DOI: 10.3901/JME.2019.18.142

500 km/h 高速列车新头型设计及气动性能研究*

李明 刘楠 王大海

(中车唐山机车车辆有限公司技术研究中心 唐山 064000)

摘要: 基于人机工程约束条件、气动力、气动噪声等多项指标,完成了时速 500 km/h 动车组头型多学科综合评估和优化设计,获得了更高速度级下排障器前端伸缩量、鼻尖高度和车窗轮廓等关键外形参数对动车组气动性能的影响规律,其中司机室车窗高度对整车阻力影响最大,排障器前端伸缩量对气动噪声影响最大。优化后整车阻力最大减少 6.9%,远场气动噪声平均声压级减小 1.6 dBA,达到低阻力低噪声设计目标。同时获得了整车气动阻力、尾车升力、气动噪声、压力波和横风运行性能等受运行速度的影响规律。研究的新头型相对于既有高速列车车头综合性能更佳,相关研究数据可用于支持更高速度级动车组设计。

关键词: 动车组; 新头型; 气动性能; 优化设计; 风洞试验

中图分类号: U238; U270

New Head-type Design and Aerodynamic Performance Study of 500 km/h High-speed EMU

LI Ming LIU Nan WANG Dahai

(P&T Research Center, CRRC Tangshan Co., Ltd., Tangshan 064000)

Abstract: Based on indicators including man-machine engineering, aerodynamic force and aerodynamic noise, comprehensive evaluation and multidisciplinary optimization design of aerodynamic performance for the 500 km/h high-speed electric multiple unit (EMU) head-type is completed. Then the influence law for aerodynamic performance affected by key parameters including expansion amount of control points on the cowcatcher, nose tip height and front window profile is obtained under higher velocity level. Among them, the height of front window influences resistance most, and expansion amount of control points on the cowcatcher influences aerodynamic noise most. After optimization, the total resistance will be reduced 6.9%, and the average pressure level of the aerodynamic noise will be reduced by 1.6 dBA, which meets the design requirements of low resistance and low noise. And influence law of vehicle resistance, tail car lift, aerodynamic noise, pressure wave and transverse wind running performance, etc. are obtained, which are affected by the running speed. The comprehensive performance of new head-type is better than existing EMU head-type, and related research data could provide technical support for higher level speed EMU design.

Key words: electric multiple unit (EMU); new head-type; aerodynamic performance; optimization design; wind tunnel test

0 前言

高速列车由于其快捷、舒适、高效、安全可靠等优点在世界各国得到了快速的发展。从世界第一条高铁日本北海道新干线出现,世界各国的高速列车运行速度不断提高,特别是 2007 年法国的 TGV 列车更是创下了 574.8 km/h 的惊人速度。我国的高速列车起步较晚,但在近 10 年时间里取得了长足的发展。随着列车运行速度的提高,很多因为气动载

荷带来的问题愈发明显,并严重制约着列车速度的提高^[1]。沈志云指出,高速列车的动态环境以气动作用为主,随着速度的提升会带来气动阻力、列车风、横风安全性能、列车交会压力波、气动噪声等一系列空气动力学问题。当列车速度超过 250 km/h 时,气动阻力占总阻力的比例将达到 80%以上^[2]。由于高速列车的气动噪声与运行速度的 6~8 次方成正比^[3-4],气动噪声对旅客舒适度也影响较大。

目前对高速列车气动性能的研究主要包括试验测试法和数值模拟法两类。在试验研究方面,主要的试验方法包括基于缩比模型的风洞试验和基于全尺寸模型的线路测试。线路试验耗时较长、投入人

* 先进轨道交通重点专项资助项目(2016YFB1200504)。20180414 收到初稿,20190324 收到修改稿

力、物力较多。基于缩比模型的风洞试验必须满足严格的试验条件(满足一定条件的雷诺数、边界层的湍流强度等)、缩比模型与原始模型的数值匹配等。可见试验测试法是一种要求和投入较高的研究方式。而数值模拟由于周期短、实施方便,受到广泛运用,且已能实现与试验结果偏差小于10%的准确度^[5]。

文献[6]采用多目标遗传算法对高速列车的气动外形和尾车升力进行了优化,实现了整车减阻和尾车升力降低。文献[7]通过高速列车车头响应面法优化设计,实现列车减阻约20%左右。文献[8]对高速列车的流线型头型进行多目标优化设计,实现列车减阻4.15%,轮重减载率减小1.72%。文献[9]提出了结合遗传算法和网格自适应变形技术的优化方法,可最大化减少流场计算次数,缩短设计周期,优化后减阻1.85%。文献[10]采用多目标遗传算法对高速列车头型进行多目标气动优化,使得头型优化的车头位置气动阻力和偶极子噪声源大大降低。

当前对时速350 km及以下高速列车气动噪声的研究主要是噪声源的位置确定与分类^[3-4]、基于主要气动噪声源的低噪声设计^[11],以及对主要噪声源的降噪。而对更高速度等级的高速列车低噪声设计研究甚少。

本文以低阻力、低噪声为最优头型选择目标,进行了5种动车组头型的优选定型。在此基础上,对1种动车组头型进行了多学科优化设计,研究了排障器前端伸缩量、鼻尖高度和车窗轮廓等关键外形参数对动车组气动性能的影响规律。最后对优化后的新头型进行不同速度等级气动性能综合评估。

1 高速列车气动性能计算方法

1.1 气动性能流场计算方法

常用的湍流模型中,大涡模拟的亚格子模型比雷诺平均模型更具有普遍性,同时又比直接数值模拟节省很大的计算量^[12]。大涡模拟通过LES低通滤波,过滤掉流场中包括脉动运动在内的湍流瞬时运动中小于某尺度的涡旋,直接利用N-S方程精确求解所有大尺度湍流涡旋的运动,而对于过滤掉的小尺度涡旋可通过建立模型(亚格子模型)计算其运动^[13]。因此,湍流大涡数值模拟可以获得流动的动态特性,而雷诺平均模拟只能提供定常的气动力特性且模型的系数常常带有经验性。

因此,流场计算过程所选用的湍流模型为RNG $k-\epsilon$ 湍流模型与LES湍流模型:采用RNG $k-\epsilon$ 湍流模型对高速列车基本气动力、横风、多目标整车外

形优化、明线会车等气动性能进行参数评估;选用LES湍流模型为高速列车气动噪声计算提供更详细的流场信息。

1.2 气动性能声场计算方法

计算声学中普遍使用声类比法,声比拟理论最初由Lighthill提出,经Curle, Ffowcs-Williams和Hawkings推广后,得到Ffowcs Williams-Hawking方程^[14](简称FW-H方程)其微分形式为

$$\left(\frac{1}{a_0} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} \right) p' = \frac{\partial}{\partial t} [\rho v_n \delta(f) \nabla f] - \frac{\partial}{\partial x_i} [n_i p \delta(f) \nabla f] + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \quad (1)$$

式中, p' 为气体压强; n_i 为法向方向; a_0 为声速; v_n 为法向速度; p 为静压强; $T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - a_0^2 \rho \delta_{ij}$ 为Lighthill压力张量; $\delta(f)$ 为 δ 函数; $H(f)$ 为Heaviside函数。

FW-H模型表达式表示声压是由于瞬态变化的质点力和加速度引起,等式(1)右边分别为单极子声源、偶极子声源和四极子声源。高速列车以一定的速度行驶时,车身表面可以看作刚性的,体积脉动量几乎为零,所以可不比考虑单极子声源项^[15]。文献[15]指出,流场中四极子声源与偶极子声源强度之比正比于马赫数的平方,而高速列车的运动仍属于低速运动,其四极子声源噪声强度远小于偶极子声源,故四极子声源项也可忽略。即本文只考虑偶极子声源所引起的高速列车气动噪声问题。

2 数值方法的风洞试验验证

2.1 气动力风洞试验

本文在中国空气动力研究与发展中心的闭口串联双试验段低速风洞第二试验段(截面面积为 $8.0 \text{ m} \times 6.0 \text{ m} = 48.0 \text{ m}^2$)进行了气动力风洞试验^[16]。图1所示为在气动力风洞试验中的1:8缩比3节编组列车模型。

图1 气动力风洞试验中的1:8缩比列车模型

本文采用量纲一的气动系数进行气动性能研究。其中, C_D 、 C_L 、 C_S 、 C_M 分别为阻力系数、升

力系数、侧力系数、倾覆力矩系数, 分别表示如下

$$C_D = \frac{F_D}{0.5\rho V^2 S} \quad (2)$$

$$C_L = \frac{F_L}{0.5\rho V^2 S} \quad (3)$$

$$C_S = \frac{F_S}{0.5\rho V^2 S} \quad (4)$$

$$C_M = \frac{M_M}{0.5\rho V^2 S} \quad (5)$$

式中, ρ 为空气密度, 取 1.225 kg/m^3 ; F_D 、 F_L 、 F_S 、 M_M 分别为阻力、升力、侧力、倾覆力矩; V 为列车运行速度; S 为列车横向最大面积。

表 1 为采用 LES 方法数值仿真得到的某车型气动阻力系数和风洞试验结果的对比表。头车、中间车和尾车阻力系数分别相差 3.40%、4.10%、5.21%, 在可接受的范围内。

表 1 气动阻力系数风洞试验与仿真计算结果对比

对比	头车	中间车	尾车
仿真计算结果	0.115	0.071	0.091
风洞试验结果	0.119	0.074	0.096
相差(%)	3.40	4.10	5.21

2.2 气动噪声风洞试验

在中国空气动力研究与发展中心低湍流度航空声学风洞的无回声试验段(截面面积为 $5.5 \text{ m} \times 4.0 \text{ m} = 22.0 \text{ m}^2$)进行了某型高速列车气动噪声试验。试验段风速为 250 km/h 。试验件与气动力风洞试验模型为同一模型, 如图 2 所示。

图 2 1:8 缩比列车模型风洞试验

表 2 给出测点距轨道中心线 5.47 m , 距地面高度为 1.0 m , 相邻两测点的距离为 0.8 m , 试验风速分别为 160 km/h 、 200 km/h 、 230 km/h 、 250 km/h 的远场平均声压级与数值结果的对比表。

表 2 数值仿真与风洞试验声压级对比 dBA

风速/(km/h)	160	200	230	250
风洞试验结果	74.1	80.2	85.4	86.5
数值模拟结果	73.3	79.2	84.1	85.1
相差/dBA	0.8	1.0	1.3	1.4

由表 2 可知, 数值模拟结果要比风洞试验结果略小, 且差值随风速增加而增大, 最大差值为 1.4 dBA 。这是由于风洞试验地面附面层效应无法消除, 高速列车处于底板附面层内, 使底板附近产生附加噪声。

3 气动性能对比分析

3.1 5 种超高速动车组模型

本文综合国内外高速动车组头型设计要素, 以低阻力、低噪声为设计目标, 进行了时速 500 km/h 动车组头型方案设计, 具体结构参数见表 3 所示, 图 3 所示为 5 种车头模型。

表 3 动车组参数

关键参数	数值
头车长度/m	26.72
流线型长度/m	13.96
高度/m	3.60
宽度/m	2.90
横截面积/ m^2	9.72

图 3 5 种流线型车头

3.2 计算区域及边界条件

计算采用三编组模型, 动车组气动性能计算外流场及边界设置见图 4 所示。外流场区域的长宽高分别为 $4L$ 、 $24W$ 和 $10H$ (列车长宽高分别表示为 L 、 W 、 H)。头车正前方为速度入口, 大小为 500 km/h ; 尾车后方为压力出口, 大小为 0 Pa ; 为模拟列车真实运行姿态, 将地面设为滑移地面。

图 4 外流场计算区域

3.3 网格划分

采用网格划分工具 ICEM CFD, 分别取外场最

大尺寸 2 m、列车表面最大网格 70 mm、转向架表面最大网格为 40 mm, 划分非结构网格。为精确分析车体表面流动状态, 在其表面设置增长率为 1.1, 总厚度 10 mm 的 12 层三棱柱边界层网格。

4 气动性能对比

4.1 气动阻力对比

表 4 为气动阻力系数对比结果。由表 4 可知, Train 5 型头车阻力系数为 0.114 7, 阻力系数最小, 其次为 Train1 型动车组。

表 4 阻力系数对比表

车型	头车	中间车	尾车
Train1	0.120 6	0.073 6	0.094 2
Train2	0.121 0	0.073 7	0.093 8
Train3	0.121 8	0.074 3	0.093 4
Train4	0.123 7	0.075 0	0.093 7
Train5	0.114 7	0.070 6	0.091 0

4.2 气动噪声对比

针对列车距离轨道中心线 25 m 远, 离轨面 3.5 m 高的 81 个噪声接受点的 A 计权声压级沿列车运行方向的分布情况进行了计算, 见图 5 所示。表 5 为噪声接受点的声压级最大值和平均值对比表。

图 5 沿列车运行方向的 A 计权声压级对比

表 5 声压级对比表

	Train1	Train2	Train3	Train4	Train5
最大值	119.5	119.8	119.3	120.6	118.5
平均值	113.9	114.3	113.8	114.9	113.2

由图 5 对比可见, 噪声接受点沿着列车运行方向的噪声声压级有一定的分布规律特性: 在头车流线型司机室前窗玻璃附近($x=6$ m 到 $x=7$ m 处的头车一位端转向架附近处), 总噪声声压级达到最大值; 头车一位端转向架对远场噪声声压级影响最大; 车辆连接处对远场噪声声压级影响较大, 在其区域达到局部最大值; 尾车流线型部位的噪声声压级衰减幅度较头车流线型部位的噪声衰减量大。同时由表 5 可知, Train5 头型总声压级最小, 最大声压级为

118.5 dBA, 平均声压级为 113.2 dBA。

综上, 本文选用 Train5 头型进行多学科优化设计。

5 头型参数化设计及分析

5.1 优化设计变量选取

新头型必须满足司机的站高和瞭望视野要求, 应保证 UIC651 规定的司机能看见前方 10 m 及 10 m 以外的高处信号以及 15 m 处的矮处信号。基于以上减阻目标及人机工程约束条件, 重点针对排障器前端纵向伸缩量、鼻尖高度、挡风玻璃轮廓等设计变量, 进行了新头型气动外形的进一步优化设计。

几何外形的参数化方法对高速列车头型的优化起着至关重要的作用。由于高速列车具有高度的对称性, 所以首先建立头车左半部分和 1/4 中间车的模型, 通过对称操作即可生成整车的模型, 建立的头车左半部分和 1/4 中间车模型, 总共包括了 439 个控制点, 由 439 个控制点生成了 102 条样条曲线, 由样条曲线生成 81 个样条曲面。由于本文只考虑列车流线型头型的变形, 所以仅对列车流线型部分进行参数化处理即可。本文选取局部形函数和关键控制点的方法对高速列车的控制点坐标进行参数化设计, 选取的三个关键设计变量为 C_x 、 C_h 、 C_z , 分别表示排障器的前端控制点纵向伸缩量、鼻尖高度变化系数、司机室车窗高度控制线关键控制点垂向变化量。排障器前端纵向伸缩量 C_x 、鼻尖高度 C_h 和挡风玻璃轮廓 C_z 的示意图如图 6 所示。

图 6 设计变量示意

为了保障列车底部宽度能容纳附属设备, 以及保证司机室视角的要求, 本文对各设计变量的取值范围进行了设定, 如表 6 所示。在不影响设计空间内几何曲面任意变形的基础上, 为了便于操作, 本文所有区域的变形均采用线性函数作为变形函数。

表 6 设计变量的取值范围

设计变量	C_x /mm	C_h	C_z /mm
取值范围	(-100, 200)	(0.8, 1.2)	(0, 100)

对于鼻尖高度, 通过控制鼻端型线底部控制点

的垂向坐标不变,其他点的 Z 向坐标值乘以一个系数 C_h ,实现鼻尖高度的变化。

对于挡风玻璃轮廓,通过设置挡风玻璃轮廓控制线由一系列控制点控制。在挡风玻璃轮廓线起点、终点与车体纵断面曲线曲率连续和驾驶内部空间要求不变的基础上,通过将中间控制点 Z 向坐标乘一个设计变量 C_z ,调整挡风玻璃轮廓线中间部分的高度,其他控制点的增加量随之线性变化。

5.2 多学科优化设计结果分析

利用优化设计软件 Isight 集成 MATLAB、CATIA、ICEM、FLUENT 脚本程序搭建的优化设计流程,以实现车头模型的自动更新、网格划分和流场计算。采用 NSGA-II 第二代非劣排序的遗传算法,进行了 240 个样本点的优化分析(初始种群数为 12,遗传进化代数为 20)。该方法探索性能良好、计算效率高且能较好地保持种群多样性。

各优化设计变量随进化代数的收敛曲线如图 7 所示。图 8 为优化目标整车阻力和头车表面最大声功率的收敛情况。图中虚线表示原始头型的设计变量值,圆点“·”表示优化后设计变量的 Pareto 最优解。通过优化算法在设计空间中的采样,各优化设计变量均趋于收敛。

图 7 各优化设计变量随进化代数的收敛曲线

图 8 优化目标的收敛曲线

原始头型和优化方案的各设计变量取值和优

化目标值如表 7 所示。相对于原始方案,方案 3 的整车阻力降低 6.9%,等效连续 A 计权声压级降低 1.6 dBA。故本文最终选择优化方案 3 作为工程化应用方案。图 9 为原始头型和优化头型的对比图。

表 7 优化后的设计变量取值和优化目标值

	C_x mm	C_h	C_z mm	整车阻力/N	平均声压级/ dBA
原方案	0	1	0	31 719	113.2
方案 1	192.1	1.077	10.7	29 914	-5.69
方案 2	187.9	0.987	14.9	29 971	-5.51
方案 3	188.6	1.027	10.8	29 522	-6.93
方案 4	188.6	1.020	8.8	29 881	-5.79

图 9 优化前后的头型对比

由表 7 和图 9 可知,优化后的头型整车气动阻力和远场平均声压级都得到明显改善,优化取得了较好的效果。

5.3 优化设计变量相关性分析

图 10 给出了各优化目标与优化设计变量的相关性图。

图 10 设计变量与优化变量的相关性系数

由图 10 可知:整车阻力与 C_x 和 C_h 为负相关关系,即排障器前端向后收缩,鼻尖高度增高有助于减小整车阻力;整车阻力与 C_z 为正相关关系,即司机室车窗高度降低有利于减小整车阻力。整车阻力与各设计变量的相关性系数排序为 $C_z > C_x > C_h$ 。

与整车阻力类似,等效连续 A 计权声压级和各设计变量的相关性系数排序为 $C_x > C_z > C_h$ 。

图 11 给出了优化过程中,优化目标在像空间的收敛情况,图中五角星“★”连成的曲线表示高速列车流线型头型多目标优化的 Pareto 前沿,圆点“·”表示原始头型对应的气动总阻力和头车最大表面声功率。由图 11 可知,通过对高速列车流线型头

型的多目标优化设计, 高速列车气动总阻力和头车最大表面声功率都得到改善, 优化取得了较好的效果。

图 11 高速列车优化的 Pareto 前沿

6 不同速度等级气动性能综合评估

本文针对 400 km/h、450 km/h、500 km/h、550 km/h、600 km/h 运行速度下八编组动车组的整车气动阻力、尾车升力、气动噪声、压力波和横风运行性能进行了对比分析。

6.1 气动性能分析

不同速度级下动车组气动阻力、尾车升力和气动噪声对比如表 8 所示。

表 8 基本气动力和气动噪声对比

运行速度/ (km/h)	气动阻力/ N	尾车升力/ N	气动噪声/ dBA
400	43 275	3 856	105.1
450	53 928	4 809	108.7
500	66 603	6 056	111.6
550	81 035	7 411	114.4
600	95 470	8 765	118.9

由表 8 可知, 随着运行速度的增大, 动车组基本气动力急剧增大, 而气动噪声增加幅度逐渐减小。同时对表 8 的气动阻力、气动升力进行一元二次函数拟合, 得到气动阻力系数、气动升力系数如式(6)、(7)所示。文献[3]指出声压级 L_A 与列车运行速度之间的关系可用速度依赖幂指数表示。因此本文忽略二次项的影响, 采用准牛顿法和通用全局优化法对声压级和列车运行速度进行拟合, 得到如式(8)、(9)所示的声压级与列车运行速度的对应函数关系。可见, 高速列车远场气动噪声声压级与列车运行速度的对数成线性关系, 且远场气动噪声声压级与列车运行速度近似呈 6 次方增长关系。

$$F_D = 0.266 3V^2 - 3.32V + 1812.2 \quad (6)$$

$$F_L = 0.026V^2 - 1.16V + 129.4 \quad (7)$$

$$L_A = 75.35 \lg(V/V_0) + 82.09 \quad (8)$$

$$L_A = (V/V_0)^{6.39} + 106.07 \quad (9)$$

式中, V 为动车组的运行速度, 单位为 km/h, $V \geq 400$ km/h, $V_0 = 400$ km/h。拟合公式的 R^2 均不低于 0.96。

6.2 压力波分析

图 12 为动车组明线会车时, 在头车侧窗处不同速度等级下的压力波峰峰值对比图(正波幅值与负波幅值之差)。

图 12 头车侧窗的会车压力波幅值对比

由图 12 可知, 在会车侧头波压力波峰峰值较尾波压力波峰峰值大。压力峰峰值与列车运行速度的平方近似呈线性关系, 时速 500 km/h 时最大压力峰峰值达到 1 672 Pa。

表 9 为动车组以不同速度隧道通过时各车体表面最大负压值。时速 500 km/h 时最大负压值达到 5 836 Pa。

表 9 各压力监测点的最大负压对比表 Pa

监测点	400 km/h	500 km/h	600 km/h
头车	-3 525	-5 795	-8 669
中间车 1	-3 449	-5 695	-8 815
中间车 2	-3 455	-5 795	-8 959
中间车 3	-3 499	-5 836	-9 120
中间车 4	-3 473	-5 810	-9 186
中间车 5	-3 499	-5 836	-9 147
中间车 6	-3 473	-5 779	-9 066
尾车	-3 473	-5 696	-8 861

随着运行速度的增加, 车体表面压力变化幅值和最大负压迅速增大, 可近似认为最大压力变化值与运行速度的平方成正比。由表 9 可拟合得到隧道运行压力波 $p_{\max}$ (各车体不同监测点的最大负压, Pa) 与速度的关系式为

$$p_{\max} = 0.298 7V^2 \quad (10)$$

6.3 横风气动性能分析

图 13 为动车组在横风风速 10 m/s 的侧力系数及头车不同风速下的侧力系数。

图 13 侧力系数对比

由图 13 可知,头车所受侧力系数最大,其次为尾车,中间车体受到较小的侧力系数。同一横风风速下,随着列车运行速度的提高,其各车体的侧力系数逐渐减小。同一列车运行速度下,随横风风速增大,各车体所受侧力系数增加较大,且随横风风速的增大呈近似线性关系。由此可拟合得到头车侧力系数 C_s 与速度的关系式为

$$C_s = 0.053V - 0.0483 \quad (11)$$

图 14 为横风风速 10 m/s 时的倾覆力矩系数及头车不同风速下的倾覆力矩系数。

图 14 倾覆力矩系数对比

由图 14 可知,头车所受倾覆力矩系数最大,其次为中间车 1 所受的倾覆力矩系数,其余中间车体和尾车受到较小的倾覆力矩系数。同一横风风速下,随着运行速度的提高,各车体的倾覆力矩系数逐渐减小。同一运行速度下,随着横风风速的增大,各车体倾覆力矩系数逐渐增大,且随横风风速的增大呈近似线性关系。由此可拟合得到头车倾覆力矩系数 C_M 与速度的关系式为

$$C_M = 0.0399V - 0.0607 \quad (12)$$

7 结论

本文通过仿真分析与试验验证相结合的方法,完成了时速 500 km/h 高速动车组头型多学科优化设计,具体结论如下。

(1) 相对于原始方案,优化方案的整车阻力最大减少 6.9%,远场气动噪声平均声压级减小 1.6 dBA,综合性能更佳。

(2) 通过多学科优化分析可知,司机室车窗高度、排障器前端伸缩量、鼻尖高度这三个结构参数

中,司机室车窗高度对整车阻力影响最大,排障器前端伸缩量对气动噪声影响最大。

(3) 针对不同运行速度下的动车组整车气动阻力、尾车升力、气动噪声、压力波、横风运行性能进行了对比分析。随着速度级的提升,动车组运行阻力近似呈平方关系增长,气动噪声近似呈 6 次方关系增长。

(4) 通过风洞试验和线路测试验证了动车组气动性能(气动力系数、气动噪声等)计算结果的准确性,计算结果满足工程要求,且本文的研究数据可为更高速度级动车组设计和气动性能数据库的扩展提供技术支持。

参考文献

- [1] 沈志云. 高速列车的动态环境及其技术的根本特点[J]. 铁道学报, 2006, 28(4): 1-5.
SHEN Zhiyun. Dynamic environment of high-speed train and its distinguished technology[J]. Journal of the China Railway Society, 2006, 28(4): 1-5.
- [2] BROCKIE N J W, BAKER C J. The aerodynamic drag of high speed trains[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1990, 34(3): 273-290.
- [3] MELLET C, LÉTOURNEAUX F, POISSON F, et al. High speed train noise emission: Latest investigation of the aerodynamic/rolling noise contribution[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(3): 535-546.
- [4] THOMPSON D J, LATORRE I E, LIU X, et al. Recent developments in the prediction and control of aerodynamic noise from high-speed trains[J]. International Journal of Rail Transportation, 2015, 3(3): 119-150.
- [5] 田红旗, 梁习锋, 许平. 列车空气动力性能研究及外形、结构设计方法[J]. 中国铁道科学, 2002, 23(5): 138-141.
TIAN Hongqi, LIANG Xifeng, XU Ping. Research on the aerodynamic performance of train and its configuration and structure design method[J]. Journal of the China Railway Society, 2002, 23(5): 138-141.
- [6] YAO Shuanbao, GUO Dilong, SUN Zhenxu, et al. Optimization design for aerodynamic elements of high speed trains[J]. Computers & Fluids, 2014, 95: 56-73.
- [7] CUI K, WANG X P, HU S C, et al. Shape optimization of high-speed train with the speed of 500kph[C]// Proceedings of the 1st International Workshop on High-speed and Intercity Railways. Springer Berlin Heidelberg, 2012: 187-197.
- [8] YU M G, ZHANG J Y, ZHANG W H. Multi-objective optimization design method of the high-speed train head[J]. Journal of Zhejiang University Science A, 2013,

- 14(9): 631-641.
- [9] SUN Zhenxu, SONG Jingjing, AN Yiran. Optimization of the head shape of the CRH3 high speed train[J]. SCIENCE CHINA, 2010, 12: 3356-3364.
- [10] 李明, 李明高, 李国清, 等. 参数化驱动的高速列车头型气动外形优化设计[J]. 铁道学报, 2013, 35(11): 14-20.
LI Ming, LI Minggao, LI Guoqing, et al. Optimized design of parameteric-driven aerodynamic shape of high-speed train EMU head-type[J]. Journal of the China Railway Society, 2013, 35(11): 14-20.
- [11] KURITA T. Development of external-noise reduction technologies for Shinkansen high-speed trains[J]. Journal of Environment and Engineering, 2011, 6(4): 805-819.
- [12] 崔桂香, 许春晓, 张兆顺. 湍流大涡数值模拟进展[J]. 空气动力学学报, 2004, 22(2): 121-129.
CUI Guixiang, XU Chunxiao, ZHANG Zhaoshun. The progress of turbulent eddy simulation[J]. Aerodynamics Journal, 2004, 22(2): 121-129.
- [13] GARNIER E, SAGAUT P, ADAMS N. Large eddy simulation for compressible flows[M]. Springer, 2009.
- [14] FLOWCS-WILLIAMS J E, HAWKINGS D L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion[J]. Philosophical Transactions for the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1969, 264(1151): 321-342.
- [15] 刘加利, 张继业, 张卫华. 高速列车车头的气动噪声数值分析[J]. 铁道学报, 2011, 33(9): 19-26.
LIU Jiali, ZHANG Jiye, ZHANG Weihua. Numerical analysis on aerodynamic noise of the high-speed train head[J]. Journal of the China Railway Society, 2011, 33(9): 19-26.
- [16] 张在中, 周丹. 不同头部外形高速列车气动性能风洞试验研究[J]. 中南大学学报, 2013, 44(6): 2603-2608.
ZHANG Zaizhong, ZHOU Dan. Wind tunnel experiment on aerodynamic characteristic of streamline head of high speed train with different head shapes[J]. Journal of Central South University, 2013, 44(6): 2603-2608.
- [17] European Committee for Standardization. ISO 3095-2005 Railway application-acoustics-measurement of noise emitted by railbound vehicles[S]. United Kingdom: British Standards Institution, 2005.
-
- 作者简介: 李明, 男, 1983 年出生, 博士, 高级工程师。主要研究方向为新能源混合动力有轨电车及空气动力学。
E-mail: sjc-liming@tangche.com