

某纯电动客车空调机组 CFD 分析与研究

文 | 张克鹏 浙江盾安人工环境股份有限公司

一、引言

近年来,随着国家对车辆环保要求,以及乘客对客车空调舒适性需求的日益提高,新能源(纯电动)客车得到极大发展和推广,客车空调在整个客车设计过程中显得尤为重要。纯电动客车由于受到续航限制,对能耗要求也比较苛刻,而空调作为纯电动客车的主要能耗系统,高效节能的空调是纯电动客车开发过程中必须考虑的。空调机组作为客车空调的重要组成部分,其空气侧气流分布均匀性是影响性能的重要因素之一。

CFD(Computational Fluid Dynamics)仿真技术在工业领域的应用得到越来越多的认可。它是伴随着计算机技术和数值计算技术的发展而发展的,利用计算机求解流体的各种守恒控制偏微分方程组的技术。本文以某纯电动空调客车为研究对象,运用计算流体力学技术,基于商用 CFD 软件 ANSYS Fluent 软件的有限容积法模拟空调机组的流动状况,进行仿真分析,观察空调机组内流场分布及换热器表面速度等信息,为空调系统性能提升提供理论依据。

二、流体力学方程

计算流体力学是把描述空气运动的连续介质数学模型离散成大型代数方程组,并在计算机上求解。通过微分方程的离散化和代数化,把偏微分方程转化为代数方程,再通过

适当的数值计算方法求解方程组,得到流场的数值解,然后通过不同的拟合方法把节点解拟合到网格的对应区域。

流体流动时所有介质满足物理守恒定律:质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律。在流体流动处于湍流状态时,整个体系还要遵循湍流运输方程。以上这些守恒定律的数学描述,统称为控制方程。文中选用 CFD 软件中提供的 Realizable k-ε 湍流模型进行数值计算。

湍流控制方程为三维不可压缩雷诺方程时均应用 Navier-Stokes 方程:

(1) 质量守恒方程。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

(2) 动量方程。

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = \\ - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \end{aligned} \quad (2a)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = \\ - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \end{aligned} \quad (2b)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{u}) =$$

$$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \quad (2c)$$

(3) 能量方程。

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u} T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (3)$$

其中 div 为矢量符号, $\text{div}(\mathbf{a}) = \partial a_x / \partial x + \partial a_y / \partial y + \partial a_z / \partial z$, grad 为梯度符号。式中: ρ 为流体密度, 单位为 kg/m^3 ; t 为时间, 单位为 s ; $\mathbf{u}$ 为速度矢量, 单位为 m/s ; u 、 v 、 w 是速度矢量 $\mathbf{u}$ 在 x 、 y 、 z 方向的分量; x 、 y 、 z 为流体流动方向; p 为流体微元体上的压力, 单位为 N ; τ 为粘性应力, 单位为 Pa ; F_x 、 F_y 、 F_z 为 x 、 y 、 z 三个方向上微元体体力, 单位为 N ; T 为温度, 单位为 K ; k 为流体换热系数, 单位为 $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$; c_p 为流体比热容, 单位为 $\text{J/(kg} \cdot \text{K)}$; S_T 为流体内部热源和由粘性作用引起流体机械能转变为热能, 单位为 J 。

三、模型建立及边界条件

1、三维模型建立

计算模型为某纯电动客车空调机组, 采用 SolidWorks 建立其三维模型, 如图 1 所示。几何模型生成后, 为了建立有限元模型, 需要将空调机组模型从 SolidWorks 中导出为 stp 格式。

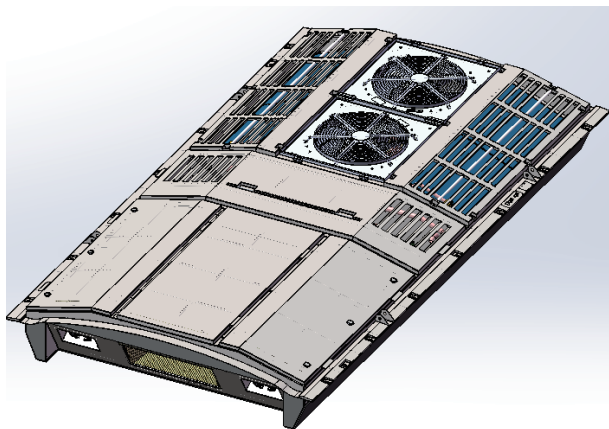


图 1 空调机组 3D 模型

2、网格模型建立

针对该空调机组, 本文采用 ANSYS 仿真平台 CFD 专业前处理软件 ICEM CFD 进行几何清理和网格划分, 面网格全部采用三角形网格, 为获得在空调机组计算域入口处更好的计算收敛性, 在其入口边界进行外部拉伸, 拉伸长度为

入口直径的 3 倍。纯电动客车空调机组流体计算域模型及机组网格模型分别如图 2、图 3 所示, 最终形成四面体网格非结构化数为 6 145 895。

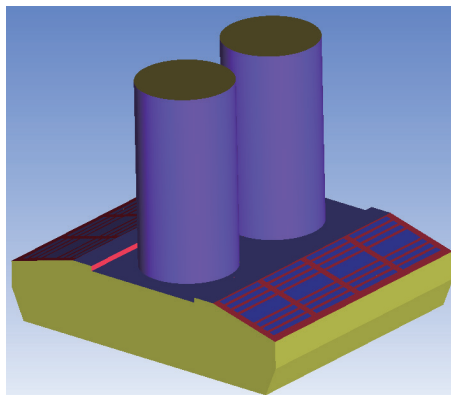


图 2 空调机组流体计算域

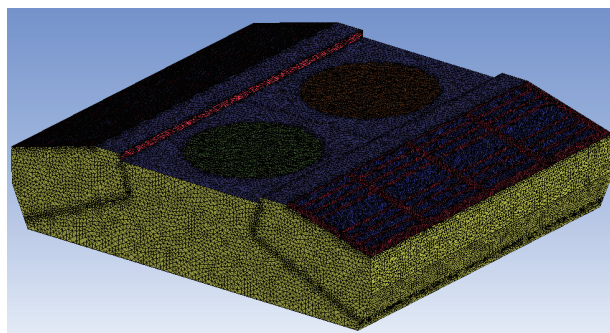


图 3 空调机组网格模型

图 4 为客车空调机组模型网格检查情况, 其中横坐标为网格质量, 1 代表最好, 0 代表最差, 纵坐标为网格数量。从图 4 中可以看出, 空调机组模型网格质量都在 0.35 以上, 网格质量较好, 满足计算要求。

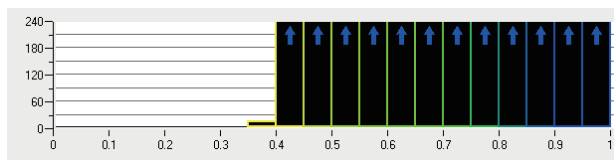


图 4 空调机组模型网格质量

3、边界条件的设定

由于纯电动客车一般工作环境在 $-20 \sim 40^\circ\text{C}$ 范围内, 空气的物理参数随温度变化范围不大, 因此对该客车空调机组内部流动情况的研究, 仅考虑流场内空气的流动特性, 对温

度场的变化情况暂做忽略, 计算流动工质为空气, 空气密度 $\rho = 1.18 \text{ kg/m}^3$ 。具体设置如下。

(1) 总体设置: 流体为空气, 不考虑能量转化, 仅作流场分析。计算软件为大型 CFD 商用软件 ANSYS Fluent, 采用稳态计算, 湍流模型选择 Realizable k- ϵ 模型, 进出口边界条件选择流量进口、压力出口风扇 fan 边界条件, 换热器采用多孔介质模型, 风扇用二维模型。压力速度耦合采用 SIMPLEC 算法, 离散格式采用二阶迎风格式。

(2) 进口边界条件湍流定义方法为湍流强度 + 水力直径, 流量进口设置为 $V = 6\,500 \text{ m}^3/\text{h}$, 湍流强度为 5%, 水力直径为 0.221 m 。出口边界条件湍流定义方法也为湍流强度 + 水力直径, 出口压力为 $P = 140 \text{ Pa}$, 湍流强度为 5%, 水力直径为 0.354 m 。

(3) 换热器作为多孔介质模型, 需要通过换热器的流速和压降关系计算多孔介质模型的惯性阻力系数和粘性阻力系数。在 CFD 软件中, 多孔介质的压降公式表示为:

$$\Delta p = -(P_i |\nu| + P_v) \nu L \quad (4)$$

式中, Δp 为流体经过多孔介质后的压降, 单位为 Pa; P_i 为多孔介质的惯性阻力系数, 单位为 kg/m^3 ; ν 为流体经过多孔介质的等效速度, 单位为 m/s ; P_v 为多孔介质的粘性阻力系数, 单位为 $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$; L 为多孔介质轴向长度, 单位为 m 。表 1 为试验流速压降计算结果。

表 1 换热器风量 - 压损测试结果

风量 (m^3/h)	风速 (m/s)	压力损失 (Pa)
7 000	3.35	162
6 500	3.11	140
6 000	2.87	119
5 500	2.63	100
5 000	2.39	83
4 500	2.15	67

根据表 1 得到图 5 所示的曲线, 并拟合多项式。根据二次多项式前的系数和相关公式计算出多孔介质模型的粘性阻力系数 $14.364 (\text{kg/m}^2 \cdot \text{s})$, 惯性阻力系数为 $0.448 (\text{kg/m}^3)$ 。

风速-压力损失曲线 (Pa)

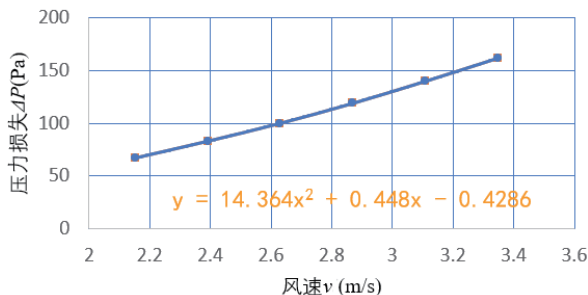


图 5 换热器风速 - 压损曲线

四、计算结果分析

1、仿真计算结果

图 6 为机组内部气流的流线图。从机组内部的空气流线图中可以看出, 机组内部流线不存在间断的现象, 说明机组内部空气流动比较顺畅, 不存在速度死区。

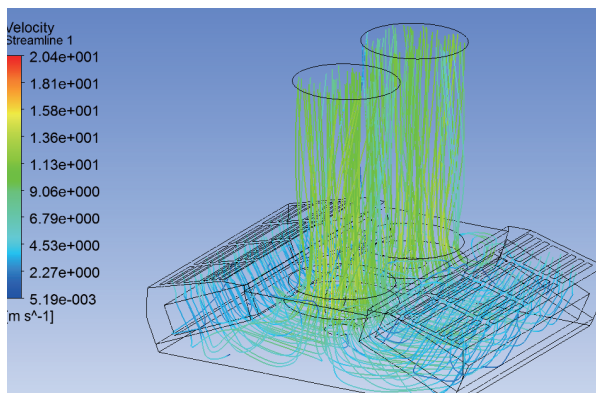


图 6 机组内部空气流线图 (速度单位为 m/s)

图 7 和图 8 分别为机组 $Z = -0.6 \text{ m}$ 截面速度矢量图和机组 $Z = -0.6 \text{ m}$ 截面速度等值云图。

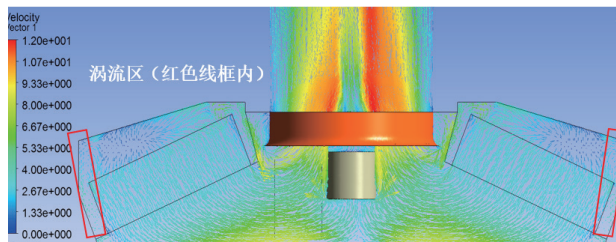


图 7 空调机组在 $Z = -0.6 \text{ m}$ 截面速度矢量图 (速度单位为 m/s)

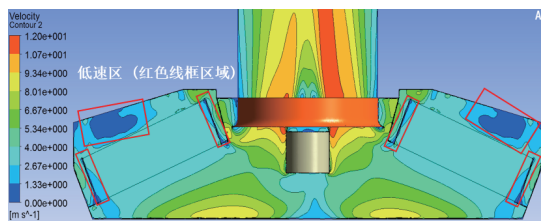


图 8 空调机组在 $Z=-0.6\text{m}$ 截面速度等值云图 (速度单位为 m/s)

从图 7 和图 8 中可以看出,在换热器左、右两个边角区域存在低速区,速度约为 $0.98\sim 1.98\text{m/s}$;在左边换热器左下侧和右边换热器右下侧区域由于存在挡板,气流在该区域会形成回流,回流与机组顶部进风相遇导致风速抵消会在换热器上方区域形成低速区。

图 9 为换热器表面速度分布云图,从图 9 中可以看出,换热器进口表面速度分布并不均匀,上侧部分速度较高,下侧部分速度较低。

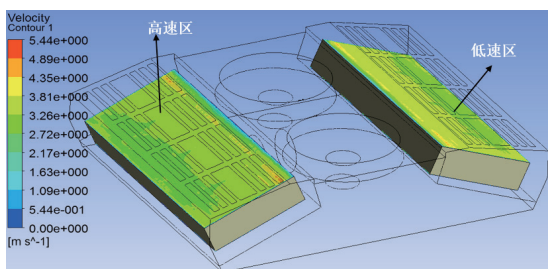


图 9 换热器表面速度分布云图 (速度单位为 m/s)

图 10 和 11 分别为空调机组在 $Z=-0.6\text{m}$ 截面位置处的压力等值云图和换热器表面压力分布云图。

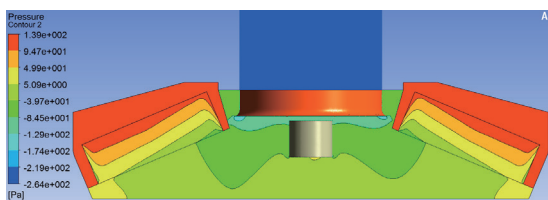


图 10 空调机组在 $Z=-0.6\text{m}$ 截面压力等值云图 (速度单位为 m/s)

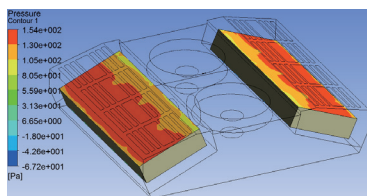


图 11 换热器表面压力分布云图 (速度单位为 m/s)

从图 10 中可以看出,空调机组内压力分布与速度分布相互对应,换热器左、右两个边角区域压力较大,存在一定的气流缓速区;从图 11 中也可以看出换热器进口表面压力分布不均匀,与速度分布相对应,即:在速度高的区域压力低,速度低的区域压力较高。

2、仿真计算与试验结果对比

在带有环境的风洞中进行该纯电动客车空调机组环境试验。表 2 为换热器仿真与试验结果对比。

表 2 空调机组仿真与试验对比

项目	仿真结果	试验结果	误差
换热器进口表面平均风速 (m/s)	3.48	3.34	4.19%
换热器出口表面平均风速 (m/s)	3.16	2.99	5.68%
换热器进出口表面压差 (Pa)	153.3	150.1	2.17%

从表 2 中可以看出,仿真结果与试验结果的误差都在 6% 以内,满足工程分析精度需求,因此可以利用 CFD 仿真结果为后续设计优化提供方案以及优化选型的技术支持。

五、结论及展望

(1) 利用 CFD 仿真技术对某纯电动客车空调机组进行分析,并将换热器表面速度与压差计算结果与试验结果进行对比,证明 CFD 仿真分析的工程精度可行性。

(2) 通过额定风量工况下的空调机组进行 CFD 分析,找出气流对空调机组性能影响位置,在后续空调机组设计过程中需要考虑优化。

(3) 在下一步客车空调机组开发中,建议在设计方案定型前,进行各工况充分的仿真分析验证,有效提升空调机组性能,降低纯电动客车能耗,提高其续航里程的同时,有效提高产品竞争力。IM