

二级柔性减振系统设计及力学性能分析*

石先杰¹, 郭卓涛¹, 黄舟¹, 周春辉², 任志英²

(1. 中国工程物理研究院总体工程研究所 绵阳, 621999) (2. 福州大学机械工程及自动化学院 福州, 350116)

摘要 为解决二级减振引起个别仪器振动的局部放大、使得力学环境不能满足运行要求的问题, 首先, 针对金属橡胶双层减振系统, 充分考虑安装板的柔性刚度, 建立了刚柔复合的二级减振系统模型; 其次, 基于目标频率对二级减振的频率响应函数进行系统的刚度解耦, 实现了减振器刚度的求解, 并应用有限元进行随机振动分析, 验证了刚柔复合二级减振系统理论模型的可行性; 最后, 利用振动台进行了试验验证。结果表明, 当二级减振系统满足工程刚度需求, 其一阶固有频率低于 40 Hz 时, 减振效率可达到 70% 以上, 试验与仿真结果基本一致。

关键词 二级柔性减振; 金属橡胶减振器; 随机振动; 固有频率; 减振效率

中图分类号 TB535

引言

二级减振也称双层隔振, 是振动力学中常见的一种二自由度振动系统^[1], 因其优越的高频减振性能, 广泛运用于航空航天、仪器仪表等领域。金属橡胶作为一种耐高温、高阻尼及高强度的弹性多孔金属材料, 其减振性能尤为突出, 是减振器中重要的减振元件, 常被应用于二级减振系统中。但是, 不合理的设计常常使二级减振系统的减振性能适得其反, 因此学者们对二级减振进行了各种研究。李红钢等^[2]基于隔振器非线性立方刚度模型, 建立了双层隔振系统的动力学方程, 应用龙格库塔数值法求得系统的冲击响应, 分析双层隔振系统上下层质量比、刚度比、隔振器阻尼和硬特性刚度系数对系统抗冲击性能的影响。孔岩峰等^[3]针对含金属橡胶的双层隔振系统, 提出了基于多项式动态模型的等效线性化方法, 但仅适用于简谐激励的响应分析。牛昊轩等^[4]针对某动力总成双层隔振系统, 分析了隔振器三向刚度变化对系统隔振特性的影响。李豫川等^[5]建立了柔性基础的双层隔振系统力学模型, 从力传递率、插入损失、振级落差及功率流传递率的定义, 推导出了物理参数表达式。刘海平等^[6]提出一种由正负刚度元件组成的双层高阻尼隔振器, 并建立其

系统动力学模型。陈高升等^[7]利用四端参数法建立了基于冰箱压缩机双层隔振系统的理论模型, 得到了系统的力传递率规律。利云云等^[8]将高静低动刚度隔振系统低频隔振性能优越和双层隔振系统对高频振动衰减迅速的优点结合起来, 提出了基于欧拉屈曲梁负刚度调节器的双层高静低动刚度隔振系统, 结果表明, 上层刚度完全线性、下层为准零刚度时系统的隔振性能最好。余慧杰等^[9]研究并设计了一种双层金属橡胶非线性隔振器, 讨论了干摩擦力和非线性刚度等参数对隔振效果的影响。Cheng 等^[10]针对船舶双层隔振难以实现最优隔振性能的问题, 建立了船舶动力设备双层隔振系统的振动传递理论模型, 研究了上、下层隔振装置的阻尼和刚度比、中间筏架与动力设备的质量比对振动传递的影响规律。由于二级减振系统自身结构复杂, 目前的研究主要集中在理论模型以及一些隔振性能参数的优化上^[11-13], 试验研究仍然较少。

针对金属橡胶双层隔振系统, 笔者设计了具有柔性安装板的刚柔复合二级减振系统, 建立了其二级减振力学模型, 推导出二级减振系统的频率响应函数。同时, 基于目标频率对刚度解耦实现减振器刚度的求解, 并建立有限元模型进行模态分析与随机振动分析, 验证了二级减振设计的可行性。

* 国家自然科学基金 NSAF 联合重点资助项目(U2330202); 国家自然科学基金资助项目(52175162, 51975123)
收稿日期: 2022-11-12; 修回日期: 2023-02-27

1 二级减振系统设计

1.1 减振要求

在随机振动试验条件下,要求金属橡胶减振器的减振效率不低于70%,减振系统谐振点处的峰值放大倍数应不大于10,金属阻尼减振器振动位移幅值不大于1.5 mm。

1.2 二级减振系统

二级减振系统是基于一级整体减振,在隔振设备与柔性安装板之间安装减振器。多个组件通过减振器与柔性安装板连接后,安装板再通过减振器与安装基座连接。图1为二级减振系统组件安装示意图。其中,安装板的质量为12 kg,是一种直径为435 mm的铝合金圆薄板。当二级减振系统受到激励时,激励力受到第1级减振器和铝合金薄板的吸振,最终传递到设备的激励力大幅减小。因此,二级减振器起到高效稳定的隔振效果,其中安装组件的质量为3 kg。

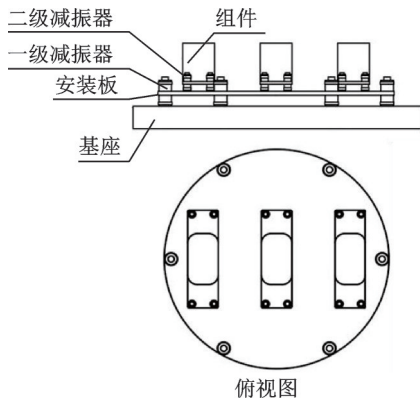


图1 二级减振系统组件安装示意图

Fig.1 Installation diagram of secondary damping systems components

1.3 二级减振系统动力学模型

为了确定二级减振器的功能参数,对二级减振系统的力学模型进行如下简化处理:①将组件简化成刚性质量单元;②忽略金属橡胶元件的质量;③由于铝合金安装板是一种较高弹性的材料,忽略其阻尼作用,将其等效成柔性刚度并进行质量分离处理;④保留中间铝合金薄板的质量,作为一级质量。二级减振系统的动力学模型如图2所示。

根据二级减振系统力学模型,可以得到动力学

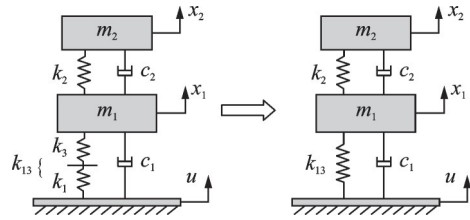


图2 二级减振动力学模型

Fig.2 Theoretical model of secondary damping systems

平衡方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_{13} + k_2)x_1 - k_2 x_2 = c_1 \dot{u} + k_{13} u \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

由于安装板与一级减振器是串联关系,则

$$k_{13} = \frac{k_1 k_3}{k_1 + k_3} \quad (2)$$

引入阻尼比和刚度比为

$$\begin{cases} \xi_1 = \frac{c_1}{2\sqrt{k_{13} m_1}} \\ \xi_2 = \frac{c_2}{2\sqrt{k_2 m_2}} \\ \rho = k_{13}/k_2 \end{cases} \quad (3)$$

其中: m_1 为铝合金安装板质量; m_2 为组件质量; k_1 为一级减振器的刚度; k_2 为二级减振器的等效刚度; k_3 为铝合金安装板的等效刚度; k_{13} 为等效总刚度。

根据静变形法,可推导得到安装板固有频率计算式为

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Eh^3}{12m(1-\nu^2)}} \quad (4)$$

其中: E 为铝合金弹性模量; ν 为铝合金泊松比; h 为安装板的厚度。

铝合金安装板的固有频率受一级减振器个数的影响,减振器个数不同,安装板上孔数不同,则安装板的一阶固有频率也不一样。铝合金安装板的等效刚度计算式为

$$k_3 = (2\pi f_n)^2 \frac{m_1}{n_1} \quad (5)$$

其中: f_n 为铝合金安装板的固有频率; n_1 为第1级减振器的个数。

不同安装方式铝合金薄板的等效刚度如表1所示。当系统作无阻尼自由振动时,求解方程可变为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + \left(\frac{k_1 k_3}{k_1 + k_3} + k_3 \right) x_1 - k_2 x_2 = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

表1 不同安装方式铝合金薄板的等效刚度

Tab.1 Equivalent stiffness of aluminum alloy sheet with different mounting methods

一级减振器数目	安装板固有频率/Hz	对应的单元等效刚度/(N·m ⁻¹)
6	299.6	1 771 794
8	322.3	1 537 841
10	338.4	1 356 256
12	350.0	1 209 026

式(6)是一个齐次线性方程组,其具有非零解的充分必要条件为系数矩阵的行列式为0,即

$$|K - \omega^2 M| = 0 \quad (7)$$

根据式(7)可解得系统的一阶固有频率为

$$\omega_1 = (2m_1 m_2)^{-\frac{1}{2}} [m_1 k_2 + m_2 (k_{13} + k_2) - [(m_1 + m_2)^2 k_2^2 + 2(m_2^2 - m_1 m_2) k_{13} k_2 + m_2^2 k_{13}^2]^{\frac{1}{2}}]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

其中: $\omega_1 = 2\pi f_1$ 。

令 m_1, m_2 和基础激励 u 的位移响应为

$$\begin{cases} x_1 = X_1 e^{i\omega t} \\ x_2 = X_2 e^{i\omega t} \\ u = U e^{i\omega t} \end{cases} \quad (9)$$

根据振动微分方程组(1),利用式(3)和式(9)对其进行推导,可得到系统中设备组件 m_2 的频率响应函数为

$$\begin{cases} H_2(\omega) = \frac{X_2}{U} = \frac{(k_2 + 2\xi_2 \sqrt{k_2 m_2} \omega i)(k_{13} + 2\xi_1 \sqrt{k_{13} m_1} \omega i)}{AB - C^2} \\ A = k_{13} + k_2 + (2\xi_1 \sqrt{k_{13} m_1} + 2\xi_2 \sqrt{k_2 m_2}) \omega i - m_1 \omega^2 \\ B = k_2 + 2\xi_2 \sqrt{k_2 m_2} \omega i - m_2 \omega^2 \\ C = k_2 + 2\xi_2 \sqrt{k_2 m_2} \omega i \end{cases} \quad (10)$$

根据随机振动理论^[14],有

$$S_r(\omega) = |H_2(\omega)|^2 S_e(\omega) \quad (11)$$

$$\psi_r = \sqrt{\int_{\omega_1}^{\omega_2} S_r(\omega) d\omega} \quad (12)$$

其中: $S_r(\omega), S_e(\omega)$ 和 ψ_r 分别为二级质量单元上的加速度响应的功率谱密度(单边)、随机激励功率谱密度和加速度响应均方根值。

若已知随机激励功率谱密度 $S_e(\omega)$, 根据

式(11)可以计算出减振后的响应加速度功率谱密度 $S_r(\omega)$ 。将 $S_r(\omega)$ 和 $S_e(\omega)$ 根据式(12)在振动条件规定的频率范围内积分,可得到加速度激励的总均方根值 E_{rms} 和响应加速度的总均方根值 R_{rms} , 进而计算出减振效率为

$$\eta = (1 - \frac{R_{rms}}{E_{rms}}) \times 100\% \quad (13)$$

1.4 减振系统刚度解耦

引入目标频率(一阶固有频率 f_1)、一级和二级的刚度比值 ρ ($\rho=3$), 将表1中铝合金安装板的等效刚度 k_3 代入式(8), 求解出 k_1 和 k_2 。选取3种减振器数量配比的二级减振系统进行计算, 各级减振器数量分布如表2所示。其中, n_1 和 n_2 分别为第1级和第2级单个组件减振器的个数。不同减振器个数下的刚度分配如表3所示。

表2 各级减振器数量分布

Tab.2 Shock absorber quantity distribution at all levels

布置类型	n_1	n_2
1	6	4
2	8	4
3	12	6

表3 不同减振器个数下的刚度分配

Tab.3 Stiffness distribution under different number of shock absorbers

f_i /Hz	n_1	k_1 /(N·m ⁻¹)	n_2	k_2 /(N·m ⁻¹)
30	6	8.14×10^4	4	2.60×10^4
40	6	1.50×10^5	4	4.61×10^4
50	6	2.46×10^5	4	7.21×10^4
30	8	6.57×10^4	4	2.10×10^4
40	8	1.20×10^5	4	3.73×10^4
50	8	1.97×10^5	4	5.83×10^4
30	12	4.35×10^4	6	1.40×10^4
40	12	7.96×10^4	6	2.49×10^4
50	12	1.29×10^5	6	3.89×10^4

2 二级减振系统有限元模型

根据二级减振动力学模型的理论计算, 选取表1中第1种布置类型的减振器数量配比的二级减振系统, 进行仿真试验, 以验证减振系统的可行性。

2.1 有限元模型的建立

二级减振系统有限元模型如图3所示。其中,二级减振对象为3个设备配重组件,单个配重组件质量为3 kg,组件横向等距分布。每个配重组件通过4个M4全密封金属橡胶减振器与安装板连接,一级减振由6个M6全密封金属橡胶减振器组成,通过螺栓与基座连接。由于ANSYS的模态分析模块必须基于线性系统,故采用弹簧单元等效金属橡胶。由于二级减振系统零部件较多,设置接触关系复杂繁琐,为简化有限元模型,将钢套与被减振设备共节点化,将限位套筒与钢套相对运动方向定义为移动副。为了保证刚度计算的准确性,将每一级总刚度平均分配给单个减振器,因此所设置的同一级弹簧单元的刚度均相同,以下均用单个弹簧单元刚度来表示。模态分析的结果不受网格划分质量的影响,故采用默认自适应划分方式,划分后网格节点数为180 797,网格数为97 120。

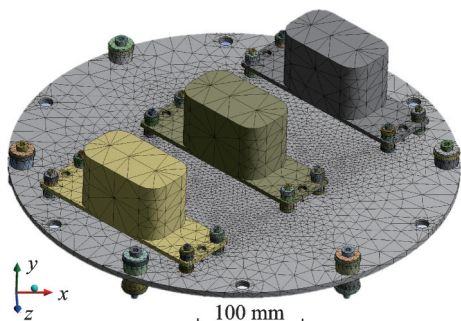


图3 二级减振系统有限元模型

Fig.3 Finite element model of secondary damping systems

2.2 材料属性

二级减振系统中安装板材料为2A12铝合金,减振器外壳及组件的材料均为304不锈钢。材料属性如表4所示。

表4 材料属性

Tab.4 Property of material

材料	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量/MPa	泊松比
2A12 铝合金	2 780	7×10^4	0.33
304 不锈钢	7 930	2×10^5	0.30

2.3 边界及加载条件

二级减振系统在工作过程中,基座受到来自

轴向(Oy)和横向(Ox)的外界激励,由于横向所受外界激励干扰较小,故主要分析来自轴向的激励。图4为金属橡胶减振器示意图。由图可知,单个减振器刚度是由2个金属橡胶垫刚度并联而成。

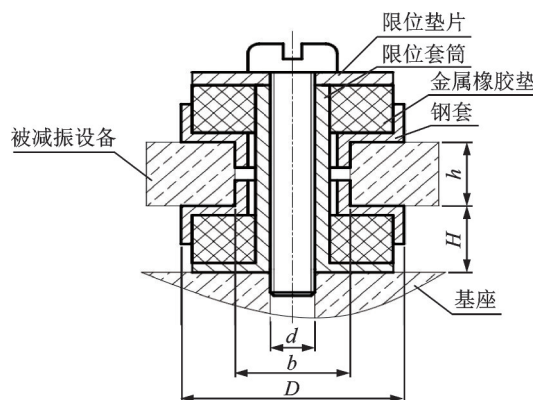


图4 金属橡胶减振器示意图

Fig.4 Schematic diagram of metal rubber shock absorber

基座所受振动通过一级减振器固定点传递给整体安装板,再经过二级减振器传递至组件,因此只需在一级减振器与基座安装接触处施加随机振动载荷。二级减振系统边界条件如图5所示。随机振动功率谱如图6所示。加载方向为轴向,加速度功率谱密度值 $\text{PSD}_0=0.13 \text{ g}^2/\text{Hz}$,输入的加速度总均方根值 G_{rms} 为 13.84 g ($g=9.8 \text{ m/s}^2$),加载位置为减振器安装基础部位。

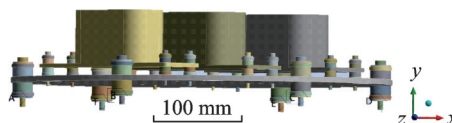


图5 二级减振系统边界条件

Fig.5 Boundary conditions for secondary damping systems

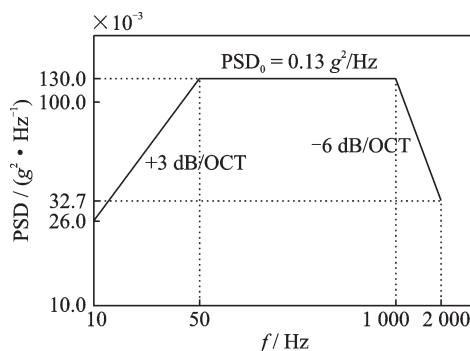


图6 随机振动功率谱

Fig.6 Random vibration power spectrum

2.4 响应点选取及评价指标

由于隔振对象所受激励均来自基础激励,故将所有一级减振器固定支撑点记为输入点 A,响应监测点分别选在边缘组件和中间组件上表面的中点,记为 B,C 点。响应监测点位置分布如图 7 所示,监测点选择位置与试验监测点一致。根据组件工作要求,随机振动激励下二级减振系统的减振效率不小于 70%,即组件上响应点的 R_{rms} 与输入点的 E_{rms} 比值不大于 0.3 ($R_{rms}/E_{rms} \leq 0.3$),且在谐振点处的峰值放大倍数(谐振点处输出加速度响应/输入加速度激励)不大于 10,则该二级减振系统符合工作要求。

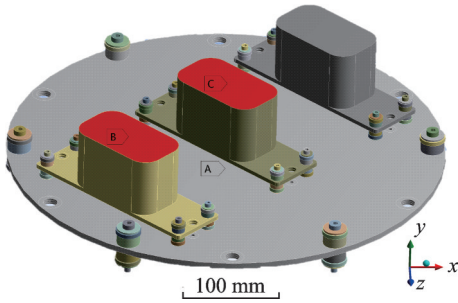


图 7 响应监测点位置分布

Fig.7 Response location distribution of monitoring points

3 仿真计算结果与试验分析

3.1 模态分析

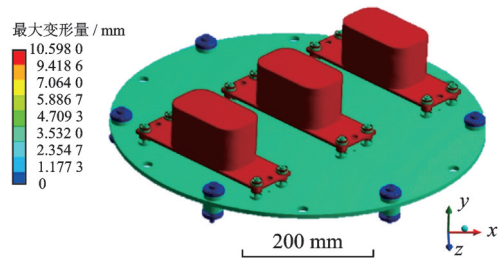
模态分析是进行随机振动、谐响应及响应谱等动力学分析的基础,通过模态分析,可以得到结构的各阶固有频率及振型^[15]。根据二级减振系统动力学模型,将理论计算的目标频率对应的刚度值代入到有限元模型中,利用 ANSYS Workbench 有限元分析软件,计算对比二级减振系统的固有频率。选取二级减振系统一阶固有频率为 30,40 和 50 Hz,进行计算对比验证。理论与仿真固有频率结果对比如表 5 所示。不同一阶固有频率对应的振型如图 8 所示。

由表 5 可以看出,仿真模型与理论模型的重合度非常高,结果误差小于 6%,进一步验证了理论模型的准确性。根据一阶固有频率所对应的振型可知,当二级减振系统受到激励时主要在轴向产生振动,且安装板中部在共振时振动最为激烈。因此,在

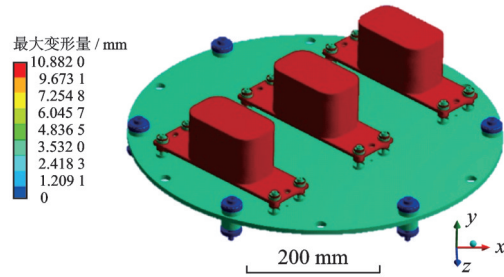
表 5 理论与仿真固有频率结果对比

Tab.5 Comparison of theoretical and simulated natural frequency results

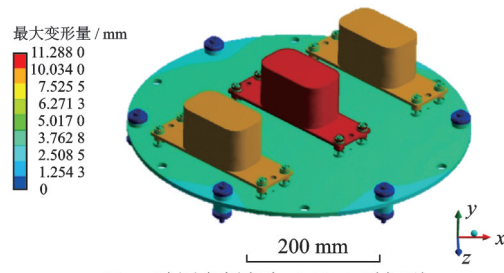
一级刚度/ ($N \cdot m^{-1}$)	二级刚度/ ($N \cdot m^{-1}$)	目标 频率/Hz	一阶 模态/Hz	相对 误差/%
8.14×10^4	2.60×10^4	30	31.572	5.24
1.50×10^5	4.61×10^4	40	42.003	5.01
2.46×10^5	7.21×10^4	50	52.380	4.76



(a) 一阶固有频率为 31.572 Hz 时振型
(a) Mode shape when the first natural frequency is 31.572 Hz



(b) 一阶固有频率为 42.003 Hz 时振型
(b) Mode shape when the first natural frequency is 42.003 Hz



(c) 一阶固有频率为 52.38 Hz 时振型
(c) Mode shape when the first natural frequency is 52.38 Hz

图 8 不同一阶固有频率对应的振型

Fig.8 Different first order natural frequencies correspond to mode shapes

实际工作时应将隔振对象尽量安装在边缘并对称分布。

3.2 随机振动分析

在模态分析基础上进行随机振动分析,以图 6 的加载条件对二级减振系统进行轴向加速度激励,得到了不同一阶固有频率下二级减振系统在轴向的加速度响应曲线,如图 9 所示。由于监测点 B 和监

测点 C 均在二级组件上(隔振对象),根据模态分析结果可知,安装板中部在共振时振动最为激烈,故选取监测点 B 作为评价结果。表 6 为随机振动下各响应点总均方根值。

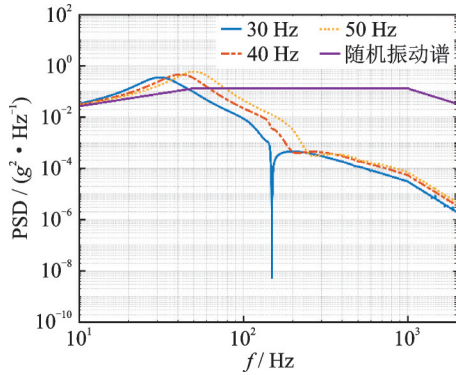


图 9 不同固有频率下加速度响应曲线

Fig.9 Acceleration response curves at different natural frequencies

表 6 随机振动下各响应点总均方根值

Tab.6 Total root mean square value of each response point under random vibration

固有频率/Hz	测点			减振效率/%	放大倍数
	A	B	C		
30	13.849	3.027 6	3.026 8	78.14	4.43
40	13.849	3.872 6	3.882 6	72.04	4.31
50	13.849	4.686 5	4.717 2	65.93	4.67

由表 6 可知,在随机激励下,当系统固有频率低于 40 Hz 时,二级减振系统的减振效率才能不低于 70%,且谐振点处的放大倍数不大于 10。因此,在进行试验前可先将系统的固有频率降到 40 Hz 以下。从对应的刚度值可以看出,所要制备的金属橡胶的刚度必须小,这就要求制备的金属橡胶试件的密度尽量小。由图 9 可以看出,二级减振对高频部分减振效果非常明显,系统一阶固有频率越大,在共振点处的峰值越高,其对应的谐振点处的放大倍数也越大,这可能是因为减振器的阻尼过小所致,因此在设计金属橡胶减振器时也要着重考虑阻尼因素。

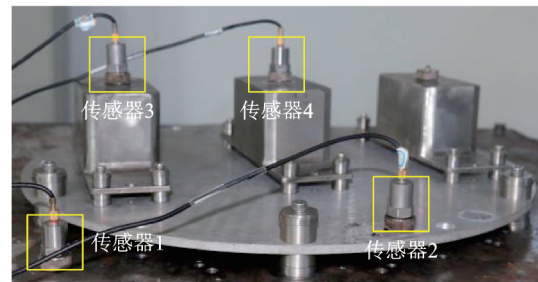
3.3 试验验证及分析

为进一步验证二级减振系统的理论模型与仿真模型的准确性与可靠性,对二级减振系统进行了随

机振动环境试验,试验设备采用苏试振动试验台,主要包括 DC-4000-40 垂直振动台、SCU-200 系统控制器、FJ-3000 型风机、SA-40 功率放大器、RC-3000 振动控制仪、GX20100 空气压缩机、控制电脑、7071 型加速度传感器以及二级减振器。额定推力为 4 000 kg,工作频率范围为 5~2 500 Hz,额定位移为 51 mm,额定加速度为 980 m/s²。试验工装及振动试验台如图 10 所示。试验中传感器监测点位置与仿真分析中响应监测点基本一致,将试验测得的数据与仿真分析获得的数据进行处理,本研究只对轴向进行对比。



(a) 苏试振动试验台
(a) Sushi vibration test bench



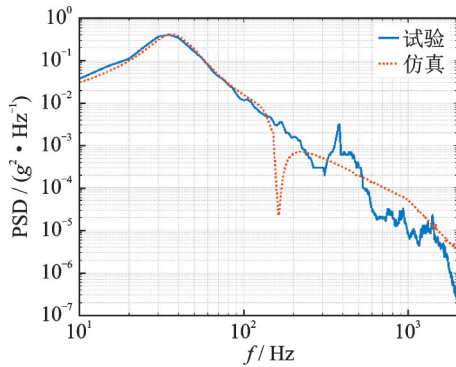
(b) 二级隔振系统
(b) Secondary flexible vibration isolation systems

图 10 试验工装及振动试验台

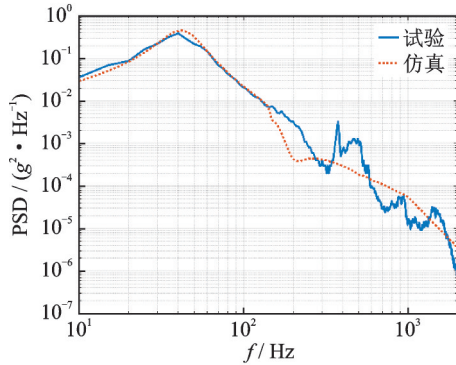
Fig.10 Test equipment and vibration test bench

在试验中发现,要保证减振器刚度符合工程要求,且受制备金属橡胶的密度限制,很难将二级减振系统的固有频率降到 30 Hz,因此试验选取了目标频率为 35 Hz 和 40 Hz 时系统响应监测点的数据与仿真进行对比。图 11 为响应点 B 处仿真与试验加速度响应曲线对比,各响应点加速度均方根值对比如表 7,8 所示。

由图 11 可以看出:在低频阶段,该二级减振系统在响应点 B 获得的仿真与试验加速度响应曲线基本一致,曲线走势完全吻合;在高频阶段,仿真与试验结果存在较大偏差,这主要是因为所使用的有限元仿真分析模块是基于线性假设进行计



(a) 固有频率为35 Hz的结果对比
(a) The results comparison when natural frequency is 35 Hz



(b) 固有频率为40 Hz的结果对比
(b) The results comparison when natural frequency is 40 Hz

图11 仿真与试验加速度响应曲线对比

Fig.11 Comparison of simulation and experimental acceleration response curves

表7 仿真与试验各响应点加速度均方根值对比(固有频率为35 Hz)

Tab.7 Comparison of acceleration root mean square values of each response point between simulation and experiment (natural frequency is 35 Hz) g

参数	仿真	试验	相对误差/%
测点A	13.849 0	13.642 8	1.51
测点B	3.504 1	3.543 1	1.10
测点C	3.516 0	3.804 9	7.59
减振效率	0.747 0	0.740 3	0.91
放大倍数	4.48	3.66	22.40

表8 仿真与试验各响应点加速度均方根值对比(固有频率为40 Hz)

Tab.8 Comparison of acceleration root mean square values of each response point between simulation and experiment (natural frequency is 40 Hz) g

参数	仿真	试验	相对误差/%
测点A	13.849 0	13.867 3	0.13
测点B	3.872 6	3.709 7	4.39
测点C	3.882 6	4.061 5	4.40
减振效率	0.720 4	0.732 5	1.65
放大倍数	4.31	3.35	28.66

算求解的,而实际振动试验时在高频段会出现某种程度的非线性,因此很难保证仿真与试验结果在高频阶段的一致性。从表7和表8可以看出,随机振动激励下,仿真与试验加速度响应均方根值相对误差都在5%以下,且达到的减振效率误差只有1%左右,与试验非常接近,进一步验证了仿真的准确性。

4 结 论

1) 从模态分析计算结果可知,考虑铝制安装板的柔性因素后所建立的二级减振系统动力学模型相比传统未考虑铝制板的模型,计算结果更精确。

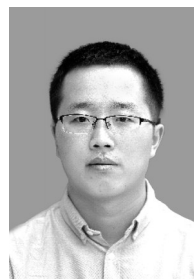
2) 通过随机振动分析发现,当二级柔性减振系统的一阶固有频率小于等于40 Hz时,减振效率可达到70%以上,并且随着一阶固有频率的减小,其减振效率逐渐增大,同时共振峰值放大倍数远小于10,符合二级减振系统的减振要求。

3) 经过对比随机振动试验结果与仿真结果发现,仿真与试验的加速度响应均方根值相对误差都在5%以下,且达到的减振效率误差只有1%左右,与试验结果非常接近,进一步验证了刚柔复合二级减振系统理论模型和仿真模型的准确性。

参 考 文 献

- [1] 闻邦椿. 机械振动学[M]. 北京:冶金工业出版社, 2011:63-91.
- [2] 李红钢,彭旭. 具有刚度非线性双层隔振系统冲击响应数值分析研究[J]. 噪声与振动控制, 2007(1):21-26.
LI Honggang, PENG Xu. Numerical analysis of shock response of nonlinear two-layer vibration isolation system with stiffness [J]. Noise and Vibration Control, 2007(1): 21-26. (in Chinese)
- [3] 孔岩峰,程广涛,张振山. 含金属橡胶的双层隔振系统简谐激励响应计算方法研究[J]. 现代机械, 2010(3): 22-24.
KONG Yanfeng, CHENG Guangtao, ZHANG Zhen-shan. Numerical analysis of shock response of nonlinear two-layer vibration isolation system with stiffness[J]. Modern Machinery, 2010(3):22-24. (in Chinese)
- [4] 牛昊轩,闫兵,吴潇. 动力机组双层隔振系统新型隔振器设计及研究[J]. 机械制造与自动化, 2019, 48(5): 110-114, 130.
NIU Haoxuan, YAN Bin, WU Xiao. Design and re-

- search of a new type vibration isolator for double-layer vibration isolation system of power unit [J]. *Machine Building & Automation*, 2019, 48(5): 110-114, 130. (in Chinese)
- [5] 李豫川,翁泽宇,唐杰,等. 柔性基础双层隔振系统隔振效果评价的研究[J]. *噪声与振动控制*, 2018, 38(6): 172-177.
LI Yuchuan, WENG Zeyu, TANG Jie, et al. Research on vibration isolation effect evaluation of flexible foundation two-layer vibration isolation system[J]. *Noise and Vibration Control*, 2018, 38(6): 172-177. (in Chinese)
- [6] 刘海平,罗婕. 双层高阻尼隔振器动力学特性研究[J]. *北京理工大学学报*, 2020, 40(1): 17-22.
LIU Haiping, LUO Jie. Study on dynamic characteristics of double layer high damping isolator[J]. *Journal of Beijing Institute of Technology*, 2020, 40(1): 17-22. (in Chinese)
- [7] 陈高升,赖亮庆,蒋洪昱,等. 双层隔振系统理论建模与试验仿真研究[J]. *机械强度*, 2016, 38(1): 32-37.
CHEN Gaosheng, LAI Liangqing, JIANG Honggang, et al. Theoretical modeling and experimental simulation of double layer vibration isolation system [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2016, 38(1): 32-37. (in Chinese)
- [8] 利云云,周徐斌,陈卫东,等. 一类双层高静低动刚度隔振系统动力学特性和应用局限性研究[J]. *振动工程学报*, 2021, 34(2): 364-371.
LI Yunyun, ZHOU Xubin, CHEN Weidong, et al. Study on dynamic characteristics and application limitations of a two-layer vibration isolation system with high static and low dynamic stiffness[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2021, 34(2): 364-371. (in Chinese)
- [9] 余慧杰,张升. 双层金属橡胶隔振器的理论分析与隔振性能研究[J]. *噪声与振动控制*, 2021, 41(5): 247-250.
YU Huijie, ZHANG Sheng. Theoretical analysis and vibration isolation performance of double metal rubber isolator[J]. *Noise and Vibration Control*, 2021, 41(5): 247-250. (in Chinese)
- [10] CHENG Z, CUI J, ZHAO Y, et al. Analysis of double-layer vibration isolation characteristics of ship power equipment[J]. *Vibroengineering Procedia*, 2022, 41: 22-27.
- [11] 段红杰,宋学谦. 汽车双层隔振系统的简谐振动隔离及参数优化[J]. *机械设计与制造*, 2007(3): 21-23.
DUAN Hongjie, SONG Xueqian. Simple harmonic vibration isolation and parameter optimization of automobile double-layer vibration isolation system [J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2007(3): 21-23. (in Chinese)
- [12] 孙玉华,董大伟,闫兵,等. 双层隔振系统解耦优化研究[J]. *振动、测试与诊断*, 2014, 34(2): 361-365.
SUN Yuhua, DONG Dawei, YAN Bing, et al. Research on decoupling optimization of double-layer vibration isolation system [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2014, 34(2): 361-365. (in Chinese)
- [13] 陈楚才. 双层隔振系统优化及试验研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2017.
- [14] 袁名松,冯建伟,黄云,等. 巡飞攻击导弹红外成像导引头随机振动响应分析[J]. *红外技术*, 2015, 37(4): 342-346.
YUAN Mingsong, FENG Jianwei, HUANG Yun, et al. Random vibration response analysis of infrared imaging seeker for patrol attack missile [J]. *Infrared Technology*, 2015, 37(4): 342-346. (in Chinese)
- [15] 李如忠. 结构随机振动仿真分析[J]. *机械*, 2007, 34(5): 21-23.
LI Ruzhong. Simulation analysis of structural random vibration [J]. *Machinery*, 2007, 34(5): 21-23. (in Chinese)



第一作者简介:石先杰,男,1985年7月生,博士、高级工程师。主要研究方向为振动控制技术。曾发表《振动试验中非一致基础激励行为的表征与量化》(《振动、测试与诊断》2022年第42卷第3期)等论文。

E-mail: 411shixj@caep.cn

通信作者简介:任志英,女,1980年1月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为振动控制技术、金属橡胶材料及装备故障诊断智能识别技术。

E-mail: renzyrose@126.com