

后置客车发动机舱温度场试验

沈凯¹, 徐向阳², 王先勇², 倪计民¹

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 一汽客车(无锡)有限公司, 江苏 无锡 214177)

摘要: 针对后置客车发动机冷却系统散热不良的情况, 通过客车道路试验实测了后置发动机舱空间各点温度分布情况, 并分析了温度场分布的原因. 对比了在不同车速下百公里油耗和发动机舱温度场分布的关系, 分析温度场分布随车速变化的规律. 指出在保证冷却系统冷却能力的情况下, 冷却空气流量与散热器散热量成正比. 并利用场协同理论, 分析发动机舱内流场和传热特性, 指出发动机舱内布置要减少涡流并尽量使温度梯度与流动方向一致.

关键词: 后置发动机舱; 温度场; 场协同

中图分类号: TK402

文献标志码: A

Experiment on Temperature Field in Rear Engine Compartment

SHEN Kai¹, XU Xiangyang², WANG Xianyong², NI Jiming¹

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. FAW Bus and Coach (Wuxi) Co. Ltd., Wuxi 214177, China)

Abstract: The temperature field in the rear engine compartment was measured and its cause was analyzed with the bus road test for defective cooling system in the rear engine compartment. The relationship between temperature field and brake specific fuel consumption at different bus speeds is compared. The comparative study results explains why the temperature field changes with bus speeds and indicates that when the cooling capacity of the cooling system is large enough, the air mass flow of cooling air is in proportion to the heat release of the radiator. Flow field and heat transfer characteristics are analyzed in engine compartment according to the field synergy principle. A proposal is put forward to try out decreasing vortex and keeping the direction of flow and temperature gradient consistent in the arrangement of rear compartment.

Key words: rear engine compartment; temperature field; field-synergy

近年来客车发动机后置越来越成为主流, 主要因为后置式发动机客车具有客舱噪声小、舒适性高、轴负荷均匀、传动链短、机械效率高以及发动机舱空间大、各部件相对方便配置等优势. 但是在使用中发现, 后置发动机存在不同程度的水温偏高, 甚至散热器冷却水沸腾现象, 发动机过热等不良现象对发动机及其配件寿命带来严重影响, 而造成后置发动机冷却系统散热不良的主要原因是发动机的冷却系统没有迎面风, 其冷却空气主要依靠冷却风扇和侧面格栅进风. 研究表明, 后置发动机与前置发动机相比冷却风量损失 30% 以上^[1].

因此后置发动机客车冷却系统的工作能力至关重要, 如今一般研究的重点主要放在零部件的优化上, 其中以散热器和风扇的优化改进最为突出. 如增加散热器正面积以扩大迎风面积^[2], 减小散热器芯子厚度来减小风阻, 改变散热器结构参数增加散热肋片提高散热效率等^[3]; 提高风扇转速, 改变风扇叶片数量, 优化风扇叶片角度等提高风扇气动性能^[4-6]. 除了对零部件的改进, 研究人员对减小空气流动阻力也提出了相关的设计和设想^[7-8]. 但是关于发动机舱整体布置对冷却系统的影响的研究相对较少.

基于上述原因, 以某后置客车为研究对象, 针对冷却系统过热甚至“开锅”问题, 通过道路试验观察发动机舱温度分布情况. 因为在环境温度比较低并保证冷却系统散热能力的情况下进行道路试验可以更加清晰地观察后置发动机舱热点分布情况, 分析热点分布对发动机冷却系统的影响, 并通过道路油耗试验分析油耗、车速和后置发动机舱温度场变化.

1 试验仪器和方法

1.1 试验仪器

试验中选用记录型多点温度采集仪测量温度场

收稿日期: 2012-04-18

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金(1700219107); 教育部高等学校博士学科点专项科研基金(2011007212002)

第一作者: 沈凯(1984—), 男, 博士生, 主要研究方向为整车热管理、发动机冷却系统等. E-mail: generalsk@163.com

分布,利用光电式车速仪测量车速,采用“挂油桶称重法”测量油耗.具体仪器参数如表 1 所示.试验客车的主要参数如表 2 所示.

表 1 试验测量仪器

Tab.1 Test instruments

仪器	精度
记录型多点温度采集仪	0.1 °C
干湿球温度计	0.1 °C
光电式车速仪	0.1 km · h ⁻¹
轴重台(ZD2001B)	10 N
电子秤	0.001 kg

表 2 试验客车主要参数

Tab.2 Main parameters of the test bus

长/mm	宽/mm	高/mm	轴距/mm	油箱容积/L	轮胎规格	车轮额定载荷/kg	迎风面积/m ²
10 350	2 180	3 418	5 000	280	11R22.5-16PR	单胎 3 000,双胎 2 725	7.64
整车整备质量/kg	有效制动半径/mm	制动效率	整车满载质量/kg	变速箱传动比	传动系布置形式		
10 500	176	0.95	14 200	6.75,3.87,2.36, 1.47,1.00,0.83	4×2 后置后驱		
倒档速比	主减速比	效率					
6.21	4.11	0.96					

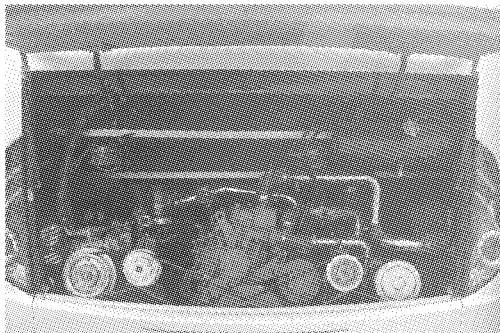


图 1 试验客车发动机舱

Fig.1 Engine compartment arrangement

1.3 试验方案

试验主要在高速公路上进行,为了能准确计算发动机转速,在恒定速度行驶时挡位始终在直接挡.分别测量在 40,50,60,70,80,90 km · h⁻¹时的油耗和机舱空间各点的温度.整车空载质量为 10 500 kg,试验中实际载荷为 13 800 kg.试验过程中环境温湿度基本稳定,温度范围为 5~7 °C,相对湿度范围为 38%~40%,基本无风,环境条件良好.

2 试验结果分析

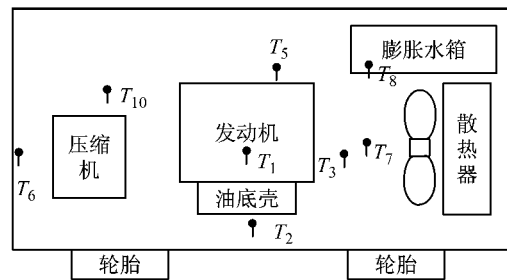
2.1 发动机舱温度分布

2.1.1 不同高度温度分布

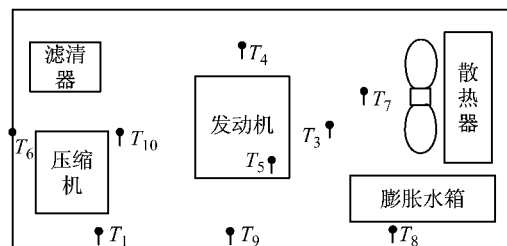
分别比较客车在不同车速下发动机舱内空间不同高度各测点温度分布,如图 3 所示.

1.2 测点布置

试验中为了对发动机舱温度场进行测量,共布置 10 个机舱空间温度测点,分别为发动机舱背面出口处(靠左)T₁测点、发动机下方 T₂测点、发动机右侧偏下 T₃测点、发动机前 T₄测点、发动机上方(靠近发动机进气管)T₅测点、靠近左边格栅处 T₆测点、发动机右侧偏上冷却风扇之后 T₇测点、膨胀水箱处 T₈测点、发动机舱背面出口处(中间)T₉测点、发动机左侧偏上(靠近助力转向油泵)T₁₀测点.试验用客车后置发动机舱如图 1 所示,具体测点布置如图 2 所示.



a 后视



b 俯视

图 2 发动机舱温度测点布置

Fig.2 Temperature observation sites in engine compartment

从图 3 可以看出,在发动机舱内不同高度温度变化存在明显的梯度特点.自点 T₂ 开始温度较低;点 T₃ 温度有所升高,但是升温幅度不大;到点 T₁₀, T₇ 时,与下方 2 点的温差突然变大;再到发动机上方时,温度变化呈现与车速的相关性,客车低速行驶时温度较低,随着车速提高温度升高很快,高速行驶时发动机舱内最高温度出现在该点.

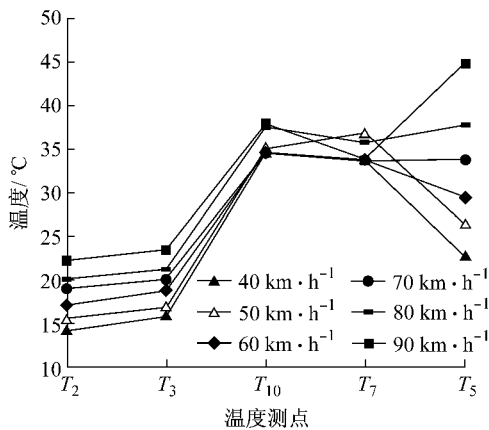


图3 不同高度机舱空间各点温度

Fig.3 Temperatures at different heights in engine compartment

对发动机舱温度场分布特点的综合分析认为:

①发动机舱内最低点出现在点 T_2 , 尽管此处靠近发动机油底壳和排气管, 但是由于高度已经基本和整车底盘齐平, 顺着底盘的迎面风已经可以流到发动机下方, 对发动机下部进行降温。②点 T_3 在发动机和风扇之间偏下方的位置, 此处受到底盘风的影响依然较大, 但是也有部分经过散热器加热的冷却空气流过, 所以温度比点 T_2 稍高。③点 T_7 位于发动机和风扇之间距风扇较近, 此处位置较高, 底盘风已经很少能影响到, 主要是经过散热器加热的冷却空气流过, 温度上升很快。④点 T_{10} 在发动机和左侧格栅之间, 从格栅进入的环境空气由于角度和发动机舱内结构的关系多数无法流过, 加上发动机的阻挡, 从右侧冷却风扇吹来的冷却空气对此处的影响也很少, 所以温度较高。⑤点 T_5 在发动机上方, 受到发动机散热的直接影响, 加上发动机舱内的热空气大多数经过此处后由发动机舱后出口排出, 当客车低速行驶时, 发动机舱内空气一部分从舱后背面排出; 但由于底面开口较大, 车速较低时也有一部分热空气从机舱底面排出。但在车速较高时, 一方面是发动机和散热器的散热量随之增加, 另一方面由于车速较高, 机舱内部与舱外环境空气相比形成负压区域, 大量环境空气从两侧格栅和机舱底面涌入, 而从底面排出的热空气比例随之减少, 相应的从机舱背面出口排出的热空气量增加, 即经过发动机上部的热空气量增加, 导致此处温度上升很快。因此此处的发动机进气管保温措施显得尤为重要, 如果受到此处温度影响, 发动机的充气效率会降低。

2.1.2 同一高度温度分布

选择接近发动机上部的某一平面测试其温度分布。因为右侧格栅附近有散热器和风扇阻挡无法布置测点, 所以仅测得从左到右点 T_6, T_{10}, T_7 的温度

分布, 如图4所示。

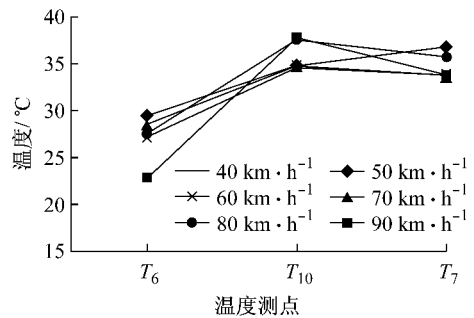


图4 同一高度机舱空间各点温度

Fig.4 Temperatures at the same height in engine compartment

从图4可以看出, 在发动机舱内同一水平高度发动机左侧越靠近发动机温度越高, 但是在发动机右侧空间内温度变化不大。分析认为, 左侧格栅由于角度的关系只有一部分冷却空气流向发动机, 而右侧格栅的进风受到冷却风扇的驱动, 有大量的冷却空气经过散热器加热后流向发动机, 但在发动机表面形成回流, 与冷却风扇空气再混合, 因此在发动机和冷却风扇之间的对流较强, 且存在回流和涡流, 所以在这片区域内温度变化不大。

2.2 发动机舱空间各点温度随车速的变化

在客车道路试验中, 因为档位不变, 所以百公里油耗变化基本随车速提高而增加, 如图5所示。

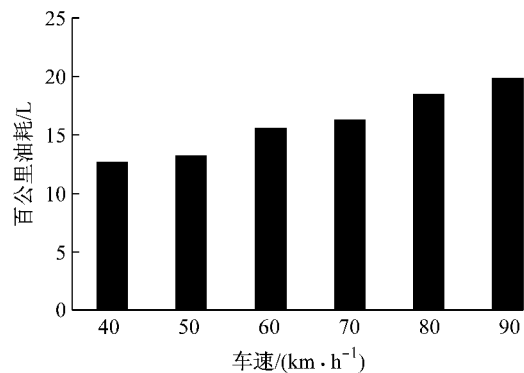


图5 直接挡情况下百公里油耗与车速的关系

Fig.5 Relationship of fuel consumption and speed per 100 km at direct gear

发动机舱空间各点温度随车速的变化情况如图6所示。从图6可知, 机舱各测点温度多数随着车速的变化而变化, 但是也有空间点温度随车速的变化幅度不大, 如点 T_6, T_7, T_{10} 。分析认为, 左侧格栅附近受环境温度影响较大, 但是在车速达到 $90 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时温度突然降低, 说明在车速较高的情况下, 大量环境空气涌入打破此处热平衡, 导致了温度的下降, 可以预见, 若车速继续提高, 点 T_6 的温度将继续下降。

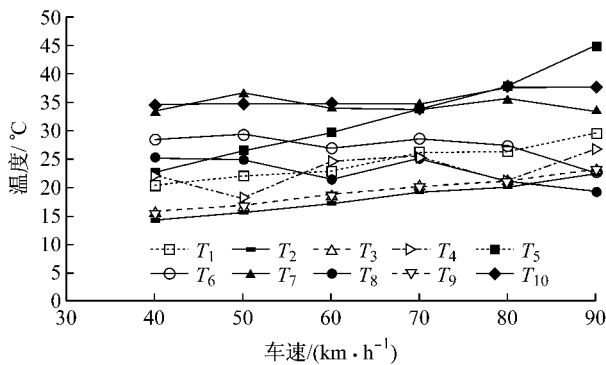


图6 测点温度随车速的变化

Fig.6 Temperatures of different measure points at different speeds

在发动机左侧,助力转向油泵附近,此处离发动机本身较近,离左侧格栅较远,同时因为发动机的阻挡,冷却风扇的冷却空气也很少能涉及此处,所以导致此处温度较高.与点 T_6 相反,由于受发动机散热影响较大,受左侧格栅处冷空气影响较小,在车速达到 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,发动机散热量增加幅度超过冷空气流量增加幅度引起点 T_{10} 的温度升高.

点 T_7 位于风扇和散热器后,图3和图6都表明此处温度随着车速变化基本保持不变,说明在发动机冷却系统散热能力完全满足的情况下,通过电磁离合器风扇调节冷却风量,冷却空气出口温度基本不变,这与其他试验中结果是吻合的^[9].由此根据式(1)可知,在可调速冷却风扇调节下,散热器散热量与冷却空气流量成正比.

$$Q = q_{vw}c_1(t_1 - t_2) = q_{va}c_2(t_4 - t_3) \quad (1)$$

式中: Q 为散热器散热量, J ; q_{vw} 为冷却水流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; c_1 为冷却水比热容, $J \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$; t_1 为散热器进口冷却水温度, $^{\circ}\text{C}$; t_2 为散热器冷却水出口温度, $^{\circ}\text{C}$; q_{va} 为冷却空气流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; c_2 为冷却空气比热, $J \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$; t_3 为冷却空气进口温度, $^{\circ}\text{C}$; t_4 为冷却空气出口温度, $^{\circ}\text{C}$.

在靠近机舱上部出口处布置了 T_1, T_9, T_8 , 分别是左、中、右3点,如图7所示.随车速变化的温度分布如图6所示.

发动机舱背面上部出口附近温度相差不大,基本上保持在 $20^{\circ}\text{C} \sim 30^{\circ}\text{C}$,点 T_1 随着车速提高温度也慢慢提高.低速行驶时,点 T_8 相对其他2点温度稍低,那是因为点 T_8 被膨胀水箱阻挡,流经散热器和发动机被加热的热空气很少从右边排出,此处可以说是整个发动机舱的死角.但是随着车速的增加,特别到 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时温度上升很快,而点 T_9 的温度却下降,这是因为发动机转速提高导致整个发动机舱的散热量增加,而车速提高后冷却风量随之增加,点 T_9 温度反而下降,点 T_8 由于没有足够的风量

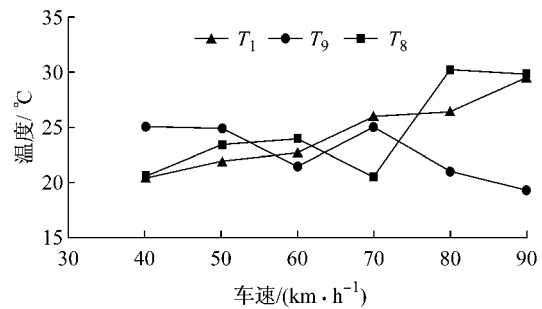


图7 发动机舱出口处温度随车速的变化

Fig.7 Temperatures variation with speeds at the exit of engine compartment

将热量排出,因此温度反而比点 T_9 高.点 T_8 在发动机散热量小、冷却系统散热效果较好时温度较低,而在发动机散热量大、冷却系统散热效果差时会是整个发动机舱内温度最高点之一.

除上述各点外,从图7可以知道,随车速增加而温度升高的还有点 T_2, T_3 .这2点的温度上升率较小,如 T_2, T_3 温度升高是由于靠近油底壳,转速增加后,机油泵流量增加,润滑系统带走热量增加,使油底壳温度升高,但又由于2点都靠近底盘,车速提高后迎面风量也大大增加,因此温度升高并不快.点 T_3 位置比点 T_2 稍高,所以温度也较高,但是升温率基本和点 T_2 相同.

3 场协同与发动机舱温度场

清华大学的过增元教授从流场和温度场相互耦合的角度出发提出了对流传热强化的场协同理论^[10-11],该理论把对流传热比拟为有内热源的导热,热源强度不仅取决于流体的速度和物理性质,流速矢量与热流矢量的协同作用对对流传热也有关键影响.对流的存在不仅能强化传热,也可能对传热无实质影响,甚至会削弱传热.二维场协同的换热原理如无因次关联式(2)所示:

$$Nu = RePr \int_0^1 (\mathbf{U} \cdot \nabla T) dy \quad (2)$$

式中: Nu 为努赛尔数; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数; U 为流体速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; ∇T 为温度梯度, $^{\circ}\text{C}$; y 方向指与流体运动垂直的方向. $\mathbf{U} \cdot \nabla T = |\mathbf{U}| |\nabla T| \cdot \cos \beta$, β 为 U 和 ∇T 的夹角.

因此当 $\cos \beta > 0$,即 $0^{\circ} < \beta < 90^{\circ}$ 时, Nu 随 β 的减小而增大;当 $\beta = 0^{\circ}$ 时, Nu 达到最大值.而发动机舱中发动机和散热器表面温度梯度变化示意图基本如图8所示.可以明显发现除了热源附近温度梯度比较大、等温线比较密集外,右侧空间的等温线比左侧密集很多,这是因为在冷却风扇和散热器的作用下

经过散热器加热的冷却空气流到发动机时引起了涡流。涡流是影响壁面换热的重大因素,这是因为涡流事实上多数是由流体受到回流影响而形成。根据式(2),在冷却壁面当冷流体正对热壁面流动时是 $\beta=0^\circ$ 、流体沿着最大温度梯度方向流动、 Nu 最大、换热系数最大的时候。一旦发生回流,回流的 $\beta=180^\circ$,是 Nu 为负值最小的情况,因此回流的产生会极大削弱壁面的冷却效果。

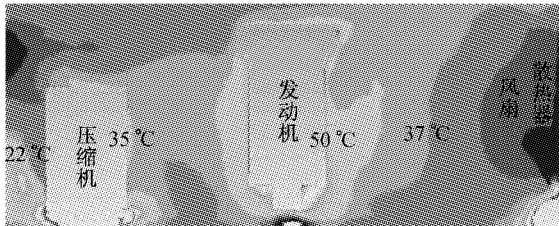


图8 车速 $50\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 时发动机舱某水平面温度分布示意
Fig.8 Temperature distribution in a plane of engine compartment at the speed of $50\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

在发动机舱的布置中,减少回流将有效提升散热效果。首先,在冷却风扇和发动机之间尽可能少布置零部件,以减少风道阻力和回流;其次,在发动机表面可以安装 90° 圆角导流板,引导冷却风经过发动机表面后不会回流而是改变方向从发动机舱尾部出口流出。另外,在对发动机舱内部件进行冷却时,舱内散热单元布置应该尽量遵循沿冷却空气流动方向并根据温度逐渐升高的顺序排列,使换热效率达到最大。

实际的后置客车发动机舱中零部件繁多,舱内流场非常复杂,零部件布置会直接影响发动机冷却系统及舱内的散热效果。而有效的热管理分析可以优化冷却系统,保证零部件可靠工作,降低整车油耗,实现节能减排。

4 结论

(1) 就本车型而言,从后置发动机舱空间温度分布来看,上部温度较高,下部温度较低,发动机右侧空间温度比左侧稍高。最高温度出现在发动机上部,因此要加强发动机进气管的保温措施,否则会导致充气效率下降。

(2) 在发动机冷却系统散热能力足够的情况下,冷却风扇调节转速使冷却空气出口温度随车速基本保持不变,冷却空气流量与散热器散热量成正比。

(3) 发动机舱内产生的涡流是削弱壁面降温的重要原因。舱内各部件的布置应该尽量使温度梯度方向与流动方向相同。

(4) 原车型发动机舱温度场和流场的测量、模

拟分析对优化冷却系统和发动机舱设计起到至关重要的作用。在保证车辆可靠运行的基础上,降低油耗,实现节能减排。

参考文献:

- [1] 于恩中,孙彦君,吴明,等. 发动机后置客车冷却系的总体布置与设计[J]. 客车技术与研究, 2006, 28(3): 30.
YU Enzhong, SUN Yanjun, WU Ming, et al. The overall arrangement design of the bus cooling-system with the rear-mounted engine[J]. Bus & Coach Technology and Research, 2006, 28(3): 30.
- [2] Chiou J P. The effect of the flow nonuniformity on the sizing of the engine radiator[C]//SAE Transactions. Warrendale: SAE, 1980: 800035.
- [3] 陈姿伶. 散热器翅片长度对散热能力影响的仿真研究[J]. 实验科学与技术, 2005(S1): 175.
CHEN Ziling. Simulation and optimization of the length of radiator wing and the influence on heat dissipation [J]. Experiment Science & Technology, 2005(S1): 175.
- [4] 上官文斌,吴敏,王益有,等. 发动机冷却风扇气动性能的计算方法[J]. 汽车工程, 2010, 32(9): 799.
SHANGGUAN Wenbing, WU Min, WANG Yiyong. Calculation method of aerodynamic performances of engine cooling fans [J]. Automotive Engineering, 2010, 32(9): 799.
- [5] Moreau S, Bennett E. Improvement of fan design using CFD [C]//International Congress & Exposition. Detroit: SAE, 1997: 970934.
- [6] 徐锦华,倪计民,石秀勇,等. 车用冷却风扇安装位置对其性能影响的分析研究[J]. 汽车技术, 2012, 436(1): 1.
XU Jinhua, NI Jiming, SHI Xiuyong. Investigation on the effects of mounting position on performance of automobile engine cooling fan [J]. Automobile Technology, 2012, 436(1): 1.
- [7] 廖清华. 后置发动机大客车水箱风道导流板的设计[J]. 客车技术, 1997, 16(4): 18.
LIAO Qinghua. Design of air guide in the rear-mounted engine [J]. Bus & Coach Technology, 1997, 16(4): 18.
- [8] 胡骅. 后置水冷发动机客车底盘冷却系的布置[J]. 客车技术与研究, 1991, 13(3): 207.
HU Hua. Arrangement of the bus cooling-system with the rear-mounted engine [J]. Bus & Coach Technology and Research, 1991, 13(3): 207.
- [9] 王忠,历宝录,黄成海,等. 后置发动机客车机舱空间温度场的实验研究[J]. 汽车工程, 2006, 28(3): 262.
WANG Zhong, LI Baolu, HUANG Chenghai. An experimental study on the temperature field in engine compartment of rear engine bus [J]. Automotive Engineering, 2006, 28(3): 262.
- [10] 过增元. 换热器中的场协同原则及其应用[J]. 机械工程学报, 2003, 39(12): 1.
GUO Zengyuan. The field synergy principle and application in heat exchange [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(12): 1.
- [11] 过增元. 对流换热的物理机制及其控制: 速度场与热流场的协同[J]. 科学通报, 2000, 45(19): 2118.
GUO Zengyuan. Physical mechanism and control of heat convection [J]. Chinese Science Bulletin, 2000, 45(19): 2118.