

doi:10.19306/j.cnki.2095-8110.2022.05.013

捷联惯组空间八点减振 IMU 组合设计

李茜¹, 吕琛², 李欣¹, 杨研蒙¹, 闫红松¹

- (1. 北京自动化控制设备研究所, 北京 100074;
2. 中国人民解放军 96963 部队, 北京 100000)

摘要: 为了研究捷联惯组空间八点减振 IMU 组合的力学性能及其在抑制线角耦合方面的作用, 采用 NX 三维建模及 ANSYS 仿真分析工具对 IMU 组合的刚度、减振器的线角频率、减振性能方面进行了充分的理论验证。同时, 推导出平衡机的调平原理, 通过调平使 IMU 弹性中心与质心重合, 然后对惯组进行振动试验, 观察其减振性能及三向陀螺角速度输出值。结果表明, 经理论分析该 IMU 组合模态为 875.7Hz, 具备足够的刚度; 减振器线角频率差值在 50Hz 以上, 具有较高的离散度。经试验验证, 该 IMU 组合调平小于 0.1mm 时, 减振效率不低于 42%, 三向陀螺角速度输出不大于 11(°)/s, 具有较好的力学环境适应性与极高的角速度输出特性。

关键词: 捷联惯组; IMU; 空间八点减振; 线角耦合

中图分类号: TP701 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-8110(2022)05-0118-08

Design of Spatial Eight-Point Vibration Reduction IMU for SINS

LI Xi¹, LYU Chen², LI Xin¹, YANG Yan-meng¹, YAN Hong-song¹

- (1. Beijing Institute of Automatic Control Equipment, Beijing 100074, China;
2. Unit 96963 of PLA, Beijing 100000, China)

Abstract: In order to study the mechanical properties and role in restraining vibration coupling of spatial eight-point vibration reduction IMU in strapdown inertial navigation system (SINS), this paper makes a comprehensive theoretical verification on the stiffness of the IMU, line angle frequency of shock absorber and damping performance using NX and ANSYS. At the same time, the leveling principle of the balancer is deduced. The elastic center coincides the center of mass through leveling, and then the vibration test of SINS is carried out to observe its damping performance and the angular velocity output of the three gyroscopes. Through theoretical analysis, the results show that the IMU mode is 875.7Hz, showing its high stiffness. The linear angular frequency difference of the shock absorber is more than 50Hz, showing its high dispersion. The experimental results show that the damping efficiency is not lower than 42% with IMU combined leveling less than 0.1mm, and the angular velocity outputs of three gyroscopes are not more than 11(°)/s. The IMU has good mechanical environments adaptability and extremely high angular velocity output characteristics.

Key words: SINS; IMU; Spatial eight-point vibration reduction; Line angle coupling

收稿日期: 2021-10-11; 修订日期: 2021-12-20

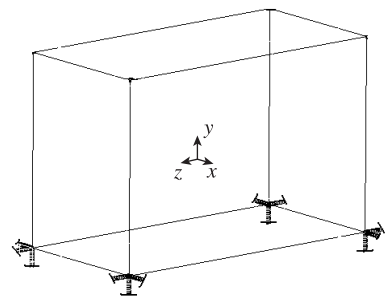
作者简介: 李茜(1990-), 女, 硕士, 工程师, 主要从事惯性系统结构设计方面的研究。

0 引言

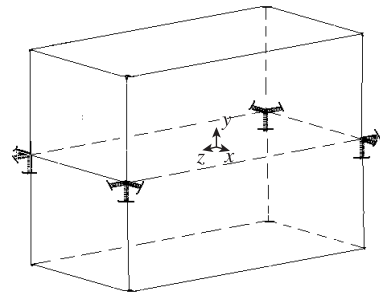
捷联惯组作为惯性坐标基准和惯性测量装置,其工作精度与可靠性直接影响飞行器的飞行精度^[1]。在一般情况下,捷联惯组减振系统可以沿着 3 个坐标轴的方向平移振动,也可以绕 3 个坐标轴作旋转振动,系统的每一种平动或者转动都有它的固有频率,因此一共有 6 个自由度^[2]。从导航性能分析,力学环境特别是振动会使惯组输出含有高频成分,而相对于载体的刚体运动,高频成分是虚假的运动,有可能引起圆锥运动等效效应,致使惯导及其相关应用系统性能下降。因此,需要抑制振动(包括线振动和角振动)、冲击等各种因素引起的误差^[3-6]。

陀螺仪和加速度计安装于台体上构成的惯性测量单元(Inertial Measurement Unit, IMU)组合,是捷联惯组中最为重要的核心部件^[7]。利用减振器将 IMU 组合弹性连接到系统结构上,可以减小剧烈的随机振动对陀螺仪和加速度计的不良影响,有效提升捷联惯组的环境适应性^[8]。但当减振组件的弹性中心与质心不重合时,其在作线振动的同时还会伴随有角振动,作角振动的同时也夹杂着线振动,即减振组件不同自由度上的振动之间会发生耦合^[9-11],而线角振动频率差距大,质量分布尽量集中于中心可在一定程度上抑制线角耦合。线角耦合给减振组件引入伪角运动信号,不仅由于尺寸效应影响线加速度的测量精度,而且还影响角速度测量的传递特性,从而影响减振组件的测量精度和动态性能^[12-15]。采用内减振的 IMU 组合体积小、质量小,相对于外部减振的捷联惯组而言更易引发线角耦合问题,这成为制约工程应用的重要因素。

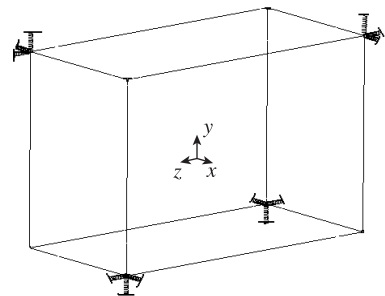
常见的减振布局形式有四种,分别为底部四点减振、平面四点减振、吊脚四点减振及空间八点减振等,如图 1 所示^[16]。工程上为了满足线振动频率尽可能小、角振动频率尽可能大的要求,除直接调



(b) 底部四点减振



(c) 平面四点减振



(d) 吊脚四点减振

图 1 常见的减振布局形式

Fig. 1 Common vibration reduction layouts

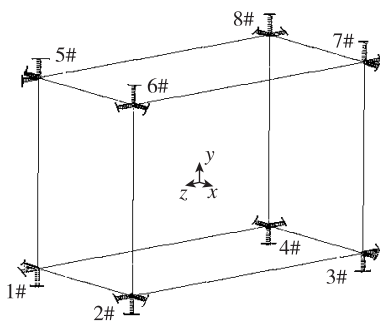
整减振器外,通常采用改变减振器布局实现,使得支承所得的回转半径增大,例如用空间四点或八点支撑取代平面四点支撑^[17-18]。空间八点减振由于增大了 2 个旋转自由度上的减振器跨距,并同时增大了这 2 个旋转自由度上的角共振频率,所以理论上线角耦合能够得到一定程度的抑制^[19]。

本文将结合 IMU 组合研制过程的相关经验,从空间八点减振 IMU 设计过程、力学性能仿真及线角耦合抑制等多角度进行详细的阐述,对今后空间八点减振的 IMU 组合设计提供支撑。

1 IMU 组合的设计与分析

1.1 IMU 组合的台体设计

IMU 组合由 3 个光纤陀螺表头、1 个光线陀螺电路盒、3 个挠性加速度计、连接器及结构件组成。

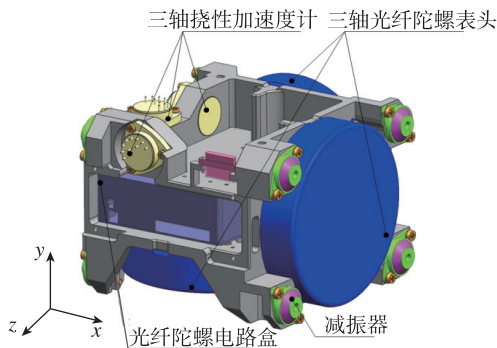


(a) 空间八点减振

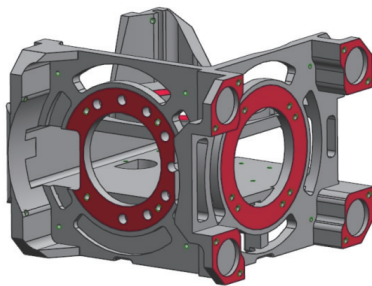
台体需保证具备足够的力学环境适应性、温度环境适应性及安装精度,具体来说分别是:

- 1) 零部件安装工艺性,各零部件安装完成后,方便拆装返修维护,相互之间不得遮挡;
- 2) 三轴光纤陀螺表头相互正交、三轴挠性加速度计相互正交,控制安装面垂直度;
- 3) 台体具备较高的刚强度,一阶模态高于或接近一般飞行器随机振动频谱最高频率;
- 4) 台体应有合理的热传导路径,尽可能减少电路板以控制热源数量,并将热源尽可能远离光纤陀螺表头与挠性加速度计;
- 5) IMU 组合应将质心布置于弹性中心;
- 6) 台体应尽量满足轻量化设计需求;
- 7) 保障台体具有良好的机加、铸造工艺性,具备大批量生产的条件。

经过多轮修正后,IMU 组合及台体结构如图 2 所示。模型上 IMU 组合的质心与弹性中心的偏差低于 1mm。



(a) IMU 组合示意图



(b) 台体模型

图 2 IMU 组合及台体

Fig. 2 IMU and platform

1.2 减振设计

IMU 组合减振器的主要功能是提升其抗过载、抗振动能力,避免达到破坏应力的状态。一般来说,除了要求减振器具有必要的物理机械性能外,

还需对减振器的谐振频率、静态刚度、动态刚度、阻尼系数等提出要求。

减振器传递率公式为

$$T_A = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{2c}{c_0}\right)^2 \left(\frac{f}{f_n}\right)^2}}{\sqrt{\left(\frac{2c}{c_0}\right)^2 \left(\frac{f}{f_n}\right)^2 + \left(1 - \left(\frac{f}{f_n}\right)^2\right)^2}} \quad (1)$$

式中, T_A 为传递率; f 为激振频率; f_n 为支撑系统固有频率; $\frac{c}{c_0}$ 为临界阻尼比。

图 3 所示为 IMU 组合随机振动输入条件,如减振器谐振频率过低则带宽过低,谐振频率过高则无法对高频充分衰减,一般处于 40~100Hz 之间,本文选择中值 70Hz。减振器的阻尼比越大则动态放大倍数越小,目前一般将共振放大倍数控制在 2~5 倍,本文选择阻尼比 0.125 即放大 4 倍。此外,振动条件要求减振器在 3 个方向等刚度、等阻尼,故后续分析三向的参数均一致。

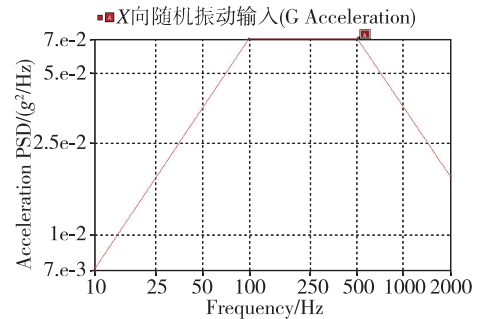


图 3 随机振动输入条件

Fig. 3 Random vibration input condition

1.3 IMU 组合模态计算

模态是对结构固有特性的一种表述,通过模态分析可以客观地描述结构可靠性与力学环境适应性。本次研制的 IMU 组合将在船载、车载、机载等诸多负载环境下工作,其整体模态应尽可能高。对台体结构进行合理简化处理后,建立 IMU 组合的有限元模型如图 4 所示,模型共包含 176433 个高阶单元和 310032 个节点。文中描述坐标系与图 4 坐标系一致。文中涉及的所有计算均在有限元软件 ANSYS Workbench 环境下完成。

台体结构采用材料为硬铝 2A12,其密度约为 2800kg/m³,弹性模量为 72Gpa,泊松比为 0.3。通过模态分析得到 IMU 组合的前 7 阶模态如表 1 所示。

表 1 中,第 1 阶固有模态为沿 X 方向线运动频率、第 2 阶固有模态为沿 Z 方向线运动频率、第 3 阶固有模态为沿 Y 方向线运动频率、第 4 阶固有模态为沿 Z 轴角运动频率、第 5 阶固有模态为沿 X 轴角运动频率、第 6 阶固有模态为沿 Y 轴角运动频率。可见,IMU 组合满足工程应用上线运动频率尽可能小、角运动频率尽可能大的要求^[20-21],线角耦合的现象在一定程度上可以被结构布局形式抑制。第 7 阶模态为 875.7Hz,IMU 组合具备足够的刚度。

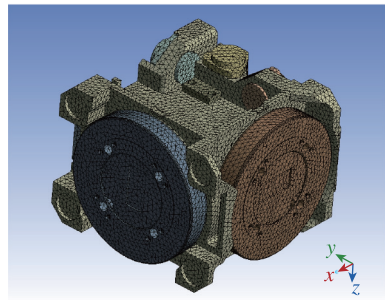


图 4 IMU 组合的有限元模型

Fig. 4 Finite element model of the IMU

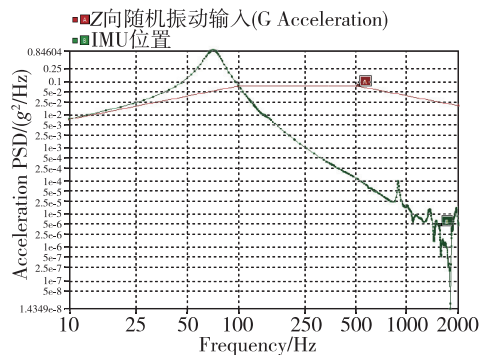
表 1 IMU 组合前 7 阶模态

Tab. 1 First seven modes of IMU

阶数	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶	第 6 阶	第 7 阶
固有模态/Hz	70.1	71.5	72.4	121.7	132	140.4	875.7

1.4 IMU 组合随机振动仿真

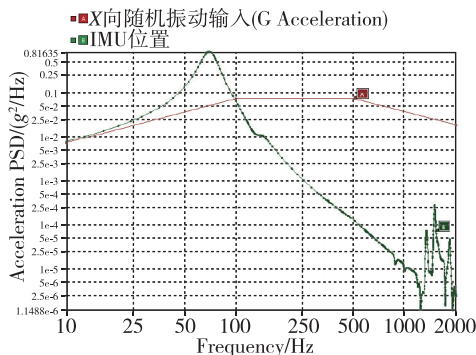
按图 3 随机振动输入条件仿真,可以得到光纤陀螺表头安装位置的测点加速度响应功率谱密度曲线,如图 5 所示。可以看到,陀螺表头安装位置除了在减振器的谐振频率处有明显放大外,高频部分都得到了有效衰减,曲线上无线角耦合的二次谐振峰,说明空间八点减振的 IMU 组合在抑制线角耦合上具有一定作用。



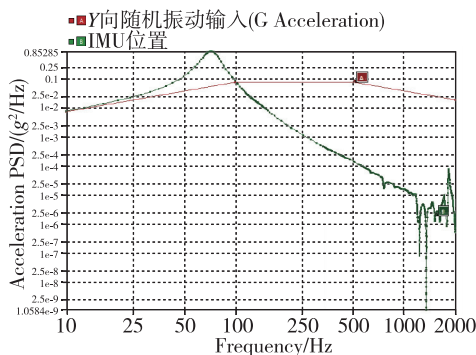
(c) Z 向随机振动陀螺表头安装位置响应曲线

图 5 陀螺表头安装位置响应曲线图

Fig. 5 Gyroscope response curves



(a) X 向随机振动陀螺表头安装位置响应曲线



(b) Y 向随机振动陀螺表头安装位置响应曲线

2 IMU 组合质心调整

减振组件的弹性中心与系统的质心不重合,会导致系统在不同自由度上的振动之间发生耦合。通过精确测量质心并予以调整的方法是降低线角耦合程度常见的解决方案。尽管空间八点减振布局形式在一定程度上可以抑制线角耦合现象,但受限于内减振 IMU 组合相对较小的跨距,弹性中心与质心不重合带来的影响相对于外减振系统更为敏感。工程上一般采用天平式平衡机,通过定点添加配重的方式实现受试系统的静平衡,再根据配重的质量作用于三维模型上反求系统的质心。

2.1 天平式平衡机配平机理

天平式平衡机对不平衡量的放大系数高、测量精度高,具有成本低、维护简单的优点^[22]。受试 IMU 组合通过平衡工装转接到大梁上,工装与大梁

靠面紧贴保证其安装精度,如图6所示。

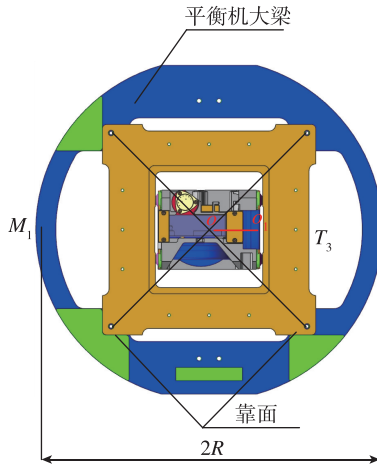


图6 IMU组合安装示意图

Fig. 6 IMU installation diagram

假设平衡机的旋转中心为 o 点,惯导系统的质心为 o_1 点,二者距离为 e ;再设平衡工装存在恒定的偏心,导致不平衡力矩为 T_3 ,那么大梁、平衡工装及IMU组合组成的平衡系统会向一侧倾斜,通过在大梁另一侧添加质量为 M_1 的配重,平衡系统会恢复平衡直至水平仪气泡归于零位,如式(2)

$$T_1 = T_0 + T_3 \quad (2)$$

式中, $T_0 = M_0 e$, M_0 为IMU组合的质量; $T_1 = M_1 R$, R 为配重到旋转中心 o 的距离。

保持配重 M_1 在大梁的位置不变,将IMU组合翻转 180° 安装,此时大梁失衡向一侧倾斜,通过添加质量为 M_2 的配重或移动砝码,平衡系统会恢复平衡,如式(3)

$$T_2 + T_3 + T_4 = T_0 + T_1 \quad (3)$$

式中, $T_2 = M_2 R$, R 为配重到旋转中心 o 的距离; $T_4 = M_f X_1$, M_f 为砝码质量, X_1 为砝码移动的距离。

将式(2)代入式(3),可得

$$M_0 e = \frac{M_2 R + M_f X_1}{2} \quad (4)$$

则可以求解IMU组合的质心与平衡机的旋转中心的偏移量。

2.2 IMU组合的调整过程

制作平衡工装如图7所示。经测量,系统 Z 向在大梁增加配重 3.9g ,代入式(3)可得 Z 向质心为 -0.1mm ;系统 Y 向在大梁增加配重 58.3g ,代入式(3)可得 Y 向质心为 1.49mm ;系统 X 向在大梁增加配重 26.4g ,代入式(3)可得 X 向质心为 0.67mm 。

可见,模型与实物间存在一定的偏差。

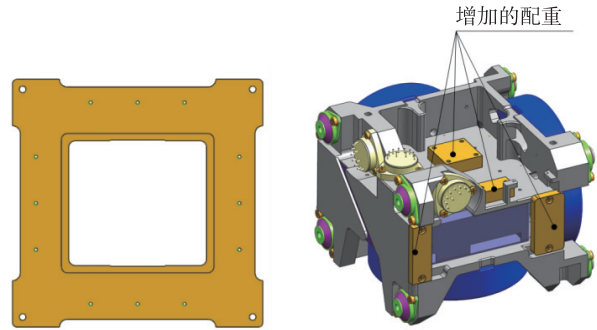


图7 平衡工装及调整后的IMU组合

Fig. 7 Balance tooling and adjusted IMU

将实测坐标输入模型坐标系后进行调整,在 X 、 Y 两个方向增加配重如图7所示。经过平衡机再次测量,IMU组合的质心与弹性坐标系重合度在 0.1mm 以上,如表2所示。

表2 调整前后的质心对比

Tab. 2 Comparison of centroids before and after adjustment

方向	mm	
	调整前的质心坐标	调整后的质心坐标
X向	0.67	0.05
Y向	1.49	0.09
Z向	-0.1	-0.07

3 试验验证

随机振动试验前,将IMU组合安装到壳体中组成完整的捷联惯组,如图8所示。在安装过程中,由于减振器拧紧力矩的不同会导致IMU组合角速度输出幅度的大幅变化,因此必须采用等力矩方式紧固减振器^[23]。

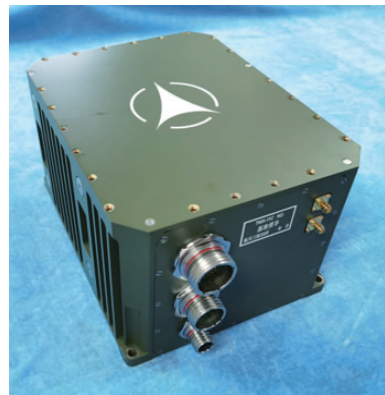


图8 捷联惯组系统

Fig. 8 Strapdown inertial navigation system (SINS)

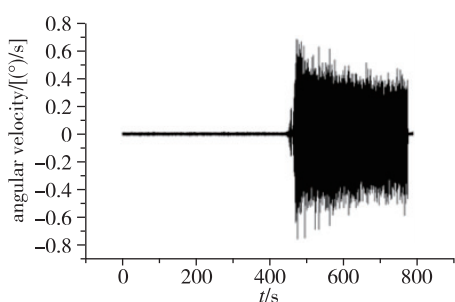
在垂台和滑台按图 3 进行振动试验,光纤陀螺 1ms 采样、1ms 导航、5ms 记录。减振器谐振频率、放大倍数、减振效率、角速度输出最大值等如表 3 所示。三向振动时三轴陀螺角速度输出如图 9 所示。可以看出,IMU 组合在具备良好的力学环境适应性时,减振效率均不低于 42%,角速度不大于 11(°)/s,

对比工程经验四点减振 IMU 组合角速度一般为 20(°)/s,具备较佳的角速度输出特性,能够有效抑制圆锥运动。通过调平质心 IMU 组合仍有 11(°)/s 的角速度,除 IMU 组合自身具有线角耦合的缺点外,与 8 只减振器未匹配刚度、未调整压缩量也存在一定关系。

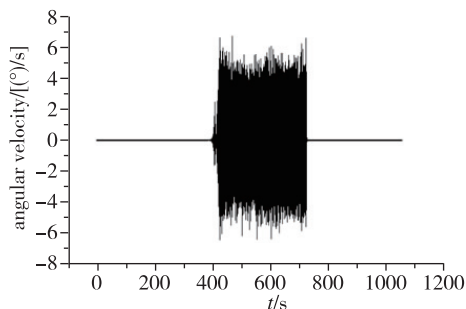
表 3 随机振动试验结果

Tab. 3 Results of random vibration tests

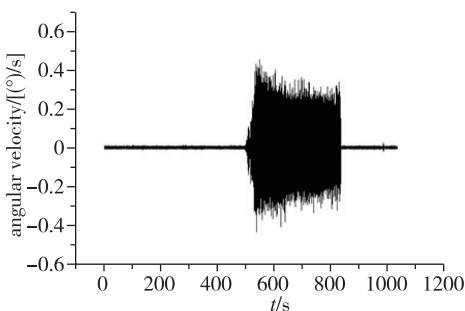
振动轴向	谐振频率/Hz	放大倍数	减振效率/%	X 陀螺角速度/[°/s]	Y 陀螺角速度/[°/s]	Z 陀螺角速度/[°/s]
X 轴	70	3.7	44	0.65	7	0.45
Y 轴	72.5	3.5	45	4	2	0.5
Z 轴	72.5	3.5	42	0.5	11	0.5



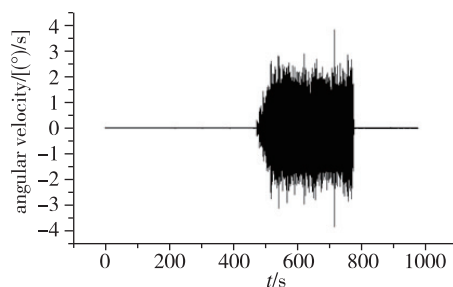
(a) X 向振动 X 陀螺输出



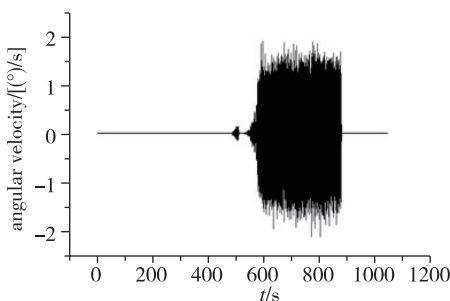
(b) X 向振动 Y 陀螺输出



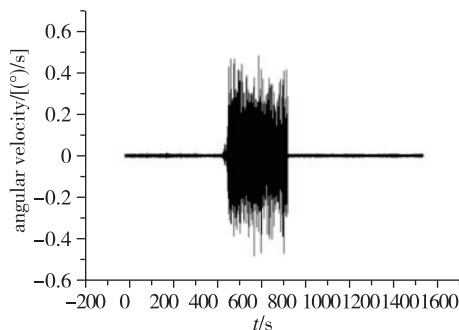
(c) X 向振动 Z 陀螺输出



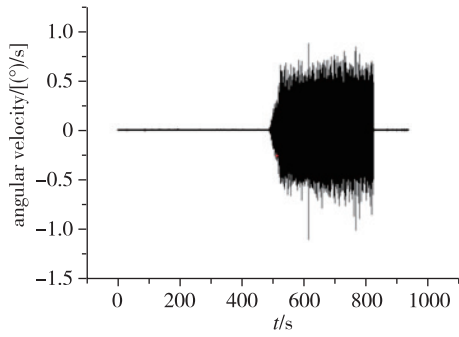
(d) Y 向振动 X 陀螺输出



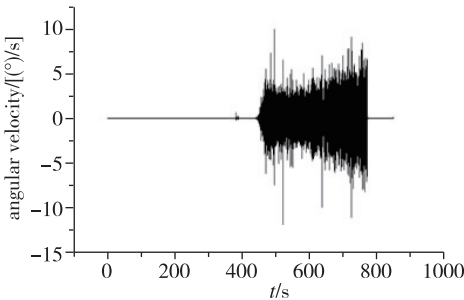
(e) Y 向振动 Y 陀螺输出



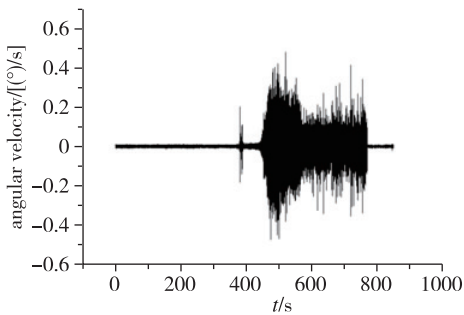
(f) Y 向振动 Z 陀螺输出



(g) Z 向振动 X 陀螺输出



(h) Z 向振动 Y 陀螺输出



(i) Z 向振动 Z 陀螺输出

图9 三向振动时三轴陀螺角速度输出

Fig. 9 Gyroscope outputs in vibration of three directions

4 结论

本文阐述了捷联惯组 IMU 结构设计要点,讨论了抑制线角耦合的措施,给出了调整质心的方法,并以实例演示验证了设计方法的正确性和有效性,主要结论如下:

1)增大减振器跨距同时调整质心与减振中心的重合度是提升捷联惯组 IMU 性能的有效措施;

2)在减振组件尺寸受限的情况下,可通过调整减振器布局的方式来增大减振器的跨距,从而降低随机振动条件下的耦合角速度;

3)八点减振布局既能够满足线振动频率尽可能小、角振动频率尽可能大的要求,又可以在空间尺寸不增加的情况下有效增大减振器的跨距,与其他减振布局相比具有明显的优越性;

4)天平式平衡机配平方法不仅简单经济,而且可以实现较高的配平精度,能够满足捷联惯组 IMU 研制的要求。

参考文献

- [1] 章博,任娟.捷联惯组空间五点减振的振动耦合分析[J].宇航学报,2015,23(9):1030-1035.
Zhang Bo, Ren Juan. Coupling vibration analysis of spatial-five-point arrangement isolators for strapdown inertial navigation system[J]. Journal of Astronautics, 2015, 23(9): 1030-1035(in Chinese).
- [2] 周建波,蔡毅鹏,孙学麒,等.航天器捷联惯组基座构型设计[J].兵器装备工程学报,2018(2):36-40.
Zhou Jianbo, Cai Yipeng, Sun Xueqi, et al. Study on configuration design of spacecraft IMU bracket[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2018(2): 36-40(in Chinese).
- [3] Ma H, Wu J. Anaysis of positioning errors caused by platform vibration of airborne LiDAR system[C]// Proceedings of 8th IEEE International Symposium on Instrumentation and Control Technology. IEEE, 2012: 257-261.
- [4] 王平,张广鹏,尉飞,等.轻量化惯导系统振动响应分析与减振器优化[J].仪器仪表学报,2016,37(8):1898-1905.
Wang Ping, Zhang Guangpeng, Wei Fei, et al. Vibration resonance analysis of lightweight INS and optimization of vibration absorber[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2016, 37(8): 1898-1905(in Chinese).
- [5] Lai J Z, Lv P, Liu J Y, et al. Analysis of coning motion caused by turntable's vibration in rotation inertial navigation system[C]// Proceedings of IEEE/ION Position Location and Navigation Symposium. IEEE, 2012: 869-876.
- [6] 姚志强,雷宏杰,宋汉文,等.激光捷联惯导振动耦合问题的精细建模[J].振动与冲击,2019,38(21):271-277.
Yao Zhiqiang, Lei Hongjie, Song Hanwen, et al. Fine modeling for coupled vibration problem of laser strapdown inertial navigation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(21): 271-277(in Chinese).
- [7] Culshaw B. Optical fiber sensor technology[J]. IEEE

- Journal of Lightwave Technology, 2004, 22(1): 39-50.
- [8] 张志鑫, 张大伟. 捷联惯组减振系统角振动、线振动共振频率理论分析[J]. 中国惯性技术学报, 2009, 17(6): 654-657.
- Zhang Zhixin, Zhang Dawei. Theory analysis on resonance frequencies of linear vibration and torsional vibration of strapdown IMU damping system [J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2009, 17(6): 654-657(in Chinese).
- [9] Noll R B, Zvara J. Structural interaction with control systems[R]. NASASP—8079, 1971.
- [10] 杨朋军, 孟进录, 张天孝. 捷联惯性测量组合台体组件设计与分析[J]. 宇航学报, 2010(10): 162-166.
- Yang Pengjun, Meng Jinlu, Zhang Tianxiao. Design and analysis for platform component of strapdown inertial measurement unit[J]. Journal of Astronautics, 2010(10): 162-166(in Chinese).
- [11] 姚建军, 付继波. 捷联惯导系统振动耦合特性研究[C]// 首届全国航空航天领域中的力学问题学术研讨会. 成都, 2004: 294-298.
- Yao Jianjun, Fu Jibo. Study on coupled vibration characteristics of strap-down inertial navigation system[C]// Proceedings of Collection of the 1st National Symposium on Mechanics in Aerospace. Chengdu: Chinese Society of Theoretical and Applied Mechanics, 2004: 294-298 (in Chinese).
- [12] Jiang M, Nie M. Signal processing of fiber optic gyro under vehicle vibration environment[C]// Proceedings of 34th Chinese Control Conference, 2015: 5387-5390.
- [13] 严恭敏, 严卫生, 徐德民. 捷联惯性测量组件中内杆臂效应分析与补偿[J]. 中国惯性技术学报, 2008, 16(2): 148-153.
- Yan Gongmin, Yan Weisheng, Xu Demin. Analysis and compensation on inner lever arm effect of strapdown inertial measurement unit[J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2008, 16(2): 148-153(in Chinese).
- [14] 吴文启, 杨伟光, 杨杰. 激光陀螺捷联惯导系统尺寸效应参数标定与优化补偿[J]. 中国惯性技术学报, 2009, 17(6): 636-642.
- Wu Wenqi, Yang Weiguang, Yang Jie. Calibration and optimal compensation for size effect parameters of laser gyro SINS[J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2009, 17(6): 636-642(in Chinese).
- [15] 谢波, 秦永元, 万彦辉, 等. 捷联惯导系统尺寸效应分析与补偿[J]. 中国惯性技术学报, 2012, 20(4): 414-420.
- Xie Bo, Qin Yongyuan, Wan Yanhui, et al. Analysis and compensation for size effect of strapdown inertial navigation system [J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2012, 20(4): 414-420(in Chinese).
- [16] 姚建军. 捷联惯导系统不同隔振模式的比较[J]. 强度与环境, 2009, 36(2): 19-27.
- Yao Jianjun. Contrast of different vibration isolation patterns used in strap-down inertial navigation system [J]. Structure & Environment Engineering, 2009, 36(2): 19-27(in Chinese).
- [17] Killpatrick J E. Dither stripper to leave base motion [P]. US Patent No. 5329355, 1974-07-12.
- [18] Thomas P. Mounting assembly for a vibration damper [P]. US Patent No. 7530588, 2009-05-12.
- [19] 宁晓戈, 张志鑫. 光纤捷联惯性测量组合八点减振与四点减振模式比较[J]. 导航与控制, 2012, 11(4): 6-9.
- Ning Xiaoge, Zhang Zhixin. Contrast of two vibration isolation patterns used in optical inertial measurement unit[J]. Navigation and Control, 2012, 11(4): 6-9 (in Chinese).
- [20] Banerjee K, Dan B, Majumdar K, et al. An improved dither-stripping scheme for strapdown ring laser gyroscopes[C]// Proceedings of TENCON 2004 IEEE Region 10 Conference, 2004: 689-692.
- [21] 庾洲慧, 胡德文, 李如华, 等. 捷联惯导减振设计[J]. 中国惯性技术学报, 2009, 17(6): 648-650.
- Tuo Zhouhui, Hu Dewen, Li Ruhua, et al. Damping design of strapdown inertial navigation system[J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2009, 17(6): 648-650(in Chinese).
- [22] 张琳. 天平式静平衡机的数学建模[J]. 弹箭与制导学报, 2010, 27(2): 265-267.
- Zhang Lin. Mathematical modeling about static balancer of balance type [J]. Journal of Missile and Arrow Guidance, 2010, 27(2): 265-267(in Chinese).
- [23] 李晓波, 吴斌, 董程, 等. 捷联惯导减振系统的耦合振动研究[J]. 装备环境工程, 2014, 11(2): 43-49.
- Li Xiaobo, Wu Bin, Dong Cheng, et al. Research on coupled vibration of strapdown INS damping system [J]. Equipment Environmental Engineering, 2014, 11(2): 43-49(in Chinese).