

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.09.007

客车后舱门开口对发动机舱体散热的影响^{*}

王晶^{1,2} 张成春¹ 张春艳¹ 任露泉¹

(1. 吉林大学工程仿生教育部重点实验室, 长春 130025; 2. 吉林大学农学部公共教学中心, 长春 130062)

【摘要】 应用数值模拟和试验相结合的方法,研究了客车发动机后舱门开口封闭前后发动机舱内流场及温度场的变化。结果表明:后舱门开口封闭后,发动机舱内流场没有发生显著变化,冷却系统的冷却能力没有减弱。尽管原开口处、离合器附近略有温升,但不会对客车性能造成不良影响。

关键词: 发动机舱 热流体 数值模拟

中图分类号: U462; U461.99 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)09-0031-06

Effect of Back Door Opening of Bus Engine Cabin on Underhood Heat Dissipation

Wang Jing^{1,2} Zhang Chengchun¹ Zhang Chunyan¹ Ren Luquan¹

(1. Key Laboratory of Bionics Engineering, Ministry of Education, Jilin University, Changchun 130025, China

2. Teaching Center of Basic Course, Faculty of Agriculture, Jilin University, Changchun 130062, China)

Abstract

The changes of flow field and temperature field of underhood before and after the closure of the back door opening of a bus engine cabin were studied by the numerical simulations and experiments. The results indicated that after the closure of the back door opening, there are no notable changes of the flow field inside the engine cabin. In addition, the closure does not lead to the decrease of the cooling capacity of the cooling system. However, the temperatures near the former opening of the back door and the clutch increased slightly. Nevertheless, the closure of the opening of the back door cannot cause adverse impact to the performance of the bus.

Key words Underhood, Thermal fluids, Numerical simulation

引言

客车发动机舱内部空间狭小,错综布置的各个子系统相互影响,其流动与传热过程非常复杂,如果舱体设计及各总成布置得不合理,或冷却系统的冷却能力不够,便会造成发动机舱某处过热,将直接影响到客车燃油消耗率、排放性能、安全性能及车外噪声等重要指标。传统的汽车设计多是通过经验设计舱体结构,可能会造成舱内某些部位温度过高,或是

因过度考虑散热问题而忽略设计的美观。因此,详细了解发动机舱内的流场信息对汽车设计非常重要。国外有研究者开展了应用流态显示方法分析发动机舱内流场结构^[1-2],但该方法非常复杂,而且应用该方法全面了解发动机舱内部流场信息的难度较大。近年来,全三维发动机舱内流动和传热的数值模拟因成本低、周期短及信息丰富等优点而被广泛应用,并指导设计舱体结构及各总成的布局^[3-5],预测发动机舱内的热环境^[6-7],在汽车发动机舱热管

收稿日期: 2011-12-14 修回日期: 2012-01-15

* 国家自然科学基金资助项目(51106062)、国家自然科学基金联合基金资助项目(U1134109)和高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20110061120048)

作者简介: 王晶, 博士生, 讲师, 主要从事流体装备仿生减阻技术研究, E-mail: ccwang@foxmail.com

通讯作者: 张成春, 副教授, 主要从事仿生流体工程学理论及应用研究, E-mail: jluzcc@jlu.edu.cn

理中起着越来越重要的作用。本文所研究的客车在设计之初,发动机后舱门上方与舱体间留有一处开口,该开口对舱内热环境的影响未进行深入分析。目前需将其封闭,但单纯试验不能得到流场变化的相关细节。本文采用数值模拟和试验研究相结合的方法研究后舱门开口对发动机舱内热环境的影响,以提供设计指导。

1 数值模拟

1.1 CAD模型的构建与处理

应用CATIA软件,建立客车CAD模型,应用HPERMESH进行几何清理。本文研究的重点是后舱门开口封闭前后发动机舱内部热流体的相关参数变化,在简化CAD模型时考虑了以下因素:①后视镜、门把手、刮雨器及车牌等对发动舱内流场几乎没有影响,建模时不予考虑。②忽略玻璃与车身表面接缝,将乘员舱及行李舱封闭。③发动机舱内部其它总成均有保留,在建模时对其进行少量简化,但对于极其关注的关键部件不简化或基本不简化,以保证计算结果的准确性。图1给出了客车简化后的几何模型。模型处理完成后,将后舱门封闭,分别分析封闭前后发动舱内流场及发动机舱内部温度场变化。

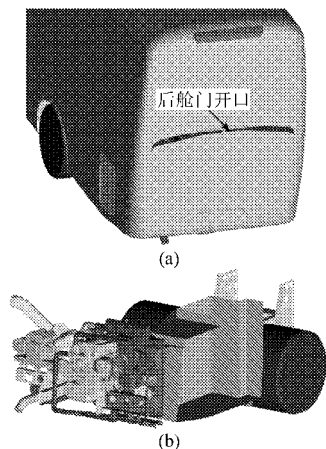


图1 客车CAD模型

Fig.1 Geometric model of bus

(a) 后舱门开口 (b) 发动机舱内部各总成

1.2 数值模拟方法

1.2.1 控制方程和计算模型

基本方程为

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u}\phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (1)$$

式中 \mathbf{u} ——速度矢量,其在 x, y, z 上的分量分别为 u, v, w

ϕ ——通用变量,代表 u, v, w, T 等求解变量

Γ_ϕ ——广义扩散系数

ρ ——流体密度 S_ϕ ——广义源项

对于特定方程, ϕ, Γ_ϕ 和 S_ϕ 具有特定的形式,表1给出了式(1)与连续方程、动量方程以及能量方程的对应关系,表中 μ 为动力粘度, T 为温度(求解变量), k 为流体换热系数, c 为比热容, S_i 为动量守恒方程中的广义源项, S_T 为粘性耗散项。

表1 通用控制方程中各符号的具体形式

Tab.1 Concrete terms of governing equations of flow

方程	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
连续方程	1	0	0
动量方程	u_i	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i$
能量方程	T	$\frac{k}{c}$	S_T

湍流模型选用 RNG $k-\varepsilon$ 模型,该模型考虑了平均流动中的旋转和旋流流动的情况,通过修正湍动黏度,可以很好地处理高变率及流线弯曲程度较大的流动,避免了标准 $k-\varepsilon$ 模型在模拟强旋流、弯曲壁面的流动或弯曲流线流动时产生的失真^[8]。关于 k 和 ε 运输方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + \rho \varepsilon \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) +$$

$$\frac{C_{1\varepsilon}^* \varepsilon}{k} G_k - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3)$$

其中

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (4)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta \eta^3} \quad (6)$$

$$\eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon} \quad (7)$$

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (8)$$

式中 μ_t ——湍动粘度 E_{ij} ——时均应变率

G_k ——平均速度梯度引起的湍动能产生项

k 和 ε 运输方程中相关参数取值如下: $C_\mu = 0.0845$; $\alpha_k = 1.38$; $\alpha_\varepsilon = 1.39$; $C_{1\varepsilon} = 1.42$; $C_{2\varepsilon} = 1.68$; $\eta_0 = 3.377$; $\beta = 0.012$ 。

1.2.2 控制方程的离散及数值解法

选用有限体积法建立离散方程,从开始求解到计算稳定阶段选用一阶迎风格式,计算稳定后选择二阶迎风格式,直到计算收敛。数值解法选用 SIMPLE 算法。

1.2.3 计算网格

计算区域为车前方4倍车长,上方5倍车高,侧

向5倍车宽,车后方6倍车长。计算网格选用图2所示的四面体与六面体的混合网格。由于发动机舱内部结构及车身侧围进气格栅复杂,难以生成六面体贴体网格,因此,中冷器、散热器及部分外流场区域选用六面体网格,发动机舱及车身外部区域则选用适应性较好的四面体网格。网格划分时,流场变化较大的区域及尺寸较小区域网格细化处理,流场充分发展的区域网格单元尺寸相对较大。不同客车模型在网格划分时,网格单元尺寸、网格增长及光顺方式等均保持一致,网格总数1 106.5万。

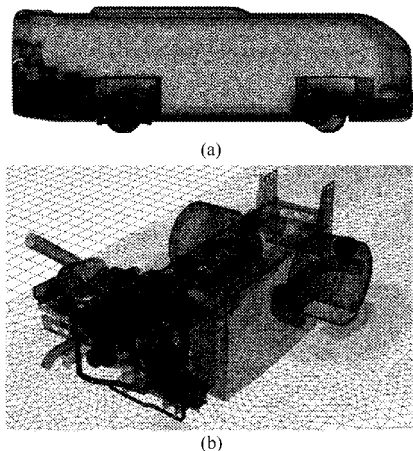


图2 计算网格

Fig.2 Computational mesh

(a) 整车表面网格 (b) 发动机舱内部各组件表面网格

1.2.4 边界条件

计算工况为高速工况,边界条件的设置如下:

- ①速度入口边界,车速为110 km/h,温度为环境温度。
- ②压力出口边界,静压为零,参考压力为101 325 Pa。
- ③环境温度、发动机舱内部发热部件如排气歧管、排气管前端及后端、消声器、排气尾管、缸盖前端及后端、发电机等均由实车测试结果确定。
- ④风扇采用实体CAD模型,流体区域应用MRF模型处理,转速为1 800 r/min。
- ⑤散热器和中冷器的主要区别为内部介质不同,中冷器内部是热空气,而散热器内部则是冷却液,二者均可采用RADIATOR模型处理。RADIATOR边界条件需要定义压力损失系数和热交换系数关于法向速度的数学关系。经过散热器或中冷器区域的压力降与流体动压头呈正比,散热器及中冷器的压力损失比例系数计算公式为

$$K_L = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} \quad (9)$$

式中 K_L ——无量纲损失系数

Δp ——气体经过散热器的压力降

v ——流入散热器或中冷器的初始速度

散热器及中冷器的热交换系数 h 计算公式为

$$h = \frac{\rho v c_p (T_{air,u} - T_{air,d})}{T_{air,d} - T_{ext}} \quad (10)$$

式中 $T_{air,u}$ ——散热器上游温度

$T_{air,d}$ ——散热器下游温度

c_p ——空气比热容

T_{ext} ——热侧流体温度

根据试验结果得到散热器压力损失系数以及热交换系数关于风速的回归方程

$$K_{Ls} = 137.4 - 50.2v + 7.4v^2 - 0.4v^3 \quad (11)$$

$$h_s = 16\,804.5 - 5\,371v + 803.5v^2 - 38.8v^3 \quad (12)$$

中冷器压力损失系数及热交换系数关于风速的回归方程为

$$K_{Lz} = 30.1 - 7.1v + 0.8v^2 - 0.03v^3 \quad (13)$$

$$h_z = 485.2 + 191.4v - 32.5v^2 + 1.9v^3 \quad (14)$$

1.3 数值模拟结果分析

1.3.1 后舱门封闭前后舱内流体流动对比

图3为后舱门开口封闭前后客车尾部流场的变化情况。从图中可以看出,后舱门开口在封闭前只有较少气流流出,开口封闭后,仅在左侧格栅处气流流量增大。由此可以确定,后舱门开口对发动机舱体散热的作用不大。

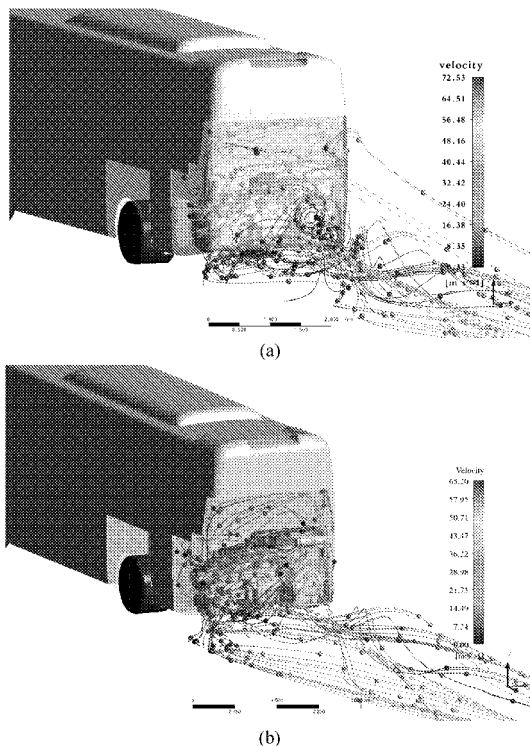


图3 冷却系统进气格栅进入气流流线

Fig.3 Streamlines of airflow in engine compartment flowed through grills of cooling system

(a) 后舱门开口封闭前 (b) 后舱门开口封闭后

图4对比了后舱门开口封闭前后发动机舱内气流流谱变化。从图中可以看出,后舱门开口封闭后,发动机舱内气流总体流动趋势没有显著变化。总体

流动可描述为受风扇的抽吸作用下,气流从进气格栅进入进风舱,通过散热器及中冷器后,在发动机后舱门及发动机右侧面板的阻碍作用下,向车头方向流动。在从行李舱及左侧格栅进入气流的带动作用,从车底流出发动机舱。

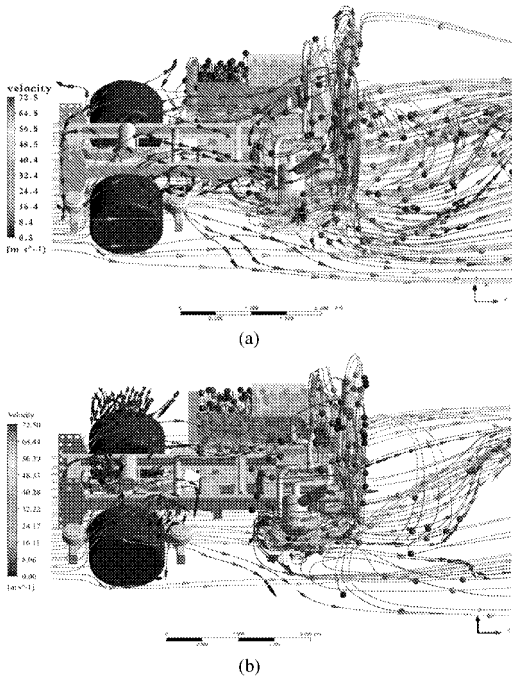


图4 发动机舱内气流流谱

Fig.4 Streamlines of airflow in engine compartment

(a) 后舱门开口封闭前 (b) 后舱门开口封闭后

1.3.2 后舱门封闭前后舱内温度的对比

图5给出了后舱门开口封闭前后发动机舱内部各总成壁面温度等值线云图。从图中可以看出,发动机排气歧管、排气管前端、消声器、管路、中冷器、散热器及副水箱等部件壁面温度较高,发动机舱内部其它部件如消声器上部隔热板、车架等主要受对流及传导加热作用而升温。从图5可以看出,后舱门开口封闭后,消声器壁面略有温升,其它位置温度变化不大。

图6所示是后舱门开口封闭前后垂直于来流平面(平面 $y = -700$ mm通过消声器及空滤器;平面 $y = 0$ mm通过发动机,平面 $y = 800.5$ mm通过冷却风扇)的温度分布云图。从图中可以看出,后舱门开口封闭后,原后舱门开口处的温度略有升高,进气管及空滤器周围略有温升,舱内高温区向车头方向移动。

2 试验

2.1 测试方法

实车测试选择炎热的夏天,以测定发动机舱内流体的热特性;测试路线为某高速路段,测试时准确记录数据开始及结束采集时的位置,行车方向一致;

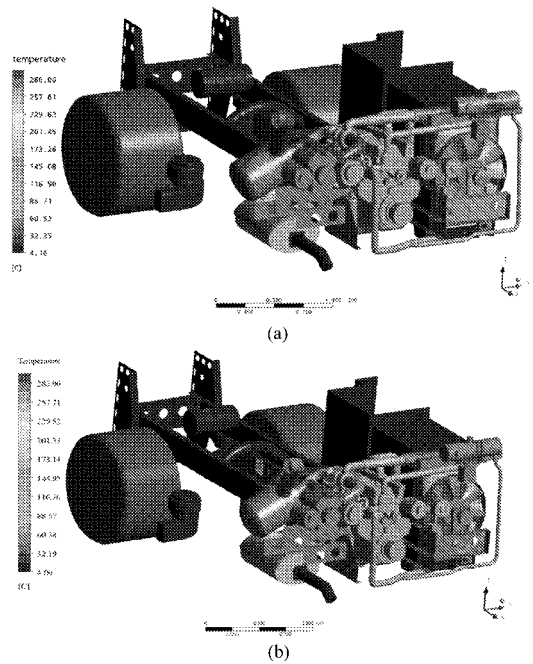


图5 发动机舱内部各总成壁面温度云图

Fig.5 Temperature contours of underhood components

(a) 后舱门开口封闭前 (b) 后舱门开口封闭后

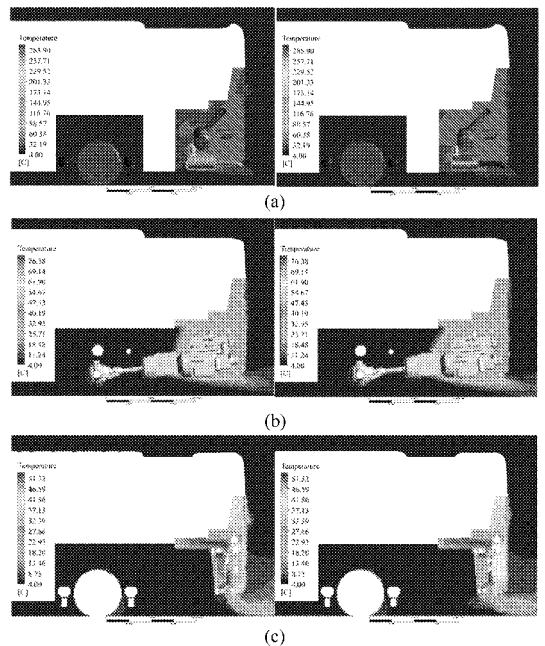


图6 后舱门开口封闭前后垂直于来流平面的温度场等值线云图

Fig.6 Temperature contours of cross section perpendicular to flow direction before and after closure of back door opening of engine compartment

(a) $y = -700$ mm (b) $y = 0$ mm (c) $y = 800.5$ mm

测试在同一天进行,后舱门的封闭材料选用泡沫胶带。选用FLUKE Hydra系列数据采集器,通过热电偶测温测试发动机舱门封闭前后客车发动机进水、发动机出水、中冷前及中冷后的管内温度及发动机舱温。图7是测试点位置示意图。图中,1为环境

温度测试点,2为发动机出水管,3为发动机进水管,4为中冷器前部温度测试点,5为中冷器后部温度测试点,6为后舱门开口右侧,7为后舱门开口左侧,8为冷却风扇后方,9为发动机气缸盖后方,10为压缩机附近,11为离合器上方左侧,12为离合器上方中间,13为离合器上方右侧。

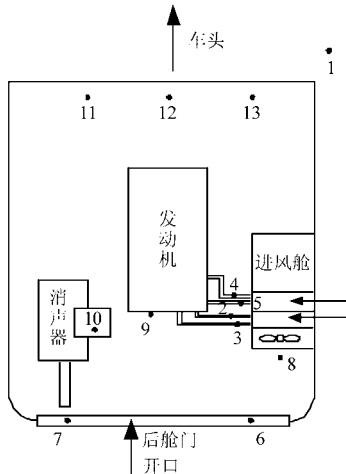


图7 温度测试点位置示意图

Fig.7 Sketch of temperature test location

2.2 试验结果分析

后舱门开口封闭测试时的平均环境温度比后舱门开口打开时高 1.88℃。为了保证对比的准确性,在分析发动机舱温时考虑环境温度的变化。

图8所示是后舱门封闭前后液气温差对比。从图中可以看出,后舱门封闭后,液气温差比封闭前略低,其平均值相差 0.96℃,但测试时环境温度的变化远大于该值,由此可确定,后舱门封闭后液气温差没有显著变化。图9所示是后舱门打开或封闭中冷前后温差,显然,中冷前后温差在发动机舱门封闭前后几乎没有变化。因此,发动机后舱门封闭后没有减小冷却系统的冷却能力。

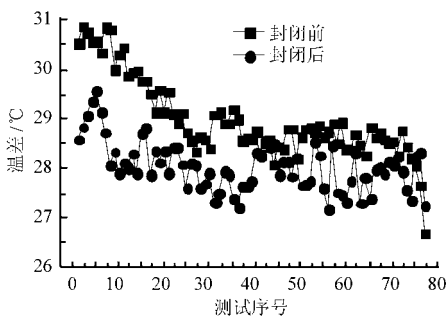


图8 后舱门封闭前后液气温差对比曲线

Fig.8 Comparison of liquid-air temperature differences before and after closure and opening of back door

图10所示是封闭前后发动机后舱门两侧温度的对比。从图中可以看出,后舱门封闭后,舱门右侧温度没有变化,但舱门左侧有 0.4℃温升,结合数值

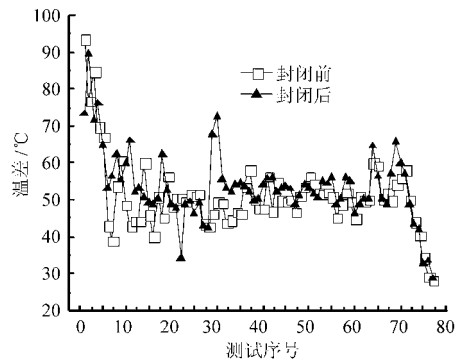


图9 后舱门开口封闭前后中冷前后温差曲线

Fig.9 Comparison of temperature differences between intercooler inlet air and intercooler outlet air before and after closure of back door opening

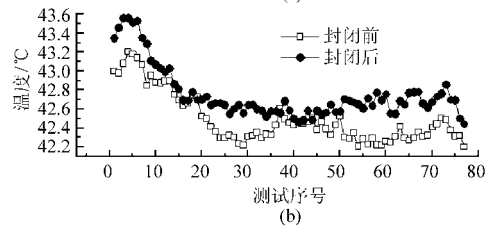
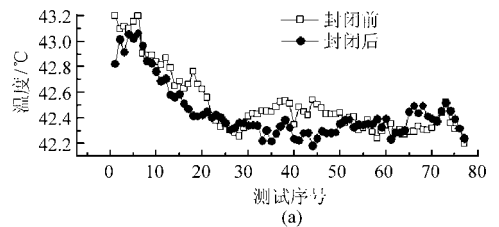


图10 发动机后舱门开口封闭前后两侧温度变化曲线

Fig.10 Changes of temperatures of both sides of back door before and after closure of back door opening

(a) 后舱门右侧 (b) 后舱门左侧

模拟结果可推测,其原因是舱门封闭后风扇后方的热空气对此持续加热造成的,该变化对发动机舱温没有直接的不良影响。

图11所示是后舱门开口封闭前后发动机舱中部各测试点温度变化。从图中可以看出,冷却风扇后方温度几乎没有变化,发动机气缸盖后方及压缩机附近温度平均值也没有显著变化,但在舱门封闭后,温度随时间变化幅值减小,这表明后舱门封闭使得这两处受外部冷空气影响变小,速度脉动减弱。

图12所示是后舱门开口封闭后发动机舱前端各点的温度变化。从图中可看出,离合器附近温度略有升高,结合数值模拟可知,离合器附近温度升高是因为封闭后减弱了客车底部气流将热空气向下游的带动作用所致。

3 结论

(1)发动机舱内的空气流动主要受发动机冷却风扇的抽吸作用,其它开口对舱内流动的影响较小。

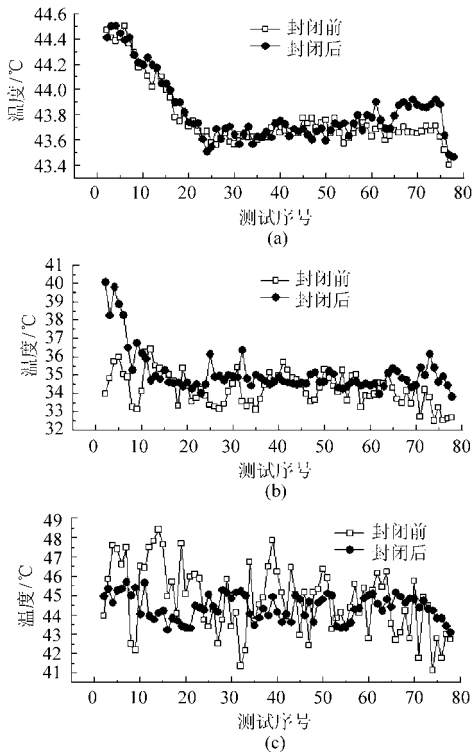


图 11 后舱门开口封闭前后发动机舱中部各测试点温度变化曲线

Fig. 11 Changes of temperatures of intermediate section of engine compartment before and after closure of back door opening

(a) 冷却风扇后方 (b) 发动机气缸盖后方 (c) 空调压缩机附近

从进风舱格栅处进入后,通过散热器及中冷器后,绝大部分在车底外部气流的带动下流出发动机舱。

(2) 发动机后舱门开口封闭后,液气温差及中

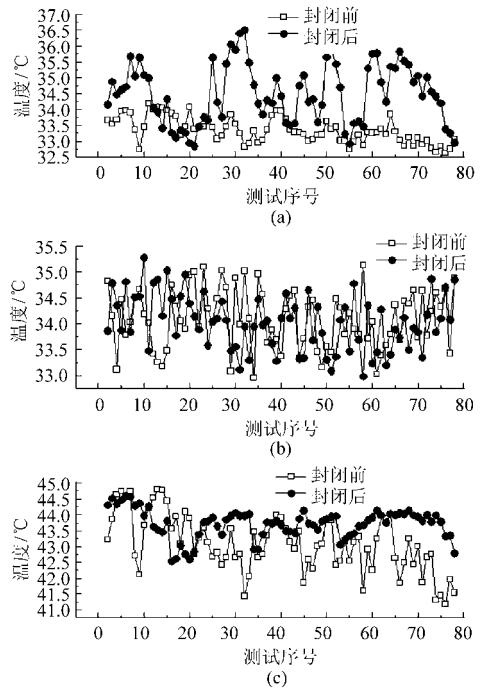


图 12 后舱门封闭前后发动机舱前端各点温度变化曲线

Fig. 12 Changes of temperatures of antennal region of engine compartment before and after the closure of back door

(a) 离合器左上方 (b) 离合器正上方 (c) 离合器右上方

冷前后温差变化很小,说明发动机后舱门开口封闭没有降低冷却系统的冷却能力。

(3) 后舱门开口封闭后,后舱门原开口处、离合器附近略有温升,但发动机附近温度变化幅度减小。实车测试发现,开口封闭后舱内热环境的微小变化不会对客车的性能造成不良影响。

参 考 文 献

- 1 Franchetta M, Suen K O, Williams P A, et al. Investigation into natural convection in an underhood model under heat soak condition[C]. SAE Paper 2005-01-1384, 2005.
- 2 Franchetta M, Bancroft T G, Suen K O. Fast transient simulation of vehicle underhood in heat soak [C]. SAE Paper 2006-01-1606, 2006.
- 3 Yang Zhigang, Bozeman Jeffrey, Shen Fred Z, et al. CFRM concept for vehicle thermal system[C]. SAE Paper 2002-01-1207, 2002.
- 4 赵又群,张海滨. 含地面效应、发动机舱内流的轿车流场仿真[J]. 中国机械工程, 2008, 19(17): 2138~2141.
Zhao Youqun, Zhang Haibin. Simulation analysis of car flow field with underhood and ground effect[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(17): 2138~2141. (in Chinese)
- 5 肖国权,杨志刚. 轿车发动机舱内流动与散热特性数值模拟研究[J]. 武汉理工大学学报:交通科学与工程版, 2010, 34(6): 1133~1137.
Xiao Guoquan, Yang Zhigang. Simulation on vehicle underhood thermal management system[J]. Journal of Wuhan University of Technology: Transportation Science & Engineering, 2010, 34(6): 1133~1137. (in Chinese)
- 6 Timothy P N, Sunil K J. Improving truck underhood thermal management through CFD[C]. SAE Paper 2002-01-1027, 2002.
- 7 Vivek K, Sachin A S. Underhood thermal simulation of a small passenger vehicle with rear engine compartment to evaluate and enhance radiator performance[C]. SAE Paper 2010-01-0801, 2010.
- 8 Papageorgakis G C, Assanis D N. Comparison of linear and nonlinear RNG-based $k-\epsilon$ models for incompressible turbulent flows[J]. Numerical Heat Transfer Part B, 1999, 35(1): 1~22.