

高速列车声源机理及控制研究

杨焱^{1,2}, 杨国伟^{1,2}

(1 中国科学院力学研究所高温气体动力学重点实验室, 北京海淀区 100190)

(2 中国科学院先进轨道交通力学研究中心, 北京海淀区 100190)

摘要 在高速列车行驶过程中产生噪声, 尤其是气动噪声, 对环境的影响愈加受到重视。其中由于钝体杆件(如受电弓)绕流引起的气动噪声是至关重要的声源之一。通过改变柱体截面形状对柱体绕流进行流动控制, 从而影响气动噪声声源, 有望成为气动噪声控制的有效手段。本文通过大涡模拟(LES)和声学类比方法, 建立了一个气动噪声数值模拟平台。首先, 研究柱体绕流的流动机理, 及其风吹声的气动噪声声源机理, 并比较预测其远场噪声特征。将改变柱体截面形状作为一种最基本的控制手段, 通过数值模拟检验其控制效果, 并分析其中的流动控制机理。其次, 通过数值模拟对高速列车运行的气动噪声声源进行了识别, 给出高速列车声源排序, 并预测高速列车远场气动噪声。本文研究结果将有助于相关的工程优化设计。

关键词 高速列车, 气动噪声, 计算流体力学, 计算气动声学, 声源

引言

近几十年来, 高速铁路成为世界上越来越重要的一种交通工具。高速铁路一般是指时速为 200 公里(既有线路升级)或 250 公里(新建线路)以上的铁路^[1], 当列车进入高速, 随着速度的继续提高, 气动噪声将大大增加。已有实验数据显示, 气动噪声强度按照 $60 \log_{10} V$ 的规律增加(其中, V 为列车速度)^[2], 因此, 当列车速度超过一个临界速度(约 300 km/h)时, 气动噪声超越轮轨噪声而成为列车运行噪声的主要成分。不管是车内噪声还是车外噪声, 都将对人产生严重的影响, 成为不友好的因素, 各国也对列车噪声限值有严格的要求。列车噪声大小事关列车是否能上线运行, 列车设计部门尤其关注列车的降噪设计, 而对于高速列车, 必须首先了解其气动噪声声源机制, 从而进行多方面的控制。

高速列车气动噪声包括多种来源^[3], 工程经验和研究文献表明, 以列车受电弓、绝缘子为代表的车顶突起结构是高速列车气动噪声的最主要声源, 其基本机制是湍流分离和周期性的涡脱落^[4, 5]。

本文建立了以计算流体力学(CFD)和声学类比方法(acoustic analogy)结合的气动噪声数

值模拟平台, 首先通过受电弓结构中两种基本模型(圆柱体与矩形柱体)的模拟, 研究了其基本声源机制, 比较了其声源与远场噪声特征, 验证了数值平台; 其次, 对高速列车气动噪声声源进行了数值显示, 从而讨论了高速列车关键气动噪声声源特征, 并预测其远场噪声水平。

本文 1 部分介绍方法; 2 部分介绍数值验证结果, 即上述两种基本模型的数值模拟结果; 3 部分介绍对高速列车气动噪声的数值模拟结果。

1 数值方法

1.1 控制方程

采用计算气动声学混合方法策略, 即近场区使用 CFD 计算声源, 远场区使用声学类比方法预测噪声。

目前高速列车的速度范围(200~400 km/h), 即马赫数为 0.16~0.33, 处于空气动力学中低速流动的范畴, 在计算声源(流场)时可以近似地不考虑空气的可压缩性。从而使用不可压流动的 Navier-Stokes 方程, 采用大涡模拟, 其控制方程为滤波后的 Navier-Stokes 方程^[6]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \bar{u}_i = 0 \quad (1a)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \right\} \quad (1b)$$

其中， \bar{u}_i 为过滤尺度速度， \bar{p} 为过滤尺度压力， ρ 和 ν 分别为空气的密度和运动黏性系数。上式中，亚格子应力 (SGS) τ_{ij} 定义为：

$$\tau_{ij} = \bar{u}_i \bar{u}_j - \overline{u_i u_j} \quad (2)$$

亚格子涡黏性模式采用分子黏性形式：

$$\tau_{ij} = 2\nu_{SGS} \bar{S}_{ij} + \frac{1}{3} \delta_{ij} \tau_{kk} \quad (3)$$

使用 Lilly 修改^[7]的动力 Smagorinsky 模型 (DSM)^[8]：

$$\nu_{SGS} = (C_s \Delta)^2 |\bar{S}|, \quad |\bar{S}| = \left(2\bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij} \right)^{1/2}$$

上式中， C_s 为 Smagorinsky 系数， Δ 为过滤尺度。

对于远场辐射噪声计算，采用声学类比方法，远场声压可表示为^[9]：

$$p_a = \frac{1}{4\pi} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \frac{T_{ij}(y, t-r/c_0)}{r} dV + \frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial t} \int_S \frac{n_i p(y, t-r/c_0)}{r} dS \quad (4)$$

1.2 数值方法

数值离散采用 (1) 显式的流向迎风 SU-PG 和 Taylor-Galerkin 有限元方法和 (2) 隐式的 Crank-Nicolson (C-N)。格式具有空间和时间 2 阶精度，C-N 格式可以使用较大的时间步长，从而消除 CFL 条件的限制。

不可压流动动量方程与压力 Poisson 方程的求解采用分数步 (Fractional step) 方法和 ABMAC 方法，使连续方程(1a)得到满足。动量方程和压力 Poisson 方程所得线性方程组使用 Bi-CGSTAB 及 Jacobi 迭代方法求解。

2 基本柱体声源研究

从图 1 可见，高速列车受电弓的几何结构主要包括：圆柱和矩形柱体。为验证 CFD 数值程序，以及研究基本声源特征，选取两组柱体的算例，即圆柱绕流和矩形柱体绕流问题。其模型参照文献^[10, 11]。

其中流体动力学参数定义如下。无量纲的升力系数和阻力系数定义为： $C_L = -2F_z/\rho U^2 S_{ref}$ ， $C_D = -2F_x/\rho U^2 S_{ref}$ ，其中 S_{ref} 为迎风面积；压力系数 $C_p = 2(p-p_\infty)/\rho U^2$ ；背压系数 C_{pb} 定义为柱体后缘中心点的压力系数。

2.1 圆柱绕流

以来流速度 U 为特征速度和圆柱直径 D 为特征长度，该算例考虑的是雷诺数 $Re_D = 3900$ ，即处于亚临界区的圆柱绕流。网格设计需要考虑的因素包括：边界层厚度、分离点位置和流向涡结构等，必须在圆柱表面和分离点附近进行加密，网格如图 2 所示。展向网格 48，网格点数为 1455300。坐标 x 为流向， y 为展向， z 为横向。边界条件设置如下：外边界来流方向给定入口边界条件，出流方向为对流出口边界条件，展向计算域 $(0, \pi D)$ 两端使用周期性边界条件。



图 1 高速列车受电弓模型

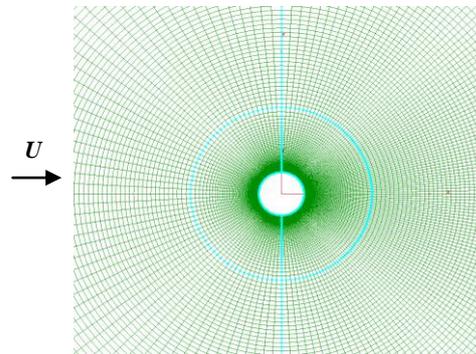


图 2 圆柱绕流中截面二维网格 (x-z 平面局部)

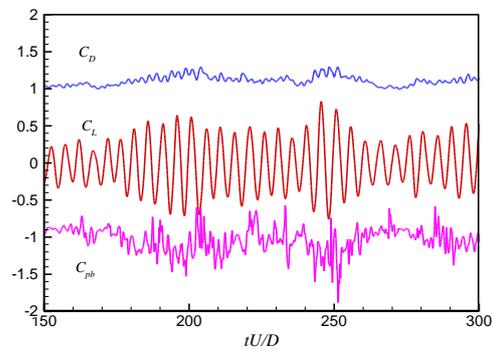


图 3 圆柱绕流升、阻力和背压系数变化

图 3 给出了流体动力学参数随时间变化的图像。表 1 对其流动参数与文献结果进行了比较，图 4 将平均流向速度及尾流中速度剖面与实验和计算文献对应值进行比较，结果定量符合较好。图 5 给出了涡结构图像，与文献结果一致。

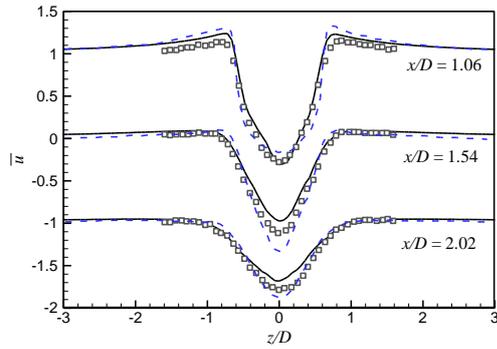


图 4 平均速度横向剖面图 (o 为实验, 虚线为文献计算)

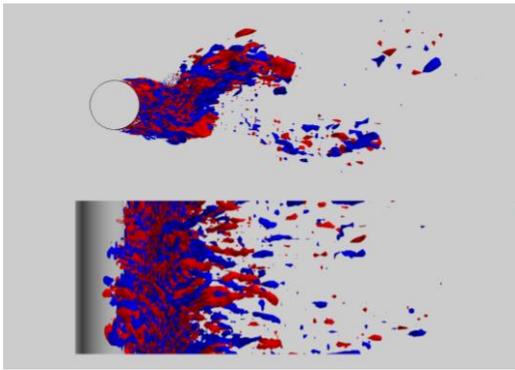


图 5 流向涡量 Ω_x 等值面 (红代表 8; 蓝色代表 -8)

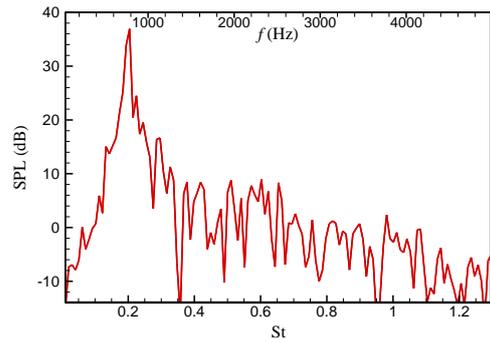


图 6 远场噪声频谱

取空气运动黏性系数 $1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, 横向速度 U 为 15 m/s 和圆柱直径 D 为 3.9 mm, 计算横向 185D 处的远场测点声压并计算其频谱, 如图 6, 其观测点为无量纲坐标 $(0, 0.5\pi D, 185D)$ 。可见其存在一尖峰频率, 该频率为 786 Hz, 对应声压级 37 dB, 该声压级决定了总的噪声水平 (39.5 dB)。对应该尖峰频率的 St 数 ($St = fL/U$) 为 0.204。因此, 该频率即是圆柱周期性涡脱落的频率, 由该涡脱落产生的气动噪声被成为“风吹声”, 是由涡脱落引起的压力、速度脉动引起的, 是偶极子声源。

表 1 流动参数结果比较 (第 2、3 行数据来自文献^[10])

	St	$C_{D, \text{avg}}$	$C_{D, \text{rms}}$	$C_{L, \text{rms}}$	$-C_{\text{pb, avg}}$	$C_{\text{pb, rms}}$	分离角 θ_{sep}	平均回流区长度 L_{ret}/D	最小平均流向速度 U_{min}
本文	0.204	1.13	0.068	0.356	1.06	0.19	85°	-	-0.33
KM 00	0.210	1.04	-	-	0.94	-	88°	1.35	-0.37
实验	0.215	0.99	-	-	0.88	-	86°	1.4	-0.24
	± 0.005	± 0.05			± 0.05		± 2	± 0.1	± 0.1

2.2 矩形柱体绕流

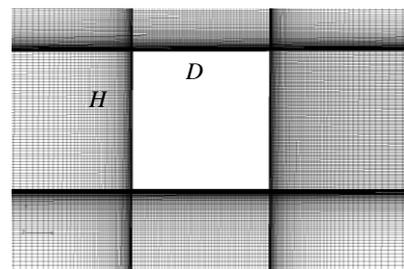


图 7 方柱($D/H = 1$)网格局部

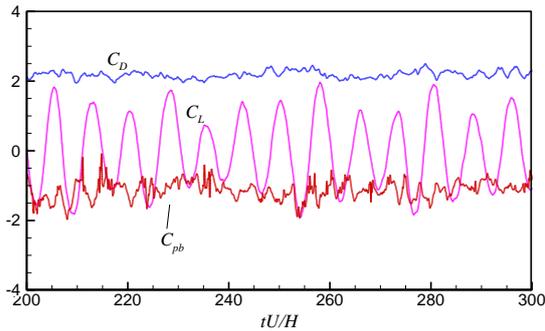


图 8 升、阻力和压力系数变化($D/H = 1$)

对于矩形柱体绕流，研究了来流 U 和柱体高 H 一定，宽高比(D/H)分别为 0.6, 1.0, 2.0, 2.5 和 3.0 的一系列柱体绕流流动和流体动力学参数特征。方柱的局部网格如图 7 所示。

图 8 显示了方柱算例流体动力学参数的变化。与圆柱相比，阻力系数明显更大，升力振荡幅度也更大。

图 9 对 St 数与宽高比的关系进行了比较，同时作出文献结果，反映了流体动力学参数随着宽高比变化的规律，在宽高比从 2.5 到 3 之间， St 数从较小值突变到较大值，这与实验结论是一致的。当宽度 D 增大时，矩形柱体绕流的流动形态发生变化，即由于横侧面加长，在横侧面发生分离之后还可能发生再附，尾流振荡变弱，从而尖峰频率不再那么突出，形成的周期性涡脱落也变弱。图 10 给出了宽高比分别为 1 和 3 的远场同一观测点(0, 0, $185D$)的噪声频谱，结果与上述推论一致，其中宽高比为 1 时，存在明显的尖峰频率，声压级值较大，而宽高比为 3 时，尖峰频率不明显，声压级值也较小。可见，矩形柱体形状参数宽高比 D/H 是一个有用的控制参数，通过改变其值，可以影响尾迹流动形态，从而控制声源并影响远场噪声水平。

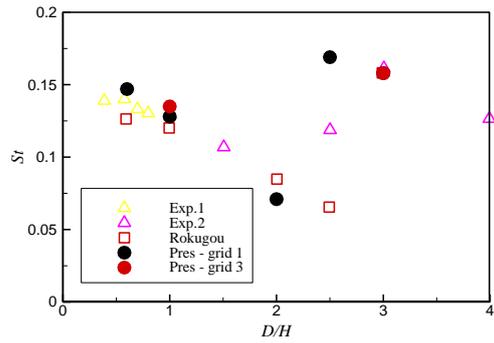


图 9 St 数随宽高比(D/H)的变化规律

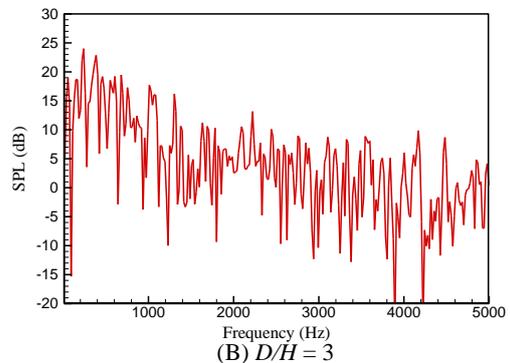
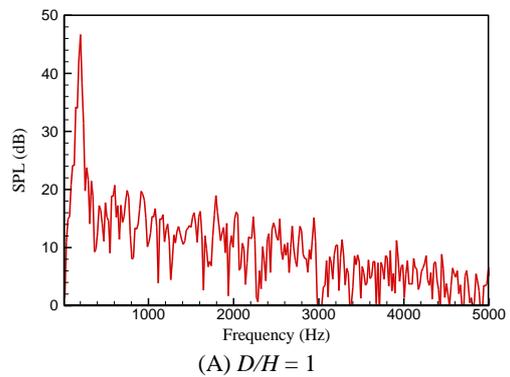


图 10 远场噪声频谱

3 高速列车气动噪声研究

3.1 气动噪声声源显示

为考察高速列车的气动噪声声源分布特征，对于混合模拟方法，目前并无标准的声源显示量，因为在混合模拟方法中，不能像直接模拟方法一样直接计算出声场，因而不能直接用声压、密度脉动或速度脉动来表示声场。本文提出三种特征量来表征声源：1)湍动能 k

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}); \quad (5)$$

2)涡声源函数^[12]：

$$\left(\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2 \right) B = \nabla \cdot [(\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{u})], \quad B = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{1}{2} u^2 \quad (6)$$

其中 B 为总焓; 3) 压力脉动声压级, 定义为:

$$\text{OASPL} = 20 \log_{10} (p'_{\text{rms}} / p_{\text{ref}}) \quad (7)$$

其中, p' 是由大涡模拟直接计算所得压力瞬时值与时间平均值的差, $p_{\text{ref}} = 2.0 \times 10^{-5} \text{ Pa}$ 。

图 11 和图 12 分别给出了同一试验列车 1 表面的湍动能和压力脉动声压级分布。图 13 则分别给出另一列车 2 (带受电弓及其整流罩装置) 的涡声源和表面压力脉动声压级分布。以上显示结果定性上一致, 可以得到列车表面的声源相对大小特征, 将列车表面气动噪声声源部位进行从大到小排序, 应为: 受电弓、转向架、车顶装置 (包括受电弓整流罩及绝缘子)、车辆连接部, 车鼻和车尾、车窗。

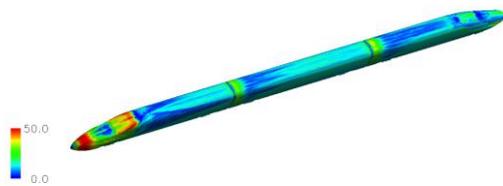


图 11 试验列车 1 表面的湍动能 (TKE) 分布



图 12 试验列车 1 表面的压力脉动声压级分布

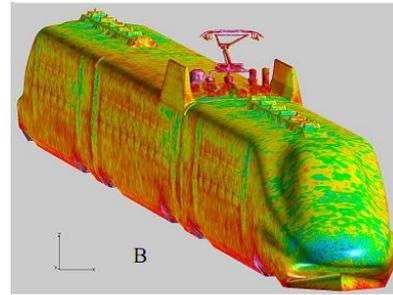
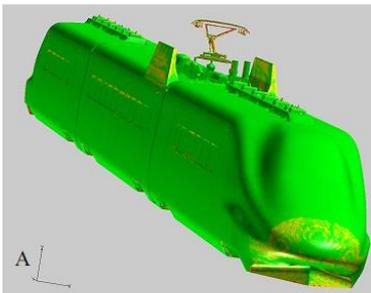


图 13 列车 2 表面声源 (A) 涡声源 (B) 压力脉动声压级

3.2 远场噪声预测

对远场噪声使用声学类比方法进行计算, 可以预测标准观察点处不同速度级下的远场噪声水平及其频谱。图 14 给出了 350 km/h 和 400 km/h 两种速度下, 对于实验列车 1, 在距离轨道中心侧面 25 米远、3.5 米高处, 从列车尾部到头部的总噪声水平分布, 可见其特征是列车中部有一个极大值, 两个速度级下噪声水平相差 2~4 dB。图 15 是该列车远场 25 米远、3.5 米高, 列车中部对应观察点的远场噪声频谱, 其噪声水平值和频谱形状与实验观测结果一致, 主要噪声频带在 100~500 Hz 范围内。可见本文的数值平台可以较好地预测远场噪声水平。

对于高速列车工程中的气动噪声性能设计, 最重要的是找出关键声源, 进行优化设计, 这离不开大量实验。数值模拟可以给出关键声源特征和相对关系, 并且可以计算不同模型的远场气动噪声水平, 从而对不同模型进行评估, 这对于工程设计有很大帮助。

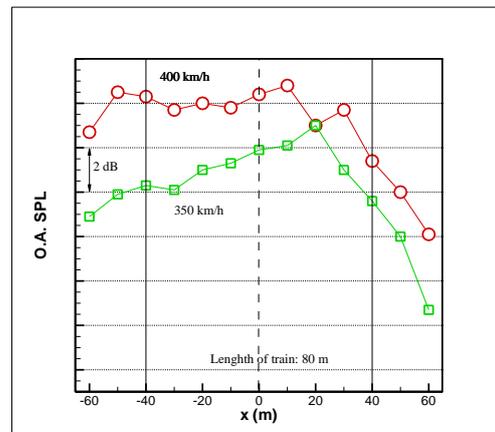


图 14 远场标准观察点总噪声水平

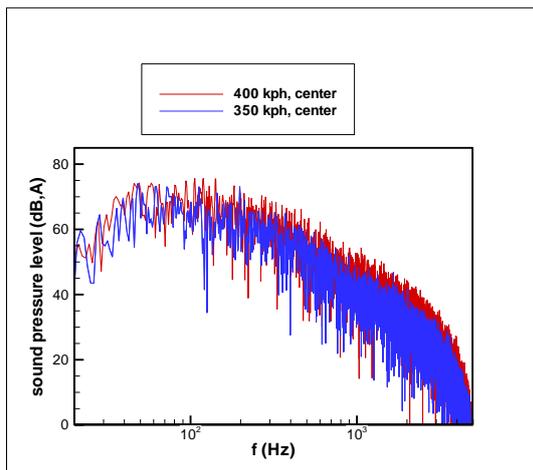


图 15 远场 A 计权噪声频谱

4 结 论

本文建立了基于混合模拟方法的气动噪声数值模拟平台，将其运用于高速列车基本声源机制研究与高速列车模型的声源显示与远场噪声预测。得到如下结论：

1) 柱体引起的风吹声是高速列车最突出的声源之一，其主要声源机制是周期性涡脱落引起的偶极子声源，其特征是存在尖峰频率，且产生的噪声水平由该尖峰频率声压级大小决定。改变柱体截面形状，是一种有效的改变噪声源特征的流动控制手段，从而对远场噪声进行控制。

2) 通过 CFD 进行声源显示有助于识别噪声源强度相对大小，并找出关键声源。高速列车主要声源是受电弓、转向架等部位。

3) 高速列车远场噪声呈现宽频特征，最大噪声水平频段为 100~500 Hz。

5 致 谢

本文作者感谢 973 项目(2011CB711100)和国家科技支撑计划项目(2009BAG12A03)以及中科院创新项目(KJ CX2-EW-L02-1)的支持。

参考文献

- 1 Wikipedia. High-speed rail. 2011; Available from: http://en.wikipedia.org/wiki/High-speed_rail
- 2 Thompson, D., *Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control* Oxford, UK: Elsevier, 2009
- 3 Talotte, C., P.E. Gautier, D.J. Thompson, C. Hanson, Identification, modelling and reduction potential of railway noise sources: a critical survey. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 267(3): 447-468
- 4 Talotte, C., AERODYNAMIC NOISE: A CRITICAL SURVEY. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 231(3): 549-562
- 5 King III, W.F., A précis of developments in the aeroacoustics of fast trains. *Journal of Sound and Vibration*, 1996, 193(1): 349-358
- 6 张兆顺, 崔桂香许春晓, 湍流大涡数值模拟的理论和应用. 北京: 清华大学出版社, 2008
- 7 Lilly, D.K., A proposed modification of the Germano subgrid-scale closure method. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 1992, 4: 633
- 8 Germano, M., U. Piomelli, P. Moin, W.H. Cabot, A dynamic subgrid scale eddy viscosity model. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 1991, 3: 1760
- 9 Curle, N., The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences (1934-1990)*, 1955, 231(1187): 505-514
- 10 Kravchenko, A.G.P. Moin, Numerical studies of flow over a circular cylinder at $Re=3900$. *Physics of Fluids*, 2000, 12: 403
- 11 Rokugou, A., T. Kiwata, A. Okajima, S. Kimura, H. Yamamoto, Numerical analysis of aerodynamic sound radiated from rectangular cylinder. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2008, 96(10-11): 2203-2216
- 12 Howe, M.S., *Theory of vortex sound*. Cambridge texts in applied mathematics. New York: Cambridge University Press, 2003

A STUDY ON SOURCES MECHANISMS AND CONTROL OF AERODYNAMIC NOISE OF HIGH-SPEED TRAIN

YANG Yan^{1,2} YANG Guowei^{1,2}

(1 Key Laboratory of High Temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, C A S, No.15 Beisihuanxi Road, Beijing 100190, China)

(2 Advanced Railway Mechanics Center CAS, No.15 Beisihuanxi Road, Beijing 100190, China)

Abstract Aerodynamic noise of travelling high-speed train causes strict environmental problems. The aerodynamic noise induced by the bluff-body or cylinders, such as in the pantograph, is the most important noise source. Changing the cylinder geometry can be seen a flow control flow method, which can control the acoustic sources, and even the far-field noise level. This paper implemented a hybrid method of Computational Aeroacoustics to set up a numerical platform of aerodynamic noise simulation, with LES for flow simulation and acoustic analogy for far-field noise prediction. At first, flows around a cylinder with various geometries were explored, to investigate the basic flow and noise source mechanisms and controls. Secondly, numerical simulation is used to visualize the high-speed train noise sources. The aerodynamic noise sources are sorted by the strength and the far-field noise level and spectrum is computed. The results are helpful to the engineering design for optimization.

Key words high-speed train, aerodynamic noise, CFD, CAA, noise source