文章编号：1006-1355(2014)04-0056-06

低温环境下高寒列车材料阻尼特性的试验

刘 佳[1]，马梦林[2]，张玉梅[1]，肖新标[1]，金学松[1]
（1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室，成都 610031；
2. 中国北车长春轨道客车股份有限公司，长春 130062）

摘 要：低温环境下，高速列车阻尼材料阻尼性能大大降低。为此，通过试验研究高寒列车现有四种阻尼材料温变、频变特性。测试温度包括常温、－10°C和－25°C，分析频率高达850 Hz。通过有限元方法计算无阻尼板件结构的模态频率和振型，并采用力锤敲击系统测试喷涂不同阻尼材料后的四种阻尼复合板件，得到结构模态频率、振型和阻尼比。结合仿真和试验实测振型结果，获得850 Hz内57阶模态阻尼比。对比四种阻尼复合板件结构在三种温度工况下的阻尼比变化规律。结果表明，现车用阻尼材料在常温和中频下具有较好的阻尼效果，随着温度的降低，其阻尼特性变差；而低温阻尼材料在温度达到－10°C时阻尼效果最佳；常温阻尼材料在常温条件下中频部分阻尼性能最好；当低温阻尼材料与常温阻尼材料混合使用时，阻尼性能表现为宽温域，宽频带和高阻尼。低温和常温混合阻尼材料更适合高寒列车在不同季节下的运行条件。相关实测数据为高寒列车阻尼材料选材提供依据；同时，试验方法也为阻尼材料性能测试提供参考。

关键词：振动与波；阻尼比；温变特性；仿真计算；模态试验
中图分类号：TB53；U270.1+6 **文献标识码**：A **DOI编码**：10.3969/j.issn.1006-1335.2014.04.013

Experimental Research of Material Damping Performance of High-speed Train in Low Temperature Environment

LIU Jia[1], *MA Meng-lin*[2], *ZHANG Yu-mei*[1],
XIAO Xin-biao[1], *JIN Xue-song*[1]
(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;
2. Changchun Railway Vehicles Corporation Limited, Changchun 130062, China)

Abstract : In low temperature environment the damping material performance of high-speed train will be deteriorated greatly, which will lead to the problem of vibration and noise of the train. In this paper, the change of property of the damping material used in high-speed train is investigated experimentally at the room temperature, -10° C and -25° C environments respectively. In the experiment, four panels with different sprayed damping structures are tested by the hammering method, and their natural frequencies, modals and damping ratios of the 57 orders below 850 Hz frequency are obtained. Then, the corresponding finite element analysis for the four panels without damping is done. And the results are compared with those of the experiments. The results show that the present damping material has good damping performance at the room temperature, but it becomes poor with the temperature dropping. The low-temperature damping material has a best performance at -10° C. The room-temperature damping material has a good performance at the room-temperature in intermediate frequency range. When using the room temperature damping material combined with the low temperature damping material, the panels show a high damping effect in a wide temperature range and a wide frequency band. So the mixture of the low temperature damping material and normal temperature damping material is more suitable to the high-speed trains operating in the area where the temperature changes drastically. The measured data provides a basis for the choice of the damping material for high-speed train, and the test method provides a reference for damping capacity test for damping materials.

Key words : vibration and wave ; damping ratio; characteristic of thermal damping change ; numerical simulation ; modal test

---

收稿日期：2013-10-10
基金项目：国家863计划(2011AA11A103-2-2)；教育部创新团队(IRT1178)；中央高校基本科研业务费专项资金资助(SWJTU12ZT01)；牵引动力国家重点实验室自由探索自主研究课题(2011TPL_T05)

作者简介：刘 佳（1992- ），女，山东菏泽人，硕士研究生，目前从事高速列车振动与噪声研究。
E-mail: 366734896@qq.com
通讯作者：金学松，男，教授，博士生导师。
E-mail: xsjin@home.swjtu.edu.cn

普通高速列车所用阻尼材料(以下简称为现车用阻尼材料)能够满足常温环境下列车减振降噪的需要，因而得到广泛应用。然而，在低温运行条件下，现车用阻尼材料的阻尼减振性能通常随着温度的降低而下降，进而一系列振动噪声问题变得严重。而在高速列车采用的诸多振动噪声控制材料中，只有阻尼材料的特性随温度变化最为敏感。因此，分析高速列车车体选材中几种典型阻尼材料在不同温度下阻尼性能的变化，尤其是低温阻尼特性，对解决低温环境下列车减振降噪问题具有重要意义。

侯军芳[1]等人测试了高温和低温环境下金属橡胶材料阻尼性能的变化，针对不同温度下试件在频率1 Hz振动条件下损耗因子的变化，缺点是分析频率偏低。孙崇明[2]等采用自由振动法测量了高速动车组车体板材的阻尼损耗因子。该测试方法主要适用于小阻尼系统，而现有的高速列车车体板件结构阻尼材料阻尼值较大，小阻尼系统阻尼比测试方法难以满足测试精度。虞庆庆[3]等人采用悬臂梁自由衰减振动法测试了两种铝合金板件的材料阻尼比，与仿真值进行了比较，并分析了前3阶模态。然而在车内噪声显著的中低频频段内，随着分析频率的增加车体板件结构振动模态变得复杂。探讨板件结构在高阶模态下的阻尼比有着重要意义；因此，有必要探索一种新的、适用于大阻尼系统、高频率、高分析模态、高精度的阻尼比测试方法。

本文结合高寒列车现有的四种阻尼材料，测试了喷涂这四种不同阻尼材料的复合板件结构模态阻尼比，测试在三种温度下进行：常温、－10 °C和－25 °C，分析频率为0～850 Hz，考虑了阻尼板结构前57阶模态。为确保高阶模态下测试结果的可靠性，研究以试验模态分析为主，同阶模态的有限元模态振型识别及验证为辅，与此同时，在试验模态参数识别部分，结合了三种阻尼比频域识别方法，大大提高了阻尼比测试结果的精度。通过实测，获得振动加速度响应信号和激励力锤信号之间的频响函数，计算模态阻尼比，结合仿真结果中的模态振型，识别及验证四种不同阻尼复合板件结构在三种温度下的同阶模态，对比1/3倍频程及同阶模态下的阻尼减振特性。

1 阻尼比频域识别方法

通过频响函数识别阻尼比大致需要以下三个步骤：

(1)用复模态指示函数法获取奇异值矩阵，初步判别峰值所在位置；

(2)通过多输入多输出正交多项式法更加精确的获取峰值所在处的固有频率；

(3)利用半功率带宽法，结合步骤2中识别到的固有频率获取该频率下的模态阻尼比。下面就这三步中所用到的方法一一介绍。

1.1 复模态参数指示函数法

模态指示函数中的复模态指示函数法CMIF (Complex Modal Indication Function)基于如下关系式

$$G_{yy}(\mathrm{j}\omega)=\overline{H(\mathrm{j}\omega)}G_{uu}(\mathrm{j}\omega)H(\mathrm{j}\omega)^{\mathrm{T}} \tag{1}$$

式中$G_{uu}(\mathrm{j}\omega)$为输入的功率谱密度矩阵；$G_{yy}(\mathrm{j}\omega)$为输出的功率谱密度矩阵；$H(\mathrm{j}\omega)$为频响函数矩阵；$H(\mathrm{j}\omega)^{\mathrm{T}}$与$\overline{H(jw)}$分别表示$H(\mathrm{j}\omega)$的转置和复共轭。

在$\omega=\omega_i$时，$G_{yy}(\mathrm{j}\omega)$取得局部最大值，并对其进行奇异值分解

$$G_{yy}(\mathrm{j}\omega_i)=V_iS_iV_i^{\mathrm{H}} \tag{2}$$

式中S_i为非负实数构成的奇异值对角矩阵，若令所有小的和没有达到局部最大值的奇异值等于0，则矩阵S_i的秩对应着模态数；$V_i=[v_{i1},v_{i2},v_{i3},\ldots,v_{im}]$，与非零奇异值$S_i$对应的向量$v_{im}$是第$i$阶模态振型[4]。

1.2 多输入多输出正交多项式法

奇异值分解将系统的谱函数分解成了一个个单自由度系统的谱函数，进而通过多输入多输出正交多项式法更加精确的获取模态频率和阻尼比。

当系统在p点激励，1点测量时，其传递函数可以写成如下有理分式

$$H(s)=\frac{A_0+A_1s+A_2s^2+\cdots+A_ms^m}{B_0+B_1s+\cdots+B_ns^n} \tag{3}$$

式中N为系统的自由度数，s=jω，$n=2N$，$m<=2N-2$；H(s)与A_0-A_m分别为$l\times p$阶系数矩阵；B_0-B_n为$p\times p$阶系数矩阵；m、n为模型阶次。

采取以矩阵正交多项式为基底的矩阵多项式代替(3)中以自然基为基底的矩阵多项式，将(3)变形为

$$\boldsymbol{H}(s)\left(\boldsymbol{B}_0^{'}\left[\boldsymbol{\theta}_0(s)\right]+\boldsymbol{B}_1^{'}\left[\boldsymbol{\theta}_1(s)\right]+\cdots\boldsymbol{B}_n^{'}\left[\boldsymbol{\theta}_n(s)\right]\right)=$$
$$\boldsymbol{A}_0^{'}\phi_0(s)+\boldsymbol{A}_1^{'}\phi_1(s)+\ldots+\boldsymbol{A}_m^{'}\phi_m(s) \tag{4}$$

式中$[\boldsymbol{\theta}_i(s)](i=0,1,2\ldots n)$为正交多项式矩阵，矩阵阶次为$p\times p$；$f_i(\mathrm{s})(i=0,1,2\ldots m)$为正交多项式。

经过正交变换后，得到系数矩阵$\boldsymbol{A}_0'-\boldsymbol{A}_m'$和$\boldsymbol{B}_0'-\boldsymbol{B}_n'$，再转换到自然基底的多项式系数矩阵$\boldsymbol{A}_0-\boldsymbol{A}_m$和$\boldsymbol{B}_0-\boldsymbol{B}_n$，进而获取特征值及特征向量矩阵。确定了频响函数中的各系数$\boldsymbol{A}_i$, $\boldsymbol{B}_i$后便可以计算式(3)的分母多项式，解之得

$$s_i=-\xi_i\omega_i+\mathrm{j}\omega_i\sqrt{1-\xi_i^2}\,(i=1,2,\cdots,n/2) \tag{5}$$

式中 ζ_i为模态阻尼比；ω_i为第 i 阶共振频率。

1.3 半功率带宽法

用不同频率的外力激发试件，当激励频率等于试件固有频率时，振动幅值最大。通过识别被测试件在共振时的共振频率及其相应带宽来确定模态阻尼比。计算公式见(6) [5]

$$\xi_i = \frac{\omega_b - \omega_a}{2\omega_i} \tag{6}$$

式中ω_b与ω_a分别为频率增加时振幅下降3 dB的频率和频率减小时振幅下降3 dB的频率。

2 阻尼比试验与仿真识别

2.1 试验研究内容及工况

试验针对四种阻尼复合板件结构进行，示意图见图1。板件材料及组成如表1所示，每种阻尼复合板件结构是在3 mm厚的铝合金基板上喷涂2 mm厚的阻尼材料。在常温、－10 °C和－25 °C条件下分别对每个阻尼复合板件结构进行力锤敲击获得频响函数，计算各阶模态阻尼比。由于阻尼层厚度比较小，对模态振型影响不大，仅对未经阻尼处理的铝合金基板结构进行有限元仿真。

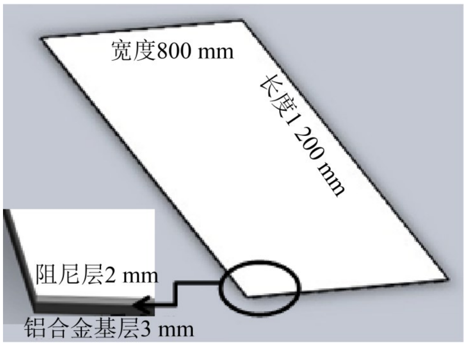


图1 板件示意图

表1 板件材料组成

板件编号	基层	阻尼层
A 板	铝合金	现车用阻尼
B 板		低温阻尼
C 板		常温阻尼
D 板		低温+常温阻尼

2.2 测试方法

利用柔性绳索穿过平板长边方向两端的孔眼将其垂直于地面悬挂，均匀分布九个单向加速度传感器作为拾振点，随机选择平板上三个点依次进行移动力锤敲击，激励点和响应点的选择尽量避开结构振型节点位置。测点布置示意图及现场照片如图2所示。

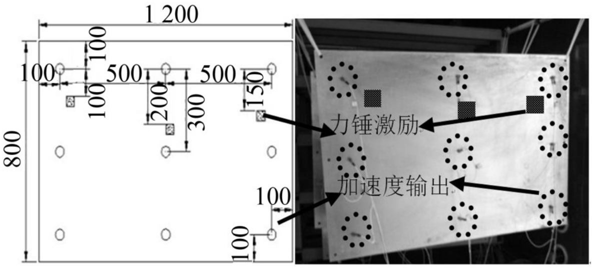


图2 测点布置

采用LMS公司研发的LMS. Test. Lab模态分析软件获取时域激励和响应信号，将测试结果导入Me' Scope软件中进行傅里叶变换获取频响函数。结合1中提到的阻尼比频域识别方法获取各阶模态频率、振型和阻尼比。

2.3 阻尼比的识别

模态阻尼比是控制共振和解决减振降噪问题的重要指标，也是工程上选择阻尼材料的主要依据 [6, 7]。由于试验涉及到的模态阶数较高，为保证阻尼比试验结果在高阶模态时的准确性，借鉴仿真振型找到相近频率下的同阶模态。

有限元计算分别采用Hypermesh软件和Patran软件进行模型网格划分和模态计算。模型网格划分部分，长宽度方向上每隔40 mm划分一个网格，高度方向上拉伸一个网格；模态计算部分，由于高速列车车体振动声辐射主要能量集中在中低频区域，所以计算了800 Hz以下的模态，共有57阶。

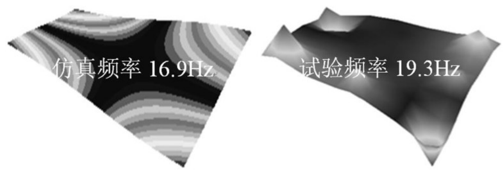
四种阻尼复合板件在同阶模态下振型差距不大，图3仅以常温条件下D板的4阶模态振型为例，结合仿真结果进行对比说明。

由于测试点数较少，不能精确反应各振型细节，但可以根据九个加速度响应点的相对相位确定是否和仿真为同阶模态。其中，第1阶模态振型均为板的1阶扭转振动；第2阶模态振型均为板的1阶弯曲振动；第3阶模态振型均为板的2阶扭转振动。对于板的高阶复合模态，以第25阶模态为例，同一侧的长边方向上三个响应点振动相位相同，两侧的长边方向上的三个响应点振动相位相反，短边方向上的两个端点振动相位相反，板的长边中心线上的三个响应点振动幅值最小，与仿真一致。以此类推，通过对比仿真和试验中测试点的振动形式，从而有效的识别各阶模态，验证了试验结果的准确性和可靠性。

3 试验结果分析

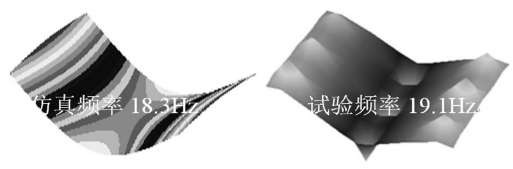
3.1 阻尼比1/3倍频程

为了分析四种阻尼复合板件结构模态阻尼比的频谱特性，下图分别给出了常温、－10°C和－25°C



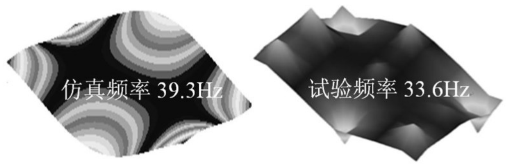
(a)

(a) 第1阶模态



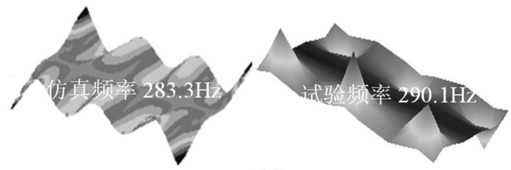
(b)

(b) 第2阶模态



(c)

(c) 第3阶模态



(d)

(d) 第25阶模态

图3 仿真与试验振型对比

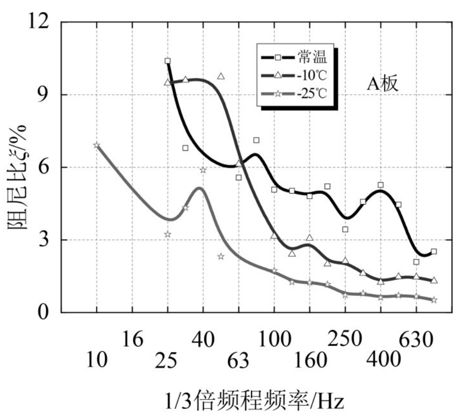
三种温度工况下，A板、B板、C板和D板模态阻尼比1/3倍频程频谱特性。

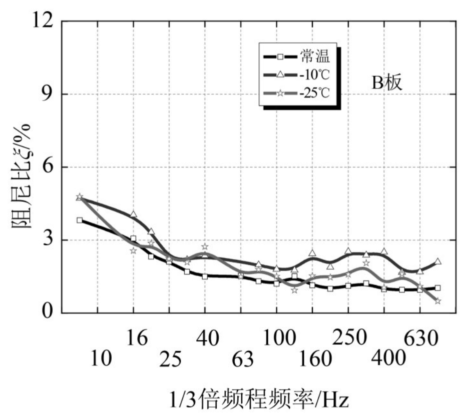
经过B-Spline拟合后，四种阻尼复合板件结构模态阻尼比均随温度变化，其中A和D板阻尼温变显著；同时，四种阻尼复合板件结构频变特性表明，阻尼比最大值主要集中在12.5 Hz以下的低频范围内，随着频率的增加会有所下降。结果如下：

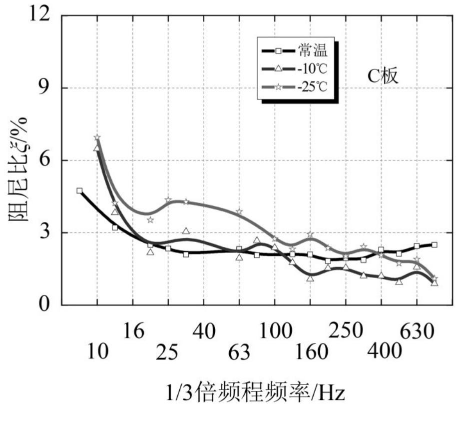
(1) A板模态阻尼比随着温度的降低急剧下降；63 Hz以下，当温度降低到－10 ℃时阻尼比最大，－25 ℃时阻尼比最小；

(2) B板的模态阻尼比没有随着温度的降低而显著下降，反而在－10 ℃时阻尼效果达到最佳；－25 ℃条件下的模态阻尼比高于常温。说明低温阻尼在低温条件下发挥了较好的阻尼效果；

(3) C板在常温条件下的模态阻尼比较为稳定，阻尼性能在400 Hz～800 Hz的中频范围内优于－







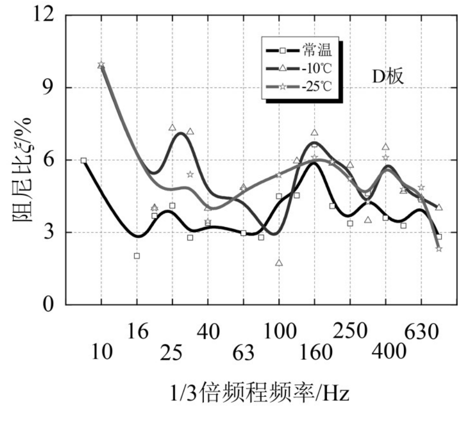


图4 四种板件结构模态阻尼比频谱(1/3倍频程)

25 °C，－10 °C时最差；在400 Hz以下的低频部分，常温阻尼的阻尼性能在－25°C时最好，－10 °C次之，常温最差；

(4) D板的模态阻尼比在10 Hz、25 Hz、160 Hz和400 Hz中心频段内较大；整体上来看，D板在低温条件下的阻尼效果强于常温；

(5) B板和C板的模态阻尼比在三个温域下均较低，且波动范围小于3 %；A板和D板阻尼比波动范围大，但阻尼系数整体高；

(6) A板与D板相比，常温条件下，A板阻尼性能优于D板，160 Hz和630 Hz除外；－10°C时，A板阻尼比在63 Hz以前的频段内明显大于D板，63 Hz以后阻尼比较小；－25°C时，A板阻尼比在40 Hz之外的频段内远远低于D板。综合而言，A板所用的阻尼材料是高速列车在常温条件下运行时车体板件结构阻尼材料的较好选择，D板所用的阻尼材料是高速列车在低温条件下运行时车体板件结构阻尼材料的较好选择。

3.2 同阶模态下阻尼比对比

图4给出了三种不同温度，同阶模态下的同种阻尼类型板件结构模态阻尼比。

四种阻尼复合板件结构模态阻尼比在前两阶模态时最大，不同温度下，同阶模态下的同种板件结构固有频率差距不大，结果如下：

(1) 与阻尼比在1/3倍频程下的频谱特性规律类似，同阶模态下，B板和C板在三种不同温度下的阻尼比波动较小，整体还处在一个相对较低的水平上；A板在常温条件下具有较高的阻尼值，但是随着温度的降低，阻尼比最大可以降低7.4 %，出现在第41阶模态处(相应的频率为547 Hz左右)，为平板的高阶复合模态；D板在三种温度下都具有较高的阻尼水平，其中低温条件下的阻尼性能优于常温，整体波动范围为0.36 %～6.58 %；

(2) 常温条件下，A板和D板的阻尼性能优于其它两种板件，只有在43～52阶模态处(对应频率为569 Hz～720 Hz) A板阻尼比明显降低，由于高速列车车内噪声在630 Hz附近显著，因此在这个频率附近阻尼值较大的D板更适合常温环境下列车的运行条件；低温条件下，A板的阻尼性能显著变差，D板阻尼比虽然有一定波动，但整体高于其他三种板件结构，综上所述，D板更适合于高速列车在不同温度条件下的运行条件。

4 结 语

现车用阻尼材料阻尼随温度变化，低温时阻尼过低，列车开动引起振动噪声问题加大。本文通过力锤敲击法测试对比了喷涂四种不同阻尼材料的复合板件结构在常温、－10 °C和－25 °C三种温度工况下的阻尼性能，得到如下结论：

(1) 本文通过多点激励，多点响应测试的试验方法，结合模态振型仿真分析，有效识别出各阶模态下的模态阻尼比，分析频率高，分析结果可靠，为结构阻尼特性测试提供了有效的测试方法；

(2) 现车用阻尼材料在常温条件下阻尼效果较好，随着温度的降低，阻尼性能大大降低。增加使用低温阻尼材料提高了板件结构在低温环境下的阻尼

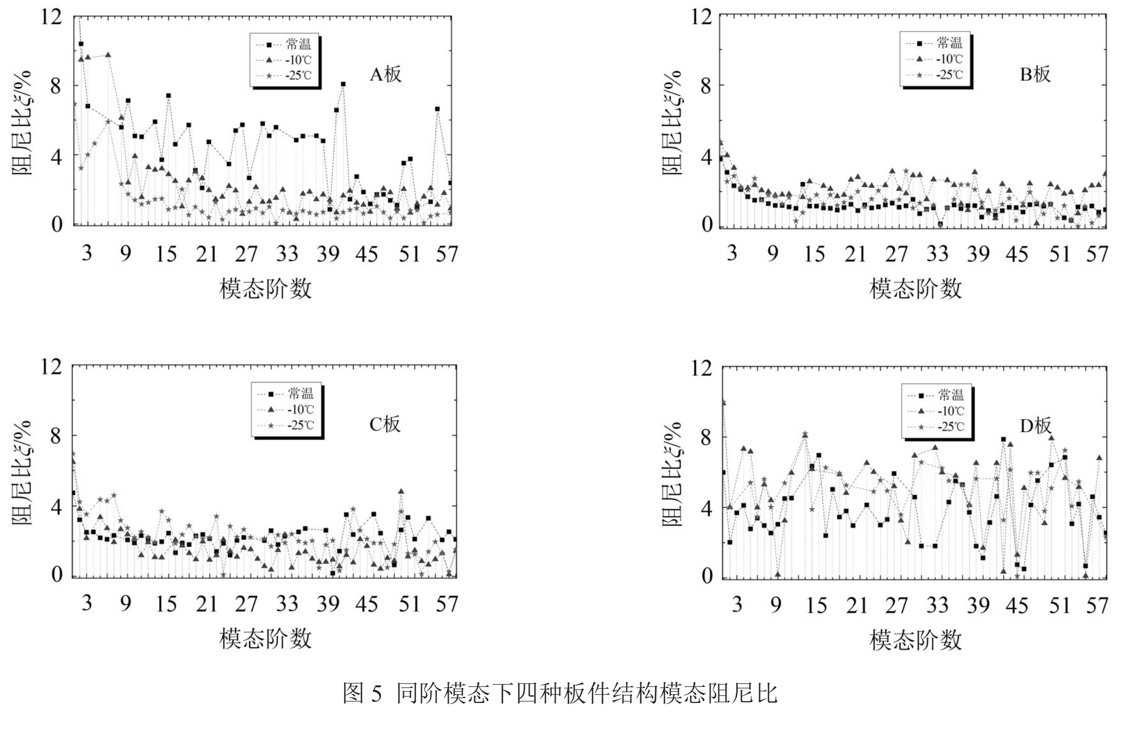


图5 同阶模态下四种板件结构模态阻尼比

特性。常温阻尼材料提高了板件结构中频部分在常温条件下的阻尼性能，又加大了低频部分在－25 °C时的阻尼性能。当低温和常温阻尼材料混合使用时板件结构在试验的三种温度下的阻尼值都具有较高的水平，阻尼比达到了0.18～9.98 %。低温+常温阻尼材料是车体板件结构阻尼材料的最好选择。

参考文献：

[1] 侯军芳，白鸿柏，李冬伟，王尤颜，陶　帅. 环境温度对金属橡胶材料力学特性和阻尼性能的影响研究[C]. 2006北京国际材料周论文集. 北京：化学工业出版社，2006，198-199.

[2] 孙崇明. 高速动车组车体板材声学参数测试与隔声仿真[D]. 北京：硕士学位论文，北京交通大学，2004.

[3] 虞庆庆，郑　君，刘继承，王长武. 铝合金板阻尼特性测试方法的分析[J]. **电子机械工程**，2012，28(2)：2-3.

[4] 樊江玲，张志谊，华宏星. 几种模态参数盲辨识方法的比较研究[J]. **振动与冲击**，2006(5)：153-157.

[5] Crane R M, G Illespie J W. Characterization of the vibration damping loss factor of glass and graphite fiber composites[J]. **Composite Science and Technology**, 1991 (40)：355-375.

[6] 刘献栋，张永仁，何　田，单颖春. 阻尼材料在油底壳减振降噪中的应用研究[J]. **噪声与振动控制**，2008，(1)：132.

[7] 张友南，杨　军，贺才春，唐先贺. 阻尼材料的研究与应用[J]. **噪声与振动控制**，2006，(2)：39.

（上接第47页）

（3）仅设置轮轨区域声源计算结果表明：对高速列车主要声源，标准点处，V型声屏障降噪性能仅

比直立型声屏障小4 dBA左右，尤其是在500 Hz、1 250 Hz和2 000 Hz频率处，V型声屏障与直立型声屏障比，降噪效果相差不超过1.5 dBA，V型声屏障的降噪效果良好；

（4）总降噪效果计算表明：直立和V型声屏障对车外噪声传播规律影响相似；对于轨面下20 m以内和20 m外的声场，V型声屏障声压级比直立声屏障分别大1 dBA～2 dBA和0～1 dBA。

V型声屏障的混响室隔声测试结果与直立声屏障差距较大，但基于实测高速列车车外声源的预测分析结果表明，低载荷V型声屏障的总降噪效果良好，与直立型声屏障隔声量相差不到1.5 dB。因此，具有一定的实践应用价值。可以进一步对V型声屏障进行的现场测试研究，了解其对高速铁路的实际减载和降噪效果。

参考文献：

[1] 周　信，肖新标，何　宾，等. 高速铁路声屏障降噪效果预测及其验证[J]. **机械工程学报**，2013(10)：14-19.

[2] Ekici. I B H. A review of research on environmental noise barriers[J]. **2003. Building Acoustics**, 2003, 10: 289-323.

[3] 孙华云，刘　岩，张晓排. 倒L型声屏障降噪效果试验与分析 [J]. **噪声与振动控制**. 2008(05)：160-162.

[4] 金　蕾. 声屏障板的隔声性能及高铁应用中动力性能的研究[D]. 哈尔滨工业大学, 2010.

[5] 全国声学标准化技术委员会. GB/T 19889.3-2005建筑和建筑构件隔声测量[S]. 北京：中国标准出版社，2007.

[6] 苏卫青，潘晓岩，叶　平. 高速铁路声屏障声学计算模式研究[J]. **中国铁道科学**，2013，34(1)：126-130.

[7] 骆　敏，邱廷琦，郑西朋. 基于金属插板式的高铁声屏障设计研究：中华铁道网[Z]. 成都，2011.

[8] 谭军安. 边界元法在环境声学中的应用[J]. **噪声与振动控制**，2002(03)：20-22.

[9] 殷　晓. 高速铁路声屏障噪声控制预测分析与车外噪声多普勒效应初步探讨[D]. 西安：西南交通大学，2012.

[10] ISO 3095-2005[J]. 2005 Railway applications-acoustics-measurement of noise emitted byrailbound vehicles[S]. Switzerland: the International Organization for Standardization , 2005.