DOI: 10.3901/JME.2020.04.143

高速列车设备舱格栅通风性能仿真分析*

蔡 路 张继业 李 田

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031)

摘要: 为实现抗风沙型动车组的封闭式设备舱的通风格栅合理布置, 建立包含车底设备舱通风格栅和舱内设备的高速列车空气动力学模型, 采用 CFD 方法对高速列车运行时的设备舱流场进行数值模拟, 分析格栅布置方式对设备舱通风性能的影响。结果表明: 格栅的通风性能主要受格栅布置位置处裙板外侧压力的影响; 头车裙板上靠近一位端的位置适宜布置出风格栅, 靠近二位端适宜布置进风格栅; 中间车裙板上靠近一位端的位置适宜布置出风格栅, 其他区域适宜布置进风格栅; 尾车裙板上中间区域适宜布置进风格栅、两端适宜布置出风格栅。另外, 设备舱底部出风口对其附近的格栅进风性能也有一定影响, 设备舱内风机的格栅进风阻力受列车运行速度的影响较小。设计阶段可定性地利用裙板上格栅位置与格栅进排风性能的关系, 初步确定适宜的格栅布置方案。

关键词: 高速列车; 设备舱; 数值仿真; 通风格栅

中图分类号: U266

Simulation Analysis on Ventilation Performance of Equipment Cabin Grille of High Speed Train

CAI Lu ZHANG Jiye LI Tian

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031)

Abstract: To realize the reasonable arrangement of the ventilation grille of the closed equipment cabin of the anti-sand-type EMU, the aerodynamic model of the high-speed train, including the ventilation grille and the cabin equipment is established. The CFD method is used to simulate the flow field of the equipment cabin during the operation of the high-speed train, and the influence of grille layout on the ventilation performance of the equipment cabin is analyzed. The results show that the ventilation performance of the grille is mainly affected by the pressure on the outside of the skirt at the position where the grille is arranged. The position near No. 1 ends of the skirt plate of the head car is suitable to arrange the outlet grille, and the position near the No. 2 ends of the skirt plate of the head car is suitable to arrange the inlet grille. The position near the No. 1 ends of the skirt plate of the middle car is suitable to arrange the outlet grille, and the other region is suitable to arrange the inlet grille. The middle region of the skirt plate of the tail car is suitable to arrange the inlet grille, and the two ends of the skirt plate are suitable to arrange the outlet grille. Besides, the outlet at the bottom of the equipment cabin also has a certain influence on the air intake performance of the grille near it, and the grille intake resistance of the fan in the equipment cabin is less affected by the train speed. In the design stage, the suitable grille layout scheme can be determined qualitatively by using the relationship between the grille position on the skirt plate and the intake and exhaust performance of the grille.

Key words: high-speed train; equipment cabin; numerical simulation; ventilation grille

0 前言

我国幅员辽阔, 铁路沿线气候及环境复杂, 为了防止高寒风沙环境对车下牵引变压器、牵引变流

器、辅助变流器等牵引设备产生不利影响, 保证设备舱内设备处于适宜的环境中, 在车下安装了带有通风格栅的全封闭设备舱。列车在高速运行时, 牵引设备会产生大量热, 这些设备主要依靠散热风机抽取设备舱内部空气来冷却。如果设备舱通风格栅布置不合理、格栅进风阻力过大, 会导致散热风机抽取的冷却风量不足, 舱内发热设备无法及时散热, 从而引发设备故障。因此, 有必要对裙板上不同位

* 国家自然科学基金(51605397)、四川省科技计划(2019YJ0227)和牵引动力国家重点实验室自主课题(2019TPL_T02)资助项目。20190222 收到初稿, 20190730 收到修改稿

置的格栅的通风性能进行分析,以找到合理的格栅布置位置。目前,关于高速列车设备舱的研究,主要集中在分析运行速度、挡风墙、环境风等因素对舱内空气流动情况和温度场的影响,以及列车交会、隧道通过等工况下设备舱内外的压力波动特性。JIA等^[1]、黄少东等^[2]、章国平等^[3]利用CFD方法研究了不同环境温度对高速列车设备舱发热设备表面温度的影响。胡文锦等^[4]采用CFD方法分析了明线运行有无横风、隧道运行工况下,设备舱通风散热性能的变化。牛纪强等^[5]采用动模型试验方法,对动车组缩比模型通过隧道和隧道内交会进行了试验模拟,研究了设备舱内外压力变化规律,并与数值仿真结果进行了对比。韩运动等^[6]仿真分析了明线会车工况下设备舱的进、排风口压力及流量的演变规律。张川宝等^[7]利用数值模拟方法,研究了隧道内会车工况下列车设备舱的压力特性。王叶峰等^[8]通过试验研究了牵引变流器中的IGBT的散热问题。梁习锋等^[9]采用实车测试和数值模拟方法研究了高速列车牵引电机冷却风机流量变化。这些研究的关注点往往都集中在给定列车的设备舱内外空气

流动特性及温度场分布,未整体上揭示连通设备舱内外流动的关键部件通风格栅在裙板不同位置的通风性能。

设备舱通风散热设计的重点在于合理的布置通风格栅和舱内设备,保证格栅进风阻力为合理值。为此,本文基于CFD方法计算某型列车运行时设备舱内外空气流场,分析裙板上不同位置的格栅的进出风性能和影响进出风性能的因素。

1 模型与计算方法

1.1 研究对象

为分析高速列车设备舱内外空气流动情况,计算模型采用头车+中间车+尾车的三车编组形式(图1a),考虑转向架、设备舱内设备及裙板格栅等列车底部结构,忽略受电弓等车顶结构。两设备舱分开计算,头车(含01车设备舱)模型见图1b,中间车(含02车设备舱)模型见图1c,01车和02车设备舱模型及格栅编号见图1d和图1e,格栅的内部结构见图1f。为了对比分析,设置了不含设备舱的计算模型,见图1a。

图1 设备舱几何模型

1.2 数值模型

当列车在明线环境下以250 km/h速度运行时,列车附近的流场可近似处理为三维黏性定常不可压缩流场。湍流模型采用标准 $k-\varepsilon$ 两方程模型^[10],其中湍流动能 k 和湍流耗散率 ε 的控制方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] +$$

$$G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] +$$

$$C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2)$$

式中, G_k 为平均速度梯度引起的湍流动能, G_b 为浮力引起的湍流动能, Y_M 为可压缩湍流脉动膨胀对

总耗散率的影响, 湍流黏性系数 $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$, $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 和 $C_{3\varepsilon}$ 为常量, σ_k 、 σ_ε 为 k 和 ε 的湍流普朗特数, S_k 和 S_ε 为用户定义的源项。在 FLUENT 中, 作为默认值常数, $C_{1\varepsilon}=1.44$ 、 $C_{2\varepsilon}=1.92$ 、 $C_\mu=0.09$ 、 $\sigma_k=1.0$ 、 $\sigma_\varepsilon=1.3$ 。

高速列车的流场计算区域见图 2, 计算区域的大小为 $375 \text{ m} \times 60 \text{ m} \times 40 \text{ m}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高)。其中, 头车鼻尖距离入口 100 m , 尾车鼻尖距离出口 200 m , 车底距地面 0.376 m 。入口面设置为速度入口, 出口面设置为压力出口, 侧面及顶面为对称边界, 底面为滑移壁面。设备舱格栅由两个弧面包裹 (设置为内部面), 用于监测通过格栅的流量和按流量加权的平均压力值。考虑空气在设备舱内风机和动力设备冷却单元内部的流动, 在其内部设置流体域连通设备舱内空间和车外空间, 并设置内部面 (Fan 边界) 模拟风机压头 (图 3)。

图2 外部计算域(m)

图3 中间车设备舱内部风机等效模型

网格划分采用非结构化四面体网格, 同时对车体周围和设备舱局部网格进行加密, 各部分最大面网格尺寸设置如下: 计算域表面 2 m 、车体 100 mm 、转向架 80 mm 、格栅表面 4 mm 、设备舱内设备表面 40 mm 、设备舱内表面 40 mm ; 各区域体网格尺寸为: 车外计算区域体网格 2 m 、格栅区域体网格 8 mm 、设备舱体网格 40 mm ; 01 车、02 车设备舱的模型体网格数分别为 7.6 千万和 8.2 千万。

1.3 计算模型验证

本文的流场计算模型考虑了格栅、舱内设备、转向架等结构, 模型较为复杂、模型特征尺寸量级

跨度较大, 为减小网格尺寸对模型计算结果的影响, 本文采取分部件隔离方式进行网格独立性验证, 将计算模型中的关键部件格栅进行单独建模 (图 4), 研究入口风速为 1 m/s 时, 网格密度对计算结果影响 (表 1), 可以看出格栅表面尺寸为 4 mm 、体网格为 8 mm 时压力损失已经趋于稳定, 本文以此网格参数作为整车计算时的格栅网格尺寸。

图4 单格栅计算域

表1 格栅压力损失

面网格尺寸/mm	体网格尺寸/mm	网格总数/千万	压力损失/Pa
5	10	0.24	30.9
4	8	0.42	34.2
2	4	1.55	34.5

计算模型中, 格栅、舱内设备等均为非流线型体, 为验证本文分析方法的可信度, 选取文献[11]中的立方体绕流的风洞测试数据进行验证。试验模型如图 5 所示, 立方体外轮廓边长为 H ($H=250 \text{ mm}$)、壁厚为 6 mm 、前后的开口尺寸为 $84 \text{ mm} \times 125 \text{ mm}$ (长 $\times$ 高)。最大试验风速为 12 m/s , 考虑大气边界层影响。测点布置在模型的对称中心面上 (图 5 中虚线位置), 监测水平和垂直方向的速度。验证模型测点位置如图 6 所示^[11], 入口给定指数风^[12], 表达式

图5 验证模型及测点位置

(a) $X=-H/25$

图6 仿真和试验结果对比

为 $(Y/0.5)^{0.277} \cdot U_{\text{ref}}$ (单位: m/s, Y 为离地面高度, $U_{\text{ref}}=12$ m/s), 地面粗糙度高度 0.02 m。采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型的计算结果和试验数据对比见图6, 可以看到两者较为接近, 大部分测点误差小于5%; 文献[13]中采用该湍流模型计算得到的V型格栅压力损失也与试验结果较一致, 可见本文选取的数值方法具有一定的可信度。

2 计算结果分析

2.1 格栅布置位置对进排风性能影响

在三节编组、车速为250 km/h、平地运行工况下, 分析裙板上压力沿纵向的变化规律。本文取位于一位侧裙板中部位置的水平监测线上的压力值, 分析裙板内外侧沿纵向的压力分布特征。在设备舱内外侧各设一条贴近裙板的压力监测线(距设备舱底板垂向距离0.455 m), 测点压力值如图7所示。由图可以看出, 裙板外侧压力在格栅处会有突变, 进风格栅处的压力会升高, 出风格栅处压力会降低, 但整体变化趋势与无格栅时压力变化趋势保持一致; 裙板内侧压力则较为均匀, 基本为恒定值。

在裙板外侧壁面上, 取位于同一纵向位置, 不同高度的3个测点的压力均值和格栅外侧监测面上平均压力沿纵向位置作图, 测点压力均值如图8所示, 其中有格栅为考虑设备舱内空气流动时裙板外侧平均压力值, 无格栅为不考虑设备舱内空气流动时裙板外侧平均压力值。各节车裙板外侧压力由一位端至二位端的变化规律如下所述。

(1) 头车: 压力由-300 Pa增加至0 Pa左右, 变化梯度较大, 且变化梯度由前至后逐渐减小。

(2) 中间车: 压力由-250 Pa增加至0 Pa左右, 靠近一位端的小部分区段压力变化梯度较大, 后面区段压力变化梯度较小。

(3) 尾车: 压力由-250 Pa逐步增大至-50 Pa后再

减小至-150 Pa, 裙板中部位置存在压力极大值区域。

(a) 01车上行(头车)

(b) 02车上行(中间车)

(c) 01车下行(尾车)

图7 沿纵向的裙板内外压力变化曲线

设备舱内部压力(格栅内部监测面平均压力、如图8中实线所示)由一位端至二位端的变化规律如下。

(1) 当设备舱内有风机设备强制抽风时(如02车设备舱), 舱内压力分布趋于恒定值、各部位压力变化不大。

(2) 当设备舱内无风机设备时(如: 头/尾车设备舱), 格栅处于自然进风状态, 设备舱内压力分布不是恒定值, 其大小一般为由头部至尾部逐渐增大。

结合图7的分析, 并对比图8中的有格栅和无格栅时的平均压力分布可以看出, 是否考虑设备舱内流动对裙板外侧的压力分布影响不大, 即格栅不会改变裙板外侧的压力变化趋势; 而设备

舱内由于流动不剧烈、压力整体较为均匀, 不同类型的格栅只会使舱内压力变化曲线整体上下移动或斜率微调。由以上分析可知格栅布置方式对设备舱裙板内外压力沿纵向的变化规律影响较小, 由此可以定性的得到格栅布置位置与进排风性能的一般性规律。

(1) 对于头车和中间车而言, 裙板上沿纵向存在三个区域: 负压差区、零压差区和正压差区。

(2) 尾车设备舱裙板上沿纵向存在两个负压区、一个正压区。

(3) 正压差区适宜布置进风格栅, 负压差区适宜布置出风格栅。

图 8 设备舱内外沿裙板纵向压力分布

设计阶段可定性地利用此规律得到裙板上格栅位置与格栅进排风性能的关系, 从而初步确定适宜的格栅布置方案。

图 9 为相应工况下各格栅的进出风流量, 可以看出各节车格栅的流量随其在裙板上所处位置的变化趋势与图 7 中内外压差变化规律基本一致, 正压差越大, 格栅越容易进风; 负压差越大, 格栅越容易出风。由于 01 车上行和下行时(上行时为头车、下行时为尾车)压力分布差异较大, 除靠近车头端的裙板位置上行或下行时同为负压差区外, 裙板其他区域上行时与下行时利于进风或出风的特性会翻转, 裙板上没有上下行时都利于进风的区域, 即头车/尾车设备舱内不适宜布置发热量较大、需要大量风量散热的设备。

(a) 01 车格栅流量 (上行)

(b) 02 车格栅流量 (上行)

(c) 01 车格栅流量 (下行)

图 9 格栅流量对比

2.2 头/尾车设备舱格栅通风性能分析

由于 01 车设备舱内无需要强制冷却的功率器件, 通风格栅布置只需要满足相应进风量即可, 无

需与舱内风机设备匹配。与图 8 中正负压差区对应, 格栅表现为正压差区进风、负压差区出风, 对应的流动见图 10。上行时表现为后部格栅进风、前部格栅出风; 下行时表现为中间格栅进风, 两端格栅出风。列车上行时设备舱内空气流速较下行时要大, 由此可知, 对于头车设备舱格栅的整体通风性能, 上行时要优于下行时, 设计时格栅的布置方案应以最不利的下行工况来考量。

图 10 01 车设备舱内部流线图

2.3 中间车设备舱格栅通风性能分析

中间动车设备舱内含动力单元或变压器等发热设备, 且舱内有时会存在多个风机设备, 其格栅布置需要与相应风机匹配。以下重点探讨中间车(02 车)设备舱格栅通风性能的影响因素。

2.3.1 格栅的流量分配

02 车设备舱内含三个风机设备: 一位端牵引电机冷却风机、动力单元冷却风机、二位端牵引电机冷却风机。两侧裙板上各对称布置 12 个进风阻力较大的防风沙型格栅。当设备舱内同时有多台风机工作时, 各风机会由位于其附近的格栅从舱外抽取空气, 裙板上各区段内的格栅与风机有一定的对应关系。由前面的分析可知, 受到格栅布置位置外侧流场压力的影响, 靠近一位端的格栅进风性能要弱于靠近二位端的格栅, 所以为一位端风机供风的格栅数量较多。如图 11 所示, 标号为 A 的区域内的格栅主要为一位端牵引电机冷却风机供风, 标号为 B 的区域内的格栅主要为动力单元冷却风机供风, 标号为 C 的区域内的格栅主要为二位端牵引电机冷却风机供风。

2.3.2 设备舱底部出风口对格栅进风性能的影响

裙板上不同位置的格栅的通风性能受其进风口处压力影响, 而进风口处的压力主要由其布置位置

图 11 02 车设备舱内流线与格栅流量分配

1, 5. 一、二位端牵引电机冷却风机 2. 动力单元冷却风机入口
3. 动力单元出风口 4. 动力单元出风口侧下游格栅

处的裙板外部压力分布决定; 设备舱底排风口会对其附近的裙板周围压力产生较大影响, 从而影响处于该位置附近的格栅的通风性能。02 车设备舱内动力单元出风口位于靠近二位侧设备舱底板上, 出风口与其同侧的格栅距离较近, 会导致同侧下游裙板外部压力较低(见图 12 中二位侧格栅外部监测面压

图 12 格栅内、外监测面上的平均压力

力值), 使位于该位置(二位侧格栅 8、9)的格栅进风性能减弱; 同时还会使其上游裙板外侧的压力升高, 增加上游格栅(二位侧格栅 6、7)的进风性能, 并且随着车速的增加这种影响会加强。

2.3.3 车速对舱内风机的总格栅进风阻力的影响

设备冷却风机抽风时, 需要克服格栅进风阻力、内部冷却风道阻力, 通过改变计算模型中设备风机(Fan 边界)压头的数值, 可求得对应的通过风机的流量; 由于计算模型未考虑设备风道内部具体结构, 可以忽略设备内部冷却风道阻力, Fan 边界的压头值可以近似理解为冷却风机在该流量下需要克服的总的格栅进风阻力。下面以 02 车设备舱内动力单元冷却风机为例, 分析其总格栅进风阻力与流量的关系。分别计算 Fan 边界压头值设置为 50 Pa、250 Pa、450 Pa、650 Pa 时通过 Fan 边界的流量, 如图 13 所示, 将压头与对应流量拟合为二次曲线, 便可得到风机对应的总格栅进风阻力特性曲线, 图中给出了车速为 250 km/h 时的拟合结果(x 为流量、 m^3/s , y 为总格栅进风阻力、Pa)。对比不同车速时的计算结果可以看出, 列车运行速度对总格栅进风阻力影响较小, 其主要原因是为其供风的格栅(图 11b 中标号为 B 的格栅)位于裙板后半段, 其外侧压力受车速影响较小。

图 13 动力单元风机总格栅进风阻力-流量关系曲线

牵引电机冷却风机保持额定流量($1.5 \text{ m}^3/\text{s}$)时, 其风机压头随车速和动力单元压头的变化规律如图 14 所示。对于一位端牵引电机冷却风机而言, 其出风口位于迎风面, 车速增大会增大出风阻力, 故车速增大时相应风机压头要增大; 同时, 为其供风的格栅处在裙板前半段负压较大区域, 该区段裙板外侧压力受车速影响较大, 车速对此区域的格栅通风性能影响较大, 两因素综合作用导致车速对一位端风机影响较大。二位端牵引电机冷却风机出风口位于背风面, 压头受车速影响较小, 且为其供风的格栅处在裙板后半段, 此区段裙板外侧压力一般为 0 Pa 左右, 受车速影响较小, 此区域的格栅通风性能

(a) 一位端牵引电机冷却风机

(b) 二位端牵引电机冷却风机

图 14 额定流量时牵引电机冷却风机压头随车速和动力单元压头的变化规律

受车速影响也较小, 两因素综合作用导致车速对二位端风机影响较小。同时, 还可以看出抽取等流量的风量时, 尽管一位端的风机出风口位于迎风面, 不利于出风, 其风机压头还是要比二位端低 30 Pa 左右, 造成这种差异的主要原因是为一位端风机供风的格栅数目(图 11b 中标号为 A 的格栅)明显多于为二位端风机供风的格栅数目(图 11b 中标号为 C 的格栅), 一位端风机对应的格栅总进风阻力要小。当动力单元风机压头增大, 其抽取的流量会增加, 两端的牵引电机冷却风机需要增加压头才能维持原来的流量。

3 结论

(1) 头车设备舱裙板外侧压力沿纵向变化较大, 各舱内的流动情况主要由舱外压力分布决定, 无需内部风机作用就能在设备舱内外形成强度较大的流动。中间车裙板外侧压力沿纵向变化较小, 需要内部风机作用才能建立强度较大的流动。

(2) 对于头车和中间车而言, 设备舱裙板上沿纵向存在三个区域: 负压差区、零压差区和正压差区; 而尾车设备舱裙板内外压差存在两个负压区、一个正压; 三个区域的位置分布可由裙板外部压力变化规律与设备舱内部压力变化规律决定; 正压差区适宜布置进风格栅, 负压差区适宜布置出风格栅。

(3) 设备舱底部出风口会使靠近其下游位置的裙板外侧处于较大的负压区, 并增大上游位置的裙板外侧处正压值; 从而减弱下游格栅进风性能, 增加上游格栅进风性能, 车辆运行速度越大这种影响越大。

(4) 车速对动力单元风机和二位端牵引电机冷却风机对应的总格栅进风阻力影响较小, 对一位端牵引电机冷却风机对应的总格栅进风阻力影响较大; 风机在设备舱内的布置位置不同, 其抽取相同的风量时对应的阻力也不同, 其大小取决于为其供风的格栅数量和格栅在裙板上所处位置。

参 考 文 献

- [1] JIA Qiong, XIA Chunjing, ZANG Jianbin, 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.
- [2] 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 Shaodong, FAN Letian, LI Fulu, 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.
- [3] 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 Guoping, FAN Letian, WANG Guangming, et al. Temperature field analyze of the high-speed train off-vehicle equipment cabin[J]. Railway Locomotive & Car, 2012, 32(6): 5-8.
- [4] 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 Wenjin, KONG Fanbing, ZHANG Jiye, et al. Numerical simulation on ventilation heat dissipation for high speed train equipment compartment[J]. Computer Aided Engineering, 2013, 22(5): 1-6.
- [5] 牛纪强, 梁习锋, 周丹, 等. 动车组过隧道时设备舱气动效应模型试验[J]. 浙江大学学报, 2016, 50(7): 1258-1265.
LIU Jiqiang, LIANG Xifeng, ZHOU Dan, et al. Equipment cabin aerodynamic performance of electric multiple unit going through tunnel by dynamic model test[J]. Journal of Zhejiang University, 2016, 50(7): 1258-1265.
- [6] 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 Yundong, CHEN Dawei, LING Peng, et al. Air distribution simulation study of emu equipment bay under passing by each other on open track[J]. Railway Locomotive and Car, 2013, 33(6): 22-26.
- [7] 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 Chuanbao, HUANG Shaodong, FAN Letian, et al. Analysis of pressure characteristic of equipment bay on high speed train[J]. Rolling Stock, 2015, 53(2): 5-8.
- [8] 张永恒, 王业峰, 王良璧. 列车牵引变流器水冷散热的试验研究[J]. 工程热物理学报, 2013(8): 1534-1538.
ZHANG Yongheng, WANG Yefeng, WANG Liangbi. The water cooling experimental study on train traction converters[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013(8): 1534-1538.
- [9] 梁习锋, 武传田. 高速列车牵引电机冷却风机流量实车试验研究[J]. 铁道学报, 2004, 26(2): 38-41.
LIANG Xifeng, WU Chuantian. Train test and investigation on the cooling fan flow rate of the traction motor of the high speed train[J]. Journal of the China Railway Society, 2004, 26(2): 38-41.
- [10] LAUNDER B E, SPALDING D B. Lectures in mathematical models of turbulence[M]. London: Academic Press, 1972.
- [11] JIANG Y, ALEXANDER D, JENKINS H, et al. Natural ventilation in buildings: measurement in a wind tunnel and numerical simulation with large-eddy simulation[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2003, 91: 331-353.
- [12] 王之宏. 风载荷的模拟研究[J]. 建筑结构学报, 1994, 15(1): 44-52.
WANG Zhihong. Simulation of wind loading[J]. Journal of Building Structures, 1994, 15(1): 44-52.
- [13] 龚光彩, 任中俊, 陈可, 等. 列车用 V 型格栅气粒分离特性的数值模拟研究[J]. 铁道学报, 2006, 28(4): 38-44.
GONG Guangcai, REN Zhongjun, CHEN Ke, et al. Numerical simulation of gas-particle separation property of the V-shaped grille used in trains[J]. Journal of the China Railway Society, 2006, 28(4): 38-44.

作者简介: 蔡路, 男, 1987 年出生, 博士研究生。主要研究方向为高速列车空气动力学。

E-mail: cailu@my.swjtu.edu.cn

张继业(通信作者), 男, 1965 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为高速列车流固耦合动力学。

E-mail: jyzhang@home.swjtu.edu.cn