

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2107491

抗过载环形 MEMS 固体波动陀螺设计加工与测试*

曹慧亮, 郭天琪, 申 冲

(中北大学电子测试技术重点实验室 太原 030051)

摘 要:本文针对传统 MEMS 振动陀螺在经历高过载过程无法存活且冲击前后参数变化大的问题,开展了抗高过载 MEMS 固体波动环形机械陀螺设计、加工和测试方面的研究工作。首先,提出了全对称梁的陀螺结构形式,该结构能够有效的减小冲击过程在结构中造成的应力残留,配合止挡机构以及灌封技术能够提升陀螺在冲击过程中的存活能力,并在此基础上推导了陀螺的动力学方程和敏感轴冲击振荡运动函数,指出了敏感轴冲击模式的固有频率越高、品质因数越小则越有利于提高陀螺在敏感轴上的抗冲击特性。其次,利用有限元分析软件对陀螺结构进行了模态分析和冲击特性仿真,结果显示在 15 000 g@10 ms 的冲击作用下,陀螺的最大位移和应力分别为 9.46 μm 和 99.6 MPa,保证了陀螺结构具有较好的抗冲击裕度。再次,利用较为成熟的玻璃-硅键合和深硅刻蚀工艺实现了陀螺结构的加工,结合陶瓷封装实现了陀螺结构的真空封装,并基于驱动闭环和检测开环回路搭建了陀螺的测试系统。最后,在实验室环境下利用冲击台实现了对陀螺样机的冲击测试,冲击过程(脉宽 0.6 ms)出现了多个 5 000 g 以上的峰值,最大峰值为 16 050 g,陀螺响应时间约为 1 s,冲击前后陀螺零位变化小于 1%,验证了本文研制样机的抗过载能力。

关键词: MEMS 陀螺仪;抗过载;敏感轴冲击;冲击测试

中图分类号: TH89 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 460.40

Design, fabrication and test of high overload resistance MEMS silicon-based ring wave gyroscope

Cao Huiliang, Guo Tianqi, Shen Chong

(Science and Technology on Electronic Test & Measurement Laboratory, North University of China, Taiyuan 030051, China)

Abstract: The traditional micro electro mechanical system (MEMS) vibrating gyroscope cannot survive in the process of high overload and the parameters change greatly before and after the impact. To address these issues, this article proposes the MEMS solid ring wave gyroscope, including its design, processing and testing. Firstly, a gyroscope structure with a fully symmetrical beam and potting technology is proposed, which can effectively reduce the residual stress in the structure during the impact process. The stop mechanism is utilized to enhance the viability of the gyroscope during the impact process. Based on this structure, the dynamic equation of the gyroscope and the impact oscillation motion function of the sensitive axis are derived. And the sensitive axis impact mode is investigated that the higher natural frequency and the smaller quality factor can improve the anti-shock performance of the gyroscope on the sensitive axis. Secondly, the modal analysis and impact characteristic simulation of the gyro structure are implemented by using the finite element analysis software. Results show that the maximum displacement and stress of the gyroscope structure are 9.46 μm and 99.6 MPa, respectively, when the shock amplitude is 15 000 g with 10 ms wide pulse. These results ensure that the gyroscope structure has a good anti impact margin. Thirdly, the mature glass silicon bonding and deep silicon etching process are used to realize the processing of the gyroscope structure. And the vacuum packaging of the gyroscope structure is realized by combining ceramic packaging. The test system of the gyroscope is established by the driving closed loop and detection open loop. Finally, in the laboratory environment, the impact test of the gyroscope prototype is realized by using the impact platform. During the impact process (pulse width 0.6 ms), there are several peaks of more than 5 000 g. The maximum peak value is 16 050 g, the response time of the gyroscope is about 1 s, and the change of the gyroscope zero position before and after the impact is less than 1%. The anti-overload ability of the prototype developed in this article is verified.

Keywords: MEMS gyroscope; anti-high-overload; sensitive axis impact; shock test

收稿日期:2021-02-07 Received Date: 2021-02-07

* 基金项目:国家自然科学基金(51705477)、中央军委装备发展部快速扶持项目(80917010501)、基础加强计划技术领域基金(2021-JCJQ-JJ-0315)、山西省基础研究计划面上项目(20210302123020)、山西省重点研发计划项目(202003D111004)资助

0 引言

随着加工工艺和测控技术的不断改进, MEMS 陀螺仪的精度和成品率显著提升, 相比于其他形式的陀螺仪, MEMS 陀螺仪还具有小体积、低功耗、重量轻、低成本的优势, MEMS 陀螺仪应用领域拓展到了中高精度市场, 特别是其优异的抗冲击特性, 使其在弹药惯性制导改造升级、高能弹药制导等方面具备了强大优势^[1-5]。在制导弹药的应用环境中, 弹丸发射往往需要承受高冲击, 这些环境的过载载荷加速度峰值极高脉宽极窄, 可达 15 000 g 以上(g 为重力加速度), 脉宽在 10 ms 以上^[6], 上述环境会极大的影响 MEMS 陀螺的精度和参数指标, 恶化惯导系统测量结果。所以, 在精确制导武器中, MEMS 陀螺仪在经历高过载环境如何保持存活以及正常工作是各国军用高性能微惯性传感器的研究重点。

目前, 国内外应用在高过载环境中的 MEMS 陀螺仪主要分为线振动形式和固体波动(如环形等)形式两类:

在线振动形式 MEMS 陀螺仪中, 美国 Honeywell 公司研制的线振动陀螺虽然能够在冲击幅值 20 000 g 的过载环境下存活, 但过载后陀螺仪的零偏稳定性指标从 $18^\circ/h$ 恶化到了 $180^\circ/h$ ^[7]; 法国 THALES 公司研制的双质量线振动陀螺在经历 20 000 g 过载后, 零偏稳定性和标度因数误差从冲击前的 $8^\circ/h$ 和 28 ppm 变化到了 $-33^\circ/h$ 和 -214 ppm^[8]; 美国陆军研究实验室报道的 MEMS 陀螺过载测试结果显示经历 10 000 g 的过载作用后, 陀螺标度因数和零偏值由 12.239 mV/ $^\circ/s$ 和 2.414 V 变化至 12.177 mV/ $^\circ/s$ 和 2.400 V^[9]; 东南大学对其提出的双质量线振动陀螺进行了马歇特锤冲击测试, 在 10 000 g 左右的冲击下, 在 x 、 y 、 z 的零位变化分别为 -0.166 、 0.012 和 $0.102^\circ/s$ ^[10]; 北京理工大学对其研制的双质量线振动陀螺结构进行了高冲击窄脉宽的测试, 陀螺能够耐受冲击幅值高达 39 657 g, 脉宽 92 μs 的冲击^[11]; 上海微系统所报道的 MEMS 陀螺结构能够在 15 000 g 的冲击下存活^[12]。

在固体波动 MEMS 陀螺方面, 英国 BAE 公司研制了一种采用电磁驱动检测的环形 MEMS 陀螺, 其运动方式采用四波腹振型运动模式, 该陀螺利用四波腹振型运动模式可在 20 000 g 过载下存活, 但是在冲击后零偏稳定性参数从 $85^\circ/h$ 退化至 $110^\circ/h$, 标度因数稳定性参数从 690 ppm 退化至 905 ppm^[13]; 韩国亚洲大学提出了一款 MEMS 振动环形陀螺, 由于环形谐振子整体结构对称的优势使其在高过载下冲击有良好的存活率, 经过空气炮

的冲击实验表明陀螺样机在承受 15 000 g 的过载载荷后, 零偏标度因数退化 80%, 零偏退化约 9%^[14]; 中北大学提出了抗高过载环形固体波动陀螺, 该结构在未加载缓冲的情况下直接经历了 15 800 g 的马歇特锤冲击试验, 冲击前后驱动和检测模式的谐振频率变化在 0.5%, 显示了较好的抗冲击特性^[15]。

由此可见, 相较于线振动陀螺, (环形) 固体波动陀螺抗冲击性能更好, 本文认为其原因主要有:

1) 环形结构采用单锚点支撑, 冲击产生的应力不会在线振动形式的多个锚点中积累, 因此产生的应力不均会直接影响结构机械参数(如谐振频率等)。

2) 环形结构采用旋转对称结构, 冲击产生的惯性力和应力波经过单锚点后均匀的传向对称的结构中, 结构整体受力均匀, 而线振动形式则会由于结构不完全对称造成受力不均。

3) 环形结构未采用梳齿形式, 梳齿结构形式特点是较为细长且间距较小, 冲击过程中容易发生断裂和吸合导致结构失效。而采用压膜形式的环形结构电容检测机构使环形体整体不易发生断裂, 且压膜阻尼也能缓冲和减小冲击的位移作用。

综合上述分析, 本文重点对抗冲击性能优良的环形固体波动陀螺进行设计和测试, 在对环形结构动力学分析的基础上, 使用振型叠加法分析了其理论过载位移, 并结合有限元仿真软件对陀螺结构模态和抗冲击能力进行仿真验证, 在此基础上对陀螺结构进行加工, 搭建测控系统形成样机并在脉宽更宽的冲击台上对样机进行试验, 验证陀螺的抗冲击能力。

1 抗过载环形固体波动陀螺结构设计分析

1.1 抗过载环形固体波动陀螺结构设计

本文研究的环形固体波动陀螺主要采用了中央锚点和 8 个沿圆周均匀分布(分别在 0° 、 45° 、 90° 、 135° 、 180° 、 225° 、 270° 、 315° 方向上分布) U 型梁的方式^[15-16], 在前面工作的基础上, 为进一步提升其抗高过载能力, 环形外侧幅值较大的位置安放了止挡机构用于防止环结构和外电极碰撞, 其结构示意图如图 1 所示。该结构采用静电驱动-电容检测的方式, 用于驱动和检测的电容分别分布在环形结构的内外两侧, 其中内侧由于支撑梁的阻隔共分布了 16 个电容, 外侧 8 个电容, 电容均采用压膜工作原理。

当陀螺结构工作时, 其结构运动状态如图 2 所示: 环形陀螺谐振子在周期性驱动力的作用下在沿图 2(a) 中

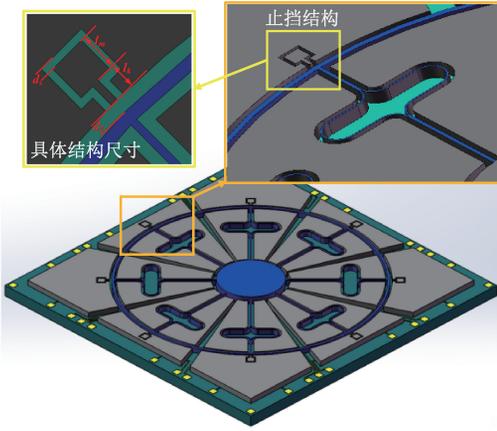


图 1 抗高过载环形陀螺结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the anti-shock ring MEMS gyroscope structure

虚线(在 0° 、 90° 、 180° 、 270° 方向上)以固定频率做受迫弯曲振动。当在与受迫振动方向垂直的 z 轴方向上有角速率 Ω_z (如图 2(b)所示)输入时,在哥氏效应影响下,激发出检测模态,使环形结构沿图 2(b)中虚线(在 45° 、 135° 、 225° 、 315° 方向上)运动。

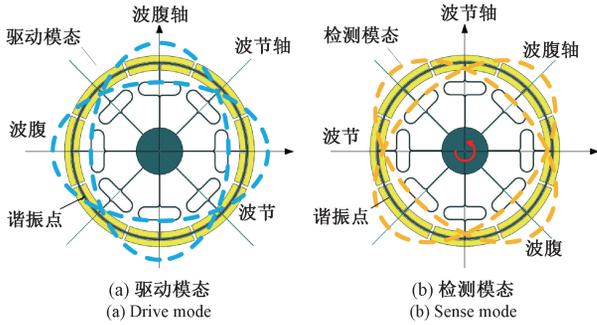


图 2 环形陀螺结构工作原理

Fig. 2 Working principle of the anti-shock ring MEMS gyroscope structure

1.2 抗过载环形固体波动陀螺结构运动方程

在前期研究中,本文提出的环形陀螺在敏感轴(z 轴)的抗冲击能力较 x (y)轴较差(在冲击幅值 15 000 g,脉宽 10 ms 的仿真中, x 轴最大应力 68.396 MPa, z 轴最大应力 99.59 MPa^[15])。因此,本文重点研究敏感轴(z 轴)方向的抗冲击能力并进行实验,对于陀螺结构而言,其在敏感轴 z 轴方向上的机械模型也可等效为二阶的质量块-弹簧-阻尼模型,则在 z 轴受冲击时,环形陀螺的动力学方程可由下面公式得到^[17-18]:

$$\begin{cases} \ddot{x} + \frac{\omega_x}{Q_x} \dot{x} + \omega_x^2 x = \frac{F_d \sin(\omega_d t)}{m_x} \\ \ddot{y} + \frac{\omega_y}{Q_y} \dot{y} + \omega_y^2 y = -\frac{2m_c \Omega_z \dot{x}}{m_y} \\ \ddot{z} + \frac{\omega_z}{Q_z} \dot{z} + \omega_z^2 z = a_z \sin(\omega_a t) \quad (0 \leq t \leq t_a) \end{cases} \quad (1)$$

其中, $\omega_x = \sqrt{\frac{k_x}{m_x}}$, $\omega_y = \sqrt{\frac{k_y}{m_y}}$, $\omega_z = \sqrt{\frac{k_z}{m_z}}$, $Q_x = \frac{m_x \omega_x}{c_x}$,

$Q_y = \frac{m_y \omega_y}{c_y}$, $Q_z = \frac{m_z \omega_z}{c_z}$ 分别为驱动、检测和敏感轴冲击模

态的谐振角频率和品质因数。 m_x 为驱动模态等效质量由振动环和驱动支撑梁组成; m_y 为检测模态等效质量由振动环和检测支撑梁组成; m_c 为哥氏质量; m_z 为敏感轴冲击模态等效质量由振动环和所有的支撑梁组成; $F_d \sin(\omega_d t)$ 为驱动模态静电驱动力,其中 F_d 为其驱动幅度, ω_d 为其驱动角频率; $k_x, c_x, k_y, c_y, k_z, c_z$ 分别为驱动模态、检测模态和敏感轴冲击模态的等效刚度和阻尼; x, y, z 为驱动、检测和敏感轴(z 轴)方向的位移; a_z 为敏感轴冲击加速度幅度, ω_a 为敏感轴冲击角频率, t_a 为冲击脉宽^[15]。对式(1)进行求解可得到驱动、检测、敏感轴冲击模态的位移表达式如式(2)所示。

$$\begin{cases} x(t) = \frac{F_d \sin(\omega_d t + \varphi_x)}{m_x \sqrt{(\omega_x^2 - \omega_d^2)^2 + \omega_x^2 \omega_d^2 / Q_x^2}} + \frac{F_d \omega_x \omega_d e^{\frac{\omega_x}{2Q_x} t} \cos(\sqrt{1-1/4Q_x^2} \omega_x t)}{m_x Q_x [(\omega_x^2 - \omega_d^2)^2 + \omega_x^2 \omega_d^2 / Q_x^2]} + \frac{F_d \omega_d (\omega_x^2 / Q_x^2 + \omega_d^2 - \omega_x^2) e^{-\frac{\omega_x}{2Q_x} t} \sin(\sqrt{1-1/4Q_x^2} \omega_x t)}{m_x \omega_x \sqrt{1-1/4Q_x^2} [(\omega_x^2 - \omega_d^2)^2 + \omega_x^2 \omega_d^2 / Q_x^2]} \\ y(t) = \frac{F_c}{\sqrt{(\omega_y^2 - \omega_d^2)^2 + \omega_y^2 \omega_d^2 / Q_y^2}} \sin(\omega_d t + \varphi_x + \frac{\pi}{2} + \varphi_y) + \frac{-F_c [\omega_y \omega_d \sin \varphi_x / Q_y + (\omega_y^2 - \omega_d^2) \cos \varphi_x]}{(\omega_y^2 - \omega_d^2)^2 + \omega_y^2 \omega_d^2 / Q_y^2} e^{-\frac{\omega_y}{2Q_y} t} \cos(\sqrt{1-1/4Q_y^2} \omega_y t) + \frac{F_c [\omega_y (\omega_y^2 - 3\omega_d^2) \cos \varphi_x / (2Q_y) + \omega_d (\omega_y^2 / (2Q_y^2) + \omega_y^2 - \omega_d^2) \sin \varphi_x]}{\omega_y \sqrt{1-1/4Q_y^2} [(\omega_y^2 - \omega_d^2)^2 + \omega_y^2 \omega_d^2 / Q_y^2]} e^{-\frac{\omega_y}{2Q_y} t} \sin(\sqrt{1-1/4Q_y^2} \omega_y t) \\ z(t) = \frac{a_z \sin(\omega_a t)}{\sqrt{(\omega_z^2 - \omega_a^2)^2 + \omega_z^2 \omega_a^2 / Q_z^2}} + \frac{a_z \omega_z \omega_a e^{\frac{\omega_z}{2Q_z} t} \cos(\sqrt{1-1/4Q_z^2} \omega_z t)}{Q_z [(\omega_z^2 - \omega_a^2)^2 + \omega_z^2 \omega_a^2 / Q_z^2]} + \frac{a_z \omega_a (\omega_z^2 / Q_z^2 + \omega_a^2 - \omega_z^2) e^{-\frac{\omega_z}{2Q_z} t} \sin(\sqrt{1-1/4Q_z^2} \omega_z t)}{\omega_z \sqrt{1-1/4Q_z^2} [(\omega_z^2 - \omega_a^2)^2 + \omega_z^2 \omega_a^2 / Q_z^2]} \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{其中: } \begin{cases} \varphi_x = -tg^{-1}\left(\frac{\omega_x \omega_d}{Q_x(\omega_x^2 - \omega_d^2)}\right) \\ F_c = \frac{-2\Omega_z \omega_d F_d}{m_x \sqrt{(\omega_x^2 - \omega_d^2)^2 + \omega_x^2 \omega_d^2 / Q_x^2}}, \text{ 且} \\ \varphi_y = -tg^{-1}\left(\frac{\omega_y \omega_d}{Q_y(\omega_y^2 - \omega_d^2)}\right) \end{cases}$$

$$\begin{cases} m_x = m_y \\ \omega_x = \omega_d \\ \frac{\omega_y \omega_d}{Q_y(\omega_y^2 - \omega_d^2)} \approx 0 \text{ 那么进一步将式(2)进行简化,只保} \\ \omega_z \gg \omega_a \\ \omega_z \gg Q_z \end{cases}$$

留驱动和检测模式的简谐振动项,保留敏感轴冲击模式的衰减振动项(由于冲击作用时间较短,且非持续周期作用冲击),则可得式(3),可见,在敏感轴向冲击作用下,整个结构在敏感轴方向上会产生简谐振动,简谐振动的包络线为一个 e 指数函数,且处于衰减状态, ω_z 越高 Q_z 越小则衰减速度越快,位移越快恢复正常。

$$\begin{cases} x(t) = \frac{F_d Q_x}{m_x \omega_d^2} \cos(\omega_d t) \\ y(t) = \frac{-2\Omega_z F_d Q_x \sin(\omega_d t)}{m_x \omega_d \sqrt{(\omega_y^2 - \omega_d^2)^2 + \omega_y^2 \omega_d^2 / Q_y^2}} \\ z(t) = \frac{\sqrt{2} a_z \omega_a e^{-\frac{\omega_z}{2Q_z} t}}{Q_z \omega_z^3} \sin\left(\omega_z t + \frac{\pi}{4}\right) \end{cases} \quad (3)$$

1.3 抗过载环形固体波动陀螺结构仿真

对抗过载环形固体波动陀螺结构在有限元仿真软件 COMSOL 中进行了仿真,包括模态仿真和冲击仿真。陀螺结构的前 12 阶振动形式如图 3 所示,其中检测模态和驱动模态分别为第 7 阶(10 292 Hz)和第 8 阶(10 301 Hz)模态,敏感轴冲击模态为第 1 阶(3 233.9 Hz)。

陀螺结构在敏感轴受冲击幅值 15 000 g,脉宽 10 ms 的冲击,其中在峰值最高点(脉宽为 5 ms 时)的位移和应力仿真如图 4 所示,最大位移点为环的最外侧,位移值为 9.46 μm ;最大应力点为 U 形环的分支点处,应力值为 99.6 MPa。通过仿真分析可知整个结构在较高冲击幅值时也能保留较小位移和应力,体现了结构具有较好的抗冲击特性。

2 抗过载环形固体波动陀螺制造

2.1 抗过载环形固体波动陀螺结构加工及防护

抗过载环形固体波动陀螺结构采用 MEMS 加工工艺,结构形式为 SOG(硅-玻璃键合),其原料为低阻

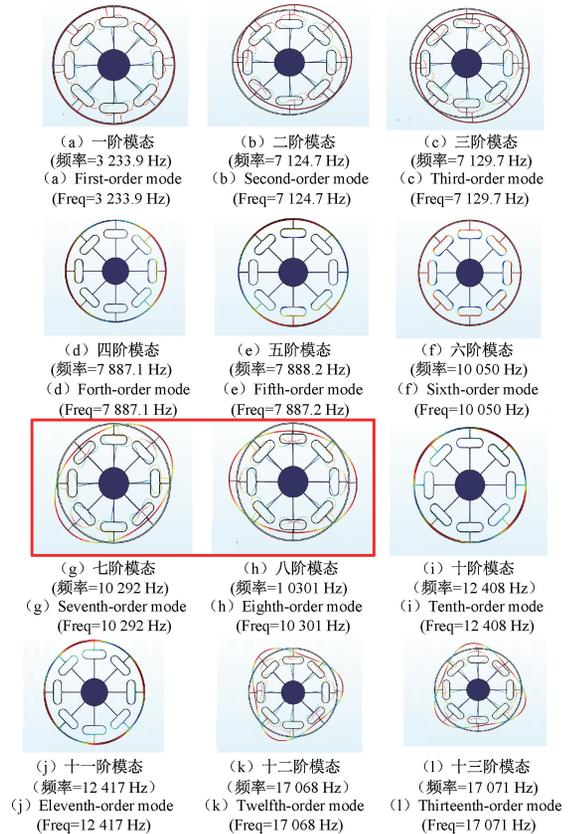


图 3 环形陀螺前 12 阶模态仿真图

Fig. 3 First twelve modes simulation diagram of the MEMS gyroscope

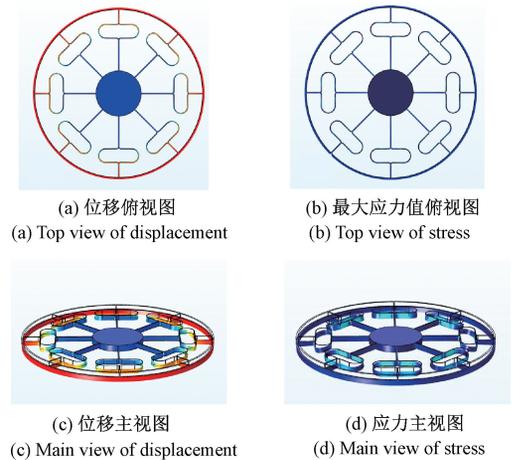


图 4 陀螺结构敏感轴冲击仿真图

Fig. 4 Shock response simulation diagram of the MEMS gyroscope structure

Si(111) 和 Pyrex7740 硼硅玻璃。其加工工艺如图 5 所示,相关加工工艺由四部分组成:

硅背面刻蚀(如图 5(a)所示):硅片两面氧化,正面

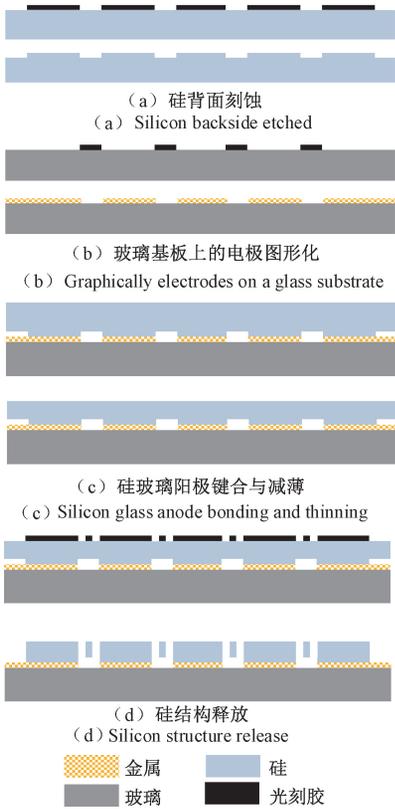


图 5 陀螺结构加工工艺流程

Fig. 5 Manufacture process of the gyroscope structure

与玻璃界面进行紧密的阳极键合。然后,对硅片结构进行抛光,减小硅片厚度,满足设计要求。

硅结构释放(如图 5(d)所示):将硅片从正面刻蚀减薄,在硅片上光刻结构图案,通过深度反应离子刻蚀(DRIE)对硅片进行刻蚀释放结构。

加工完成的陀螺结构照片如图 6 所示。为了进一步提升陀螺的抗过载能力,我们除了在结构上增加止挡机构用于防止环结构和外电极碰撞以外,还在结构制作完成以后对陀螺样机芯片以及电路使用聚氨酯进行了灌封处理。由于聚氨酯富有弹性且质地较软,因此当发生过载时,来自外界的一部分应力波以及惯性力经过聚氨酯时被吸收而逐渐减弱,因此在一定程度上提升了陀螺的抗过载能力。

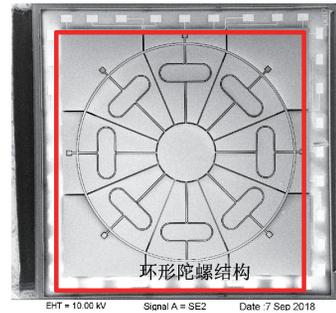


图 6 陀螺结构 SEM 照片

Fig. 6 SEM photo of the gyroscope structure

光刻刻蚀。去除带有活性离子的胶水后,刻蚀掉正面的硅,在硅表面形成键合凸台。

玻璃基板上的电极图形化(如图 5(b)所示):在玻璃基板上纺制光刻胶并图形化,磁控溅射在玻璃基板上溅射 Ti 和 Au。然后,对金属层进行剥离形成电极引线。

硅玻璃阳极键合与减薄(如图 5(c)所示):翻转硅片

2.2 抗过载环形固体波动陀螺测试系统

为了保证陀螺具有更好的特性,抗过载环形固体波动陀螺结构被封装在真空陶瓷管壳中。与陀螺搭配的测控系统采用驱动闭环-检测开环工作方式,测控系统如图 7 所示^[16]。在驱动回路中,驱动模式位移由驱动检测电极提取并由差分放大器①放大。然后,通过模块②实现

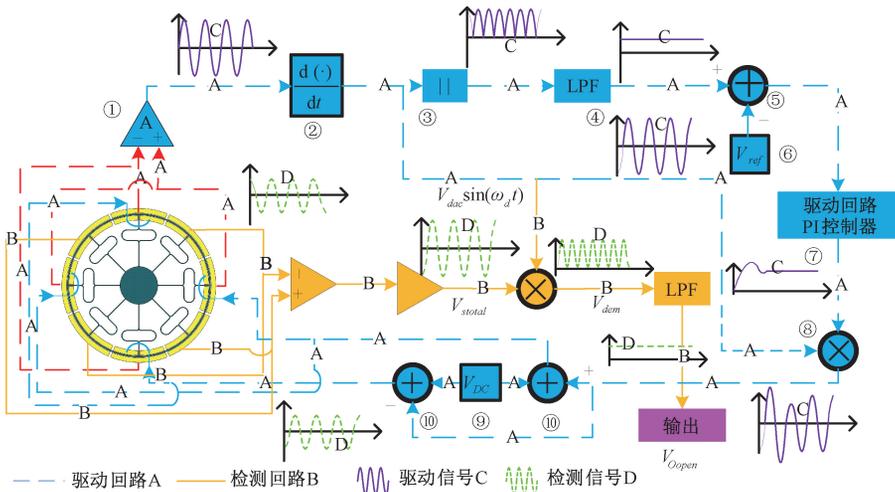


图 7 陀螺测试系统图

Fig. 7 Schematic of the gyroscope test system

信号相位延迟,以产生满足驱动电压相位要求。接着,移相器输出信号由全波整流器③和低通滤波器④进行处理得到信号幅值 V_{dac} 后在比较器⑤中将其与参考电压⑥进行比较。接下来,根据上述比较结果,在驱动回路 PI 控制器⑦中产生控制信号,该信号由 $V_{dac} \sin(\omega_d t)$ 调制后与直流偏置模块⑨在模块⑩中进行叠加并加载至驱动电极上。

检测回路采用开环工作方式:首先,用差分放大器提取检测模式的电容信号并进行放大,输出信号进一步由第二差分放大器⑫放大以产生检测位移信号。然后,该信号由驱动信号在解调器⑬中进行解调后经过低通滤波器⑭处理后得到陀螺输出。

3 抗过载环形固体波动陀螺实验

本文在实验室环境下对自主研发的环形固体波动陀螺进行了冲击实验,实验平台如图 8 所示。冲击实验依托冲击台,陀螺供电由电池组提供,陀螺输出数据由示波器采集,冲击台的冲击幅值由冲击传感器提取后传送至冲击台控制计算机显示。整个冲击过程的冲击传感器和陀螺输出数据如图 9 和 10 所示。



图 8 陀螺冲击实验平台照片

Fig. 8 Gyroscope and shock experiment photo

从图 9 中可知,冲击传感器输出的最大幅值为 16 050 g,且在冲击过程中存在多个冲击幅值,冲击幅值超过 5 000 g 的峰值有 6 个,依次为:8 174 g,11 700 g,7 032 g,16 050 g,9 266 g,6 848 g,整个过程的脉宽约为 0.6 ms。陀螺输出曲线如图 10 所示,其中从 1.5~3.5 s

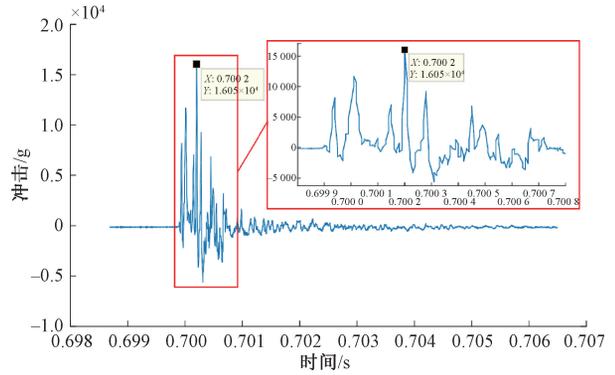


图 9 冲击传感器输出曲线

Fig. 9 Shock sensor output curve

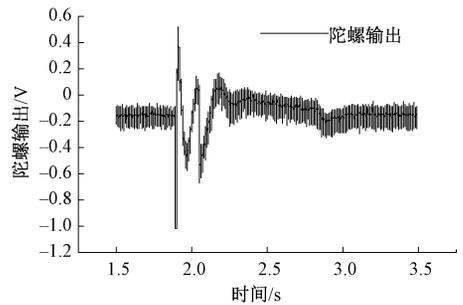


图 10 冲击过程陀螺输出曲线

Fig. 10 Gyroscope output curve during the shock processing

之间的数据被局部放大,从图 10 中可以看出陀螺输出前后零位变化量较小,陀螺的冲击响应时间从 1.89~2.89 s,整个冲击过程陀螺最大输出为-1 V,冲击前零位平均值为-0.150 7 mV,冲击后零位输出值为-0.149 4 mV,绝对变化量为-0.001 35 mV,相对变化量为 0.9%,显示了陀螺具有较好的抗冲击特性。

4 结 论

微机械陀螺仪在高过载环境中应用时往往会出现失效和性能严重退化的问题,本文以抗冲击性能较好的环形固体波动微机械陀螺为研究对象,从结构设计、运动特性、结构仿真、结构加工、测试系统等方面对陀螺仪进行了分析,并在实验室环境下利用冲击台对陀螺样机进行了抗冲击测试。实验结果显示陀螺,在最高冲击幅值 16 050 g 的多冲击环境下零位参数变化量小于 1%,证明了本文研制的陀螺具有较好的抗冲击特性。

参考文献

[1] 曹慧亮. 双质量线振动硅微机械陀螺仪[M]. 北京: 国防工业出版社, 2020.
CAO H L. Dual-mass linear vibration silicon based

- MEMS gyroscope [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2020.
- [2] 龙达峰, 刘俊, 张晓明, 等. 基于椭球拟合的三轴陀螺仪快速标定方法[J]. 仪器仪表学报, 2013, 34(6): 100-106.
LONG D F, LIU J, ZHANG X M, et al. A fast calibration method of three-axis gyroscope based on ellipsoid fitting [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2013, 34(6): 100-106.
- [3] 王元山, 王寿荣. 单片集成三轴微机械陀螺测控系统研究[J]. 仪器仪表学报, 2006, 27(S2): 1491-1492.
WANG Y SH, WANG SH R. Research on detection and control of monolithic three-axis gyroscope [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2006, 27 (S2): 1491-1492.
- [4] 王巍. 惯性技术研究现状及发展趋势[J]. 自动化学报, 2013, 39: 723-729.
WANG W. Status and development trend of inertial technology [J]. Acta Automatica Sinica, 2013, 39: 723-729.
- [5] 王寿荣, 黄丽斌, 杨波. 微惯性仪表与微系统[M]. 北京: 兵器工业出版社, 2011.
WANG SH R, HUANG L B, YANG B. Micro inertial instrument and micro system [M]. Beijing: Weapon Industry Press, 2011.
- [6] 曹慧亮, 张英杰, 寇志伟, 等. 抗高过载微机械陀螺仪研究综述[J]. 河北科技大学学报, 2018, 39(4): 289-298.
CAO H L, ZHANG Y J, KOU ZH W, et al. Research process of on anti-high overload MEMS vibrating gyroscope [J]. Journal of Hebei University of Science and Technology, 2018, 36(4): 289-298.
- [7] KARNICK D, BALLAS G, KOLAND L, et al. Honeywell gun-hard inertial measurement unit (IMU) development [C]. Proceedings of the Institute of Navigation, National Technical Meeting, 2007, 718-724.
- [8] CHAUMET B, LEVERRIER B, ROUGEOT C, et al. A new silicon tuning fork gyroscope for aerospace applications [C]. Symposium Gyro Technology, 2009, 1. 1-1. 13.
- [9] BROWN T. Harsh military environments and microelectromechanical (MEMS) devices [C]. Proceedings of IEEE Sensors, 2003, 753-760.
- [10] GAO Y, HUANG L, DING X, et al. Design and implementation of a dual-mass MEMS gyroscope with high shock resistance [J]. Sensors, 2018, 18(4): 1037.
- [11] WAND J, LOU W, WANG D, et al. Design, analysis, and fabrication of silicon-based MEMS gyroscope for high shock platform [J]. Microsystem Technologies, 2019, 25(12): 4577-4586.
- [12] ZHOU J, JIANG T, JIAO J, et al. Design and fabrication of a micromachined gyroscope with high shock resistance [J]. Microsystem Technologies, 2014, 20: 137-144.
- [13] SHEARD K, SCAYSBROOK I W, COX D. MEMS sensor and integrated navigation technology for precision guidance [C]. Position Location and Navigation Symposium, 2008, 1145-1151.
- [14] YOON S, PARK U, RHIM J, et al. Tactical grade MEMS vibrating ring gyroscope with high shock reliability [J]. Microelectronic Engineering, 2015, 142: 22-29.
- [15] 张英杰, 康强, 曹慧亮, 等. 高过载 MEMS 环形陀螺制造与测试 [J]. 仪表技术与传感器, 2020(3): 9-14.
ZHANG Y J, KANG Q, CAO H L, et al. Manufacture and test of high overload MEMS ring gyroscope [J]. Instrument Technique and Sensor, 2020(3): 9-14.
- [16] CAO H, LIU Y, KOU Z, et al. Design, fabrication and experiment of double U-beam MEMS vibration ring gyroscope [J]. Micromachines, 2019, 10(3): 186.
- [17] 寇志伟, 刘俊, 曹慧亮, 等. MEMS 环形谐振陀螺的结构设计与振动特性分析 [J]. 中国惯性技术学报, 2018, 26(2): 275-280.
KOU ZH W, LIU J, CAO H L, et al. Structure design and vibration characteristics analysis of MEMS vibrating ring gyroscope [J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2018, 26(2): 275-280.
- [18] 曹慧亮, 李宏生, 申冲, 等. 基于偶极子补偿法的硅微机械陀螺仪带宽拓展 [J]. 仪器仪表学报, 2015, 36(11): 2427-2434.
CAO H L, LI H SH, SHEN CH, et al. Silicon MEMS gyroscope bandwidth expanding based on bipole compensation technology [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2015, 36(11): 2427-2434.

作者简介



曹慧亮(通信作者), 2008年于辽宁工业大学获得学士学位, 2014年于东南大学获得博士学位, 现为中北大学教授, 主要研究方向为 MEMS 技术、极端环境传感技术。

E-mail: caohuilang@nuc.edu.cn

Cao Huiliang (Corresponding author)

received his B. Sc. degree from Liaoning University of Technology in 2008 and received his Ph. D. degree from Southeast University in 2014. He is currently a professor at North University of China. His research interests include MEMS technology and extreme environmental sensing technology.