

DOI:10.19651/j.cnki.emt.2105897

# MIMU 橡胶减振系统的有限元分析\*

李可 王宇 吴志强

(南京理工大学 机械工程学院 南京 210094)

**摘要:** 为了减小外界的振动和冲击对微惯性测量单元(MIMU)输出精度的影响,结合多自由度减振理论和 MEMS 传感器支撑要求,设计了一种凸台式 MIMU 支架,选择合适的减振器安置方式,得到一种结构紧凑、质量轻巧的 MIMU 橡胶减振系统。该系统具有足够的刚度,从而保证结构的稳固,且便于安装,橡胶减振器的设置有效的降低了振动传递和耦合。为了准确描述橡胶性能,采用 Mooney-Rivlion 本构模型来模拟橡胶材料,根据经验公式确定了减振橡胶材料的参数。建立了减振系统的实际形态有限元模型,并进行动态特性分析,结果表明系统的前 10 阶固有频率均远离外界激励 385~425 Hz;考虑橡胶变形量较大,在瞬态响应分析中以减振系统中的电路板的变形角作为评价减振的依据,结果表明电路板的变形角为  $0.06^\circ$ ,符合设计标准,且与未减振的 MIMU 相比,具有良好的减振效果。

**关键词:** 微惯性测量单元(MIMU);橡胶减振器;有限元仿真;动态特性

**中图分类号:** TH703 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 460.4

## Finite element analysis of MIMU rubber damping system

Li Ke Wang Yu Wu Zhiqiang

(College of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

**Abstract:** In order to reduce the impact of external vibrations and shocks on the output accuracy of the micro inertial measurement unit (MIMU), combining the requirements of MEMS sensor support and multi-degree-of-freedom vibration reduction theory, a suitable damper placement method was selected and a MIMU rubber vibration damping system was designed. The MIMU structure has the characteristics of light weight and small volume, and has sufficient rigidity to ensure the stability of the structure, and the setting of the rubber shock absorber effectively reduces the vibration coupling. In order to accurately describe the rubber properties, the Mooney-Rivlion constitutive model is used to simulate the rubber material, and the parameters of the vibration-damping rubber material are determined according to the empirical formula. The actual shape finite element model of the vibration reduction system was established, and the dynamic characteristics analysis was carried out. It is obtained that the first 10 natural frequencies of the system were far away from the external excitation 385~425 Hz. Considering the large deformation of rubber, the deformation angle of the circuit board in the vibration damping system is taken as the evaluation criterion in the transient response analysis. The results show that the deformation angle of the circuit board is  $0.06^\circ$ , which meets the design standard, and has a good vibration reduction effect compared with the MIMU without vibration reduction.

**Keywords:** MIMU; rubber isolator; finite element simulation; dynamic characteristics

## 0 引言

惯性制导技术是以物体的惯性为基础,结合计算机和控制技术,获得运动载体的加速度和姿态等信息,从而达到导航、制导等目的,多应用在舰船、卫星、导弹等重要设备中。但是由于其成本高、体积大、质量重等原因,极大地限制了其应用范围。随着微机电技术的发展,出现了基于

MEMS 惯性器件的捷联惯性系统的微惯性测量单元(miniature inertial measurement unit, MIMU),它一般由加速度计、陀螺仪组成。微惯性测量单元因其成本低、体积小、质量轻、可靠性高和抗恶劣环境强等优异特性得到了广泛应用。在恶劣的力学环境中,例如振动和冲击等,会造成惯性器件各项性能不同程度的下降,甚至直接造成微惯性测量单元的损毁<sup>[1]</sup>。因此,通常采用在惯性器件与壳体之

收稿日期:2021-03-05

\* 基金项目:国家自然科学基金青年科学基金(61803203)项目资助

间安装橡胶减振器来减少外部冲击对惯性器件的影响<sup>[2]</sup>。橡胶减振器有着显著的抗振动和冲击的能力,但是由于其性能受其形状、配方、硬度、温度、受力状况等诸多因素所影响<sup>[3]</sup>,很难对橡胶减振器的性能准确计算。但是随着对橡胶材料的深入研究和有限元分析方法的成熟,逐步具备了对粘弹性材料建立数学模型并进行准确计算的条件。中国电子科技集团公司第十三研究所的吝海锋等<sup>[4]</sup>根据经验公式确定橡胶材料参数,并且依据单自由度振动系统的理论,通过改变减振器内、外结构,使样机的固有频率达到目标要求,并用振动台试验验证了设计的可行性。四川大学的邱荣凯等<sup>[5]</sup>用有限元分析软件 ansys 对橡胶隔振器进行动态分析,得到了橡胶的刚度和损耗因子,从而用弹簧单元来模拟橡胶减振器的方法来建立系统有限元模型进行动态分析。

本文针对微惯性测量单元的实际模型选取了合适的减振器布局方式,根据设计要求和减振原理设计了合适的橡胶减振器,确定了橡胶材料的本构模型,并采用经验法确定了材料参数<sup>[6]</sup>,利用有限元分析软件 ansys workbench 分析减振系统的固有特性以及受到激励后的响应,验证橡胶减振器的隔振效果。

## 1 系统整体减振设计

### 1.1 橡胶减振器工作原理

减振技术包括隔振、阻尼减振、动力吸振,隔振是将要保护的设备用隔振器与振动着的振源隔开。本文设计的橡胶减振器材料为阻尼橡胶,是一种高分子聚合物的粘弹性材料,既具备橡胶的弹性和缓冲性能,可以将外界的冲击衰减到设备能够承受的范围,又有比较大的粘性阻尼,使系统不容易发生共振。在机械振动过程中,粘弹性材料的阻尼将机械能转变为热能,耗散于周围环境中,从而减小振动能量,从而实现在外界冲击下保护系统不受损坏,达到减振的效果。

### 1.2 减振系统设计

微惯性测量单元主要由 5 块集成电路板组成,固连在运动载体的支架上。MIMU 要求安装结构需形状简单、体积小、质量轻,且具有一定的刚度来阻隔振动和冲击。因此设计时要充分利用空间,做到安装惯性器件互相垂直且互不干涉,以及要做到对称的结构设计。根据以上要求设计了如图 1 所示的六面体支架,除底面外每一面都有 4 个凸台螺孔用于固定电路板,内部结构内凹满足体积小、质量轻的要求,电路板之间互相垂直,可以做到互不干涉,支架的质心通过中心轴线,且满足了对称的要求。底部有 4 个通孔,利用螺栓将支架与底座固连。

为了减小振动带来的测量精度的降低,通常在惯性器件与壳体之间安装橡胶减振器,不同的隔振模式影响着减振器的隔振效果,因此选取合适的隔振模式是设计减振系统的重要环节<sup>[7]</sup>。实际工程应用中,由于 MIMU 结构、安

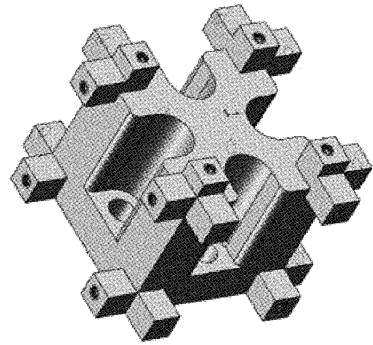


图 1 六面体结构

装位置等几何条件的限制,可采用的隔振模式是比较有限的。在本文中由于橡胶系统中的安装位置、电路等因素的限制,设计了平置式支撑方式,将 4 个减振特性相同的橡胶减振器安装在六面体支架底部的 4 个螺孔处。结合多自由度振动理论,考虑到该隔振模式可能会产生耦合,为了尽量避免耦合发生,将振动传递率降低到最小,减振器的安置要远离质心<sup>[8]</sup>,按六面体支架的几何尺寸对称安置,减振系统如图 2 所示。

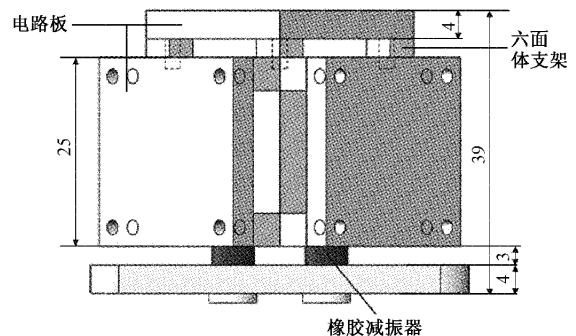


图 2 减振系统结构

## 2 橡胶减振器设计

橡胶材料因其体积小、质量轻、易加工等优点,是目前应用最广泛的减振材料之一,计算理论相对成熟,且通过合理的设计可以达到三向等刚度。考虑到 MIMU 对隔振器的轻小化设计,以及三向隔振,橡胶减振器成为最佳选择<sup>[9]</sup>。

### 2.1 橡胶减振器结构设计

橡胶减振器通过螺栓与六面体支架和底座固定连接,如图 3(a)所示,橡胶减振器的结构为筒状减振器,中间的主体结构为高 3 mm,最外圈圆周长 4.5 mm 的橡胶块,上、下金属镶件采用表面涂抹粘结剂压入硫化的阻尼橡胶。中间的橡胶块起到了隔离振动以及阻尼减振的主要作用,上、下结构起到了镶嵌螺栓和减振的作用,减振筒剖面图如图 3(b)所示。

### 2.2 橡胶材料模型建立

橡胶减振器的减振性能十分复杂,不仅取决于减振器

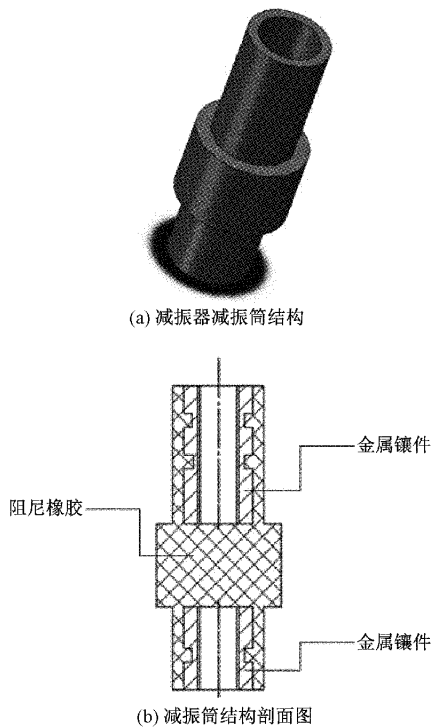


图 3 橡胶减振器结构

的结构,也取决于制作减振器的橡胶材料。橡胶材料为不可压缩的粘弹性材料,是一种典型的非线性材料,其弹性性能与硬度、载荷大小、载荷频率等诸多因素有关,因此不能用简单的弹性模量来描述其性能。一般用应力-应变关系来描述粘弹性材料的本构关系,由应变能势函数对应变不变量的导数来表达。随着有限元分析软件的发展,ansys 软件提供了多种描述超弹性材料本构关系的模型<sup>[10]</sup>,本文选取了应用最广泛的二参数 Mooney-Rivlion 模型来研究,其应变能密度函数为:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (1)$$

式中: $C_{01}$ 、 $C_{10}$ 为橡胶拉伸实验得到的数据拟合得到的材料常数; $I_1$ 、 $I_2$ 为前两阶应变不变量。确定 Mooney-Rivlion 模型的材料常数有实验法和经验法两种方式,实验法较为复杂,本文采用更容易计算的经验法。美的中央研究院的张良等<sup>[11]</sup>通过橡胶拉伸实验对橡胶材料的力学特性进行分析和研究,构造了指数型函数来描述 2 次非线性函数来描述橡胶硬度与弹性模量、以及模型参数与硬度的关系,能够较好的吻合实验值。

$$\ln E = 14.28088 - 0.66189X + 0.00725X^2 \quad (2)$$

$$\ln C_{10} = 69.328 - 3.11764X + 0.03X^2 \quad (3)$$

$$\ln C_{01} = 22.726 - 1.03557X + 0.01103X^2 \quad (4)$$

橡胶减振器在共振区需要有极大的阻尼来抑制共振,在隔振区需有极小的阻尼来隔离振动,综合考虑两项因素后,决定适当减小阻尼来隔离振动。选取硬度为 56 HA 的橡胶材料,代入式中即可得到橡胶的弹性模量为 0.96 MPa 和

Mooney-Rivlion 模型的二参数  $C_{10}=0.47619$ ,  $C_{01}=0.02381$ 。

### 3 减振系统动态特性分析

通过有限元分析软件 ansys workbench 对减振系统进行动态特性分析,可以获得结构的固有特性和激励特性,即可判断减振系统的设计是否避开了共振区,以及在外界激励时是否起到了减振保护作用<sup>[12]</sup>。建立减振系统的有限元模型,为了更准确的分析,采用减振系统的实际形态建立模型,仅忽略了一些螺栓。橡胶减振器与系统通过螺栓连接,因此在有限元分析中无需定义接触单元,只需设置为固定连接,底座与设备固定连接,因此底座外部的 4 个螺栓孔设置为固定约束<sup>[13]</sup>。支架与底座的材料为铝合金,材料参数如表 1 所示。

表 1 材料参数

装置	密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	弹性模量/Pa	泊松比
支架	2 700	$6.9 \times 10^{10}$	0.330
电路板	2 455	$2.2 \times 10^{10}$	0.340
橡胶	1 500	$9.6 \times 10^5$	0.499

#### 3.1 模态分析

建立有限元模型之后,根据实际情况对结构设置边界条件,进行模态分析求解。查看系统的前 10 阶固有频率及振型,如表 2 所示。对模态分析的结果进行分析,可以知道减振系统的各阶固有频率均远离 MIMU 外界激励频率 385~425 Hz,有效地避免了减振系统发生共振的情况。

表 2 减振系统模态频率

模态阶数	固有频率/Hz	模态阶数	固有频率/Hz
1	39.270	6	148.510
2	40.501	7	2 364.500
3	40.517	8	2 364.500
4	111.360	9	2 364.800
5	111.410	10	2 365.500

#### 3.2 瞬态分析

利用 ansys workbench 瞬态分析,对减振系统进行激励响应分析,这是评价减振性能的重要标准<sup>[14]</sup>。有限元模型及边界条件与模态分析相同,选取底座的面作载荷施加面,外界对减振系统的激励用如图 4 所示的半正弦的冲击模型来模拟。选择完全法求解,对减振系统的  $z$  向施加 10 ms、50 MPa 的半正弦脉冲,初始值为 0,基本子步为 20 步。

在冲击载荷的作用下,系统的响应为一个动态响应过程。分析计算结果得知,由于橡胶减振器的位移较大,因此通过用最大位移减去橡胶减振器的位移来查看结构的变形程度。查看六面体支架的总位移云图,如图 5(a)所示,得

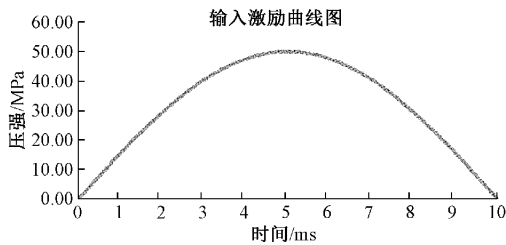
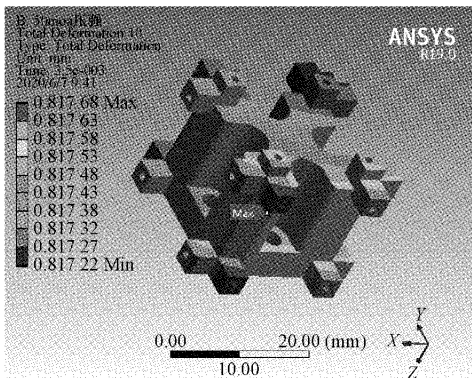
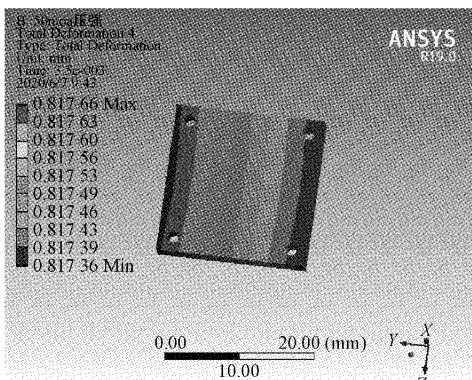


图 4 半正弦输入激励

知最大变形发生在 3.5 ms 时, 支架的最大变形为  $4.6 \times 10^{-4}$  mm; 查看电路板的总位移云图, 如图 5(b) 所示, 计算结果得出电路板最大变形发生在 3.5 ms 时刻, 为  $4 \times 10^{-4}$  mm, 变形量均小于 1 mm, 满足设计要求。与未安装橡胶减振器的原系统的激励响应结果相比, 原系统支架的变形量  $5.6 \times 10^{-2}$  mm 以及电路板变形量  $2.6 \times 10^{-2}$  mm, 减振系统的减振效果显著。电路板为平面, 因此根据最大位移和最小位移可以计算出电路板的变形角<sup>[15]</sup>, 如表 3 所示, 对比得到减振系统的变形角远小于原系统的变形角。



(a) 支架总位移云图



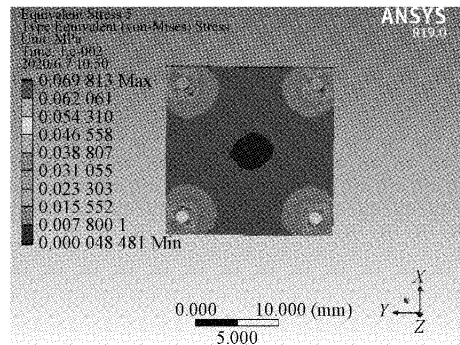
(b) 电路板总位移云图

图 5 减振系统总位移分布云图

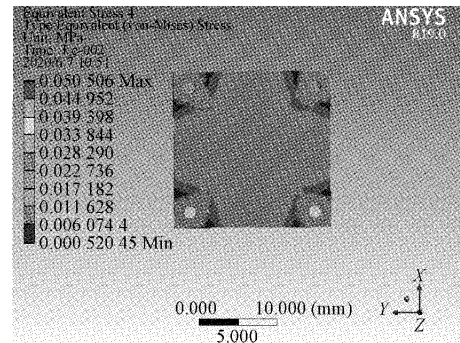
表 3 瞬态响应下电路板变形角

电路板	最大位移/mm	最小位移/mm	变形角/(°)
原系统	0.379 59	0.353 18	4.54
减振系统	0.817 76	0.817 36	0.06

如图 6(a)、(b) 所示的电路板的米氏应力分布情况, 可见螺栓孔处所受的应力最大, 原系统电路板所受的最大应力约为 0.07 MPa, 减振系统电路板最大应力约为 0.05 MPa。可知在冲击载荷作用下, 橡胶减振器确实起到了缓冲、减振的作用。



(a) 未减振系统应力云图



(b) 减振系统应力云图

图 6 应力云图对比

#### 4 结 论

本文设计了一种 MIMU 橡胶减振系统, 该 MIMU 支架为凸台式支架, 满足惯性传感器互相垂直安装且互不干扰的同时, 还满足了刚度要求以及体积和质量的最小化。设计了一种筒状橡胶减振器, 橡胶材料的非线性特性难以描述, 因此采用 ansys workbench 中的超弹性材料 Mooney-Rivlin 本构模型来模拟橡胶材料, 根据经验公式确定了橡胶材料的参数。利用 ansys workbench 有限元分析软件对减振系统建立有限元模型, 并进行模态分析和瞬态分析。通过模态分析得到减振系统的前 10 阶固有频率, 均远离外界激励频率, 避免了共振现象。通过瞬态响应分析, 获得了减振系统的位移响应, 将电路板的变形角作为评价减振的标准, 变形量均满足设计要求, 并与减振前的系统响应变形量相比较, 具有良好的减振效果。本文中由于 MIMU 系统的安装、电路等因素的限制, 橡胶减振器的安装方式采用了平置式, 此种安装方式可能会产生耦合, 可在未来的工作中进行优化研究。

## 参考文献

- [1] GEIGER W, BARTHOLOMEYCZIK J, BRENG U, et al. MEMS IMU for AHRS applications [C]. Proceeding of the IEEE/ION Position Location and Navigation Conference. Monterey, CA, USA, 2008: 225-231.
- [2] 景羿, 田静, 熊智, 等. 减振装置对惯性导航系统的性能影响分析及测试[J]. 电子测量技术, 2018, 41(18): 128-132.
- [3] 赵广, 刘健, 刘占生. 橡胶隔振器非线性动力学模型理论与实验研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(1): 173-177.
- [4] 齐海锋, 沈超群, 杨拥军, 等. 微惯性测量单元橡胶减振器结构设计[J]. 微纳电子技术, 2018, 55(5): 338-344.
- [5] 邱荣凯, 马咏梅. 陀螺系统橡胶减振器动态特性分析[J]. 机械工程师, 2015(7): 108-111.
- [6] 梁泽峰, 张志强, 胡恒. 智能环保回收箱瓶类投放计数装置减振措施研究[J]. 电子测量与仪器学报, 2020, 34(2): 137-142.
- [7] 陈沛, 贺旭东. 基于灵敏度分析的隔振器模型修正方法[J]. 国外电子测量技术, 2016, 35(4): 38-41.
- [8] 程岩松. 无人机控制系统隔振方法研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2017.
- [9] 赵苗苗, 段宇星. 一种三向等刚度橡胶减振器的研制[J]. 橡胶工业, 2021, 68(2): 114-118.
- [10] 张磊, 张力钧, 刘衍, 等. 基于 ANSYS 的大型船用升降平台密封性能研究[J]. 船舶工程, 2017, 39(1): 77-81.
- [11] 张良, 李忠华, 马新强. 橡胶 Mooney-Rivlin 超弹性本构模型的参数特性研究[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(S2): 427-430.
- [12] 李长玉, 余莎丽, 林子涵, 等. 自然激励下某电动汽车白车身模态参数识别[J]. 电子测量与仪器学报, 2020, 34(8): 167-173.
- [13] 谢松成, 杨荣松, 周青华. 基于 ANSYS Workbench 的 RV 减速器随机振动分析[J]. 机械传动, 2021, 45(3): 111-116.
- [14] 周彤. 蝶翼式硅微陀螺 MIMU 减振系统动力学特性研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2015.
- [15] 徐泽茜. 弹载微惯性测量单元减振系统的设计与优化[D]. 南京: 南京理工大学, 2015.

## 作者简介

李可, 硕士研究生, 主要研究方向为 MEMS 惯性导航技术、组合导航技术。

E-mail: like3826@njjust.edu.cn

王宇, 副研究员, 主要研究方向为 MEMS 惯性导航技术、组合导航技术。

E-mail: wangyu78@njjust.edu.cn

吴志强, 讲师, 主要研究方向为微弱信号检测与信息处理、MEMS 惯性导航及组合导航系统。

E-mail: wuzhiqiang@njjust.edu.cn