

# 新型钢弹簧浮筑板隔振基台设计与应用

梁新奇<sup>1,2</sup>, 兰日清<sup>1,2</sup>, 韩蓬勃<sup>2</sup>, 汪志昊<sup>1</sup>, 杨程<sup>1,2</sup>

(1. 华北水利水电大学 土木与交通学院, 河南 郑州 450045;  
2. 国机集团科学技术研究院有限公司, 国机集团工程振动控制技术研究中心, 北京 100080)

**摘要:**环境振动是影响各类精密仪器设备正常运转的重要因素。针对环境振动超出设备正常运转振动限值问题,开展了钢弹簧隔振基台的设计研究。通过试验验证及计算分析推导出钢弹簧竖向刚度与水平刚度的关系式,解决了钢弹簧水平刚度取值模糊问题;根据需求设计了一种全新钢弹簧浮筑板隔振基台;利用有限元方法研究了该基台在不同钢弹簧刚度下的减隔振效果,分别分析了上方设备质量分布不均匀时基台的变形情况、存在运动部件时基台变形情况以及台面振动水平。结果表明:新型钢弹簧浮筑板隔振基台在水平向和竖向均具有良好的隔振效果,当基台固有频率为4.2 Hz时,对12 Hz以上环境振动的最大减振效率可达90%以上;对于基台上存在小件运动部件的设备也表现出良好的稳定性,50 kg运动部件从基台一端运行到另一端时,基台竖直变形均小于800  $\mu\text{m}$ ,且当设备自身振动产生的扰力 $<1.5$  kN时,基台仍能保持VC-C的振动水平。研究结果可为类似工业厂房中设备的隔振设计提供参考。

**关键词:**钢弹簧隔振器;水平刚度;环境振动;隔振基台;减隔振

中图分类号:TB535<sup>+</sup>.1

文献标志码:A

## Design and application of a new type of steel spring floating plate vibration isolation foundation platform

LIANG Xinqi<sup>1,2</sup>, LAN Riqing<sup>1,2</sup>, HAN Pengbo<sup>2</sup>, WANG Zhihao<sup>1</sup>, YANG Cheng<sup>1,2</sup>

(1. School of Civil Engineering and Communication, North China University of Water Resources and Electric Power, Zhengzhou 450045, China; 2. SINOMACH Engineering Vibration Control Technology Re-search Center, SINOMACH Academy of Science and Technology Co., Ltd., Beijing 100080, China)

**Abstract:** Environmental vibration is an important factor that affects the normal operation of various precision instruments and equipment. To solve the problem that the environmental vibration exceeds the vibration limit for the normal operation of equipment, the design of steel spring vibration isolation base is investigated. Through experimental verification and calculation analysis, the relationship between the vertical and horizontal stiffness of steel spring is derived, and the fuzzy problem of horizontal stiffness of steel spring is solved. A novel steel spring floating slab vibration isolation base is designed based on the requirements. The finite element method is utilized to study the vibration reduction and isolation effects of the pedestal under different steel spring stiffnesses. The deformation of the pedestal above the equipment with uneven mass distribution, the deformation of the pedestal with moving parts, and the vibration level of the pedestal are analyzed respectively. The analysis results show that the new steel spring floating slab vibration isolation base exhibits excellent horizontal and vertical vibration isolation effects. When the natural frequency of the base is 4.2 Hz, the maximum vibration reduction efficiency for the environmental vibration above 12 Hz can exceed 90%. The equipment with small moving parts on the base also demonstrates good stability. When the 50 kg moving parts move from one end of the base to the other, the vertical

收稿日期:2023-08-21; 修回日期:2023-10-31

基金项目:中国机械工业集团有限公司重大科技专项(SINOMAST-ZDZX-2020-03)

作者简介:梁新奇(1997—),男,硕士研究生,主要从事工程结构振动控制技术研究。E-mail:52812265@qq.com

通信作者:兰日清(1977—),男,正高级工程师,博士,主要从事工程振动控制技术研究。E-mail:lanriqing2003@163.com

deformation of the base is less than 800  $\mu\text{m}$ . When the disturbance force generated by equipment vibration is less than 1.5 kN, the base can still maintain the vibration level of VC-C. The research results can provide valuable references for the vibration isolation design of equipment in similar industrial plants.

**Key words:** steel spring isolator; horizontal stiffness; environmental vibration; vibration isolation base; vibration reduction and isolation

## 0 引言

随着科学技术的快速发展,各类新型电子工业产品的加工精度越来越高,一些精密设备的加工精度甚至达到纳米级别<sup>[1]</sup>,而随着城市的发展,各类交通工具、动力设备和人类活动加重了环境振动,成为影响精密加工设备正常运行的重要因素<sup>[2-3]</sup>。因此,为精密加工设备设计防微振基台成为一项亟需解决的任务<sup>[4]</sup>。

众多学者已开展防微振基台的设计研究,如美国的激光干涉引力波天文台 LIGO<sup>[5-6]</sup>的隔振系统是采用了低刚度弹簧加上摆隔振结构组成,试验验证表明系统在 10 Hz 处可减少环境中 40 dB 的振动;LUO 等<sup>[7]</sup>提出了一种环层压阻尼隔振环系统,通过模型试验和仿真分析表明,该系统隔振效率可达 95% 以上;ZHAI 等<sup>[8]</sup>设计了一种新型的永磁复合隔振系统并搭建了试验平台,结果表明该隔振系统在 20~100 Hz 时隔振效率大于 80%,在 100~500 Hz 时隔振效率大于 90%;许浩等<sup>[9]</sup>针对动力设备引起楼板振动问题采用了浮置平台隔振技术,大大的减少动力设备引起楼板振动问题,其中竖向振动响应减少 35~45 dB,水平振动响应减少 25~40 dB;闻荣伟<sup>[10]</sup>提出了一种基于洛伦兹力致动器主动负刚度的大型精密仪器系统隔微振控制方法,通过试验验证了该方法可有效减小振动对精密仪器的损坏程度;朱亮等<sup>[11]</sup>设计了一种由矩形弹簧和碟形弹簧相互并联的低频被动隔振系统,通过数值分析和实测证明验证了该系统的低频隔振性能。

根据现有研究,防微振基台主要包括高刚性基台<sup>[12]</sup>、钢弹簧隔振基台<sup>[13]</sup>、空气弹簧被动隔振基台和主动控制隔振基台等<sup>[14-15]</sup>。常规的基台设计一般为高刚性基台,其对高于基台固有频率的环境振动有一定的减振效果,但对低于固有频率的环境振动没有减振效果。空气弹簧隔振基台刚度小,系统整体较软,设备安装及运行过程中,容易造成平台变形较大。钢弹簧隔振基台的刚度可根据实际振动情况进行针对性设计,确保一定减隔振效果的同时也具有足够的稳定性。以往的研究一般采用大承载钢弹簧隔振,其要求钢弹簧底部的楼板或基础有足够承载力,但对于有些改造项目,楼板承载有限,为此设计了钢弹簧浮筑板基台。

钢弹簧浮筑板常用于地铁轨道减隔振及动力设备的减隔振中,将其应用到电子工业厂房内精密设备的减隔振方面的研究还较少。因此,本文开展钢弹簧浮筑板基台的减隔振研究,基于钢弹簧性能试验,推导了钢弹簧水平刚度与竖向刚度取值关系,并研究了基台的隔振效果和在偏心荷载、动荷载作用下基台的变形和台面振动水平,可为电子工业厂房环境振动影响精密仪器正常工作的减隔振设计提供参考。

## 1 钢弹簧性能试验

实际工程的仿真分析中,建立弹簧单元时需输入弹簧竖向刚度和水平刚度,以往在模拟中,钢弹簧的水平刚度一般取为竖向刚度的 0.70~0.85 倍,但通过实际试验表明,钢弹簧的水平刚度与其承受荷载有关。

为了更加准确对钢弹簧隔振基台进行仿真分析,需确定水平刚度的取值办法,本文通过钢弹簧压剪试验<sup>[16]</sup>来研究其水平刚度的取值方法,试验时选取承载力分别为 500、1000、2000 kg 的钢弹簧进行测试,其对应弹簧系数为 250、530、1290 N/mm。

### 1) 竖向刚度

由压剪试验机分别对 3 种不同承载力的钢弹簧按照 1 mm/s 的速度施加竖向压力,测得 3 种型号弹簧力和位移关系曲线如图 1(a) 所示,实测竖向刚度值分别为 253、533、1291 N/mm。

### 2) 水平刚度

为更好地贴近钢弹簧在使用时的具体工况,在水平刚度试验中分别在预压 0~25 mm 情况下进行 3 种型号钢弹簧测试。

将不同压缩量水平刚度与竖向刚度对比可得两者变化关系图,如图 1(b) 所示,水平测试结果如表 1 所示。

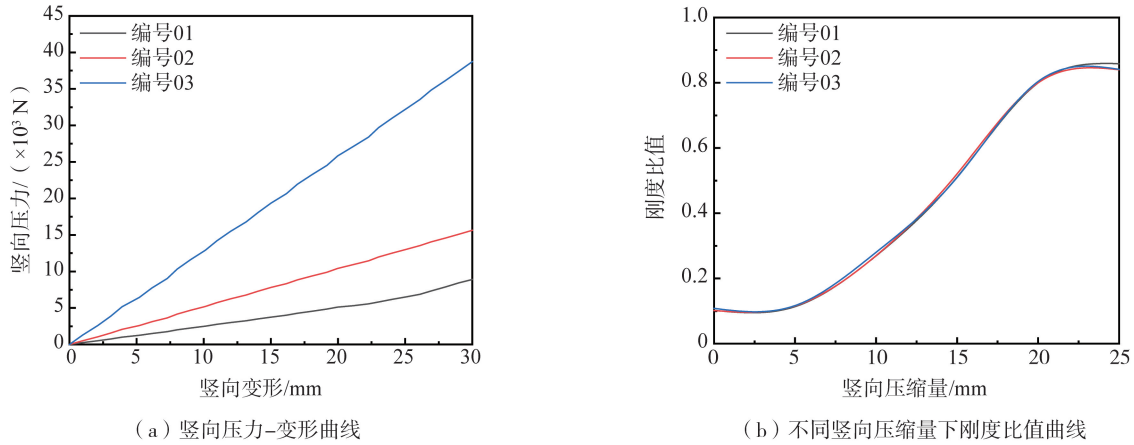


图 1 钢弹簧试验结果示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental results of steel springs

表 1 钢弹簧水平刚度测试结果

Table 1 Test results of horizontal stiffness of steel springs

N/mm

编号	压缩 0 mm	压缩 5 mm	压缩 10 mm	压缩 15 mm	压缩 20 mm	压缩 25 mm
01	27.63	28.75	68.31	129.25	209.99	212.15
02	59.55	61.83	143.91	277.63	447.72	447.74
03	152.95	151.05	361.48	658.41	1084.96	1086.01

对以上数据进行分析可得式(1):

$$\frac{k_H}{k_V} = \begin{cases} 0.1, & x \leq 5 \\ 0.00172x^2 + 0.00375x + 0.03825, & 5 < x < 20 \\ 0.8, & x \geq 20 \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $x$  为弹簧竖向压缩量。

刚度计算公式为

$$F = kx \quad (2)$$

将式(2)代入式(1)可得水平刚度在外界不同荷载时与竖向刚度的关系式,如式(3)所示:

$$k_H = \begin{cases} 0.1k_V, & F \leq 5k_V \\ 0.00172F^2k_V^{-1} + 0.00375F + 0.03825k_V, & 5k_V < F < 20k_V \\ 0.8k_V, & F \geq 20k_V \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $k_H$ 、 $k_V$ 、 $F$  分别为水平刚度、竖向刚度和单个弹簧所受竖向压力。

## 2 隔振基台设计

### 2.1 工程背景

某从事半导体显示领域核心部件制造的精密厂房,其环境振动测试结果如图 2 所示,由于现场有动力设备运行,竖向向环境振动在 12~18 Hz 时已经超出 VC-A<sup>[17]</sup>,故无法满足该厂房内精密设备要求的振动环境 VC-C 水平。

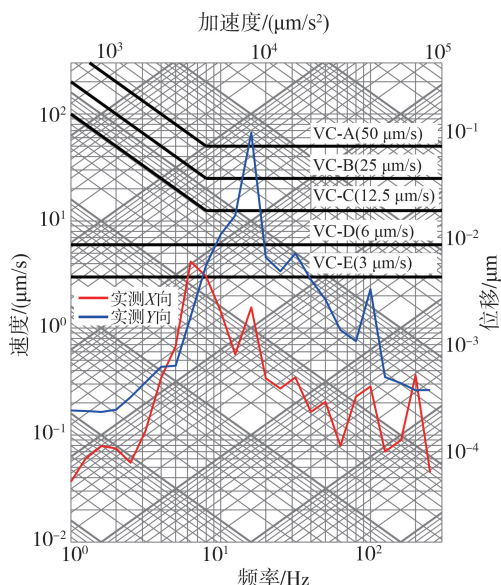


图2 现场环境振动测试 1/3 倍频程评级

Fig. 2 On site environmental vibration testing 1/3 octave band rating

## 2.2 隔振原理

对设备与钢弹簧隔振基台构成的隔振系统进行隔振计算<sup>[18]</sup>。定义基台上部设备振幅与地面振动幅值之比  $\eta$  为传递比,则有:

$$\eta = \frac{\sqrt{1+(2\zeta\gamma)^2}}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2+(2\zeta\gamma)^2}} \quad (4)$$

式中:  $\zeta$  为隔振系统阻尼比;  $\gamma$  为环境激励频率与基台的固有频率的比值;由式(4)可知,要使传递效率  $\eta$  小于 1,则必须使  $\gamma$  值大于  $\sqrt{2}$ ,基台才能起到隔振的效果,且当环境激励频率不变时,基台固有频率越低,传递率越低,隔振效果越好,但基台越软,变形也会随之增大。

## 3 基台有限元分析

### 3.1 基台模型参数及工况

为同时满足隔振与承载需求。此次设计采用全新的设计方法,将钢弹簧隔振器内嵌于混凝土板层中,初步设计基台的长、宽、高尺寸分别为 4 200、3 500、1 000 mm。隔振基台底部为矩形钢管焊接而成的钢框架进行支撑,钢管内部浇筑混凝土,上部为混凝土平台板。

模型采用实体单元建模,混凝土材料为 C35,钢弹簧隔振器个数总计 24 个,平台上部设备重量为 13 000 kg,20 个设备支撑站脚,模拟时采用集中荷载模拟上部设备,分析模型如图 3 所示。

从场地实测结果来看,环境振动超标部分集中于 12 Hz 以上,隔振基台固有频率前 3 阶为钢弹簧固有频率,继而是混凝土台面固有频率及底部钢结构支撑固有频率。分析可知,混凝土台面固有频率为 50 Hz 以上,底部支撑为 200 Hz 以上。而基台隔振系统固有频率至少需要低于 8.5 Hz 时,才能起到隔振效果,因此仅需考虑隔振基台中钢弹簧的频率即可<sup>[19]</sup>,为确定钢弹簧隔振器的选型,对此进行以下 10 种工况进行计算,刚度与频率公式参照式(5)<sup>[20]</sup>,具体参数如表 2 所示。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5)$$

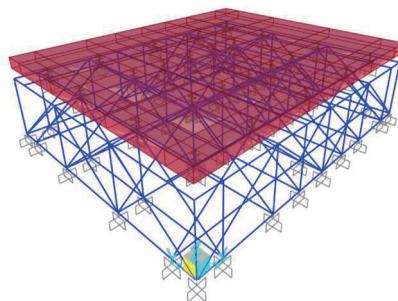


图3 有限元模型示意图

Fig. 3 Schematic diagram of finite element model

表 2 频率分析工况一览表

Table 2 List of frequency analysis working conditions

工况	理论频率 /Hz	竖向刚度/ (N/mm)	水平刚度/ (N/mm)	模拟 频率/Hz	误差/%	工况	理论频率 /Hz	竖向刚度/ (N/mm)	水平刚度/ (N/mm)	模拟 频率/Hz	误差/%
1	3.0	261	208.8	2.94	2.00	6	5.5	880	206.8	5.4	1.67
2	3.5	356	284.8	3.46	1.14	7	6.0	1047	195.0	5.9	1.85
3	4.0	465	286.9	3.93	1.75	8	6.5	1229	185.7	6.38	1.86
4	4.5	589	243.4	4.42	1.78	9	7.0	1426	147.4	6.87	1.86
5	5.0	727	222.4	4.91	1.80	10	7.5	1637	163.7	7.36	1.87

3.2 基台隔振效果分析

为验证模型的正确性,对仿真模型的 1 阶频率与理论频率进行对比,结果如表 2 所示。

将现场水平向、竖向环境振动实测结果作为激励输入到有限元模型中,进行数值仿真分析,获得基台台面的时程反应数据,如图 4 所示。当环境激励不变时,随着基台自身固有频率的降低,其竖向隔振效果提高。1/3 倍频程分析结果如图 5 所示。由图可知,基台在自身固有频率处(3~7.5 Hz)会出现振动放大现象,当基台固有频率在 6~7.5 Hz 时,竖向方向整个频段可达 VC-B 水平,在 3~5.5 Hz 时,可达 VC-C 水平;水平向上振动等级均小于 VC-C 水平。为了达到较好的隔振效果,基台固有频率要尽量低,但设备又要求基台有足够的刚度,因此基台刚度与固有频率间需保持一定的平衡。

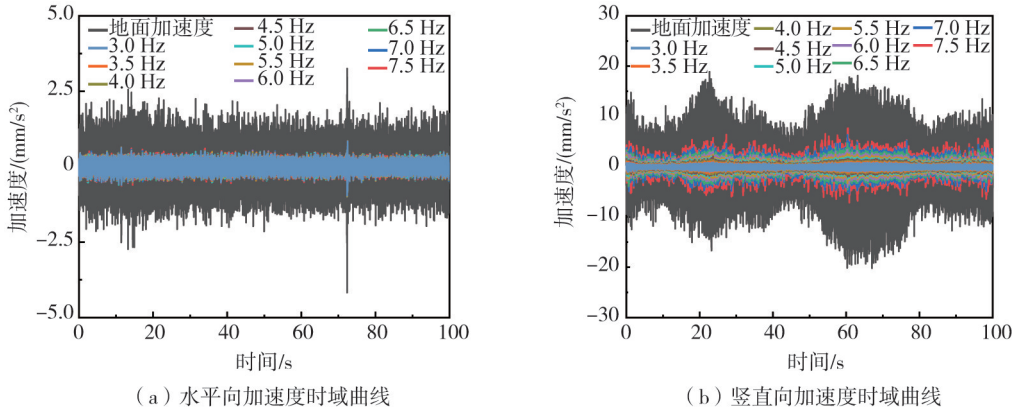


图 4 基台时域分析结果示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the time-domain analysis results of the base

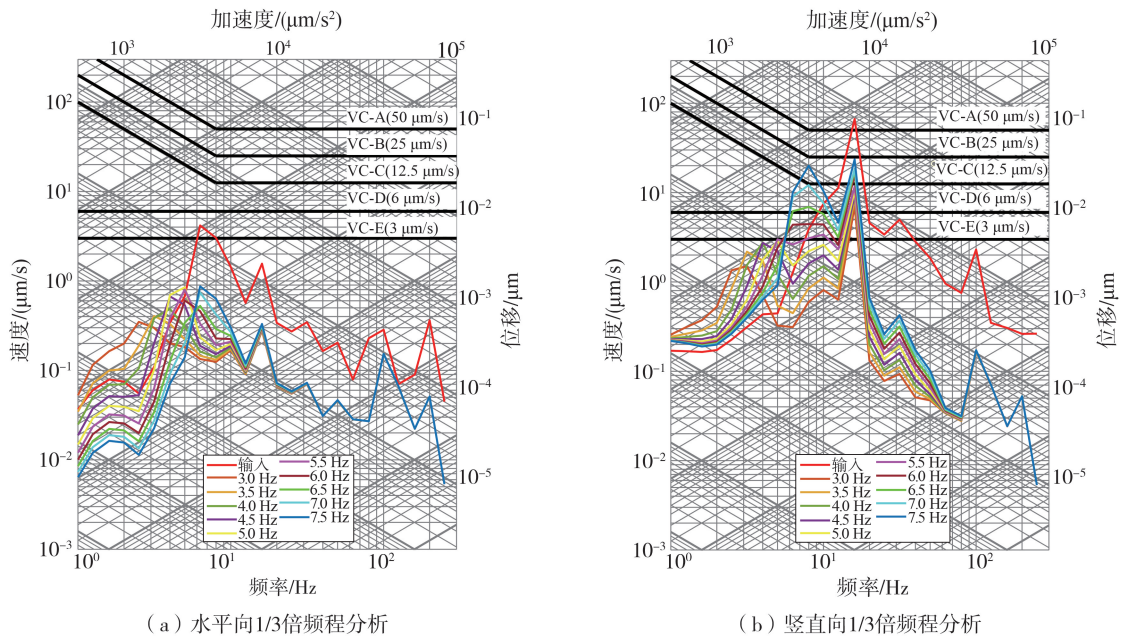


图 5 基台隔振 1/3 倍频程分析结果示意图

Fig. 5 Schematic diagram of 1/3 octave band analysis results for base isolation

### 3.3 基台偏心作用下变形分析

当基台上部设备存在质量分布不均时,需对基台的竖直向的变形进行研究,确保基台竖直向变形在 5 mm范围内。当频率在 5.5 Hz 以上时,基台振动超过 VC-C 水平,因此仅对基台固有频率在 3~5 Hz 时开展不均匀质量分布的竖向变形分析。模拟上部设备总计13 t,20个站脚,假设第 1 部分与第 2 部分(图 6)质量总和差在 0~2.1 t,对该情况进行基台变形分析。

由图 7 可知,基台台面的变形值会随上部设备质量偏差增大而增大,当固有频率在 4.5 Hz 以上时,设备两部分质量总和差不超2.1 t 时可满足隔振层高低差在 5 mm 以内。

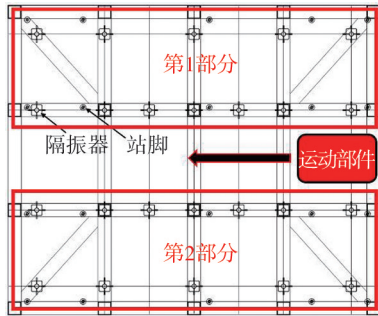


图 6 设备站脚分区示意图

Fig. 6 Schematic diagram of equipment station foot partition

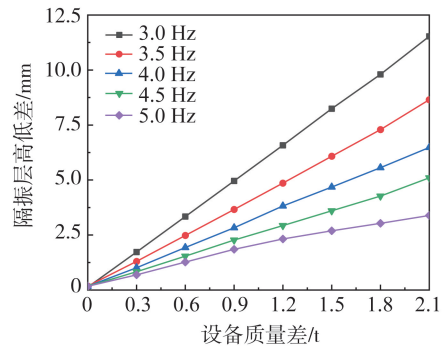


图 7 质量不均匀分布基台变形情况

Fig. 7 Deformation of the base with uneven mass distribution

### 3.4 设备运行时基台变形分析

#### 1) 设备运动部件运动下基台变形分析

当上部设备存在运动部件且部件在运动时,需确保基台足够的稳定性才能保证生产正常进行,由该厂家提供的运动部件的重量为 46 kg,模拟上部设备的运动部件重量为 40~50 kg,长、宽、高分别为 500、500、100 mm,其移动方向如图 6 所示。速度为 100 mm/s,获得 9 个时间点基台的变形情况,如图 8 所示,分析可知,当上部设备存在不超过 50 kg 的运动部件时,基台的竖直向变形可控制在 800  $\mu\text{m}$  以下。

#### 2) 设备运行时基台振动水平分析

上部设备在运行时,自身也会产生一定的振动,由于钢弹簧基台整体偏软,需评估设备自身的振动是否会影响到基台的防微限值需求。根据厂家所提供设备参数,自身存在运转设备的转子质量为 100~400 kg 不等,模拟运转设备重量为 50~500 kg,设备转速为 1200 r/m,此时机器产生的扰力<sup>[21]</sup>为 0.14~1.5 kN。1/3 倍频程计算分析结果如图 9 所示,可知当设备运行产生的扰力小于 1.5 kN 时,基台振动水平仍能保持在 VC-C 水平以下。

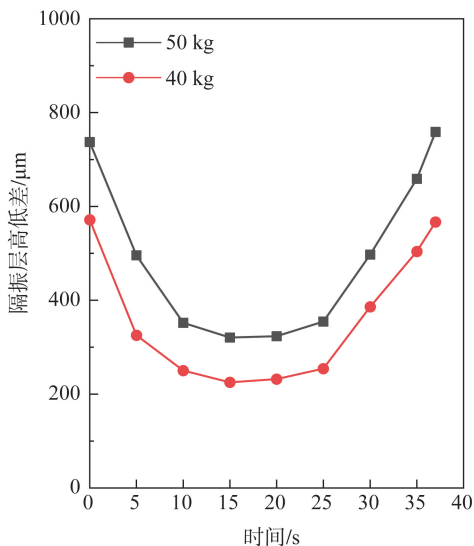


图 8 运动部件运动时基台变形分析结果

Fig. 8 Analysis results of base station deformation during movement of moving components

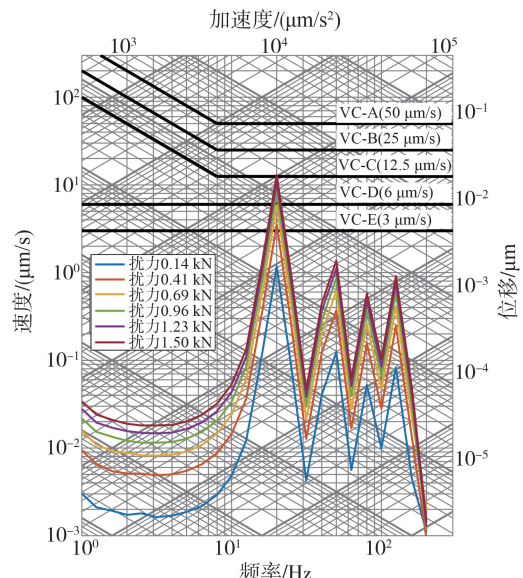


图 9 不同扰力下面台 1/3 倍频程分析结果

Fig. 9 Analysis results of the 1/3 octave band under different disturbance forces

### 3.5 工程实际应用

结合 2.1 节实际环境振动测试结果和设备的振动控制需求,设计竖向刚度为 520 N/mm 的钢弹簧隔振器基台,其固有频率为 4.2 Hz。工厂设备安装后基台实际振动测试结果显示,基台表面竖向振动等级维持在 VC-D 水平,最大减振效果达 90% 以上,基台台面的实测与仿真分析结果如图 10 所示。

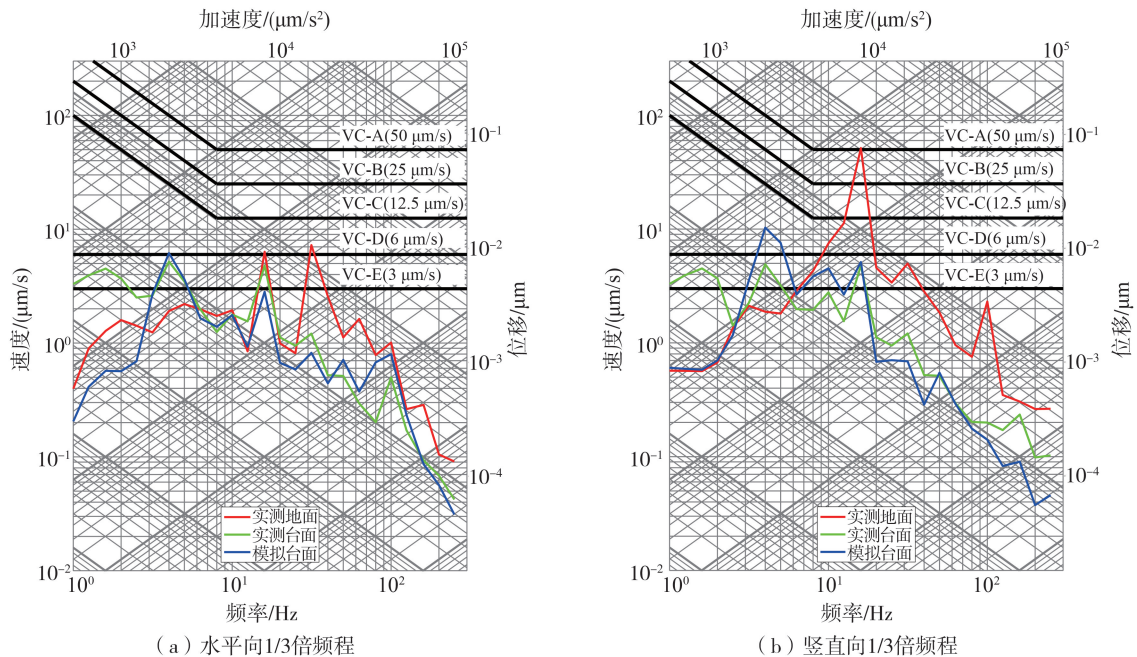


图 10 实测与模拟隔振分析结果示意图

Fig. 10 Schematic diagram of the analysis results of measured and simulated vibration isolation effects

## 4 结论

文中对钢弹簧浮筑板基台展开分析,首先对钢弹簧展开力学性能试验,然后通过有限元分析了钢弹簧浮筑板基台减振效率、基台在偏心荷载作用下的变形情况、基台存在运动部件时的变形情况以及台面振动水平,最后与实际工程应用进行对比,得到以下结论:

1) 根据钢弹簧性能试验结果,钢弹簧水平刚度取值与弹簧竖向刚度和所承受竖向负载有关,通过推导及数据拟合,获得了弹簧水平刚度关系式,可为工程中弹簧参数模拟选取提供参考。

2) 基台在竖向和水平向都具有较好的减振效果,外界振动频段在 10 Hz 以上时,可根据上方设备重量选取钢弹簧刚度使基台固有频率保持在 4 Hz 左右。此时,当基台上部设备存在 50 kg 运动部件时,可满足竖向变形小于 800 μm;当基台存在非运动设备运行产生的扰力小于 1.5 kN 时,基台的振动水平可保持在 VC-C 水平。

3) 对比数值模拟和实际工程,基台对环境振动 12 Hz 以上振动抑制效果较好,此时钢弹簧隔振基台的固有频率可设计为 4.2 Hz 左右,减振效率可达 90% 以上。

## 参考文献:

- [1] 宗锦辉, 杨亨勇, 余安达, 等. 超精密加工技术综述[J]. 中国科技信息, 2021(22): 34-36.  
ZONG Jinhui, YANG Hengyong, YU Anda, et al. Overview of ultra-precision machining technology [J]. China Science and Technology Information, 2021(22): 34-36. (in Chinese)
- [2] OZSOY M, SIMS N D, OZTURK E. Robotically assisted active vibration control in milling: A feasibility study[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 177: 109152.
- [3] 胡辰. 环境微振动作用下超精密机床动力学分析及基础隔振技术研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2020.  
HU Chen. Dynamic analysis of ultra-precision machine tool and research on foundation vibration isolation technology under the action of environmental micro-vibration[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2020. (in Chinese)
- [4] STABILE A, AGLIETTI G S, RICHARDSON G, et al. Design and verification of a negative resistance electromagnetic shunt damper for spacecraft micro-vibration[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 386: 38-49.

- [5] DEROSA R, DRIGGERS J C, ATKINSON D, et al. Global feed-forward vibration isolation in a km scale interferometer[J]. *Classical and Quantum Gravity*, 2012, 29(21): 215008.
- [6] HUA W. Low frequency vibration isolation and alignment system for advanced LIGO[M]. Stanford, Palo Alto, California: Stanford University, 2005.
- [7] LUO H T, FAN C H, LI Y X, et al. Design and experiment of micro-vibration isolation system for optical satellite[J]. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 2023, 97: 104833.
- [8] ZHAI M D, ZHANG B, LI X L, et al. Design and implementation of permanent and electromagnet composite vibration isolation system based on negative stiffness theory[J]. *Actuators*, 2023, 12(1): 44.
- [9] 许浩, 刘文光, 何文福, 等. 考虑楼板刚度的楼面振动减振改造分析[J]. *地震工程与工程振动*, 2016, 36(4): 27-32.  
XU Hao, LIU Wenguang, HE Wenfu, et al. Research on vibration isolation of building floors considering floor stiffness[J]. *Earthquake Engineering and Engineering Dynamics*, 2016, 36(4): 27-32. (in Chinese)
- [10] 闻荣伟. 基于主动负刚度原理的大型精密仪器系统隔微振技术[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.  
WEN Rongwei. Microvibration isolation technology for large precision instrument system based on the principle of active negative stiffness[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015. (in Chinese)
- [11] 朱亮, 周涛, 吴乙万, 等. 正负刚度并联隔振系统建模与性能分析[J]. *噪声与振动控制*, 2022, 42(5): 268-273.  
ZHU Liang, ZHOU Tao, WU Yiwan, et al. Modeling and performance analysis of vibration isolation systems with parallel connection of positive and negative stiffness[J]. *Noise and Vibration Control*, 2022, 42(5): 268-273. (in Chinese)
- [12] 戚江凤, 张颖. 精密设备三级防微振实验平台设计方法研究[J]. *河南科技*, 2022(21): 29-32.  
QI Jiangfeng, ZHANG Ying. Research on the design method of three-level anti-micro-vibration experimental platform for precision equipment[J]. *Henan Science and Technology*, 2022(21): 29-32. (in Chinese)
- [13] 杜香刚, 朱光楠, 刘韦, 等. 基于隔振器荷载特征的浮置板轨道定频隔振器设计研究[J]. *振动与冲击*, 2023, 42(10): 230-239, 262.  
DU Xianggang, ZHU Guangnan, LIU Wei, et al. The study of designing methods for floating slab constant frequency isolator based on the load characteristics of isolator[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2023, 42(10): 230-239, 262. (in Chinese)
- [14] 沈超, 杜建国, 李万华, 等. 气囊缓冲技术研究现状与应用启示[J]. *噪声与振动控制*, 2023, 43(2): 1-8, 42.  
SHEN Chao, DU Jianguo, LI Wanhua, et al. Research status and application inspiration of airbag buffer technology[J]. *Noise and Vibration Control*, 2023, 43(2): 1-8, 42. (in Chinese)
- [15] 杨兆豪, 帅长庚, 李步云. 一种基于五弹簧模型的准零刚度隔振装置特性分析[J]. *舰船科学技术*, 2023, 45(18): 77-84.  
YANG Zhao hao, SHUAI Changgeng, LI Buyun. Analysis of a five-spring vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic[J]. *Ship Science and Technology*, 2023, 45(18): 77-84. (in Chinese)
- [16] 付伟庆, 赵鹏, 韩艳艳, 等. 钢弹簧隔振减震装置性能试验及其结构振动控制参数分析[J]. *振动与冲击*, 2021, 40(17): 204-212, 258.  
FU Weiqing, ZHAO Peng, HAN Yanyan, et al. Performance tests of steel spring vibration isolation device and analysis of its structural vibration control parameters[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(17): 204-212, 258. (in Chinese)
- [17] GB 51076—2015 电子工业防微振工程技术规范[S]. 北京: 中国计划出版社, 2015.  
GB 51076—2015 Technical code for anti-micro-vibration engineering of electronics industry[S]. Beijing: China Planning Press, 2015. (in Chinese)
- [18] 王光民. 动力设备基础的防振设计[J]. *矿业工程*, 2023, 21(5): 69-72.  
WANG Guangmin. Vibration-proof design of foundations of power equipment[J]. *Mining Engineering*, 2023, 21(5): 69-72. (in Chinese)
- [19] 巴振宁, 符瞻远, 韩庆华, 等. 大型复杂动力机器基础参振质量的概念、理论及应用[J]. *地震工程与工程振动*, 2023, 43(3): 56-68.  
BA Zhenning, FU Zhanyuan, HAN Qinghua, et al. Concept, theoretical and application of participating mass of large-scale complex dynamic machine foundation[J]. *Earthquake Engineering and Engineering Dynamics*, 2023, 43(3): 56-68. (in Chinese)
- [20] ZHANG C, HE J, ZHOU G, Et al. Compliant quasi-zero-stiffness isolator for low-frequency torsional vibration isolation[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2023, 181: 105213.
- [21] GB 50463—2019 工程隔振设计标准[S]. 北京: 中国计划出版社, 2019.  
GB 50463—2019 Standard for design of engineering vibration isolation[S]. Beijing: China Planning Press, 2019. (in Chinese)