

汽车发动机舱等效模型流热耦合实验

张之豪^{1,2}, 袁侠义³, 肖凌³, 徐胜金^{2,4}

(1. 中国航天空气动力技术研究院, 北京 100074; 2. 清华大学 航天航空学院空间高效能推进技术及应用全国重点实验室, 北京 100084; 3. 广州汽车集团股份有限公司 汽车工程研究院, 广州 510640; 4. 曹妃甸跨介质科学与系统研究院, 河北 唐山 063200)

摘要: 利用自动 PIV 技术与热电偶, 研究了汽车发动机舱等效模型流动与传热关联问题。研究表明, 在发动机迎风区上方与侧壁交界处、下方与变速箱交界处, 存在两处局部高温区, 高温区内存在螺旋形气流, 气流的螺旋形运动方式导致热量滞留, 使温度升高。提出加装小风扇、导流板的流动控制措施, 削弱螺旋形气流运动, 引导低温流体进入高温区, 实现局部冷却, 改进后两处高温区平均温度分别下降了 4.5% 与 8.3%。

关键词: 汽车发动机舱; 流热耦合; 自动 PIV; 流动控制

中图分类号: O35; U461.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2026)05-1219-12

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20241258

Fluid-heat coupling experiment of an automobile engine compartment equivalent model

ZHANG Zhi-hao^{1,2}, YUAN Xia-yi³, XIAO Ling³, XU Sheng-jin²

(1. China Academy of Aerospace Aerodynamics, Beijing 100074, China; 2. State Key Laboratory of Advanced Space Propulsion, School of Aerospace Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China; 3. GAC Research Institute, Guangzhou 510640, China; 4. Caofeidian Laboratory, Tangshan 063200, China)

Abstract: The correlation between the flow and heat in an automobile engine compartment equivalent model is studied using auto-PIV and thermocouple. The results show that there exist two local high temperature regions in the windward side of the engine. One locates at the junction between the upper part of the engine and the side wall, and the other locates at the junction between the lower part of the engine and the gearbox. Spiral air flow exists in the high temperature regions, which causes heat retention and the increase of the temperature. Effective flow control methods including adding small fans and deflectors are carried out to weaken the spiral airflow movement, or lead the low-temperature fluid into the high-temperature zone, in order to achieve local cooling. After improvement, the average temperature of the two high-temperature regions decrease 4.5% and 8.3% respectively.

Key words: automobile engine compartment; fluid-thermal coupling; auto-PIV; flow control

汽车发动机舱流热耦合问题是进行发动机舱热管理优化的关键问题。随着汽车工业技术的不断

收稿日期: 2025-09-04.

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFE0208000); 广汽研究院横向项目(GACRND-2022-JS0328(A)).

作者简介: 张之豪(1993-), 男, 工程师, 博士. 研究方向: 汽车空气动力学. E-mail: zzh6230@163.com

断发展,发动机的功率不断提高,散热量大幅增加^[1],同时,舱内各部件的布置更加紧凑,留给冷却系统的空间越来越小,使得汽车发动机舱的热管理需求越来越迫切^[2-4]。汽车发动机舱内传热与流动息息相关,二者互相影响,研究汽车发动机舱内流动与传热的关联性可以指导优化发动机舱内的热设计,提高汽车的安全性、经济性、环保性等性能。

目前,研究者们对汽车发动机舱内热管理问题开展了大量研究,主要研究手段是数值模拟,通过模拟发动机舱内的流动与传热过程,并以此提出改进机舱散热性能的方法,以改变空气对流形式,将发动机舱内的热量尽快转移到车身外部,主要改进方法包括:①调整舱内结构布置和工作参数,如进气格栅^[5-10]、散热器^[11-14]、风扇^[5,7,15,16]、排气管^[5]等;②增加局部结构部件以改变流动状态,如增加导流板^[17-22]、导流罩^[18]、密封挡板^[17,20]等。相对而言,实验研究较少,主要研究手段为风洞实验^[8,23-28]与道路实验^[18,24,29],当前大多数实验研究仅关注发动机舱的宏观参数,如进气量、冷却效率、散热器散热率等。相比较而言,数值模拟方法虽然可提供高分辨率流场,但计算精度依赖湍流模型的准确性,需要实验数据来进行标定。实验研究虽能复现真实工况,但由于发动机舱内结构布局复杂,流入发动机舱内的气流具有很强的三维特性,并伴随流动分离、回流、涡旋等特征^[18],使得实验测量十分具有挑战性。当前缺乏发动机舱内详细、精准的流场及温度场实验数据,导致汽车发动机舱内流热耦合机理不清晰,相应地,数值模拟研究也缺乏用于模型标定实验数据。

针对上述问题,本文使用自动 PIV 技术与热电偶对汽车发动机舱等效模型的流场与温度场进行测量,研究了流动与传热间的关联机理,并提出了流动控制方法。

1 实验方法

1.1 汽车发动机舱等效模型

本文关注发动机舱宏观上的流热耦合机制,综合考虑实验测量的可行性以及宏观流场的真实性,选用某型燃油汽车发动机舱等效模型作为研究对象,其结构示意图如图 1 所示,等效模型由发动机舱与排气管舱两部分组成,去除了真实汽车发动机舱内特征尺寸较小的管道、线缆等部件,保

留了简化的进气格栅、冷却模块、发动机、空气滤清器、变速箱、排气管部件,这些大尺寸部件及流动路径对宏观上的流动与传热起主导作用。虽然小尺寸部件会影响细观上的流动与传热,但对发动机舱宏观上的流场与温度场分布影响较小。本文的实验结果表明(详见第 2.1 节),发动机迎风高温区位置与文献[18]中真实发动机舱的典型热害区域基本一致,说明等效模型具有合理性。发动机舱冷却模块包括冷凝器、散热器、PTC 加热板、风扇,PTC 加热板装有自动控温系统,控温稳定性在 $\pm 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内,通过加热 PTC 板至恒定温度,可模拟真实情况下散热器、冷凝器所处的高温状态。

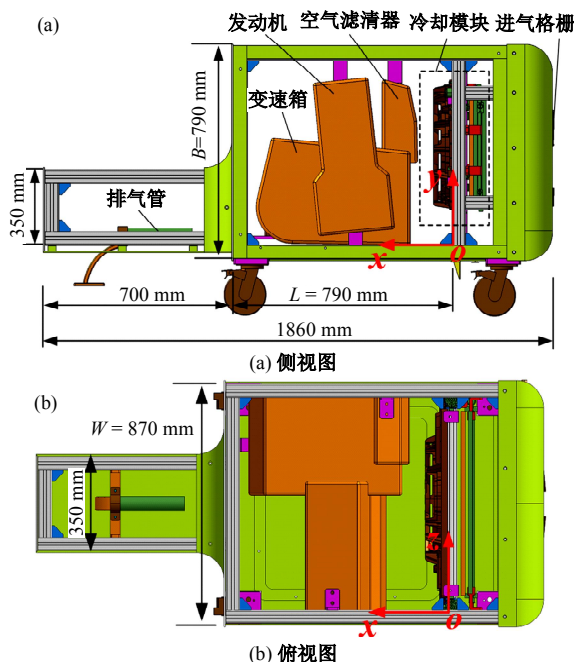


图 1 汽车发动机等效模型

Fig. 1 Automobile engine compartment equivalent model

舱内气流由风扇独立驱动产生,气流从进气格栅进入,从排气管舱的出口流出。风扇转速 $\Omega = 1\ 830\text{ r/min}$,转动方向为 x 轴正向,叶片半径 $R = 0.2\text{ m}$,设置 PTC 加热板温度 $T_0 = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$,模拟汽车怠速情况下冷却模块所产生的热气流在舱内的流动情况,实验室温 T_a 位于 $14\sim 19\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围。

本文关注发动机部件迎风区温度场与流场分布特征,该区域直接承受风扇所射出的热气流,所形成的温度场分布特征与发动机外壳的散热效率密切相关,具有重要的研究价值。下文相关物理量的上标“*”表示以风扇叶尖线速度 $U_t = \Omega R$ 、风

扇叶片半径 R 为基本量作无量纲,温度变量以加热板温度 T_0 及室温 T_a 为参考量作无量纲,旨在消除风扇转速、散热器温度等输入条件对结果的影响,便于将实验结果推广至不同输入条件的发动机舱模型。

1.2 温度场测量方法

使用T型热电偶感温线,测量发动机舱模型内部的时均温度。根据发动机舱模型的内部结构,制作不同形状的热电偶耙件,以完成流向截面温度场测量,热电偶耙件使用紫铜管作为外部框架,以直径0.38 mm高强度尼龙线编制热电偶悬挂节点,每个节点的横向及纵向间距为70 mm,在耙件节点上布置热电偶阵列。

本文使用的两种热电偶耙件形状如图2所示,对图3所示发动机迎风区的4个流向截面($x/L = 0.15, 0.19, 0.24, 0.31$)的时均温度场进行测量。其中 $x/L = 0.15, 0.19, 0.24$ 截面使用图2(a)所示热电偶耙测量, $x/L = 0.31$ 截面使用图2(b)所示热电偶测量。每个热电偶的采样频率均设置为2 Hz,采样时间150 s。本文对同一截面的温度场进行了3次重复性实验,得到时均温度的测量不确定度约为1.2%(95%置信区间)。

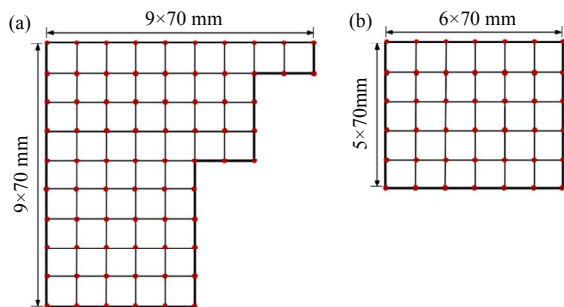


图2 热电偶耙件

Fig. 2 Thermal couple rake

1.3 流场测量方法

使用2D2C TR-PIV测速系统对汽车发动机舱内流场进行测量,系统包括高速相机(分辨率 1280×800 pixels,配备180 mm f/3.5微距镜头)、Nd-YAG激光器(波长532 nm,最大能量40 mJ,频率0.1~10 kHz)、BNC 575同步控制器。选用烟饼燃烧后产生的烟雾颗粒作为示踪粒子。

由于发动机舱内流场具有很强的三维特性,采用研发的自动PIV技术^[30,31]对发动机舱内的流场进行测量,如图4与图5所示,自动PIV测试系统由PIV系统、精密滑台、控制软件所组成,PIV

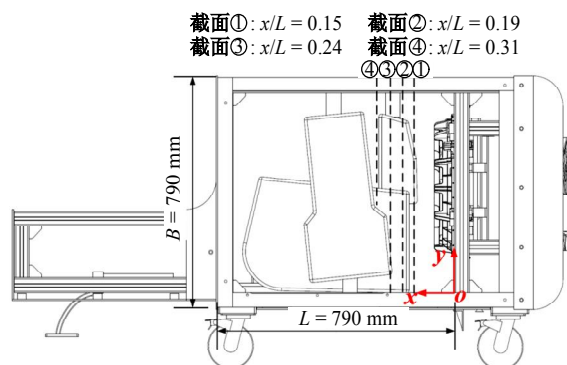


图3 温度场测量示意图

Fig. 3 Schematic diagram of temperature field measurement

相机与激光器分别搭载在两根性能参数一致、平行安装的滑台上,测试过程中通过控制滑台使PIV相机与片光源同步移动,以改变PIV的测量位置,移动过程中保证PIV相机和激光片光每次运动相同的距离,使PIV相机的焦平面始终与激光面重合,因此只需要在实验前对相机进行一次标定,即可在控制软件控制下,快速完成一系列平行截面流场的扫描测量。使用自动PIV技术分别从两个相互垂直的方向进行扫描测量后,可获得时均速度的3个分量,进而重构测量空间内的三维时均速度场。据估计,使用自动PIV技术相较于传统的PIV技术,测试效率提高了约50倍,且大大降低人为调整测量位置可能引入的未知不确定性。

本文关注发动机迎风区的两处高温区(分别称为区域1、区域2,详见2.1节)内的流场情况,使用自动PIV技术分别对区域1、区域2内流场进行扫描测量(见图4、图5),并重构三维时均流场。其中,区域1测量区域为: $0.09 < x/L < 0.39, 0.48 < y/B < 0.93, 0.08 < z/W < 0.33$,区域2测量区域为: $0.09 < x/L < 0.28, 0.1 < y/B < 0.37, 0.33 < z/W < 0.6$ 。

由于发动机舱模型尺寸较大,为保证PIV拍摄质量,将每个测试截面分为若干小区域分别进行拍摄,在数据处理后进行拼接获得最终的统计平均结果,PIV采样频率设置为300 Hz,每个测量小区域采样图像对数为3000对。本文对同一截面的流场进行了3次重复性实验,得到流场的时均合速度的测量不确定度约为2.3%(95%置信区间)。

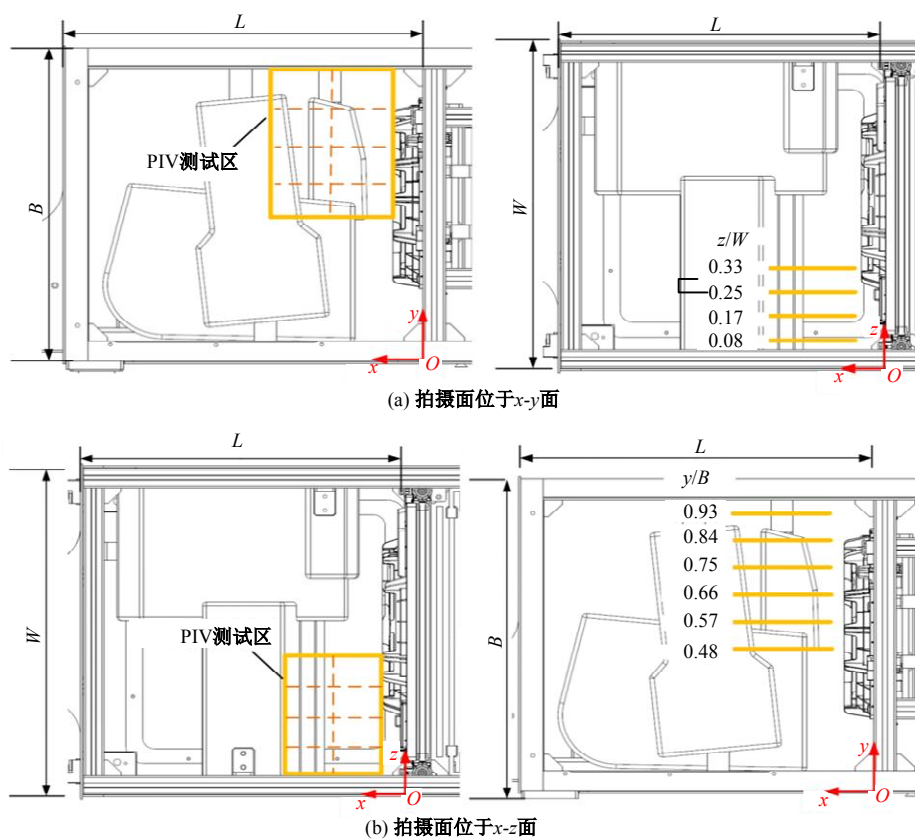


图 4 区域 1 PIV 测量示意图

Fig. 4 Schematic diagram of PIV measurement in region 1

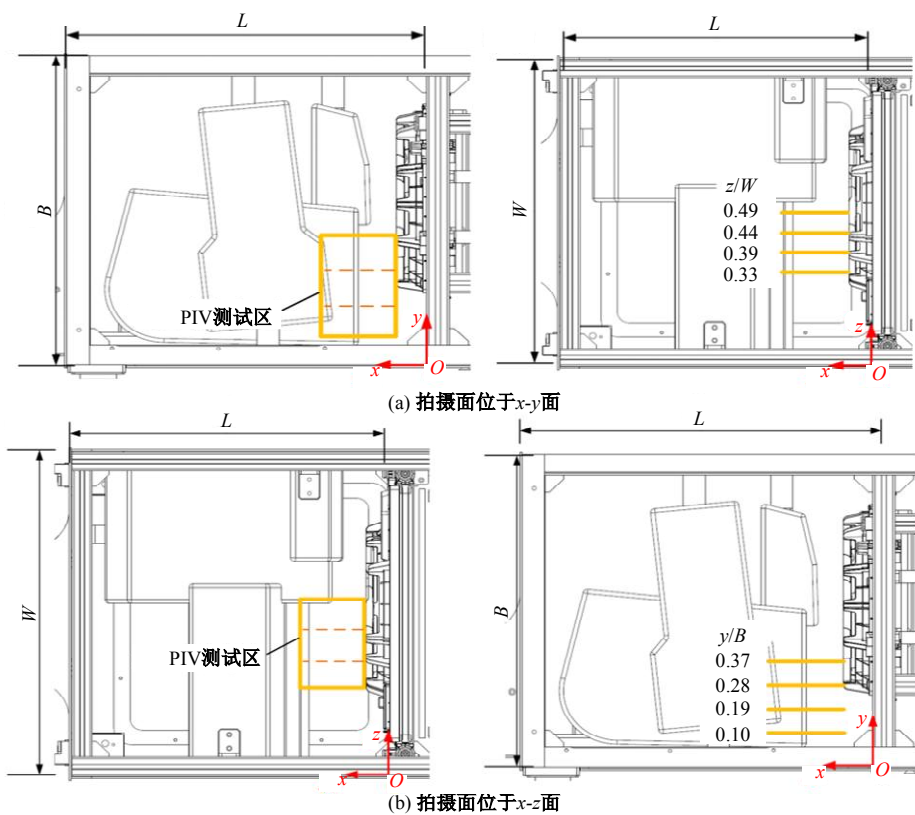


图 5 区域 2 PIV 测量示意图

Fig. 5 Schematic diagram of PIV measurement in region 2

2 结果与讨论

2.1 温度场分布特征

图6(彩图见电子版,下同)给出了发动机迎风区不同流向截面的平均温度场分布,其中 $\bar{\theta} = (\bar{T} - T_a)/(T_0 - T_a)$ 为无量纲平均温度, $\bar{T}$ 为时均温度,图中黑色虚线圆框表示风扇叶尖所在圆周。可以发现,冷却模块所产生的热量经风扇排出后,逐渐向发动机迎风区的两个区域聚集,形成高温区,分别位于:①发动机上方与侧壁交界处,如图6(b)~(d)红框所示,定义为区域1,其范围为 $0.19 < x/L < 0.31$ 、 $0.45 < y/B < 0.9$ 、 $z/W < 0.35$;②发动机下方与变速箱交界处,如图6(b)(c)蓝框所示,定义为区域2,其范围为 $0.19 < x/L < 0.24$ 、 $0.15 < y/B < 0.25$ 、 $0.3 < z/W < 0.45$ 。

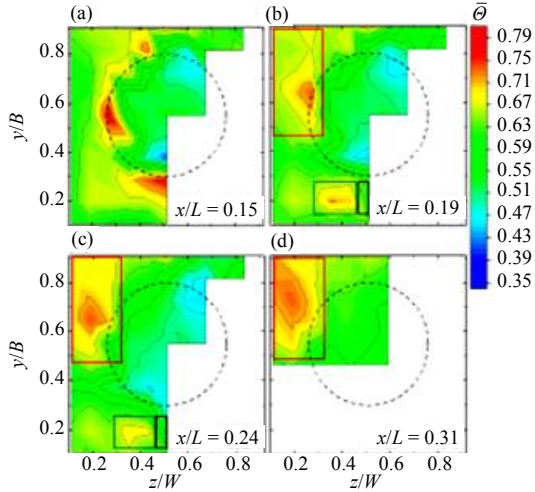


图6 时均温度分布

Fig. 6 Distribution of time-averaged temperature

2.2 流场分布特征

为弄清发动机迎风区域高温区产生的原因,利用自动PIV技术分别对区域1、区域2的流场进行测量。

2.2.1 区域1

区域1二维切面的时均涡量及速度矢量分布如图7所示,图中箭头方向代表时均速度矢量方向,箭头的长度代表时均速度的大小,其中 $\bar{\omega}_z^* = \bar{\omega}_z R/U_i$ 为展向(z 向)无量纲平均涡量, $\bar{\omega}_y^* = \bar{\omega}_y R/U_i$ 为法向(y 向)无量纲平均涡量。由图7(b) $y/B=0.48$ 、 0.57 截面的流场结果可以看出,由风扇射出的高速热气流直接冲击至区域1发动机的迎风面,并与周围气流发生强剪切作用,由于机舱侧壁的阻挡,热气流在向 z 轴负向的运动过程中呈现回旋形运动(图7(b)黑框所示区域),结

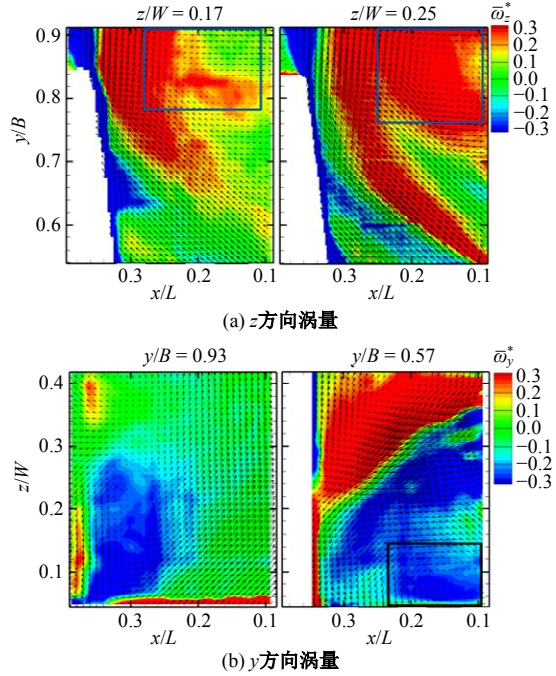


图7 区域1二维切面时均涡量示意图

Fig. 7 Distribution of time-averaged vorticity of different sections in region 1

合图7(a)气流的流动方向可知,热气流在区域1内呈现螺旋形运动方式,沿发动机迎风向上方运动。根据Antonia与Zhou等^[32, 33]对受热圆柱绕流的实验研究,圆柱尾流区的温度分布与尾流结构密切相关,大尺度涡旋结构能够裹挟加热圆柱周围的热量向下游运动,并且这些涡结构输运热量的能力要比动量交换更强,Seuntjens等^[34]的LIF实验结果显示,受热圆柱尾流大尺度涡结构所在区域的温度明显高于其他区域,这些结果说明涡旋结构在一定程度上具有储存热量的能力。因此,区域1螺旋形气流的存在将使得热量在区域1内长时间滞留,导致温度升高。此外,图7(a)左上方的气流的运动速度极小,即当热气流运动至机舱上方位置时会承受逆压梯度的作用,热气流无法从发动机与机舱上壁板的间隙流向机舱后方,而是在靠近风扇上方的区域形成回旋气流(图7(a)蓝框所示),沿展向方向(z 轴正向)流出区域1(图7(b) $y/B=0.93$ 截面),即热气流流出区域1时亦呈现螺旋形的运动方式,加剧了热量在区域1内的滞留,导致区域1内温度升高。

为更加直观地反映区域1内气流的运动形式,根据自动PIV的测量结果,对区域1的三维时均流场进行重构。图8给出了区域1内三维时均流线示意图,图中 $\bar{U}_L^* = \bar{U}_L/\Omega R$ 为无量纲时均合

速度,蓝色截面表示 PIV 拍摄截面。从图 8 中可以直观地看出,热气流以螺旋形运动方式流入、流出区域 1。上述结果表明,螺旋形运动的热气流是导致区域 1 温度升高的原因。

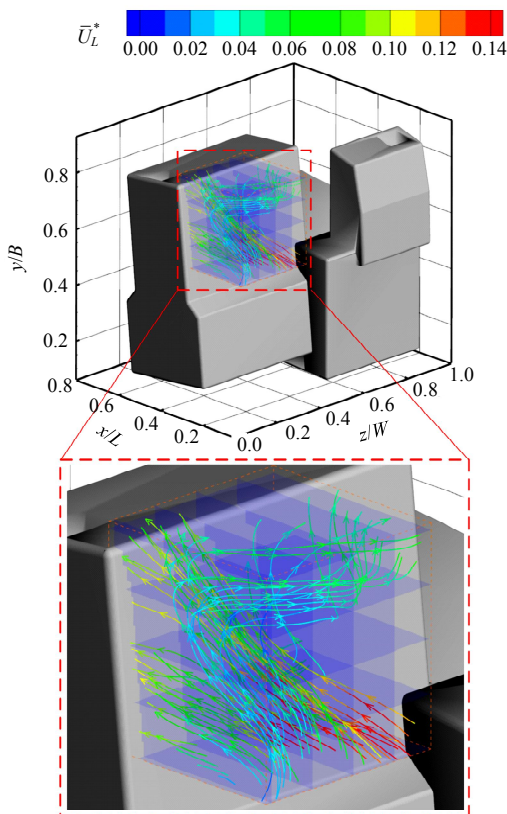


图 8 区域 1 三维时均流线示意图

Fig. 8 Schematic diagram of three-dimensional time-averaged streamline in region 1

2.2.2 区域 2

区域 2 二维切面的时均涡量及速度矢量分布如图 9 所示,与区域 1 结果类似,区域 2 同样受到风扇射出的高速热气流的冲击(见图 9(a)),由于受到机舱底板的阻碍作用,热气流在沿发动机迎风面向下运动的过程中发生偏转,在 x - y 平面内呈回旋形运动(图 9(a)红色方框所示),结合图 9(a)所示 x - z 平面内的流动状态可知,区域 2 内热气流以螺旋形运动方式向 z 轴负向方向运动,这同样会使热气流在区域 2 内发生滞留,导致区域 2 温度的升高。值得注意的是,在变速箱与发动机之间的交界处($0.19 < x/L < 0.24$, $0.15 < y/B < 0.25$, $0.45 < z/W < 0.52$),存在低压回流区(图 9(b)黑框所示),回流区会诱导机舱底部的低温回流上卷,对该区域进行冷却,因此图 6(b)(c)黑框所示区域相对于区域 2 而言温度较低。

同样,根据图 9 各截面的流场测量结果,使用

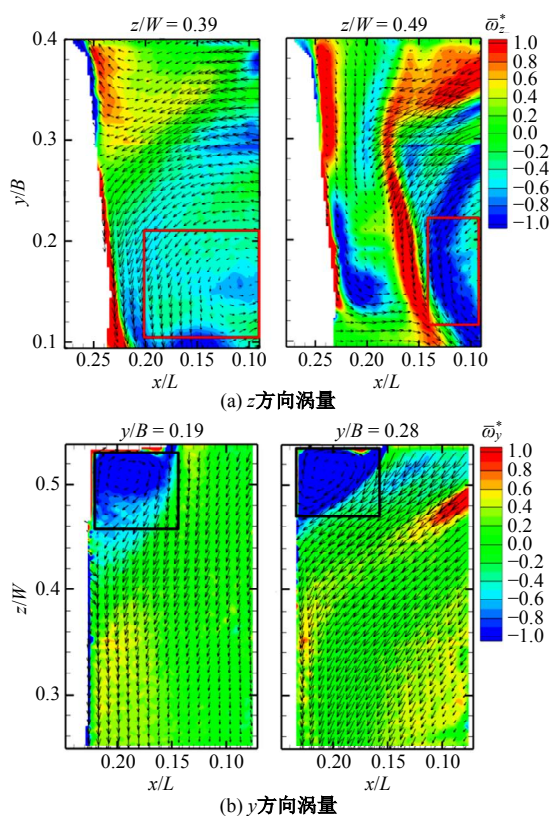


图 9 区域 2 二维切面时均涡量示意图

Fig. 9 Distribution of time-averaged vorticity of different sections in region 2

三维重构的方法,给出了区域 2 三维时均流线示意图(见图 10),从图中可以直观地看出流动呈螺旋形运动方式由变速箱一侧向 z 轴负向运动。上述结果表明,区域 2 内的高温亦是由螺旋形热气流的运动所导致。

2.2.3 真实情况下发动机外壳对流换热分析

根据 Guo 等^[35]提出的强化对流散热场协同理论,对于二维边界层,固壁任意位置的努塞尔数可表示为:

$$Nu = RePr \int_0^1 \tilde{U} \cdot \nabla \tilde{T} d\tilde{h} \quad (1)$$

式中: Re 为特征雷诺数; Pr 为流体的普朗特数; $\int_0^1 \tilde{U} \cdot \nabla \tilde{T} d\tilde{h}$ 为场协同数; $\tilde{U} = U/U_\infty$ 、 $\nabla \tilde{T} = \nabla T / (T_w - T_\infty)$ 、 $\tilde{h} = h/\delta_t$ 分别为无量纲速度、无量纲温度、无量纲壁面法向坐标; U_∞ 、 T_∞ 分别为自由来流速度和温度, T_w 为壁面温度, δ_t 为温度边界层厚度。公式(1)表明,固壁的对流换热强度不仅仅取决于 Re 与 Pr ,还取决于场协同数的大小,即无量纲速度矢量与无量纲温度梯度的点积在热边界层内的积分,该积分的大小取决于速度矢量与温度梯度之间的夹角。真实情况下,汽车发动

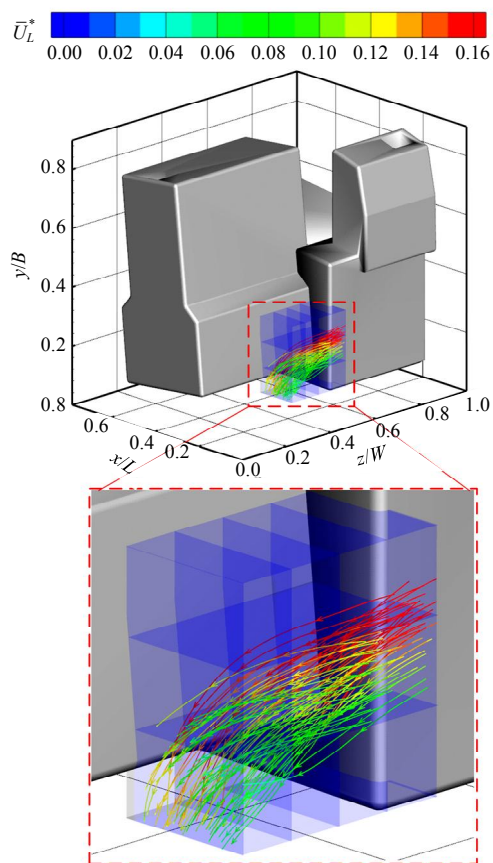


图10 区域2三维时均流线示意图

Fig. 10 Schematic diagram of three-dimensional time-averaged streamline in region 2

机为高温部件,周围气流对发动机外壳产生冷却作用,即固壁附近温度梯度指向固壁方向,该情况下,应使气流速度矢量与温度梯度夹角尽量接近 0° ,以提高发动机外壳的对流换热强度。

对于区域1,观察图14(a)中 $z/W = 0.08$ 截面,可以发现固壁附近的速度矢量方向接近壁面切向,即速度矢量夹角与温度梯度夹角远离 0° ,这会降低 $z/W = 0.08$ 截面附近发动机外壳的对流换热强度,对散热产生不利影响。同理,对于区域2,图10(b)中 $y/B = 0.19$ 截面处 $0.25 < z/W < 0.4$ 区域内固壁附近的气流速度矢量的方向接近于固壁切向方向,说明 $y/B = 0.19$ 截面附近的发动机外壳对流换热强度较低。区域1与区域2的局部高温也会降低发动机外壳附近的温度梯度,使对流换热强度进一步下降。因此,在实际工程应用中,应重点关注区域1与区域2位置处发动机外壳的冷却问题。

2.3 流动控制方法

当前燃油车发动机舱发动机功率大、散热需求高,而发动机舱紧凑化的布局也使得热害问题

进一步加剧,使热管理面临挑战。最佳的流动控制策略是避免大幅改变舱体结构,进行非侵入式、精准的局部降温,以适用于现有车型的快速优化。

基于上述考虑,本文基于区域1和区域2局部高温的产生机理,提出流动控制方法(见图11),进行精准的流动控制,实现局部冷却。以下分别对区域1和区域2的流动控制方法进行阐述。

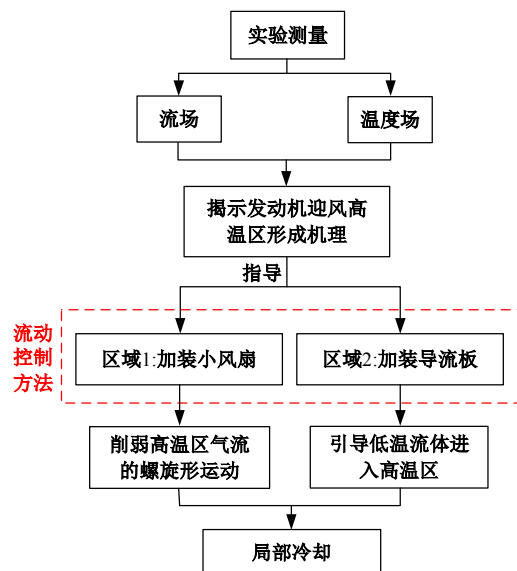


图11 流动控制方法的提出与实施逻辑框图

Fig. 11 Proposal and implementation diagram of flow control methods

2.3.1 区域1

针对区域1螺旋形热气流的滞留问题,在发动机部件上方靠近侧壁板位置($0.05 < z/W < 0.26$),加装3个沿展向并排放置的小风扇(见图12),旨在驱动区域1处的热气流方向机舱后方区域释放,减弱热气流的滞留。小风扇长宽尺寸为

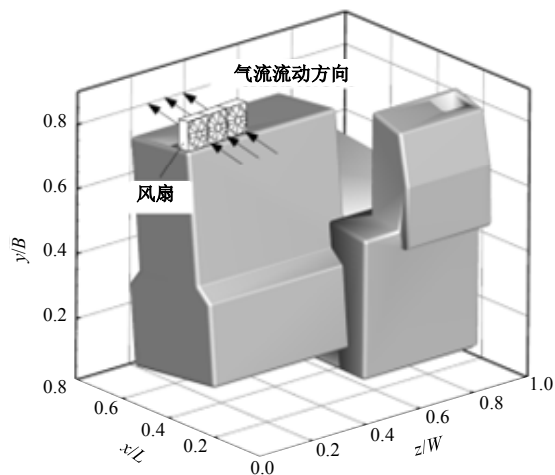


图12 区域1流动控制方法

Fig. 12 Flow control method in region 1

60 mm × 60 mm, 额定转速为 4 600 r/min。

图 13 给出了加装小风扇后区域 1 二维切面的时均涡量及速度矢量分布, 比较加装小风扇前后的流场分布(图 7 与图 13), 加装小风扇后, 在小风扇所产生的顺压梯度作用下, 更多的热气流直接自发动机上方(图 13(a)左上方)向机舱后方运动, 机舱上方回流减弱, 并且由回流引起的回旋气流涡量降低(图 13(a)蓝框所示), 同时, 流动在 $x-z$ 平面内的回旋强度(图 13(b)黑框所示)减弱, 使得热气流的螺旋形上升形式被抑制, 区域 1 内热量的滞留时间减少。从图 14 中的三维流线, 也可以直观地看出, 加装风扇后区域 1 内热气流的螺旋形上升形式被抑制。在机舱上方区域, 有少数热气流仍从机舱上方沿展向方向流出, 但这部分气流的流量相比于原机舱已大幅度降低, 更多的气流在小风扇的驱动下直接从发动机上方向机舱后方流出区域 1。

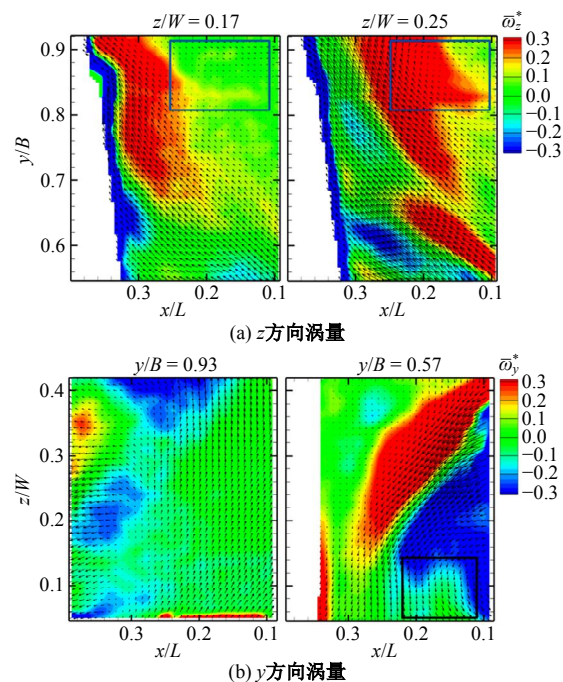


图 13 加装小风扇后区域 1 二维切面时均涡量示意图
Fig. 13 Distribution of time-averaged vorticity of different sections in region 1 after configuring the small fans

图 15 给出了进行流动控制后 $x/L=0.31$ 截面的时均温度场分布, 可以发现, 加装小风扇后区域 1 的平均温度有了显著下降, 比较该截面 $0.11 < z/W < 0.27$, $0.55 < y/B < 0.91$ 范围内热电偶测点的平均温度, 加装风扇后平均温度相比于原机舱下降了 4.5%。

上述结果表明, 加装小风扇可以改善热气流

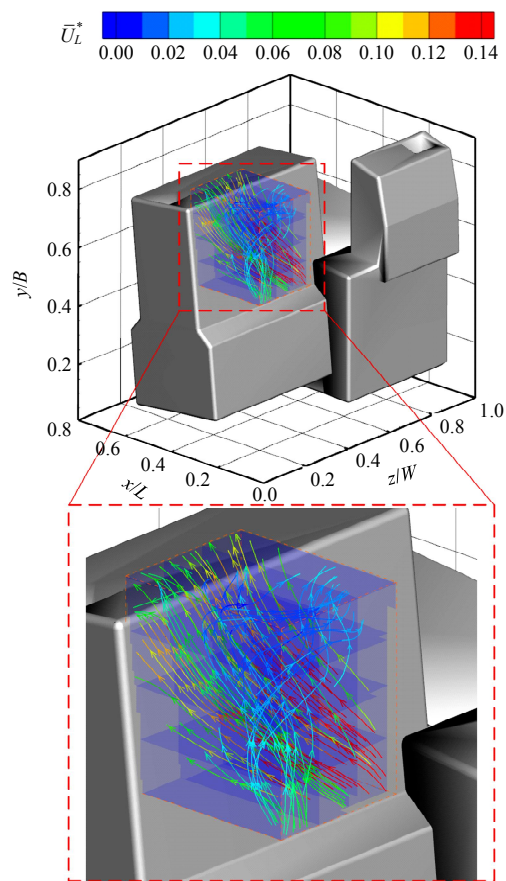


图 14 加装小风扇后区域 1 三维时均流线示意图
Fig. 14 Schematic diagram of three-dimensional time-averaged streamline in region 1 after configuring the small fans

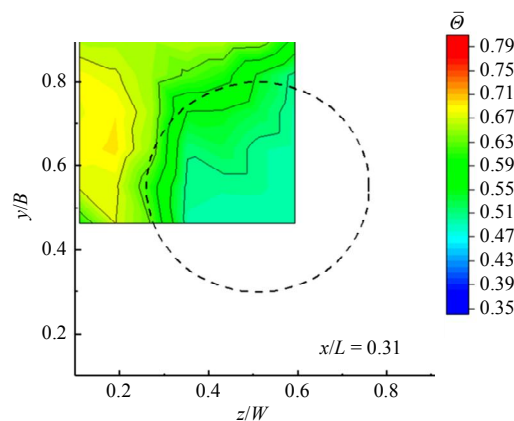


图 15 加装小风扇后 $x/L=0.31$ 截面时均温度场分布
Fig. 15 Distribution of time-averaged temperature of section $x/L=0.31$ after configuring small fans

在区域 1 内的滞留情况, 抑制热气流的螺旋形运动形式, 降低区域 1 内的平均温度。

2.3.2 区域 2

由图 6 与图 9 可知, 在变速箱与发动机的交界位置存在由流动分离引起的低压区, 在低压区的引导下, 发动机与机舱下壁间的低温回流会上卷,

降低该区域的温度。受到这一启发,针对区域2的局部高温问题,在变速箱侧壁加装导流板(见图16),旨在延缓气流在变速箱表面分离后向发动机表面的再附过程,产生更大范围的低压区,引导发动机与机舱下壁间更多的低温回流上卷,对区域2进行冷却。

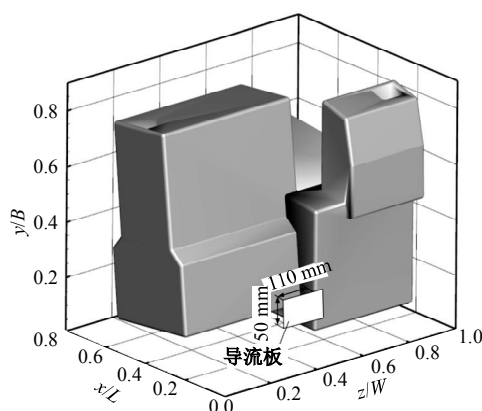


图16 区域2流动控制方法

Fig. 16 Flow control method in region 2

图17给出了加装导流板后区域2二维切面的时均涡量及速度矢量分布。与无导流板情况相

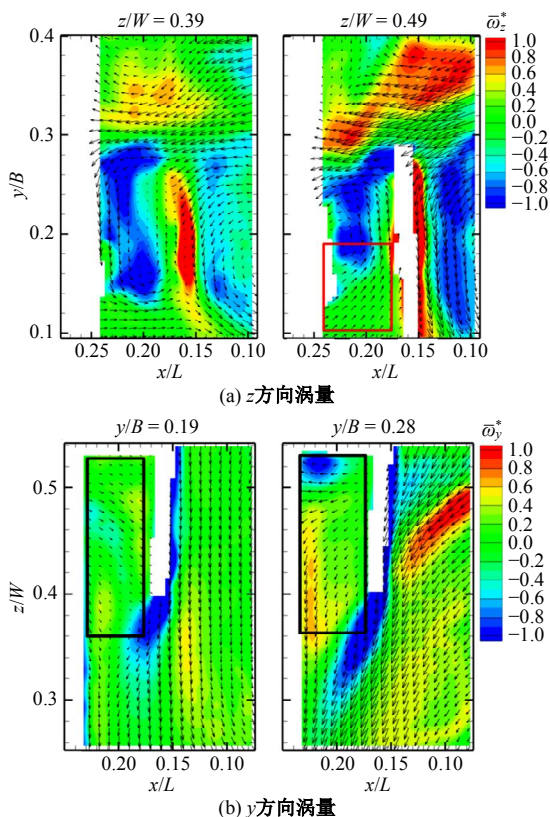


图17 加装导流板后区域2二维切面时均涡量示意图

Fig. 17 Distribution of time-averaged vorticity of different sections in region 2 after configuring the deflector

比,加装导流板后,展向流动的流动分离被延后至导流板尖端处(见图17(b)),使得导流板与发动机之间产生更大范围的低压区(图17黑框所示),在低压区的诱导下,发动机下方的低温回流发生上卷(图17(a)红框所示),相比于无导流板情况(见图9),上卷气流的展向覆盖范围更大、上卷速度更高。从图17(a)以及图18的三维时均流线中也可以看出,呈螺旋形运动的热气流也被导流板阻隔在机舱上游一侧,减少了热气流与发动机表面的直接接触。

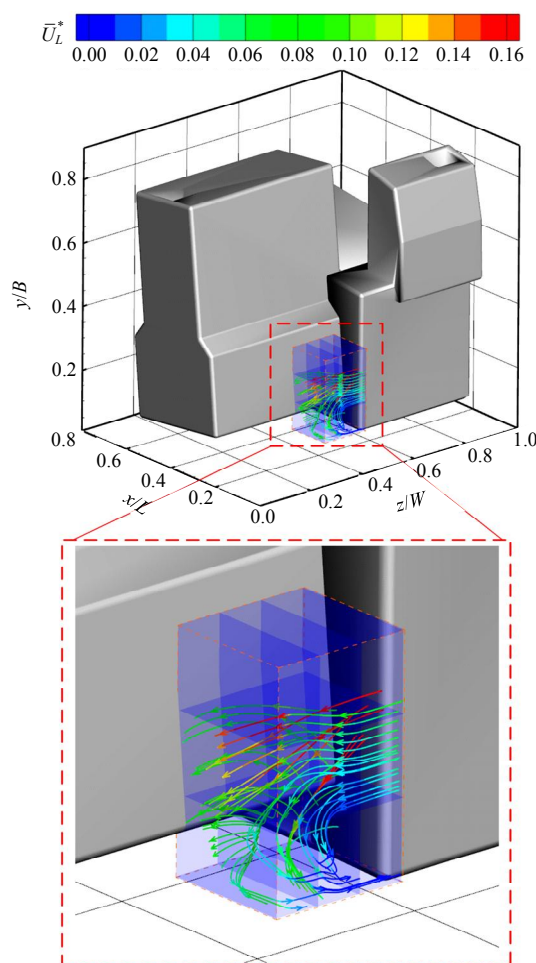


图18 加装导流板后区域2三维时均流线示意图

Fig. 18 Schematic diagram of three-dimensional time-averaged streamline in region 2 after configuring the deflector

图19给出了加装导流板后流向截面 $x/L=0.24$ 的平均温度场分布情况,可以发现区域2的平均温度有了明显下降,在该截面 $0.27 < z/W < 0.43$, $0.11 < y/B < 0.28$ 范围内,加装导流板后平均温度相比于原机舱下降了8.3%。

上述结果表明,加装导流板可以实现局部冷

却,导流板能够引导低温气流上卷,阻隔螺旋形热气流,有效地降低区域 2 内的平均温度。

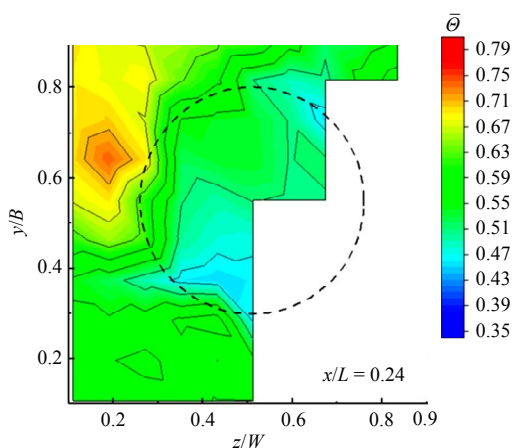


图 19 加装导流板后 $x/L = 0.24$ 截面的时均温度场分布

Fig. 19 Distribution of time-averaged temperature of section $x/L = 0.24$ after configuring the deflector

3 结 论

(1)在汽车发动机舱发动机迎风区域存在两处由螺旋形气流聚集引起的局部高温区,分别位于发动机上方与侧壁交界处、发动机下方与变速箱交界处。

(2)通过加装小风扇、导流板等流动控制措施,削弱了螺旋形气流运动,引导低温流体进入高温区,实现局部冷却,两处高温区平均温度分别下降了 4.5% 和 8.3%。

参考文献:

- [1] 赵彬. 汽车发动机舱内流阻力与散热性能的协同优化[D]. 重庆: 重庆理工大学车辆工程学院, 2020.
Zhao Bin. Synergistic optimization of engine compartment internal flow resistance and heat dissipation performance[D]. Chongqing: College of Vehicle Engineering, Chongqing University of Technology, 2020.
- [2] Alajbegovic A, Xu B, Konstantinov A, et al. Simulation of cooling airflow under different driving conditions[C]//SAE Technical Paper, 2007-01-0766.
- [3] Uhl B, Brotz F, Fauser J, et al. Development of engine cooling systems by coupling CFD simulation and heat exchanger analysis programs[J]. SAE Transactions, 2002, 111: 13-22.
- [4] Liu H, Wen M, Yang H, et al. A review of thermal management system and control strategy for automotive engines[J]. Journal of Energy Engineering, 2021, 147(2): 03121001.
- [5] 袁侠义. 汽车发动机舱热管理研究与改进[D]. 长沙: 湖南大学机械与运载工程学院, 2010.
Yuan Xia-yi. Investigation and improvement on underhood thermal management[D]. Changsha: College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, 2010.
- [6] 戴澍凯, 周贤杰. 基于 CFD 的轿车发动机舱前端流场优化[J]. 机械研究与应用, 2012(5): 7-9.
Dai Shu-kai, Zhou Xian-jie. Optimization of car engine compartment front flow field based on CFD[J]. Mechanical Research & Application, 2012(5): 7-9.
- [7] 贾青, 杨志刚. 汽车前端部件结构对冷却性能的影响[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2014, 42(8): 1221-1226.
Jia Qing, Yang Zhi-gang. Effect of automotive front-end components structure on cooling performance[J]. Journal of Tongji University(Natural Science Edition), 2014, 42(8): 1221-1226.
- [8] 黄轶. 前保格栅对冷却模块性能影响的仿真与试验分析[J]. 汽车电器, 2013(06): 25-26, 29.
Huang Yi. Simulation and test analysis to the effect of air conditioner front grille on cooling module performance[J]. Auto Electric Parts, 2013(06): 25-26, 29.
- [9] Obidi T Y. Thermal Management in Automotive Applications[M]. Warrendale: SAE International, 2015.
- [10] 王晶, 张成春, 张春艳, 等. 客车侧围格栅对发动机舱内热环境的影响[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2012, 42(3): 563-568.
Wang Jing, Zhang Cheng-chun, Zhang Chun-yan, et al. Effect of bus side grill on engine underhood thermal environment[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2012, 42(3): 563-568.
- [11] Singh R, Shen F. CFD-based robust optimization of front-end cooling airflow[J]. SAE Transactions, 2007, 116: 33-39.
- [12] Dangmali V, Dhamangaonkar P, Atnurkar A. CFD simulation of under hood engine compartment for fork-lift truck[C]//SAE Technical Paper, 2013-01-2840.
- [13] Shi Z, Huang Z, Chen Q, et al. Thermal management performance analysis and improvement for a commercial vehicle engine compartment through a 1D/3D co-simulation method[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2024, 16(12): 16878132241301316.

- [14] Hu J, Guo L, Yang H, et al. Improvement methods for thermal backflow phenomenon in engine compartment blow-type air cooler module[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, 49: 103182.
- [15] 肖红林, 石月奎, 王海洋, 等. 大型车辆冷却风扇数值模拟的研究[J]. *汽车工程*, 2011, 33(7): 636-640.
Xiao Hong-lin, Shi Yue-kui, Wang Hai-yang, et al. A study on the numerical simulation for the cooling fan of large vehicle [J]. *Automotive Engineering*, 2011, 33(7): 636-640.
- [16] Mehravaran M, Zhang Y. Optimizing the geometry of fan-shroud assembly using CFD[C]//SAE Technical Paper, 2015-01-1336.
- [17] 曹国强, 王良模, 邹小俊, 等. 卡车发动机舱流场分析与散热性能研究[J]. *机械设计与制造*, 2013(8): 100-103.
Cao Guo-qiang, Wang Liang-mo, Zou Xiao-jun, et al. Analysis of truck engine compartment flow field and research on heat dissipation performance[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2013(8): 100-103.
- [18] 刘水长. 基于双场耦合的反置发动机舱内流场强化散热研究[D]. 广州: 华南理工大学机械与汽车工程学院, 2016.
Liu Shui-chang. A study on enhanced heat dissipation of reverse arrangement engine compartment inner flow field based on dual-field coupling[D]. Guangzhou: School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, 2016.
- [19] 刘水长, 谷正气, 张勇, 等. 自卸车发动机舱内热流场分析及优化[J]. *中国机械工程*, 2015, 26(12): 1621-1625.
Liu Shui-chang, Gu Zheng-qi, Zhang Yong, et al. Thermal characteristic analysis of a mining dump-truck engine compartment and optimization [J]. *China Mechanical Engineering*, 2015, 26(12): 1621-1625.
- [20] 王雁南. X111轿车发动机舱热平衡分析与改进[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2010.
Wang Yan-nan. Heat balance analysis and improvement of engine compartment for X111 passenger car [D]. Changchun: College of Automotive Engineering, Jilin University, 2010.
- [21] 蔡德宏. 基于耦合模型的汽车发动机舱散热特性研究 [D]. 长沙: 湖南大学机械与运载工程学院, 2012.
Cai De-hong. Cooling performance research of automotive engine cabin based on coupled model[D]. Changsha: College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, 2012.
- [22] Alajbegovic A, Sengupta R, Jansen W. Cooling air-flow simulation for passenger cars using detailed underhood geometry[C]//SAE Technical Paper, 2006-01-3478.
- [23] Jama H, Watkins S, Dixon C, et al. Airflow distribution through the radiator of a typical Australian passenger car[C]//15th Australasian Fluid Mechanics Conference. Sydney, Australia: The University of Sydney, 2004.
- [24] Ng E. Vehicle engine cooling systems: assessment and improvement of wind-tunnel based evaluation methods [D]. Melbourne: RMIT University, 2002.
- [25] 曹原, 李荣光, 李剑, 等. 基于风洞试验的重型卡车冷却系统匹配细节分析[J]. *机械制造与自动化*, 2016, 45(4): 219-222.
Cao Yuan, Li Rong-guang, Li Jian, et al. Matching details analysis of heavy truck cooling system based on wind tunnel test[J]. *Machine Building & Automation*, 2016, 45(4): 219-222.
- [26] Khaled M, Harambat F, Peerhossaini H. A quantitative method for assessment of car inclination effects on thermal management of the underhood compartment[J]. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2009, 1(1): 014501.
- [27] Khaled M, Hage H E, Harambat F, et al. Energy management in car underhood compartment—temperature and heat flux analysis of car inclination effects [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2015, 36(1): 68-80.
- [28] 蔡金良, 孙晓颖, 赵晓晖. 考虑复杂金属设备的车辆发动机舱电磁环境效应分析[J]. *吉林大学学报: 工学版*, 2016, 46(4): 1360-1367.
Cai Jin-liang, Sun Xiao-ying, Zhao Xiao-hui. Electromagnetic environment effect analysis of vehicle engine compartment considering complex metal equipment[J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2016, 46(4): 1360-1367.
- [29] 张杰. 某乘用车发动机舱多场耦合散热机理及结构优化研究[D]. 淮南: 安徽理工大学机械工程学院, 2021.
Zhang Jie. Research on multi-field coupling heat dissipation mechanism and structural optimization of a passenger car engine compartment[D]. Huainan: School of Mechanical Engineering, Anhui University of Science and Technology, 2021.
- [30] Liu J, Zhang Z, Wang Y, et al. Experimental study on the three-dimensional wake structure of the DriveAer standard model[J]. *Journal of Visualization*,

- 2021, 24(3): 443-460.
- [31] 张之豪, 王宇萌, 王庆洋, 等. 利用自动 PIV 技术测量 DrivAer 模型三维尾流场结构[C]//2020 中国汽车工程学会年会暨展览会, 上海, 2020.
- [32] Antonia R, Zhou Y, Matsumura M. Spectral characteristics of momentum and heat transfer in the turbulent wake of a circular cylinder[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1993, 6(4): 371-375.
- [33] Zhou Y, Zhang H, Yiu M. The turbulent wake of two side-by-side circular cylinders[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2002, 458: 303-332.
- [34] Seuntjens H, Kieft R, Rindt C, et al. 2D temperature measurements in the wake of a heated cylinder using LIF[J]. *Experiments in Fluids*, 2001, 31(5): 588-595.
- [35] Guo Z, Tao W, Shah R. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48(9): 1797-1807.