列车风致脉动力下声屏障的动力学性能

赵丽滨 龙丽平

(北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191) (北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

蔡庆云

(铁道第三勘察设计院 机械动力和环境工程设计处, 天津 300251)

摘 要: 基于通用有限元分析软件 ANSYS, 根据京津城际快速列车客运专线桥梁上声屏障结构的设计方案建立有限元模型, 对声屏障结构的固有频率进行了研究并提出声屏障结构的简化计算模型. 综合考虑高速列车运行过程中声屏障结构的动力学环境, 计算在风压、列车运行过程中产生的空气脉动力等共同作用下的声屏障结构的动态响应, 阐述了声屏障结构各组件的振动规律, 并提出声屏障结构设计需要考虑的问题.

关 键 词: 声屏障; 空气脉动力; 固有频率; 动力学响应

中图分类号: TU 112.59+4

文献标识码: A **文章编号**: 1001-5965(2009)04-0505-04

Dynamic properties of noise barrier structure subjected to train-induced impulsive wind pressure

Zhao Libin

(School of Astronautics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Long Liping

(School of Aeronautic Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Cai Qingyun

(Department of Mechanical Power and Environment Engineering Design, The Third Survey and Design Institute of China Railway, Tianjin 300251, China)

Abstract: According to noise barrier design scheme of special railways for passenger transportation from Beijing to Tianjin, the finite element model of noise barrier was established based on the general software ANSYS. The natural frequency of noise barrier structure was detailedly researched and a practical calculation model was presented. The dynamic environment around the noise barrier, which includes the natural wind pressure and the air turbulent force induced by the high speed train, was considered to simulate the transient dynamic response of the noise barrier structure. The laws of each component's vibration of the noise barrier structure were obtained. In addition, items needed be paid attention to was put forward.

Key words: noise barrier; air turbulent force; natural frequency; dynamic response

2008年 7月, 京津城际快速列车客运专线将投入运营, 列车在这条全长 115 km 的快速铁路上运行时间不到 30 min, 可有效解决北京和天津之间的快速交通问题. 城际列车采用子弹头列车, 最高时速可达 350 km/h, 这将对周围环境引起严重的噪声污染. 为建设环境友好的绿色铁路, 在产生噪声的火车和周围的居民之间设立声屏障结构, 可使火车发出的声音在传至居民的过程中受到阻碍, 从而达到消声降噪的作用, 因此使用声屏障已成为防止铁路沿线噪声污染的有效设施.[1]

收稿日期: 2008-04-25

作者简介: 赵丽滨(1976-), 女, 黑龙江肇东人, 副教授, lbzhao@buaa.edu.cn

声屏障结构需要结合铁路工程和列车的特点、声环境要求、周围地形地物状况等条件分析其所受的声学环境和力学环境进行综合优化设计. 由于列车运行时速很高, 在列车通过声屏障过程中将引起空气的压缩和膨胀, 产生比较严重的空气脉动压力, 从而导致声屏障结构的破坏, 国外已有一些失败的工程案例, 而我国尚无铁路桥梁上列车运行速度为 350 km /h的声屏障工程实例, 所以为保障列车高速运行通过过程中声屏障结构的安全工作, 不仅需要声屏障结构具有良好的吸音降噪性能, 还要求必须满足结构的动力学性能.

1 声屏障结构模型

京津城际快速列车客运专线声屏障结构设计为插板式结构, 由铝合金盒段、透明板、立柱组成, 隔一定间距设置伸缩缝, 结构如图 1所示.

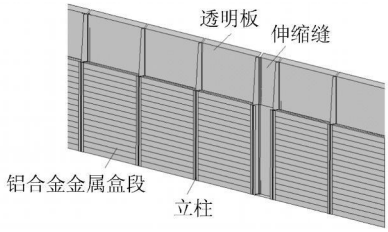


图 1 声屏障(含伸缩缝)示意图

声屏障全高 3. 15m, 长度 250~ 11 800 m 不等, 通过立柱固定在地基上. 立柱采用 H 型钢材, 各立柱间距为 2m, 在相邻立柱之间插入 2m 高的吸音铝合金盒段和 1. 15m高的透明板. 吸音铝合金盒段厚度 143mm, 分为 3层, 面对列车方向根据声学环境铺设带孔铝合金板, 中间铺设吸音材料, 背对列车方向铺设无孔铝合金板. 吸音铝合金盒段四周由铝合金板封装成盒状, 通过插销与立柱连接, 如图 2所示. 透明板厚度为 20mm, 与立柱铰接. 每隔 15个立柱距, 设有一长 0. 7m 的伸缩缝, 伸缩缝处 0~ 3. 15m高度均为透明材料, 伸缩缝处的透明材料一端与立柱通过插销铰接, 另一端通过滑槽与立柱连接, 透明材料在滑槽方向可伸缩.

根据声屏障的结构形式, 可以将声屏障看成由很多个 2m宽的结构单元组成, 每隔 15个结构单元设置一个伸缩缝, 各结构单元包括透明板、立柱、铝合金吸音盒段. 由于声屏障结构在长度方向上具有明显规律性, 应用有限元分析软件 ANSYS 的参数设计语言 APDL建立声屏障结构的有限元模型[2], 考虑铝合金吸音板与立柱间进行铰接, 立柱、铝合金前后板、吸音材料、安装框及接头结构用壳单元 Shell181单元进行模拟, 铝合金前后板锁紧接头采用梁单元 beam4进行模拟. 采用自由度耦合方式模拟吸音板与立柱间的铰接关系及伸缩缝一端透明材料与立柱的可滑移连接关系. 声屏障结构的有限元模型如图 3所示. 由于采用参数设计语言建立模型, 可以通过改变声屏障长度参数模拟任意长度的声屏障结构.

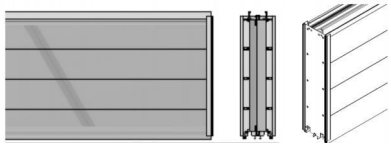


图 2 某一铝合金盒段

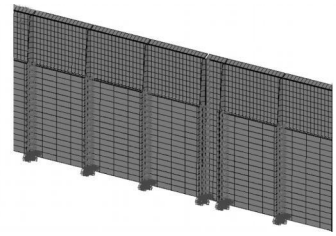


图 3 部分声屏障结构有限元模型

2 声屏障结构固有特性分析

京津城际快速列车客运专线沿线实际路段的声屏障具有不同的长度, 从 0. 250~ 11. 8 km 不等, 但是在长度方向上均由相同的结构单元形式组成, 为了考察其频率和模态是否与声屏障长度有关, 计算中取不同结构单元数进行研究, 考察能否把真实长度的大模型简化为小规模具有代表性的有限段声屏障来进行计算. 本文通过下面 2种模型的计算来说明这个问题. 第 1种模型: 取 9段声屏障普通结构单元和 1段伸缩缝. 第 2种模型: 取 23段普通结构单元和 1段伸缩缝单元. 伸缩缝单元均在普通结构单元中间.

表 1给出第 1种模型的声屏障结构的前 15阶固有频率. 可以看出固有频率大致分 3组, 第 1组为前 9阶频率, 频率值比较接近, 集中在 12. 595~ 13. 283Hz之间, 图 4第 9阶频率对应的模态, 前 9阶的模态形式与图 4类似, 均为普通结构单元的透明板的一次振动, ; 第 2组为第 10阶频率 24. 039Hz 对应的模态如图 5所示, 为伸缩缝处的振动; 第 3组为第 11阶以后的频率, 均大于 25Hz, 图 6为第 11阶频率对应的模态, 12~ 15阶的模态与图 6类似, 均为普通结构的透明板的二次振动.

表 2给出第 2种模型的声屏障结构的前 40阶固有频率, 与第 1种模型的结果类似, 固有频率大致分 3组. 第 1组为前 23阶频率, 频率值比较

接近, 集中在 12 623~ 13 371Hz之间, 均为普通结构单元的透明板的一次振动, 振型与图 4类似; 第 2组为第 24阶频率 24 04Hz, 为伸缩缝处的振动, 振型与图 5类似; 第 3组为第 25阶频率以后的频率, 均大于 25Hz, 主要为普通结构的透明板的二次振动, 振型与图 6类似.

表 1　第 1种模型前 20阶固有频率

阶次	固有频率 /Hz	阶次	固有频率 /Hz	阶次	固有频率 /Hz
1	12 595	6	13. 145	11	25. 237
2	12 629	7	13. 230	12	25. 238
3	12 685	8	13. 246	13	25. 353
4	12 802	9	13. 283	14	25. 379
5	13 065	10	24. 039	15	25. 549

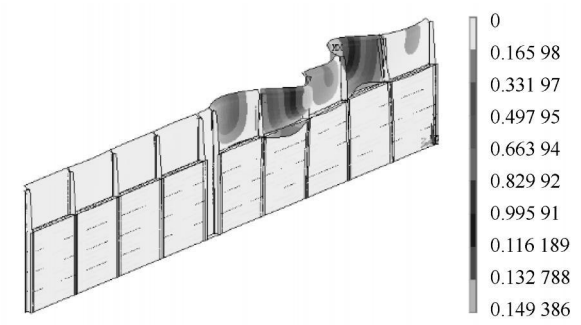


图 4　第 1种模型第 9阶振动模态

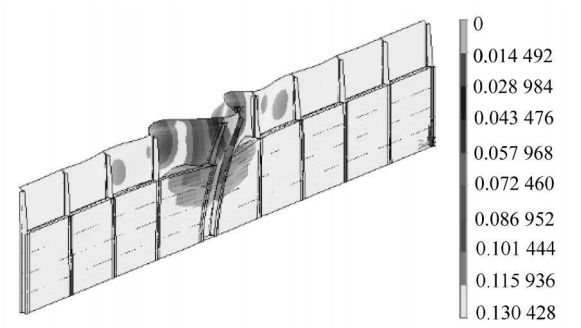


图 5　第 1种模型第 10阶振动模态

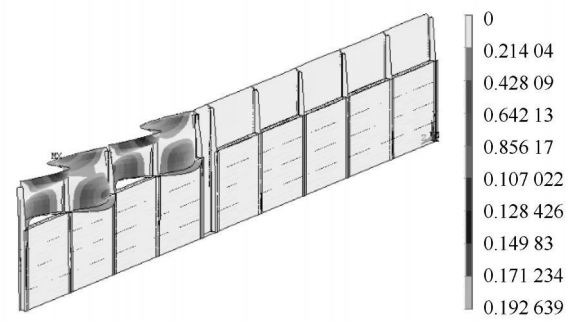


图 6　第 1种模型第 11阶振动模态

从这两种模型的计算结果可以看出, 结构单元 (两立柱之间的结构)形式相同, 其频率与模态符合相同的规律, 与计算的结构单元数无关: 第 1组频率在 13Hz左右, 为普通结构单元的透明板一次振动; 第 2组频率为 24Hz左右, 为伸缩缝的振动; 第 3组频率大于 25Hz, 为普通结构的透明板的二次振动. 因此, 本文选取有代表性的有限数目的声屏障结构单元来模拟真实长度 (最长可达 11. 8km)的声屏障结构是合理可行的. 大大简化了计算模型, 使得计算分析工作高效而准确.

表 2　第 2种模型前 40阶固有频率

阶次	固有频率 /Hz	阶次	固有频率 /Hz	阶次	固有频率 /Hz	阶次	固有频率 /Hz
1	12 623	11	13. 122	21	13. 364	31	25. 355
2	12 632	12	13. 144	22	13. 366	32	25. 365
3	12 633	13	13. 182	23	13. 371	33	25. 438
4	12 751	14	13. 189	24	24. 040	34	25. 460
5	12 821	15	13. 204	25	25. 214	35	25. 535
6	12 834	16	13. 266	26	25. 214	36	25. 573
7	12 955	17	13. 280	27	25. 241	37	25. 643
8	12 963	18	13. 286	28	25. 241	38	25. 701
9	13 088	19	13. 301	29	25. 289	39	25. 760
10	13 097	20	13. 362	30	25. 291	40	25. 837

3　声屏障结构的瞬态动力学分析

声屏障所承受的动力学环境包括自重、风压、列车运行通过时所产生的空气脉动压力. 按照风速取 25m / s计算, 可得到声屏障承受的风压为

$$w = \frac{1}{2}\rho v^2 \qquad (1)$$

式中, w 为风压; v为风速; ρ为大气密度.

京津城际快速列车客运专线的列车运行速度为最高时速可达 350km, 通过研究不同列车运行速度对声屏障作用的空气脉动压力的影响可知, 运行速度越高引起的空气脉动压力越大, 因此选取列车以 350 km /h经过时产生的空气脉动压力来计算. 参考相类似试验以及根据空气脉动压力计算结果, 综合考虑列车运行过程中声屏障结构的动力学环境, 拟合一条最危险脉动压力曲线作为结构计算的载荷曲线, 如图 7所示.

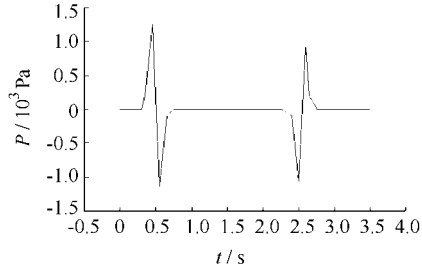


图 7　拟合的最危险脉动压力-时间曲线

对 23段声屏障结构单元和一段伸缩缝组成的声屏障结构进行建模, 约束立柱底部, 在结构单元上同时施加空气脉动力、风压、重力, 对声屏障结构进行瞬态动力学分析, 考察各部位最大应力和位移.

图 8~图 10给出了位于声屏障结构单元的立柱、铝合金盒段以及透明板最危险部位的位移响应曲线. 可以看出, 当列车车头和车尾经过声屏障结构时, 声屏障各组件产生明显的脉动响应, 而列车中部经过时响应相对较弱, 由于工程实际中阻尼的存在, 振动最后将逐渐消失. 结果可以看出透明板响应位移最大, 其次为立柱, 铝合金盒段响应位移最小.

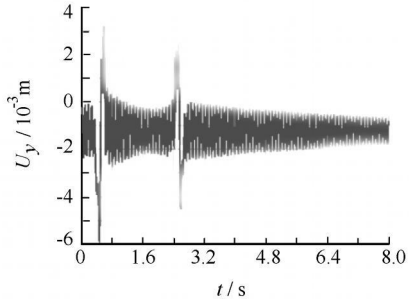


图 8 立柱最危险处的位移响应曲线

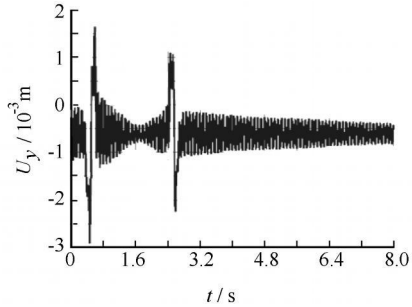


图 9 铝合金盒段最危险处的位移响应曲线

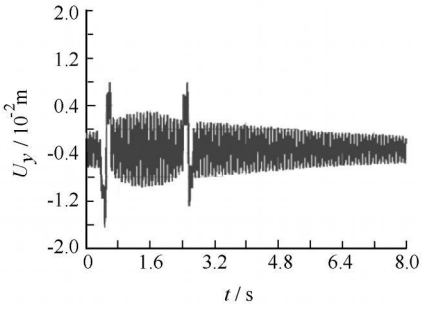


图 10 透明板最危险处的位移响应曲线

表 3列出了位于端部和中部的声屏障普通结构单元以及伸缩缝单元各组件在列车运行过程中瞬态振动响应的最大位移和最大应力. 从表 3数据可以看出, 端部普通结构单元各组件的位移和应力响应均大于中部的结构单元. 同时, 各组件结构的强度均有较大裕度, 而部分组件变形则相对较大, 刚度裕度较小. 因此, 在改进设计时需要对端部结构单元和透明板结构进行刚度加强. 同时也应该注意到: 由于透明板和铝合金盒段与立柱之间连接方式为铰接, 而本文的计算忽略了立柱与变形后的透明板以及铝合金板的连接处的接触问题, 计算的最大位移值应该比真实值偏大一些.

表 3 声屏障结构瞬态响应的最大 von Mises应力及位移

位置	组件	最大位移 /mm	最大应力 /MPa	许用应力 /MPa	强度安全系数
端部普通结构单元	立柱	6.0	50.6	215	4.2
	铝合金板	2.9	10.2	186	18.2
	透明板	16.2	4.8	98	20.4
中部普通结构单元	立柱	4.9	36.4	215	5.9
	铝合金板	2.4	4.2	186	44
	透明板	11.1	3.1	98	31.6
伸缩缝单元	立柱	4.71	40.8	215	5.3
	透明板	4.9	2.23	98	44

4 结 论

本文通过对京津城际快速列车客运专线沿路的声屏障结构的固有特性分析, 得出声屏障结构固有频率的规律: 只要基本结构单元一定, 声屏障的固有频率值与基本结构单元的数目无关. 因此可以把 11.8 km长的声屏障简化为有限的几段基本单元来计算, 使得几乎不可能计算的庞大的计算模型得以简化而得到精确的计算结果. 对声屏障结构的瞬态动力学分析表明: 在列车车头和列车车尾通过各结构单元时响应达到最大值. 同时, 声屏障端部结构单元的位移响应比中部结构单元的位移响应大, 设计时需要对端部结构单元进行加强.

参考文献 (References)

[1] 李艳. 声屏障设计中的结构验算 [J]. 噪声与振动控制, 2007(03): 97-99
Li Yan. Structure checking computations of sound barrier design [J]. Noise and Vibration Control, 2007(03): 97-99 (in Chinese)

[2] 邵蕴秋. ANSYS8.0有限元分析实例导航 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 2004
Shao Yunqiu. Example guidance of finite element analysis using ANSYS8.0 [M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2004 (in Chinese)

[3] 马大猷. 现代声学理论基础 [M]. 北京: 科学出版社, 2004
Ma Dayou. Theoretical foundation of modern acoustics [M]. Beijing: Science Press, 2004 (in Chinese)

[4] 方同, 薛璞. 振动理论及应用 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 1998
Fang Tong, Xie Pu. Vibration theory and applications [M]. Xi'an: Northwest Industrial University Press, 1998 (in Chinese)

[5] 吕志涛. 高速铁路桥梁建设中的结构问题 [J]. 建筑科学与工程学报, 2006(03): 1-6
Lü Zhitao. Structural problems in high-speed railway bridge construction [J]. Journal of Architecture and Civil Engineering, 2006(03): 1-6 (in Chinese)

(责任编辑: 张 嵘)