

基于无量纲分析的磁流变隔振器阻尼参数优化*

李锐^{1,2}, 杜鹏飞², 徐文韬², 张雄²

(1. 重庆邮电大学汽车电子与嵌入式系统工程研究中心 重庆, 400065)

(2. 重庆邮电大学自动化学院 重庆, 400065)

摘要 针对被动隔振器件不能自适应调整自身参数以及大型工程隔振项目实物研究成本高且难以实现的缺点, 提出了采用无量纲的磁流变隔振器阻尼参数优化的方法。从无量纲的角度对隔振系统进行优化建模。在降低力传递率的同时, 兼顾振动位移和加速度, 根据隔振系统的动态响应特性对多目标问题进行全局寻优, 求得磁流变隔振器的最佳阻尼及其驱动电流。对多频多振幅激励作用下的磁流变隔振器进行阻尼优化仿真, 结果表明, 优化后的振动加速度有效值减少 31.41%, 传递到地基上的力有效值减少 58.75%。根据无量纲相似理论搭建小尺度台架进行试验, 试验表明阻尼参数优化后的振动加速度和传递到地基上的力均得到明显降低。通过仿真和台架试验的相互验证表明了无量纲化参数优化方法的有效性和可行性。

关键词 振动隔离; 磁流变隔振器; 无量纲分析; 参数优化; 试验

中图分类号 U211; U214.9+1

流变隔振器最优阻尼参数及小尺度试验问题。

引言

近年来, 被动隔振方式在动力装置、浮置板轨道等隔振降噪领域中有较广泛的应用。然而, 被动隔振器的刚度阻尼难以根据多变的激励及系统响应进行调节^[1], 在低频下自适应隔振效果较差。

目前, 基于磁流变(液、脂)器件的半主动隔振方式的出现, 为在不同激励条件下实现隔振器参数可调、改进被动系统的低频隔振效果提供了新途径^[2]。磁流变脂(液)是一种新型智能材料, 通过改变驱动电流调节外加磁场强度进而改变其阻尼特性。磁流变隔振器具有响应速度快、鲁棒性强、出力大和耗能低的特点^[3], 近年来成为广大学者研究的热点。

把新型隔振器件应用到大型工程系统中, 对其进行试验研究是必不可少的环节。大型工程项目在实验室进行实物试验成本非常高且难以实现, 因此对其模型化研究尤为重要。简单的几何相似并不能够完全反应出隔振系统的动力学特性, 基于无量纲分析的相似理论是解决此问题的有效方法之一, 在车辆、航空、船舶等领域都有广泛的应用^[4-5]。因此, 基于无量纲分析的磁流变隔振器阻尼参数优化具有重要的研究价值。

笔者从无量纲的角度出发, 以短型浮置板轨道隔振为例, 在多频激励下研究满足隔振多目标需求的磁

1 隔振系统模型化及目标函数

1.1 隔振系统模型化

由于实际的振动系统较为复杂, 仅以短型浮置板轨道为例进行隔振系统参数优化和模型化研究。文献[6]把短型浮置板看做是一集成质量块。如图 1(a)所示, 单块短型浮置板轨道实物可等效为等价机械系统, 如图 1(b)所示。

由于隔振系统的复杂性, 这里做以下几点假设: a. 将列车看作是移动的复合振源, 通过轮轨对浮置板提供激励力; b. 对列车在平直轨道段的垂向载荷进行研究; c. 短型浮置板长度一般小于 6 m, 可视为刚体; d. 地下基础质量为无限大。

1.1.1 隔振系统的动态模型

短型浮置板轨道隔振系统垂向振动状态方程

$$m\ddot{x} = -F_R(x, \dot{x}) + F_v(t) + G \quad (1)$$

其中: m 为短型浮置板轨道的质量; \ddot{x} 为浮置板的振动加速度; $F_R(x, \dot{x})$ 为磁流变脂隔振器上的隔振力且 $F_R(x, \dot{x}) = F_{R_0} + u_1 x + u_2 \dot{x}$; F_{R_0} 为隔振器所承受的静载力; u_1 为隔振系统的总体刚度; u_2 为隔振系统的总体阻尼; x 为浮置板的振动位移; \dot{x} 为浮置板的振动速度; $F_v(t)$ 为列车轮轨垂向振动载荷; G 为

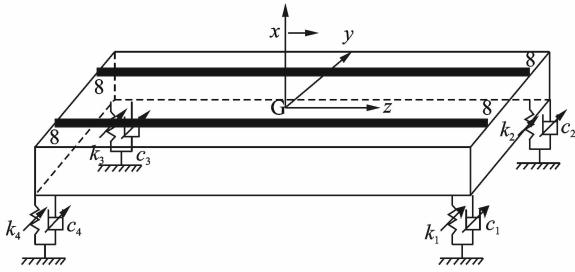
* 国家自然科学基金资助项目(51005264; 11372366); 重庆市自然科学基金资助项目(cstc2012jjA40035); 重庆邮电大学博士启动基金资助项目(A2010-08)

收稿日期: 2013-05-02; 修回日期: 2013-05-31



(a) 实物图

(a) Physical picture



(b) 等价机械系统

(b) Equivalent mechanical system

图1 短型浮置板轨道

Fig. 1 Model of single discrete FST

短型浮置板轨道的重力。

隔振系统振动的初始条件

$$\begin{cases} x(0) = 0 \\ \dot{x}(0) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

1.1.2 激振力振源模型

1) 最大垂向力的确定

在文献[7]中,国际上广泛采用速度系数 α_v 和偏载系数 β_P 来确定车轮对轮轨的最大垂向力,最大垂向力的计算公式为

$$P_D = P_S(1 + \alpha_v + \beta_P) \quad (3)$$

其中: P_D 为动载荷; P_S 为静载荷。

2) 轮轨垂向激振力

产生竖向轮轨力的主要原因是由各种不平顺及轮周局部扁疤等造成的^[8],可用一系列正弦载荷和静荷载来模拟列车动载荷,因此列车动载荷^[8]为

$$F_v(t) = A_0 + A_1 \sin(\omega_1 t) + A_2 \sin(\omega_2 t) + A_3 \sin(\omega_3 t) \quad (4)$$

其中: A_0 为静载荷; A_1, A_2, A_3 分别为3种主要频率 $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ 的典型荷载幅值。

1.1.3 磁流变脂隔振器模型

依据挤压模式原理设计了磁流变脂隔振器,如图2所示,它能够在小振幅振动下提供较大的阻尼(力)。磁流变脂隔振器的初始刚度 k 和初始阻尼 c ,当通以磁流变脂隔振器的驱动电流改变时,磁流变脂隔振器的可调阻尼力为

$$F_{sq,\tau} = u_1 x + u_2 \dot{x} - kx - c\dot{x} \quad (5)$$

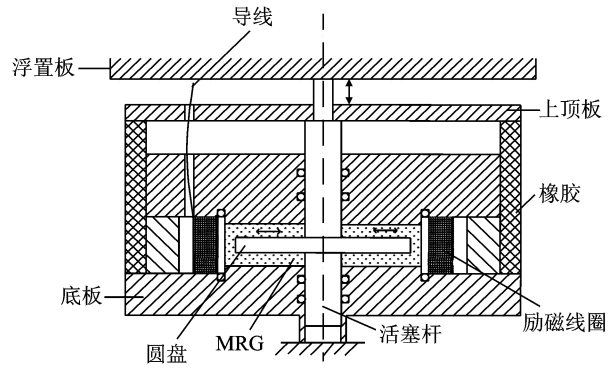


图2 基于挤压模式的磁流变脂隔振器

Fig. 2 Structure of MRG isolator based on the squeeze mode

由文献[9]可知,挤压模式下的可调阻尼力理论模型为

$$F_{sq,\tau} = \frac{4\pi r_a^3 \tau_{0,sq}}{3(x_0 + x)} \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (6)$$

其中: \dot{x} 为圆盘相对运动速度; sgn 为符号函数; r_a 为被激活磁流变脂的半径; x_0 为圆盘底部到下底板端面的距离; $\tau_{0,sq}$ 为磁流变脂隔振器剪切场应力; 挤压模式下振动位移较小,因此 $x_0 + x \approx x_0$ 。

1.2 隔振优化的目标函数

从车辆行驶安全性、轮轨振动对地基结构的影响、浮置板振动对列车影响的耦合来综合考虑,确定用以下3组变量作为隔振系统的优化性能指标。

1) 为保证列车行走安全性,浮置板振动的幅值不超过隔振器的最大行程的一半,因此确定目标函数一为

$$\max_{u \in U} J_1(\mathbf{u}) = \max_{u \in U} \max_{t \in [0, T_0]} |x(t, \mathbf{u})| \leq \frac{D}{2} \quad (7)$$

2) 为减少对周围环境的影响,要求传递到地基的力有效值最小,因此确定目标函数二为

$$\min_{u \in U} J_2(\mathbf{u}) = \min_{u \in U} \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [u_1 x(t, \mathbf{u}) + u_2 \dot{x}(t, \mathbf{u})]^2 dt} \quad (8)$$

3) 在振动耦合系统中,浮置板既是振动的传播途径,又是振源,因此为减少浮置板对车辆系统反作用影响,要求浮置板振动加速度有效值应最小,因此确定目标函数三为

$$\min_{u \in U} J_3(\mathbf{u}) = \min_{u \in U} \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [\ddot{x}(t, \mathbf{u})]^2 dt} \quad (9)$$

式(7~9)中: $\mathbf{u} = (u_1 \quad u_2)^T$ 为隔振系统的优化目标参数向量; u_1 为隔振系统的目标刚度; u_2 为隔振系统的目标阻尼; T 为激振力的一个公共周期; T_0 为列车经过一块浮置板所需的时间; D 为隔振器所允许振动的最大行程; F_{R_0} 为传递到地基上的静载力。

2 基于无量纲分析的参数优化

为了校正试验模型和实际原型之间参数上的差距,笔者基于无量纲参数对隔振器进行阻尼优化研究,以提高隔振系统的性能指标。

2.1 隔振系统模型的无量纲化

首先,将状态方程(1)无量纲化

$$\bar{m} \bar{\ddot{x}}(t) = -\bar{F}_{R_0} - \bar{u}_1 \bar{x} - \bar{u}_2 \bar{\dot{x}} + \bar{F}_v(t) + \bar{G} \quad (10)$$

其中: $\bar{m} = \frac{mD}{FT^2}$; $\bar{F}_{R_0} = \frac{F_{R_0}}{F}$; $\bar{u}_1 = \frac{u_1 D}{F}$; $\bar{u}_2 = \frac{u_2 D}{FT}$; $\bar{F}_v = \frac{F_v}{F}$; $\bar{G} = \frac{G}{F}$; $\bar{x} = \frac{x}{D}$; $\bar{\dot{x}} = \frac{\dot{x}}{D}$; $\bar{\ddot{x}} = \frac{\ddot{x}}{D}$; $\bar{t} = \frac{t}{T}$; $\bar{\omega} = \omega T$; F 为无量纲化过程中的常力; T 为激振力的一个公共周期; D 为隔振器的最大行程;特别地,规定字母上有一杠的量均为无量纲量。

其次,将激振力方程(4)无量纲化

$$\bar{F}_v(t) = \bar{A}_0 + \sum_{i=1}^3 \bar{A}_i \sin(\bar{\omega}_i \bar{t}) \quad (11)$$

其中: $\bar{F}_v = \frac{F_v}{F}$; $\bar{A}_0 = \frac{A_0}{F}$; $\bar{A}_i = \frac{A_i}{F}$; $\bar{\omega}_i = \omega_i T$ 。

由于传递到地基上的静载力 $\bar{F}_{R_0} = \bar{A}_0 + \bar{G}$,因此根据式(10),(11)得到状态方程的解为

$$\bar{x} = e^{\bar{\alpha}} [C_1 \cos(\bar{\omega} \bar{t}) + C_2 \sin(\bar{\omega} \bar{t})] + \sum_{i=1}^3 \bar{M}_{1i} \sin(\bar{\omega}_i \bar{t}) + \sum_{i=1}^3 \bar{M}_{2i} \cos(\bar{\omega}_i \bar{t}) \quad (12)$$

其中: $\bar{M}_{1i} = \frac{(\bar{u}_1 - \bar{m}\bar{\omega}_i^2)\bar{A}_i}{[(\bar{u}_1 - \bar{m}\bar{\omega}_i^2)^2 + \bar{u}_2^2\bar{\omega}_i^2]}$; $\bar{\alpha} = -\frac{\bar{u}_2}{2\bar{m}}$; $\bar{\omega} = \frac{\sqrt{\bar{u}_2^2 - 4\bar{m}\bar{u}_1}}{2\bar{m}}$; $\bar{M}_{2i} = \frac{-\bar{u}_2\bar{\omega}_i\bar{A}_i}{[(\bar{u}_1 - \bar{m}\bar{\omega}_i^2)^2 + \bar{u}_2^2\bar{\omega}_i^2]}$; C_1, C_2 为积分常数。

由初始条件可知

$$\begin{cases} C_1 = -(\bar{M}_{21} + \bar{M}_{22} + \bar{M}_{23}) \\ C_2 = -\frac{1}{\bar{\omega}}(\bar{M}_{11}\bar{\omega}_1 + \bar{M}_{12}\bar{\omega}_2 + \bar{M}_{13}\bar{\omega}_3) \end{cases} \quad (13)$$

从位移方程(12)可知:由于 $\bar{\alpha} = -\frac{\bar{u}_2}{2\bar{m}} < 0$, $e^{\bar{\alpha}}$ 为一个衰减函数,振动很快达到稳态,因此式(12)右边第1项可忽略,只考虑振动稳态的情况。

由传到地基上的力 $\bar{F}_T = \bar{u}_1 \bar{x} + \bar{u}_2 \bar{\dot{x}}$ 可求得传递到地基上的力的有效值为

$$\bar{A}_{F_T} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \frac{(\bar{u}_1^2 + \bar{u}_2^2 \bar{\omega}_i^2) \bar{A}_i^2}{(\bar{u}_1 - \bar{m}\bar{\omega}_i^2)^2 + \bar{u}_2^2 \bar{\omega}_i^2}} \quad (14)$$

浮置板振动加速度有效值为

$$\bar{A}_{\ddot{x}} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \frac{\bar{A}_i^2 \bar{\omega}_i^4}{(\bar{u}_1 - \bar{m}\bar{\omega}_i^2)^2 + \bar{u}_2^2 \bar{\omega}_i^2}} \quad (15)$$

2.2 优化隔振目标参数的确定

2.2.1 无量纲目标刚度 \bar{u}_1

由于隔振系统的位移量非常小,隔振系统的总体刚度基本保持不变,由此可得无量纲目标刚度

$$\bar{u}_1 = \bar{k} \quad (16)$$

2.2.2 无量纲目标阻尼 \bar{u}_2

由式(14)可知,要使传递到地基上的力有效值最小,即要求

$$\min_{\bar{u} \in \bar{U}} \bar{J}_2(\bar{u}) = \min_{\bar{u} \in \bar{U}} \{\bar{A}_{F_T}\} \quad (17)$$

由式(15)可知,要使浮置板的振动加速度有效值最小,即要求

$$\min_{\bar{u} \in \bar{U}} \bar{J}_3(\bar{u}) = \min_{\bar{u} \in \bar{U}} \{\bar{A}_{\ddot{x}}\} \quad (18)$$

由于浮置板轨道隔振问题为多目标优化问题,在满足浮置板最大振动幅度不超过最大行程的条件下,采用线性加权法求全局最优解,即

$$\min_{\bar{u} \in \bar{U}} \bar{J} = \min_{\bar{u} \in \bar{U}} [\bar{\omega}_2 \bar{J}_2(\bar{u}) + \bar{\omega}_3 \bar{J}_3(\bar{u})] \quad (19)$$

其中: $\bar{\omega}_i = \frac{1}{J_i(u^*)}$ 为权重; $J_i(u^*)$ 为单目标最优值。

2.3 最佳驱动电流的求解

当最优目标参数 \bar{u}_1, \bar{u}_2 确定后,浮置板振动的位移、速度、加速度都能够得以确定,由式(5)可得无量纲可调阻尼力为

$$\bar{F}_{s_{j,\tau}} = \bar{u}_1 \bar{x} + \bar{u}_2 \bar{\dot{x}} - \bar{k}\bar{x} - \bar{c}\bar{\dot{x}} \quad (20)$$

通过 $\bar{F}_{s_{j,\tau}} = \frac{F_{s_{j,\tau}}}{F}$ 得到可调阻尼力 $F_{s_{j,\tau}}$ 与 t 的关系。由式(6)求得剪切应力 τ_{0,s_j} 与时间 t 的关系 $\tau_{0,s_j} = f(t)$, 又因为剪切应力 τ_{0,s_j} 与电流 I 的关系 $\tau_{0,s_j} = g(I)$ 可通过试验测得,因此通过 $\tau_{0,s_j} = f(t)$ 和 $\tau_{0,s_j} = g(I)$ 可反解求得电流 I 与时间 t 的关系 $I = h(t)$ 。

2.4 隔振系统的性能评价指标

通过比较各频率下的相对加速度传递率来判断隔振系统在整个频域下的隔振性能。相对加速度传递率定义为:在激振频率为 $\bar{\omega}_i$ 时浮置板振动加速度幅值 $\bar{A}_{\ddot{x}_i}$ 与激励加速度幅值 \bar{A}_{a_i} 的比值,即

$$\eta_i = \frac{\bar{A}_{\ddot{x}_i}}{\bar{A}_{a_i}} \quad (21)$$

其中:激励加速度幅值 \bar{A}_{a_i} 为激振力幅值 \bar{A}_i 与浮置板质量 \bar{m} 的比值。

根据推导的浮置板振动加速度幅值 $\bar{A}_{\ddot{x}_i}$, 在各频率下相对加速度传递率为

$$\eta_{x_i} = \sqrt{\frac{m^2 \omega_i^4}{(\bar{u}_1 - m\omega_i^2)^2 + \bar{u}_2^2 \omega_i^2}} \quad (22)$$

3 磁流变隔振器参数优化仿真

当前地铁列车一般为电力机车,运行速度不超过 120 km/h,通过查阅相关铁路、浮置板轨道资料,得到短型浮置板轨道隔振系统的一般平台参数,运用 MATLAB7.9.0(R2009b)进行优化仿真。

3.1 浮置板轨道隔振系统的模型参数

隔振系统的参数如表 1 所示。为保证列车运行的安全性,浮置板的最大运动幅度不超过 5 mm,即 $D=5$ mm。设各频段的典型频率分别取 $f_1=12$ Hz, $f_2=40$ Hz, $f_3=80$ Hz。根据式(3)和静轮载确定最大垂向力为 $P_D=210$ kN,由最大垂向力可确定动载力,取各典型频率下的载荷幅值为 $A_1=10$ kN, $A_2=30$ kN, $A_3=20$ kN,因此激振力方程为

$$F_w(t) = 150\,000 + 10\,000\sin(2\pi 12t) + 30\,000\sin(2\pi 40t) + 20\,000\sin(2\pi 80t)$$

表 1 隔振系统的参数

Tab. 1 The parameters of isolation system

参数	参数值
钢轨单位长度质量/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$)	60.64
浮置板长度/m	4
浮置板厚度/m	0.35
浮置板宽度/m	3
浮置板密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	3 000
MR 隔振器初始刚度/($\text{MN} \cdot \text{m}^{-1}$)	20
MR 隔振器初始阻尼/($\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)	50
静轮载/kN	150

3.2 隔振系统优化参数的确定

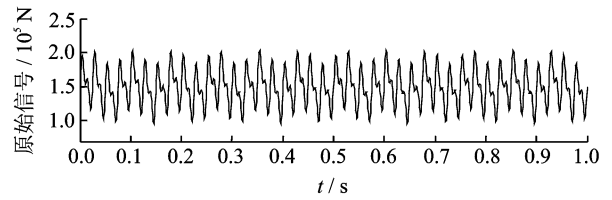
由于振动位移非常小,隔振系统的系统总体刚度基本保持不变,因此无量纲目标参数 $\bar{u}_1 = \bar{k} = 40$ 。

由式(17),(18)可分别求得单目标 \bar{J}_i ($i=2,3$) 与无量纲目标参数 \bar{u}_2 的关系,通过式(19)求得多目标 \bar{J} 与目标参数 \bar{u}_2 的关系。因此,在 \bar{u}_2 的可行范围内求得最优目标参数 \bar{u}_2^* 。通过计算,最优参数 $\bar{u}_2^* = 5.8$ 。

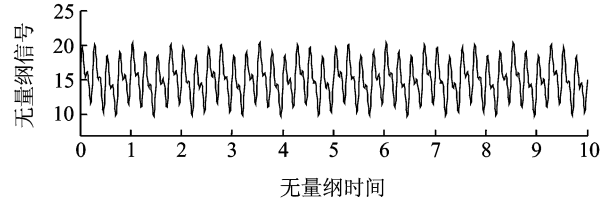
3.3 磁流变隔振器的最佳驱动电流的确定

取 1 s 的时间段对其进行隔振仿真。运用式(11)对激振力进行无量纲处理,图 3(b)是无量纲处

理后的关系曲线。



(a) 激振力的原始信号曲线
(a) The original signal



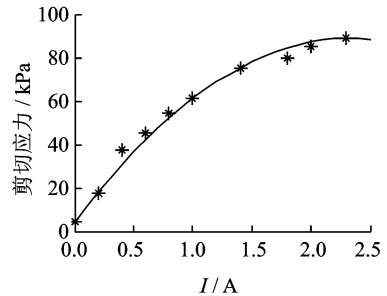
(b) 无量纲化后信号
(b) The dimensionless signal

图 3 激振力信号

Fig. 3 The signal of excitation force

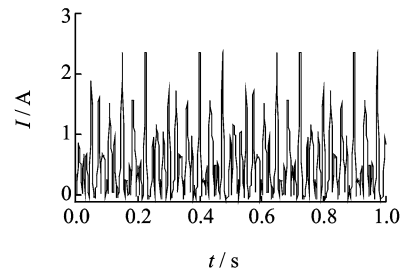
采用本试验所用的磁流变脂材料,经试验测得场剪切应力与电流之间的关系曲线如图 4(a)所示,场剪切应力与电流的函数关系为

$$\tau_{0,sq} = -15.3I^2 + 71.88I + 4.38 \quad (23)$$



(a) 场剪切应力与电流的关系

(a) The relationship of the field shear stress and current



(b) 驱动电流随时间变化

(b) The relationship of the drive current and time

图 4 磁流变隔振器电流曲线

Fig. 4 Electric current curve of magneto-rheological isolator

可反解求得电流与时间的关系,如图 4(b)所示,图中数据已经转换为有量纲量。其中:磁流变器件圆盘底部到下底板端面距离 $x_0 = 20$ mm,被激活磁流变脂的半径 $r_a = 100$ mm。

3.4 磁流变隔振器优化前后的隔振效果比较

磁流变脂隔振器优化前即不通电流时(可视为被动隔振(OA 条件)),与优化后进行隔振对比。通过计算浮置板振动位移、加速度以及传递到地基上的力,其对比效果图如图 5 所示。

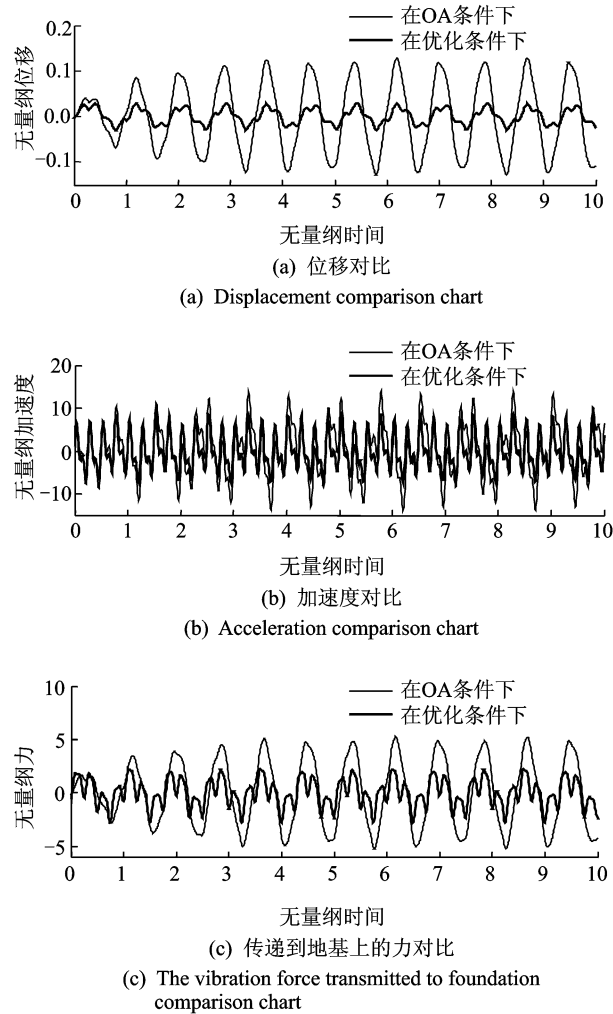


图 5 优化前后的隔振效果

Fig. 5 The vibration isolation effect of before and after optimization

从图 5 可以看出,优化后的隔振效果明显比被动隔振效果好。浮置板振动加速度和传递到地基上的力的有效值如表 2 所示。可以看出,优化隔振与被动隔振相比,浮置板振动加速度减少了 31.41%,传递到地基上的力减少了 58.75%,这说明了优化隔振能够有效提高隔振效果。

表 2 磁流变隔振器参数优化前后的对比

Tab. 2 The comparison table of before and after parameter optimization of MR isolator

系统	浮置板振动加速度/($m \cdot s^{-2}$)	传递到地基上的振动力/kN
被动方式	3.009	31.01
优化隔振	2.064	12.79
振动减少	31.41%	58.75%

3.5 隔振系统优化前后的隔振性能对比

对整个隔振系统,根据式(22)求得被动隔振与优化隔振在不同频率下的相对加速度传递率,其关系曲线如图 6 所示。

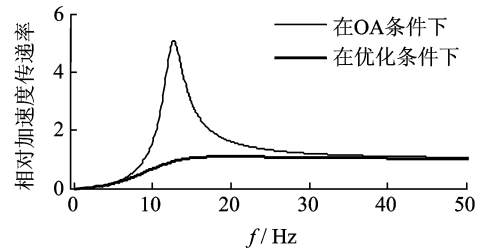


图 6 实际原型系统的相对加速度传递率

Fig. 6 The relative acceleration transmissibility of the actual prototype system

从图 6 可以看出,优化隔振的相对加速度传递率在低频(7~30 Hz)时的隔振效果明显优于被动隔振,提高了整个隔振系统的隔振性能。

4 磁流变隔振器参数优化的台架试验

4.1 隔振系统相似理论研究

振动波形具有叠加性,只需研究在各频率下振动相似就能说明整个系统具有相似性。任取一频率下的激振力 $F(t) = A \sin(\omega t)$,对其进行相似分析

实际原型系统为

$$\bar{m}_1 \ddot{\bar{x}} + \bar{c}_1 \dot{\bar{x}} + \bar{k}_1 \bar{x} = \bar{A}_1 \sin(\bar{\omega}_1 \bar{t}) \quad (24)$$

台架试验系统为

$$\bar{m}_2 \ddot{\bar{x}} + \bar{c}_2 \dot{\bar{x}} + \bar{k}_2 \bar{x} = \bar{A}_2 \sin(\bar{\omega}_2 \bar{t}) \quad (25)$$

其中: $\bar{m}_i = \frac{m_i D_i}{F_i T_i^2}$; $\bar{c}_i = \frac{c_i D_i}{F_i T_i}$; $\bar{k}_i = \frac{k_i D_i}{F_i}$; m_i 为浮置板轨道的质量; D_i 为浮置板轨道所允许的最大位移; F_i 为系统在无量纲化过程中所选取的常力; k_i 为系统刚度; c_i 为系统阻尼系数; A_i 为输入激振力幅值; ω_i 为输入激振力频率; T_i 系统的固有周期; ω_{m_i} 为系统的固有频率; $i=1, 2$; $i=1$ 代表为实际原型系统, $i=2$ 代表为台架试验系统。

若两系统动力学特性相似,则无量纲化后的两系统对应系数相等。

实际原型系统为

$$\ddot{x} + \frac{c_1 T_1}{m_1} \dot{x} + \frac{k_1 T_1^2}{m_1} x = \frac{A_1 T_1^2}{m_1 D_1} \sin(\omega_1 \bar{t}) \quad (26)$$

台架试验系统为

$$\ddot{x} + \frac{c_2 T_2}{m_2} \dot{x} + \frac{k_2 T_2^2}{m_2} x = \frac{A_2 T_2^2}{m_2 D_2} \sin(\omega_2 \bar{t}) \quad (27)$$

因此根据相似理论,令两系统固有频率之比为

$$\frac{\omega_{m_1}}{\omega_{m_2}} = \zeta, \text{两系统浮置板轨道质量之比为} \frac{m_1}{m_2} = \lambda, \text{两系}$$

统所允许的最大位移之比为 $\frac{D_1}{D_2} = \delta$ 。由文献[10]可知,

在固有频率处振动隔离效果最差。为使实际原型系统和台架试验系统动力学特性相似,两系统激励频率之比应与固有频率之比相等,即

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_{m_1}}{\omega_{m_2}} = \zeta \quad (28)$$

通过式(26),(27)对应系数相等可得

$$\begin{cases} \frac{c_1}{c_2} = \frac{m_1 \omega_1}{m_2 \omega_2} = \zeta \lambda \\ \frac{k_1}{k_2} = \frac{m_1 \omega_1^2}{m_2 \omega_2^2} = \zeta^2 \lambda \\ \frac{A_1}{A_2} = \frac{m_1 D_1 \omega_1^2}{m_2 D_2 \omega_2^2} = \zeta^2 \lambda \delta \end{cases} \quad (29)$$

可见,只要满足以上各参数对应比例关系,就可以设计出反映实际原型系统的隔振小台架。

4.2 隔振台架装置与参数

台架试验装置如图7所示,通过振动电机提供激励力,运用变频器(E1000-0015T3)调整振动电机的振动频率,在模拟浮置板下安装4个磁流变脂隔振器,在隔振器下分别安装力传感器(BK-1A)用以测量传递到地基上的力,并且在浮置板上安装有加速度传感器(JM411-22T)用以测量浮置板振动加速度。台架参数如表3所示。

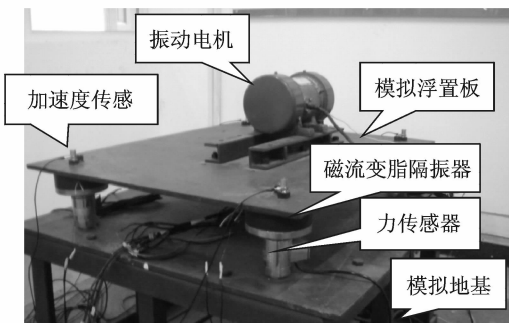


图7 隔振小平台试验装置

Fig. 7 Small bench test apparatus of vibration isolation

表3 隔振台架装置主要参数

Tab. 3 The main parameters of the bench apparatus

参数	参数值
浮置板质量/kg	120
磁流变脂隔振器初始刚度/(kN·m ⁻¹)	911.2
磁流变脂隔振器初始阻尼/(Ns·m ⁻¹)	1 091.6
静载/N	230

浮置板最大运动幅度不超过3 mm,即 $D = 3$ mm。调整振动电机两块偏心轮的角度为 32° ,在振动频率为28 Hz时,振动电机提供的激励力为 $F_v(t) = 443 \sin(2\pi 28t)$ 。

4.3 试验台架与实际原型隔振性能对比

通过相似理论搭建试验台架,根据其参数,在整个频域范围内通过相对加速度传递率进行隔振性能对比,如图8所示。与实际原型系统的相对加速度传递率(图6)相比,两系统具有较好的相似性。

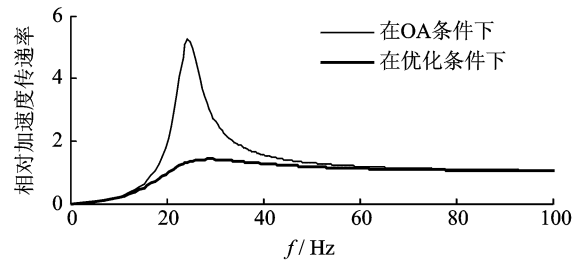


图8 台架试验系统相对加速度传递率

Fig. 8 The relative acceleration transmissibility of the bench test system

4.4 台架中磁流变隔振器的最佳驱动电流的确定

激励力信号为周期信号,取0.5 s的时间段对其进行隔振试验。根据式(20)求得无量纲可调阻尼力与时间的关系,其中: $\bar{m} = 0.9152$, $\bar{\alpha} = -3.1687$, $\bar{\omega} = 5.802$, $\bar{u}_1 = 40$ 。

通过可调阻尼力与时间的关系以及可调阻尼力与电流的关系,可以反解得到电流与时间的关系,如图9(图中数据已经转换为有量纲量)所示。其中:磁流变圆盘底部到下底板端面的距离 $x_0 = 8$ mm;被激活磁流变脂的半径为 $r_a = 20$ mm。

台架试验优化前后实测值的对比当磁流变隔振器通以近似的最佳驱动电流时,对力传感器、加速度传感器测得结果经滤波后,其幅频特性如图10所示。

从图10看出,磁流变隔振器优化后,浮置板振动加速度幅值和传递到地基上的力幅值相比与被动隔振分别降低了 4.6 m/s^2 , 125.3 N ,大大减少了振动能量的传递。

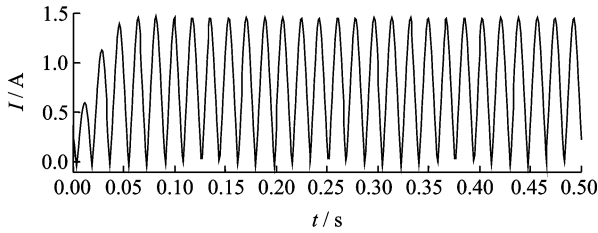
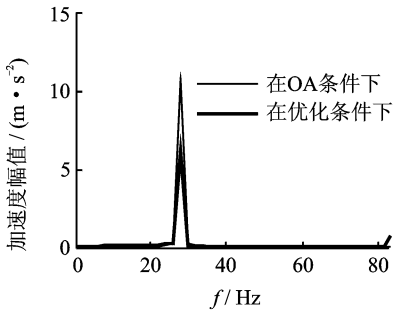
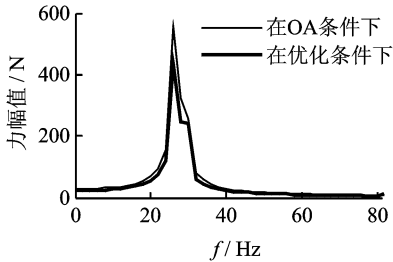


图 9 最佳驱动电流随时间的变化曲线

Fig. 9 The relationship of the best drive current and time



(a) 振动加速度
(a) The vibration acceleration



(b) 传递到地基上的力
(b) The force transmitted to the foundation

图 10 幅频对比图

Fig. 10 The amplitude-frequency diagram

5 结 论

1) 根据评价指标建立多优化目标,结合磁流变隔振器和系统动力学特性,通过无量纲参数优化对磁流变隔振器阻尼进行全局寻优的方法,既校正了试验模型和实际原型之间参数上的差距,又能够使隔振系统适应不同的激励条件,提高低频隔振效率。

2) 通过仿真和台架试验的相互验证,验证了基于无量纲分析的参数优化方法在短型浮置板轨道隔振系统中的有效性和可行性。同时,基于无量纲分析的磁流变隔振系统参数优化方法能够提高隔振系统的设计效率、降低工程试验成本。

参 考 文 献

[1] 涂奉臣,陈照波,刘望中,等. 新型半主动整星隔振平台及其模糊最优控制研究[J]. 振动工程学报, 2010, 23

(2):133-139.

Tu Fengchen, Chen Zhaobo, Liu Wangzhong, et al. A new type semi-active whole-spacecraft isolation platform and its fuzzy optimal control[J]. Journal of Vibration Engineering, 2010,23(2):133-139. (in Chinese)

[2] Li Zhaochun, Wang Jiong. A gun recoil system employing a magneto-rheological fluid damper[J]. Smart Materials and Structures, 2012,21:1-10.

[3] Zhu Xiacong, Jing Xingjian, Cheng Li. Magnetorheological fluid dampers: a review on structure design and analysis[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2012,23(8):839-873.

[4] 卢凯良,张卫国,吴志君,等. 集装箱起重机减隔震装置及其模型试验[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(4): 501-506.

Lu Kailiang, Zhang Weiguo, Wu Zhijun, et al. Anti-seismic device design for container crane and its model test[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011,31(4):501-506. (in Chinese)

[5] 卢凯良,张卫国,宓为建,等. 运用模态综合法的车桥自激激励耦合振动分析[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(3):419-425.

Lu Kailiang, Zhang Weiguo, Mi Weijian, et al. Coupled vibration analysis for self-excitation vehicle-bridge based on mode synthesis method[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(3): 419-425. (in Chinese)

[6] Yuan Jun, Zhu Yongchao, Wu Minzhe. Vibration characteristics and effectiveness of floating slab track system[J]. Journal of Computers, 2009,4(12):1249-1254.

[7] 练松良. 轨道工程[M]. 北京:人民交通出版社, 2009: 105-108.

[8] 潘昌实, Pande G N. 黄土隧道列车动荷载响应有限元初步数定分析研究[J]. 土木工程学报, 1984, 17(4): 18-28.

Pan Changshi, Pande G N. Preliminary deterministic finite element study on a tunnel driven in loess subjected to train loading[J]. China Civil Engineering Journal, 1984,17(4):18-28. (in Chinese)

[9] Brigley M, Choi Y T, Wereley N M, et al. Magneto-rheological isolators using multiple fluid modes[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2007,18(12):1143-1148.

[10] Maciejewski I, Oleskiewicz R, Krzyz-yanski T. Active control of vibration in small and medium amplitude range of elements in automotive systems[J]. Archive of Applied Mechanics, 2009,79:587-594.



第一作者简介:李锐,男,1975年12月生,博士、教授。主要研究方向为智能结构系统和汽车电子。曾发表《基于磁流变悬置的动力装置垂向隔振控制与试验研究》(《振动与冲击》2012年第31卷第10期)等论文。

E-mail: lirui-cqu@163.com

