C_r 、 ΔP_r 均为零, 式(2)可

改写为

$$V = S(C_g P_f)^b \tag{10}$$

比较双温区冷藏车内隔板打开前后的渗风量, 得 $C_g = 0.78$ 。

3.2 货物装载影响分析

冷藏运输工具在实际运用过程中, 内部载货对渗风也起到一定的隔阻作用, 其机制与3.1节所述内部隔断类似。为独立考察货物装载对冷藏车气密

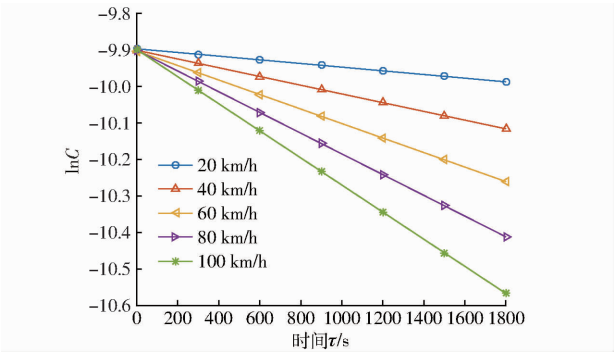


图 6 不同速度条件下冷冻单元 C₂H₄ 浓度拟合曲线

Fig. 6 Fitting curves of ethylene concentration at different velocities of frozen unit

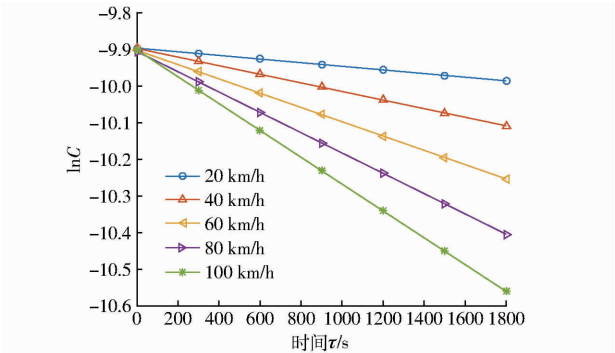


图 7 不同速度条件下冷藏单元 C₂H₄ 浓度拟合曲线

Fig. 7 Fitting curves of ethylene concentration at different velocities of cooling unit

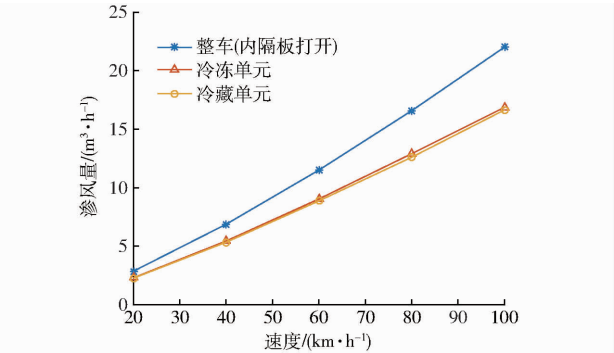


图 8 双温冷藏车各单元不同行驶条件渗风量变化曲线

Fig. 8 Changing curves of air leakage at different velocities of double temperature refrigerated truck

性的影响,在 2.2 节试验的基础上,采用货箱紧密堆码的方式模拟货物装载。试验分 2 组进行,分别为半车装载和整车装载(装至车辆限载线位置),其他条件不变,采用示踪气体浓度衰减法分别测得各种速度条件下整车渗风量,如表 4 所示。

由图 9、10 可见,冷藏车行驶所形成的动压在车体表面转化为静压并渗入车内,由于货物堆码时是留有通风道的,冷藏车渗风量相对车内空间而言占比极少,因此货物对渗风的隔阻效果更多地体现在对堆垛时车辆缝隙的阻隔上,类似于 3.1 节中气密性不佳的隔断形式,对渗风量影响并不显著。如

表 4 不同装载条件下 C₂H₄ 浓度拟合式

Tab. 4 Fitting formulas of ethylene concentration under different loaded degrees				
速度/(km·h ⁻¹)	载货量为 1/2 车		载货量为整车	
	C ₂ H ₄ 浓度变化拟合式	渗风量/(m ³ ·h ⁻¹)	C ₂ H ₄ 浓度变化拟合式	渗风量/(m ³ ·h ⁻¹)
20	$\ln C = -6.0 \times 10^{-5} \tau - 9.897$	2.726	$\ln C = -3.2 \times 10^{-5} \tau - 9.898$	2.474
40	$\ln C = -1.45 \times 10^{-4} \tau - 9.898$	6.574	$\ln C = -7.7 \times 10^{-5} \tau - 9.903$	5.961
60	$\ln C = -2.42 \times 10^{-4} \tau - 9.903$	11.000	$\ln C = -1.28 \times 10^{-4} \tau - 9.899$	9.969
80	$\ln C = -3.49 \times 10^{-4} \tau - 9.901$	15.850	$\ln C = -1.84 \times 10^{-4} \tau - 9.897$	14.350
100	$\ln C = -4.63 \times 10^{-4} \tau - 9.901$	21.039	$\ln C = -2.44 \times 10^{-4} \tau - 9.902$	19.010

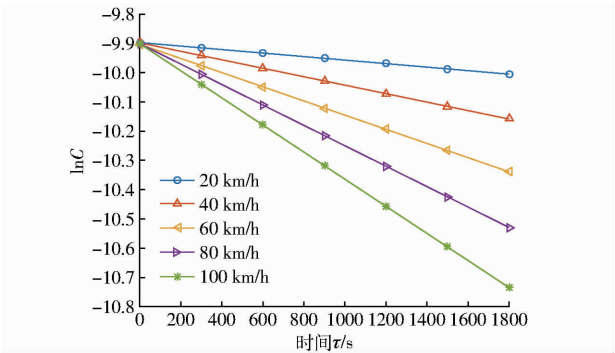


图 9 半车装载时不同速度条件下 C₂H₄ 浓度拟合曲线

Fig. 9 Fitting curves of ethylene concentration at different velocities of half loaded truck

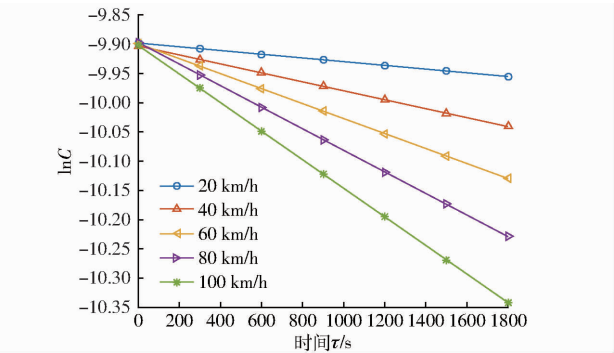


图 10 满载时不同速度条件下 C₂H₄ 浓度拟合曲线

Fig. 10 Fitting curves of ethylene concentration at different velocities of fully loaded truck

图 11 所示,试验用冷藏车在半载和满载条件下,渗风量分别减少 4.3% ~ 4.5% 和 13.1% ~ 13.7%。对于本试验,因 C_g 、 C_r 、 ΔP_r 均为零,式(2)可改写为

$$V = S (C_z P_f)^b \tag{11}$$

推得载荷量为 25%、50%、75%、100% 时, C_z 分别为 0.98、0.96、0.92 和 0.87。

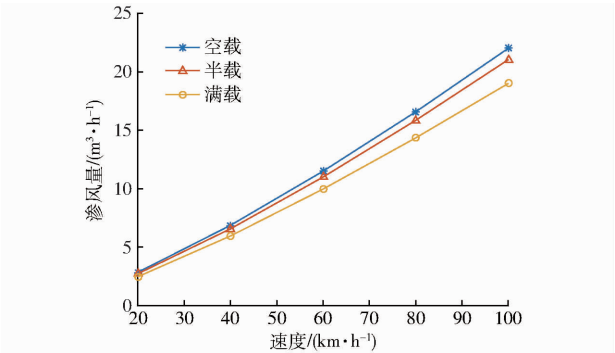


图 11 不同装载条件下冷藏车渗风量变化曲线
Fig. 11 Changing curves of air leakage under different loaded degrees of multi-temperature refrigerated truck

3.3 内流场扰动影响分析

冷藏车在实际运行时,蒸发器风机处于运转状态,在车内形成内部流场对外部渗风存在一定影响。蒸发器出口流速低会影响降温速度和车内温度场均匀性,速度过高易造成车内货物干耗增加。国内外在冷藏车内流场分析方面进行了大量的研究^[15-21],并形成了较为成熟的设计思路。对于 3~5 m 的冷藏车厢,产品样本显示国内外主流冷机生产厂商均将蒸发器送风风速设定在 3~4 m/s。由于多温区冷藏车主要用于城市配送,车厢长度大多在 3~5 m 之间,因此,该速度条件下的内部流场扰动对渗风量的影响分析具有一定的代表性。对于本试验车,蒸发器出风速度为 3.3 m/s,为独立考察货物装载对冷藏车气密性的影响,在 2.2 节试验的基础上,开启车内通风循环,其他条件不变,采用示踪气体浓度衰减法分别测得各种速度条件下整车渗风量如图 12 所示。

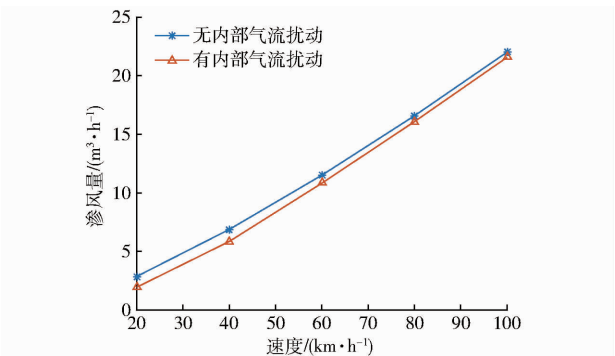


图 12 存在内部扰动时冷藏车渗风量变化曲线
Fig. 12 Changing curves of air leakage with internal flows turbulence of multi-temperature refrigerated truck

因 C_g 、 C_z 、 ΔP_r 均为零,式(2)可改写为

$$V = S (C_r P_f)^b \tag{12}$$

推得试验车速度为 20、40、60、80、100 km/h 时, C_r 分别为 0.68、0.85、0.94、0.97、0.98。冷藏车在中低速运行时,内流场扰动对空气渗透气起到了较好的阻隔作用,但随着车速的提高,其作用快速减弱,在 60 km/h 以上车速时,其影响度已不足 6%。

3.4 内外温差影响分析

当冷藏车内外存在温度差时,由车内外空气密度差所引起的作用压差也成为渗风的驱动力之一。理论热压差可表述为

$$\Delta P_r = (Z_0 - Z) (\rho_n - \rho_w) g \tag{13}$$

式中 Z_0 ——中和面高度, m
 Z ——计算高度, m
 ρ_w ——车外空气密度, kg/m³
 ρ_n ——车内空气密度, kg/m³
 g ——重力加速度,取 9.81 m/s²

将理想气体热力学公式

$$\rho = \frac{P}{RT} \tag{14}$$

式中 R ——空气通用气体常数, 287 J/(kg·K)
 ρ ——空气密度, kg/m³
 P ——空气压强, Pa
 T ——空气温度, K

代入式(13),考虑到车内外热压差与大气压强相比,绝对值极小,车内外压强均用标准大气压强表示,式(13)可改写为

$$\Delta P_r = 1733 \left(\frac{1}{T_w} - \frac{1}{T_n} \right) h \tag{15}$$

式中 h ——车辆高度, m
 T_w ——车外空气温度, K
 T_n ——车内空气温度, K

计算得到车外温度为 283~313 K (10~40℃)、车内温度为 253~283 K (-20~10℃) 时,热压差的取值如图 13 所示。可见 2~3 m 的车辆高度所能产生的热压差较小,在最大 60 K 温差时,热压差仅为 2.3 Pa, 25 K 左右的温差产生 1 Pa 的热压差,这在工程实践中意义不大。

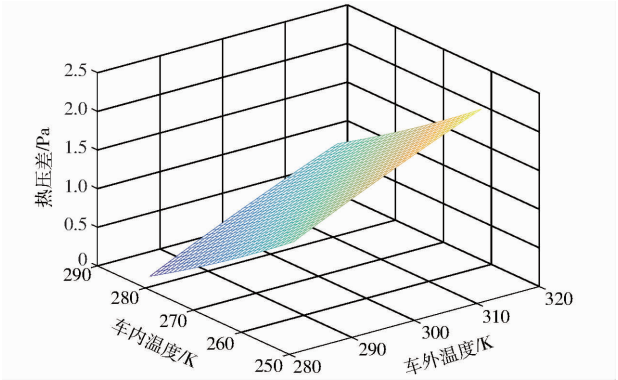


图 13 不同温差条件下热压差分析图
Fig. 13 Thermal pressure difference under different temperature conditions

结合式(1)和式(3),由于速度的不对等性,建筑的 ΔP_f 远小于冷藏车,而单层建筑的 ΔP_r 与冷藏车基本类似,因此,冷藏车 ΔP_r 对渗风量的总体影

响小于单层建筑 ΔP_r 的影响。在建筑领域已进行大量试验分析热压差与室内渗风量的关系,研究认为同层建筑由于高度差小(3 ~ 5 m),即便在大温差的北方采暖地区,在实践中可以认为 $\Delta P_r \approx 0^{[22]}$ 。参考建筑渗风试验的同时结合本节理论分析,也可认为冷藏车 $\Delta P_r \approx 0$ 。即将冷藏车渗风近似视为单纯风压作用的结果。式(2)可改写为

$$V = S (C_g C_z C_r \Delta P_f)^b \tag{16}$$

4 结论

(1)从多温区冷藏车的渗风机理出发,构建渗风动态气流模型,对多温区冷藏车的内部隔断系数 C_g 、载荷系数 C_z 、内流场扰动系数 C_r 、热压差 ΔP_f 进行了理论分析和试验测定,认为在工程实践中,可将冷藏车渗风近似视为单纯风压作用的结果。其渗风量受车辆气密性能、车速、内部隔断情况、装载状况和气流扰动等因素共同影响。

(2)多温区冷藏车内部隔断的存在有利于整车气密性的提高,但效用逐步递减;渗风特性指数 b 对 C_g 的影响不显著。研究得到多温区冷藏车内部隔

断系数的试验方法和取值范围,对于双温区冷藏车, C_g 在 0.6 ~ 0.9 之间,对于三温区冷藏车, C_g 在 0.45 ~ 0.85 之间。进而根据气密性水平给出多温区冷藏车内部隔断系数推荐值。

(3)冷藏车内部载货对渗风有一定的隔阻作用。对于试验车研究给出了相应的载荷系数,认为载货量分别为 25%、50%、75%、100% 时, C_z 分别为 0.98、0.96、0.92 和 0.87。由于多温区冷藏车常用于城市配送,车辆很少以满载形式运行,因此在中低负载情况下,内部载货对渗风量的影响不显著。

(4)冷藏车内部气流扰动在不同速度条件下对渗风量的影响差异较大。试验车速度分别为 20、40、60、80、100 km/h 时, C_r 分别为 0.68、0.85、0.94、0.97、0.98。可见在中低速条件下,车内空气循环能对渗风起到一定的抑制作用。多温区冷藏车常用于城市配送,行驶速度不快,因此上述效用是有利的。

(5)由于冷藏车高度较小,内外温差所产生的热压差也较小,理论分析显示约 25 K 温差产生 1 Pa 热压差,在工程实践中可不予考虑。

参 考 文 献

1 中国制冷学会. 中国制冷行业战略发展研究报告[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2016:437 - 458.

2 GAFFENY B, BROPHY B, FINN D, et al. Mathematical modeling of multi-temperature indirect refrigeration systems[C] // The 22nd International Congress of Refrigeration, 2007: ICRA07 - D2 - 365.

3 SMYTH S, FINN D P, BROPHY B. Performance evaluation of an economised indirect multi-temperature transport refrigeration system[C] // International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2010: 2324.

4 FINN D P, CABELLO-PORTOLES A, SMYTH S, et al. Evaluation of defrost options for secondary coolants in secondary loop multi-temperature transport refrigeration systems—mathematical modelling & sensitivity analysis [C] // 2012 International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012: 2485.

5 TANAKA T, AKAZAWA K. Transport refrigeration unit with multi-temperature control using refrigerant heating cycle, which is suitable for convenience store delivery[J]. Refrigeration, 2008, 83(2): 88 - 91.

6 谢晶,徐倩,方恒中. 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 Hengzhong. The calculation of heat load in a multi-temperature refrigeration truck[J]. Food and Machinery, 2007, 23(4): 98 - 101. (in Chinese)

7 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. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20130225&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.02.025.
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. (in Chinese)

8 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. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160738&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.07.038.
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. (in Chinese)

9 赵鑫鑫,王家敏,李丽娟,等. 多温区冷藏车回风导轨对厢内温度场的影响分析[J]. 食品与机械, 2014, 30(1): 149 - 154.
ZHAO Xinxin, WANG Jiamin, LI Lijuan, et al. Effect analysis of multi-temperature refrigerated trucks air return rail on temperature distribution inside the carriage[J]. Food and Machinery, 2014, 30(1): 149 - 154. (in Chinese)

10 SB/T 11092—2014 多温冷藏运输装备技术要求及测试方法[S]. 2015.

11 American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE handbook—HVAC systems and equipment [M]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2012.

12 刘广海,谢如鹤,FOSTER A,等. 冷藏运输工具渗风特性试验及关键参数分析[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(10):

302 – 308. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20161038&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.10.038.

LIU Guanghai, XIE Ruhe, FOSTER A, et al. The research on air leakage characteristics and key parameters of refrigerated transport unit[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(10):302 – 308. (in Chinese)

13 GB 50019—2003 采暖通风与空气调节设计规范[S]. 2004.

14 LUKASSE L, STAAL M. Air tightness and heat leakage in insulated road transport equipment[C]//1st IIR International Cold Chain Conference, 2010:216.

15 李锦. 易腐食品冷藏运输温度调控及优化研究[D]. 长沙:中南大学, 2013.

16 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/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(11):168 – 173. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20131130&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.11.030.

ZHAO Chunjiang, HAN Jiawei, YANG Xinting, et al. Numerical simulation of temperature field distribution in refrigerated truck based on CFD[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11):168 – 173. (in Chinese)

17 翁卫兵,房殿军,李强,等. 冷藏运输车厢温度场均匀控制研究[J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(1):228 – 235. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20140136&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.01.036.

WENG Weibing, FANG Dianjun, LI Qiang, et al. Temperature field homogeneity control of refrigerated transport carriage[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(1):228 – 235. (in Chinese)

18 王广海,郭嘉明,吕恩利,等. 出风道参数对冷藏集装箱温度场的影响[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(10):293 – 301. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20161037&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.10.037.

WANG Guanghai, GUO Jiaming, LÜ Enli, et al. The effects of air-outlet duct on temperature distribution in a fresh-keeping container for fruits and vegetables[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(10):293 – 301. (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 杨洲,陈朝海,段洁利,等. 荔枝压差预冷包装箱内气流场模拟与试验[J]. 农业机械学报,2012,43(增刊):215 – 217,201.

YANG Zhou, CHEN Chaohai, DUAN Jieli, et al. Simulation and experiment of airflow field in cartons of pressure-difference pre-cooling for litchi[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(Supp.):215 – 217,201. (in Chinese)

21 李强,翁卫兵,房殿军,等. 公路冷藏运输车厢内三场协同性三维数值模拟与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2014,45(12):241 – 248. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20141236&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.12.036.

LI Qiang, WENG Weibing, FANG Dianjun, et al. Three-dimensional numerical simulation and experiment of three fields cooperative in refrigerated road transport carriage[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(12):241 – 248. (in Chinese)

22 段国权. 门窗缝隙内渗透空气流动特性和渗风特性系数的研究及应用[D]. 长沙:中南大学, 2007.