

DOI: 10.7652/xjtuxb201703003

利用矩阵风扇的发动机舱流场优化

王宏朝, 单希壮, 杨志刚

(同济大学上海市地面交通工具风洞中心, 201804, 上海)

摘要: 发动机舱热管理逐渐成为提高发动机性能的重点问题,为此在传统乘用车的单风扇系统上设计了5种矩阵风扇,并利用数值模拟技术分析了阵型对冷却模块空气侧流场的影响,在此基础上引入导风管进一步研究了冷却模块的空气质量流量及前端热回流效果。结果表明:相比单风扇系统,矩阵风扇型式下通过散热器的空气质量流量有所提升,特别在高速工况下,受冲压气流的作用散热器表面的速度均匀度提高,通过散热器的空气质量流量提升,前端热回流减少;引入导风管后不仅能够进一步提高车辆在高速工况下通过散热器的进气量,而且可以降低怠速时冷凝器迎面温度;结合导风管的矩阵风扇可在不减少冷却模块进气量的前提下,通过降低风扇转速来减少冷却系统的能耗,进而提高燃油经济性,抑制怠速时车辆前端的热回流,改善冷却模块的换热性能。

关键词: 矩阵风扇;导风管;冷却模块;流场优化

中图分类号: U467.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)03-0014-06

Optimization for Underhood Flowfield by Matrix Fan

WANG Hongchao, SHAN Xizhuang, YANG Zhigang

(Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Underhood thermal management has gradually become the key problem for improving the engine performance. Based on single fan configuration of a traditional passenger car, five matrix fan configurations are totally designed, and the effects of different configurations on the air-side flowfield of cooling module are numerically simulated. Introducing an air duct, the effects of air mass flowrate and hot air recirculation on the front end are further analyzed. The results indicate that the matrix fan configurations can increase the mass flowrate through the radiator compared with the original single fan configuration, especially in high-speed condition. With the ram air effect, the velocity uniformity is improved, the air mass flowrate is enhanced, and the hot air recirculation is also lessened. Setting air duct heightens the mass flowrate through the radiator at high speed, and lowers the average temperature on windward surface of condenser at idle. In conclusion, matrix fan with air-duct reduces power consumption of cooling system without the penalty of air intake capacity of front end by decreasing the fan rotation speed, and then improves the fuel economy and the heat transfer performance of cooling module by suppressing the hot air recirculation at idle.

Keywords: matrix fan; air-duct; cooling module; flowfield optimization

日趋严格的排放法规以及不断攀升的油价,使得发动机舱热管理逐渐成为各研究机构关注的重点,同时车身造型的改变、高性能发动机的普及以及增压中冷等新技术的应用也为发动机舱热管理提出了新的要求^[1]。目前,发动机舱热管理的首要目标是保证车辆前端能够高效地提供充足的冷却空气,即车辆前端设计不仅保证冷却模块的散热性能最优,同时应使冷却系统的功耗以及对车身气动阻力的影响最小^[2]。

在车辆冷却系统中风扇是其中能耗最大的部件^[3]。现有研究表明,通过采用一组小尺寸的风扇组合来代替原有的单风扇系统,冷却系统功耗能够明显降低^[4-7]。同时,在采用矩阵风扇时,各风扇之间会存在显著的相互干涉且会导致二次流的产生,通过调整不同风扇之间的转向或增加隔断均能够减小此干涉作用,提高散热器进气效率^[8]。在车辆高速行驶时,通过发动机舱的冷却气流主要由冲压空气驱动,由于保险杠等干扰物的存在,使得冷却气流在到达散热器表面时变得极为不均匀,从流体力学的观点来看,该不均匀性会严重降低散热器的换热性能^[9],而通过添加气动优化装置能够有效提升散热器表面的流动均匀性,进而增加通过散热器的空气流量^[10]。

本文首先基于某乘用车的传统单风扇冷却系统设计了不同的矩阵风扇,对比了不同的矩阵风扇对前端冷却模块空气侧流场的影响,在此基础上引入气动优化装置——导风管,分析了其对通过冷却模块的空气质量流量以及前端热回流的优化效果。

1 仿真设置

1.1 数值模型

本文所采用的数值模型为某三厢乘用车,该模型为1:1整车模型,且基本保留了所有的实车细节,忽略发动机舱中对流场影响较小的组件,如输电线、螺栓等。图1为该车的冷却模块、发动机舱以及车身底部视图。数值计算的湍流模型选择 Realizable $k-\epsilon$ 模型,近壁面使用两层全 y^+ 壁面处理以减少对边界层网格质量的敏感性^[11]。

图2为计算域模型及对称面网格,该计算域参照同济大学环境风洞创建。风洞为开口式风洞,包括收缩段、喷口、试验段、驻室、收集口以及扩散段,车辆前端距离喷口1.7 m。为避免出口边界出现回流、影响计算稳定性,需要延长扩散段,文中扩散段取15 m。模型的面网格划分采用三角形网格,体网

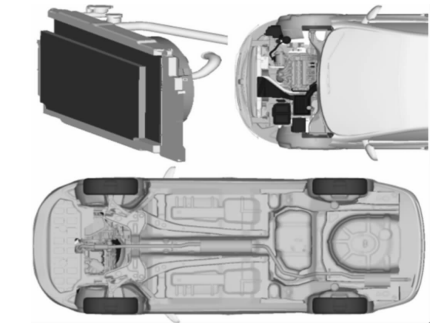


图1 冷却模块、发动机舱及车身底部布置图

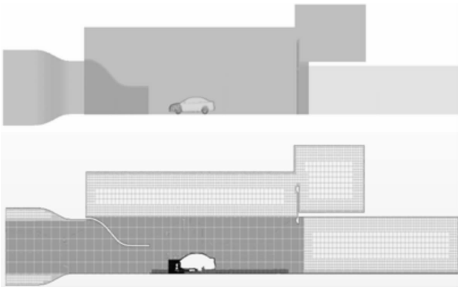


图2 计算域模型及对称面网格

格划分采用以六面体为核心的剪裁体网格。各区域的网格尺寸参考表1进行设置,并对发动机舱、车身底部等关键区域进行局部加密,最终划分的体网格数约为2 500万。所有算例皆采用稳态计算,在迭代5 000步后残差数量级降至 10^{-4} ,认为计算收敛。

表1 各区域网格尺寸

域网格尺寸/mm			壁面边界层尺寸/mm	
车身前部	车身尾部	发动机舱	地面6层	其他2层
5	4	5	50	3

1.2 边界条件

入口边界为质量流量入口,出口边界为分散流出口,壁面边界取固定壁面。散热器、冷凝器使用多孔介质模型,其黏性阻力系数和惯性阻力系数通过台架测试数据拟合得到,散热器换热采用单流体换热器模型进行模拟。

风扇模拟采用 MRF(多重参考系)模型,该模型将包围风扇叶片的流体区域设定为旋转坐标系,并以此模拟风扇转动。在忽略辐射换热影响后将放热部件(热源)设定为均匀的温度壁面边界,将受热部件(热汇)设定为绝热壁面条件,环境温度设为28℃。

1.3 数值模型验证

通过对比车辆前端总压来验证仿真模型,在车头前端200 mm处安装总压排,总压排中共布置了28个直径1 mm总压管,验证试验在同济大学地面交通工具风洞中心的环境风洞中进行,如图3所示。



图 3 车辆前端总压验证试验图

试验风速为 120 km/h,风洞试验中来流速度由位于喷口上方的皮托管调控,通过在数值模型中相同位置处设置风速监测点来保证试验与仿真具有相同的入口边界条件。图 4 为试验与仿真结果对比,可以看出:在近地面($H<0.2\text{ m}$)处,试验测得的地面边界层比数值模拟的厚;在核心射流区,仿真所得的总压分布与试验结果比较一致,二者的平均误差在 1.14%左右,该误差主要是试验过程中传感器等产生的测量误差以及在建模过程中模型简化引入的模型误差。考虑到此类误差,可认为该数值模型具有较高的模拟精度。

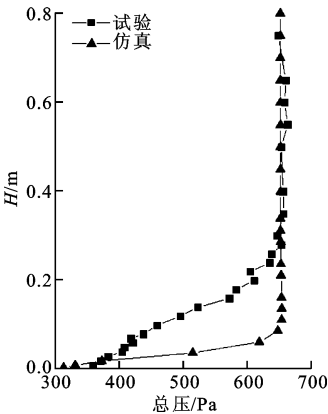


图 4 车辆前端总压的试验与仿真结果对比

1.4 矩阵风扇设计

矩阵风扇布置型式是在原有的单风扇结构基础上进行改装,共设计风扇数 $n=2,4,6,8,15$ 的 5 种风扇矩阵,如图 5 所示。各矩阵中的风扇与单风扇系统的结构相同,仅存在径向尺寸上的差别,各风扇直径如表 2 所示。同时,对各风扇区域进行隔断,以避免风扇区域之间的相互干涉以及二次流的产生。

表 2 各矩阵风扇直径

n	1	2	4	6	8	15
风扇直径/mm	392	274	163	163	123	100

1.5 工况设定

车辆在行驶过程中会遇到各种热极限工况,如

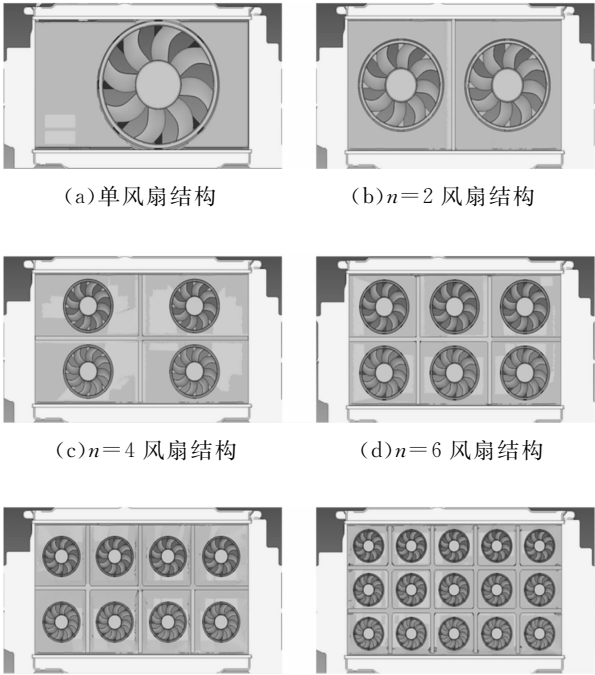


图 5 矩阵风扇结构

低速爬坡、怠速和热浸等,这里选取怠速工况作为研究对象。因为在怠速下车辆前端没有冲压空气作用,冷却模块主要依靠风扇驱动的冷却空气进行换热,在此工况下入口边界还需给定一个微小质量流量,以保证数值计算的稳定性^[12]。在车辆高速行驶时,发动机舱热负荷增大(爬坡、空调开启等),冲压空气不足以满足车辆对冷却空气流量的需求,此时需要开启风扇来增加前端冷却空气的进气量。因此,本文共设定两类仿真工况,具体如表 3 所示。此外,实车的冷却风扇为三挡式电子风扇,低速挡转速为 1 760 r/min,将其设为单风扇模式下的运行转速,并依据功率相似定律得出其他矩阵风扇下的风扇运行转速。

表 3 仿真工况设定

工况	车速/ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$	入口质 量流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	散热器 散热量/ kW	地面 边界 条件	车轮 转速/ $\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$
怠速	0	1	4.32	无滑移	0
高速	120	271.83	15.21	滑移	17.121

2 结果与分析

2.1 不同的矩阵风扇对冷却模块空气侧的影响

2.1.1 通过散热器的空气质量流量 车辆运行时,冷却模块散热量由通过其表面的空气质量流量决

定,矩阵风扇的设计目标则是在保证系统能耗最低的前提下提供充足的空气流量,因此本文首先对比不同矩阵风扇对通过散热器空气流量的影响。图 6 为怠速工况下各矩阵风扇在不同转速区间通过散热器的空气质量流量。可以看出,各矩阵风扇提供的空气流量随着转速的提高呈线性增加,符合风机的相似理论,且不同的矩阵风扇流量增长速度不同。图 7 为各矩阵风扇在功率相似工况点运转时通过散热器的空气流量。可以看出,在相同能耗下, $n=2, 6, 15$ 时皆能提升怠速工况下通过散热器的空气流量, $n=15$ 相比单风扇系统提升了 15.6%,而 $n=4, 8$ 时通过散热器的空气流量反而下降。在高速工况下,不同的矩阵风扇对通过散热器的空气流量皆有一定的提升作用,相比单风扇系统 $n=6$ 时空气质量流量提升约 34%,优化效果最为显著。

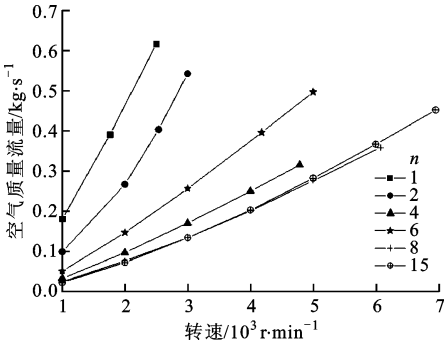


图 6 怠速时不同矩阵风扇的散热器进气量

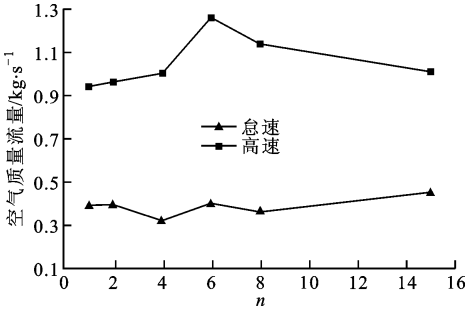


图 7 功率相似工况点运转时通过散热器的空气流量

2.1.2 散热器迎风面的速度均匀性 受到格栅、保险杠、冷却风扇、导风罩的影响,散热器表面的流动分布并不均匀,进而影响散热器的进气效率及换热性能。为了分析不同的矩阵风扇对散热器表面流动均匀性的影响,提出速度均匀度^[9]

$$\Phi = 1 - \frac{\sum_f |V_f - \bar{V}| A_f}{2\bar{V} \sum_f A_f} \quad (1)$$

式中: $\bar{V}$ 为平均速度; A_f 为单元 f 的面积; V_f 为单元 f 的速度,该指数越接近于 1,表明速度分布越均

匀。图 8 为不同矩阵风扇下散热器表面的速度均匀度。可以看出,车辆怠速下,随着 n 的增加,速度均匀度表现出先减小后增大的变化趋势, $n=4$ 时速度分布均匀性最差。发动机舱结构复杂,即使各个小风扇具有相同的结构及运行转速,矩阵风扇中每个小风扇在运转时所受到的系统阻力并不相同。因此,对于 $n=4$ 而言,4 个小风扇在运行过程中受到的系统阻力差异最大,各个小风扇提供的空气流速差异最大,进而造成散热器迎风面的速度均匀性最差。

当车辆高速行驶时,单风扇系统下散热器表面的速度均匀度与怠速时基本一致,冲压空气作用时矩阵风扇下散热器迎风面的速度均匀性得到了明显改善,其变化趋势相比怠速工况也发生了较大变化,除 $n=4, 15$ 外,其余矩阵风扇均能提高散热器表面的速度均匀度。

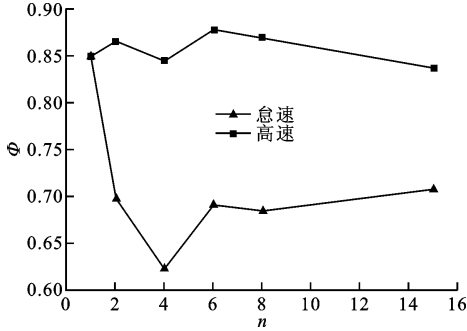


图 8 散热器迎风面速度均匀度

对比图 7 和图 8 可以看出:对于 $n=6$,怠速下散热器迎风面的速度均匀度远低于单风扇系统,但通过散热器的空气质量流量与单风扇系统基本相同;在高速工况下,冷却模块表面的速度均匀度增大, $n=6$ 时通过散热器的空气流量相比单风扇系统大幅提升。对于其他矩阵风扇,通过散热器的空气流量与其表面的速度均匀度存在正相关关系,即速度均匀性越好,通过散热器的空气质量流量越大。

2.1.3 矩阵风扇对前端热回流的影响 车辆怠速时,由于缺少冲压空气作用,格栅与冷凝器之间的静压会低于风扇产生的负压,使得流经导风罩的高温冷却空气通过旁通流道又返回至冷凝器前端,即产生所谓的热回流现象,造成冷凝器迎风面的平均温度上升,从而影响空调系统的换热性能^[13]。由单风扇系统冷凝器迎风面的温度分布云图(见图 9)可以看出:冷凝器迎风面两侧的温度相比环境温度明显上升;采用矩阵风扇(除 $n=4$ 外)后,冷凝器迎风面的平均温度(见图 10)相比单风扇系统均有所下降,

其中 $n=2$ 的降幅最大,由单风扇系统下的 $45.86\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降至 $40.32\text{ }^{\circ}\text{C}$,表明采用矩阵风扇能够减少冷凝器前端的热回流。

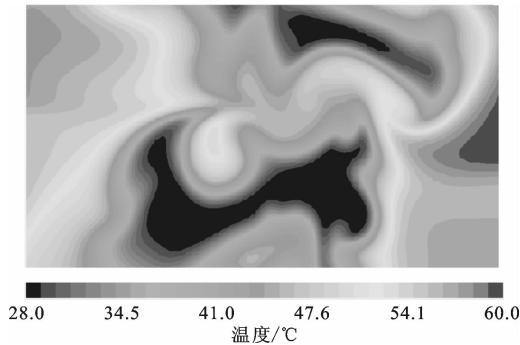


图 9 单风扇系统下冷凝器迎风面温度分布云图

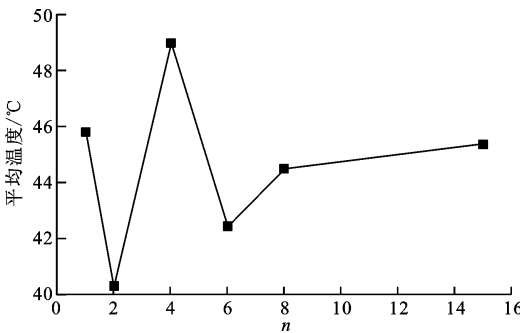


图 10 各种矩阵风扇下冷凝器迎风面平均温度变化

2.2 导风管对冷却模块空气侧的影响

由 2.1.2 节的分析结果看出,冷却模块表面的速度均匀性决定着通过冷却模块的空气流量,因此可以通过引入气动优化装置——导风管(见图 11)来改善冷却模块表面的流动均匀性,进一步提高矩阵风扇的进气效率^[14]。图 12 为高速工况下通过冷却模块的空气流量对比。可以看出,在引入导风管后,不同矩阵风扇下通过冷凝器和散热器的空气流量皆有不同程度的增加,其中 $n=2$ 时通过冷凝器和散热器的空气流量增幅最大,分别达到 15.2% 和 41.5% 。此外, $n=6$ 依然具有最佳的优化效果,在该矩阵下通过散热器的空气流量达到 1.69 kg/s ,相比单风扇系统提高了 78.5% 。

在怠速工况下,导风管的引入亦能进一步抑制车辆前端的热回流,如图 13 所示。可以看出,不同矩阵下,冷凝器迎风面的平均温度均大幅下降,平均降幅达 30% 左右。下降原因可以由发动机舱的温度分布云图(见图 14)看出,即增加导风管后,保险杠后方(方框内)的涡得到有效抑制,且能够阻挡由冷却模块流出的热空气再次回流至冷凝器前端,由此降低了保险杠与冷凝器之间的空气温度,实现了

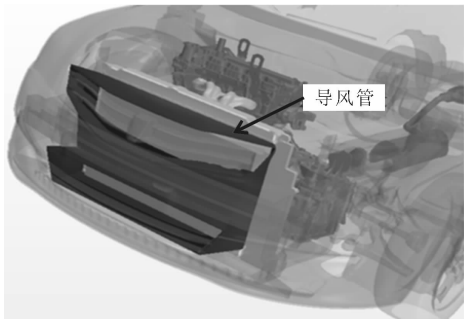


图 11 导风管几何视图

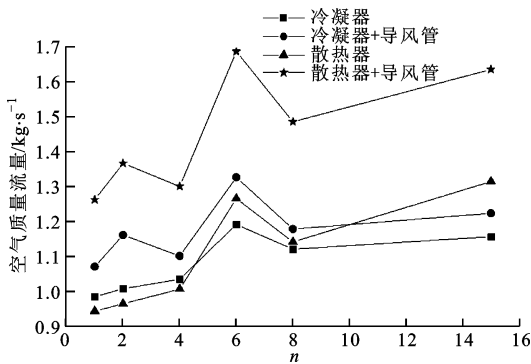


图 12 通过冷却模块的空气流量

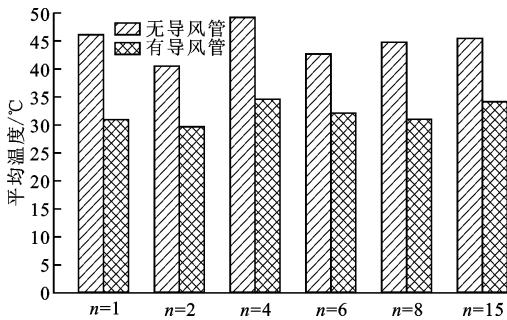


图 13 冷凝器迎风面平均温度对比

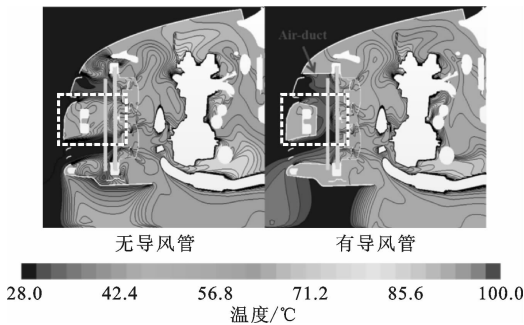


图 14 $n=6$ 时发动机舱中截面温度分布

冷凝器迎风面平均温度下降,提升了冷凝器的换热性能。此外,由图 14 还可看出,引入导风管后,发动机舱整体的平均温度有所降低,从发动机舱热管理的角度来看,导风管能够有效改善发动机舱的热环境。

3 结 论

本文基于传统乘用车的单风扇系统设计了5种矩阵风扇,并利用数值模拟技术分析了不同矩阵型式对冷却模块空气侧流场的影响,在此基础上引入导风管,进一步分析该装置对通过冷却模块的空气质量流量及前端热回流的优化效果,结果如下:

(1)相比单风扇系统,在矩阵风扇下通过散热器的空气质量流量有所提升,其中怠速工况下空气质量流量最高提升15.6%,高速工况下最高升幅可达34%;

(2)冷却模块表面的速度均匀性直接决定着进气效率,车辆高速行驶时受冲压气流的作用,散热器表面的速度均匀度提高,使得各矩阵风扇下通过散热器的空气质量流量得到进一步提升;

(3)怠速时车辆前端易产生热回流现象,从而影响空调系统性能,由冷凝器迎风面的平均温度表明,采用矩阵风扇能够减少前端热回流;

(4)引入导风管后,车辆在高速工况下通过冷却模块的空气质量流量进一步提升,其中 $n=6$ 时优化效果最佳,相比无导风管的单风扇系统,空气质量流量提高了78.5%;

(5)导风管在车辆怠速时能够进一步抑制车辆前端的热回流,相比无导风管工况,冷凝器迎风面的平均温度大约下降30%,有效改善了发动机舱的热环境。

综上所述,采用矩阵风扇并配合导风管,能够在不降低冷却模块进气量的前提下,通过降低风扇转速来减小冷却系统的能耗,进而提高整车燃油经济性,同时抑制怠速时车辆前端的热回流,改善冷却模块的换热性能。

参考文献:

- [1] WIEDEMANN T K A J. Investigations in a cooling air flow system under the influence of road simulation; 2008-01-0796 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2008.
- [2] MAO S, FENG Z, MICHAELIDES E E. Off-highway heavy-duty truck under-hood thermal analysis [J]. Journal of Applied Thermal Engineering, 2010, 30(13): 1726-1733.
- [3] PHAPALE S, KOMMAREDDY P. Optimization of commercial vehicle cooling package for improvement of

vehicle fuel economy; 2015-01-1349 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2015.

- [4] STAUNTON N. Assessment of advanced thermal management systems for micro-hybrid trucks and heavy duty diesel vehicles [C] // IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2008: 1-6.
- [5] PAGE R W. Thermal management for the 21st century "improved thermal control & fuel economy in an army medium tactical vehicle"; 2005-01-2068 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2005.
- [6] WANG T T, JAGARWAL A, WAGNER J, et al. Optimization of an automotive radiator fan array operation to reduce power consumption [C] // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(5): 2359-2369.
- [7] WANG Tianwei, WAGNER J. Advanced automotive thermal management; nonlinear radiator matrix fan control [J]. Control Engineering Practice, 2015, 41: 113-123.
- [8] STEPHENS T. Travis cross, fan and heat exchanger flow interactions; 2005-01-2004 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2005.
- [9] CHIOU J P. The effect of the flow nonuniformity on the sizing of the engine radiator; 800035 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 1980.
- [10] ZHANG Chunhui, UDDIN M. Simultaneous improvement of vehicle under-hood airflow and cooling drag using 3D CFD simulation; 2016-01-0200 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2016.
- [11] REGIN F, SUZUKI M. A numerical analysis on air-cooling performance of passenger cars; 2010-01-0554 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2010.
- [12] YANG Z, BOZEMAN J, SHEN F Z, et al. CFRM concept for vehicle thermal systems; 2002-01-1207 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2002.
- [13] SONG X, FORTIER R, SARNIA S. Underhood air duct design to improve A/C system performance by minimizing hot air recirculation; 2015-01-1689 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2015.
- [14] JAHANI K, BEIGMORADI S. Under-hood air flow evaluation of pedestrian-friendly front-end style using CFD simulation [J]. SAE International Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems, 2014, 7(2): 787-792.

(编辑 苗凌)