

粘弹性阻尼材料降低列车车内噪声的试验研究

范蓉平¹, 孟光¹, 贺才春², 杨军²

(1. 上海交通大学 机械系统和振动国家重点实验室, 上海 200240; 2. 株洲时代新材料科技股份有限公司, 株洲 412007)

摘要: 三种新型粘弹性阻尼材料应用于铁路车辆降低车内噪声。列车运行时, 整个车厢和单个包间内噪声测试结果表明: 车厢内噪声随空间分布不均匀, 噪声主要能量集中在 25Hz ~ 160Hz 低频范围; 阻尼材料能显著地降低车内噪声, 改性沥青和水性涂料比丁基橡胶降噪效果更好; 随着车速的增加, 车内噪声的降噪总值增加, 阻尼材料的低频降噪能力减小。车内噪声特性响度计算结果表明, 100Hz ~ 160Hz 上的频率成分对总响度起主要作用, 阻尼材料在这个频率范围上降噪效果显著。增加车厢侧墙阻尼板高度, 可减小车内噪声。

关键词: 噪声; 粘弹性阻尼材料; 车厢; 响度

中图分类号: U270.6 **文献标识码:** A

随着铁路交通的高速化, 列车运行时产生的振动噪声问题也越来越突出。振动噪声控制主要对振动噪声源、传播路径以及接受物这三个方面进行控制, 其中对振动和噪声源进行控制是根本途径。对于铁路交通系统来说分为线路减振降噪和车辆减振降噪两个方面, 前者通常是从规划上着手, 而后者是从结构设计和无源控制方面着手。目前列车噪声控制的研究重点是轮轨噪声、车辆非动力噪声、车辆设备噪声和空气动力噪声等车辆外部的环境噪声^[1], 车厢内部的振动噪声问题并没有引起足够的重视, 但随着车辆的轻辆化, 车内乘车舒适性和声学环境舒适性成为影响轨道交通行业竞争力的一个重要因素^[2]。

降低车内噪声, 一般采用传统的控制传播路径技术, 包括吸声、隔声、消声、隔振和阻尼减振^[3]。这方面的技术国内外的的发展都比较成熟, 已成为目前解决振动噪声控制问题的重要手段, 而相应的控制产品(如消声器、隔声罩、隔振器、阻尼材料等)的生产是振动和噪声控制产业的主要组成部分。粘弹性阻尼材料的被动阻尼控制技术具有成本较低和容易实现等特点, 在汽车、船舶和飞机行业的振动和噪声方面得到广泛应用, 但在铁路行业车辆上应用研究并不多, 日本的 Suzuki 研究了车厢外部粘贴粘弹性阻尼层对车厢弯曲振动和乘车舒适性的影响^[4,5], 这些研究主要局限于低频范围内与乘车舒适性有关的车辆低阶振动, 与车厢内噪声相关的研究很少见。

鉴于粘弹性阻尼材料和列车运行条件的特殊性、车厢结构的复杂性和粘弹性阻尼材料的性能与其使用

工作频率、环境温度等环境因素有很大关系, 研制开发适合于客车车辆的高性能宽温型阻尼材料, 通过对车厢进行阻尼材料自由阻尼层和约束阻尼层处理, 研究不同工况下不同粘弹性阻尼材料对现有国产客车车辆内部声学环境的影响, 获得一些有益的认识和结论。

1 阻尼材料及其产品实际装车的试验

1.1 新型高性能阻尼材料

阻尼材料是利用其玻璃态转化区内的粘性阻尼部分, 将机械能或声能部分地转变为热能逸散掉。针对铁路客车车辆内部噪声的特性, 利用高分子与有机小分子杂化概念和共聚网络、互穿网络结构技术, 研制的阻尼材料在车辆运行条件下具有高阻尼和宽温型高性能。

粘弹性阻尼材料主要通过阻尼制振来降低车厢结构共振区的振动, 从而减小车内噪声, 同时具有良好隔声和吸声性能能很好地降低车内噪声。根据材料在车辆噪声能量集中的频率段隔声量和吸声效果, 优选的三类具有较好阻尼损耗因子、隔声和吸声性能的制振降噪阻尼材料制品: 改性沥青阻尼板、丁基橡胶阻尼板和阻尼涂料^[6-8]。这三种材料的的隔声性能采用驻波管四传感器方法测试^[9], 三种材料的隔声量见图 1。

1.2 阻尼材料的安装方式和装车考核试验

通过对编号为 A、B、C 的三节国产某型软卧车厢进行实车试验, 测试车厢相同部位的噪声, 实车试验时, 由于试车调配的原因, 这三节车厢分别安装在两列编组为 12 辆的列车上。

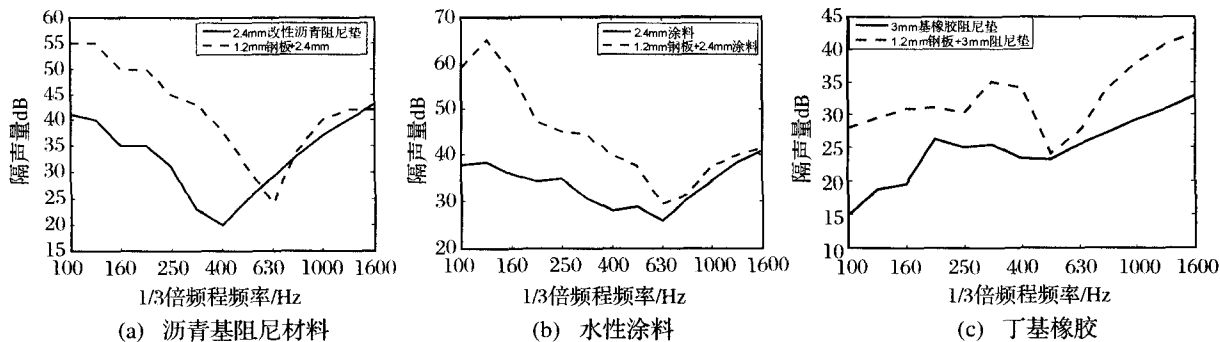


图1 三种阻尼材料的隔声性能

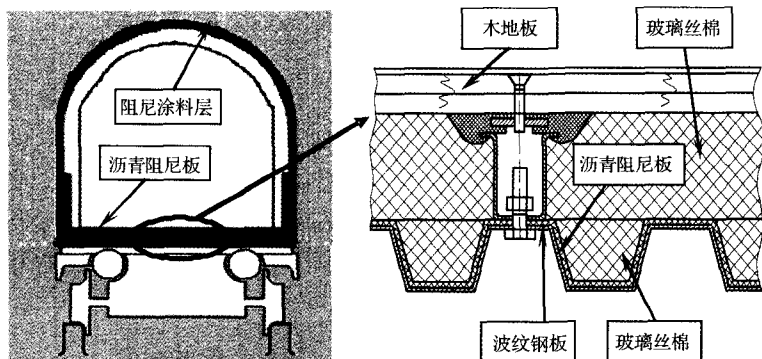


图2 A车内部喷涂阻尼涂料及贴附沥青阻尼板的位置示意图

C车维持软卧车原有状态,车体金属内表面喷涂一层普通阻尼浆以外,未安装其它阻尼材料。三种阻尼材料以下面方式安装在A和B两节车厢,A车厢材料总体安装位置见图2,对A车厢和B车厢的车体底板波纹钢板内表面进行阻尼约束层处理,分别安装3.0 mm左右的沥青基阻尼板和丁基橡胶阻尼板,以及距波纹地板面大约484 mm高度的车体侧墙进行阻尼材料

的自由层处理,也分别粘贴厚度为3.0 mm左右的沥青基阻尼板和丁基橡胶阻尼板,此外,A车波纹钢板地板、侧墙及车顶的整个内表面粘贴厚度约3.0 mm的阻尼涂料。

1.3 噪声测试

为全面考察不同性能和安装方式阻尼材料降噪效果,试验分为静态背景和动态在线测试两个过程,噪声测点布置分两种情况:整个车厢和同一包间不同部位。动态测试时,列车以90 km/h - 160 km/h速度运行在周边环境开阔的平直钢轨线路上,空调系统处于强风全冷状态。

整个车厢的测点布置参照标准“铁路机车车辆内部噪声测量(GB/T 3449—94)”^[10]规定的卧车测量位置,车内A点-E点6个噪声测点分别放在1、4、9三个包间,A、B和C测点是坐姿测点,D、E和F测点是下层铺面卧姿测点,包间噪声测点位置见图3。

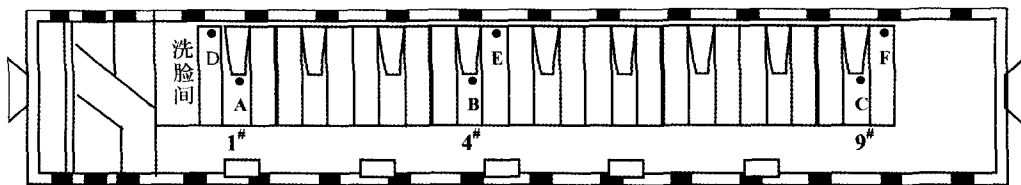


图3 三节车厢试验车内噪声测点布置

为评价侧墙阻尼材料的降噪效果,了解同一包间不同部位的噪声分布情况,在A车厢内9包间中间垂直横向平面内布置三组噪声测点,其空间位置和传声器方向见图4:距侧墙距离为1m处垂线上0.6m、1.2m和1.8m处布置测点 H_1 、 H_2 、 H_3 ;距木地板0.2m的水平线上,与车辆侧墙相距0.5m、1.0m和1.5m的三个位置 I_1 、 I_2 、 I_3 ,面向车体侧墙横向布置传声器;在与测点 I_1 、 I_2 、 I_3 对应的水平位置距木地板0.4m的水平线上布置三个测点 L_1 、 L_2 、 L_3 。

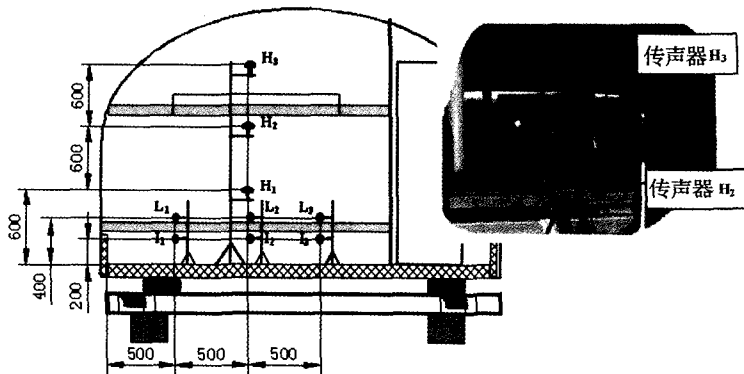


图4 9包间中央横向截面传声器布置示意图

2 噪声测试结果及其分析

目前,评价阻尼材料降噪效果通常采用物理量线性声压级和A记权声压级这两个参数,线性声压级是对噪声不加分修正的一种客观评价,由于声压级A记权的简单方便,A记权网络已成为评价噪声强度感觉最常用的方法,但随着对车内声学环境的要求越来越高,阻尼材料不仅仅要降低车内客观的物理声学量,还应该提高车内声学感觉舒适性。但现代心理声学^[11]和列车车内声学舒适性主观评价^[12-15]表明:车内乘车环境的声学舒适度不能只使用物理线性声压级来说明,车内噪声A声级与车内噪声主观评价存在一定差异,响度作为心理声学强度感觉最重要的参数能更好地评价车内噪声。当前,从心理声学角度来研究粘弹性阻尼材料降低列车噪声的工作还很少,下面从这两个方面讨论不同阻尼材料对车内噪声的

2.1 阻尼材料对车内声学物理量的影响

图5(a)~(b)是三节车厢运行速度为140 km/h和150 km/h时各测点A记权声压级,图6是A车厢9包间三组测点在150 km/h时A计权声压级。三节车厢内部噪声总值空间分布具有明显的特点:三节车厢内部的噪声空间分布不均匀,A车厢内部的涂料、沥青阻尼板和B车厢内部的橡胶阻尼板对车内噪声的空间分布没有很大的影响;同一包间下层铺面D、E和F测点的噪声值明显大于距地板1.2 m中央A、B和C测点的噪声值;距转向架越近,噪声值越大,9包间测点C和F的噪声值最大,1包间的A、D测点次之,4包间测点B和E的噪声值最小。在两种车速状态下,A车和B车的各个测点的噪声较C车的相应测点的噪声都有不同程度的降低,运行速度越高,噪声降低量越大;车内噪声随列车速度的提高而明显增大。

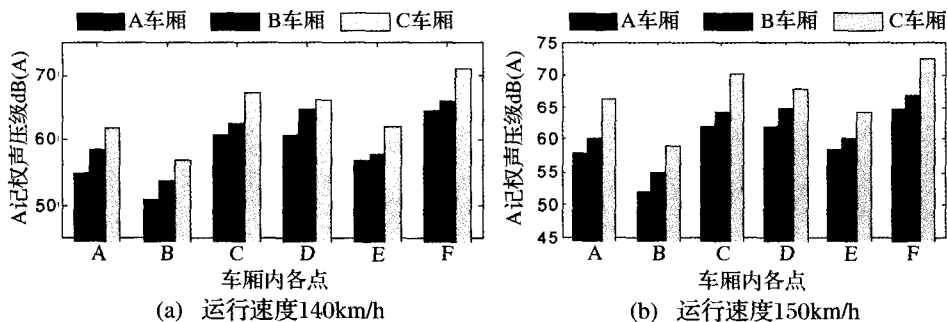


图5 两种车速下三节车厢各测点的A记权声压级

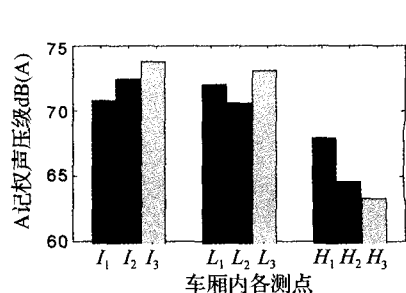


图6 运行速度150km/h时A车厢9包间各测点A计权声压级

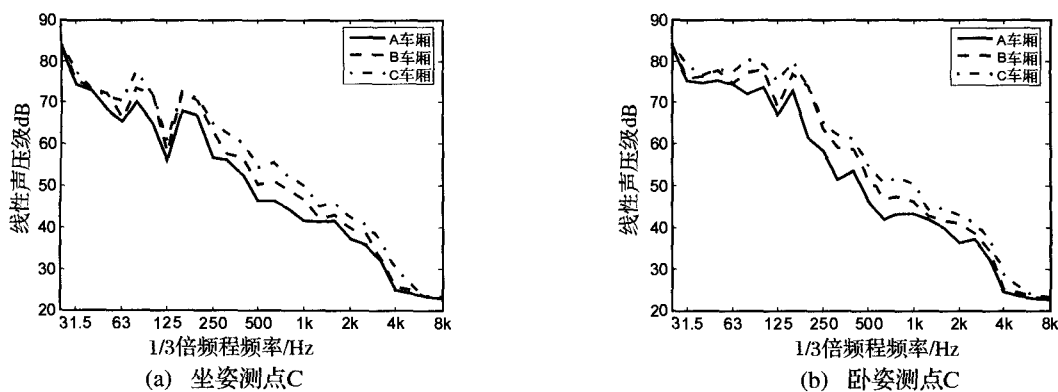


图7 运行速度150km/h时9包间两测点的1/3倍频程线性声压频谱

在中间垂线上的三个测点 H_1 、 H_2 、 H_3 的噪声总声压级随着距地板面高度的增高而逐渐降低,距地板面的距离越近,则噪声级增加越多。0.2 m 平面上的三个测点A记权声压级随着离侧墙距离的增大而增大,说明在这个高度平面上,通过包间门缝及门板、隔板传递的噪声大于通过车体侧墙传递的噪声量;在距木地板面0.4 m平面上的三个测点 L_1 、 L_2 、 L_3 中,靠近侧墙的 L_1 和靠近包间门的 L_3 比中间测点 L_2 小,表明在这个高度上通过车体侧墙传递的噪声量相对大于包间门缝及

门板、隔板传递的噪声量。

这是因为在A车厢距波纹板面约0.484 m高度的侧墙贴附高性能改性沥青阻尼板,而木地板与波纹地板的空间高度为0.11 m,阻尼板距木地板的高度为0.374 m,因此在距木地板面0.2 m高度平面上,距侧墙距离近的测点 I_1 的噪声值小于距侧墙距离远的测点 I_2 的噪声值,而在距木地板面0.4 m高度平面上,距侧墙距离近的测点 L_1 的噪声值则大于距侧墙距离远的测点 L_2 噪声值。另外根据上面分析结果,在同一横截面

内,噪声值随着距地板面高度的增加而降低,而距地板面高的测点 L_2 的噪声值却比距地板面高度低的测点 L_1 的噪声值大,这表明贴附阻尼板的侧墙隔声效果有明显的提高。

图7给出A、B、C三节车厢同一水平面噪声最大的两测点C和F的1/3倍频程线性噪声频谱图,图8为运行速度150 km/h时9包间三组测点噪声1/3倍频程

A记权声压级。从图7中可以看出三节车厢噪声的主要能量集中在低频段25 Hz - 160 Hz, A车和B车较C车的噪声在整个噪声频率范围内都有不同程度的降低,不同的频率段,噪声降低量不同,这部分是因为三种阻尼材料在不同的频率段上隔声和吸声性能不同,如图1所示,改性沥青和水性涂料在噪声主要频率上隔声量大于丁基橡胶的隔声量。

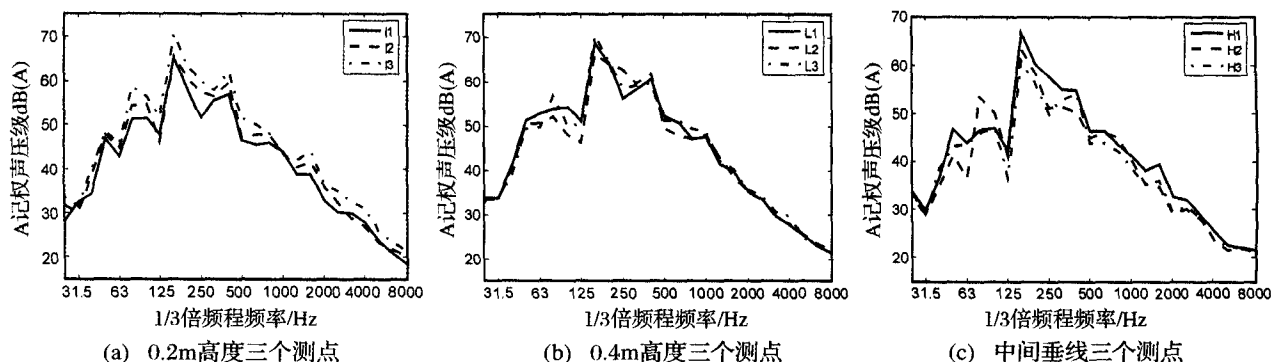


图8 A车厢9包间三组1/3倍频程A记权声压谱

从图8的1/3倍频程图中可以看出,100 Hz ~ 400 Hz这部分噪声在噪声总值中起主要作用;距木地板0.2 m高度平面上三个测点中最靠近侧墙的测点 L_1 在100 Hz ~ 250 Hz频率段的噪声值略低于另外两个测点 L_2 、 L_3 的噪声值,而距木地板0.4 m高度平面上的测点却没有此特性,这说明贴附于侧墙的阻尼板在100 Hz ~ 250 Hz频率范围内具有较好的阻尼隔声作用。

同时,不同速度下噪声频谱分析表明:随着列车运行速度提高,其噪声频率特性基本保持不变,但A车厢在低频段的降噪能力随着车速的增加而减小,这说明车辆内部各噪声源“贡献”噪声量的比例随着车速的增加有一些变化;车速对A车厢和B车厢的降噪能力有一定的影响。

2.2 阻尼材料对车内心理声学量响度的影响

从上面的分析可知,车内的噪声主要是低频噪声,而A记权声压级低估低频噪声声压级,这是由于A计权是模拟人耳对40方纯音的响应,既没考虑人耳听力的频率选择性也没考虑声音强度大小在人耳中的非线性关系^[11],对低频声有更大程度的衰减。而响度作为反映声音强度最重要的心理声学量,主要有两种计算模型:Zwicker响度模型^[11]和Moore - Glasberg响度模型^[16],它们在下面三个方面存在不同:声音在外耳和中耳的传递,听觉滤波器的激励模式的计算以及临界带宽的大小。本文选用Zwicker响度模型^[11]来计算安装阻尼材料前后的车内各点特性响度和响度级。

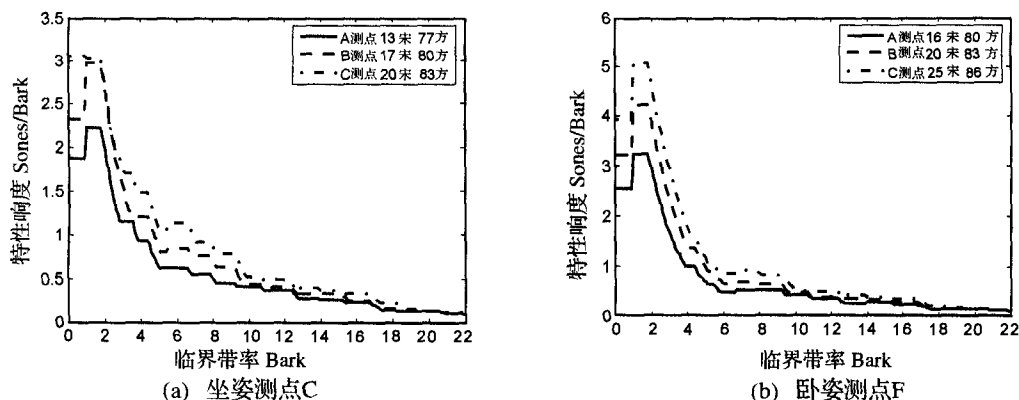


图9 三节车厢9包间两测点的特性响度图

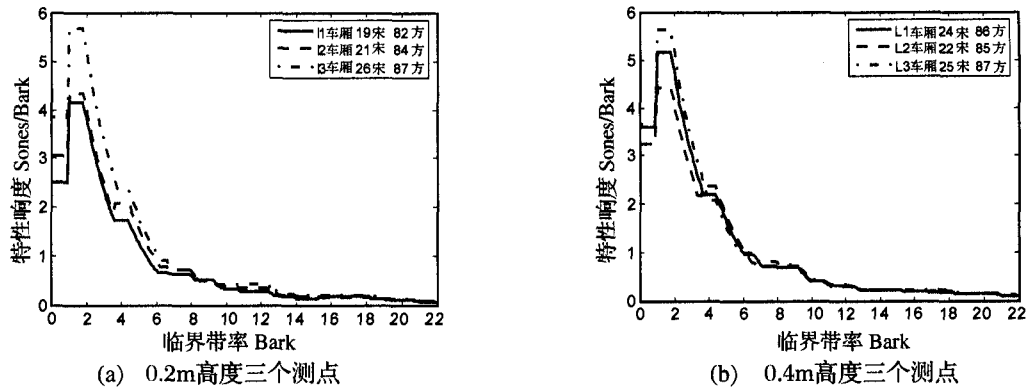


图10 A车厢9包间两组噪声的特性响度

图9给出两种车速下三节车厢9包间测点C和F的特性响度,从图中可以看出:同线性声压级和A记权相比,由于特性响度曲线考虑人耳频率选择性,更客观地说明了两种阻尼处理方案主要对1Bark~2Bark(100 Hz~160 Hz)临界带率上的频率成分的响度有影响,0~1Bark临界带率(25 Hz~80 Hz频率)上的低频噪声成分对响度的影响不是很大;A车厢两个测点的响度级比B和C车厢的要低得多,这是由于A车厢在中心频率为100 Hz~160 Hz的主要频带上噪声降低量比较明显。

图10给出A车厢同一包间的0.2 m和0.4 m高度两组测点的特性响度图,对比图9,噪声的响度评价表明1Bark~2Bark临界带率(中心频率为100 Hz~160 Hz)的成分对噪声的听觉响度感觉起主要作用。

3 结论

利用三种粘弹性阻尼材料进行列车车内噪声试验,并采用心理声学量响度进行车内声学舒适度的评价,可以得到如下结论:1)车厢内噪声随空间分布不均匀,噪声主要能量集中在低频25 Hz~160 Hz范围。距转向架越近,则噪声值越大,距地板面的距离越近,噪声量越高;2)相对于A记权指标,响度能更客观和准确地评价阻尼材料对车内声学环境的影响,在主要的特性响度1Bark~2Bark(100 Hz~160 Hz)上,阻尼材料能不同程度地降低噪声;3)同一条件下,A车厢噪声的响度值比其它两节车厢的同一测点噪声响度值要低得多,改性沥青和水性涂料比丁基橡胶阻尼板好;4)尽管随着车速的增加,车厢内噪声随列车运行速度提高而增大,阻尼材料在25 Hz~160 Hz低频范围降噪能力下降,但噪声总值降低量增加;5)贴附侧墙的阻尼板对降低车厢内部低位段的噪声有较明显效果,为了降低软卧车厢下铺卧姿的噪声,可以增高侧墙阻尼板高度。

参考文献

[1] 杨弘. 高速列车减振降噪技术研究[J]. 铁道车辆, 2006, 44(2):9—15.
[2] Andersson E, Berg M. Railway technology and railway vehicles. Royal Institute of Technology, 1998.

[3] 贺才春,袁健,林胜,等. 高速客车车辆噪声分析及其控制技术的研究[J]. 机械工程学报, 2004, 17(S):1047—1050.
[4] Suzuki Y, Maebashi E, Akutsu K, et al. Method for flexural vibration damping of rolling stock carbody[J]. Quarterly Report of RTRI (Japan), 1997, 38(3):123—128.
[5] Suzuki Y, Chonan S. Theoretical analysis for flexural vibration damping method of rolling stock carbody[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, 1996, 62(598):2132—2139.
[6] 李俊琦,周志诚,贺才春,等. CIIR基复合材料隔声性能的研究[C]. 第三届全国橡胶制品技术研讨会论文集. 扬州2005:118—121.
[7] 张友南,杨军,贺才春,等. 阻尼材料的研究与应用[J]. 噪声与振动控制, 2006, 26(2):38—41.
[8] 谭亮红,周志诚,贺才春. 水性阻尼涂料的动态力学性能研究[J]. 涂料工业, 2006, 36(11):5—7.
[9] 曲波,朱蓓丽. 驻波管中隔声量的四传感器测量法[J]. 振动与噪声控制, 2002, 22(6):44—46.
[10] 铁路机车车辆内部噪声测量. 中华人民共和国国家标准. 1994:7.
[11] Zwicker E, Fastl H. Psychoacoustics: Facts and models. Berlin, Sping-Verlag, 1999.
[12] Hardy A E J. Measurement and assessment of noise within passenger trains[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 231(3):819—829.
[13] Letourneaux F, Guerrand S, Poisson F. Assessment of the acoustical comfort in high-speed trains at the SNCF: integration of subjective parameters[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 231(3):839—846.
[14] Parizet E, Hamzaoui N, Jacquemoud J. Noise assessment in a high-speed train[J]. Applied Acoustics, 2002, 63(10):1109—1124.
[15] Patsouras C, Fastl H, Widmann U, et al. Psychoacoustic evaluation of tonal components in view of sound quality design for high-speed train interior noise[J]. Acoustical Science and Technology, 2002, 23(2):113—116.
[16] Moore B C J, Glasberg B R, Baer T. Model for the prediction of thresholds, loudness, and partial loudness[J]. AES: Journal of the Audio Engineering Society, 1997, 45(4):224—239.