文章编号: 1000-4750(2010)03-0246-05

列车致声屏障结构的空气脉动力研究

*龙丽平1,赵丽滨2,刘立东2

(1. 北京航空航天大学航空科学与工程学院,北京 100191; 2. 北京航空航天大学宇航学院,北京 100191)

摘 要:随着道路建设的发展及建设绿色铁路的要求,声屏障作为一种有效的降噪措施将会得到很大程度的应用。 高速列车在运行过程中所引起的空气脉动力是声屏障结构设计时必须考虑的一个重要因素。基于流体计算软件 CFX,建立了列车、声屏障、空气以及地面等模型,对列车经过声屏障整个过程进行仿真,得到声屏障处的空气 脉动压力曲线,计算结果与国外相关试验结果相吻合。该工作不仅研究了列车运行过程中的气动力特性,还对声 屏障的结构设计提供了气动力载荷,从而指导结构设计。

关键词: 声屏障; 空气脉动力; 计算流体动力学; CFX; 列车

中图分类号: V211.3 文献标识码: A

RESEARCH ON THE AIR TURBULENT FORCE LOADED ON NOISE BARRIER CAUSED BY TRAIN

^{*}LONG Li-ping¹, ZHAO Li-bin², LIU Li-dong²

School of Aeronautic Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;
 School of Astronautics, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: Due to green building railway requirements, noise barrier, as an effective noise reduction measure, will be widely constructed, and the air turbulent force caused by high speed trains must be taken into account during design. The whole process of train passing is simulated using the fluid calculation software CFX, involving models of train and noise barrier, air and ground, thus the air turbulent force curve is obtained. Results agree well with the foreign published results. This paper provides the air turbulence load for the structure design of noise barrier.

Key words: noise barrier; air turbulent force; computational fluid dynamics; CFX; train

铁路沿线设置声屏障结构是降低噪声污染、建 设环境友好的绿色铁路的一种有效措施。随着列车 运行速度大幅度提升,在列车驶过声屏障所引起的 空气脉动力作用下,国外一些国家的铁路声屏障运 营后不久就发生了螺栓松动、断裂及声屏障组件板 破坏的现象,而目前京津客运铁路列车设计运行速 度已达350km/h,空气受到压缩产生的强烈脉动力 对声屏障的结构设计提出了新的要求,必须对列车 致空气脉动力的变化规律进行研究并在设计中考 虑声屏障结构的动力特性,以确保声屏障工程的安 全可靠。

高速列车运行时所产生的气动力问题属流体 动力学范畴。由于声屏障周围的流场很复杂,有气 流的撞击、分离、再附、环绕和漩涡等,很难运用 理论分析得到流场各物理量的解析解,而依据计算 流体动力学(Computational Fluid Dynamics)软件对流 场进行数值模拟是工程上行之有效的方法。本文采 用大型商业化软件CFX建立声屏障结构、空气、地

收稿日期: 2008-10-16; 修改日期: 2008-12-26

作者简介: *龙丽平(1977-), 女, 重庆人, 高工, 博士后, 从事计算固体力学研究(E-mail: longliping@buaa.edu.cn); 赵丽滨(1976-), 女, 黑龙江人, 副教授, 博士, 从事结构动力学研究(E-mail: lbzhao@buaa.edu.cn); 刘立东(1984-), 男, 陕西人, 硕士生, 从事计算固体力学研究(E-mail: smgy514@sohu.com).

面和列车的计算模型,对声屏障附近的流场进行数 值仿真,研究列车驶入驶出声屏障过程中引起的空 气脉动压力的变化规律,从而指导声屏障结构 设计。

1 计算模型及边界条件

城际快速铁路铺设多条线路,考虑运行线路距 离声屏障最近的列车引起的空气扰动对声屏障结 构影响最大,只考虑该线路列车运行情况。列车宽 度为3.38m,8辆编组,总长度201m,车辆之间采 用软连接。声屏障结构考察长度为50m,高度为 3.15m,声屏障内侧距线路中心4.1m。考虑车头形 状对空气脉动力的影响比较大,而声屏障结构细节 的影响则比较小,因此对车头进行精确建模,而将 声屏障结构简化为长50m,高3.15m的平板结构。

由于列车驶向和驶离声屏障结构的过程中列 车周围的空气域体积发生变化,进而导致空气受到 压缩或进行膨胀,产生空气脉动力作用到声屏障结 构上。为考虑列车对声屏障入口和出口处的影响, 计算从列车距声屏障起始端 50m 处开始,在列车驶 离到声屏障末端 50m 处结束,计算模型如图1所示。 图 2 为列车头部计算模型。



Fig.2 Model of train head由于 $M_{\infty} < 0.3$,计算基于流场的非定常不可压缩 N-S 方程,由于列车与声屏障之间有相对移动,

而声屏障固定不动,列车移动时控制域会不断变 化,所以网格采用滑移网格来实现。列车的底部则 简化为平板。地面和声屏障简化为无滑移边界条 件,控制域侧面和上面设置为大气压,列车运动的 两个端面则分别设为压力入口和压力出口条件。

2 列车致空气脉动压力规律研究

2.1 列车运行速度为 350km/h 时声屏障上不同 位置处的空气脉动压力特性

当列车以速度 350km/h 通过声屏障时,为研究 声屏障上不同位置处受到的空气脉动压力情况,选 取声屏障上列车一侧的 9 个压力测点进行考察,测 点位置分布如表 1 及图 3 所示。

	表1 测点位置
Table 1	Locations of measuring points

位置	声屏障起始端		声屏障中部			声屏障末端			
测点	<i>P</i> 1	P2	<i>P</i> 3	<i>P</i> 4	<i>P</i> 5	<i>P</i> 6	<i>P</i> 7	P8	<i>P</i> 9
坐标 y	0.1	1.6	3.1	0.1	1.6	3.1	0.1	1.6	3.1
坐标 z	2	2	2	25	25	25	49	49	49



图 3 声屏障内侧压力测点分布及位置

Fig.3 Locations of measuring points inside of noise barrier

图 4 给出了声屏障内侧 P1-P9 各测点的脉动 力随时间变化曲线,图 5-图 8 给出了列车通过声 屏障时作用在声屏障上的脉动力分布云图。观察 图 4-图 8,可以看出:

1) 各测点的脉动压力曲线均呈现两个脉动波。

考虑列车时速 350km/h,从距离声屏障端部 50m 开始进行计算,观察各测点曲线,可以看出,当列车距离测点 25m 处,测点开始承受空气扰动带 来的压力,第一个波为列车头通过测点导致的先正 后负的脉动波,列车车头所引起的正压峰值在 600Pa-750Pa之间,负压在-800Pa--600Pa之间。 第二个波为列车车尾通过测点导致的先负后正的 脉动波,列车车尾所引起的脉动压力负压峰值在 -700Pa--600Pa 之间,正压峰值在 400Pa-500Pa





Fig.4 Pressure-time curves of measuring points P1 - P9



图 5 车头驶入时声屏障内侧压力云图(0.5s) Fig.5 Pressure contour when head came in (0.5s)









图 8 车尾驶离时声屏障内侧压力云图 (2.9s) Fig.8 Pressure contour when tail got away (2.9s)

之间。脉动波的周期均为 0.5s。

2) 同一截面上不同高度处测点的脉动力变化 规律。

进一步观察图 4 中 P1-P3、P4-P6、P7-P9 三组曲线,可以看出:随着测点位置的升高,脉动 力的幅值逐渐降低,这是由于声屏障底部相对于顶 部的密闭性要高,气流有向声屏障外部流出的趋 势,空气在声屏障底部的有效流通区域要小于声屏 障顶部,因此声屏障底部的压力大于顶部。还可以 看出,脉动力随着高度变化的衰减不是成线性变化 的,到屏障顶部压力值衰减的速度较快,底部压力 峰值大致为顶部压力峰值的 2 倍-3 倍。

 声屏障相同高度不同横截面处测点的脉动 力变化规律。

列车车头刚驶入声屏障、在声屏障中行驶以及 驶出声屏障时三者的脉动力规律是不同的。列车车 头刚驶入声屏障时引起的正压大于负压(P1、P2、 P3 第一波型), 当其在声屏障中行驶时引起的正压 和负压则相差不大(P4、P5、P6 第一波型), 而当其 驶出声屏障时引起的正压明显小于负压(P7、P8、 P9 第一波型)。这是由于扰动影响区域相对突变引 起的。当列车未进入声屏障区域内,其引起的空气 扰动范围是不受限制的,扰动自由衰减。而其驶入 声屏障后引起的空气扰动范围大部分被限制在声 屏障范围之间。当列车车头刚驶入声屏障时,压缩 车头部分空气, 使之密度增大导致正压产生, 而随 后产生的负压区域由于跟外部连接,外部空气可以 随之填充导致负压峰值小于正压峰值; 列车车头在 声屏障中部行驶时由于其前后空气受限情况类似, 因此正压负压峰值相当;当列车车头驶出声屏障 时,车头正压区域跟外部空气连接,空气受限有所 缓解,导致正压峰值小于负压峰值。

而列车车尾在驶入声屏障、在声屏障中行驶及

驶出声屏障时脉动规律相差不大。

4) 针对声屏障不同的受力状况进行结构设计。

从图 4 可以看出,最大正压出现在声屏障起始端,此时,列车车头驶入声屏障,最大负压出现在声屏障末端,此时,列车车头驶出声屏障结构。 表 2 给出列车以 350km/h 的速度经过声屏障时声屏 障内侧的脉动压力极值数据,从表 2 也可以看出, 声屏障结构的两端受力较大,需要对声屏障两端部 的结构进行加强设计。同时,由于随着声屏障高度 的增加,脉动压力峰值降低,因此声屏障结构的底 部相对顶部需要加强设计。

表 2 列车以 350km/h 的速度经过声屏障时声屏障的 脉动力极值

 Table 2
 The max value of air turbulent force when velocity of train is 350km/h

列车位置	最大正压/Pa	最大负压/Pa
车头驶入声屏障时	794.9	-789.1
车头在声屏障中部	737.3	-769.9
车头驶出声屏障	760.0	-801.8
车尾驶入声屏障	491.7	-771.3
车尾在声屏障中部	491.7	-688.4
车尾驶出声屏障	515.7	-712.0

2.2 列车不同运行速度下空气脉动压力情况

表3给出列车以不同速度经过声屏障时所产生的脉动力极值数据,从表3可以看出,列车运行速度越大,作用在声屏障上的脉动力越大,因此,声屏障结构应以列车设计运行最高速度 V=350km/h时引起的空气脉动力作为载荷条件进行设计。

表 3 列车以不同速度经过声屏障产生的脉动力峰值 /Pa Table 3 The peak value of air turbulent force when the train pass it by different speeds

pubblic by american special					
列车运行速度	内侧面	内侧面	外侧面	外侧面	
<i>V</i> /(km/h)	最大正压	最大负压	最大正压	最大负压	
350	794.9	-801.8	340.1	-467.6	
330	668.3	-725.9	340.7	-394.5	
300	577.2	-577.9	278.7	-313.2	
250	389.8	-400.8	192.4	-225.7	

3 同类车型驶过声屏障结构时的 试验研究

图 9 及图 10 为国外类似车型以速度 330km/h 通过声屏障结构时对应测点 P1、P2 和 P3 的压力曲 线,图 11 和图 12 给出列车以速度 330km/h 通过声 屏障时数值模拟得到的相同测点处的压力曲线,可 以看出,列车车头驶入时,计算结果与试验结果基 本吻合;列车车尾通过时,计算的峰值稍大于试验 的结果,这主要是由于计算过程没有考虑声屏



图 9 实测列车车头驶入声屏障时的压力曲线





5.4

5.2

5.6

5.8

6.0

-60

5.0

Fig.10 Measured pressure curve when tail get away











障的变形对空气流场的影响,并且把声屏障结构简 化为不透风的平板,而实际声屏障结构是有缝隙 的,可以缓解一部分气体压力。

4 结论

本文通过对京津高速客运专线列车经过声屏 障时所引起的空气脉动压力进行数值模拟,得到不 同列车运行速度下声屏障各部位所受到的脉动压 力曲线,详细分析了空气脉动压力的分布规律,计 算结果与国外同类车型的试验数据相吻合。本文的 计算数据,为声屏障结构设计提供了载荷曲线。本 文的工作表明:基于流体力学分析软件,采用数值 方法研究列车致空气脉动压力是行之有效的,不仅 可以减少大量的试验费用,并且可以为建设铁路沿 线设施提供设计依据。

参考文献:

- 陈再新,刘福长,鲍国华. 空气动力学[M]. 北京: 航空工业出版社, 1993.
 Chen Zaixin, Liu Fuchang, Bao Guohua. Aerodynamics [M]. Beijing: Aviation Industry Press, 1993. (in Chinese)
 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京: 清华大学出
- 版社, 2004. Wang Fujun. Computational fluid dynamics analysis [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004. (in Chinese)
- [3] 吴望一. 流体力学[M]. 北京: 北京大学出版社, 1995.
 Wu Wangyi. Fluid mechanics [M]. Beijing: Beijing University Press, 1995. (in Chinese)
- [4] 高斌,陈细军. 基于 CFD 分析软件对某轿车外流场三 维数值仿真[J]. 现在制造工程,2007(5): 64-66.
 Gao Bin, Chen Xijun. Numerical simulation of flow-field of 3D car bodies using CFD [J]. Modern Manufacturing

Engineering, 2007, (5): 64–66. (in Chinese)

- [5] 骆建军,王梦恕,高波.列车进入隧道时产生涡流的数值模拟[J].西安交通大学学报,2007,31(1):63-68.
 Luo Jianjun, Wang Mengshu, Gao Bo. Numerical simulation of the vortex induced by a train entering into a tunnel [J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2007, 31(1):63-68. (in Chinese)
- [6] 王树孝,张东,马金胜. LCK6122 大客车空气动力性 仿真分析[J]. 客车技术与研究, 2007(2): 14-36.
 Wang Shuxiao, Zhang Dong, Ma Jinsheng. Aerodynamics simulation analysis for LCK6122 large coach [J]. Bus Technology and Research, 2007(2): 14-36. (in Chinese)
- [7] 刘云贺, 俞茂宏, 陈厚群. 流体固体动力耦合分析的 有限元法[J]. 工程力学, 2005, 22(6): 1-6.
 Liu Yunhe, Yu Maohong, Chen Houqun. Finite element method for transient analysis of fluid-structure coupling problem [J]. Engineering mechanics, 2005, 22(6): 1-6. (in Chinese)
- [8] 张廷芳. 计算流体力学[M]. 大连: 大连理工大学出版 社, 1992.

Zhang Tingfang. Computational fluid mechanics [M]. Dalian: Dalian University of Technology Press, 1992. (in Chinese)

 [9] 郭军朝,谷正气,孟庆超.基本湍流模型在轿车底部 流场的仿真分析[J]. 计算机仿真, 2007, 24(4): 258-261.

Guo Junchao, Gu Zhengqi, Meng Qingchao. Simulation and analysis of basic turbulence models applied to under-vehicle flow [J]. Computer Simulation, 2007, 24(4): 258–261. (in Chinese)

[10] Mercker E, Iedemann J W. Comparison of different ground simulation techniques for automotive wind tunnels [C]. USA: Vehicle Aerodynam Ics, SAE, 1996.