DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2023.04.103
文章编号：1000-128X(2023)04-0057-07

基于实测数据的磁浮列车设备加速振动试验研究

周永刚[1,2]，王　鹏[1,2]，陈高华[1]，肖柳青[1,2]，程振兴[1,2]，姜　华[1,2]
（1.中车株洲电力机车研究所有限公司，湖南 株洲　412001；
2.动车组和机车牵引与控制国家重点实验室，湖南 株洲　412001）

摘　要：文章针对磁浮与轮轨列车在车载设备振动环境方面存在的显著差异，为解决磁浮设备加速振动试验的问题，基于商用磁浮3.0版列车在同济大学高速磁浮试验线进行了整车振动测试，采用统计容差法归纳得到实测功率密度谱（PSD），推导出的加速因子为5.66，以此设计了磁浮设备垂向、横向和纵向的加速振动试验剖面。经对实测PSD和IEC 61373:2010标准PSD分析可知，实测PSD在2~50 Hz频段内的量级低于标准谱，两者加速度均方根值（RMS）的相对偏差为−35.3%～−59.4%；实测振动频率上限为500 Hz，高于标准频率上限150 Hz。由此可知，磁浮设备的振动量级低于轮轨列车，振动频带范围高于标准要求，采用实测PSD可更真实地模拟磁浮列车现场运行振动环境。

关键词：磁浮列车；加速振动试验；实测数据；数据归纳
中图分类号：U237　　**文献标识码：**A

Research of accelerated vibration test of maglev train equipment based on measured data

ZHOU Yonggang[1,2], WANG Peng[1,2], CHEN Gaohua[1], XIAO Liuqing[1,2], CHENG Zhenxing[1,2], JIANG Hua[1,2]

(1. CRRC Zhuzhou Institute Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China;
2. State Key Laboratory of Traction and Control of EMUs and Locomotives, Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: In view of the significant difference between maglev train and wheel-rail train on the vibration environment of on-board equipment, for the accelerated vibration test of maglev equipment, the whole vehicle vibration test of commercial maglev version 3.0 train was carried out on the high-speed maglev test line of Tongji University. According to the measured PSD obtained by the statistical tolerance method, the acceleration factor was deduced to be 5.66. Based on this, the accelerated vibration test profiles in *x*, *y* and *z* directions of the maglev equipment were designed. The comparison between the measured PSD and the standard PSD in IEC 61373:2010 shows that the magnitude of the measured PSD is lower than that of the standard PSD in the frequency band of 2~50 Hz, the relative deviation of the RMS values between the two is −35.3% to −59.4%, the upper limit of vibration frequency of the measured PSD is 500 Hz, higher than that of the standard PSD, which is 150 Hz. It can be seen that the magnitude of vibration of maglev equipment is lower than that of wheel-rail train, but with a wider vibration frequency band range than standard requirement. Therefore, using the measured PSD can more truly simulate the operating vibration environment of maglev equipment.

Keywords: maglev train; accelerated vibration test; measured data; data induction

基金项目：中国中车重点项目（2023CKB402）
通信作者：王　鹏（1983—），男，博士，正高级工程师，主要从事轨道交通产品环境与可靠性试验；E-mail: wangp@csrzic.com
引用格式：周永刚, 王鹏, 陈高华, 等. 基于实测数据的磁浮列车设备加速振动试验研究[J]. 机车电传动, 2023(4): 57-63.
Citation: ZHOU Yonggang, WANG Peng, CHEN Gaohua, et al. Research of accelerated vibration test of maglev train equipment based on measured data[J]. Electric drive for locomotives,2023(4): 57-63.

0 引言

磁浮列车与轨道之间无直接机械接触，不受传统轮轨黏着极限限制，且具有振动和噪声低、运行平稳等优点，得到德国、日本、中国等多个国家的重点关注和持续研究[1-2]。由于磁浮列车悬浮在轨道之上，行驶过程中不和轨道发生接触，因此其车载设备所历经的振动环境与轮轨列车存在巨大差异。

振动是影响机车设备工作、RAMS、寿命的重要因素，因此，执行符合现场实际的振动试验，对产品合格性的考核检验和车辆RAMS的保障有不可替代的作用。目前，轨道交通产品按IEC 61373[3]要求进行振动试验，该标准是依据轮轨列车实测运行振动数据而确定的振动试验条件，对磁浮列车而言，IEC 61373的振动试验并不符合实际情况，因此，若仍按IEC 61373标准完成磁浮设备的振动试验，可能导致“过试验”或“欠试验”。

为真实模拟磁浮列车运行的实际振动环境，并进行加速振动试验条件设计，本文基于在同济大学高速磁浮试验线上商用磁浮3.0版列车的整车振动测试数据构建了磁浮列车车载设备的加速振动试验剖面，为磁浮列车产品可靠性提升提供参考。

1 振动测试与数据处理

本次测试对象为商用磁浮3.0版列车，测试线路为同济大学的1.5 km试验线，试验速度为45 km/h、55 km/h、65 km/h、75 km/h和85 km/h，测点布置位置包括车底、车内、车侧、车顶等位置。测试对象和典型测点如图1所示。

试验获取了约200 GiB的运行振动加速度数据，这些数据包含了部分异常数据（如列车停车工况的数据），因此，在进行数据归纳前，首先确认测试过程中的各种工况，并剔除其中无法通过编辑有效修正的测试数据，避免将异常数据引入数据归纳过程中；然后，对数据的平稳性、周期性、各态历经性和正态性进行检验，以明确实测数据的高斯或超高斯振动特性。由于数据量很大，按GB 10593.3[4]的要求，可只对其典型状态数据进行检验。

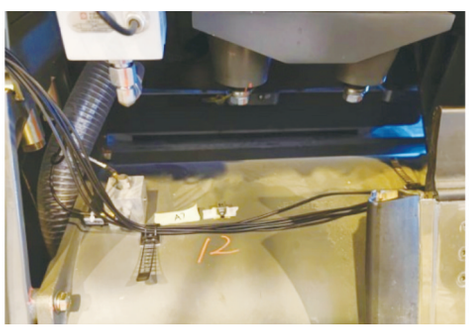
1.1 平稳性检验

平稳性检验方法一般有物理检验、目视定性检验、均方根值检验、实时分析检验、轮次检验、方差检验，本次采用常用的轮次检验法[4]。

首先随机截取1 800 s实测振动数据，将其平分为40段，计算每段的标准偏差和标准偏差平均值，然后查轮次分布表，得出实测数据满足平稳性假设，因此通过了平稳性检验。



(a) 商用磁浮3.0版列车



(b) 测点布置

图1 测试对象与测点布置

Fig. 1 Measuring object and layout of measuring points

1.2 各态历经检验

根据数理统计理论可知，如果该过程同时满足均值各态历经性和自相关函数各态历经性时，那么该过程是各态历经过程，即该过程具有各态历经性[5]。在实际数据检验中，当过程的时间均值近似等于集合平均值时，就可以认为该过程是各态历经的。

首先，将随机抽取的1 800 s实测振动数据随机分成20段，此时每个样本数据的时长并不相等；然后，计算每个样本的均值和总体均值，其结果如图2所示。由图2可认为实测振动数据为各态历经过程。

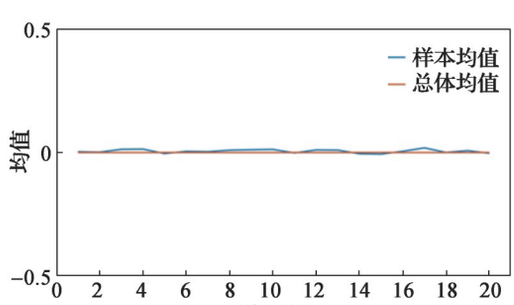


图2 实测振动数据样本和总体均值

Fig. 2 Sample mean and population mean of measured vibration data

1.3 正态性检验

为明确磁浮列车车载设备的超高斯振动特性，需对实测振动环境数据进行随机性和正态性检验。

随机、正弦和随机叠加正弦数据的概率密度函数（PDF）分别呈钟形、碗形和鞍形[4]。由图3可知，实测振动数据的PDF呈钟形，因此数据具备随机性。

正态性检验的方法有PDF分析法、卡埃平方拟合优度检验法、偏峰态检验法等[4]，本文采用工程中常用的峰态检验法。从实测数据样本中随机抽取一段振动数据，计算其峰度K=3.012（PDF见图3），由此可知实测振动数据呈正态分布。

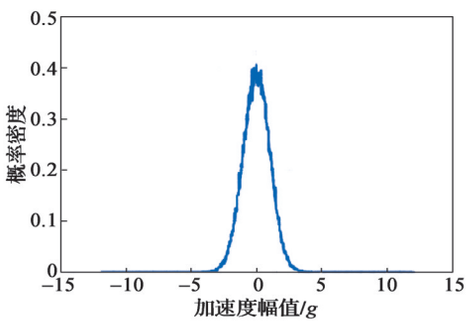


图3　实测振动数据PDF（K=3.012）

Fig. 3　PDF of measured vibration data (K=3.012)

2　数据归纳方法

目前常用的振动数据归纳方法有极值包络法和统计容差法。极值包络法按所有归纳状态数据的最大量级进行包络，并未考虑数据样本量和数据分布特性，因此所归纳出的试验条件往往过于严苛；统计容差法对数据归纳的结果赋予了明确的统计意义，因此，在工程实际中获得大量应用，成为目前应用最为广泛的振动数据归纳方法[6-8]。

2.1　功率谱密度计算

由于振动数据的归纳是针对功率谱密度（PSD）进行计算，而实测数据为时域振动数据，因此，在数据归纳前，需要将实测加速度时域数据转换为频域PSD，即通过计算得到时域振动数据的PSD。Welch法[9]是目前应用较多的PSD估计方法，其基本流程如图4所示。

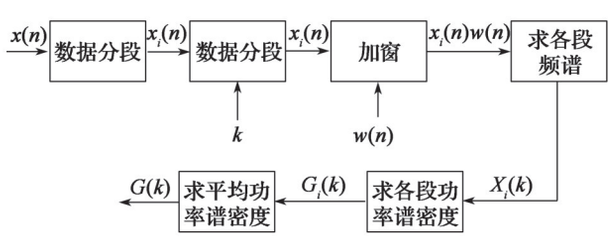


图4　Welch法PSD估计流程

Fig. 4　Flow of PSD estimation using Welch's method

首先对实测随机振动时域数据进行分段，并将各段数据重叠一半（见图5），这样可在每段长度不变的前提下使分段段数约增加1倍，然后将每段时域数据乘以窗函数，再将每段PSD进行平均，最后通过系数修正窗函数带来的偏差，可大大提高PSD估计精度。

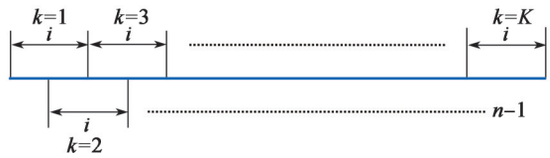


图5　各段重叠示意图

Fig. 5　Schematic diagram of overlapping section

在基于Welch法得到实测振动加速度数据的PSD后，采用统计容差法对PSD数据进行归纳。

设各通道振动数据的PSD为$\tilde{G}_k(i,j)(i=1,2,\cdots,L_1;j=1,2,\cdots,M_1;k=1,2,\cdots,N_1)$，其中，$L_1$为通道数，$M_1$为样本容量，$N_1$为谱线数。设在分析频率范围内同一数据通道PSD服从χ^2分布，计算$\tilde{G}_k(i,j)$的均方根值$X_{\mathrm{RMS}}(i,j)$，得出统计自由度大于45时，$X_{\mathrm{RMS}}(i,j)$近似服从高斯分布。

2.2　统计容差数据归纳法

统计容差归纳法主要包括以下2个步骤[6]：

①步骤1：通道归并形成特征样本。

(a)参数估计。

对$X_{\mathrm{RMS}}(i,j)$均值$\bar{X}_i$和方差S_i^2进行估计如下：

$$\left.\begin{aligned}\bar{X}_i&=\frac{1}{M_1}\sum_{j=1}^{M_1}X_{\mathrm{RMS}}(i,j)\\ S_i^2&=\frac{1}{M_1-1}\sum_{j=1}^{M_1}[X_{\mathrm{RMS}}(i,j)-\bar{X}_i]^2\end{aligned}\right\}\tag{1}$$

(b) 假设检验。

对均值$\bar{X}_i$和方差S_i^2计算统计量$F_n(i,m)$和$t_n(i,m)$如下：

$$\left.\begin{aligned}F_n(i,m)&=\frac{S_i^2}{S_m^2}\\ t_n(i,m)&=\frac{\bar{X}_i-\bar{X}_m}{\sqrt{\left(S_i^2+S_m^2\right)/M_1}}\end{aligned}\right\}\tag{2}$$

若通道i和m的PSD属于同一总体，则$F_n(i,m)$服从自由度为(M_1-1,M_1-1)的F分布，$t_n(i,m)$服从自由度为$2(M_1-1)$的中心t分布。

在给定置信度$(1-\alpha)$下，若式(3)成立，则将通道i和m归并为同一总体。

$$\left.\begin{aligned}&F_{(M_1-1,M_1-1);\alpha/2}\leqslant F_n(i,m)\leqslant F_{(M_1-1,M_1-1);(1-\alpha/2)}\\ &\left|t_n(i,m)\right|\leqslant t_{2(M_1-1);(1-\alpha/2)}\end{aligned}\right\}\tag{3}$$

将属于同一总体的PSD归并，形成特征样本$\tilde{G}_k(p,q)(p=1,2,\cdots,P_1;q=1,2,\cdots,Q_p)$，其中，$P_1$为特征样本数，$Q_p$为特征样本容量。

②步骤2：计算容差上限系数。

(a)参数估计。

对得到的特征样本按式(4)进行变换，获得近似服从高斯分布的样本$x_k(p,q)$：

$$\left.\begin{aligned} x_k(p,q)&=\sqrt{\tilde{G}_k(p,q)}\\ (k&=1,2,\cdots N_1;p=1,2,\cdots,Q_p)\end{aligned}\right\} \tag{4}$$

对样本 $x_k(p,q)$ 进行均值 $\bar{X}_k(p)$ 和方差 $S_k^2(p)$ 估计如下：

$$\left.\begin{aligned} \bar{X}_k(p)&=\frac{1}{Q_p}\sum_{q=1}^{Q_p}x_k(p,q)\\ S_k^2(p)&=\frac{1}{Q_p-1}\sum_{q=1}^{Q_p}[x_k(p,q)-\bar{X}_k(p)]^2\end{aligned}\right\} \tag{5}$$

(b)计算容差上限系数。

在给定置信度(1−α)、分位点β下，计算容差上限系数为

$$F=\frac{t_{Q_p-1;\,(1-\alpha)}}{\sqrt{Q_p}}+Z_\beta\sqrt{\frac{Q_p-1}{\chi^2_{Q_p-1;\,\alpha}}} \tag{6}$$

(c)PSD容差上限估计。

对P个特征样本的容差上限进行估计，具体为

$$G_k(p)=\left[\bar{X}_k(p)+F\cdot S_k(p)\right]^2 \tag{7}$$

2.3 实测振动数据归纳

按前面的统计容差数据归纳法，分析频率取1 500 Hz，对实测振动加速度数据进行归纳，其归纳后的PSD值见图6~图8所示。

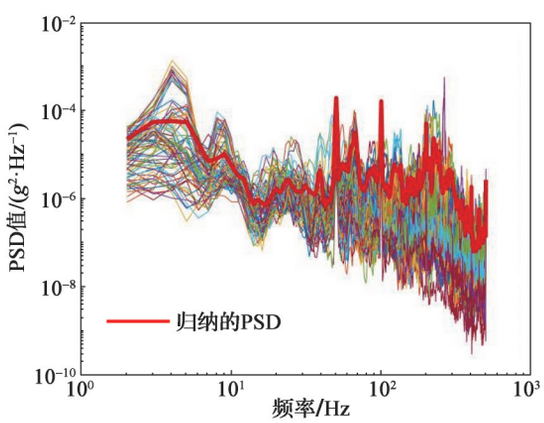


图6 车体直接安装垂向PSD

Fig. 6 Body mounted-vertical

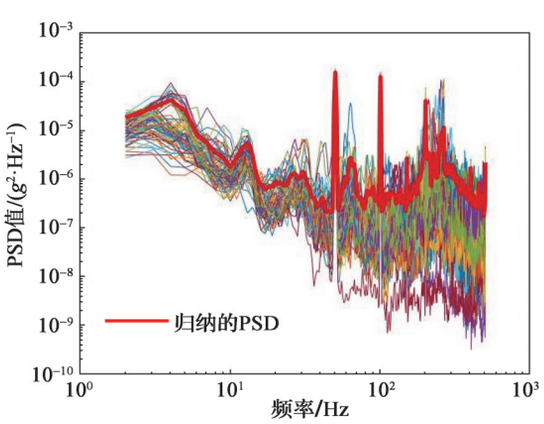


图7 车体直接安装横向PSD

Fig. 7 Body mounted−transverse

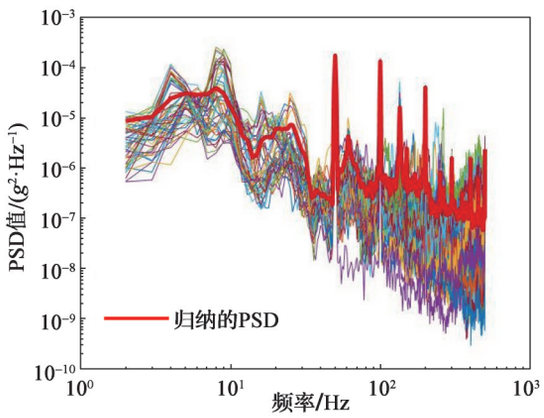


图8 车体直接安装纵向PSD

Fig. 8 Body mounted−longitudinal

2.4 实测与标准PSD对比分析

IEC 61373中给出的功能振动试验量级是依据各国铁路供应商提供的实测运行试验量级求得，表征了列车运行时车载设备所历经的振动环境，这与图6~图8所示实测PSD对等。因此，对比IEC 61373和实测PSD得到的结果如图9~图11所示。

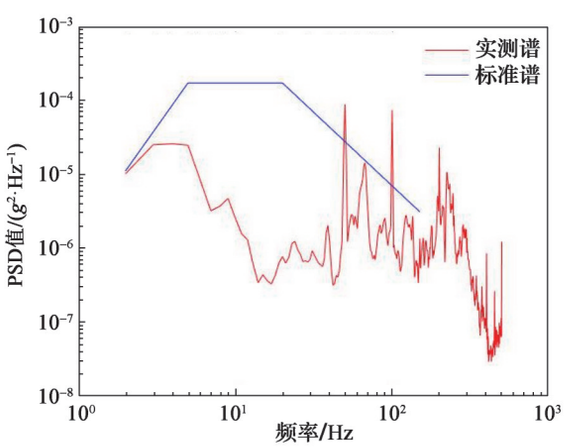


图9 运行量级垂向PSD

Fig. 9 Magnitude of vibration−vertical

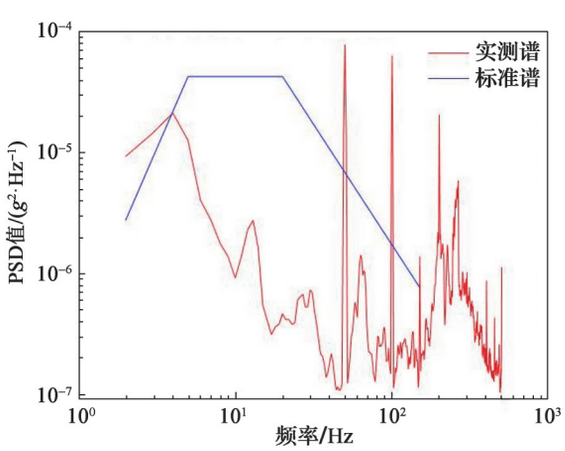


图10 运行量级横向PSD

Fig. 10 Magnitude of vibration−-transverse

由图9~图11和“实测和标准运行量级对比”（表1）可知，实测PSD在2~50 Hz频段内，其量级显著低

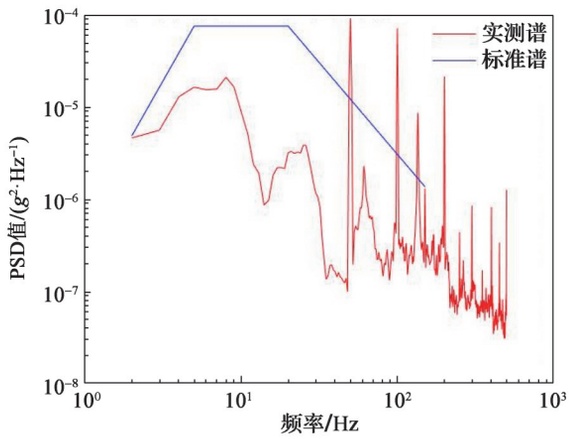


图 11　运行量级纵向 PSD

Fig. 11　Magnitude of vibration−longitudinal

表 1　实测与标准运行量级对比表

Table 1　Comparison of measured PSD and standard PSD on magnitude of vibration

方向	车辆运行量级 PSD 的 RMS			频率范围	
	实测 PSD/(m·s^{-2})	IEC 61373 PSD/(m·s^{-2})	相对偏差	实测 PSD/Hz	IEC 61373 PSD/Hz
垂向	0.30	0.75	−60.0%	2~500	2~150
横向	0.24	0.37	−35.1%	2~500	2~150
纵向	0.23	0.50	−54.0%	2~500	2~150

于标准谱，实测与标准谱 RMS 值之间的相对偏差为 −35.1%~−60.0%，可见磁浮列车的运行振动环境优于轮轨列车；同时，对于车体直接安装的设备而言，磁浮列车车载设备的振动频率上限为 500 Hz，高于 IEC 61373 标准的频率上限 150 Hz，因此，对于直接安装在常导长定子磁浮车体上的小型器件进行振动试验时，应该更加关注其较高固有频率段的潜在缺陷。

3　加速试验剖面设计

3.1　加速因子计算

加速因子建立了现场运行振动与实验室加速振动之间的疲劳损伤等效关系，是设计加速试验剖面的核心内容，本次采用 IEC 61373 中的典型疲劳强度曲线（见图 12）计算加速因子[3,10]。

在图 12 中，设试验时应力幅度为 $\Delta\sigma_t$，循环次数为 N_t，则有

$$D_1=\alpha_1\Delta\sigma_t^{m_1}N_t \tag{8}$$

式中：D_1 为机车设备在试验时的损伤；α_1 为常数。

若机车设备实际运行时循环次数 $N_s\geqslant N_D$ 时，则有

$$D_2=\alpha_2\sigma_s^{m_2}N_s \tag{9}$$

式中：D_2 为机车设备在实际使用时的损伤；α_2 为常数。

将式(8)和式(9)两边分别同时除以 D_1、D_2，令 $\alpha_1/D_1=\alpha_1$，$\alpha_2/D_2=\alpha_2$，得：

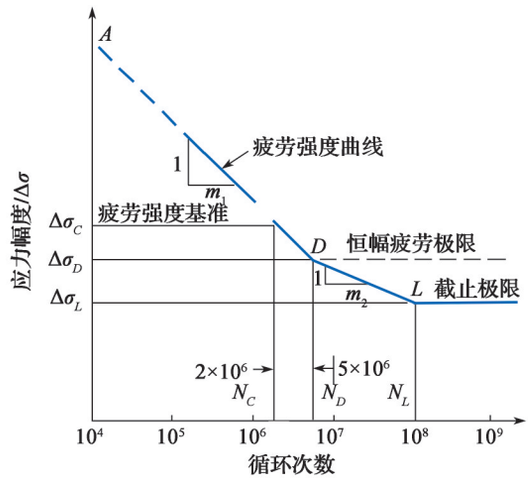


图 12　典型疲劳强度曲线

Fig. 12　Typical fatigue strength curve

$$\alpha_1\Delta\sigma_t^{m_1}N_t=1 \tag{10}$$

$$\alpha_2\Delta\sigma_s^{m_2}N_s=1 \tag{11}$$

根据式(10)和式(11)，可得 α_1、α_2 为：

$$\alpha_1=\frac{1}{\Delta\sigma_t^{m_1}N_t} \tag{12}$$

$$\alpha_2=\frac{1}{\Delta\sigma_s^{m_2}N_s} \tag{13}$$

在图 12 中，D 点的循环次数为 N_D，应力幅度为 $\Delta\sigma_D$，代入式(12)和式(13)得：

$$\alpha_1=\frac{1}{\Delta\sigma_D^{m_1}N_D} \tag{14}$$

$$\alpha_2=\frac{1}{\Delta\sigma_D^{m_2}N_D} \tag{15}$$

再由式(10)和式(11)可得：

$$\Delta\sigma_t=\left(\frac{1}{N_t\alpha_1}\right)^{\frac{1}{m_1}} \tag{16}$$

$$\Delta\sigma_s=\left(\frac{1}{N_s\alpha_2}\right)^{\frac{1}{m_2}} \tag{17}$$

联合式(16)和式(17)可得加速因子 β 为

$$\beta=\frac{\Delta\sigma_t}{\Delta\sigma_s}=\frac{A_t}{A_s}=\frac{\left(N_s\alpha_2\right)^{1/m_2}}{\left(N_t\alpha_1\right)^{1/m_1}}=$$

$$\frac{N_s^{1/m_2}\left(\Delta\sigma_D^{m_1}N_D\right)^{1/m_1}}{N_t^{1/m_1}\left(\Delta\sigma_D^{m_2}N_D\right)^{1/m_2}}=\frac{N_s^{1/m_2}}{N_t^{1/m_1}}\left(N_D\right)^{1/m_1-1/m_2} \tag{18}$$

假设磁浮列车车载设备的寿命为 25 年，1 年运行 300 天，每天工作 10 h，则其运行时间为 2.7×10^8 s[3]。由表 1 可知，垂向、横向和纵向实测 PSD 的最小频率 $f_{\min}$ 为 2 Hz，因此车载设备的最少循环次数为

$$N_s=\frac{2.7\times10^8}{\left(1/f_{\min}\right)}=\frac{2.7\times10^8}{(1/2)}=5.4\times10^8 \tag{19}$$

由式(19)可知，达到实际使用寿命时的最少循环次数大于图 12 中截止极限 10^8。

设试验时间为 5 h（1.8×10^4 s），则试验时的最少

循环次数为

$$N_t=\frac{1.8\times10^4}{\left(1/f_{\min}\right)}=\frac{1.8\times10^4}{(1/2)}=3.6\times10^4 \tag{20}$$

试验时 $\Delta\sigma_t$ 位于图 12 中 DL 段。因 $m_1=4$，$m_2=m_1+2=6$[3]，由式(18)~式(20)可得加速因子 β 为

$$\beta=\frac{N_s^{1/m_2}}{N_t^{1/m_1}}\left(N_D\right)^{1/m_1-1/m_2}=\frac{\left(5.4\times10^8\right)^{1/6}}{\left(3.6\times10^6\right)^{1/4}}\times\left(5\times10^6\right)^{1/4-1/6}=5.66 \tag{21}$$

3.2 加速试验剖面构建

加速超高斯随机振动试验剖面的加速度 RMS 值可按式(22)求得。

$$A_{\text{rms}}=\beta\times a_{\text{rms}} \tag{22}$$

式中：β 为加速因子（5.66）；a_{rms} 为实测 PSD 的 RMS 值（垂向、横向和纵向分别为 0.30 m/s²、0.24 m/s² 和 0.23 m/s²）。

由式(22)可求得垂向、横向和纵向加速试验剖面的加速度 RMS 值分别为 1.70 m/s²、1.36 m/s² 和 1.30 m/s²，然后应用振动控制软件的 RMS 值修正功能，按相应 A_{rms} 值修正得到加速后的垂向、横向和纵向 PSD（即加速试验剖面），即可得到垂向、横向和纵向的加速超高斯随机振动试验剖面见图 13~图 15。

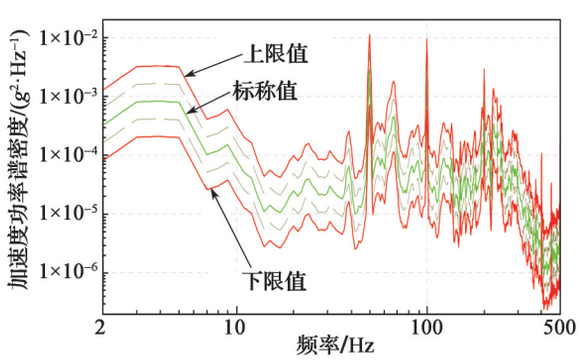


图 13 加速振动试验剖面−垂向

Fig.13 Accelerated vibration test profile-vertical

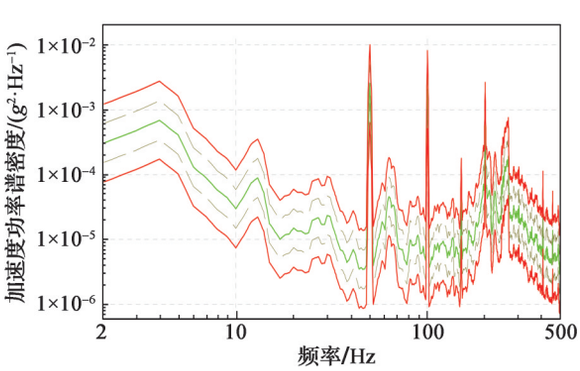


图 14 加速振动试验剖面−横向

Fig.14 Accelerated vibration test profile-transverse

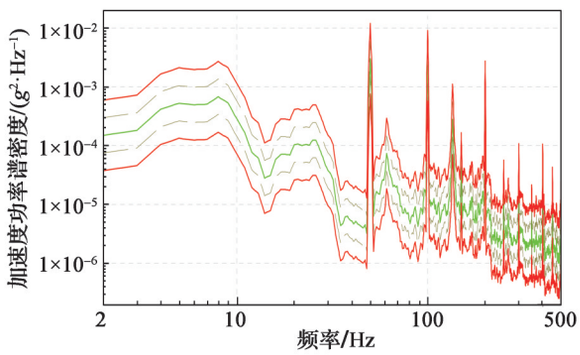


图 15 加速振动试验剖面−纵向

Fig.15 Accelerated vibration test profile-longitudinal

4 结论

本文基于磁浮列车的实际测量数据，开展了加速振动试验设计研究，得出结论如下：

①磁浮设备的实测 PSD 在 2 ~ 50 Hz 频段内其量级显著低于 IEC 61373 的标准谱，且实测与标准谱 RMS 值之间的相对偏差为−35.1% ~ −60.0%，可见磁浮设备所历经的振动环境优于轮轨列车。

②对于车体直接安装的设备而言，磁浮列车的振动频率上限为 500 Hz，明显高于 IEC 61373 标准的频率上限 150 Hz，因此，采用实测 PSD 对磁浮设备进行振动试验，将有利于激发固有频率较高的小型器件的潜在缺陷。

③基于实测振动数据，设计了磁浮设备垂向、横向和纵向的加速振动试验剖面，采用该试验剖面对磁浮设备进行振动试验更符合磁浮列车的真实振动环境。

参考文献：

[1] 马卫华, 罗世辉, 张敏, 等. 中低速磁浮车辆研究综述[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(1): 199-216.
MA Weihua, LUO Shihui, ZHANG Min, et al. Research review on medium and low speed maglev vehicle[J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2021, 21(1): 199-216.

[2] 胡俊雄, 马卫华, 李铁, 等. EMS 型中低速磁浮列车悬浮架技术研究综述[J/OL]. 西南交通大学学报, 2010: 1-15. (2022-05-26) [2022-06-06]. http://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1277.u.20220525.1100.008.html.
HU Junxiong, MA Weihua, LI Tie, et al. Review of suspension technology for EMS medium and low speed maglev train[J]. Journal of southwest jiaotong university, 2010: 1-15. (2022-05-26) [2022-06-06]. http://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1277.u.20220525.1100.008.html.

[3] TC 9. Railway applications – Rolling stock equipment – Shock and vibration tests: IEC 61373: 2010[S]. Geneva: IEC, 2010.

[4] 全国电工电子产品环境技术标准化技术委员会. 电工电

子产品环境参数测量方法 振动数据处理和归纳: GB 10593.3—1990[S]. 北京: 中国标准出版社, 1990.
National Technical Committee for Environmental Technology Standardization of Electrical and Electronic Products. Methods of measuring environmental parameters for electric and electronic products-Treatment and induction for the vibration data：GB 10593.3—1990[S]. Beijing: Standards Press of China, 1990.

[5] 盛骤, 谢式千, 潘承毅 . 概率论与数理统计[M]. 4 版 . 北京: 高等教育出版社, 2008.
SHENG Zhou, XIE Shiqian, PAN Chengyi. Probability theory and mathematical statistics[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2008.

[6] 国防科工委军用标准化中心 . 振动、冲击环境测量数据归纳方法: GJB/Z 126—99[S]. [出版地不详]: 中国人民解放军总装备部, 1999.
Military Standardization Center, State Commission of Science and Technology for National Defense Industry. The inductive methods for environmental measured data of vibration and shock: GJB/Z 126—99[S]. [S.l.]: The General Reserve Department of PLA, 1999.

[7] 韩兴晋, 周劲松, 邓辰鑫 . 基于谱归纳的车辆振动分析[J]. 噪声与振动控制, 2021, 41(5): 26-30.
HAN Xingjin, ZHOU Jinsong, DENG Chenxin. Vehicle vibration analysis based on spectrum induction[J]. Noise and vibration control, 2021, 41(5): 26-30.

[8] 邓辰鑫, 周劲松, 宫岛, 等 . 轨道车辆振动实测环境的谱归纳技术[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2019, 47(10): 1514-1519.
DENG Chenxin, ZHOU Jinsong, GONG Dao, et al. Spectral induction method of vibration in rail vehicles' measurement environment[J]. Journal of Tongji university (natural science), 2019, 47(10): 1514-1519.

[9] 丰志强, 阎楚良, 张书明 . 飞机机载设备振动环境谱的数据处理与编制[J]. 航空学报, 2006, 27(2): 289-293.
FENG Zhiqiang, YAN Chuliang, ZHANG Shuming. Data processing and compilation of vibration environmental spectrum for aircraft airborne equipment[J]. Acta aeronautica ET astronautica sinica, 2006, 27(2): 289-293.

[10] 富冈, 隆弘 . 关于 IEC 61373《轨道交通 机车车辆设备 冲击和振动试验》修订的介绍[J]. 铁道技术监督, 2012, 40(4): 7-11.
FU Gang, LONG Hong. Introduction to the revision of IEC 61373 impact and vibration testing of railway rolling stock equipment[J]. Railway quality control, 2012, 40(4): 7-11.

收稿日期：2022-08-24
修回日期：2023-03-16