文章编号:1006-1355(2017)06-0126-05

高速列车所致声屏障结构的动力响应分析

刘功玉，罗文俊，李恒斌

(华东交通大学 铁路环境振动与噪声教育部工程研究中心，南昌 330013)

摘 要:利用通用有限元软件Ansys建立插板式声屏障有限元分析模型,对脉动风荷载作用下的声屏障立柱和面板的动力响应进行瞬态分析,结果表明声屏障结构最大的动力响应发生在倒数第二根立柱的顶端,面板的最大动力响应发生在面板与倒数第二根立柱顶端接触的地方,且面板的最大动力响应要略小于立柱的最大动力响应。声屏障立柱和面板的位移、加速度峰值随列车运行速度的提高而增大,随声屏障距线路中心距的增大而减小。运用基于Matlab的傅立叶变换对声屏障立柱和面板的位移峰值进行频谱分析,结果表明声屏障结构不会发生共振。为保证列车运行时声屏障结构的安全,综合考虑分析结果,建议声屏障设计时其基频应在15 Hz以上。

关键词:声学;频谱;声屏障;脉动风荷载;瞬态分析;动力响应

中图分类号:O321 **文献标识码**:A **DOI编码**:10.3969/j.issn.1006-1355.2017.06.026

Dynamic Response Analysis of Sound Barrier Structures under High Speed Train Traveling Condition

LIU Gong-yu , LUO Wen-jun , LI Heng-bin

(Engineering Research Center of Railroad Environment Vibration and Noise, Ministry of Education, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract : The finite element analysis model of the plate type sound barriers is established by means of Ansys software. Transient responses of the columns and the panels of the sound barriers under fluctuating wind load are analyzed. The results show that the maximum dynamic response of the sound barrier structure occurs at the top of the second column from the end; the maximum response of the panel occurs at the junction between the panel and the top of the second column from the end; and the maximum response of the panel is slightly smaller than that of the column. The peak values of the displacement, speed and acceleration responses of both the column and the panel increase with the increasing of the train's speed and decrease with the increasing of the distance between the sound barrier and the central line of the track. Finally, frequency spectrum analysis is done for the peak values of displacements of the panel and the column by means of Fourier transform based on Matlab. The results show that resonance of the sound barrier structure will not occur. Based on the analysis, it is suggested that the fundamental frequency should be above 15 Hz in the design of sound barriers to ensure the safety of sound barrier structure during train operation.

Key words : acoustics; frequency spectrum; noise barrier; impulsive wind load; self-vibration characteristics; transient analysis

随着列车运行速度的提高,铁路沿线区域面临着更为严重的噪声污染。声屏障以其降噪效果好、经济安全、拆装方便等优点在世界范围内被广泛使用[1-4]。目前,我国高速铁路普遍采用的是金属插板式声屏障,这种形式的声屏障占我国铁路现用声屏障总数量达90 %以上[5]。目前,国内学者对声屏障立柱的研究比较多,而对声屏障面板的研究则是少之又少。随着列车运行速度的不断提高,面板作为承受脉动风荷载的主要部件,其安全性也越来越受到重视。本文基于通用有限元分析软件Ansys,建立八跨声屏障结构的有限元模型,在时域和频域内对声屏障立柱、面板的位移、加速度动力特性进行分析。同时,还分析了声屏障距轨道中心的距离(中心距)及列车速度变化对声屏障动力特性的影响。

收稿日期:2017-03-21

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51468021);
江西省杰出青年人才资助计划资助项目(20162BCB23048);
江西省自然科学基金资助项目(20161BAB206160)

作者简介:刘功玉,男,河南省周口市人,硕士研究生。
E-mail: 346716855@qq.com

通信作者:罗文俊(1979－),女,哈尔滨市人,副教授,主要研究方向为高速铁路环境噪声与振动。
E-mail: lwj06051979163.com

1　声屏障结构模型

依据文献[6]，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,因此可以把无线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比较精确的计算结果。插板式声屏障主要由H型钢立柱、铝合金单元板、橡胶等结构组成。其中，H型钢立柱选用Q235-B级碳素结构钢，声屏障单元板采用铝合金,橡胶条是EPDM单管橡胶条。声屏障结构相关尺寸与连接方式见图1。

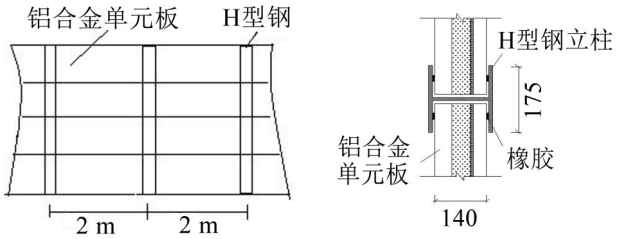


图1　结构相关尺寸与连接方式

基于京沪高速铁路声屏障模型，结合图1，利用有限元软件Ansys建立插板式直立型声屏障的八跨模型，再对模型进行网格划分，施加约束，见图2。

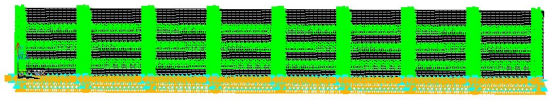


图2　8跨声屏障有限元模型

为使动力学分析顺利进行，对模型采用以下假定与简化：

（1）对声屏障面板上的孔洞进行简化，将面板的密度对应降低来表示面板上孔洞的效果，即如果面板孔洞率为25 %，将面板密度参数取值成原来密度的1/4。

（2）将声屏障单元板里的吸声材料和水泥板省略，由于这两者密度相对较低，如果在动力学分析中考虑它们，将造成模型低阶振动频率低，并且模型的振型会主要体现在它们上，这样不能表示出声屏障单元板整体的振动形态。

（3）铝合金单元板和H型钢立柱之间的连接形式如图1所示，两者之间是通过橡胶条连接。有限元模型中声屏障长度为16 m(8跨)，高为2.15 m，H型钢立柱为HW175×175。各部分材料参数设置见表1。

2　脉动力

2.1　脉动风荷载的计算方法

脉动力，是高速列车经过时产生的作用于声屏障结构上的瞬间压、吸作用力。德国研究人员早前做了相关的在线行车试验[7]，德国铁路公司根据试验结果，给出了ICE3列车在速度为300 km/h和外轨道中心线距离声屏障3.8 m情况下的脉动风荷载系数时程曲线，建议采用式(1)进行动力有限元分析，并进行声屏障脉动风荷载的计算。脉动风荷载的计算公式

$$q = c_p c_z \rho \frac{v_{train}^2}{2} \tag{1}$$

式中 q ——脉动风荷载（N /m^2）；

c_p ——脉动风荷载系数；

c_z ——轨面以上的高度系数；

ρ ——空气密度(kg/m^3)；

v_{train} ——列车速度(m/s)；

对于不同的速度，总持续时间会改变，具体按式（2）转换

$$t(v_{train}) = t(300)\frac{300}{v_{train}} \tag{2}$$

另外对于 $a_g \neq 3.8$ m的情况下，脉动风荷载系数 c_p 可根据式（3）转换。

$$c_p a_g = c_p(3.8)\left[\frac{14.5}{(a_g + 0.25)^2} + 0.116\right] \tag{3}$$

式中 a_g 为外轨道中心至声屏障之间的距离，通过上面的公式和德国铁路公司给出的中国和谐动车组CRH2、CRH3 c_p 参数取值的建议，可以绘制出德国ICE型列车、中国的CRH2和CRH3型和谐动车组脉动力时程曲线，见图3。

从图3可以看出，脉动风荷载的大小跟列车速度、列车种类等有关。德国的ICE型列车由于宽度窄，流线型好，其形成的脉动风荷载小，且流线型越好的列车脉动风荷载达到峰值的时间越短，压力较小。可以比较出上述三种车型的脉动风荷载值的大小排列顺序是（从大到小）CRH2、CRH3、ICE3。本

表1　8跨声屏障模型材料参数

参数	取值	参数	取值
H型钢立柱密度/kg/m^3	7.837 3×10^3	单元板弹性模量/GP	3.0×10^7
H型钢弹性模量/GP	2.1×10^{11}	单元板泊松比	0.32
H型钢立柱泊松比	0.274	橡胶条刚度/(kN·m^{-1})	3.5
单元板密度/(kg·m^{-3})	1.23×10^2	橡胶条阻尼/(N·m·s^{-1})	0.1

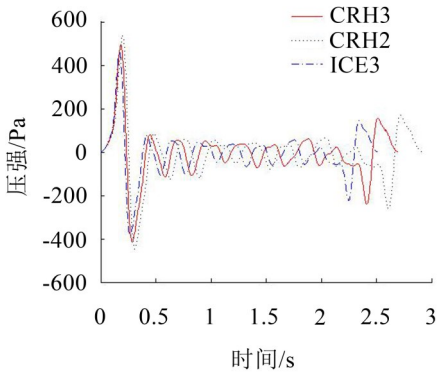


图3 不同车型的脉动风荷载时程曲线

文选择中国和谐动车组CRH3作为激励车型。

2.2 自振频率

利用Ansys中的Block Lanczos法对有限元模型进行模态分析，表2是8跨插板式声屏障的前10阶自振频率。可以看出，八跨声屏障模型自振频率最低是12.899 Hz，而脉动风荷载所在的频率范围是2 Hz～4 Hz [8]，所以声屏障结构不会发生共振。

表2 8跨声屏障前10阶自振频率

模态阶次	频率/Hz	模态阶次	频率/Hz
1	12.899	6	22.640
2	14.627	7	29.946
3	15.746	8	37.073
4	19.020	9	42.467
5	20.740	10	43.743

3 八跨声屏障结构的动力特性

3.1 声屏障立柱和面板的动力特性

当列车高速经过声屏障时，将会产生典型的气动压力分布。车头经过时先产生作用于声屏障结构上的正压力，随后形成负压力；当车尾经过时，压力分布正好相反 [9]，先形成作用于声屏障结构的负压力，然后是正压力，但压力幅值要比车头的小。图4是CRH3型列车在速度为341 km/h、中心距（轨道中心距声屏障的距离）为4 m时，脉动风荷载作用下的声屏障立柱和面板的位移、加速度峰值变化趋势。选择的立柱计算点是1～9根立柱(从左至右立柱依次命名)的顶部，面板计算点选择在1～8(从左至右面板依次命名)跨面板的中间位置。

由图4可以看出，沿声屏障长度方向(从左至右)八跨声屏障立柱和面板的位移、加速度峰值变化趋势相同，呈现出先增大后减少，在倒数第二根立柱（倒数第二跨面板）达到最大的变化规律。其中声屏障立柱的最大位移峰值是最小位移峰值的2.19倍，面板的最大位移峰值是最小位移峰值的1.72倍。面板的最大位移、加速度峰值发生在后两跨声屏障面板与倒数第二根立柱顶端接触的地方。在进行声屏障设计时应重点加强倒数第二根立柱和面板的接触设置，同时加强立柱和地面连接的刚度，预防声屏障在列车高速运行时发生破坏。

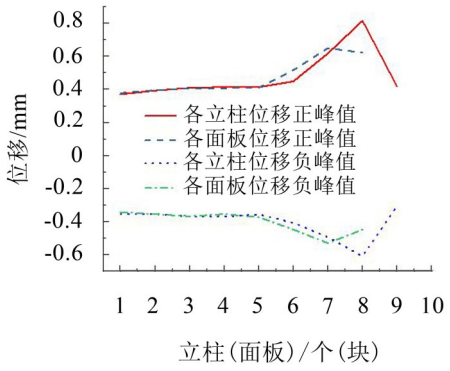
3.2 中心距的影响

声屏障距轨道中心的距离(中心距)一般为3.65 m～4.8 m，中心距是影响声屏障结构安全的一个重要因素。脉动风荷载作用下的声屏障在倒数第二根立柱顶端和与倒数第二根立柱顶端接触的面板，位移、加速度峰值变化较大。图5是行车速度为341 km/h、中心距分别是3 m、3.5 m、4 m、4.5 m、5 m时，声屏障立柱(面板)位移、加速度的峰值变化趋势。

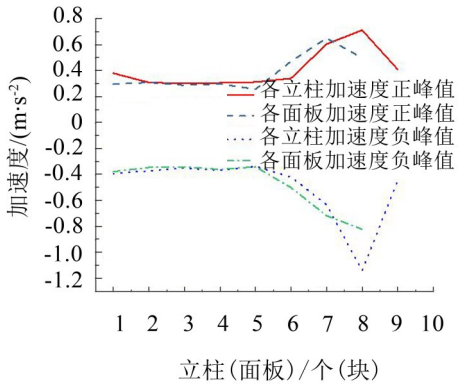
分析图5可以得出，同一速度工况下中心距不同时，声屏障立柱、面板的正（负）位移、加速度峰值的变化趋势相同，随着中心距的增大均呈非线性减小，且位移、加速度的负峰值变化要小于正峰值变化，面板的正（负）位移、加速度峰值要略小于立柱的正（负）位移、加速度峰值。

3.3 列车速度的影响

在高速铁路旁设置声屏障时，既要保证列车运行的安全，又要达到预期的降噪效果。列车速度的



(a) 立柱、面板位移峰值曲线



(b) 立柱、面板加速度峰值曲线

图4 立柱和面板长度方向位移、加速度峰值变化曲线

变化不仅影响声屏障的降噪效果，也会影响声屏障的安全性能。图6是声屏障距线路中心距离4 m时，CRH 3型列车以不同速度(300 km/h、341 km/h、400 km/h、450 km/h)通过时，声屏障立柱、面板的最大位移和加速度峰值变化趋势。

从图6可以看出，中心距一定时，随着列车速度的提高，立柱和面板的最大位移、加速度峰值变化趋势相同，立柱和面板的位移、加速度响应均呈非线性增大的趋势，速度越大，位移、加速度峰值越高。

4　脉动风荷载作用下声屏障位移的频谱分析

共振是声屏障结构发生破坏的主要因素，2003年德国科隆至法兰克福段声屏障全线破坏就是没有考虑脉动风荷载作用下共振对声屏障结构的影响所导致的。运用基于Matlab的傅立叶变换对声屏障立柱、面板的位移峰值进行时域、频谱分析。考虑图形的可视性选择速度在341 km/h、400 km/h、中心距为4 m时立柱和面板的位移峰值的时域、频谱图进行分析，见图7。

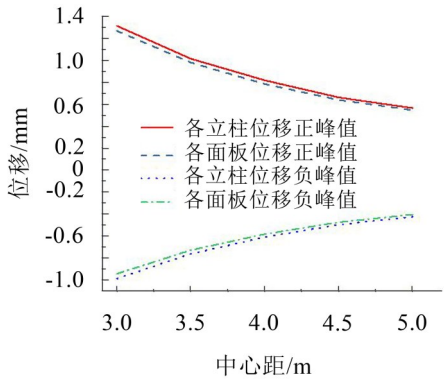
根据图7(a)、图7(b)可以看出，随着速度的增加，立柱和面板的位移变化趋势相同，速度越大声屏障立柱和面板达到位移峰值的时间越短，峰值越大，且立柱的最大位移峰值要稍大于面板的最大位移峰值。从图7(c)、图7(d)可以看出声屏障立柱和面板的频谱主要集中在10 Hz以内，在3 Hz左右幅值最大。根据表2模态分析中提供的数据，声屏障的自振频率都在10 Hz以上，因此声屏障结构不会发生共振。在线路两旁设置声屏障时，为了保障列车运行的安全，防止共振的发生,建议将声屏障的基频设置在15 Hz以上。

5　结　语

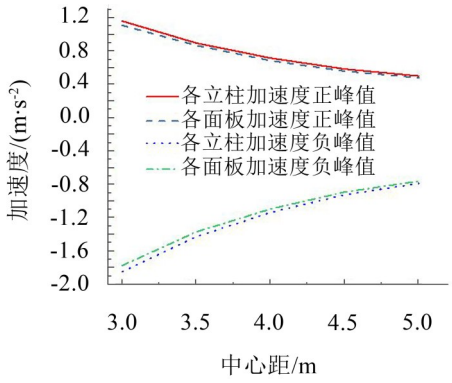
(1) 高速列车经过声屏障时产生的脉动风荷载受列车行驶速度、流线型等的影响，流线型好、行车阻力小的车型脉动风荷载小。

(2) 沿声屏障长度方向，立柱和面板均受行波效应的影响。脉动风荷载作用下的声屏障立柱和面板位移、加速度峰值均呈现出先增大后减少的趋势，在倒数第二根立柱顶端(面板在与倒数第二根立柱顶端接触的地方)达到最大。因此在进行声屏障设计时要重点加强倒数第二根立柱和面板的接触设置，避免二者相互作用发生损坏。

(3) 声屏障立柱位移、加速度的最大峰值要略

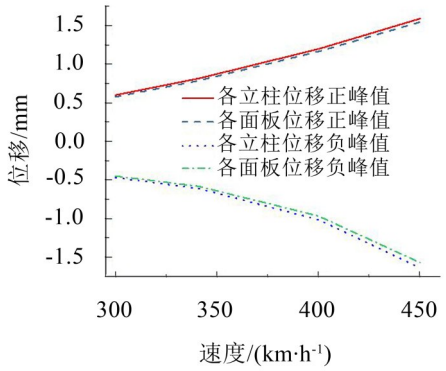


(a) 中心距不同时位移变化趋势

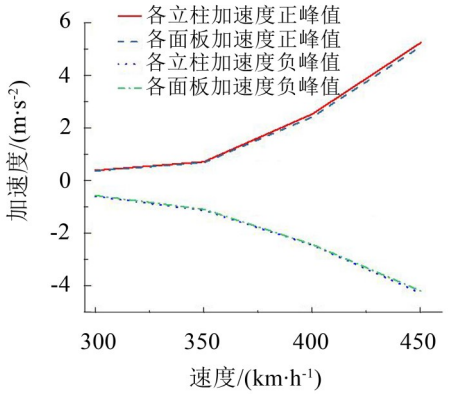


(b) 中心距不同时加速度变化趋势

图5　中心距不同时声屏障结构的位移、加速度变化曲线

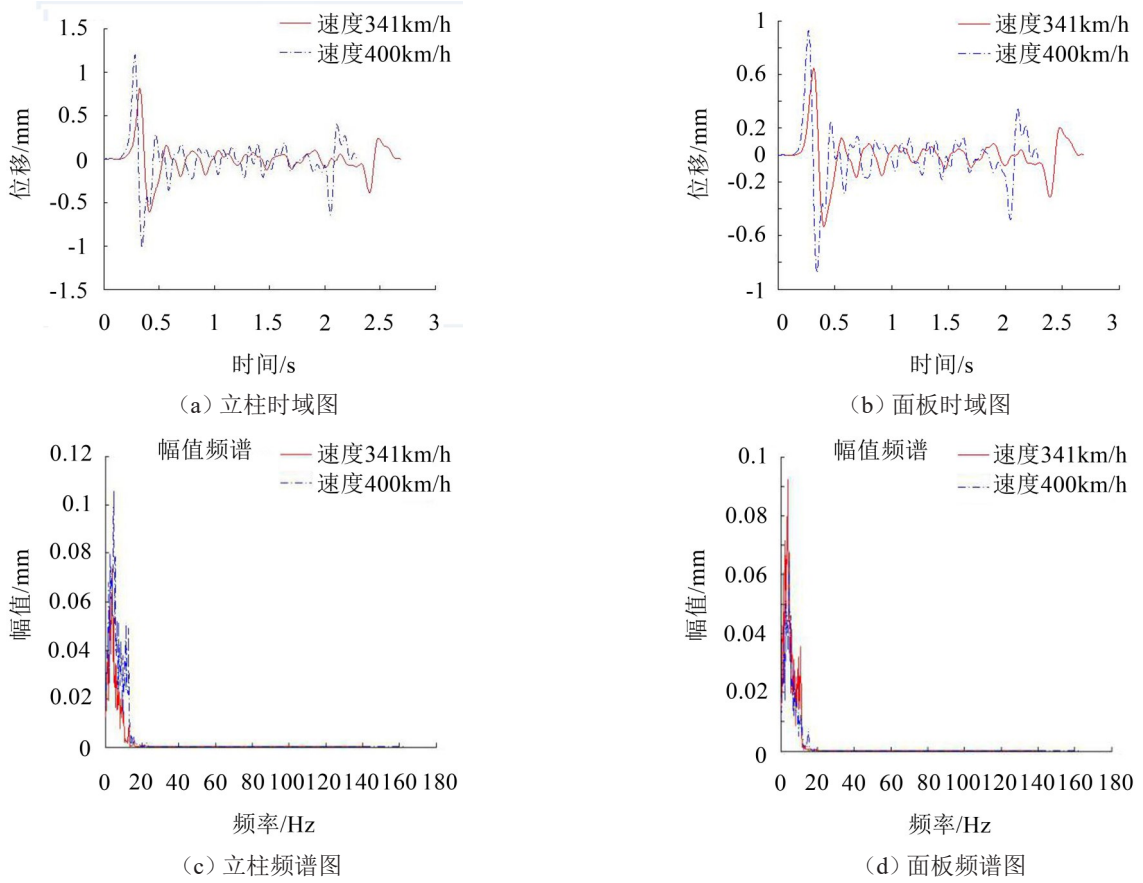


(a) 不同速度下位移变化趋势



(b) 不同速度下加速度变化趋势

图6　速度不同时声屏障立柱和面板的动力响应趋势



（a）立柱时域图

（b）面板时域图

（c）立柱频谱图

（d）面板频谱图

图 7 车速为400 km/h、341 km/h，中心距为4 m时立柱、面板位移的时域频谱图

大于面板的位移、加速度最大峰值。声屏障立柱、面板的最大位移和加速度随列车运行速度的提高均呈非线性增大，随中心距的增大而呈非线性减少。

（4）通过对脉动风作用下声屏障结构的位移峰值进行频谱分析，发现脉动风作用下声屏障结构的频率主要集中在10 Hz以内，在3 Hz左右最大。在线路旁设置声屏障时，建议将声屏障的基频设置在15 Hz以上。

参考文献：

[1] 钟志强，白中炎，彭晓春，等. 国内外轨道交通声屏障研究进展[J]. **广东化工**，2012，39(8)：118-120.

[2] 吴洪洋. 铁路声屏障降噪理论的研究进展[J]. **噪声与振动控制**，2006，26(3)：85-88.

[3] 周信，肖新标，何宾，等. 高速铁路声屏障降噪效果及其验证[J]. **机械工程学报**，2013，49(10)：14-19.

[4] 罗锟，雷晓燕. 铁路声屏障降噪效果影响因素分析[J]. **噪声与振动控制**，2008，28(5)：142-146.

[5] 辜小安，李耀增，刘兰军，等. 我国高速铁路声屏障应用及效果[J]. **铁道运输与经济**，2012，34(9)：54-58.

[6] 赵丽滨，龙丽云，蔡庆平. 列车风致脉动力下声屏障的动力学性能[J]. **北京航空航天大学学报**，2009，35(4)：505-508.

[7] MATTHIAS SCHOLZ, ZICHARD BUBA, MUELLER BORUTTAU. Consulting report: noise barrier for highspeed railway[R]. China, Beijing: Germany Planning Engineering Consulting+Services Ltd, 2007.

[8] 罗文俊，李恒斌. 脉动风荷载作用下声屏障动力响应分析[J]. **噪声与振动控制**，2016，36(2)：162-165.

[9] 龙丽平，赵丽滨，刘立东. 列车致声屏障结构的空气脉动力研究[J]. **工程力学**，2010，27(3)：246-250.