

文章编号: 1671-6612 (2021) 05-664-06

空调安装间距对市域列车气动阻力的影响分析

房明¹ 肖飞¹ 张晓涵² 李田²

(1. 中车南京浦镇车辆有限公司 南京 210031; 2. 西南交通大学 成都 610031)

【摘要】 基于三维不可压缩定常 Navier-Stokes (N-S) 方程和标准 $k-\varepsilon$ 两方程湍流模型的数值模拟计算方法, 通过改变空调之间的安装间距, 研究了不同工况下的整车气动阻力与空调气动阻力变化规律。研究表明: 合理的空调安装间距可有效降低整车气动阻力。160km/h 条件下, 与安装间距是空调机组高度的 24.23 倍相比, 当安装距离为 0 时, 整车气动阻力降低约 6.3%。此外, 安装距离小于空调机组高度的 18 倍时, 减阻效果才显著。随着空调安装间距的增大, 每节车辆第一个空调气动阻力先增大后趋近于平缓, 甚至会小范围降低, 其气动阻力变化主要受背风面气动阻力的影响; 第二个空调气动阻力持续增大, 其气动阻力变化主要受迎风面气动阻力的影响。

【关键词】 空调机组; 市域列车; 气动阻力; 数值模拟

中图分类号 U270.2 文献标识码 A

Analysis on Effect of Installation Distances between Air Conditioning Units on Aerodynamic Drag of Metropolitan Rapid Rail Transit Vehicle

Fang Ming¹ Xiao Fei¹ Zhang Xiaohan² Li Tian²

(1. CRRC NANJING PUZHEN Co., Ltd, Nanjing, 210031; 2. Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031)

【Abstract】 Based on the numerical method of 3-dimensional incompressible steady Navier Stokes(N-S) equation and standard $k-\varepsilon$ turbulence model, the aerodynamic drag of the vehicle and air conditioning unit was investigated by changing the installation distance between the air conditioning units. The results show that the aerodynamic drag of the vehicle can be effectively reduced by adopting a reasonable air conditioning installation distance. At the vehicle speed of 160 km/h, compared with the installation distance between the air conditioning units of 24.23 times the height of the air conditioning unit, the aerodynamic drag of the vehicle with the installation distance of 0 is reduced by 6.3% approximately. Moreover, the reduction effect is obvious only when the installation distance is less than 18 times the height of the air conditioning unit. With the increase of installation distance between the air conditioning units, the aerodynamic drag of the first air conditioning unit of each carriage first increases and then tends to remain stable, or even decreases in a small range. The aerodynamic drag is mainly affected by the leeward aerodynamic drag while the increasing aerodynamic drag of the second air conditioning unit is influenced by the windward aerodynamic drag.

【Keywords】 Air conditioning unit; Metropolitan rapid rail transit vehicle; Aerodynamic drag; Numerical simulation

0 引言

2020 年国家发展改革委、交通运输部、国家铁路局以及中国国家铁路集团有限公司联合发布了《关于推动都市圈市域(郊)铁路加快发展的意见》, 将有利推动都市圈市域(郊)铁路的快速发

展。市域列车具有快速度、大运量以及公交化的特点, 它能较好地衔接地铁与高速动车组的客运领域。与普通地铁相比, 市域列车的速度高, 甚至达到动车组的速度等级, 因此其气动阻力不可忽略。借鉴动车组减阻技术, 头型与空调机组气动优化可

有效降低气动阻力。但是,市域列车受紧急疏散门、司机室空间以及成本等因素的限制,其头型优化空间有限,因此空调机组气动优化,对减阻节能具有重要的意义。

国内外对于列车减阻开展了大量的研究,风洞试验与数值模拟是两种主要手段。国外学者^[1-3]主要对高速列车转向架和列车底部外形进行了试验研究,指出转向架包覆越多,气动阻力越小。黄志祥等^[4]通过高速列车风洞试验,分析了空调导流罩、裙板、风挡以及车底转向架区导流板对全车减阻的影响,为高速列车减阻与外形优化提了依据。马梦林等^[5]通过高速列车风洞试验,发现优化空调导流罩可使头车阻力减小2.6%。黄学辉^[6]采用数值模拟方法,分析了转向架对整车气动阻力的影响,发现转向架受到的气动阻力占总阻力的25%。林鹏等^[7]采用数值模拟方法,分析了城际列车底部设备在整车气动阻力的占比,指出优化半包式裙板、优化撤下设备布局分别使整车阻力降低7.48%和5.69%。郑循皓等^[8]通过对高速列车转向架周围区域进行数值模拟,发现转向架气动阻力占列车总阻力的20%以上,在侧风作用下占40%以上。空调的凸起结构,一定程度上增加了高速列车整车阻力,空调气动阻力约为整车阻力的7.6%^[9]。王东屏等^[10]利用数值模拟方法对横风条件下的高速列车空调表面气动性能进行了研究,发现横风等级增大,列车空调机组气动阻力值变化不大。左雄等^[11]利用数值方法研究了城际列车的气动阻力组成及减阻,指出增设空调导流装置可明显降低整车气动阻力,最大降低约18.9%。

由上可知,关于列车结构减阻的研究大多集中在高速动车组、市域列车的底部设备和空调导流罩,针对市域列车空调之间的安装间距研究较少。市域列车如何选择合适的空调之间安装距离,对降低运行能耗具有重要的意义,有必要进行研究。

本文以某型城际列车为研究对象,利用数值模拟方法,通过改变空调之间的安装间距,分析不同间距条件下,整车气动阻力与空调气动阻力变化规律,为市域列车外形减阻提供依据。

1 数学模型

本文中市域列车运行速度为160km/h,运行马赫数小于0.3,因此可以忽略气体的可压缩性^[8]。

流体的连续性方程为:

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

式中: ρ 表示密度; t 表示时间; x_i 表示直角坐标分量; u_i 表示流体速度在 x_i 方向上的分量, $i=1,2,3$ 。

动量守恒定律可表述为:微元体中流体的动量对时间的变化率等于外界作用在该微元体上各种力之和。流体的动量守恒方程为:

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

式中: p 表示流体微元体上的压力; τ_{ij} 为粘性应力张量,表示分子粘性作用而产生的作用在微元体表面上的粘性应力,

$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$, δ_{ij} 为克罗内克符号(当 $i=j$ 时, $\delta_{ij}=1$;当 $i \neq j$ 时, $\delta_{ij}=0$); μ 表示动力粘性系数。

能量守恒定律可表述为:微元体中能量的增加率等于进入微元体的净热流量加上体力与面力对微元体所做的功。流体的能量守恒方程为:

$$\frac{\partial (\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j h)}{\partial x_j} = \text{div}(k \text{ grad } T) + \frac{\partial (u_i \tau_{ij})}{\partial x_j} \quad (3)$$

式中: e 表示内能; h 表示焓, $h = e + \frac{1}{2} u^2 + \frac{p}{r}$;

k 表示流体的传热系数; T 表示温度。

由于不考虑气体的可压缩性,根据公式(1)与公式(2)可以得到列车周围的速度场与压力场。空调产生的阻力大部分来源于压差阻力,标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型较好地捕捉整车与空调的气动阻力^[12]。数值模拟方法采用传统风洞方式进行,将列车的运行简化为列车与风之间的相对运动。

2 物理模型与边界条件

2.1 几何模型

针对列车模型,保留其主要的外观结构,简化局部细节结构,同时忽略列车受电弓对气动阻力产生的影响。在空调位置移动时,预留受电弓安装位置。市域列车采用四车编组,整车几何模型主要包

含车钩、车体、风挡、转向架以及空调，每节车的命名如图 1 所示，并且每节车包含两个空调，按迎风顺序，分别命名为 A01 和 A02。为了更好地研究空调安装间距对气动阻力的影响，采用单因素分析方法，因此，空调模型不带有导流罩，排除导流罩对气动阻力的影响。空调特征面组成为迎风面、表面和背风面，如图 2 所示。整车的特征高度为 H ，空调特征高度为 h ，A01 背风面与 A02 迎风面的距离为两组空调的间距，通过同时调整两组空调的位置，实现两空调之间的安装距离变化。例如，两空调机组汇聚于车体纵向中间点区域时，两空调间距为零。

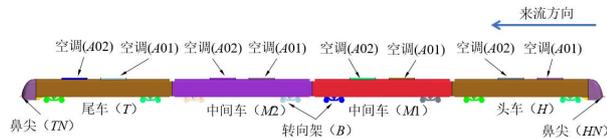


图 1 市域车几何模型

Fig.1 The geometric model of metropolitan rapid rail transit vehicle

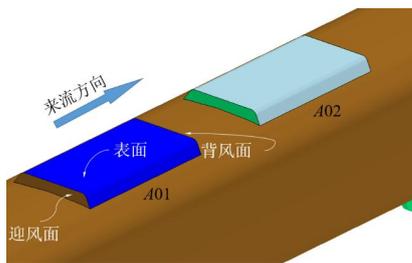


图 2 市域车空调模型

Fig.2 The air conditioning geometric model of metropolitan rapid rail transit vehicle

2.2 计算域及边界条件

在列车周围划分计算区域，如图 3 所示。计算域长为 $73H$ ，宽为 $15.7H$ ，高为 $8.8H$ 。入口采用速度为 44.44m/s 的速度入口边界条件，出口采用压力出口。侧面与顶面采用对称壁面边界条件。为消除地面边界层效应，地面采用同入口速度方向一致的移动壁面处理。为保证计算结果的准确性，在列车周围划分三层加密区。

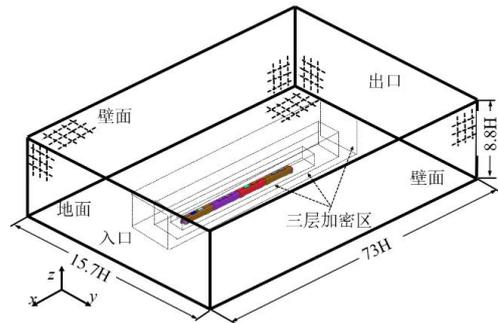


图 3 计算域示意图

Fig.3 Schematic diagram of the computational domain

2.3 网格划分与独立性检验

为研究网格大小与数量对计算结果的影响，以空调间距 $4h$ 的列车模型为例，划分三套网格 Mesh1、Mesh2 和 Mesh3，对应网格数量分别约为 1439 万、2400 万和 3309 万。表 1 为不同数量网格下的列车气动阻力分布情况，利用 Mesh2 与 Mesh3 计算得到的各个车辆之间气动阻力系数误差较小，整车气动阻力系数误差相比于 Mesh1 更小，综合计算精度与网格数量，后续采用 Mesh2 网格参数进行研究。

表 1 不同网格数量下列车气动阻力系数

Table 1 Comparison of aerodynamic drag coefficients under different mesh numbers

	头车	中间车 1	中间车 2	尾车	整车	整车相对误差
Mesh1	0.3232	0.1447	0.1249	0.3458	0.9386	—
Mesh2	0.3188	0.1296	0.1208	0.3476	0.9167	2.38%
Mesh3	0.3145	0.1315	0.1232	0.3509	0.9201	0.37%

数值计算网格采用切割体网格，网格数量在 2400 万左右。由于采用的是标准 $k-\epsilon$ 湍流模型，为保证列车表面 y^+ 在 30~150 之间，列车表面第一层边界层厚度为 1.3mm 左右。列车表面网格尺寸在 40mm~80mm，列车空调表面网格尺寸在 10mm~20mm，局部网格如图 4 所示。列车表面 y^+ 分布情况如图 5 所示， y^+ 值大部分在 30~150 之间，满足数值模拟方法要求。

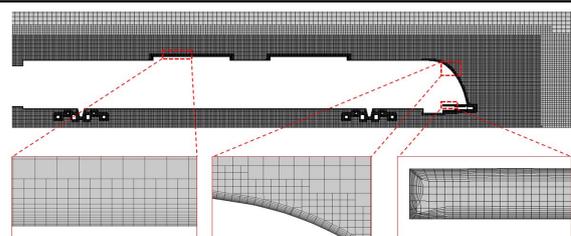


图 4 计算网格

Fig.4 Computational grid

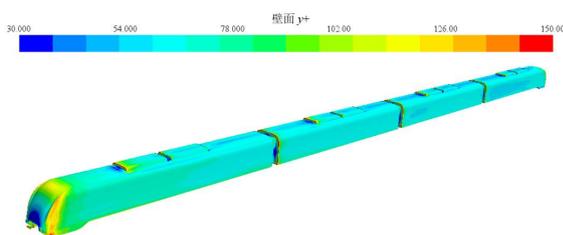


图 5 列车表面 y^+ 分布情况

Fig.5 Distribution of y^+ on the vehicle surface

3 计算结果

受编组长度影响, 每节车的气动特性不同, 因此, 除整车气动阻力分析外, 有必要分析空调间距不同时, 头车、中间车以及尾车的气动阻力变化规律。空调特征高度 h , 空调安装间距分别为 0 、 $2h$ 、 $4h$ 、 $6h$ 、 $8h$ 、 $10h$ 、 $14h$ 、 $18h$ 、 $22h$ 以及 $24.23h$, 共 10 个工况, 其中 0 表示两个空调机组连在一起。

3.1 整车气动阻力分析

图 6 为不同空调安装间距下整车的气动阻力系数变化情况。由图可知, 随着间距的增大, 阻力系数先快速增大, 后逐渐稳定。当空调间距为 0 时, 整车阻力系数最小; 当空调间距 $18h$ 时, 阻力系数基本稳定; 与间距 0 相比, 当空调间距达到 $24.23h$ 时, 整车阻力系数增加了 6.3% 。由此可见, 减小空调安装间距可有效降低整车气动阻力, 但存在阈值, 只有间距小于此值, 减阻效果才显著。

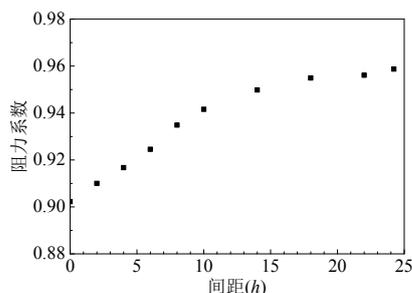


图 6 整车阻力系数随空调间距的变化

Fig.6 Drag coefficient of the vehicle under different installation distances

3.2 单车气动阻力分析

图 7 (a) ~ (d) 显示了每节车空调气动阻力随间距的变化情况。由图可知, 头车空调气动阻力最大, 尾车次之, 中间车最小, 与列车气动特性一般性规律一致。随着空调间距的增大, 头车空调气动阻力持续增大, 且空调 $A01$ 气动阻力始终大于空调 $A02$ 的气动阻力, 但空调 $A02$ 的气动阻力增幅较大, 两者的气动阻力差值持续减小。两节中间车

的空调气动阻力变化趋势基本一致, 随着间距增大, 空调 $A01$ 气动阻力先增大后减小, 空调 $A02$ 气动阻力不断增大, 且空调 $A01$ 气动阻力大于空调 $A02$ 气动阻力, 仅在间距为 $24.23h$ 时, 空调 $A01$ 与空调 $A02$ 气动阻力相近。中间车空调 $A01$ 气动阻力有大幅度下降, 这是由于中间车空调 $A01$ 位于前车空调 $A02$ 的尾流区, 空调安装间距增大后, 中间车空调 $A01$ 受前车空调 $A02$ 尾流的影响增强, 导致中间车空调 $A01$ 迎风面阻力相对减小。尾车空调气动阻力变化规律与中间车空调气动阻力变化规律相似, 区别是空调安装间距大于 $14h$ 时, 尾车空调 $A02$ 气动阻力已大于空调 $A01$ 的气动阻力。

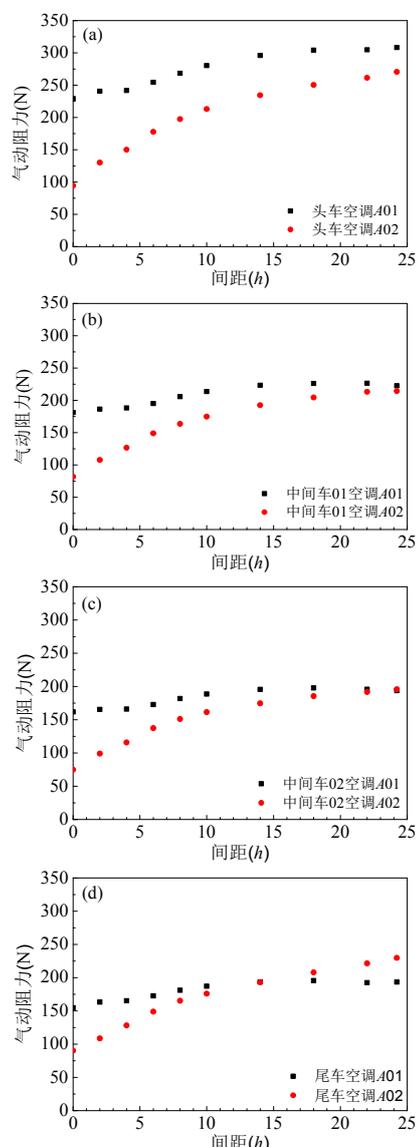


图 7 空调气动阻力随间距的变化

Fig.7 Drag coefficient of the air conditioning unit under different installation distances

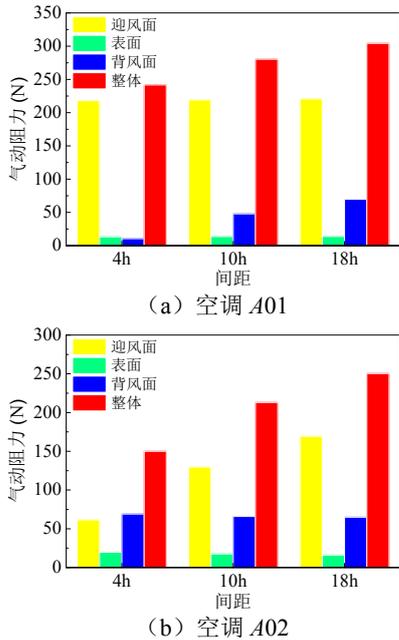


图 8 不同间距下头车空调各部分气动阻力对比

Fig.8 Comparison of aerodynamic drag components of the air conditioning unit for the first vehicle under different installation distances

为了进一步分析安装间距对空调气动阻力的影响，针对空调特征面气动阻力变化进行分析。由于头车、中间车以及尾车的空调气动阻力变化原理相似，所以仅以头车两组空调典型间距为例进行气

动阻力分析，如图 8 所示。可以看出，随着间距的增大，头车空调 A01 的迎风面与表面气动阻力变化不大，背风面气动阻力持续增大，其中，迎风面气动阻力占比始终最大，在 18h 时，迎风面气动阻力占空调总气动阻力的 72%。因此，头车空调 A01 气动阻力的变化主要受背风面气动阻力的影响。头车空调 A02 的迎风面气动阻力随着间距的增大而不断增大，表面和背风面气动阻力变化不大，说明空调 A02 的气动阻力主要受迎风面气动阻力的影响。

图 8 显示头车空调 A01 迎风面与表面气动阻力变化不大，这是因为迎风面前方没有障碍物，流场结构稳定，空调表面气动阻力组成主要为摩擦阻力，间距的改变对摩擦阻力影响较小，因此间距的变化对迎风面与表面气动阻力影响较小。但是，背风面压力随间距的增大逐渐降低（见图 9），导致头车空调 A01 气动阻力变化主要受到背风面的影响。此外，由于空调背风面区域涡运动与间距变化是非线性关系，导致间距增大时，背风面压力非线性减小，进而头车空调 A01 气动阻力增长率非线性变化。

对于头车空调 A02，随着间距增大，其迎风面受前方空调尾流的影响不断减小，导致迎风面压力增大（见图 10），压差阻力增大，从而气动阻力增大。

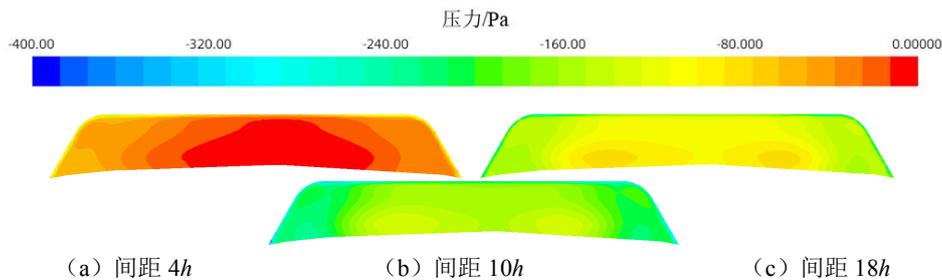


图 9 头车空调 A01 背风面压力分布情况

Fig.9 Pressure distribution of leeward region for the air conditioning unit A01 of the first vehicle

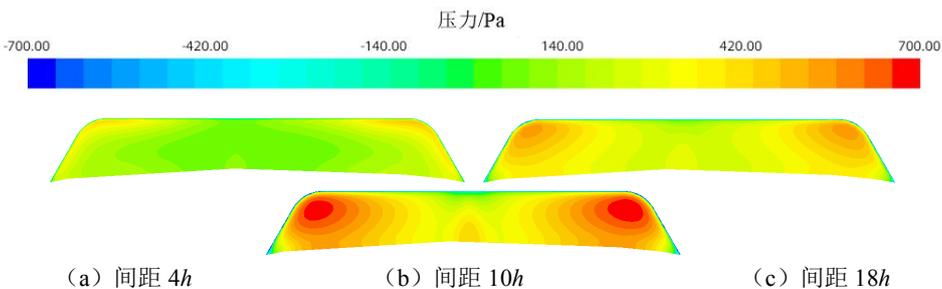


图 10 头车空调 A02 迎风面压力分布情况

Fig.10 Pressure distribution of windward region for air conditioning unit A02 of the first vehicle

4 结论

通过数值模拟研究了空调安装间距对市域列车气动阻力的影响,主要结论如下:

(1) 当市域列车运行速度为160km/h时,空调间距由 $24.23h$ (h 为空调机组特征高度)降低为0时,整车气动阻力降低约6.3%,且间距小于 $18h$ 时,整车减阻效果明显,空调安装位置的选择,对降低整车阻力具有重要的意义。

(2) 头车、中间车以及尾车的空调气动阻力变化规律既有相似性又有差异性。相似性指随着空调安装间距的增大,每节车辆第一个空调气动阻力先增大后趋近于平缓,甚至会小范围降低,第二个空调气动阻力持续增大。差异性指安装间距大于 $14h$ 时,尾车第二个空调气动阻力已大于第一个空调的气动阻力。

(3) 随着空调安装间距的变化,每节车辆第一个空调气动阻力的变化主要由空调背风面气动阻力变化所引起,第二个空调气动阻力的变化主要由空调迎风面气动阻力变化所引起。

参考文献:

- [1] Schulte W B, Matschke G, Williams A, et al. High speed trains with bogie fairings: European research into reducing aerodynamic drag and noise[C]. Proceeding of the world Congress on Railway Research, Tokyo, Japan, 1999.
- [2] Hyeok B K, Young W P, Dong H L, et al. Wind tunnel experiments on techniques[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2001,13(89): 1179-1195.
- [3] Ido A, Saitou S, Nakade K, et al. Study on under-floor flow to reduce ballast flying phenomena[C]. Proceedings of 8th World Congress on Railway Research, Seoul, 2008.
- [4] 黄志祥,陈立,蒋科林.高速列车减小空气阻力措施的风洞试验研究[J].铁道学报,2012,34(4):16-21.
- [5] 马梦林,邓海,王东屏,等.空调导流罩对列车气动阻力影响的研究[J].铁道车辆,2011,49(03):5-6.
- [6] 黄学辉.转向架对高速列车气动性能的影响[J].制冷与空调,2018,32(4):445-450.
- [7] 林鹏,刘冬雪.城际列车底部结构优化减小气动阻力研究[J].空气动力学学报,2018,36(5):763-773.
- [8] 郑循皓,张继业,张卫华.高速列车转向架空气阻力的数值模拟[J].交通运输工程学报,2011,11(2):45-51.
- [9] 孙振旭,姚永芳,郭迪龙,等.高速列车气动外形优化研究进展[J].力学学报,2021,53(1):51-74.
- [10] 王东屏,何正凯,兆文忠.横风工况下高速动车组空调表面气动性能数值分析[J].大连交通大学学报,2011,32(2):19-23.
- [11] 左雄,罗意平,刘冬雪.城际列车气动阻力组成分析及减阻研究[J].铁道科学与工程学报,2018,15(3):734-740.
- [12] Tian Li, Deng Qin, Jiye Zhang. Effect of RANS turbulence model on aerodynamic behavior of trains in crosswind[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019,32(1):1-12.