

吹风法和车动法对列车设备舱通风性能数值 仿真对比研究

姜琛^{1,2,3†}, 何榕^{1,2,3}, 汤鑫^{1,2,3}, 周伟^{1,2,3}, 曹家宝^{1,2,3}

[1. 轨道交通安全教育部重点实验室(中南大学), 湖南 长沙 410075;

2. 轨道交通安全技术国际合作联合实验室, 湖南 长沙 410075;

3. 中南大学 轨道交通列车安全保障技术国家地方联合工程研究中心, 湖南 长沙 410075]

摘 要:列车设备舱通风在明线环境下常采用车不动而空气运动(吹风法)模拟. 但设备舱位于列车底部, 其周围流场受地面效应影响剧烈, 而车动法模拟车-轨间的相对运动更为合理, 需对两种方法开展对比研究. 本研究以某型四车编组列车模型为对象, 采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型在 200 km/h 速度下开展了网格无关性验证和实车试验验证, 对比分析了吹风法与采用重叠网格技术的车动法在设备舱通风性能仿真中的计算效率、流场结构和通风量精度差异. 经过对比, 在相同计算条件下, 车动法计算时间较吹风法多约 50%; 两种方法在预测列车外流场压力分布时均值相对误差小于 5%, 且都能捕捉到相似的舱内流场结构, 均具备工程应用可行性. 两种方法预测裙板格栅时均质量流量最小相对误差为 3.33%, 但 03 车时均质量流量最大相对误差达 -14.73%, 说明设备舱内用风设备侧进底出的通风方式对地面效应影响剧烈. 综合而言, 吹风法效率突出且在多数场景下适用性良好, 而车动法则在解析地面气动效应方面更为准确.

关键词:高速列车; 设备舱; 通风性能; 车动法; 吹风法

中图分类号:U271.91

文献标志码:A

A comparative numerical simulation study on ventilation performance of train equipment compartments by the fixed-frame uniform-inflow method and the moving reference frame method

JIANG Chen^{1,2,3†}, HE Rong^{1,2,3}, TANG Xin^{1,2,3}, ZHOU Wei^{1,2,3}, CAO Jiabao^{1,2,3}

[1. Key Laboratory of Traffic Safety on Track Ministry of Education (Central South University), Changsha 410075, China;

2. Joint International Research Laboratory of Key Technology for Rail Traffic Safety, Changsha 410075, China;

3. National & Local Joint Engineering Research Center of Safety Technology for Rail Vehicle, Central South University, Changsha 410075, China]

Abstract: During open-air operation of high-speed trains, the fixed-frame uniform inflow method, which keeps the train stationary while the airflow moves, is commonly used to simulate equipment cabin ventilation.

* 收稿日期:2025-09-05

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2023YFB2303705-08), National Key Research and Development Program of China (2023YFB2303705-08); 芙蓉计划青年人才(科技创新类)项目(2025RC3014), Furong Program Young Talents in Scientific and Technological Innovation (2025RC3014)

作者简介:姜琛(1989—), 男, 湖南张家界人, 中南大学副教授, 博士

† 通信联系人, E-mail:jiangchen2007@hotmail.com

However, the equipment compartment is located beneath the train, where the surrounding flow field is strongly affected by the ground effect. The moving reference frame method can more realistically reproduce the relative motion between the train and the track. Therefore, a comparative study of the two methods is necessary. A four-car high-speed train model was employed. Simulations were performed using the standard $k-\varepsilon$ turbulence model at an operating speed of 200 km/h. Grid independence analysis and full-scale experimental validation were conducted. The computational efficiency, flow-field characteristics, and ventilation-rate prediction accuracy of the fixed-frame uniform-inflow method and the moving reference frame method employing overset grid technology were then systematically compared. The results demonstrate that, under identical computational settings, the moving reference frame method requires approximately 50% more computational time compared with the fixed-frame uniform-inflow method. Both methods predicted external flow-field pressure distributions with mean relative error below 5% and captured similar internal flow structures, confirming their engineering applicability. While the minimum relative error in skirt panel grille time-average mass flow rate prediction was 3.33%, the maximum relative error reached -14.73% in the car 03. This considerable discrepancy highlights the significant influence of ground effect on ventilation systems employing side-inlet and bottom-outlet configurations. In conclusion, the fixed-frame uniform-inflow method demonstrates superior computational efficiency and satisfactory applicability for most scenarios, whereas the moving reference frame method provides more accurate predictions of ground-induced aerodynamic effects.

Key words: high-speed train; equipment compartment; ventilation performance; moving reference frame method; fixed-frame uniform-inflow method

随着列车向更高速度和智能化方向发展, 车下设备舱内牵引设备、辅助变压器等关键部件的热负荷显著增加^[1], 因此, 高精度预测设备舱通风性能, 已成为高速列车设备舱内热管理设计的关键问题。

计算流体动力学(CFD)凭借可控性和低成本优势, 成为设备舱通风散热研究的重要手段。在设备舱通风性能研究领域, 往往采用施加真实来流速度边界的相对坐标系法(吹风法), 该方法建模简便、计算效率高, 已被应用于设备舱内温度场预测^[2-9]、格栅结构及位置优化^[10-13]、设备舱内通风性能优化^[14-20]等领域。王一丰^[21]用吹风法证明高速列车设备舱内速度场变换规律受环境温度影响较小, 并开展实车试验验证了吹风法数值仿真的可行性。

相比之下, 车动法因其能完全还原列车与线路的相对运动过程, 被应用于隧道内运行和列车交会工况下列车气动特性研究^[22]。韩运动等^[23]运用动网格方法, 证明了高速列车交会对设备舱瞬时通风性能影响较大, 但持续时间较短。张泽宇^[24]结合大涡模拟与动网格, 揭示挡风墙过渡段非定常气流对设备舱通风的干扰机制。丁叁叁等^[25]基于重叠网格技术分析了真空管道高速列车的运行条件对温度场的影响, 体现了移动网格法在特殊应用场景下的价值。

此外, WU等^[26-27]提出“两步仿真法”, 结合移动坐标系与相对坐标系法, 通过改进的延迟脱体涡模拟IDDE模型准确捕捉了列车交会时设备舱通风量的骤降现象。但由于车动法需采用重叠网格或动网格, 计算成本显著高于吹风法, 从而限制了其工程应用。

已有学者围绕车辆通风仿真中边界条件选择的重要性展开相关分析^[28]。但在列车设备舱通风性能数值研究领域, 现有研究多集中于单一方法, 缺乏在相同工况下对吹风法与车动法精度、效率及适用性进行系统比较的研究。因此, 本文以某型高速列车设备舱为对象, 在统一CFD平台下构建外流场-设备舱-风机的耦合模型, 分别采用吹风法与基于重叠网格的车动法进行模拟, 并通过实车试验数据进行验证。从计算资源消耗、计算精度及场景适用性三个维度量化对比两种方法的差异, 提出面向列车设备舱通风设计的仿真选型建议, 以支撑标准制定与工程优化。

1 模型与方法

1.1 流体力学控制方程

1.1.1 连续性方程

在流体运动过程中, 将流体视作连续性介质,

连续性方程就是描述流体在列车周围运行时的质量守恒方程, 方程表示为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度; t 为时间; x_i 为笛卡儿坐标系中的坐标分量; u_i 为流场速度分量.

1.1.2 运动方程

运动方程由控制体中的动量守恒定律推导得出, 其实际本质为牛顿第二定律, 即作用在控制体中的流体动量对时间的变化率等于外界作用在该控制体上的各力之和, 推导的表达式如下:

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} [(\rho u_j) u_i] - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_j} - \rho g_j = 0 \quad (2)$$

式中: p 为压力; τ_{ij} 为黏性应力张量; g_j 为重力加速度分量.

1.1.3 能量守恒方程

能量守恒方程描述了流体的热传递过程, 包括流体的温度变化和热源对流体的影响, 方程表示为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i H) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \\ \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} u_j) - \rho g_i u_i - q_H = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

式中: E 为总能; T 为气体绝对温度; H 为总焓; k 为热传导系数.

1.2 湍流模型

列车以 200 km/h 的速度在明线条件下运行时, 根据式(1)得其马赫数为 0.16, 空气应按不可压缩流处理. 但运行时设备舱牵引设备发热量大引起温度上升, 导致显著的空气密度变化, 必须采用可压缩流动控制方程描述^[29]. 设备舱内外流动采用基于标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型及理想气体模型对隧道中高速列车设备舱内主要用风设备通风特性进行数值仿真.

湍流动能 k 方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \\ G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \end{aligned} \quad (4)$$

式中: ρ 是流体密度; t 是时间; x_j 是空间坐标; u_i 是速度分量; 下标 i 和 j 为空间坐标方向指标, 取值为 1、2、3, 分别对应 x 、 y 、 z 三个坐标; μ 是分子动力黏度; μ_t 是湍流动力黏度; σ_k 是湍流动能 k 对应的湍流普朗特数; G_k 是平均速度梯度产生的湍流动能生成项; S_k 是用户定义的源项; ε 是湍流耗散率; G_b 是浮力引起的湍流动能生成项; Y_M 代表可压缩湍流中脉动膨胀对

总耗散率的贡献.

湍流耗散率 ε 方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \\ C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ 为经验常数, 在标准 $k-\varepsilon$ 模型中, 通常情况下, $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$; σ_ε 是湍流耗散率 ε 对应的湍流普朗特数.

湍流黏度公式:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

式中: C_μ 是一个常数, 通常为 0.09.

理想气体状态方程:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (7)$$

式中: R 是理想气体常数.

2 几何模型及计算域

2.1 几何模型及边界条件

2.1.1 外流场几何模型

为比较两种数值仿真方法的适用性, 本研究分别构建了车动法与吹风法的外流场几何模型. 将车动法定义为完全模拟列车真实运行情况, 计算域静止, 仅车体及其设备舱以 200 km/h 的速度向前运行; 将吹风法定义为列车保持静止, 速度入口面以 200 km/h 向列车运行反方向(x 负轴)吹风, 模拟相对运动的过程.

1) 车动法: 如图 1 所示, 运用车动法模拟高速列车在明线环境下运行过程, 取车体顶部距轨面高度 H ($H=4.0$ m) 为特征尺寸, 背景区域长为 $325H$, 宽为 $25H$, 高为 $12.5H$. 高速列车于 01 车鼻尖距计算域入口端面 $76H$ 处开始运行, 行驶距离为 500 m, 列车于尾端距计算域出口端面 $150H$ 处停止. 列车总运行物理时间为 9 s. 底部设为无滑移地面, 其余侧壁均为对称边界, 以模拟列车于明线环境下运行过程.

2) 吹风法: 为保证不同方法之间的可比较性与准确性, 吹风法的计算域高度、宽度及计算时间与车动法保持一致, 其几何模型与边界条件如图 2 所示. 列车 01 车鼻尖距 BCGF 为 $12.5H$, 04 车鼻尖距 ADHE 为 $25H$. 设 BCGF 为速度入口, 施加均匀入口速度 200 km/h, 方向为 x 负轴方向; ADHE 为压力出口. 地面采用滑移地面, 速度与来流速度一致, 以反映真实地面效应.

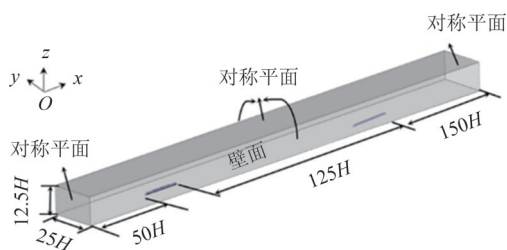


图 1 车动法外域几何模型及其边界条件

Fig.1 Moving reference frame method: external domain geometry and boundary conditions

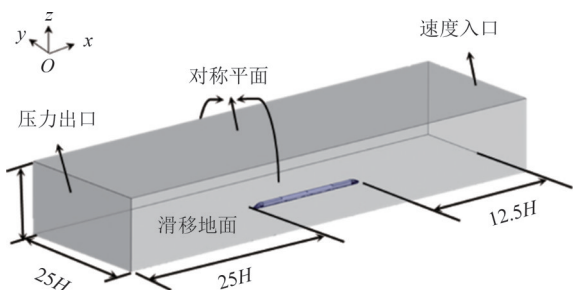


图 2 吹风法外域几何模型及其边界条件

Fig.2 Fixed-frame uniform-inflow method: external domain geometry and boundary conditions

2.1.2 设备舱几何模型

计算模型由四车编组高速列车及计算域两部分组成,四车编组高速列车关键部件的几何模型如

图 3 所示.其由首尾车厢和两节中间车厢组成,车长 106.2 m, 车高 4.0 m. 头尾车厢长度均为 24.4 m, 中间两节车厢长度均为 25 m. 设备舱长度均为 13.8 m, 宽度为 3.16 m, 高度为 0.88 m.

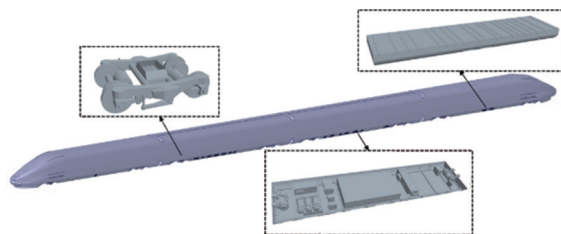
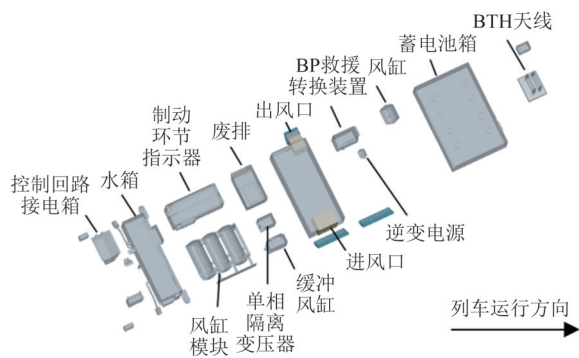


图 3 四车编组高速列车几何模型

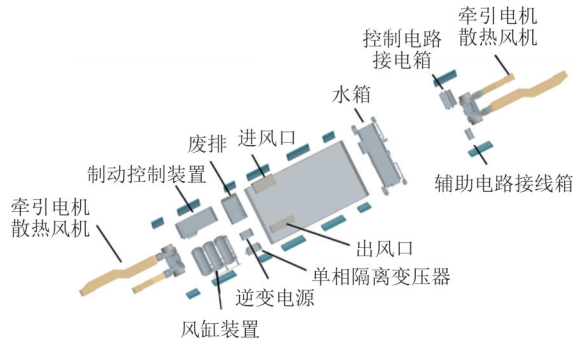
Fig.3 Geometry model of the high-speed train consist

本文主要关注列车设备舱区域的流量、压力,为保证计算精度,保留了所有设备(牵引变压器、牵引变流器、牵引电机散热风机、充电机、废排装置等).对复杂结构进行了适当的简化,如转向架、轨道等,并省去顶部受电弓、轨道与道床.

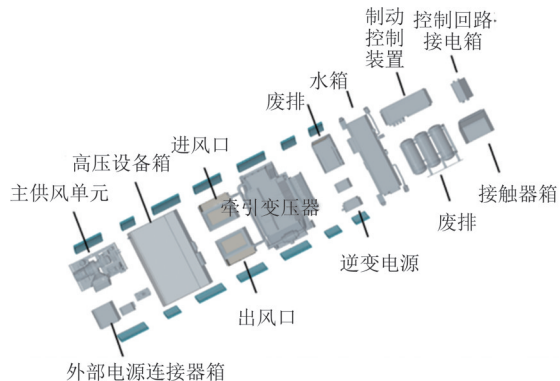
各节设备舱内主要设备如图 4 所示,其中蓝色部分为裙板格栅进行 1:1 精细构建,按长度不同分为 a、b 两种类型,a 型格栅进风面积为 0.139 m^2 ,b 型格栅进风面积为 0.294 m^2 ,其主要结构如图 5 所示.



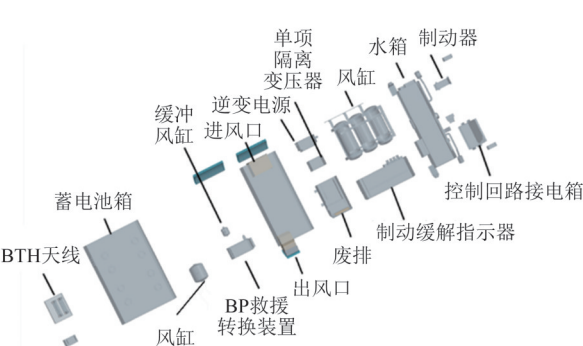
(a)01 车设备舱



(b)02 车设备舱



(c)03 车设备舱



(d)04 车设备舱

图 4 各节设备舱内部设备及进风口

Fig.4 Internal equipment and inlet/outlet vents in the equipment compartments of each car

定义为内部交界面,以便进行设备舱内域与列车外域的物理场数据交换.头尾车格栅仅在单侧布置两个格栅,其中01车右侧与04车左侧为充电机出风口,02、03车设备舱格栅呈左右两侧对称分布,每边各有7个格栅,四节设备舱共有32个格栅.

01车、04车主要用风设备均为充电机,02车为牵引变流器、牵引电机散热风机,03车为牵引变压器.除以上用风设备外,01至04车均设置客室废排单元,其出风口边界条件设定为向舱内排风质量流量入口.

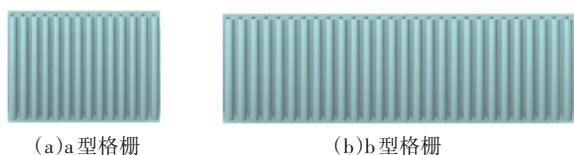


图5 设备舱格栅种类及形状

Fig.5 Types and geometries of equipment compartment grilles

图6展示了02车牵引变流器设备工作过程.对于主要用风设备内部,进风口与出风口间具有一定的实际距离,为减小此段实际距离的影响,于牵引设备内部建立一段风道,并将新增加的面设置为风机交界面,模拟风机真实运转过程.

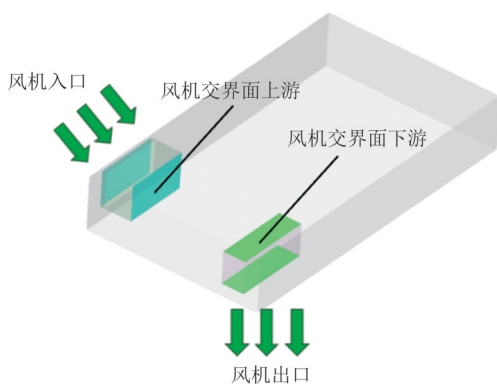


图6 02车牵引变流器风机工作示意图

Fig.6 Operational schematic of the traction converter fan in 02 car

2.2 求解参数设置

本文数值模拟基于商用CFD软件STAR-CCM+开展,采用非定常雷诺平均Navier-Stokes (URANS)方法模拟流场.湍流模型选用标准 $k-\epsilon$ 模型,压力-速度耦合使用SIMPLE算法.所有控制方程均采用二阶精度格式进行离散:压力项采用二阶格式,动量与湍流输运方程均采用二阶迎风格式,梯度计算基于最小二乘法.时间推进采用二阶隐式格式,并由隐式非稳态求解器完成计算.

将时间步长设置为0.000 5 s,保证计算域内

99%网格的库朗数小于1,以满足数值仿真计算中的库朗数要求.为确保残差达到预设收敛要求,同时节省计算时间,均采用阶梯式迭代方法,当运行时间小于0.01 s时,一个时间步采用40次内迭代;当运行时间大于等于0.01 s且小于0.05 s时,一个时间步采用30次内迭代;当运行时间大于等于0.05 s时,一个时间步采用20次内迭代.该策略基于流场初始阶段存在较大瞬态变化,需要更多迭代以确保收敛,而在后期流场趋于稳定时减少迭代以节约计算资源.本次模拟总物理计算时间为9 s.

设备舱通风系统采用真实风机 $P-Q$ 曲线(风量-风压曲线)施加于风机边界,包括牵引变压器、牵引变流器、牵引电机散热风机等关键部位,以确保与实车特性一致(曲线因保密未列出,但通过标定确保额定风量与原型一致).01至04车废排单元出风口设定为质量流量边界,数值为2 800 m³/h.

2.3 网格划分及无关性验证

2.3.1 外流场网格

计算域的空间离散采用商业软件中的切割体非结构六面体网格技术进行,高速铁路外部流场区域设置网格尺寸为2.56 m.为保证研究核心区域求解精度,同时尽量节省计算资源,需要设置网格局部加密区.近车体区域建立加密区,长度为 $27H$,宽度为 $0.85H$,高度为 H ,加密区稍大于一个车体长宽高,网格尺寸控制在0.08 m;高速铁路车底区域建立底层加密区,长度为 $27H$,宽度为 $0.85H$,高度为 $0.25H$,网格尺寸控制在0.04 m.车动法为模拟列车在明线环境中的真实运动,采用重叠网格生成技术,在车身周围设置156.48 m $\times$ 5.92 m $\times$ 5.92 m的重叠区域,重叠区域 x 方向上网格尺寸为0.32 m,其 y , z 方向上网格尺寸为0.16 m.车动法网格生成如图7所示.车动法中重叠区域与背景区域高速铁路网格生成情况合理,满足重叠网格生成准则^[30],不存在网格过大或过小、网格缺失等情况.

车体外表面网格尺寸为80 mm.同时,为更好地求解近壁面附面层流动,所有壁面边界均采用了12层棱柱层网格,第一层厚度为0.001 69 m,网格增长率控制在1.2以内,其网格生成情况如图8所示.

吹风法通过赋值流面速度模拟高速铁路行驶的相对运动过程,列车自身保持静止,因此无须采用重叠网格技术,省略了车动法中的重叠区域与背景区域设置;除上述省略外,其远场区域、近车体加密区、车底加密区以及边界层网格的尺寸设置均与车动法保持一致.吹风法网格细节如图9所示.

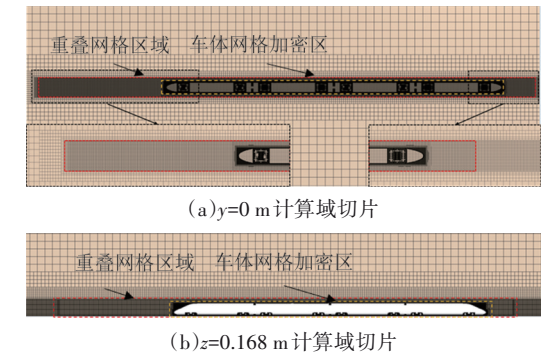


图 7 车动法计算域及加密区网格

Fig.7 Computational domain and mesh refinement zones in the moving reference frame method

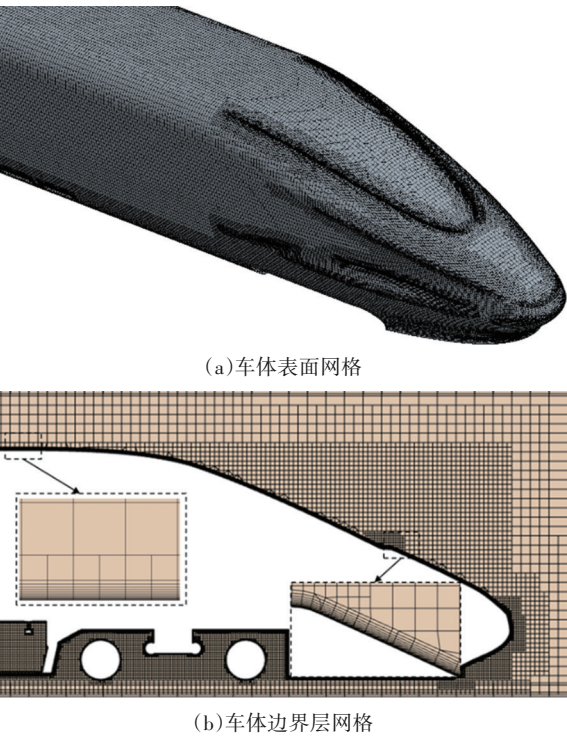


图 8 车体表面及边界层网格

Fig.8 Surface mesh and boundary layer grids on the train body

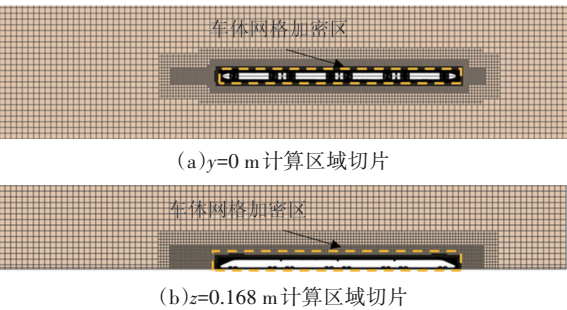


图 9 吹风法计算域及加密区网格

Fig.9 Computational domain and mesh refinement zones in the fixed-frame uniform-inflow method

2.3.2 设备舱网格

设备舱表面及内部各设备网格尺寸设置为0.02 m,

对设备舱内部的关键区域(如格栅、主要用风设备)进行了针对性网格加密处理,如图 10 所示.为尽可能捕捉到格栅处流体流动现象,保证格栅两零件狭缝之间至少有三个网格存在,格栅表面网格尺寸为 2.5×10^{-3} m.

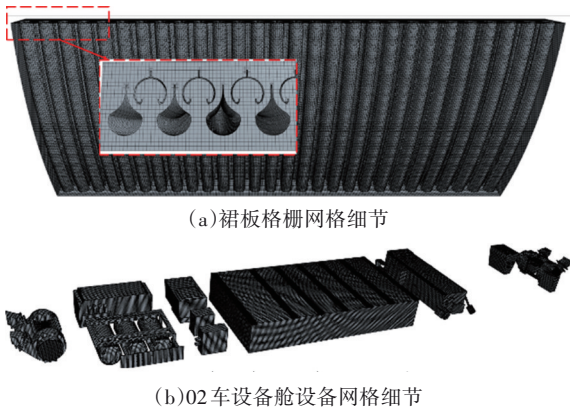


图 10 设备舱裙板格栅及设备舱网格划分

Fig.10 Skirt grilles and mesh generation of the equipment compartment

根据以上网格方案,车动法网格总数为 5.86×10^7 ,吹风法网格总数为 5.35×10^7 .两者网格数量差异源于不同仿真方法下外流场区域尺寸差异.

2.3.3 网格无关性验证

为验证数值模拟的可靠性,本节以 3 种不同的网格划分疏密程度对设备舱计算区域进行网格划分.其中车动法分别有约 2 800 万、5 800 万和 10 200 万个网格单元开展网格无关性验证;吹风法分别有约 2 560 万、5 300 万和 9 700 万个网格单元开展网格无关性验证.因 01 车及 02 车内用风设备较多、舱内流场较为复杂,选取 01、02 车裙板格栅质量流量,不同网格精度下详细格栅质量流量数据见表 1、表 2.以精细网格为对比基准,结果表明,车动法与吹风法中等网格与精细网格的格栅流量差别均在 5% 以内,粗糙网格与精细网格的差别均明显大于中等网格,最高达 25%.因此考虑计算资源等综合因素后,中等网格的网格划分策略可用于该计算,车动法采用 5 860 万个网格单元、吹风法采用 5 350 万个网格单元作为最终网格方案.

2.4 试验验证

2.4.1 测量方法

本试验跟踪与仿真相同的测试动车组在试验期间变流器的冷却单元通风量,积累冷却单元冷却性能数据.本次实车试验速度等级 200 km/h, 01 车主控,动车组所有动力牵引正常.选择与数值仿真相

表1 不同网格密度下车动法格栅流量对比

Tab.1 Comparison of grille flow rates under different mesh densities in the moving reference frame method					
网格类型	网格数目/ 10^7	01车格栅流量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	相对误差/%	02车格栅流量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	相对误差/%
粗糙网格	2.85	0.71	20.34	-11.10	6.63
中等网格	5.86	0.60	1.69	-10.47	0.58
精细网格	10.20	0.59	—	-10.41	—

表2 不同网格密度下吹风法格栅流量对比

Tab.2 Comparison of grille flow rates under different mesh densities in the fixed-frame uniform-inflow method					
网格类型	网格数目/ 10^7	01车格栅流量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	相对误差/%	02车格栅流量/($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	相对误差/%
粗糙网格	2.56	0.75	25.00	-11.19	14.89
中等网格	5.35	0.58	3.34	-10.01	2.77
精细网格	9.72	0.60	—	-9.74	—

同位置的02车变流器为测量对象,在出风口点阵式布置靠背管式风速测量仪,取平均风速乘以出风口面积 0.27 m^2 以测体积流量.图11分别展示了试验列车、实车试验与数值仿真模型中变流器出风口风速测点位置,确保仿真模拟中测点空间坐标、相对于设备及舱体结构的位置关系与实车试验完全一致.

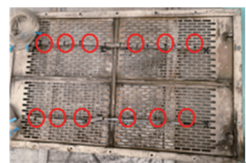
口处平均风速为 13.82 m/s ,其相对误差为 3.99% .在变流器出风口体积流量上,两种仿真方法与实车试验误差均小于 5% ,均符合工程要求,两种仿真方法均能达到复现实车试验的设备舱内通风性能要求.

表3 02车牵引变流器在不同仿真方法与实车试验中的结果对比

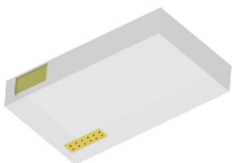
Tab.3 Comparison of results for the traction converter in 02-car between different simulation methods and full-scale tests			
方法	出风口平均风速/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	体积流量/ ($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	平均风速相对 误差/%
车动法	13.82	13 475.83	3.99
吹风法	13.44	13 105.29	1.13
实车试验	13.29	12 960.00	—



(a)试验列车



(b)实车试验牵引变流器
排风口风速测点(红色圈位)



(c)数值仿真牵引变流器排风口
风速测点(红色点位)

图11 实车试验与数值仿真中牵引变流器排风口风速测点

Fig.11 Wind speed measurement points at the traction converter exhaust vent in full-scale tests and numerical simulations

2.4.2 结果比较

表3展示了实车试验车动法及吹风法中变流器出风口风速及体积流量测量结果.其中实车试验在夏季盆地地区的直线、开阔轨道上进行.通过同步记录的气象数据,当日的平均风速为 1.5 m/s 至 3.0 m/s ,风向为东北向,风场较为稳定.因此可以认为其对试验结果的影响是可忽略的^[17].

吹风法中变流器出风口处平均风速为 13.44 m/s ,与实车试验相对误差为 1.13% ;车动法中变流器出风

3 结果与讨论

为探究车动法与吹风法对明线环境下高速列车设备舱通风散热性能仿真分析的差异性,本节基于上述仿真模型,从计算资源消耗、车体表面压力及其外流场特性、设备舱及其主要用风设备关键物理场参数差异等方面开展多维度对比研究.通过上述对比,旨在揭示两种方法在散热性能预测精度及工程适用性层面的内在关联,为移动边界通风散热问题的仿真方法选择提供量化依据.

3.1 计算资源消耗对比

本研究在固定并行核数(600核)的约束下开展瞬态流场模拟.在保证计算平台、核数及数值设置一致的前提下,监测不同方法下残差收敛曲线,并从网格规模、物理时间计算消耗及求解器CPU时间等方面系统分析计算资源使用效率,具体数据见表4,相对误差以车动法作为参考.

表 4 不同仿真方法下的计算资源消耗

Tab. 4 Computational cost under different simulation methods

方法	网格数/ 10^7	时间步/s	计算核数	仿真 1 s 的 CPU 时间	每个时间步求解器 CPU 时间/s
车动法	5.86	0.005	600	12	36 500.75
吹风法	5.53	0.005	600	8	21 935.99
相对误差	5.63%	—	—	33.33%	39.90%

网格数量上吹风法网格单元数目比车动法少 0.33×10^7 , 减少约 5.63%。在此网格数量差异下, 二者的计算效率差异显著。每计算 1 s 物理时间, 吹风法耗时比车动法少约 4 h, 降幅 33.33%, 每个时间步求解器 CPU 时间减少约 39.90%。分析其原因, 车动法采用重叠网格方法需不断“挖洞”, 且重叠区域及背景区域的插值耗费较多计算资源。另外, 车动法在处理重叠网格时需要合并数据, 增加一定计算时间^[31-32]。因此, 吹风法的计算效率显著高于车动法。

3.2 外流场对比分析

图 12 展示了不同仿真方法下第 5 秒末时刻外流场的速度分布, 其中车动法选取剔除列车车速, 吹风法选取相对地面速度, 以统一速度参考系。01 车鼻尖前方气流受阻压缩并加速, 形成一个高速滞止区, 列车周围存在较薄边界层, 列车后方存在一个明显的低速区且形成不对称的尾流结构; 两种方法均能够捕捉到列车外流场主要流动特征, 均与相关研究结果一致^[33]。因此在整车流场总体分布及主要气动特征上, 两种方法在细节方面差异不显著。

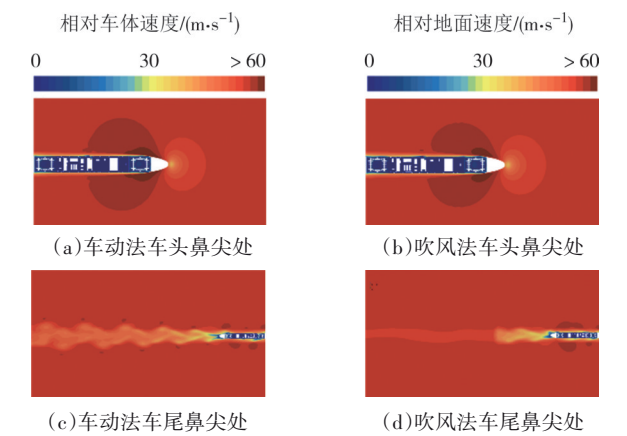


图 12 不同仿真方法下外流场速度云图

Fig.12 Velocity contour of external flow field under different simulation methods

图 13 展示了不同仿真方法下列车底部速度流场。当列车行驶时, 空气流过车底, 靠近车头部分气流速度较大。随列车运动反方向, 气流速度逐渐衰

减, 直至车尾, 车底流出的气流与车尾后的静止空气混合, 较低压力会使车尾下方形成一个较大的回流区。不同仿真方法对列车底部流场模拟结果较为一致。

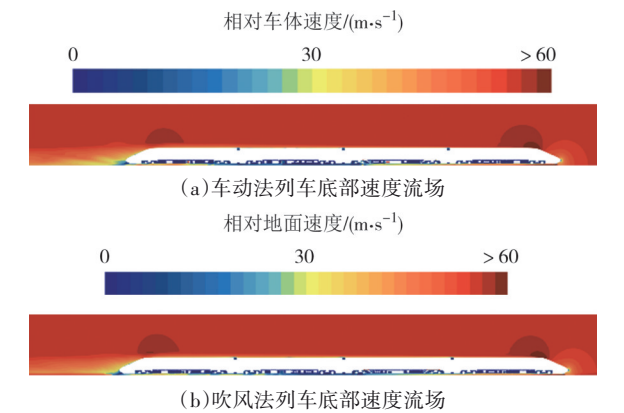
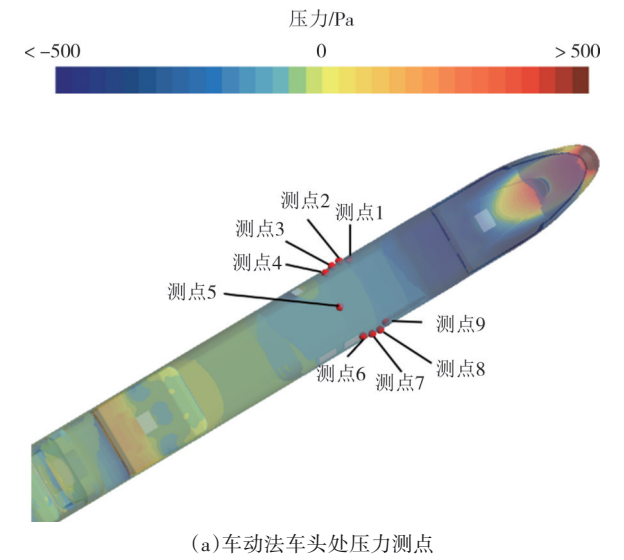


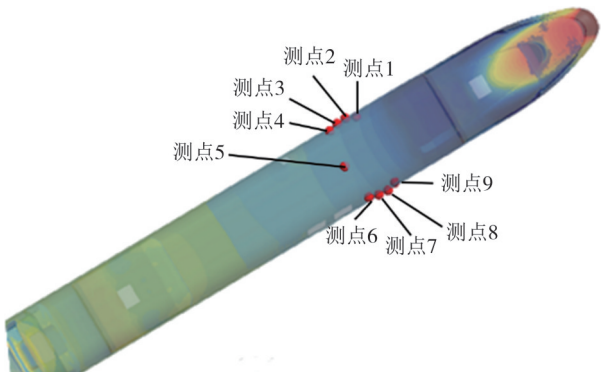
图 13 不同仿真方法下 $y=0$ 列车底部速度云图

Fig.13 Velocity contour at the train underside ($y=0$ plane) under different simulation methods

图 14 展示列车运行 5 s 时的车身表面压力分布, 两种方法均捕捉到鼻尖正压和车顶、侧墙负压等典型特征, 符合文献[33]描述的明线环境气动规律。基于 01 车鼻尖 11.5 m 处 9 个测点的压力平均值对比, 吹风法与车动法的压力平均值的相对误差小于 5% (表 5), 验证两方法在外流场预测上的一致性。



(a) 车动法车头处压力测点



(b)吹风法车头处压力测点

图 14 不同仿真方法下车头处压力测点(红色点位)

Fig.14 Pressure measurement points (red points) at the train head under different simulation methods

表 5 不同仿真方法下 01 车测点压力误差对比

Tab. 5 Comparison of 01 car pressure measurement point errors under different simulation methods

压力	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5	测点 6	测点 7	测点 8	测点 9	平均值
车动法/Pa	-82.99	-80.96	-80.02	-79.92	-80.93	-77.68	-76.05	-78.79	-77.24	-79.40
吹风法/Pa	-81.66	-79.48	-76.66	-74.59	-75.11	-73.79	-73.72	-73.28	-72.78	-75.67
绝对误差/Pa	-1.33	-1.48	-3.36	-5.33	-5.82	-3.89	-2.33	-5.51	-4.46	-3.72
相对误差/%	1.60	1.83	4.20	6.67	7.19	5.01	3.06	6.99	5.77	4.70

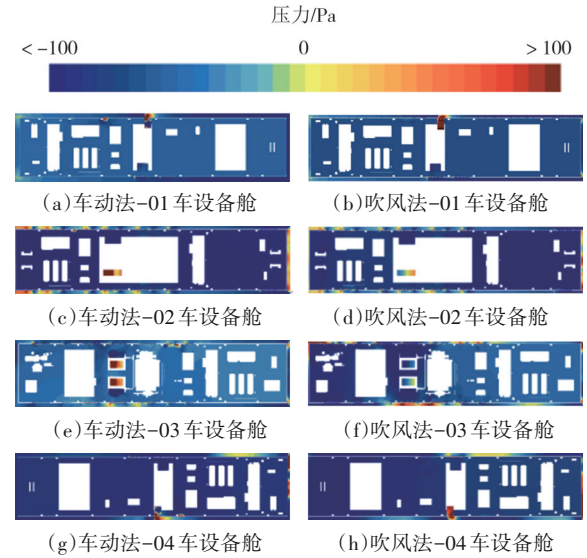


图 15 列车运行 5 s 时设备舱压力云图

Fig.15 Pressure contour of equipment cabin at 5 s of train operation

取不同仿真方法下 03 车设备舱中格栅压力云图,如图 16、图 17 所示.具体而言,格栅处的流量不仅受车辆运行方向、速度的影响,还受设备舱内用风设备影响.如 03 车设备舱内右侧 4 号格栅,出现显著的局部高压区,其压力峰值高于相邻格栅.其气流方向由 x 轴正向朝向变压器内侧,表现为单侧进风.不同仿真方法均能捕捉裙板格栅精细结构处的进风特点,表现出良好的适用性.

3.3 裙板格栅通风性能对比分析

图 15 展示列车运行 5 s 时、距地高 $z=486$ mm 处的设备舱内压力云图切片.结果显示,设备舱内压力分布总体沿列车纵向呈梯度变化,靠近车头的一位端压力较高,沿运行方向逐渐衰减.同时,舱内压力场受气流入口位置、设备布置及运行条件共同影响.在车动法下,压力分布保持较高稳定性,主要压力梯度方向与列车运行方向一致;吹风法中整体趋势相似,但在部分格栅附近可见局部压力异常区.总体上不同仿真方法下的压力云图均呈现尾端设备舱压力高于 01 车端,但 03 车设备舱中,车动法舱内压力更为均匀,吹风法则在设备舱一位端与二位端形成明显的压力差.

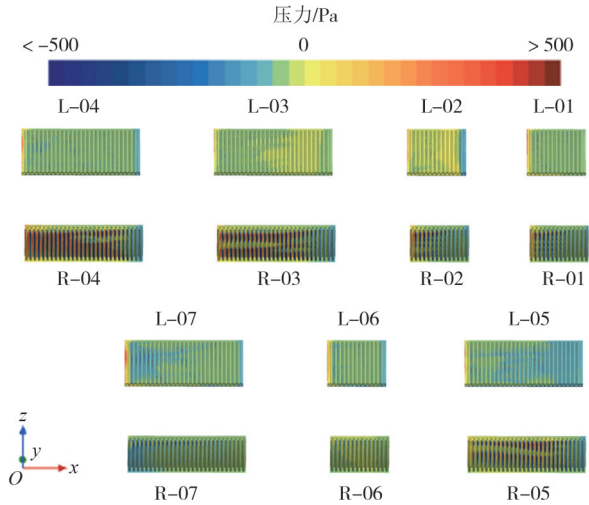


图 16 03 车设备舱格栅压力云图

Fig. 16 Pressure contour of equipment compartment grille in 03-car using the moving reference frame method

取列车运行 5 s 时、距地面高度 $z=486$ mm 的设备舱速度矢量云图进行切片得图 18.为保证结果可比性,车动法与吹风法均在相对车体的参考系下分析.

在车动法模拟中,舱内主要用风设备内部气流明显集中于与列车运动方向相反的 x 轴负向;吹风法中,主要用风设备气流分布均匀,无明显聚集现象.该差异主要源于车动法更真实地反映了列车运行中引发的瞬态惯性效应,即设备舱中部件随车体平移

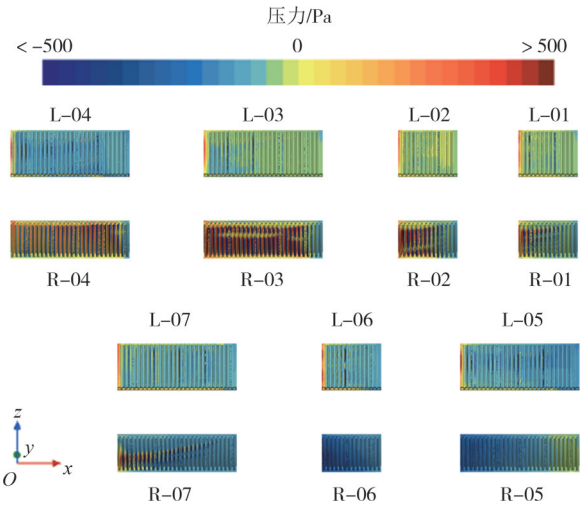


图 17 吹风法 03 车设备舱格栅压力云图

Fig.17 Pressure contour of equipment compartment grille in 03-car using the fixed frame uniform inflow method

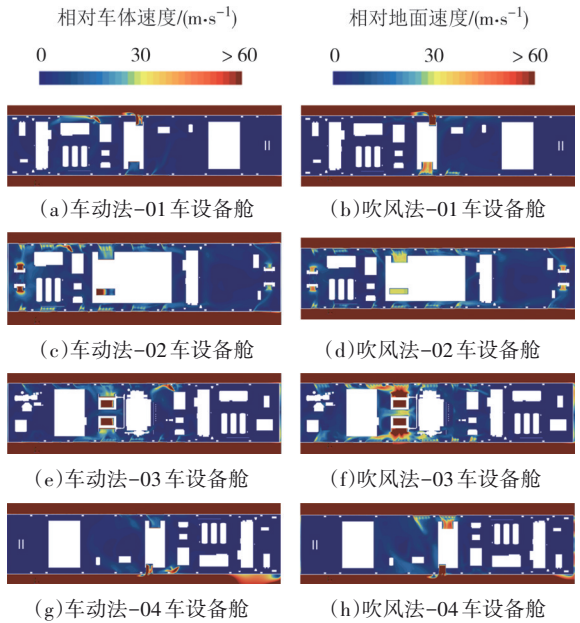


图 18 不同仿真方法下设备舱速度矢量云图及流动特征

Fig.18 Velocity vector contour and flow characteristics in the equipment cabin under different simulation methods

而对气流产生惯性滞后.这说明在使用STAR-CCM+吹风法研究高速列车相对运动问题时,设备舱内部局部气流分布的模拟结果存在固有局限性,但对于整体流场和宏观通风特性仍能提供有效参考.

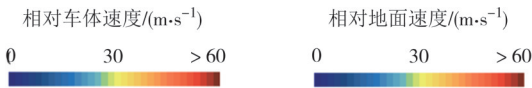
取两种方法下各节设备舱裙板格栅进风口时均质量流量值,得表6,分析两种方法在格栅进风量表现上的差异,其中正号代表从设备舱内向外出风,负号代表从设备舱外向内吸风.不同仿真方法对各节设备舱质量流量仿真结果一致性较高,最小相对误差为3.33%.结合图15、图18,01车与04车充电机

吸风量小,裙板格栅流量数值较小;02车设备舱通风较活跃,吸风显著,数值最大,均在 $10\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 以上;不同仿真方法对01车、02车、04车设备舱裙板格栅流量仿真精度相对误差较小,均在5%以内.而03车设备舱位于中后段,吹风法下吸风质量流量为 $9.19\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$,车动法吸风质量流量为 $8.01\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$,相对误差达-14.73%,明显高于其他舱节.

表 6 不同仿真方法下各节设备舱裙板格栅
时均质量流量及相对误差

Tab.6 Time-averaged mass flow rate and relative error at skirt grilles of each equipment compartment under different simulation methods				
时均质量流量	01 车	02 车	03 车	04 车
车动法/ $(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	0.60	-10.47	-8.01	0.58
吹风法/ $(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	0.58	-10.01	-9.19	0.56
绝对误差/ $(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	0.02	-0.46	1.18	0.02
相对误差/%	3.33	4.39	-14.73	3.45

探究03车设备舱中格栅流量差异明显的原因,取03车设备舱内牵引变压器及其出风口矢量速度云图,如图19所示.这是因为03车内牵引变压器出风口位于底板位置,在车动法中列车高速前进会在底部形成相对列车向后的附加气流,削弱排风能力,导致格栅流量偏低;而吹风法未考虑列车运动气动效应,因此预测的排风量偏高.总体而言,两种方法均能有效捕捉设备舱格栅流量的分布规律,数值模型在通风性能预测方面具有较高可靠性.



(a)车动法牵引变压器出风口 (b)吹风法牵引变压器出风口

图 19 不同仿真方法 03 车牵引变压器出风口速度矢量云图

Fig.19 Velocity vector contour at the outlet vent of the traction transformer in 03-car under different simulation methods

3.4 主要用风设备通风特性对比分析

在02车牵引变流器、牵引电机散热风机和03车牵引变压器出风口建立质量流量测点,绘制不同仿真方法的主要用风设备流量时程,如图20和图21所示.不同仿真方法下主要用风设备出风口时均质量流量见表7.

两种方法模拟的流量均在约0.5 s后趋于稳定.车动法稳定后的平均质量流量曲线呈现出明显的周

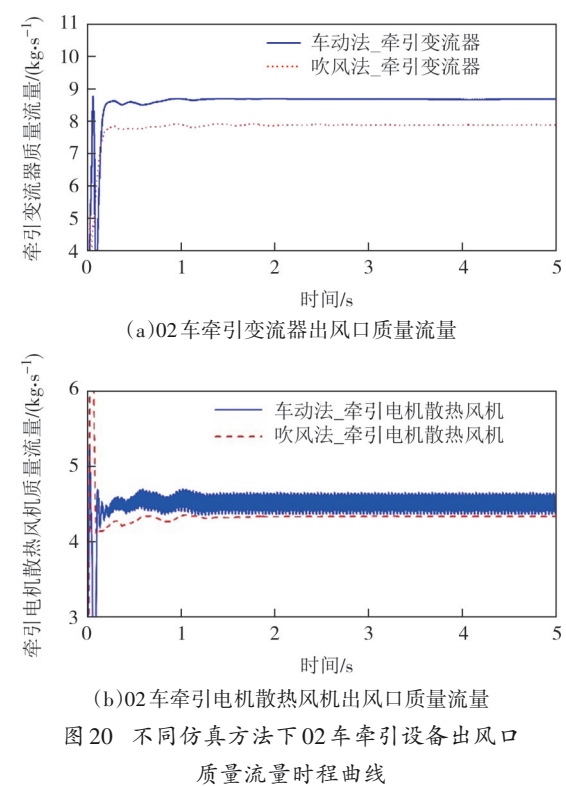


Fig.20 Mass flow rate time-history curve at the outlet vent of traction equipment in 02-car under different simulation methods

期性波动,幅值约为 $0.25\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. 相比之下,吹风法的结果更为平滑,与车动法的均值差异约为 3.35% . 这表明车动法能够捕捉到因列车运动或网格插值引起的瞬态扰动,而吹风法则提供了更稳定的时均结果. 牵引电机散热风机中,车动法模拟的流量在初始阶段爬升速率略快于吹风法,且最终稳定值略高,二者差异约 8.80% ,该差异源于牵引电机散热风机出风口

表 7 不同仿真方法下主要用风设备出风口时均质量流量

Tab.7 Time-averaged mass flow rate at outlet vents of main air-consuming equipment under different simulation methods				
时均质量流量	02 车牵引变流器	02 车牵引电机散热风机	03 车牵引变压器左侧	03 车牵引变压器右侧
车动法/ $(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	4.48	8.52	3.7	3.68
吹风法/ $(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	4.33	7.77	4.05	4.03
相对误差/ $\%$	3.35	8.80	-9.46	-9.51

综合分析表明,两种方法均能有效捕捉主要用风设备的通风规律,但在瞬态特性的表征上存在根本差异. 车动法因其本身特性,能够更真实地反映由列车运动引起的流场瞬态变化和局部气流扰动,尤其在牵引变压器出风口这种易受运动影响的位置;但其结果易受网格插值误差影响,可能放大数值波动. 吹风法则在数值上更稳定,能提供可靠的时均质量流量预测,适用于系统稳定性能评估,但

位于设备舱外,在车动法仿真中,列车运动带来的相对风速对二位端的牵引电机散热风机形成流量附加,从而增强了风机出口排风效应.

牵引变压器质量流量是不同仿真方法下计算精度差异最显著的部位. 如图 21 所示,吹风法预测的流量虽也存在波动,但其均值为 $4.04\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$,且相对平稳. 而车动法的流量波动更为显著,均值为 $3.69\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$,较吹风法低约 8.66% . 结合图 19 的速度矢量图可知,03 车牵引变压器风机边界一致,因此差异主要来源于外部流动特性. 03 车牵引变压器出风口位于车底,列车高速前进在车底产生的“地面效应”和向后运动的附加气流,与变压器的排风气流相互干扰,形成复杂流场. 而吹风法无法真实再现这种运动引发的相对气流,因此预测结果更为平稳.

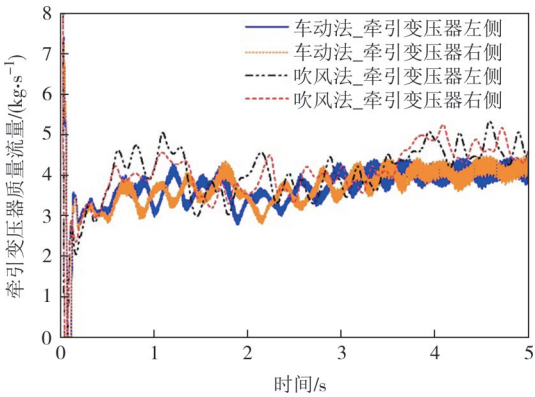


图 21 不同仿真方法下 03 车牵引变压器两侧出风口质量流量时程曲线

Fig.21 Mass flow rate time-history curve at outlet vents on both sides of the traction transformer in 03-car under identical simulation method

无法模拟运动相关的动态效应.

4 结论

本文建立了基于列车移动的几何建模方法与相对坐标系的数值仿真方法,系统对比了车动法(重叠网格法)与吹风法(相对运动法)在明线环境下高速列车外流场及设备舱通风性能研究中的适用性.

通过与实车试验数据对比验证了两种方法的可靠性,并从计算精度、资源消耗及场景适配性三个维度进行综合评估,主要结论如下:

1)车动法与吹风法在明线环境下列车外流场及设备舱通风性能研究中均表现出良好的适用性.其计算精度差异较小,其中车动法与实车试验在变流器出风口平均风速的相对误差仅为3.99%,吹风法与实车试验在变流器出风口平均风速的相对误差仅为1.13%,满足工程精度需求.

2)在保证相同计算精度和网格分辨率的前提下,吹风法的计算效率显著高于车动法.由于避免了重叠网格的动态重构与数据插值,吹风法每秒物理时间的计算耗时比车动法减少约33.33%,计算资源消耗大幅降低.

3)在对明线环境列车运行过程中外流场的研究中,两种仿真方法在预测列车外部流场时精度相当,车身表面压力参数的平均相对误差为4.70%,均能满足工程仿真的精度要求.

4)在预测局部瞬态流动时,特别是受列车运动直接影响的部位(如03车底板的牵引变压器出风口),车动法能揭示因车体运动与地面效应引发的强烈气流波动,而吹风法则无法模拟此物理现象,导致两者结果出现较大差异.

5)基于精度、效率与适用性的综合分析,建议高速列车设备舱通风性能仿真采用分段策略:设计阶段以吹风法进行性能评估,在解析运动相关地面气动效应方面补充采用车动法,以实现精度与资源消耗的平衡.

参考文献

- [1] ZHOU W, CHEN L, WANG Z G, et al. Aerodynamic load spectrum and fatigue behaviour of high-speed train's equipment cabin [J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2019, 42(11):2579-2595.
- [2] FENG L S, WEN Y H, ZHANG D, et al. Research on the optimization of shielding of the equipment compartment under the high-speed train[C]//2022 IEEE 2nd International Conference on Electronic Technology, Communication and Information (ICETCI). May 27-29, 2022, Changchun, China. IEEE, 2022: 224-227.
- [3] 陈建业, 吴文伟. 大功率变流器冷却技术及其进展[J]. *大功率变流技术*, 2010(1): 15-24.
CHEN J Y, WU W W. Cooling technology for high power converter and its development [J]. *High Power Converter Technology*, 2010(1):15-24. (in Chinese)
- [4] 章国平, 范乐天, 王广明, 等. 高速列车车下设备舱温度场分析[J]. *铁道机车车辆*, 2012, 32(6): 5-8.
ZHANG G P, FAN L T, WANG G M, et al. Temperature field analyze of the high-speed train off-vehicle equipment cabin [J]. *Railway Locomotive & Car*, 2012, 32(6): 5-8. (in Chinese)
- [5] 张垒. 高寒车设备舱温度场特性研究[D]. 大连: 大连交通大学, 2013.
ZHANG L. Research on temperature field characteristics of equipment cabin for high-cold EMU [D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2013. (in Chinese)
- [6] 潘登, 臧建彬, 高乃平. 高速列车设备舱温度场数值计算[C]//上海市制冷学会2013年学术年会论文集. 上海, 2013: 281-284.
PAN D, ZANG J B, GAO N P. Numerical analysis of the temperature field in the equipment cabin of high speed train [C]// *Proceedings of the 2013 Annual Academic Conference of the Shanghai Refrigeration Society*. Shanghai, 2013: 281-284. (in Chinese)
- [7] 黄少东, 范乐天, 李福祿, 等. CRH3型动车组设备舱温度分布和变化规律[J]. *大连交通大学学报*, 2013, 34(5):54-57.
HUANG S D, FAN L T, LI F L, et al. Research on temperature distribution and variation rule of CRH3 EMU equipment cabin [J]. *Journal of Dalian Jiaotong University*, 2013, 34(5):54-57. (in Chinese)
- [8] JIA Q, XIA C J, ZANG J B, et al. Numerical simulation on the temperature field in an equipment cabin of a high-speed railway train[J]. *Building Simulation*, 2016, 9(6):689-700.
- [9] 马思群, 秦伟, 张志鹏, 等. 横风条件下高速列车车下设备舱温度场分析[J]. *大连交通大学学报*, 2018, 39(5): 11-14.
MA S Q, QIN W, ZHANG Z P, et al. Temperature field analyze of high speed train off vehicle equipment cabin in cross wind environment [J]. *Journal of Dalian Jiaotong University*, 2018, 39(5):11-14. (in Chinese)
- [10] 张亮, 孔繁冰, 张继业, 等. 格栅对高速列车设备舱散热性能的影响[J]. *计算机辅助工程*, 2015, 24(2):22-28.
ZHANG L, KONG F B, ZHANG J Y, et al. Effect of grille on heat dissipation performance of high-speed train equipment compartment [J]. *Computer Aided Engineering*, 2015, 24 (2): 22-28. (in Chinese)
- [11] 蔡路, 张继业, 李田. 高速列车设备舱格栅通风性能仿真分析[J]. *机械工程学报*, 2020, 56(4): 143-150.
CAI L, ZHANG J Y, LI T. Simulation analysis on ventilation performance of equipment cabin grille of high speed train [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, 56(4): 143-150. (in Chinese)
- [12] 姜琛, 汤鑫, 高广军, 等. 裙板格栅方向对高速列车设备舱通风性能影响研究[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2024, 51(2): 132-143.
JIANG C, TANG X, GAO G J, et al. Study on influence of grille orientation on ventilation performance of high-speed train equipment cabin [J]. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2024, 51(2): 132-143. (in Chinese)

- [13] 汤鑫. 高速列车裙板格栅对设备舱通风散热性能影响研究[D]. 长沙:中南大学, 2023.
- TANG X. Study on the influence of high-speed train skirt grille on ventilation and heat dissipation performance of equipment compartment[D]. Changsha: Central South University, 2023. (in Chinese)
- [14] 胡文锦, 孔繁冰, 张继业, 等. 高速列车设备舱通风散热数值模拟[J]. 计算机辅助工程, 2013, 22(5): 1-6.
- HU W J, KONG F B, ZHANG J Y, et al. Numerical simulation on ventilation heat dissipation for high speed train equipment compartment[J]. Computer Aided Engineering, 2013, 22(5): 1-6. (in Chinese)
- [15] 张川宝, 黄少东, 范乐天, 等. 高速列车设备舱压力特性分析[J]. 铁道车辆, 2015, 53(2): 5-8.
- ZHANG C B, HUANG S D, FAN L T, et al. Analysis of pressure characteristic of equipment bay on high speed trains[J]. Rolling Stock, 2015, 53(2): 5-8. (in Chinese)
- [16] 白刚. 高速列车设备舱通风散热影响因素分析[J]. 发电与空调, 2016(4): 86-90.
- BAI G. Analysis of the factors on the ventilation and heat dissipation of high-speed train equipment cabin [J]. Power Generation & Air Condition, 2016(4): 86-90. (in Chinese)
- [17] 代玉博, 程凯, 张瑞芳. 环境风对高速列车设备舱通风量影响研究[J]. 机械工程师, 2016(4): 92-94.
- DAI Y B, CHENG K, ZHANG R F. Effect analysis of environmental wind on ventilation rate of high-speed train equipment compartment [J]. Mechanical Engineer, 2016 (4): 92-94. (in Chinese)
- [18] 代玉博. 恶劣环境下高速动车组设备舱流场的数值模拟研究[D]. 长春:长春工业大学, 2016.
- DAI Y B. Numerical simulation of flow field in equipment cabin of high-speed EMU in harsh environment [D]. Changchun: Changchun University of Technology, 2016. (in Chinese)
- [19] 刘天骄, 何守宝, 臧建彬. 底部风口对高速列车设备舱通风特性的影响[J]. 制冷, 2018, 37(1): 48-54.
- LIU T J, HE S B, ZANG J B. Influence on ventilation characteristic of bottom vents under equipment cabin of high-speed train[J]. Refrigeration, 2018, 37(1): 48-54. (in Chinese)
- [20] 林鹏, 王维斌. 高速列车设备舱内大型设备通风方式的数值仿真研究[J]. 铁道机车车辆, 2018, 38(5): 15-21.
- LIN P, WANG W B. Numerical simulation research of different ventilation ways for major ventilating devices used in equipment bay for high-speed train [J]. Railway Locomotive & Car, 2018, 38(5): 15-21. (in Chinese)
- [21] 王一丰. 高速列车车下设备舱温度场测试及仿真分析研究[D]. 大连:大连交通大学, 2015.
- WANG Y F. Research on temperature field test and simulation analysis of equipment cabin under high-speed train[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2015. (in Chinese)
- [22] HWANG J, LEE D H. Numerical simulation of flowfield around high speed trains passing by each other [C]//17th Applied Aerodynamics Conference. Norfolk, VA, USA. AIAA, 1999: AIAA1999-3156.
- [23] 韩运动, 陈大伟, 林鹏, 等. 动车组明线会车工况下的设备舱气流组织仿真研究[J]. 铁道机车车辆, 2013, 33(6): 22-26.
- HAN Y D, CHEN D W, LIN P, et al. Air distribution simulation study of EMU equipment bay under passing by each other on open track[J]. Railway Locomotive & Car, 2013, 33(6): 22-26. (in Chinese)
- [24] 张泽宇. 基于大涡模拟的高速铁路挡风墙过渡形式合理化措施研究[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2024.
- ZHANG Z Y. Research on the rationalization measures of the transition form of windbreak wall of high-speed railroad based on large eddy simulation [D]. Lanzhou: Lanzhou Jiatong University, 2024. (in Chinese)
- [25] 丁叁叁, 姜良奎, 张司薇, 等. 基于重叠网格的真空管道高速列车运行条件对温度场影响分析[J]. 青岛大学学报(自然科学版), 2024, 37(2): 55-59.
- DING S S, JIANG L K, ZHANG S W, et al. Overlapping mesh-based analysis of the effect of operating conditions on the temperature field of high-speed trains in vacuum tube[J]. Journal of Qingdao University (Natural Science Edition), 2024, 37(2): 55-59. (in Chinese)
- [26] WU Y T, ZHOU W, LIANG X F, et al. Influence of trains meeting on the ventilation performance of equipment compartment with independent air duct in high-speed train: numerical and experimental study [J]. Railway Engineering Science, 2025, 33(1): 127-150.
- [27] WU Y T, ZHOU W, LIANG X F, et al. Numerical and experiment study on ventilation performance of the equipment compartment of Alpine high-speed train[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2023, 17(1): 2252514.
- [28] BODE F, JOLDOS T, SIRBU G M, et al. Impact of realistic boundary conditions on CFD simulations: a case study of vehicle ventilation[J]. Building and Environment, 2025, 267: 112264.
- [29] SPALART P R, VENKATKRISHNAN V. On the role and challenges of CFD in the aerospace industry[J]. The Aeronautical Journal, 2016, 120(1223): 209-232.
- [30] TOGASHI F, ITO Y, NAKAHASHI K, et al. Overset unstructured grids method for viscous flow computations[J]. AIAA Journal, 2006, 44(7): 1617-1623.
- [31] WARDHANA W, WARDHANA E M, SOETARDJO M. Discrete vortex prediction of flows around a cylinder near a wall using overlapping grid system[J]. Fluids, 2021, 6(6): 211.
- [32] 李田, 秦登, 安超, 等. 计算网格对列车空气动力学不确定性的影响[J]. 西南交通大学学报, 2019, 54(4): 816-822.
- LI T, QIN D, AN C, et al. Effect of computational grid on uncertainty in train aerodynamics [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2019, 54(4): 816-822. (in Chinese)
- [33] 帅大洲. 动车组外流场空气动力学数值仿真[D]. 大连: 大连交通大学, 2021.
- SHUAI D Z. Numerical simulation of aerodynamics in external flow field of EMU[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2021. (in Chinese)