文章编号：1006-1355(2020)06-0046-06

高速列车球窝非光滑表面减阻降噪研究

朱海燕[1]，胡华涛[1,2]，尹必超[1]，朱志和[1]，王超文[1]

（1. 华东交通大学 机电与车辆工程学院，南昌 330013；
2. 杭州市地铁集团有限责任公司 运营分公司，杭州 310016）

摘 要：为减少高速列车在运行时的气动阻力及噪声，提高列车运行效率，改善列车乘坐舒适性，研究高速列车球窝非光滑表面减阻降噪技术。以CRH3型高速列车为研究对象，通过在车体的头部和尾部加设球窝控制湍流特性，以起到减阻降噪效果。建立非光滑表面CRH3型头车+中间车+尾车的简化仿真模型，应用k-ε湍流模型对稳态运行速度为300 km/h时的列车进行模拟仿真，计算列车运行时的空气阻力和噪声，对比分析球窝不同的半径、深度和阵列距离等参数对减阻及降噪性能的影响。仿真结果表明：参数适当的球窝非光滑表面能够显著降低列车高速行驶时的黏性阻力，进而产生良好的减阻效应。另外，参数适当的球窝非光滑表面有助于降低涡脱落量，减少气动噪声。这能为高速列车后期减阻降噪方法研究提供一定参考。

关键词：振动与波；车辆工程；高速列车；非光滑表面；球窝；减阻

中图分类号：O422.6 **文献标志码**：A **DOI编码**：10.3969/j.issn.1006-1355.2020.06.008

Research on Drag and Noise Reduction of Non-smooth Surface of Ball Sockets of High Speed Trains

ZHU Haiyan, *HU Huatao*, *YIN Bichao*, *ZHU Zhihe*, *WANG Chaowen*

(1. School of Mechatronics and Vehicle Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China;
2. Hangzhou Metro Operation Branch, Hangzhou 330016, China)

Abstract: In order to reduce the aerodynamic resistance and noise of high-speed trains during operation to improve the efficiency of train operation and ride comfort, the non-smooth ball socket surfaces technique is proposed to reduce the drag and noise of the high-speed trains. With the CRH3 high-speed train as the research object, the head vehicle and tail vehicle of the train are equipped with ball sockets to control the turbulence performance to achieve the effect of drag and noise reduction. A simplified simulation model of the CRH3 high-speed train is established, which includes a head vehicle, middle vehicles and a tail vehicle. The k-ε turbulence model is used to simulate the train at a constant running speed of 300 km/h, and the air resistance and noise of the train during the operation are calculated. The effects of changes in the radius, depth and array distance of the ball sockets on the drag reduction and noise reduction performance are compared and analyzed. The simulation results show that the ball sockets with non-smooth surface with appropriate parameters can significantly reduce the viscous resistance of the train at high speeds, and then produce a good drag reduction effect. In addition, the non-smooth surface of the ball sockets with proper parameters is helpful for reducing the amount of vortex shedding and aerodynamic noise. This research can provide a certain reference for further study on the method for reducing drag and noise of high-speed trains.

Keywords: vibration and wave; vehicle engineering; high-speed train; non-smooth surface; ball socket; drag reduction

2019年，铁路部门确保6 800公里新线路投入运营，预示中国高铁服役总里程即将突破3万公里，在给亿万乘客带来便利的同时，将会有更多资源投入，也意味着给更多居住在铁路线附近的居民带来噪声困扰。因此，节能环保设计是现代高速列车主要设计方向之一，其中，低阻力及降噪设计是目前研究热点，国内、外学者已经做了很多相关研究。

气动阻力与速度的平方成正比，随着列车速度的提高，气动阻力对高速列车有重要影响。因此，降低高速列车的气动阻力和能量消耗是开发理想列车

收稿日期：2019-12-25

基金项目：国家自然科学基金资助项目（51665015）；江西省自然科学基金资助项目（20181BAB206025，20202ACBL204008）

作者简介：朱海燕（1975–），男，江西省吉安市人，博士，副教授，从事车辆系统动力学与疲劳强度研究。
E-mail: zhupetrelcao@163.com

系统的基本问题之一。行驶中的列车上的气动阻力分为压力阻力和摩擦力。众多学者的认知是：车辆流线型长度越长，高速行驶过程中空气阻力越小，相关风洞实验表明，头车空气阻力与其流线型头部长度线性相关，而尾车阻力与这一指标呈二次幂关系，过去几十年中，学者已在这方面做了大量研究。Hemida等[1]研究了车鼻长短对附面层结构的影响，表明长车鼻更利于减阻；张亮等[2–3]基于第二代非劣排序的遗传算法（NSGA-Ⅱ）对超高速列车头型进行自动优化，并对优化后模型进行数值仿真，得到可观减阻、降噪效果。刘晓日等[4]通过数值仿真分析不同长度车头对列车阻力及噪声的影响，综合两个因素得到最佳车头长度为9 m。

由于通过改变列车造型改善空气阻力值的方法已经非常成熟，且一味通过加大细长改善列车气动性能会增加列车头、尾部许多不可利用的空间，这与节能、减排的宗旨背道而驰，所以有学者在列车其它部位做气动性能研究：LEE等[5]通过对两种结构的受电弓进行的风洞试验，分析比较了流线型弓头和矩形弓头之间的差异。另外，基于列车表面的改造是另一个改善列车气动性能的思路，已经在旋成体、面板等的研究对象上做了大量数值仿真、水槽实验以及风洞试验以进行非光滑表面减阻的探究。Walsh[6]早于上世纪在NASA Langley研究中心进行关于沟槽的初步研究，该研究致力于优化肋条的尺寸和形状，以最大限度地减少阻力；Vukoslavcevic等[7]阐述了沟槽表面动量传输与在光滑表面上的垂直动量传输不同，这种高动量流体很少接近于沟槽表面，除了在峰值附近。因此，在大部分跨度上壁应力低于平板值。当得到的展向平均剪切应力足够低于平滑板的平均剪切应力时，不仅补偿了肋条的增加的润湿表面积，还会发生净减阻；Choi等[8]提出了一种详细的球体凹陷减阻机制，球窝引起局部流动分离并沿着分离剪切层引发剪切层不稳定，导致产生大强度的湍流。

随着高速列车全方位的发展，非光滑减阻降噪技术在高速列车中的研究开始出现雏形，但相对偏少，且未真正应用于服役高速列车的减阻降噪。林世才等[9]以Prandtl理论为基础，建立高速列车模型，分析其边界层内部的压力和速度矢量等来研究圆坑非光滑表面对摩擦噪声的影响。基于对高速列车降噪目的，汪久根等[10–11]从仿生学的角度出发，对菱形网格非光滑表面车体和koch雪花表面织构车体进行仿真试验，发现其对降低摩擦噪声效果显著。刘海涛等[12]受自然界生物体启发，将非光滑表面应用于高速列车受电弓杆件，利用数值模拟方法对其减阻降噪效果进行研究，发现波纹形杆件既能减阻又能降噪，而锯齿纹杆件能降噪但是不能有效减阻，由此也验证气动减阻和降噪效果并非同步出现。

朱海燕等[13]基于仿生学理论将凸包非光滑表面减阻技术应用于高速列车领域，通过在列车车体头部和尾部加设凸包以改变车体边界层的湍流特性，经仿真分析表明该方法可以起到减阻、降噪的效果，进而提高列车运营经济性和乘坐舒适性。

受自然界蜣螂体表结构启发，基于现有线路服役工况列车，设计球窝非光滑表面应用于高速列车表面，结合标准k-ε湍流模型和宽频带噪声模型，对球窝非光滑表面湍流动能特性进行研究，得到气动阻力及气动噪声变化规律。期望能为降低气动阻力及噪声研究提供参考。

1　气动阻力与声学理论

1.1　基本控制方程

按照《列车空气动力学概念》中的速度区段的划分，列车运行速度属于低速流（马赫数$Ma<0.3$），除去研究两列车会车和列车过隧道两种情况，对列车进行研究时外部流场采用不可压缩黏性流，认为密度为常数，流场雷诺数大于10^6，流场作湍流流动处理[14]。

连续方程如式（1）所示：

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i}=0 \tag{1}$$

三个方向的运动方程式为

$$\frac{\partial}{\partial t}(u_i)+u_j\frac{\partial u_i}{\partial x_j}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i}+\mu\frac{1}{\rho}\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j\partial x_j} \tag{2}$$

式中：u_i、u_j为流场速度；x_i、x_j为坐标；p为流场压力；ρ为空气密度，此处视为常量。

此次研究基于稳态流场，故采用标准k-ε模型。

$$\begin{aligned}\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho k v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho k w)}{\partial z}=\\ -\rho\varepsilon+G_k+\frac{\partial}{\partial x}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x}\right]+\\ \frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial y}\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial z}\right]\end{aligned} \tag{3}$$

式中：ε为湍流耗散率。

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu_1+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\\ C_1\mu_t\frac{\varepsilon}{k}\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)-C_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k}\end{aligned} \tag{4}$$

式中：μ_t为湍流黏性系数；k为湍流动能；μ_1为层流黏性系数；C_1、C_2、σ_k、σ_ε是通过参考已发表的文献得出的经验常数，取值如下：$C_1=1.47$，$C_2=1.92$，$\sigma_k=1.0$，$\sigma_\varepsilon=1.33$。

1.2 宽频带噪声模型

采用宽频带噪声模型计算的优势是消耗资源较小，缺陷是计算结果不够准确，更多用于定性分析，能够快速分析气动噪声大小，本文侧重探究非光滑表面是否能够降低气动噪声，仅对噪声相对大小做比较。宽频带噪声模型声功率公式如式(5)所示[15]。

$$P_A = \alpha\rho_0\left(\frac{u^3}{L}\right)\frac{u^5}{{c_\infty}^5} \tag{5}$$

式中：u为湍流速度；L为湍流尺度；c_∞为声速；α为模型常量。采用湍流动能k和湍流耗散率ε，可表示为

$$P_A = \alpha_\varepsilon\rho_0\varepsilon M_t^5 \tag{6}$$

式中：

$M_t = \sqrt{2k}/a_0$ 设置$\alpha_\varepsilon = 0.1$。

气动噪声声功率级如式(7)所示。

$$L_p = 10\log\left(\frac{P_A}{P_{\text{ref}}}\right) \tag{7}$$

式中：P_{ref}参考声功率，取为10^{-12} W/m^3。

2 数值模型

以匀速300 km/h行驶的CRH3型高速列车为研究对象，为突出研究内容，排除其他干扰因素，数值模型作以下假设：

（1）车体外部绝对光滑，忽略列车本身材料粗糙度的影响。

（2）空气流体介质均匀，且不受重力影响。

（3）计算时忽略车体外部复杂结构的细节，受电弓、转向架及车辆连接部位等均未细致模拟，认为车体为具有光滑外形的几何体。

2.1 列车与凸包非光滑结构物理模型

以CRH3高速列车光滑表面模型为研究对象。重点分析非光滑结构表面对列车阻力及噪声的影响，不考虑受电弓、转向架等在实际运行过程中的干扰因素。模型尺寸设置与原车比例为1:1，考虑头、中、尾3节车厢编组，列车编组长为75 m，头、尾车长均为25.6 m，车辆高度为3.89 m，车辆宽度为3.265 m，高速列车整体模型如图1所示。



图1 列车整车模型

球窝结构由球窝线性阵列而成，球窝单元采用球型球窝，研究中涉及3个参数的变化，分别是球窝深度H、半径R、阵列距离D，参数表示如图2所示。

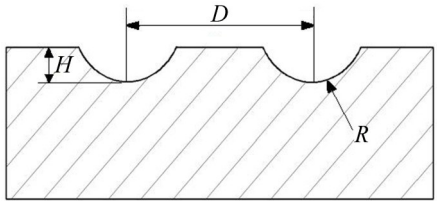


图2 球窝几何模型

2.2 计算域模型

考虑计算效率问题，采用半列车模型，计算域采用长方体，尺寸设置为450 m×24 m×36 m。列车头部距离计算域出口75 m，列车底面距离地面0.5 m，列车与计算域关系模型如图3所示。

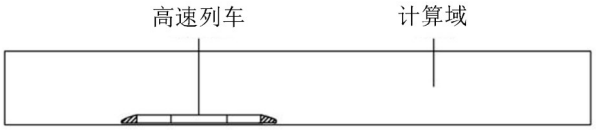


图3 计算域模型

2.3 网格划分

采用ICEM CFD软件对计算模型进行网格划分，车体与计算域均采用四面体网格，为减少列车周围的湍流影响，对列车采用网格加密处理，车辆模型的各处网格划分如下：计算域除列车外参数为200 mm；列车中部、底面、车头、尾未布置非光滑结构处为10 mm；车头、尾布置非光滑结构处为2 mm，y+值为1。网格数量维持在920万至930万，划分后网格模型如图4所示。

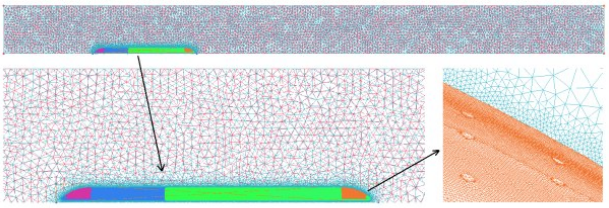


图4 计算域网格模型

2.4 边界条件设置

在对无横向风、明线工况下高速列车运行的研究中，根据相对运动原理，假定列车静止，让空气相对高速流动的方法来模拟列车运行工况。列车运行速度为300 km/h，故将速度入口速度设置为83.33 m/s，车身视为刚体，设为固定壁面；列车在明线工况下匀速运行，以滑移壁面模拟运行时的底面、侧面和顶面，分别模拟列车在运行过程中的轨道和无穷远处的空气，采用这种移动壁面技术能够有效地避免空气附面层问题，比较真实模拟列车运行流场，同时将中央面设为对称面以减少仿真计算量，边界条件的具体设置见表1。

3　减阻性能

对比对象是全光滑表面CRH3高速列车简化车身，由数值仿真结果可知：光滑表面列车阻力为3 782.48 N，其中：压差阻力为305.1 N，黏性阻力为3 477.4 N。

由图5可知：在球窝阵列距离和深度固定不变，球窝半径为40 mm、60 mm及80 mm时，均出现良好的减阻效果，其中，球窝半径为80 mm时，降噪效果最好，为3 583.46 N，对比光滑列车气动阻力降低199.04 N，降幅达到5.26 %，当球窝半径为100 mm时，非光滑表面已不能为列车带来减阻效应，且出现随着半径增加气动阻力增大的趋势。

球窝深度对列车气动阻力影响如图5(b)所示，气动阻力随球窝深度增加先减后增，当球窝深度为10 mm时，阻力为3 583.46 N，减阻效果最好，其他深度参数的球窝非光滑结构未出现减阻效果。在有限的评测模型中，球窝深度为20 mm时，气动阻力最大，为4 085.59 N，球窝深度为25 mm时，气动阻力再次出现一个低谷值，之后阻力又呈增大的趋势。

球窝阵列距离不同的非光滑表面列车气动阻力计算结果如图5(c)所示，气动阻力随球窝阵列距离呈先减小后增大的现象，其中，当且仅当阵列距离为350 mm时非光滑表面具有最佳减阻效果，其他参数的阵列距离对应的非光滑表面并未出现减阻特性，阵列距离为450 mm时，非光滑表面列车气动阻力达到峰值3 999.01 N，但随着阵列距离的持续增大，气动阻力呈逐渐下降趋势。

球窝非光滑表面使列车压差阻力增加，但是能够有效减少高速运行中列车表面的黏性阻力，各列车模型的压差阻力和黏性阻力如图6所示。

表1 边界条件

边界名称	条件
速度入口	速度为83.33 m/s
压力出口	无压力
车身	固定壁面
底面、侧面和顶面	滑移壁面，速度为83.33 m/s，方向与速度入口一致
中央面	对称面

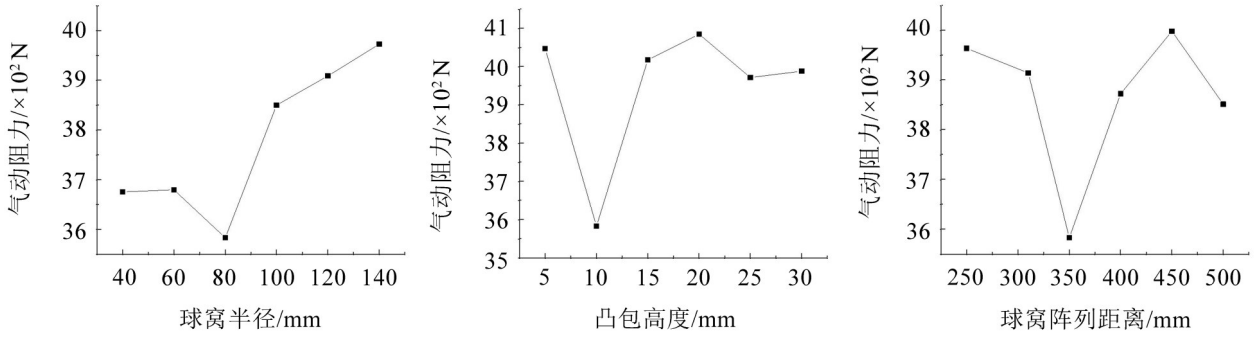


图5 球窝参数对气动阻力影响

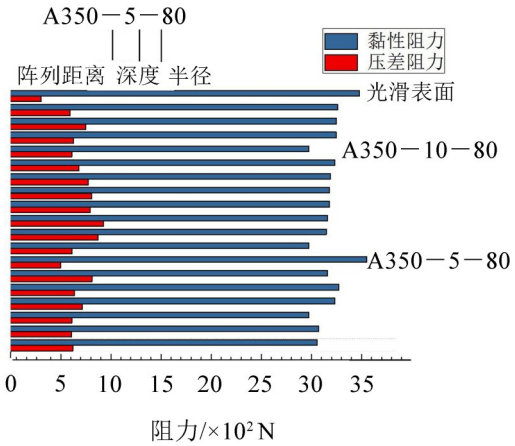
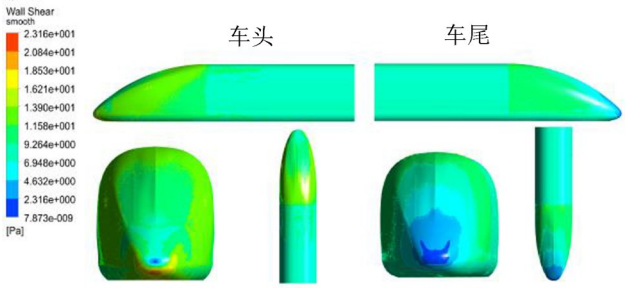
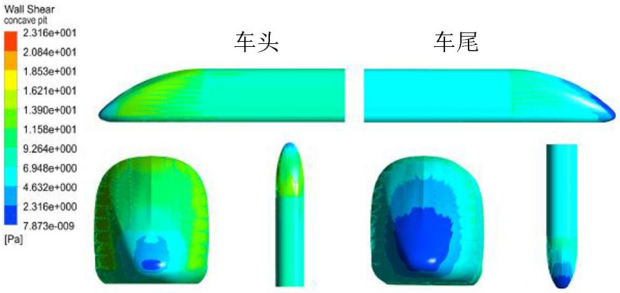


图6 各模型不同阻力值

分析该图发现除球窝半径为80 mm、球窝深度为5 mm、球窝阵列距离为350 mm的非光滑表面列车黏性阻力略大于光滑表面外，其他非光滑列车黏性阻力均小于光滑列车黏性阻力，列车表面黏性阻力对比如图7所示，非光滑表面列车(见图7(b))车身切应力明显小于光滑表面列车(见图7(a))车身切应力，说明球窝非光滑结构的存在能够有效抑制边界层分离以减小阻力。其中，球窝半径为80 mm、球窝深度为10 mm、球窝阵列距离为350 mm的非光滑表面列车黏性阻力为2 974.21 N，减阻503.19 N，减阻率达14.47 %，黏性阻力大幅降低是导致此参数对应的球窝非光滑表面列车有效降低总阻力的主要因素。



（a）光滑表面列车



（b）球窝非光滑表面列车

图 7 列车表面黏性阻力

综上分析可知，球窝半径为80 mm、球窝深度为10 mm、球窝阵列距离为350 mm时非光滑表面减阻性能最好，降低黏性阻力14.47 %，降低总阻力5.26 %。实际上，所有参数对应的球窝非光滑表面列车的压差阻力有很明显增加，但是黏性阻力都有不同程度减少，并且存在一些模型黏性阻力减少量大于压差阻力的增加量，此情况下列车总阻力势必小于比较对象为光滑列车的总阻力。

4 降噪性能分析

在列车表面5个典型位置布设噪声测点，测定列车在时速300 km/h时气动噪声，用于评价球窝非光滑表面应用于高速列车时的降噪效果。具体测点布设位置如图8所示，测点P1位于头车前挡风玻璃处，P2位于头车侧窗中心，P3位于中间车侧窗中心，P4位于尾车侧窗中心，P5位于尾车挡风玻璃处；光滑表面列车各测点处的噪声值如表2所示。

表 2 光滑表面列车各测点噪声值/（dB）

测点	P1	P2	P3	P4	P5
噪声值	61.04	61.10	53.66	58.09	37.77

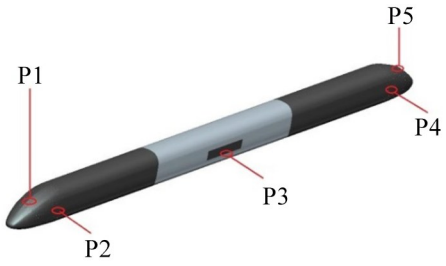


图 8 噪声测点布设位置

由数值仿真结果图9(a)可知，车鼻P1处噪声随球窝半径增加而增加，当球窝半径为40 mm时，P1点噪声值最小，为45.39 dB，当球窝半径达到80 mm时，P1点噪声值超过光滑表面列车同位置的噪声值；而P2点噪声与P4点噪声值有相似的规律，且大小也较为接近，在球窝半径为60 mm时，出现最小噪声值，分别为51.23 dB和53.33 dB，对比光滑表面列车同位置处噪声值，都体现良好降噪效果；车身中部P3处噪声值随球窝半径增加呈现波动的状态，当半径为10 mm时，噪声值最小，为43.32 dB，远小于光滑表面车身同位置的噪声值53.66 dB；此外，对比于上述4处噪声值，列车尾部P5点处噪声值最小，其随半径增大而先减小后增大，并在半径为80 mm时出现峰值38.38 dB，之后缓慢减少趋于平稳。

图9(b)表明，列车尾部P5点噪声值受球窝深度影响较小，在球窝深度变化的情况下，噪声值始终在区域内保持平稳。受球窝深度影响较大的是P1点，P1点噪声值大致呈现出随球窝深度增大先增后减的趋势，在球窝深度为10 mm时，噪声值最小，为63.63 dB，相比于光滑表面列车同位置噪声仍增大2.59 dB，因此改变球窝高度并不能有效降低车身表面气动噪声。

由图9(c)可知：改变球窝阵列距离对列车车身

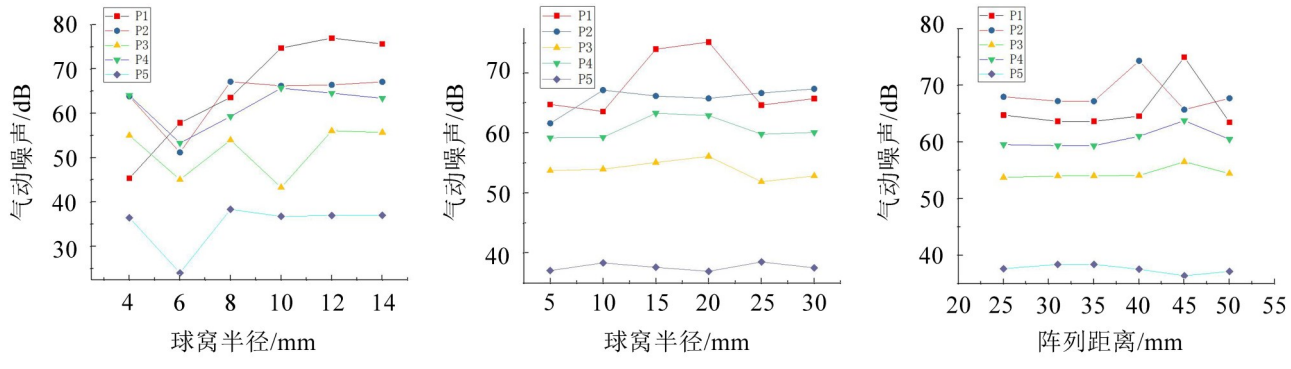


图 9 球窝参数对车身各处气动噪声影响

表面宽频带噪声影响并不大，除车头两测点监测到的噪声值在阵列距离在450 mm左右时有较为明显变化外，其他点的噪声值变化都比较平缓，且与光滑表面列车相同位置处的噪声值比较之后发现，基本未体现出降噪效果。

综上分析可得，在研究的有限个球窝模型中，球窝半径为60 mm、深度为10 mm、阵列距离为350 mm时综合降噪效果最好，各测点降噪率如表3所示。

表3 球窝非光滑表面列车A350-10-60各测点降噪率

测点	P1	P2	P3	P4	P5
降噪率/(%)	5.18	17.37	15.97	8.19	36.34

5 结 语

在理论分析基础上，通过数值计算对凸包非光滑表面高速列车减阻技术进行研究，以球窝的参数、布置方式和位置为变量，分析了球窝对于高速列车气动阻力及噪声的影响，并取得较好的减阻降噪效果，具体结论如下：

（1）球窝非光滑表面会显著增加列车的压差阻力，但是黏性阻力均有不同程度减少，其中，当球窝半径为80 mm、深度为10 mm、阵列距离为350 mm时，黏性阻力减幅达14.47 %，此时总列车阻力为3 583.47 N，减阻率达5.26 %。

（2）参数适当的球窝非光滑表面能够有效降低列车车身各部位的噪声值，当球窝半径为60 mm、深度为10 mm、阵列距离为350 mm时，球窝非光滑表面列车各处对比光滑列车相同位置均体现出良好降噪效果，监测点最小降噪率为5.18 %，最大降噪率为36.34 %。

（3）由于本次模拟仿真采用简化模型，势必会导致总阻力偏小，因此此次研究为定性研究，理论上得到减阻率会稍偏大，但可以确定球窝非光滑表面能有效减少黏性阻力，并体现出积极减阻效果，后续研究中要继续完善模型，期待得到更准确分析结果。

参考文献：

[1] HEMIDA H, KRAJNOVIC S. LES study of the influence of the nose shape and yaw angles on flow structures around trains[J]. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 2010, 98(1): 34-46.

[2] ZHANG L, ZHANG J Y, LI T, et al. Multi-objective aerodynamic optimization design of high-speed train head shape[J]. **Journal of Zhejiang University (Science A Applied Physics and Engineering)**, 2017, 18(11): 841-854.

[3] 张亮，张继业，李田，等. 超高速列车流线型头型多目标优化设计[J]. **机械工程学报**，2017，53(2)：106-114.

[4] 刘晓日，罗江泽，赵哲，等. 车头长度对高速列车气动特性与声场特性影响的数值分析及降噪研究[J]. **中国铁道科学**，2018，39(05)：88-96.

[5] LEE Y, RHO J, KIM K H, et al. Experimental studies on the aerodynamic characteristics of a pantograph suitable for a high-speed train[J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, 2015, 229(2): 136-149.

[6] WALSH M J. Riblets as a viscous drag reduction technique [J]. **AIAA Journal**, 1983, 21(4): 485-486.

[7] VUKOSLAVCEVIC P, WALLACE J M, BALINT J L. Viscous drag reduction using streamwise-aligned riblets[J]. **AIAA Journal**, 1992, 30(4): 1119-1121.

[8] CHOI J, JEON W, CHOI H. Mechanism of drag reduction by dimples on a sphere[J]. **Physics of Fluids**, 2006, 18(4): 1-4.

[9] 林世才，汪久根. 圆坑织构高速列车气固界面的摩擦噪声分析[J]. **交通运输工程学报**，2012，12(3)：53-59.

[10] 汪久根，陈仕洪，王庆九. 仿生菱形表面织构对高速列车摩擦噪声的影响[J]. **交通运输工程学报**，2014，14(1)：43-48.

[11] 汪久根，陈仕洪． Koch雪花表面织构设计与高铁空气摩擦噪声分析[J]. **机械工程学报**，2014，50(7)：78-83.

[12] 刘海涛，徐志龙. 基于仿生非光滑结构的高速列车受电弓杆件减阻降噪研究[J]. **噪声与振动控制**，2018，38(z1)：269-272.

[13] 朱海燕，胡华涛，尹必超. 凸包非光滑表面高速列车气动阻力及噪声研究[J]. **华东交通大学学报**，2020，37(4)：88-95.

[14] KIM H，HU Z W，THOMPSON D J. Unsteady aerodynamics of high speed train pantograph cavity flow control for noise reduction[C]. 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Lyon, France, 2016: 1-10.