

DOI: 10.7652/xjtuxb201801011

基于矩阵风扇的车辆前端换热优化

王宏朝, 单希壮, 杨志刚
(同济大学上海地面交通工具风洞中心, 201804, 上海)

摘要: 为提升实车散热器的换热性能,在传统乘用车单风扇系统的基础上设计出 5 种风扇矩阵型式,利用数值仿真分析不同矩阵型式对散热器换热性能的影响,并提出差速控制策略,进一步优化车辆冷却前端换热。结果表明:不同矩阵风扇型式对散热器换热性能的影响不同,其中矩阵风扇(风扇数 $N=6$)所实现的换热量最大,为最优的布置型式;对于矩阵风扇($N=6$),当低温区风扇以较高转速运行时,能够减少怠速工况下车辆前端的热回流,降低发动机舱内部的平均温度,有效改善发动机舱的热环境;同时在怠速工况下当转速比为 3 时,散热器换热量达到 6.61 kW,相比匀速工况提高 1.71%,而当车辆低速行驶且转速比为 1.8 时,散热器换热量为 10.73 kW,相比匀速工况增加 1.2%;此外,低温区风扇以较高转速运行还能够抑制发动机舱内部及护板下方的流动分离,并降低车辆低速行驶时发动机舱内部流道的沿程阻力。

关键词: 矩阵风扇;散热器;换热性能;差速控制

中图分类号: U467.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)01-0069-08

Heat Dissipation Optimization of Vehicle Front End Based on Matrix Fan

WANG Hongchao, SHAN Xizhuang, YANG Zhigang
(Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: To improve the heat dissipation performance of vehicle radiator, based on the single fan configuration of a traditional passenger car, this paper designs five different matrix fan configurations, and numerically analyzes of the effect of different configurations on the heat dissipation performance of radiator. With the differential control strategies introduced, a further optimization of the thermal management on the vehicle front end is conducted. The final results indicate that different matrix fan configurations have different effects on the heat dissipation performance of radiator, the matrix fan ($N=6$) is the optimal configuration due to the largest heat dissipation achieved. As the fans run in low-temperature region at higher speed, this matrix fan can decrease the hot air recirculation at idle and lower the average temperature in underhood, thus effectively improving the thermal environment of underhood. In the idle condition, when the rotation speed ratio $\alpha=3$, the heat dissipation reaches 6.61 kW, which is improved by 1.71% compared with the uniform speed condition; and similarly, in the low-speed condition, when the rotation speed ratio $\alpha=1.8$, the heat dissipation reaches 10.73 kW, which is improved by 1.2%. Moreover, the fans running in low-temperature region at higher speed also can suppress the flow separation in underhood and beneath the engine board, and decrease the flow resistance in

underhood as the vehicle runs at a low speed.

Keywords: matrix fan; radiator; heat dissipation performance; differential control

随着高性能发动机的不断普及以及对乘员舱环境舒适性要求的不断提高,同时受限于车身造型趋势的变化,现代车辆前端的冷却模块需要满足更为严苛的设计目标^[1-2]。传统乘用车的前端冷却模块大都为 CFRM 型式,即冷凝器、散热器、风扇并排布置,进气量低、换热效率差成为目前车辆前端冷却模块普遍存在的问题^[3-5]。

为优化前端冷却模块,Delphi 推出 CFRM 型式,即将风扇放置在冷凝器与散热器中间,并通过仿真得出在相同进气量下,该型式能够减少 19% 风扇能耗^[6]。Suvankar 等人通过优化导风罩的结构型式提高了前端进气量,并一定程度上抑制了热回流^[7]。近年来,在车辆领域逐渐引入了矩阵风扇的概念,即采用一组小尺寸的风扇组合来代替原有的单风扇系统。Nikolaos Staunton 通过采用矩阵风扇系统,实现风扇系统能耗降低 17kW,整车燃油经济性提升 5%^[8]。AVID 提出的 e-Fans 冷却系统采用了矩阵风扇型式,通过对搭载该系统的车辆进行测试表明,发动机的寄生负荷得到明显降低,整车油耗能够降低 15%^[9]。EMP 公司对矩阵风扇系统中存在的流动干涉问题进行了研究,并通过调整不同小风扇之间的转向减少了二次流的产生^[10]。Clemson 大学基于其所设计的矩阵风扇系统,通过先进的非线性算法来控制风扇的运转数目及转速,风扇系统能耗最高可降低 67%^[11-12]。国内方面,福田欧辉提出的 e-AIR 发动机智能冷却系统同样采用了一组电驱动的风扇组合,不仅使整车能耗降低 3%~5%,客车的内外噪声也能够降低 2~3 dB^[13]。

虽然矩阵风扇的应用已较为广泛,但对最优矩阵风扇型式及其控制策略的研究仍较少。因此,本文首先分析不同矩阵风扇型式对散热器换热性能的影响,之后从主动层面研究如何利用差速控制进一步优化前端冷却模块。

1 仿真模型

1.1 数值模型设定

本文首先建立某乘用车的几何模型,该模型为 1:1 整车模型,基本保留了所有的实车细节,并忽略对流场影响较小的组件,如图 1 所示。该乘用车前端冷却模块由冷凝器、散热器、风扇及导风罩组成,其中冷却风扇为单风扇布置型式,风扇直径为 356

mm,散热器包含完整的上水室、散热器芯体、下水室,芯体的几何尺寸为 700 mm×400 mm×18 mm。

计算域参照同济大学环境风洞进行创建,如图 2 所示。面网格划分采用三角形网格,体网格划分采用以六面体为核心的剪裁体网格,具体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。

湍流模型选择可实现 $k-\epsilon$ 模型,近壁面使用 Two-Layer All y+ Wall Treatment 以减少对边界层网格质量的敏感性^[14]。

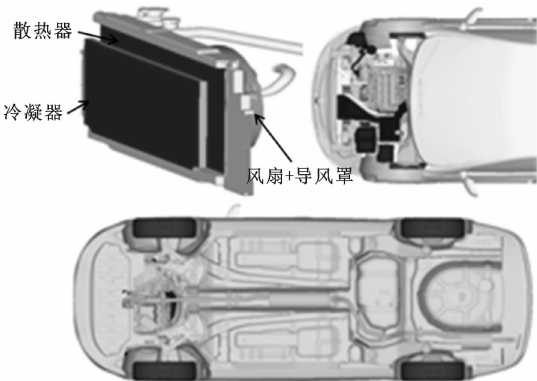


图 1 冷却模块、发动机舱及车身底部布置

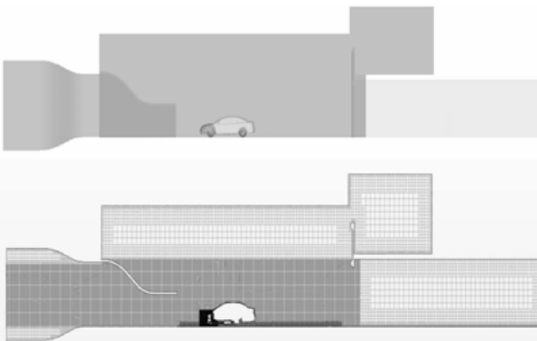


图 2 计算域模型及中截面网格

表 1 模型各区域网格尺寸

域网格尺寸/mm			壁面边界层高度/mm	
车身前部	车身底部	发动机舱	地面(6层)	其他(2层)
5	4	5	50	3

入口边界设为质量流量入口,出口边界设为分散流出口,壁面边界条件取固定壁面。忽略辐射换热的影响,对于放热部件,将其设定为均匀的温度壁面边界,其他部件则设为绝热壁面条件,环境温度设

为 28℃。

本文选取怠速工况及低速爬坡工况(40 km/h)作为研究对象。所有算例皆采用稳态计算,迭代 5 000步后残差降至 10^{-4} 数量级,认为计算收敛。

1.2 冷却模块建模

流体通过散热器芯体所产生的压降使用多孔介质模型来模拟,其黏性阻力系数和惯性阻力系数通过单体测试数据拟合得到(见表 2)。为模拟散热器芯体中冷却液和冷却空气之间的换热,本文采用双流体换热器模型,该模型是基于试验测得的冷却空气流量与换热速率的拟合关系(见图 3)计算出实际散热量^[15]。散热器的冷却液入口设为质量流量入口,并给定质量流量为 0.462 kg/s,入口温度为 97.26℃。

表 2 散热器多孔介质阻力系数

位置	惯性阻力系数/ kg·m ⁻⁴	黏性阻力系数/ kg·m ⁻³ ·s
空气侧	93.4	805.7
冷却液侧	86 575	6 997.5

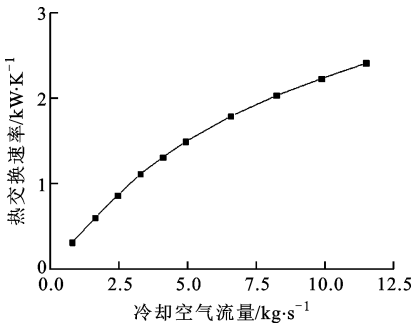


图 3 散热器换热性能曲线

1.3 矩阵风扇建模

风扇模拟采用多重参考系模型(MRF),通过对包围风扇叶片的流体区域设定旋转坐标系来模拟风扇转动,风扇转速由风洞试验中怠速工况下测得的转速给定。为对比不同的矩阵风扇型式,在原有单风扇系统的基础上,共设计风扇数 $N=2,4,6,8,15$ 的 5 种矩阵风扇型式^[16],如图 4 所示。

1.4 模型验证

通过对比车辆前端总压来验证模型,在车头前端 200 mm 处安装总压排,该总压排共布置 28 个直径为 1 mm 的总压管,验证试验在同济大学环境风洞(见图 5)中进行。试验风速为 120 km/h,图 6 所示为试验与仿真的结果对比,可以看出在核心射流区,仿真所得的总压分布与试验结果吻合较好,平均误差约为 1.14%,考虑到建模过程中由于模型简化

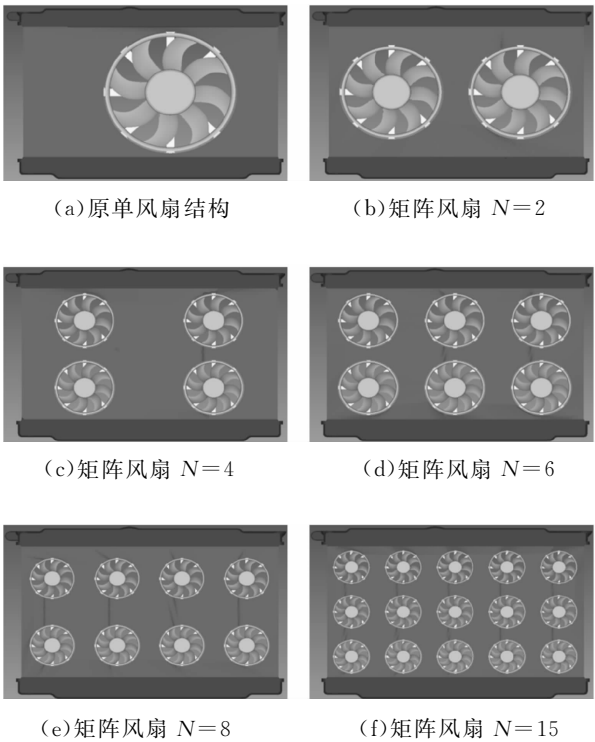


图 4 矩阵风扇型式

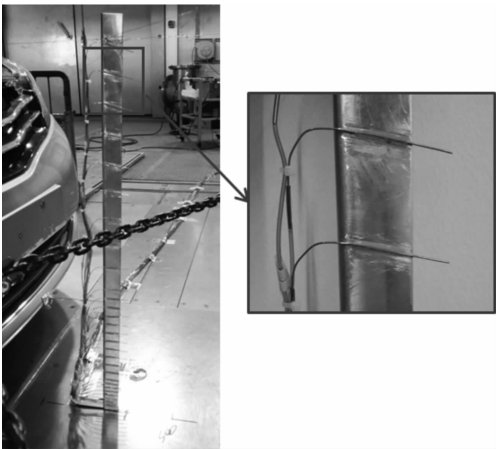


图 5 车辆前端总压验证试验

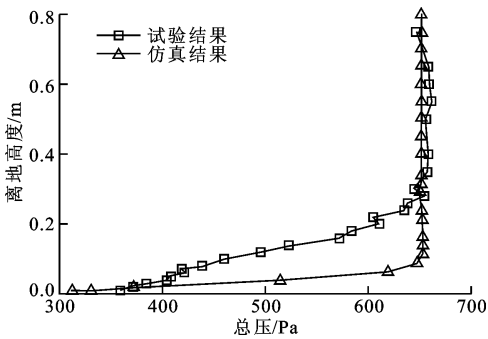


图 6 车辆前端总压试验与仿真结果的对比

所引入的模型误差,可认为该模型具有较高的数值精度。

2 结果及分析

2.1 不同矩阵型式下散热器换热性能对比

基于原单风扇系统的直径和转速根据风机的流量相似定律计算得到各矩阵风扇的等效转速(见表3),在各矩阵风扇的驱动下,散热器所实现的换热量如图7所示,相比原单风扇系统,使用 $N=2,6,8$ 的矩阵风扇皆能够提升散热器换热量,其中在 $N=6$ 的矩阵风扇下散热器所实现的换热量最高,达到8.23 kW,相比原单风扇系统提升5.28%。

表3 矩阵风扇等效转速

N	1	2	4	6	8	15
风扇直径/mm	356	274	163	163	123	100
等效转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	1 760	2 161	4 076	3 561	5 173	5 923

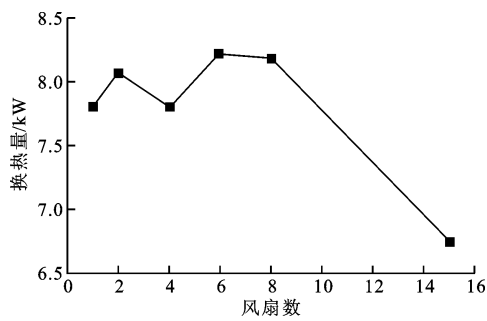


图7 各矩阵风扇型式下散热器换热量

为分析不同矩阵型式下散热器换热性能差异的原因,引入空气侧换热效率

$$\varepsilon = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \tag{1}$$

式中: $T_{c,o}$ 、 $T_{c,i}$ 分别为芯体空气侧出口以及入口的温度; $T_{h,i}$ 为冷却液入口温度。图8所示为各矩阵风扇型式下散热器空气侧的换热效率以及风扇总投影面积相对于芯体的覆盖比例,能够看出两者存在较

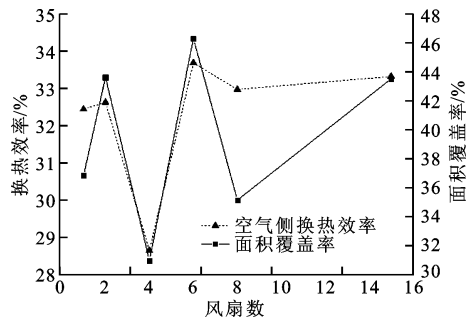


图8 不同矩阵风扇型式下散热器空气侧换热效率及风扇面积覆盖率

明显的正相关性。由于面积覆盖率的提高,扩大了风扇的作用范围,使得散热器空气侧的换热效率得到提升,其中 $N=6$ 的矩阵风扇面积覆盖率最高,达到46.4%,相应所实现的散热器空气侧换热效率最高,达到33.72%,因此可以推出 $N=6$ 的矩阵风扇为最优布置型式。

2.2 $N=6$ 的矩阵风扇差速运行下车辆前端的流动分布

图9为车辆前端中截面的速度流线图,可以看出随着发动机舱的结构环境变得日趋复杂,同时受到进气格栅、保险杠等组件的影响,空气在到达冷却模块时已变得极为不均匀,且下格栅的进气效率明显高于上格栅。怠速时发动机护板下方存在明显的流动分离,使得由发动机舱底部流出的高温气体回流至格栅入口,即产生所谓的热回流现象,造成冷却模块空气侧的入口温度升高,进而降低其换热性能。低速工况下,受冲压气流的作用,发动机护板下方的流动分离得到抑制,但格栅入口的进气不均匀性增加,可以看出冷却模块上端存在一个明显的低速区。

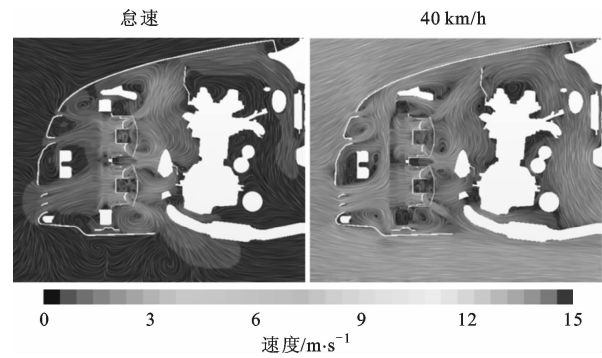


图9 车辆前端速度流线图

为进一步优化前端冷却模块的换热性能,基于 $N=6$ 的矩阵风扇提出差速控制策略。通过冷却液在散热器芯体中的流向,将 $N=6$ 的矩阵风扇划分为高温区风扇和低温区风扇两部分(见图10),并设定1.2、1.4、1.6、1.8、2、2.5、3共7种转速比 α ,同样根据流量相似定律求得不同转速比下的运行转速^[17],如表4所示。

图11为车辆怠速时矩阵风扇以不同转速比运行时车辆前端中截面的速度流线图,在怠速工况下,当高温区风扇以较高转速运行且转速比 $\alpha \geq 1.8$ 时,发动机护板下方的涡得到抑制,但会进一步降低格栅前端的静压,诱导更多的热空气回流至发动机舱。

当 $N=6$ 的矩阵风扇的低温区风扇以较高转速运行时,在各转速比下,发动机护板下方的流动分离

表 4 不同转速比转速设置

α	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2	2.5	3
高转速 $/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	3 561	3 853	4 045	4 171	4 256	4 314	4 359	4 433
低转速 $/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	3 561	3 211	2 889	2 607	2 365	2 157	1 758	1 478

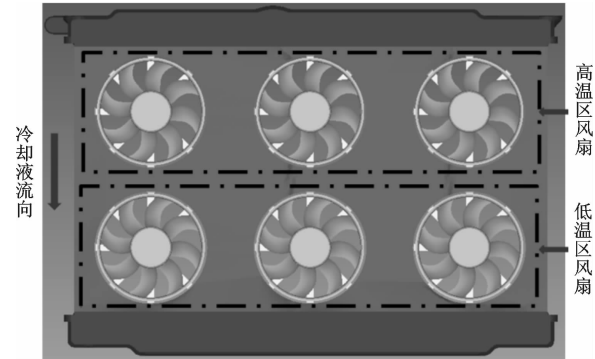


图 10 高低温区域风扇划分

皆能够得到完全抑制,减少了前端热回流。此外,通过冷却模块的气流更多的由发动机下方直接流出,使绕过发动机总成并沿乘员舱隔热层流出的气流减少,在加强对排气歧管、柔性节等高温部件进行散热的时候,也有利于对发动机舱内部热敏感部件的热防护。

低速工况下,从发动机舱中截面的速度流线图(见图 12)可以看出,矩阵风扇的差速运行对车辆前端的流动分布影响不大,但当低温区风扇以较高转速运行时,导风罩后方的涡能够得到抑制,使得冷却模块与发动机总成之间的气流速度梯度减小,降低了发动机舱内部流道的沿程阻力。

2.3 矩阵风扇 $N=6$ 差速运行下车辆前端的换热性能

2.2 节中指出当车辆怠速时,车辆前端会产生热回流,这一现象也可由前端中截面的温度分布云图看出,如图 13 所示,发动机护板下方以及格栅与冷凝器之间的区域温度有明显上升。当 $N=6$ 的矩阵风扇以一定的转速比差速运行时,如图 14 所示,车辆前端的温度分布发生明显的变化。当高温区风扇以较高转速运行时,由于前端热回流的增加(见 2.2 节),冷却模块前端的温度持续升高,且发动机舱空气侧的温度也有所增加。反之,当低温区风扇以较高转速运行时,冷却模块前端的温度有明显下降,且随着转速比的增加,发动机舱整体的平均温度逐渐降低,有效改善了发动机舱的热环境。

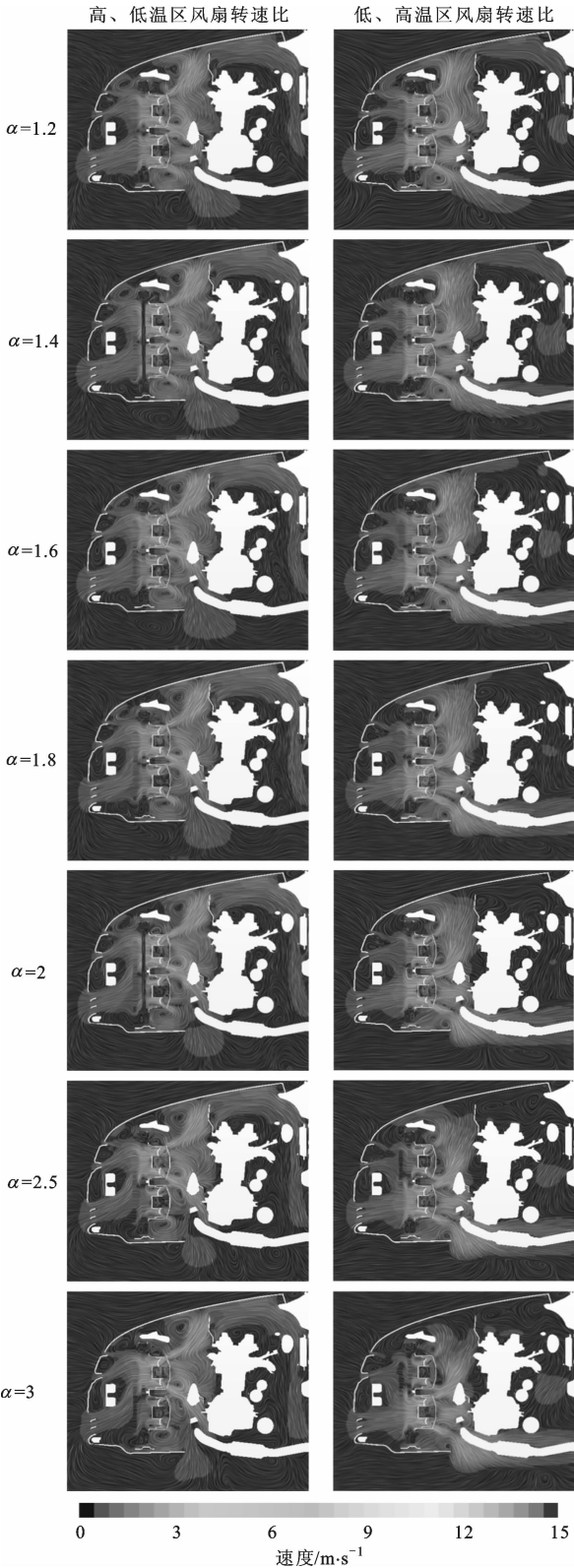


图 11 怠速工况矩阵风扇差速运行下车辆前端中截面速度流线图

从各工况下散热器所实现的换热量来看(见图 15),在怠速工况下,当高温区风扇转速较高时,随着转速比的增加,散热器换热量逐渐降低,而当低温区

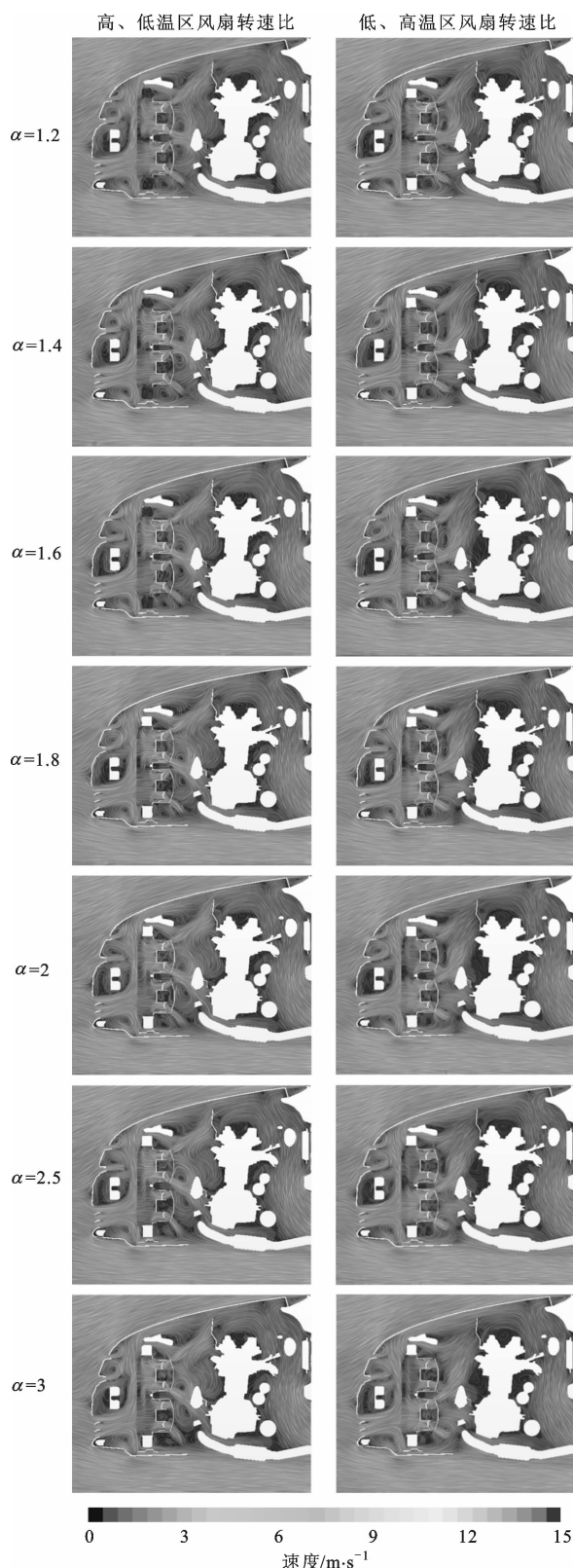


图12 低速工况矩阵风扇差速运行下车辆前
中截面速度流线图

风扇以较高转速运行时,随着转速比的增加,散热器换热量呈现先降低后增加的变化趋势,当转速比 $\alpha = 1.4$ 时,换热量最低,为 6.36 kW,当转速比 $\alpha \geq$

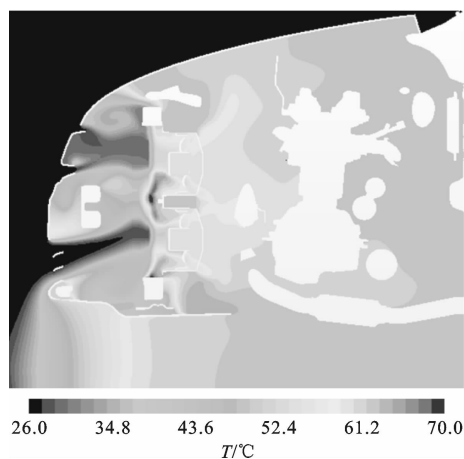


图13 怠速工况下车辆前端温度分布云图

2.5 时,散热器的换热量超过匀速运转工况,特别是当转速比 $\alpha = 3$ 时,换热量达到 6.61 kW,相比匀速工况提高 1.71%。对于低速行驶工况,矩阵风扇在差速运行时皆能够提升散热器的换热性能,当高温区风扇转速较高时,提升幅度较小,但随着转速比的变化趋势不明显。当低温区风扇转速较高时,换热量增幅显著,且当转速比 $\alpha \geq 1.6$ 时,换热量趋于稳定,当转速比 $\alpha = 1.8$ 时,散热器获得最大换热量,达到 10.73 kW,相比匀速工况增加 1.2%。

3 结 论

本文在传统乘用车单风扇系统的基础上设计了 5 种风扇矩阵型式,并利用数值模拟技术分析不同矩阵型式对散热器换热性能的影响,最后基于最优矩阵风扇型式提出差速控制策略,进一步优化车辆冷却前端换热,结果如下。

(1)不同矩阵风扇型式对散热器换热性能的影响不同,由于 $N=6$ 的矩阵风扇的芯体覆盖面积最大,所实现的散热器空气侧换热效率最高,相应的换热量也最大,达到 8.23 kW,相比原单风扇系统提升 5.28%。

(2)对于 $N=6$ 的矩阵风扇,当低温区风扇以较高转速运行时,能够减少怠速工况下车辆前端的热回流,降低发动机舱内部的平均温度,改善了发动机舱的热环境,同时当车辆怠速且转速比 $\alpha = 3$ 时,换热量达到 6.61 kW,相比匀速工况提高 1.71%,而当车辆低速行驶且转速比 $\alpha = 1.8$ 时,散热器换热量为 10.73 kW,相比匀速运行工况增加 1.2%。

(3)同样地,低温区风扇以较高转速运行还能够抑制发动机舱内部及护板下方的流动分离,并降低车辆低速行驶时发动机舱内部流道的沿程阻力。

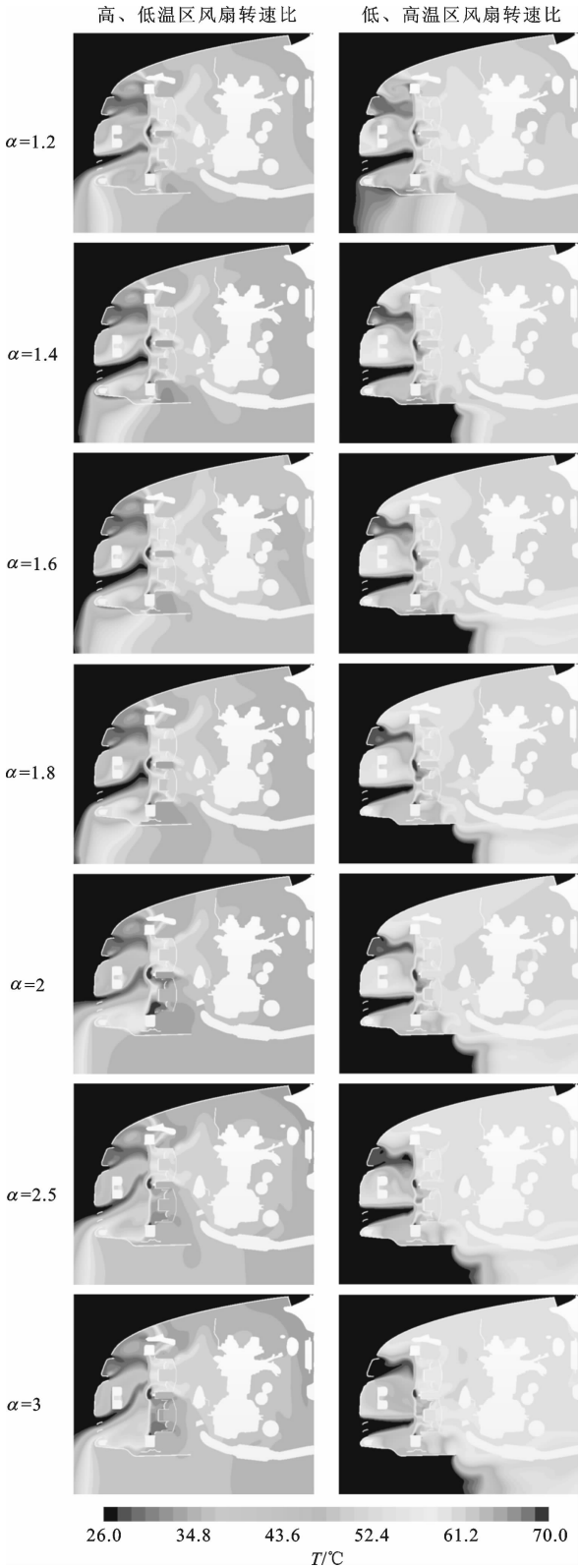


图 14 怠速工况下矩阵风扇差速运行下车辆前端温度分布云图

综上所述,采用适合的矩阵风扇型式并配合差速控制策略能够在不增加风扇系统能耗的前提下,有效提升散热器的换热性能,同时能够改善发动机

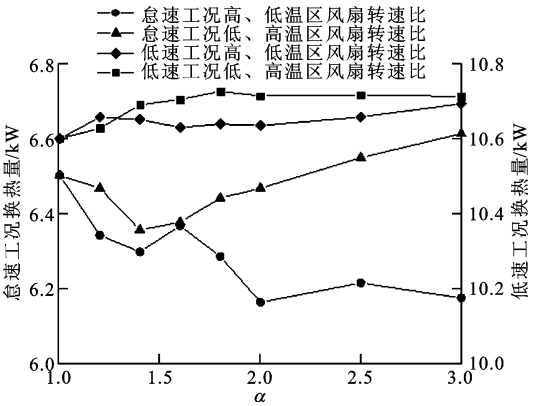


图 15 不同工况下散热器换热量

舱的热环境。

参考文献:

[1] 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.

[2] KHALED M. Parametric analysis of heat exchanger thermal performance in complex geometries; effect of air velocity and water flow distributions [J]. Heat Transfer Engineering, 2016, 37(12): 1027-1037.

[3] 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.

[4] 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.

[5] 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.

[6] YANG Z, BOZEMAN J, SHEN F Z, et al. CFRM concept for vehicle thermal systems; 2002-01-1207 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2002.

[7] MANNA S, KUSHWAH Y. Optimization of a vehicle under hood airflow using 3D CFD analysis; 2015-01-0349 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2015.

[8] Bus & Coach Buyer. AVID technology's eFan micro hybrid [EB/OL]. [2016-09-11]. <http://www.busandcoachbuyer.com/avid-technologys-efan-micro-hybrid/>.

[9] 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.
- [10] STEPHENS T. Travis cross, fan and heat exchanger flow interactions: 2005-01-2004 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2005.
- [11] WANG T T, JAGARWAL A, WAGNER J, et al. Optimization of an automotive radiator fan array operation to reduce power consumption [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(5): 2359-2369.
- [12] WANG Tianwei, WAGNER J. Advanced automotive thermal management: nonlinear radiator matrix fan control [J]. Control Engineering Practice, 2015, 41: 113-123.
- [13] 福田欧辉. e-AIR 开辟客车能量系统新时代 [EB/OL]. [2013-07-14]. <http://www.cvworld.cn/news.html>.
- [14] CD-adapco. STAR-CCM+ manual [M]. New York, USA: CD-adapco, 2016: 1305-1306.
- [15] INCROPERA F P, DEWITT D P. Fundamentals of heat and mass transfer [M]. 6th ed. Manhattan, USA: John Wiley & Sons, 2011: 470-501.
- [16] 王宏朝, 单希壮, 杨志刚. 利用矩阵风扇的发动机舱流场优化 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(3): 14-19.
- WANG Hongchao, SHAN Xizhuang, YANG Zhigang. Optimization for underhood flowfield by matrix fan [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(3): 14-19.
- [17] JORGENSEN R. Fan engineering [M]. Buffalo, NY, USA: Buffalo Forge Company, 1982: 12/5-12/9.
- (编辑 荆树蓉 苗凌)

(上接第 13 页)

- Journal of Heat Mass Transfer, 1998, 41(3): 583-600.
- [6] BAKIRCI K, BILEN K. Visualization of heat transfer for impinging swirl flow [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 32: 182-191.
- [7] BROWN K J, PRESOONS T, MURRAY D B. Heat transfer characteristics of swirling impinging jets [C]// ASME 14th International Mechanical Engineering Congress & Exposition. New York, USA: ASME, 2010: 1879-1889.
- [8] FENOT M, DORIGNAC E, LALIZEL G. Heat transfer and flow structure of a multichannel impinging jet [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2015, 90: 323-338.
- [9] EIAMSA-ARD S, NANAN K, WONG C K. Heat transfer visualization of co/counter-dual swirling impinging jets by thermochromic liquid crystal method [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 86: 600-621.
- [10] YANG H Q, KIM T, LU T J, et al. Flow structure, wall pressure and heat transfer characteristics of impinging annular jet with/without steady swirling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53: 4092-4100.
- [11] NUNTADUSIT C, WAE H M, BUNYAJITRADU-LYA A, et al. Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2012, 39: 640-648.
- [12] NUNTADUSIT C, WAE H M, BUNYAJITRADU-LYA A, et al. Heat transfer enhancement by multiple swirling impinging jets with twisted tape swirl generators [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2012, 39: 102-107.
- [13] 陈玉阳, 苑中显, 马重芳, 等. 旋转射流冲击换热液晶显示实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2003, 24(4): 646-648.
- CHENG Yuyang, YUAN Zhongxian, MA Zhongfang, et al. Experimental study of heat transfer of swirling jet impingement with liquid crystal technique [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(4): 646-648.
- [14] HOFMANN H M, KIND M, MARTIN H. Measurements on steady state heat transfer and flow structure and new correlations for heat and mass transfer in submerged impinging jets [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2007, 50(19): 3957-3965.
- [15] IANIRO A, CARDONE G. Heat transfer rate and uniformity in multichannel swirling impinging jets [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 49: 89-98.
- (编辑 荆树蓉)