

CRH3 型高速列车气动噪声数值模拟研究

孙振旭¹ 宋婧婧² 安亦然^{3,†}

1. 中国科学院力学研究所高温气体动力学国家重点实验室, 北京 100190; 2. 中国航天空气动力技术研究院, 北京 100074; 3. 北京大学工学院, 北京大学湍流与复杂系统研究国家重点实验室, 北京 100871;

† 通信作者, E-mail: anyr@pku.edu.cn

摘要 采用非线性声学求解方法(NLAS)进行近场气动噪声研究, 通过一个二维后台阶算例进行了方法验证, 与实验数据符合良好。在噪声源周围建立噪声面, 并利用 FW-H 方程进行远场噪声评估。对 CRH3 型高速列车在 300 km/h 速度下运行进行了气动噪声分析, 着重考虑车体几何对气动噪声的影响。首先对高速列车在 RANS 计算下的统计结果进行分析, 研究高速列车关键部位如头部、车厢连接处、尾部等的流场特征。进而通过在列车表面特征位置设置测点, 研究车体不同部位对气动噪声产生的贡献。通过在远场设置噪声测点, 分析了 CRH3 型高速列车的远场气动噪声特性, 并对噪声水平进行了评估。

关键词 气动噪声; NLAS; FW-H 方程; 噪声面

中图分类号 U260; U270

Numerical Simulation of Aerodynamic Noise Generated by CRH3 High Speed Trains

SUN Zhenxu¹, SONG Jingjing², AN Yiran^{3,†}

1. Key Laboratory of High Temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, CAS, Beijing 100190;
2. China Academy of Aerospace Aerodynamics, Beijing 100074; 3. State Key Laboratory for Turbulence and Complex Systems, College of Engineering, Peking University, Beijing 100871;

† Corresponding author, E-mail: anyr@pku.edu.cn

Abstract The nonlinear acoustics solver (NLAS) approach is adopted to study the aerodynamic noise in the near field of the CRH3 high speed train. The method validation is conducted through a two-dimensional backward step case, which shows excellent agreement with experimental results. With the help of acoustic surface around the noise sources, far field aerodynamic noise study is carried out by solving the Ffowcs-Williams/Hawking (FW-H) equation. The aerodynamic noise study on CRH3 high speed trains with a speed of 300 km/h is performed. The feature of the flow field dominates the generation of aerodynamic noise, therefore the flow field obtained by the RANS solution is firstly analyzed, with the head, the rear, and the inter-coach spacing included. By using of probes placed in specific regions on the surface of the train, the contribution of different parts of the train for aerodynamic noise is discussed. Meanwhile, the far field feature of aerodynamic noise is also studied by placing probes in the far field.

Key words aerodynamic noise; NLAS; FW-H equation; acoustic surface

铁路噪声对环境的影响始终是高速铁路发展的一个重大议题。日本、欧盟等分别出台了高速列车行驶噪声声压级限制标准, 新型高速列车的研制

必须要将噪声严格控制在该标准以下^[1-3]。随着高速列车运行速度的提升以及人们对环境舒适性要求的提高, 该噪声声压级标准值的规定也越来越低。我

国家“十一五”支撑计划高速列车共性基础课题(2009BAG12A01)和国家重点基础研究发展计划(2011CB711101)资助

收稿日期: 2011-09-27; 修回日期: 2011-10-31; 网络出版日期: 2012-02-24

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2442.N.20120224.0937.007.html>

国高速铁路正处于蓬勃发展的阶段,应该从一开始就关注噪声的影响,对噪声进行研究和防治。

高速列车的噪声研究在根本上是对噪声源的研究,包括噪声源的位置确定与分类^[4]。一般意义上,高速列车的噪声被分为两类,即旋转噪声和气动噪声。旋转噪声主要是机械噪声,主要包括两类:车轮噪声和轨道噪声。车轮噪声主要由车轮运行时的振动引起。通过在日本新干线上的研究发现,轨道噪声是旋转噪声的主要噪声源^[5]。这个结论主要基于以下几个方面:轮轨振动的频谱与实测的车体底部噪声频谱差别很大,轨道的脉动速度频谱与列车经过时测得的噪声频谱比较一致,且均处于大于 500 Hz 的地方。减小这类旋转噪声的主要方法是采用新型材料等改善轮轨与轨道间的接触,以减小轮轨与轨道间的振动。当前这种方法已经比较成熟。而气动噪声主要是因为高速列车运行时的流场结构引起的噪声,主要考虑流场中因为固体表面的存在引发的噪声,不考虑不存在固体时的噪声(如因为质量变化引发的噪声、射流噪声等)。按照原理的不同,其声源可以分为两类^[6]。一类是由于流场中稳定的特征结构引起的气动噪声。受电弓存在的圆柱结构在列车运行时引发周期性的涡脱落,这是气动噪声的一个重要噪声源;另外,高速列车运行时会存在类似于方腔流的结构,如车厢间的空隙流动会引起声波与剪切边界层的自激发结构,由此引发气动噪声。其他类似于法国 TGV 列车在列车顶端存在一个比较大的放置受电弓的腔体(当宽高比大于 10 时称为封闭腔)^[7],可以视为剪切边界层和声波分别处理的气动噪声源。另一类是由于湍流脉动引发的气动噪声。这类噪声源主要集中在列车壁面的湍流边界层内,或者流动发生分离的位置。

随着列车运行速度的提高,旋转噪声和气动噪声在列车总噪声水平中的贡献会发生变化^[8]。气动噪声的声功率增长速度是运行速度的六次方,因而在列车速度提升时必须要考虑对这类噪声的控制。在列车运行速度低于 250 km/h 时主要的噪声是旋转噪声,当运行速度高于 300 km/h 时,气动噪声开始成为主要的噪声源。此时,如果仅考虑如何降低机械噪声,则整体列车噪声水平是不会降下来的,因而必须要考虑气动噪声的影响。

当前对高速列车气动噪声的研究主要包括实验法和数值模拟法两类。实验法主要指在线实车实

验^[5,9]。实车实验的难点在于耗时较长、投入人力、物力较多,且易受当地实际条件的制约。随着计算机技术的发展,数值模拟开始越来越被大家使用预测噪声。数值模拟相对于实验法其优点在于可控性比较强,可以比较简洁地进行噪声计算,计算周期短,且能够预测不同来流条件、不同参数下的噪声,尤其是某些现实中比较难以操作的工况。

按照计算方法的不同,针对高速列车气动噪声的数值模拟方法也存在许多不同。当前计算气动声学主要分为以下两类。第一类即直接模拟,包括直接数值模拟(DNS)、大涡模拟(LES)和非定常雷诺平均模拟(URANS)。直接数值模拟和大涡模拟由于对网格量的要求非常高,以至于在实际工程问题中可应用性不高。例如,为了捕捉到高频声源,直接数值模拟要求的网格量为 $Re^{9/4}$,这对计算机的软硬件要求均是一个非常大的挑战。相反,非定常雷诺平均模拟方法则能够在网格量上满足一般工程的需求,但是因为其网格过于稀疏,以至于无法捕捉亚格子尺度下的声源,给噪声预测带来很大误差。第二类方法即声比拟方法,源于 Lighthill^[10-11],并由 Lighthill 率先推导出声学中经典的 Lighthill 方程。这是一个体积分方法,在实际应用时存在一定难度。Curle^[12]在刚性边界内求解了 Lighthill 方程,Williams 等^[13]将 Curle 的解拓展到了运动边界,推导出 FW-H 方程。FW-H 方程求解的是表面积分,相对于体积分更容易实现。表面积分方法假定声音传播遵循简单的、可以通过给定的围绕在非线性的声源附近的控制面的表面积分来预测气动噪声的传播。Casper 等^[14-15]对 FW-H 方程进行了细致研究,推导出针对该方程的许多公式。这种方法在求解远场噪声时具有很大优势,因为不需估计远方测点位置的网格精度,甚至远方测点无需位于计算域以内。

本文针对 CRH3 型高速列车气动噪声进行了计算。因为计算中既存在近场噪声又存在远场噪声,网格量问题变得非常重要,因而必须要选择合适的计算方法。本文采用了由 Batten^[16-17]提出的非线性声学求解方法(NLAS),这是一种基于非线性考虑的方法,对近壁面网格要求不高,通过对湍流物理量的重构可以兼顾亚格子尺度声源的影响,故可以在减少网格量的同时保持计算精度。为了能够准确预测远场噪声,本文在高速列车噪声源附近建立了噪声面,在 NLAS 计算结果基础上,通过 FW-H 声音

传播方法对远场噪声进行了计算。

1 计算方法

本文针对近场噪声和远场噪声分别采用了两种不同的方法,即对近场噪声,直接通过 NLAS 非线性求解器求解近场噪声;针对远场噪声,利用表面积分方法,通过设置噪声面围住噪声源,用 NLAS 方法记录噪声面上的脉动数据随时间的变化,进而通过 FW-H 方程将噪声面上的脉动数据传播至远场点求解噪声。两种方法求解流程如图 1 所示。

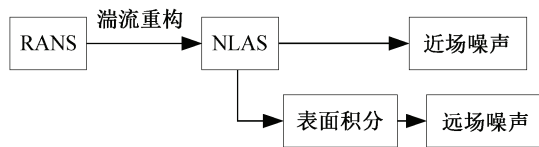


图 1 远场噪声及近场噪声求解流程图
Fig. 1 Schematic drawing of solution procedure

1.1 NLAS 方法

由 Batten 等^[16-17]提出的非线性声学求解器(NLAS)基本思想是由细小尺度的湍流运动造成的气动声源必须被建模求解,然而,包含相干结构或者共振的流动需要求解这些大尺度结构相互影响辐射的噪声。

NLAS 是一个数值声学求解器,被设计来模拟由初始的统计平均湍流造成的噪声产生和传播,初始湍流统计平均解可以通过一个合适的 RANS 求解来获得,这个统计解提供了平均流场的基本特征也给出了强制设定的湍流脉动的统计描述。NLAS 在这些统计结果上重建噪声源并高精度模拟压力脉动的传播。非线性求解器可以在原来的 RANS 计算网络上模拟压力脉动的传播,也可以在一个独立的噪声计算网络上插值噪声数据求解。

非线性求解器拥有低耗散特性,能够在亚格子尺度上计算噪声的产生,它主要基于如下思想:通过统计模式获得的平均流场可以获得亚格子尺度的噪声源,也可以通过平均流场计算扰动。NLAS 假定对 NS 方程添加一个扰动,即假定 NS 方程中每一项表达为平均项与脉动项,代入到 NS 方程中,重新整理 NS 方程可以获得非线性的扰动方程(NLDE):

$$\frac{\partial \mathbf{Q}'}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}_i'}{\partial x_i} - \frac{\partial (\mathbf{F}_i^v)'}{\partial x_i} = -\frac{\partial \bar{\mathbf{Q}}}{\partial t} - \frac{\partial \bar{\mathbf{F}}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\mathbf{F}}_i^v}{\partial x_i}, \quad (1)$$

$$\bar{\mathbf{Q}} = \begin{bmatrix} \bar{\rho} \\ \bar{\rho} \bar{u}_j \\ \bar{e} \end{bmatrix}, \bar{\mathbf{F}}_i = \begin{bmatrix} \bar{\rho} \bar{u}_i \\ \bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j + \bar{p} \delta_{ij} \\ \bar{u}_i (\bar{e} + \bar{p}) \end{bmatrix}, \bar{\mathbf{F}}_i^v = \begin{bmatrix} 0 \\ \bar{\tau}_{ij} \\ -\bar{\theta}'_i + \bar{u}_k \bar{\tau}'_{ki} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

$$\mathbf{Q}' = \begin{bmatrix} \rho' \\ \bar{\rho} u'_j + \rho' \bar{u}_j + \rho' u'_j \\ e' \end{bmatrix}, \quad (3)$$

$$(\mathbf{F}_i^v) = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau'_{ij} \\ -\theta'_i + u'_k \bar{\tau}'_{ki} + \bar{u}_k \tau'_{ki} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{F}_i' = \begin{bmatrix} \bar{\rho} u'_i + \rho' \bar{u}_i \\ \bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j + \bar{\rho} \bar{u}_i u'_j + \bar{\rho} u'_i \bar{u}_j + \rho' \delta_{ij} \\ u'_i (\bar{e} + \bar{p}) + \bar{u}_i (e' + p') \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \rho' u'_i \\ \bar{\rho} u'_i u'_j + \rho' u'_i \bar{u}_j + \rho' \bar{u}_i u'_j + \rho' u'_i u'_j \\ u'_i (e' + p') \end{bmatrix}. \quad (4)$$

忽略压力脉动项并对上述方程取时间平均:

$$\overline{\text{LHS}} = \overline{\text{RHS}} = \frac{\partial \bar{\mathbf{R}}_i}{\partial x_i}, \quad (5)$$

$$\bar{\mathbf{R}}_i = \begin{bmatrix} 0 \\ \overline{\bar{\rho} u'_i u'_j} \\ c_p \overline{\rho \Gamma u'_i} + \overline{\bar{\rho} u'_i u'_k \bar{u}_k} + \frac{1}{2} \overline{\bar{\rho} u'_k u'_k u'_i} + \overline{u'_k \tau'_{ki}} \end{bmatrix}. \quad (6)$$

R_i 为标准雷诺应力张量和湍流热通量相关项。NLAS 的关键一步是要提前通过标准的 RANS 方法求得这些未知项。从而,那些不能求解的小尺度量可以根据 RANS 结果重构出来,并用来生成亚格子源项。当平均值和亚格子源项都准备好以后,通过求解扰动方程就可以计算出随时间变化的扰动波的传输。

NLAS 提供了更加复杂的亚格子处理方式,允许从亚格子结构中重构声源。NLAS 在计算时对近壁面网格要求很低,避免了亚格子涡粘模式的耗散性,因而在较稀疏的网格上,NLAS 相对于 LES,其耗散性更低。

1.2 FW-H 方程

在通过 NLAS 方法获得了噪声面上随时间变化的数据后,可以利用这些数据求解 Ffowcs-Williams/Hawking 方程。利用这种方法可以求解任意观测点的噪声,即使这些观测点并没有位于计算域内。Ffowcs-Williams/Hawking 方程的基本形式为

$$4\pi p'(x_i, t) = \iint_{\text{ret}} \left[\frac{\dot{Q}_j \hat{n}_j}{r(1-M_r)^2} + \frac{Q_j \hat{n}_j (r\dot{M}_r + c_\infty(M_r - M^2))}{r^2 |1-M_r|^3} \right] ds + \iint_{\text{ret}} \left[\frac{\dot{L}_j \hat{r}_j}{c_\infty r(1-M_r)^2} + \frac{L_j \hat{r}_j - L_j M_r}{r^2 (1-M_r)^2} \right] ds + \iint_{\text{ret}} \left[\frac{L_j \hat{r}_j (r\dot{M}_r \hat{r}_k + c_\infty(M_r \hat{r}_k - M^2))}{c_\infty r^2 |1-M_r|^3} \right] ds + p'_Q, \quad (7)$$

其中,

$$\begin{cases} Q_i = (\rho_\infty - \rho)v_i + \rho u_i, \\ L_i = p \hat{n}_i + \rho u_i(u_j - v_j)n_j. \end{cases} \quad (8)$$

1.3 RANS 模型

在采用 NLAS 求解噪声之前, 需要先进行稳态的 RANS 计算。通过 RANS 计算可以分析出湍流的主要生成区域, 这些一般为流场中比较稳定的噪声源。同时 RANS 计算为后续噪声计算提供一个稳定的流场, 其中包含了湍流脉动的统计平均结果。为了更好地模拟该统计场, 在 RANS 计算中应该采用非线性的各向异性湍流模式, 本文选取 cubic k-epsilon 模式^[18], 该模式通过矩阵方近似了各个位置对涡粘系数的影响, 更加符合物理本质。

2 算例验证

本文采用二维后台阶作为气动噪声计算的验证算例。在高速列车气动噪声计算中存在着一类腔体流动, 由此产生的噪声在高速列车气动噪声中占有很大比重。当腔体的长高比 $l/h > 7 \sim 8$ 时, 此腔体称为封闭腔体, 显然后台阶流动可以近似视为一种封闭的腔体。在实际列车中, 如法国的 TGV 高速列车在列车顶端存在着存放受电弓的凹腔, 该腔体即是封闭腔体的一个例子。而本文后台阶噪声计算源于文献[19]的实验, 计算条件亦与实验保持最大程度上相似。实验是由 Lee 等^[19]在亚声速风洞中进行的, 在实验中后台阶展向长度是高度的 12.5 倍, 这样可以忽略中心截面流场的三维效应, 即在展向中心线位置的平面上的数据具有准二维特征, 可以用二维计算来近似模拟。计算时, 选取后台阶后缘中心线上几个测点进行压力脉动数据采集, 并对此进行 FFT 分析, 进而与实验数据以及 LES 等的数值计算结果进行了比较。比较时着重于各个测点的主频以及对应的最大声压级。

关于该二维后台阶气动噪声数值模拟已经在文

献[20]中详细列出, 本文只给出各个测点声压级及主频的计算值与实验值的对比, 如表 1 和 2 所示。

表 1 最高声压级比较

| 值 | $x/H=2$ | $x/H=4$ | $x/H=6$ | $x/H=8$ | $x/H=10$ |
|------|---------|---------|---------|---------|----------|
| 实验值 | -26 | -27 | -24.2 | -22.6 | -24 |
| NLAS | -26 | -23 | -24.35 | -21.7 | -23.2 |
| LES | -26.27 | -25.2 | -23.04 | -18.6 | -19.54 |

说明: x 为后缘中心线横向距离, H 为后台阶高度。

表 2 主频位置比较

| 值 | $x/H=2$ | $x/H=4$ | $x/H=6$ | $x/H=8$ | $x/H=10$ |
|------|---------|---------|---------|---------|----------|
| 实验值 | 11.5 | 10.5 | 18 | 12 | 18 |
| NLAS | 14 | 7.1 | 13 | 13 | 9.1 |
| LES | 13.9 | 14.5 | 28.5 | 28.5 | 43 |

说明: x 为后缘中心线横向距离, H 为后台阶高度。

可以看出, 通过 NLAS 计算得到的主频位置与实验值均符合得比较好, 除了 $x/H=10$ 这个位置。在最大声压级强度比较上可以发现, NLAS 计算可以精确地计算出最大声压级, 5 个测点中除了测点 $x/H=4$ 之外都基本与实验值完美符合。相反, 当采用 LES 基于相同网格进行气动噪声预测时得到的最大声压级和主频与实验值均有较大差别。这主要是因为 LES 只能基于现有网格进行声源求解, 而 NLAS 方法在 RANS 计算基础上可以进行声源重构, 这样就把亚格子尺度上的声源包含进来, 使得计算结果较为精确。通过验证算例的计算, 表明 NLAS 方法是一种比较高效、精确的噪声计算方法, 可以用来进行高速列车气动噪声的大规模计算。

3 计算结果

3.1 计算几何及网格

本文针对 CRH3 型高速列车气动噪声进行了计算。计算时着重考虑高速列车车体几何及车厢连接对气动噪声的影响, 故忽略了受电弓、转向架等的影响。本文总共计算 3 节车厢, 包括头车、尾车和一个中间车厢。列车底部为地面, 位于 $z=-0.076$ m 平面上。计算域总长度为 375 m, 宽度为 150 m。高速列车沿轴向中心线位于其宽度的正中央, 即 $x=0$ m 位置处。列车头部顶点到计算域入口约 76 m, 列车尾部到计算域出口约 222 m。整体计算域为半圆柱型, 圆柱半径为 75 m。CRH3 型高速列车几何

及整体计算域如图 2 所示。

噪声计算要求网格在近壁面处足够精细以捕捉高频声源。本文计算网格量为 1034 万, 在列车头车、尾车的鼻锥等位置进行了局部加密, 以更好地捕捉流动在这些位置的大梯度变化。同时, 在噪声面的内部也进行了局部加密, 以保证噪声面上采集的脉动数据足够准确。为了更好地刻画流动在近壁面边界层内的行为, 在近壁面位置均进行了边界层网格划分, 建立了 15 个边界层, 第一层边界层厚度设定为 2.5×10^{-4} m, 相邻两层边界层网格保持 1.1 倍的增长比。噪声面网格为结构网格, 噪声面紧紧包住列车壁面, 考虑到列车不稳定尾流的影响, 噪声面在列车尾部区域明显长于头部区域。因为列车下方为地面, 故在噪声面设定时去除掉地面位置噪声面, 故噪声面总共包括 5 个面, 用来记录噪声数据。噪

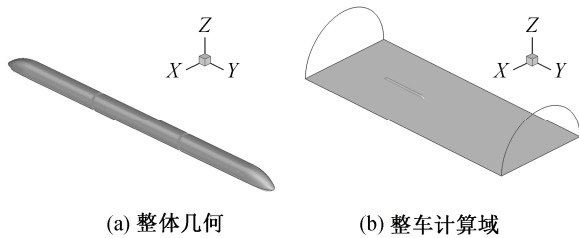


图 2 CRH3 车整体几何及整车计算域
Fig. 2 Geometry of the CRH3 high speed train and the whole domain

声面及 CRH3 型高速列车头车鼻锥位置网格如图 3 所示。

3.2 测点布置

本文意在考察车体几何形状以及车体连接处对气动噪声的影响, 研究各个位置噪声源的强度, 因此在以下几类位置着重布置了测点以计算气动噪声强度。

头车鼻锥和肩部位置: 该处存在驻点, 流动在此处变化梯度较大, 可能存在流动转捩以及流动分离等复杂物理现象, 具体测点分布如图 4(a)和(b)所示。

车身顶端及测部位置: 从列车头部到列车尾部, 湍流边界层逐渐变厚, 因而各测点声压级强度也会

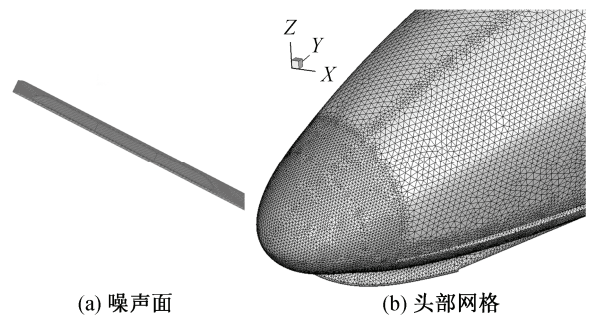


图 3 噪声面和高速列车头部网格
Fig. 3 Acoustic surface and mesh around the nose of the power car

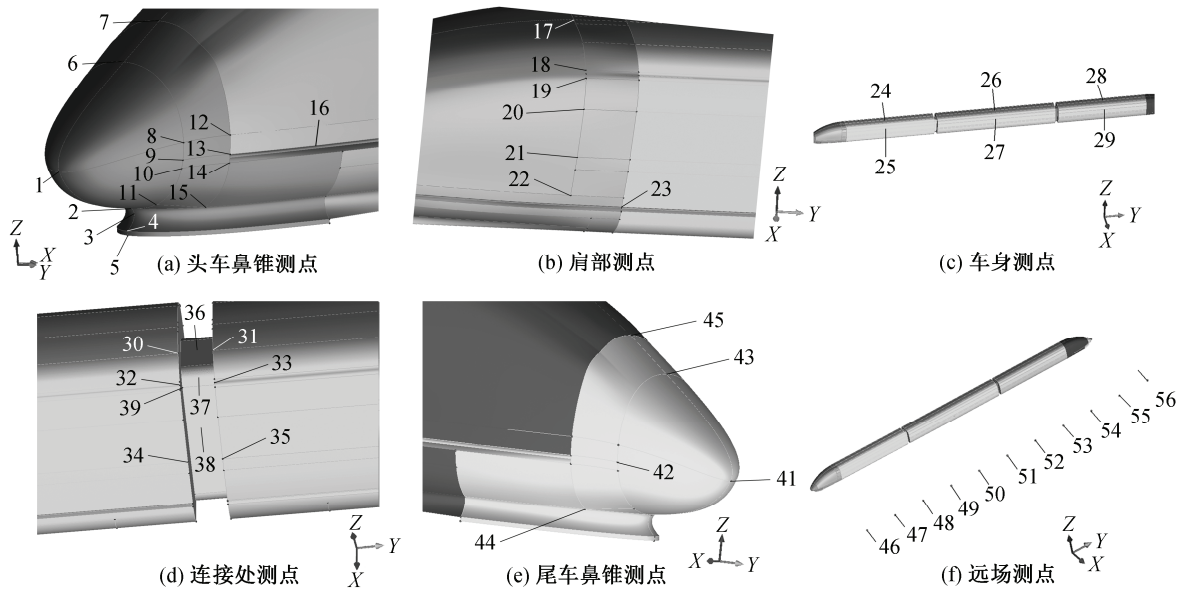


图 4 各部位测点
Fig. 4 Probes configuration

有所区别,具体测点分布如图4(c)所示。

车厢连接处: CRH3 型高速列车车厢间宽高比小于 2,在这些位置可能存在声学反馈甚至声学共振等现象^[21],具体测点分布如图4(d)所示。

尾车鼻锥附近: 该处存在非常严重的不稳定尾流,具体测点分布如图4(e)所示。

远场(25 m 远, 3 m 高): 该处位置是统一标准,该位置噪声水平作为评估车型气动噪声水平的一个重要指标,具体测点分布如图 4(f)所示。

3.3 计算条件

进行稳态 RANS 计算时,设定入口来流速度为 300 km/h,假定列车静止,则地面为运动壁面,且运行速度与来流速度同。在远场边界位置设定为特征边界条件,出口为压力出口,压力设置为 1 个标准大气压。假定来流温度为 288.15 K,黏性与温度满足 Sutherland 定律。进行 NLAS 气动噪声计算时,将入口、远场、出口边界设定为 NLAS 外场边界,且在这 3 个位置设置吸收层以防止声波的反射对内流场区域造成污染。进行湍流脉动量重构时 Fourier 级数项设定为 200,以更加精确地重构亚格子源项。NLAS 的时间步长设定为 2×10^{-5} s,计算总时间步数设定为 15000 步,计算模拟总物理时长 0.3 s。这样可以比较精确的捕捉频率在 10~10000 Hz 内的噪声声压级。

3.4 RANS 结果分析

3.4.1 高速列车头部

CRH3 型高速列车头型具有比较完善的流线型,这在降低列车阻力和削弱头部气动噪声方面均有巨大作用。图 5(a)和(b)分别为头部压力分布云图及湍动能分布云图。

在列车头部驻点位置流动速度降低至 0,压力升至最高值,此时对应湍动能为 0。在流动经过驻点后流速提高压力降低,此时湍动能提高,说明流动开始变得紊乱。另外可以发现,在遮流板前下方湍动能非常大,这是因为在遮流板下方产生了流动分离,造成了流动的脉动加剧。

3.4.2 高速列车车厢连接处

观察 CRH3 型车的车厢连接处可以发现,连接部位上方至列车顶部的距离与连接部的宽度相同,这类似于一个宽高比接近于 1:1 的腔体流动。但是考虑到高速列车车厢宽度有限,且腔体两侧均为开放区域,所以车厢连接处的流动又不完全等同腔体流动。与后者相比,前者具有非常复杂的三维效应。

图 6 给出车厢连接处的流线图。

可以发现,连接部正上方位置流动产生了比较大的螺旋,形成了主方向为 x 向的涡,当该螺旋越过连接部之后,因为车厢连接下方出现了较大空隙,故流动开始向列车下方螺旋前进,形成了主轴沿 z 方向的涡。由于连接处各个空腔位置均有涡的存在,使得流动在车厢连接处部位产生的气动噪声较大。

3.4.3 高速列车尾部

高速列车尾部相对于头部流动有较大不同。在

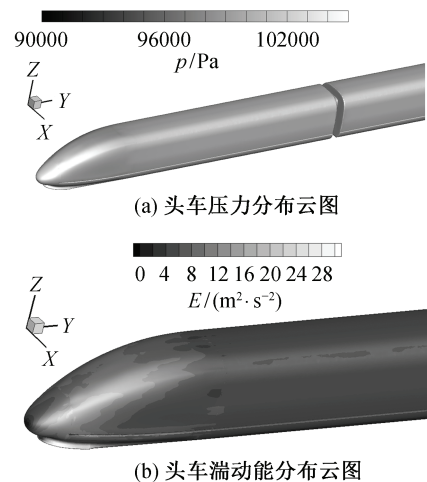


图 5 头车压力分布云图和头车湍动能分布云图
Fig. 5 Pressure and turbulent intensity contour of the power car

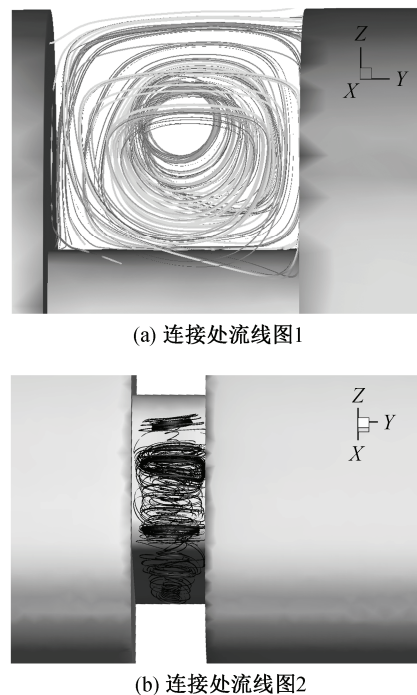


图 6 连接处流线图

Fig. 6 Streamlines in the inter-coach spacing

经过列车头部及车身对流动的扰乱之后,流动在列车尾部变得更加不规律。图 7 给出列车尾部的压力分布及流线图。同时,为了与头部进行对比,也画出了头部的流线图。

如图 7(b)所示,在列车尾部后驻点也存在高压区,但该高压区幅值相对于头部高压区要小很多。观察列车头部流线图 7(a)可以发现,从来流入口位置气流均匀地经过列车头部驻点,然后向两侧扩展。在鼻锥上侧因为头部流线型比较完善因而没有发生流动分离,在遮流板与鼻锥连接位置形成一个比较规则的涡,并沿列车两侧延伸出去。在遮流板下方流动发生分离,这印证了前面湍动能的讨论。反观列车尾部的流线(图 7(c)和(d)),在列车尾部后驻点非常杂乱无章,流动湍动能较大,且向后延伸形成了左右两个旋转方向相反的涡。

3.5 噪声结果分析

在 RANS 计算结果基础上,采用 NLAS 方法将这些统计意义上的流场变量进行湍流脉动信号重构,进行高速列车气动噪声的非定常计算。近场测点气动噪声在 NLAS 计算完后可以直接通过对脉动压力做 FFT 获得声压频谱曲线。同时,NLAS 计

算得到的脉动数据也被记录在噪声面上作为远场噪声的声源。以此为基础,通过 FW-H 方程可以直接求解远场测点噪声。本文同时对近场噪声和远场噪声进行了求解,下面就高速列车的各个部位分别进行分析。

3.5.1 高速列车头部

测点 P01 位于高速列车头部鼻锥驻点位置,其声压频谱曲线相对于其他测点存在一定差异。图 8(a)和(b)给出了 P01 和 P41 的声压频谱曲线,其中测点 P41 是高速列车尾部后驻点,将这两个测点进行比较既可以给出声压频谱曲线的差异,又可以就高速列车头部和尾部相同位置进行比较。

可以看出,P01 最大声压级对应主频为 2059 Hz,相对于其他测点,这属于高频噪声源。同时,除此最大主频外,从频谱图中还可以发现几个声压峰值,对应频率均位于 1000 Hz 以上,噪声能量主要集中于中高频段即 100~2500 Hz 之间。与此相比,测点 P41 则属于宽频噪声,主频位于 100 Hz 左右,噪声能量主要位于 1000 Hz 之前,低频占主导。观察两者最大声压级(dBA)可以发现,头部驻点要比尾部驻点低很多,这说明尾部驻点含能高,噪声贡献大,

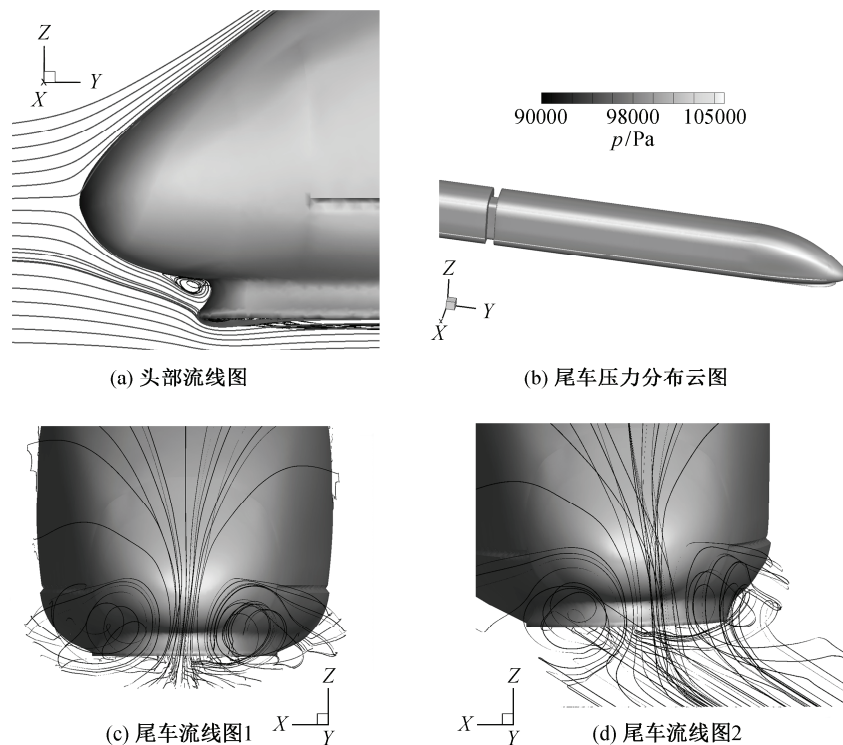


图 7 流线图和尾车压力分布云图

Fig. 7 Streamlines and pressure contour of the rear power car

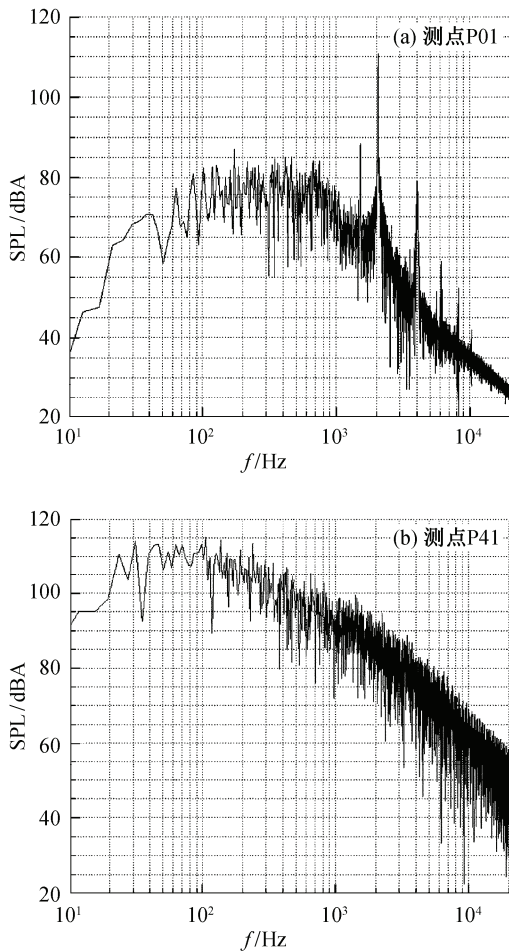


图 8 测点 P01 和 P41

Fig. 8 Frequency spectrum of A-weighted sound pressure of P01 and P41

可以对周围环境形成更坏的影响。

在头部鼻锥,除了正前端存在驻点外,鼻锥下方与遮流板连接的凹处也存在驻点,即测点 P03。观察这两个驻点的声压频谱曲线,可以发现测点 P03 的声压级为 124.5 dBA,相对于测点 P01(110.7 dBA),测点 P03 的噪声水平明显要高很多。这主要是因为,在测点 P03 前方存在一个沿凹面发展的涡,增大了流动的湍化程度,使得流脉动加大。该涡沿着凹面向外发展,经过测点 P11 和 P15,同样导致这些位置的噪声声压级增大。另外,测点 P15 在所有测点中声压级最高。

观察头部鼻锥上方测点 P17, P18, P19 和 P20。其中 P17, P20 两个测点分别位于车体顶端中部和侧壁中部而测点 P18, P19 则位于车体肩部区域,列车壁面在此弧度较大。计算结果表明,肩部两个测点噪声声压级明显高于另外两个测点。这是因为列车

壁面附近区域最主要的噪声源是近壁面的边界层。若边界层内流体脉动较为剧烈或者存在流动分离等现象则均会生成较大的噪声。显然, P17, P20 两个测点的边界层内流动比较平缓而肩部两个测点边界层内流体脉动比较剧烈。这就要求在列车车体设计时应该尽量避免形成比较尖锐的过渡区域,相邻部位连接时应尽量使用比较光滑的倒角平滑过渡,以使流动尽可能平缓,降低噪声。

3.5.2 高速列车车厢连接处

高速列车车厢连接处的噪声在形式上属于空腔噪声,但又不完全类似于空腔噪声,这是因为车辆连接处的空腔是开放的,即连接处的横向直接与外界连通,这使得流动在连接处的形态跟方腔流动差异很大。计算时在车厢连接处上游设置了 3 个测点 P30, P32 和 P34,其最高声压级为 113.9 dBA;在连接处的壁面中部设置了测点 P36, P37 和 P38,其最高声压级为 116.9 dBA;测点 P39 位于连接处与上游壁面交接位置,声压级为 120.1 dBA;在连接处的下游壁面上设置了 3 个测点 P31, P33 和 P35,其最高声压级为 121.5 dBA。可以看出,车厢连接处主要的噪声源位于连接处下游壁面上。整体噪声水平下游壁面最高,而上游最低。推测其原因,这是因为流体从上游分离后形成了强剪切层,该剪切层在连接处下游与下游壁面边界层相互作用,从而导致下游生成了最强的噪声。而中间连接处壁面上产生的噪声则主要由腔体内部比较复杂的涡结构生成。

另外,在车体左右两个壁面上头部鼻锥后方存在两个凹槽,在列车高速运行时可以起到稳定气流的作用。但通过气动噪声的计算可以看出,该凹槽在气动噪声产生中起到了相反的作用。本文比较了凹槽内部测点(如测点 P14, P16 和 P23)气动噪声以及相邻平顺位置测点(如测点 P13 和 P22)的气动噪声,其声压频谱曲线如图 9 所示。

可以看出,凹槽内部的测点噪声声压级一般都比相邻平滑区域噪声值要高,且高出 5~10 dBA 不等。这表明列车壁面的不平整是噪声产生的一个比较普遍的声源,由此可以推断列车车体表面存在的不与表面平齐的车窗、车门等都是高速列车气动噪声的声源。

3.5.3 高速列车车体、侧边及尾部

本文在高速列车车体顶端和侧壁中部位置共设置了 6 个测点,从测点 P24~P29,最大声压级出现在测点 P26 上,为 113.7 dBA,相对于其他测点计算

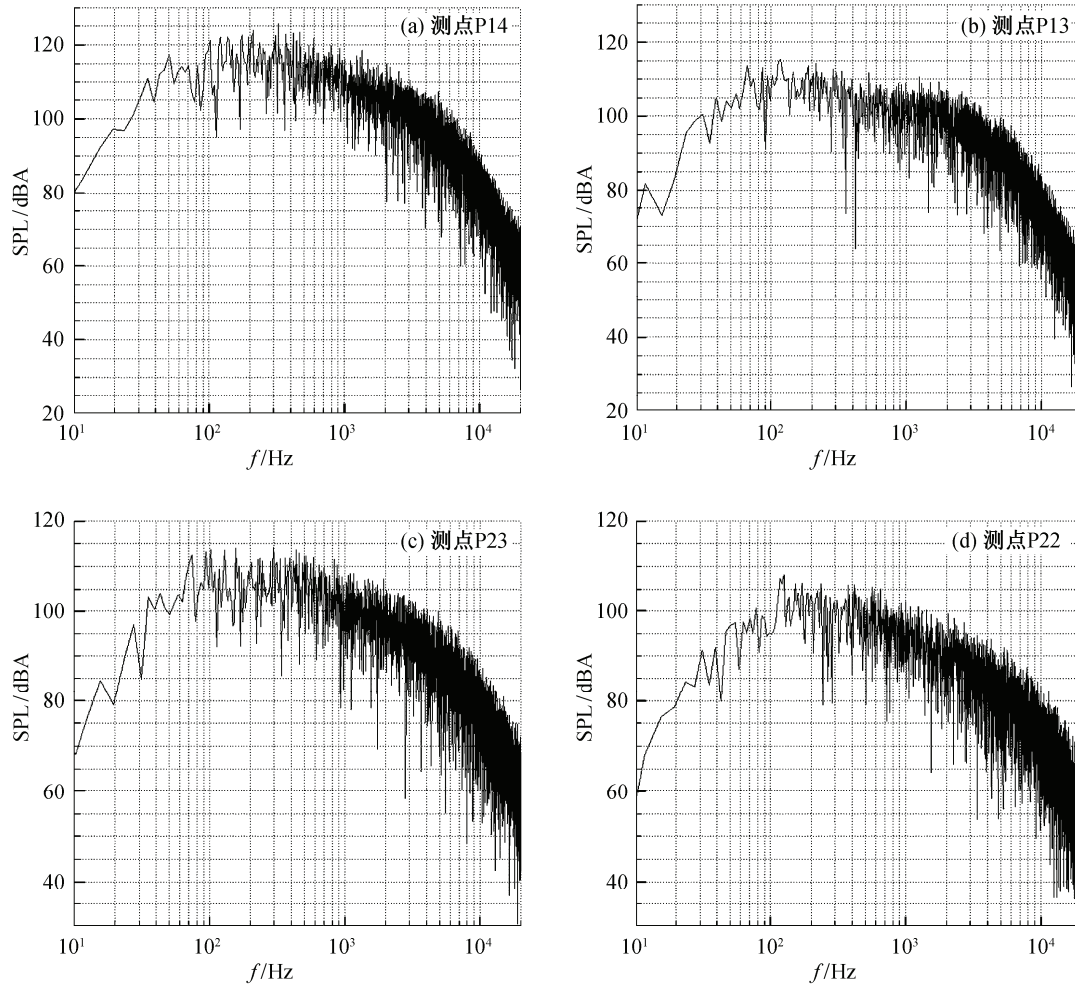


图 9 测点 P14, P13, P23 和 P22

Fig. 9 Frequency spectrum of A-weighted sound pressure of P14, P13, P23 and P22

得到的噪声声压级, 这些位置整体噪声水平很低, 这主要是因为这些测点所处的位置比较平整, 流动在此没有受到太多的扰动。因而, 这些位置不是主要的噪声源。

对于列车尾部的气动噪声研究, 主要通过和头部相似测点的声压级比较来进行。对于头部鼻锥驻点 P01, 其声压级为 110.7 dBA, 而尾部驻点 P41, 对应声压级为 115.1 dBA, 从前文的声压频谱曲线比较中可以看出; 鼻锥正上方位置头部测点 P06, 对应声压级为 105.2 dBA, 而尾部测点 P43, 对应声压级为 109.5 dBA。可以发现, 相似位置在尾部具有较大的噪声声压级, 这是因为头部来流比较均匀, 湍化程度低, 而尾部则因为钝体扰流形成一些特征结构, 如 RANS 分析中在尾流中出现的左右两侧两个涡。这种特征结构是高速列车气动噪声中的一个比较重要的声源。若从降噪角度来考虑, 则低噪声

高速列车的研制应该采用更加合理的外形以尽量控制尾涡的幅度。因为尾涡的存在, 在后续远场噪声分析时噪声面的建立就应该将这些特征结构包含进来, 即噪声面不能仅仅围住列车壁面, 应该也包含列车尾流中的一部分区域, 这在前面的噪声面几何中就可以看出。

3.5.4 高速列车远场

远场噪声是评估高速列车噪声水平的一个重要指标, 当前国际上针对远场噪声进行评估时通常选用距离车身 25 m 远 3 m 高的位置进行采样。本文中的远场噪声测点即按照这种做法沿列车纵向平行等间距选取的, 测点编号从车头 P46 开始依次到车尾 P56。图 10 和 11 给出了这些远场测点的主声压级大小以及特征测点的声压频谱曲线。

可以看出, 所有远场测点的声压级幅值分布比较均匀, 集中于 77~81 dBA 之间, 远远小于近场噪

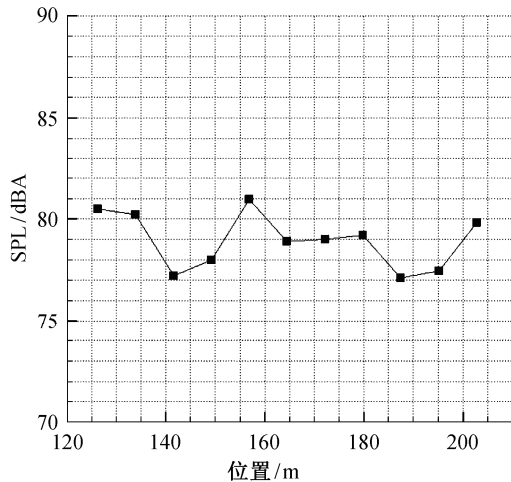


图 10 远场测点位置与声压级比较
Fig. 10 Comparison of noise levels for far field probes

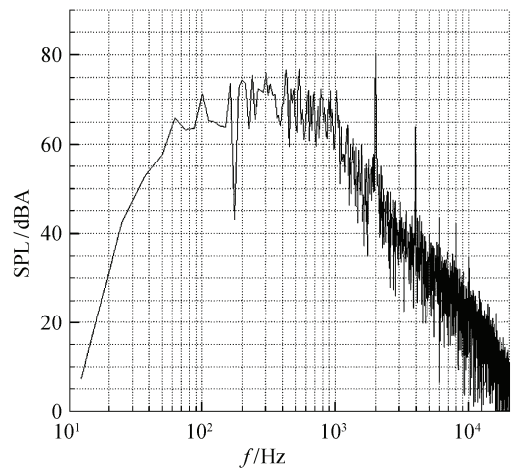


图 11 测点 P46
Fig. 11 Frequency spectrum of A-weighted sound pressure of P46

声的幅值,远场噪声整体水平较低。CRH3 型高速列车以 300 km/h 速度运行时噪声水平位于 80 dBA 左右,可以满足现代环境对噪声水平的要求。另外,从频谱模态上看,测点 P46 与头部鼻锥测点 P01 具有一定程度的相似性,即在 2000 Hz 左右存在着主峰值,往后每隔 2000 Hz 均会出现一个峰值,分别为声压脉动谱中不同的高频模态。这在远场噪声中具有相似性,即其他远场噪声在这些频率位置也存在峰值,即使主频位置不在这些频率上。

4 结论

本文采用 NLAS 方法以及 FW-H 方程对 CRH3 型高速列车的近场和远场气动噪声进行了研究。二

维后台阶的计算与实验结果符合良好,验证了本文采用方法的准确性。

本文在高速列车气动噪声计算时,首先对 RANS 计算下的高速列车流场进行了分析。其中,高速列车头部鼻锥侧面湍动能较高,在鼻锥下方与遮流板的结合位置存在一个沿凹面发展的涡,并向列车两侧发展。这些涡经过的地方对流动造成的紊乱较大,会生成较大的气动噪声。车厢连接处的流动是一种比较复杂的三维流动,在连接处上方存在一个沿列车横向发展的涡,经过连接处后该涡沿着连接处开始向列车下方移动。而相对于高速列车头部比较平整的流动,尾部则因为钝体扰流的结果整体流动湍化程度较高,在尾流区域形成了左右两个沿列车纵向发展的涡。

通过在高速列车关键部位噪声测点的设置以及 NLAS 的气动噪声计算,本文完成了对 CRH3 型高速列车气动噪声的分析。研究表明,高速列车头部和尾部是主要的气动噪声源,而且相同位置的噪声水平尾部要比头部大一些。列车近壁面边界层的湍化程度是气动噪声强弱的一个重要判据,一般情况下湍化程度较高则气动噪声较大。车体表面的不平整会使得边界层内的流动变化加剧,从而生成较大的气动噪声。因而,CRH3 型车体肩部、表面存在的凹槽、鼻锥等位置都是比较显著的噪声源。存在涡的地方因为涡的干扰也会使得这些位置的气动噪声较大。车厢连接处的整体气动噪声较大,且连接处下游壁面的噪声明显大于上游壁面,这是因为在下游存在比较明显的涡与边界层相互干扰的机制。列车尾部也因为不稳定涡的存在使得尾流比较紊乱,整体噪声水平较高。另外,通过对 CRH3 型的远场噪声计算研究发现,300 km/h 运行的 CRH3 型高速列车远场噪声控制在 80 dBA 左右,可以基本满足周围环境对噪声的要求。

参考文献

- [1] Kitagawa T, Nagakura K. Aerodynamic noise generated by Shinkansen cars. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 231(3): 913-924
- [2] Pronello C. The measurement of train noise: a case study in northern Italy. *Transportation Research Part D*, 2003, 8: 113-128
- [3] Kalivoda M, Danneskiold-Samsøe U, Kruger F. EURailNoise: a study of European priorities and

- strategies for railway noise abatement. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 267: 387–396
- [4] Talotte C, Gautier P E, Thompson D J, et al. Identification, modelling and reduction potential of railway noise sources: a critical survey. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 267: 447–468
- [5] Moritoh Y, Zenda Y, Nagakura K. Noise control of high speed Shinkansen. *Journal of Sound and Vibration*, 1996, 193(1): 319–334
- [6] Talotte C. Aerodynamic noise: a critical survey. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 231(3): 549–562
- [7] Noger C, Patrat J C, Peube J, et al. Aeroacoustical study of the TGV pantograph recess. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 231(3): 563–575
- [8] Mellet C, Letourneaux F, Poisson F, et al. High speed train noise emission: latest investigation of the aerodynamic/rolling noise contribution. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 293: 535–546
- [9] Nagakura K. Localization of aerodynamic noise sources of Shinkansen trains. *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 293: 547–556
- [10] Lighthill M J. On sound generated aerodynamically. I. general theory. *Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1952, 211: 564–587
- [11] Lighthill M J. On sound generated aerodynamically. II. turbulence as a source of sound. *Proceedings of the Royal Society of London: Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1954, 222: 1–32
- [12] Curle N. The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. *Proceedings of the Royal Society of London: Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1955, 231: 505–525
- [13] Williams J E F, Hawkings D L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion. *Philosophical Transactions for the Royal Society of London: Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1969, 264: 321–342
- [14] Casper J, Farassat F. A new time domain formulation for broadband noise predictions. *International Journal of Aeroacoustics*, 2002, 1(3): 207–240
- [15] Casper J, Farassat F. Broadband noise predictions based on a new aeroacoustic formulation. *AIAA Paper*, 2002: 0802
- [16] Batten P, Goldberg U, Chakravarthy S. Reconstructed sub-grid methods for acoustics predictions at all Reynolds numbers. *AIAA Paper*, 2002: 2511
- [17] Batten P, Ribaldone E, Casella M, et al. Towards a generalized non-linear acoustics solver. *AIAA Paper*, 2004: 3001
- [18] Merci B, Vierendeels J, Langhe C D, et al. Development and application of a new cubic low-Reynolds eddy-viscosity turbulence model. *AIAA Paper*, 2001: 2839
- [19] Lee I, Sung H J. Characteristics of wall pressure fluctuations in separated and reattaching flows over a backward-facing step: Part 1. time-mean statistics and cross-spectral analyses. *Experiments in Fluids*, 2001, 30(3): 262–272
- [20] Sun Z X, Wang Y W, An Y R. Computational study on aerodynamic sound from high-speed trains. *Chinese Journal of Hydrodynamics: Ser A*, 2010, 25(5): 660–668
- [21] Fremion N, Vincent N, Jacob M, et al. Aerodynamic noise radiated by the intercoach spacing and the bogie of a high speed train. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 231(3): 577–593