

# 基于 CFD 分析的电动客车电器舱温度场优化

曹红军<sup>1</sup>, 吉 扬<sup>1</sup>, 熊 乐<sup>1</sup>, 任田良<sup>1</sup>, 徐志远<sup>2</sup>

(1. 中车时代电动汽车股份有限公司, 湖南 株洲 412007; 2. 湘潭大学, 湖南 湘潭 411105)

**摘 要:**基于 CFD 软件分析某电动客车电器舱的流场温度场,设计出相对较优的电器舱散热方案,提出侧围进气格栅以及散热器导风罩的优化措施。

**关键词:**电动客车; 电器舱; 温度场; CFD 仿真

中图分类号:U469.72

文献标志码:A

文章编号:1006-3331(2023)03-0019-04

## Temperature Field Optimization of Electric Bus

### Electric Parts Cabin Based on CFD Analysis

CAO Hongjun<sup>1</sup>, JI Yang<sup>1</sup>, XIONG Le<sup>1</sup>, REN Tianliang<sup>1</sup>, XU Zhiyuan<sup>2</sup>

(1. CRRC Electric Vehicle Co., Ltd., Zhuzhou 412007, China; 2. Xiangtan University, Xiangtan 411105, China)

**Abstract:**Based on the CFD software, the authors analyze the flow field and temperature field of the electric parts cabin of an electric bus, design the relatively optimal heat dissipation scheme for the electric bus parts cabin, and propose the optimization measures of the side air intake grille and radiator air guide cover.

**Key words:**electric bus; electric part cabin; temperature field; CFD simulation

电动客车为了降低行驶过程中的平均能耗,在保证乘客舱空间足够大的情况下,必须尽量控制车身总尺寸以及总质量。故其电器舱空间一般比较狭小<sup>[1]</sup>,电器零部件安装紧凑,其中不乏发热量较大的设备,如车辆主驱动电机系统、交流充电机、空压机以及散热器等。安装紧凑易形成过热的电器舱环境,影响 ATS 散热器的正常工作,导致电机、交流充电机等电器冷却不良,影响使用寿命。CFD 仿真技术在客车电器舱流场研究以及优化措施评估方面已经得到广泛应用<sup>[2-11]</sup>,本文展示其具体过程。

## 1 原电器舱温度场仿真分析

### 1.1 电器舱三维模型及冷气路径

在图纸设计阶段,根据 2D 设计图纸建立三维实体模型。电器舱零部件众多,外形复杂,各种管路、线路交错,需要根据仿真模型简化原则(即忽略离散线束的影响),简化处理电器件表面轮廓细节,保留住体积模型。简化后的电器舱三维模型如图 1 所示。

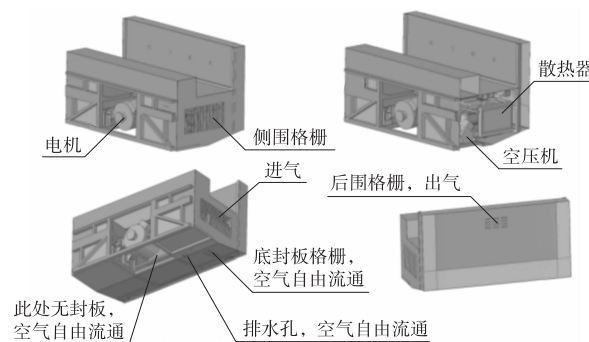


图 1 电器舱三维模型及冷气路径

车辆行驶过程中,车外冷空气主要由 2 条路径进入电器舱:一条路径是先通过侧围进气格栅进入,然后通过散热器散热翅片区,再经过散热风扇把热风排到舱内,最后通过舱体未封板的区域流到舱外,这是主要散热路径;另一条路径是通过电器舱底部无封板区域以及孔洞区域进入电器舱(电机前方和下方是没有舱体封板)。这 2 条路径的空气最终都通过电器舱底部无封板区域或后围装配间隙排到舱外,顺便带走舱内热量,在简化模型时需准确保留流场路径主特征

收稿日期:2023-03-20。

第一作者:曹红军(1984—),男,工程师;主要从事 CFD 流体仿真工作。E-mail:314081668@qq.com。

几何元素。

## 1.2 仿真模型的网格划分

在图 1 三维模型基础上建立流体仿真模型,如图 2 所示,流体仿真模型包含电器舱外部环境区域。

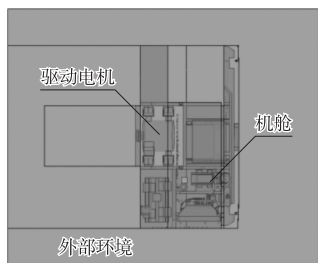


图 2 原电器仿真模型

划分的网格模型需保证电器舱侧围格栅每条通道横截面网格数不少于 10 个,重要零部件面网格尺寸小于 4 mm,边界层第一层网格厚度小于 0.1 mm,边界层层数大于 5 层。根据以上要求建立的电器舱网格模型如图 3 所示。

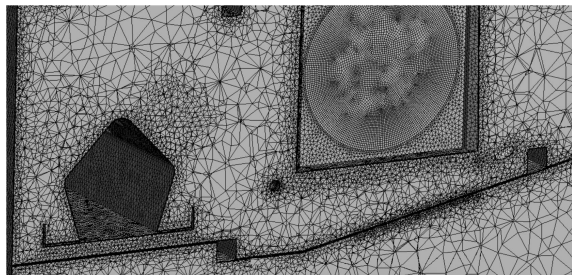


图 3 剖面网格

## 1.3 仿真模型边界条件

仿真模型边界条件设定见表 1。采用速度入口边界条件替代车辆行驶速度,散热风扇根据 P-Q 曲线等效成动力源项,散热器换热翅片区根据厂家提供的流阻曲线等效成多孔介质区域。

表 1 仿真模型边界条件

| 参数                           | 数值   |
|------------------------------|------|
| 水冷电机表面温度/℃                   | 70   |
| 行驶时电机发热功率/kW                 | 4.56 |
| 行驶时控制器发热功率/kW                | 3    |
| 车辆行驶速度/(km·h <sup>-1</sup> ) | 30   |
| 环境温度/℃                       | 35   |
| 电器舱蒙皮温度/℃                    | 40   |

## 1.4 原电器舱仿真结果

仿真软件采用 ANSYS16.0 中的 CFX 模块,收敛残差标准在 1E-4 以下,迭代循环步数不少于 3 000 步,仿真结果(流场温度场)如下:

1) 散热器水平方向中截面速度矢量如图 4 所示。从图中可以看出,外界冷空气从侧围格栅进入后,大部分冷空气被散热器吸入,部分冷空气从视图展示的右侧(散热器与侧围之间的安装间隙)流走;由于热空气回流的影响,侧围进气格栅的前部进气有限。散热器垂直方向中截面速度矢量如图 5 所示。从图中可以看出,热空气从散热器出来之后直接冲向转向阻力总成和高压接线盒,部分气体从散热器底部回流到散热器进口。

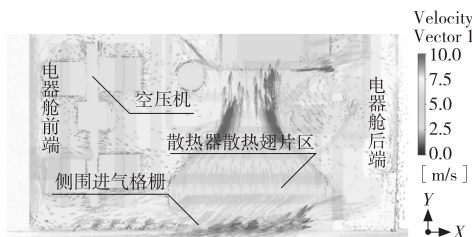


图 4 散热器水平方向中截面速度矢量

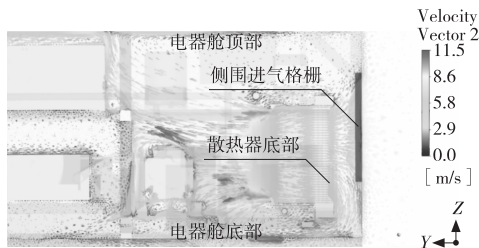


图 5 散热器垂直方向中截面速度矢量

2) 散热器水平方向中截面温度云图如图 6 所示。从图中可以看出,空压机附近温度较高,部分高温流体回流再次进入散热器进口。散热器垂直方向中截面温度云图如图 7 所示。从图中可以看出,散热器底部高温流体回流比较严重,主要原因是侧围格栅安装高度明显高于散热器高度。

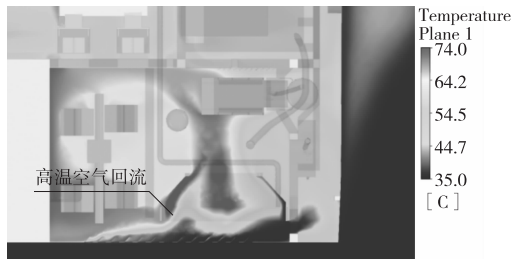


图 6 散热器水平方向中截面温度云图



图7 散热器垂直方向中截面温度云图

3) 散热器空气侧的空气流量仿真结果为  $2\,077\text{ m}^3/\text{h}$ , 但侧围进气量仿真结果为  $1\,127\text{ m}^3/\text{h}$ , 这表明散热器空气侧接近一半流量是高温回流空气, 高温回流空气提高了散热器进口空气的平均温度 (达到  $45.3\text{ }^\circ\text{C}$ ), 相较于环境温度  $35\text{ }^\circ\text{C}$ , 提升了  $10.3\text{ }^\circ\text{C}$ , 严重影响散热器的散热效率, 同时恶化了电器舱热环境, 散热器出口平均温度达到了  $62.72\text{ }^\circ\text{C}$ 。侧围进气格栅有效通风面积偏小限制了侧围格栅的冷空气进气量, 因此需对电器舱结构进行优化。

## 2 电器舱结构优化及效果评估

### 2.1 结构优化

依据以上仿真结果进行结构优化, 电器舱优化措施如下:

1) 在原散热器进口添加导风罩, 具体结构如图8所示。

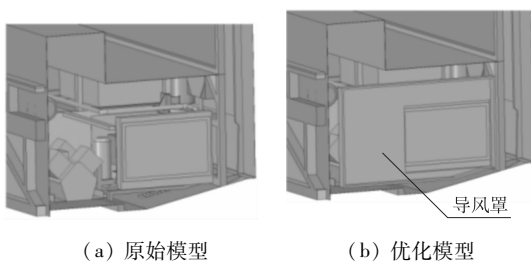


图8 散热器进口导风罩

2) 改变侧围进气格栅的开度角, 由原来的  $135^\circ$  改成  $120^\circ$ , 如图9所示。

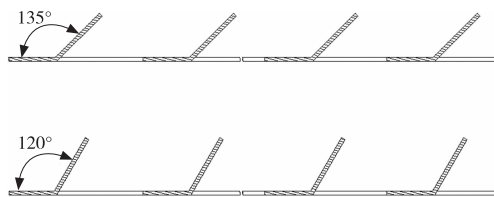


图9 侧围进气格栅

### 2.2 优化效果

对优化后的电器舱结构重新进行仿真分析, 结果如下:

1) 从图10可以看出, 由于导风罩的存在, 散热器与侧围之间不存在安装间隙, 散热器的流通风量完全来自侧围进气格栅。从图11可以看出, 由于散热器增加了导风罩, 热回流现象不再存在, 侧围格栅进入的冷空气出现向下流的趋势, 保证散热器底部进气量的同时, 降低散热器底部进气温度, 改善散热器整个格栅进口平面的温度分布。

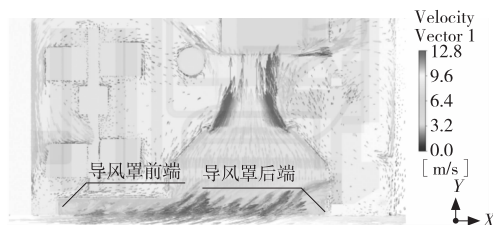


图10 散热器水平方向中截面速度矢量



图11 散热器垂直方向中截面速度矢量

2) 散热器水平方向中截面温度云图(图12)显示, 电器舱空压机附近温度明显得到改善 (相较于图6); 散热器垂直方向中截面温度云图(图13)显示, 散热器进口温度在高度方向变得更平均了 (相较于图7)。散热器内部的温度整体呈下降趋势。

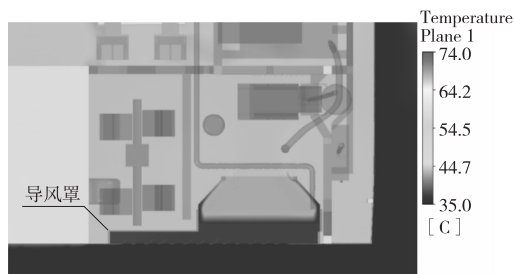


图12 散热器水平方向中截面温度云图

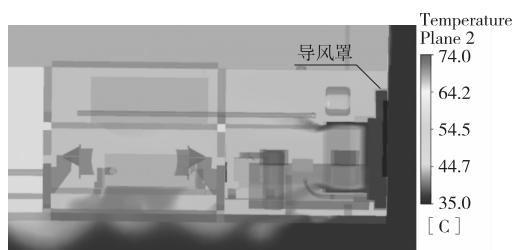


图 13 散热器垂直方向中截面温度云图

3) 侧围格栅进气量仿真结果达到了  $1\,956\text{ m}^3/\text{h}$ , 比初始设计的  $1\,127\text{ m}^3/\text{h}$  提升了  $829\text{ m}^3/\text{h}$ , 改善效果明显(表明吸入了足够多的低温空气)。散热器散热风扇出口平均温度仿真结果只有  $48.8\text{ }^\circ\text{C}$ , 散热器出风口平均温度相较于初始设计  $62.72\text{ }^\circ\text{C}$  降低了  $13.92\text{ }^\circ\text{C}$ , 降幅明显, 此温度比较适宜, 可保证散热器处于高效散热状态, 并满足电机、电机控制器以及交流充电机的冷却需求。

### 3 结束语

由于原始设计的电器舱散热器热回流现象严重, 即使散热器冷却风量足够大, 电器舱温度依然很高, 严重影响电器件的使用寿命。通过优化电器舱结构, 杜绝散热器热回流, 增大侧围进气格栅流通面积, 在散热器流通风量基本维持不变且散热器散热功率相同的情况下, 散热器出口空气温度平均下降了  $13.92\text{ }^\circ\text{C}$ , 满足电机系统散热需求的同时明显改善了电器舱

热环境。

### 参考文献:

- [1] 张宝亮. 汽车发动机舱热管理技术的研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- [2] 朱旭东. 湍流模型的比较、改进和应用[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2005.
- [3] 吴军, 谷正气, 钟志华. SST 湍流模型在汽车绕流仿真中的应用[J]. 汽车工程, 2003, 25(4): 326-329.
- [4] 盛嘉文. 基于一维/三维及耦合传热的某商用车机舱热管理研究与改进[D]. 重庆: 重庆大学, 2017.
- [5] 刘胜军. 汽车发动机舱散热特性数值分析与优化[D]. 长沙: 湖南大学, 2012.
- [6] 王萍萍, 张振东. 汽车发动机舱热管理三维仿真分析与优化[J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(8): 52-56.
- [7] 袁侠义. 汽车发动机舱热管理研究与改进[D]. 长沙: 湖南大学, 2010.
- [8] 谢暴, 陶其铭. 基于 CFD 的汽车发动机舱热管理及优化[J]. 汽车安全与节能学报, 2016, 7(1): 115-122.
- [9] 沈磊. 基于某中型货车的发动机舱热管理系统匹配与分析[D]. 长春: 吉林大学, 2021.
- [10] 陈存福, 费洪庆, 胡金蕊, 等. 某商用车发动机舱热管理仿真分析与试验研究[J]. 汽车技术, 2020(2): 47-52.
- [11] 李惠, 常印坤, 施晓光. 汽车进气格栅对发动机舱热管理的影响[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2019, 48(2): 37-39.