

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2210708

半球谐振子质量不平衡对振动特性的影响研究

王 鹏, 曲天良, 刘天怡, 张 熙, 张红波

(华中光电技术研究所武汉光电国家研究中心 武汉 430223)

摘 要:质量不平衡是半球谐振子制造过程产生的主要缺陷之一,其对谐振子的振动特性产生重要的影响。为制定半球谐振质量不平衡评价方法及为修调提供依据,对谐振子的结构特征及质量不平衡进行了表征,通过耦合振动物理模型及仿真分析,明确了谐振子耦合振动产生机理、质量不平衡对频率裂解及支撑损耗的影响。并通过实验,测得了谐振子的不同去除质量下频率裂解特性及耦合振动特性,得到了谐振子质量不平衡与振动特性之间的关系,通过实验数据得出未经平衡的谐振子1、3次谐波及2次谐波的分布特征,以及它们引入的支撑损耗分别为 1.6×10^{-8} 、 3.7×10^{-9} ;频率裂解与4次谐波不平衡质量对应关系为 $0.01\text{ Hz}/\mu\text{g}$,由此可以对谐振子质量不平衡进行评价及制定调平工艺。

关键词:半球谐振子;质量不平衡;振动特性;频率裂解;耦合振动

中图分类号: TH89 文献标识码: A 国家标准学科分类代码: 460.4

Influence of mass unbalance of hemispherical resonator on its vibration performance

Wang Peng, Qu Tianliang, Liu Tianyi, Zhang Xi, Zhang Hongbo

(Huazhong Institute of Electro-Optics, Wuhan National Laboratory for Optoelectronics, Wuhan 430223, China)

Abstract: The mass unbalancing is one of the main defects in the manufacturing process of the hemispherical resonator, which has important impact on the vibration performance. To formulate the evaluation method of resonance mass unbalance and provide the basis for balancing, the structural characteristics and mass unbalance of the resonator are characterized. Through the coupled vibration physical model and simulation analysis, the mechanism of the coupled vibration of the resonator and the influence of the mass unbalance on the frequency splitting and support loss are clarified. Through experiments, the frequency splitting characteristic and coupling vibration characteristics of the resonator under different removal masses are measured, and the relationship between the mass unbalance of the resonator and the vibration characteristics is obtained. The distribution characteristics of the 1st, the 3rd and the 2nd harmonics of the resonator without balance and the support loss introduced by them are 1.6×10^{-8} and 3.7×10^{-9} . The corresponding relationship between frequency splitting and 4th harmonic unbalance mass is $0.01\text{ Hz}/\mu\text{g}$. Therefore, the mass unbalance of the resonator can be evaluated and the balancing process is formulated.

Keywords: hemispherical resonator; quality unbalance; vibration characteristics; frequency splitting; coupled vibration

0 引 言

半球谐振陀螺是一种没有高速转子和活动支承的振动陀螺,具有精度高、质量小、体积小、启动时间短、高过载、高可靠性的特点,被誉为最具潜力的哥氏振动陀螺。随着半球谐振陀螺设计及制造工艺水平的提高,其性能

亦向着规模化的应用方向发展,在军事、船舶、航空航天及民用等领域发挥重要作用^[1-5]。半球谐振子作为半球谐振陀螺的核心器件之一,其利用半球壳的振动特性及振动驻波进动效应来感测基座旋转的^[6]。半球谐振子的质量的分布特性直接影响半球谐振陀螺的输出特性,由质量分布特性引起的振动特性的表征测量也是谐振子相关处理工艺的基础。

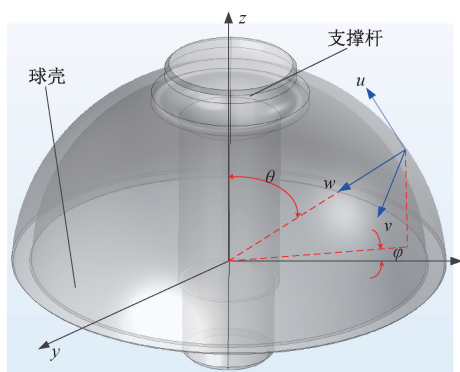
谐振子成型工艺是基于形位尺寸进行加工的,采用粗加工、精密磨削及精密抛光等多道工序,对谐振子表面质量、形位及面形精度进行严格控制,来保证谐振子精度要求^[7-8]。但由加工工艺缺陷带来的质量不平衡不能作为加工的要素进行控制或者进行在线的测量。因此需要将加工成型的谐振子质量不平衡加以表征,将质量不平衡引起的振动特性来进行表征、测量,评价谐振子的综合性能及作为后续工艺进行改进的依据。

目前,国内外对谐振子质量不平衡与陀螺性能之间的关系研究较多,形成了相关理论^[9-13],对4次谐波误差进行了有效的修调^[14-16]。但缺乏谐振子质量平衡全面的评价方法,从而缺少准确全方位调平的工艺参数。本文针对谐振子振动特性受质量不平衡的影响展开研究,重点研究了质量不平衡与振动特性对应关系,并给出了相应测量结果。首先对理想谐振子的结构特征及振型进行了分析,明确了谐振子工作状态中本征振动及耦合振动产生的机理;然后根据质量不平衡与振动特性相互影响的激励及仿真结果,明确了质量分布的1~4次谐波作为谐振子质量不平衡的主要参量,分析了质量不平衡与频率裂解、支撑杆耦合振动、支撑损耗之间的关系;最后对表征质量不平衡的谐振子频率裂解及支撑杆的耦合振动进行测量,验证了质量不平衡对谐振子振动特性存在的影响,为后续谐振子综合性能评定及调平提供了基础。

1 半球谐振子结构特征及质量不平衡表征方法

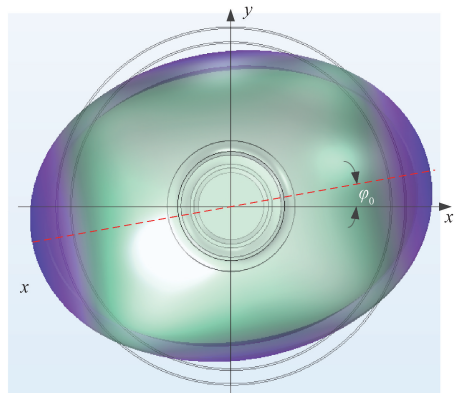
1.1 半球谐振子结构特征及振动特性

半球谐振子为高度轴对称结构,根据其尺度及成型工艺,外形截面特征为“Ψ”、“M”等形状。主要由球壳及支撑杆组成,球壳部分用于产出陀螺效应,支撑杆为锚接部位。半球谐振陀螺要求谐振子工作在 $n=2$ (环向波数)时的振型,其特征是球壳做4波腹4波节弹性振动,支撑杆保持相对静止,呈现一个驻波的状态,其结构特征方位特征及工作振型如图1所示。从中可以得出,理想状态下,半球谐振子4波腹工作频率为 f ,当存在质量不平衡时,谐振子支撑杆将不再保持静止,会耦合出与4波腹同频的振动,同时这个耦合振动会造成能量的耗散,造成支撑损耗,引起品质因数的降低;模态上也会分裂出互成 45° 的两种频率相近的4波腹阵型,频率差称为频率裂解。因此谐振子的频率裂解特性、耦合振动特性及支撑损耗是与质量不平衡相关的振动特性,可以通过对相关的振动特性的测量来评价谐振在的质量不平衡。



(a) 半球谐振子结构特征及坐标定义

(a) Mechanism characteristics and coordinate definition of hemispherical resonator



(b) 谐振子四波腹振型

(b) Four wave belly mode of resonator

图1 半球谐振子结构及振动特征

Fig. 1 Structure and vibration characteristics of the hemispherical resonator

1.2 半球谐振子质量不平衡的表征

由于半球谐振子在加工过程中不可避免存在工艺误差,因而实际制作成型的半球谐振子不可能是理想的轴对称形状。这些误差以谐振子的环向刚度不均匀、密度不均匀、环向形位尺寸不均匀等形式体现出来。将谐振子的壁厚误差按各次谐波分量展开,如式(1)所示,可以得到谐振子的几种壁厚类型。其中1次谐波误差壁厚近似偏心圆,2次谐波误差壁厚近似椭圆,3次谐波误差壁厚近似三棱圆,4次谐波误差壁厚近似四棱圆,如图2所示。1~4次谐波影响谐振子的频率裂解、支撑损耗及振动环境下陀螺仪的输出特性。

$$\rho = \rho_0 \left\{ 1 + \sum_i \chi_i \cos[i(\varphi - \theta_i)] \right\} \quad (1)$$

式中: ρ_0 为平均密度; i 为谐波的级次, $i=1,2,3,4,\dots$; χ_i 为第 i 次谐波的相对分量; $\rho_0 \chi_i$ 为第 i 次谐波分量的真实幅度; φ 为谐振子的方位角; θ_i 为第 i 次谐波分量的初相位。有研究证明,对半球谐振陀螺仪影响最大的为谐振其缺陷引起前4次谐波^[17]。因此将谐振子4次谐波的质量分布来表征其质量不平衡。

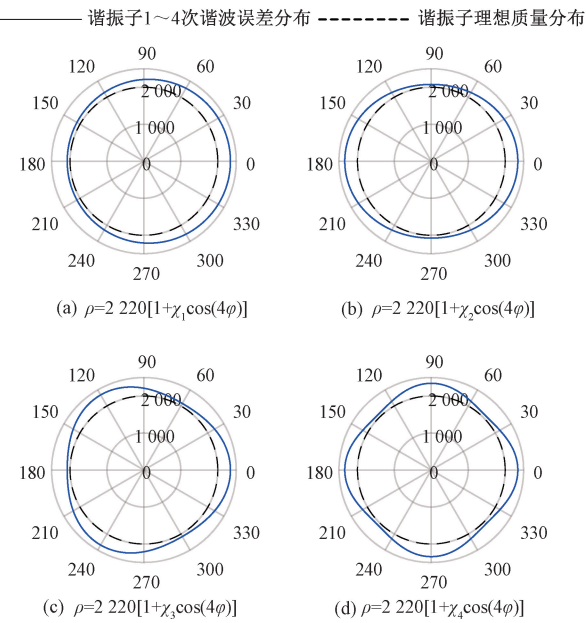


图 2 谐振子质量不平衡的 1~4 次谐波分布特征

Fig. 2 The distribution characteristics of the 1st~4th harmonic of the mass unbalance of the resonator

2 半球谐振子不平衡质量对振动特性的影响

2.1 半球谐振质量不平衡分布引起的支撑杆的耦合振动影响分析

由于谐振子质量不平衡的影响,当谐振子以 4 波腹振型工作时,在笛卡尔坐标系中,谐振子支撑杆受到 3 个方向的作用力^[18-19],如式(2)~(4)所示。

$$F_x(\varphi) = \frac{A\omega^2}{4} [3M_1\cos(2\varphi - \varphi_1) + M_3\cos(2\varphi - 3\varphi_3)] \cos\omega(t - t_0) \tag{2}$$

$$F_y(\varphi) = \frac{A\omega^2}{4} [3M_1\sin(2\varphi - \varphi_1) - M_3\sin(2\varphi_0 - 3\varphi_3)] \cos\omega(t - t_0) \tag{3}$$

$$F_z(\varphi) = \frac{A\omega^2}{2} M_2\cos(2\varphi - 2\varphi_2) \cos\omega(t - t_0) \tag{4}$$

其中,各参数定义如表 1 所示。

由式(2)~(4)可知,支撑杆受到与 4 波腹振型同频的简谐力,且与振型角相关,其振动特性满足二阶振动方程,如式(5)所示,支撑杆的振幅 r 与其所受的力 F 成正比。支撑杆各振动参数如式(6)~(12)所示。

同时由式(2)~(4)可分析出,由质量不平衡带来支撑杆的耦合振动只与质量 1~3 次谐波误差相关,与 4 次谐波无关。因此可以把支撑杆的耦合振动作为质量不平衡中的 1~3 次谐波误差的评价指标。

表 1 谐振子相关参数定义

Table 1 Definition of relevant parameters of the resonator

符号	定义
$F_x(\varphi)$	支撑杆在 x 方向受力
$F_y(\varphi)$	支撑杆在 y 方向受力
$F_z(\varphi)$	支撑杆在 z 方向受力
M_1	1 次谐波缺陷剩余质量
M_2	2 次谐波缺陷剩余质量
M_3	3 次谐波缺陷剩余质量
φ_1	1 次谐波缺陷方位
φ_2	2 次谐波缺陷方位
φ_3	3 次谐波缺陷方位
φ	谐振子 4 波腹振型方位
A	谐振子 4 波腹振型幅值
ω	谐振子 4 波腹振型圆频率

$$\ddot{r} + 2\delta\dot{r} + \omega_0^2r = F \tag{5}$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \frac{A\omega^2}{4} \sqrt{9M_1^2 + 3M_3^2 + 6M_1M_3\cos(4\varphi - \varphi_1 - 3\varphi_3)} \tag{6}$$

$$r = \frac{F}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta^2\omega^2}} \cos\omega(t - t_0) \tag{7}$$

$$r_x = r\sin\theta \tag{8}$$

$$r_y = r\cos\theta \tag{9}$$

$$r_z = \frac{F_z}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\delta^2\omega^2}} \cos\omega(t - t_0) \tag{10}$$

$$r = \sqrt{r_x^2 + r_y^2} \tag{11}$$

$$\tan\theta = \frac{r_y}{r_x} \tag{12}$$

其中, r 为支撑杆在 xy 平面内的合振幅; δ 为阻尼系数; ω 为激励力的频率; F 为支撑杆在 xy 平面内的受到的合力; r_x 为支撑杆的在 x 向的振幅; r_y 为支撑杆的在 y 向的振幅; F_z 为支撑杆在 z 向上的受力; r_z 为支撑杆的在 z 向的振幅; θ 为支撑杆 xy 向振动方位角, θ_z 为支撑杆 Z 向振动的方位角,如图 3 所示。

2.2 半球谐振子质量不平衡分布对支撑损耗的影响分析

半球谐振子品质因子 Q 值的表达式如下所示,它直观的体现了影响 Q 值的几种影响因素,如下式所示。

$$\frac{1}{Q} = \frac{1}{Q_{surf}} + \frac{1}{Q_{air}} + \frac{1}{Q_{sup}} + \frac{1}{Q_{intr}} + \frac{1}{Q_{other}} \tag{13}$$

式中: $\frac{1}{Q_{surf}}$ 为表面损耗, $\frac{1}{Q_{air}}$ 为空气阻尼损耗, $\frac{1}{Q_{sup}}$ 为支撑损耗, $\frac{1}{Q_{intr}}$ 为本征损耗, $\frac{1}{Q_{ther}}$ 为热弹性损耗, $\frac{1}{Q_{other}}$ 为其他环

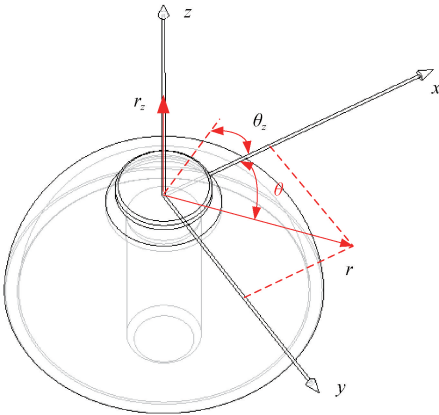


图 3 质量不平衡引起支撑杆 xyz 面内振型示意图
Fig. 3 Diagram of vibration mode in xyz plane of support rod caused by mass unbalance

境,其中表面损耗可以通过化学腐蚀处理大幅度降低,空气阻尼损耗可以通过提高装配精度及提升真空封装真空度来减少。

半球谐振子产生驻波振动的同时产生的弹性波会以波动方式在半球壳结构中进行传播,其中一部分波动能量通过半球谐振子底部支撑柱传递到基座,从而产生不可逆的能量损耗,导致能量耗散,造成谐振子 Q 值降低,这是半球谐振陀螺仪中支撑损耗的来源。以下是由质量不平衡带来的支撑损耗的仿真分析。

利用多物理场耦合仿真软件 Comsol Multiphysics 中拥有的完美匹配层模块,分析所有通过支撑传递到 PML 因吸收而衰减的弹性波,来仿真模拟实际支撑损耗的情况。

1) 仿真参数及边界条件

(1) 仿真参数设置如表 2 所示。

表 2 仿真参数设置

Table 2 Simulation parameters setting		
属性	符号	数值
弹性模量/GPa	E	73
密度/($\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$)	ρ	2.2
泊松比	ν	0.16
球面中径 SR_o/mm	SR_o	30
球壳厚度/mm	$SR_o - SR_i$	0.75
支撑杆直径/mm	r_0	7.5
4 波腹谐振频率/Hz	f	5 210

(2) 边界条件的设置

PML 层为中间环状半球型吸收层,内层半径为 r_{PML} ,外层半径为 R_{PML} ,如图 4 所示。各参数表达式如

式(14)~(17)所示。

$$\lambda = \frac{C}{f} \tag{14}$$

$$c = \sqrt{\frac{E(1-\mu)}{\rho(1+\mu)(1-2\mu)}} \tag{15}$$

$$R_{PML} = \lambda + r_{PML} \tag{16}$$

$$r_{PML} = 20r_0 \tag{17}$$

式中: C 为声音在石英中的传播速度, r_0 为谐振支撑杆的半径。

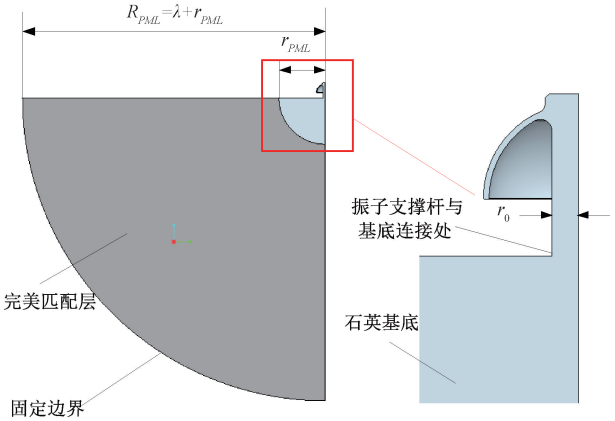


图 4 支撑损耗仿真相关设置
Fig. 4 Support loss simulation related settings

2) 仿真模型及结果分析

采用机械设计软件及有限元分析软件进行建模和有限元划分、边界条件的设置、仿真计算。其有限元模型及仿真结果云图如图 5、6 所示。1~4 次谐波误差 χ_1 χ_2 χ_3 、 χ_4 的设置如表 3 所示。

表 3 4 类谐波误差仿真设置值

Table 3 Class 4 harmonic error simulation setting value														
χ_i	4 类谐波误差仿真设置值/%													
χ_1	0	0.1	0.2	0.5	1	1.5	2	4	6	8	10	25	50	
χ_2	0	0.1	0.2	0.5	1	1.5	2	4	6	8	10	25	50	
χ_3	0	0.1	0.2	0.5	1	1.5	2	4	6	8	10	25	50	
χ_4	0	0.1	0.2	0.5	1	1.5	2	4	6	8	10	25	50	

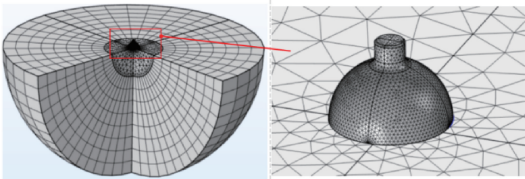


图 5 支撑损耗有限元分析模型
Fig. 5 Finite element analysis model of support loss

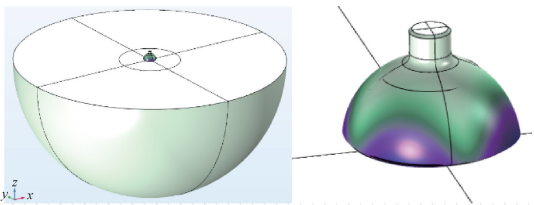


图6 支撑损耗仿真模型

Fig. 6 Support loss simulation model

依据上述的仿真模型及参数设置,分别对不同的谐波分量值 $\chi_1, \chi_2, \chi_3, \chi_4$ 引起的支撑损耗 $1/Q_{sup}$ 进行仿真,仿真结果如图7所示。

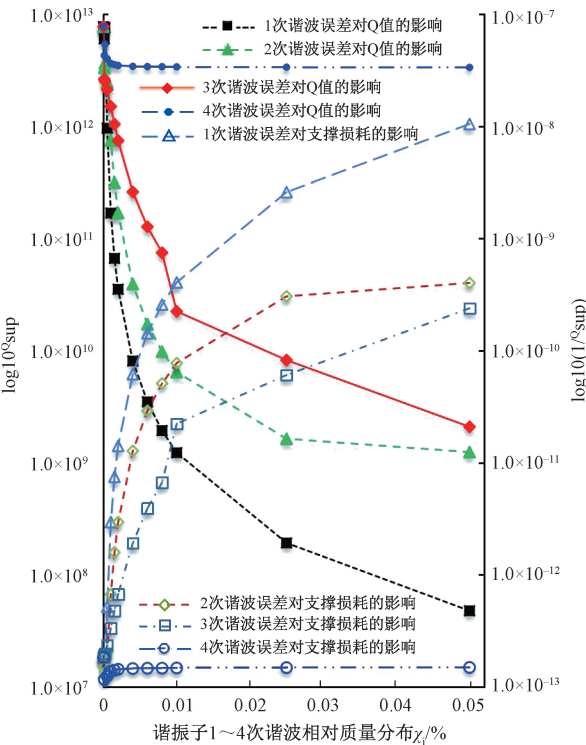


图7 1~4次谐波误差引起的支撑损耗的仿真结果

Fig. 7 Simulation results of support loss caused by 1st~4th harmonic error

从仿真结果可以得出,支撑损耗主要受谐振子质量不平衡中的1~3次谐波质量误差的影响,且随着相对质量误差的增大,支撑损耗增大, Q 值降低,具体表现为支撑杆的耦合振动;4次谐波质量误差对支撑损耗影响极小,分析由4次带来的支撑损耗或者是耦合振动可以忽略不计。

2.3 谐振子质量不平衡对频率裂解的影响

完美对称的谐振子两个简并的模式($n=2$)谐振频率相同,频率裂解为0。对于环向质量分布不均匀的谐振子,4波腹型频率响应函数中会出现两个相近的峰值

频率 f_1, f_2 ,这便是频率裂解现象,频率差为频率裂解值,如图8所示。

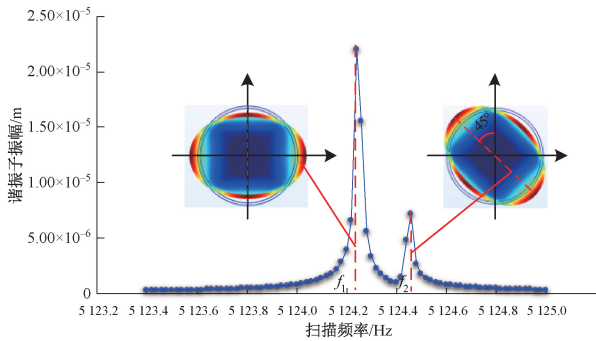


图8 谐振子频率裂解示意图

Fig. 8 Diagram of resonant frequency splitting

如图9所示,根据式(1)把密度设置为周向角(φ 向)的函数,进行有限元仿真,计算各谐波误差下频率裂解,谐波相对误差均设置成 $\chi_i(i=1,2,3,4)=0.5\%$,质量约为250 mg,仿真结果如图9所示。

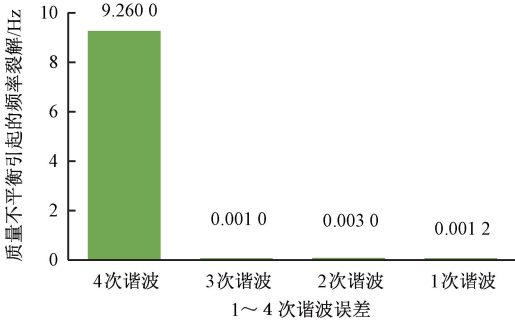


图9 质量不平衡对频率裂解的影响

Fig. 9 Effect of mass imbalance on frequency splitting

从仿真结果可以得出,频率裂解主要受谐振子质量不平衡中的4次谐波质量误差的影响,且随着相对质量误差的增大,频率裂解增大;1~3次谐波质量误差对频率裂解的贡献很小,计算由频率裂解相关的1~3次谐波相对质量可以忽略不计。

3 质量不平衡谐振子耦合振动与频率裂解的测量结果与分析

根据上述的仿真计算分析,谐振子质量不平衡中的1~3次谐波质量误差主要使支撑损耗发生变化,偏差越大,支撑损耗越大,具体表现为支撑杆的耦合振动;谐振子质量不平衡中的4次谐波质量误差主要体现为谐振子频率裂解的变化,偏差越大,频率裂解越大。因此可以把谐振子的支撑杆耦合振动及频率裂解特性作为评价谐振子质量不平衡的优劣程度的指标。

3.1 耦合振动的检测结果与分析

针对 30 型谐振子,其主要特征参数:4 波腹标称谐振频率为 5 437 Hz,等效质量为 5.4 g。采用多普勒激光测振仪对谐振子支撑杆的柱面及端面进行测量及振动状态的分析。通过旋转谐振子,测试多组(≥ 4)不同激励角度 φ 下的支撑杆的耦合振动,可以测出不同激励角度下 r 、 θ 、 r_z 及 θ_z 值,得到耦合振动特性。测试原理及装置如图 10、11 所示。

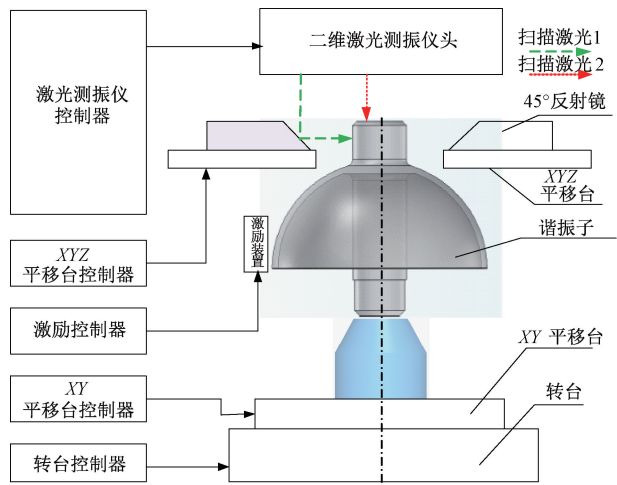


图 10 耦合振动测试框图
Fig. 10 Diagram of coupled vibration test

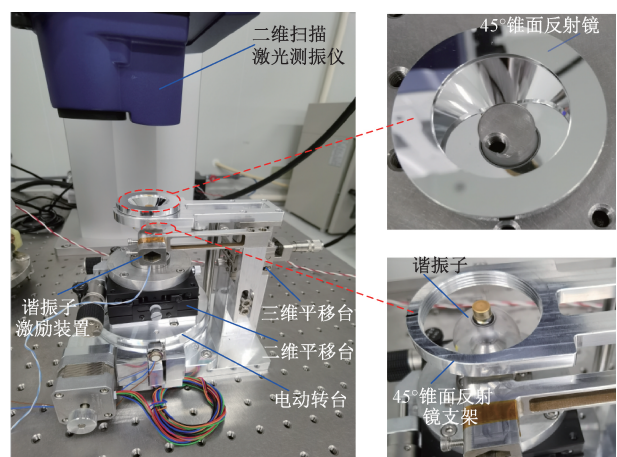


图 11 耦合振动测试装置
Fig. 11 Coupling vibration test device

根据式(5)~(12)可知,谐振子支撑杆的耦合振动是受如谐振子激励方位角 φ 调制,呈周期性变化的。本文以耦合振动振幅最大的位置来评价 1~3 次谐波带来的支撑损耗。图 12~13 为所测得的半球谐振子支撑杆耦合振动状态下获得的最大位移;图 14 为 4 波腹振动状态。

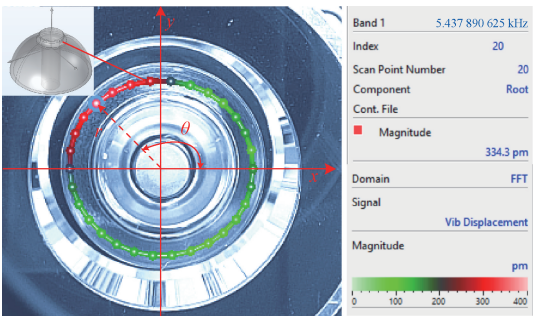


图 12 质量不平衡引起支撑杆 xy 向的耦合振动实测结果
Fig. 12 Measurement results of coupling vibration of support rod in xy direction caused by mass unbalance

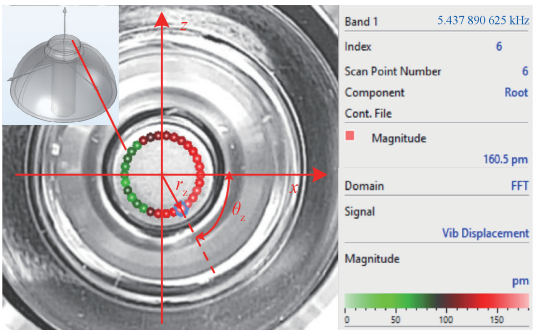


图 13 质量不平衡引起支撑杆 z 向的耦合振动实测结果
Fig. 13 Measurement results of coupling vibration of support rod in z direction caused by mass unbalance

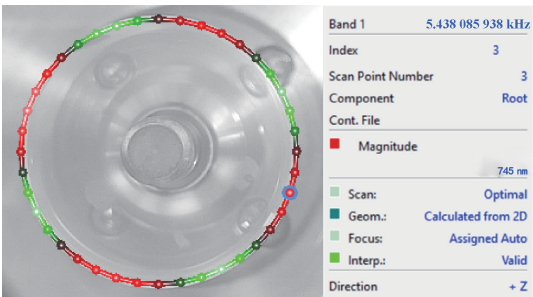


图 14 谐振子 4 波腹振动实测结果
Fig. 14 Measurement results of four-wave belly vibration of the resonator

因此测得了半球谐振子在稳定 4 波腹激励下的支撑杆 xy 向及 z 向得耦合振动,测试结果如表 4 所示。

表 4 谐振子耦合振动测试结果
Table 4 Measurement results of coupling vibration of the resonator

项目	符号	测试值
4 波腹振动位移	A	745 nm
xy 向耦合最大振动位移	$r_{\max}$	334 pm
z 向耦合最大振动位移	$r_{z\max}$	160 pm

通常定义时刻 t 谐振子的能量与经过一周后的损失的能量之比的 2π 倍为谐振子的 Q 值, $\frac{1}{Q}$ 为损耗。

1~3 次谐波耦合振动引起的支撑损耗计算, 如式 (18)、(19) 所示。

$$\frac{1}{Q_{13}} = \frac{\Delta W_{13}}{2\pi W} = \frac{m_{13}v_{13}^2}{2\pi mv^2} \quad (18)$$

$$\frac{1}{Q_2} = \frac{\Delta W_2}{2\pi W} = \frac{m_2v_2^2}{2\pi mv^2} \quad (19)$$

式中: $\frac{1}{Q_{13}}$ 、 $\frac{1}{Q_2}$ 分别为谐振子 1、3 次谐波、2 次谐波引入的支持损耗; ΔW_{13} 、 ΔW_2 分别为一个振动周期支撑杆 1、3 次谐波、2 次谐波消耗的能量; W 为谐振子一个振动周期所存储的能量; m_{13} 、 m_2 为支撑杆振动时的等效质量; m 为谐振子的等效质量; v_{13} 、 v_2 分别为支撑杆在 xy 向及 z 向的最大振动速度; v 为谐振子 4 波腹振型的振动速度。

由于所研究谐振子是经过精密加工、化学腐蚀后且在高真空环境下进行的, 空气阻尼及表面损耗是个小量, 是低阻尼的一个系统, 此处谐振子一个振动周期存储的能量等效为四波腹的振动能量, 计算式 (20)、(21) 可得:

$$\frac{1}{Q_{13}} = \frac{m_{13}v_{13}^2}{mv^2} = \frac{m_{13}\omega^2 r_{\max}^2}{m\omega^2 A^2} = \frac{2.76 \times (334 \times 10^{-3})^2}{2\pi \times 5.4 \times (745)^2} = 1.6 \times 10^{-8} \quad (20)$$

$$\frac{1}{Q_2} = \frac{m_2v_2^2}{mv^2} = \frac{m_2\omega^2 r_{\max}^2}{m\omega^2 A^2} = \frac{2.76 \times (160 \times 10^{-3})^2}{2\pi \times 5.4 \times (745)^2} = 3.7 \times 10^{-9} \quad (21)$$

同时将所测的多组 r 、 θ 、 r_z 及 θ_z 代入式 (2) ~ (12), 联立方程组, 可以计算出 1~3 次谐波剩余质量大小 M_1 、 M_2 、 M_3 及位置 φ_1 、 φ_2 、 φ_3 分布, 如式 (22) ~ (27) 所示。

$$M_1 = k_1 \cdot n \cdot 88.76 \text{ pm} \quad (22)$$

$$M_2 = k_2 \cdot n \cdot 462.8 \text{ pm} \quad (23)$$

$$M_3 = k_3 \cdot n \cdot 1303.7 \text{ pm} \quad (24)$$

$$\varphi_1 = -51.34^\circ \quad (25)$$

$$\varphi_2 = 22.08^\circ \quad (26)$$

$$\varphi_3 = -11.09^\circ \quad (27)$$

$n = \frac{1}{A\omega^2}$ 是与谐振子振幅及谐振频率相关的量, $\omega =$

$2\pi f = 34144$; k_1 、 k_2 及 k_3 是比例系数, 针对具体的谐振子需要进行标定得出。

3.2 频率裂解检测结果

针对 30 型谐振子, 主要特征参数如表 2 所以, 采用离子束对谐振子 4 个成 90° 位置进行定量的质量去除, 然后测试每次质量去除后谐振子频率裂解的变化。标定去除质量与频率裂解的关系, 测试及标定结果如图 15、式 (28) 所示。

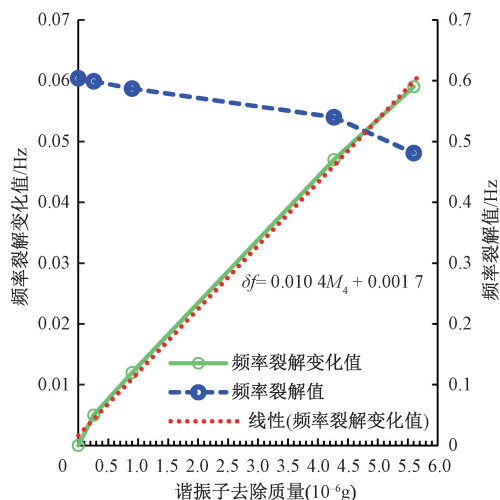


图 15 频率裂解与 4 次谐波质量的测试结果

Fig. 15 Test results of frequency splitting and 4th harmonic

频率裂解变化值与 4 次谐波质量关系如下:

$$\delta f = 0.010 4 M_4 + 0.001 7 \quad (28)$$

其中, δf 为频率裂解变化值, 单位为 Hz, M_4 为 4 次谐波误差分量, 单位为 μg 。对于标定的谐振子初始频率裂解值为 0.604 Hz, 由上式可以得出不平衡质量的 4 次谐波分量为 57.4 μg 。

4 结 论

谐振子的频率裂解特性、耦合振动特性及支撑损耗是与质量不平衡相关的振动特性, 本文围绕这 3 个方面与质量不平衡之间的相互影响及表征方法开展了研究。研究表明: 1) 质量不平衡中的 1~3 次谐波质量误差会引入支撑损耗, 降低谐振子品质因素 Q 值, 具体表现为支撑杆的耦合振动; 2) 质量不平衡中的 4 次谐波质量误差主要对谐振子的频率裂解造成影响, 且质量与频率裂解值呈线性关系, 1~3 次谐波对频率裂解贡献很小; 3) 对待测谐振子耦合振动进行了测量, 得出了耦合振动、支撑损耗及频率裂解与谐振子质量不平衡之间关系。为进行谐振子全方位性能评价及实现高水平的调平工艺提供技术支持。

在完成半球谐振子振动特性准确表征及测量后, 下一步的工作将采用离子束刻蚀、超快激光刻蚀等工艺手段, 对测得的谐振子进行 1~4 次谐波误差进行定向质量精确去除, 实现频率裂解修调及质量平衡的目的, 从而提高谐振子周向对称性, 为研制高精度半球谐振陀螺提供工艺支撑。

参考文献

- [1] GEORGES R, JEAN-CLAUDE G, DAVID R. Coriolis vibrating gyros for aeronautical applications [Z]. SAE Technical Paper, 2011.
- [2] 曹慧亮,郭天琪,申冲.抗过载环形 MEMS 固体波陀螺螺设计加工与测试[J].仪器仪表学报,2022,43(5): 1-7.
CAO H L, GUO T Q, SHEN CH. Design fabrication and test of high overload resistance MEMS silicon-based ring wave gyroscope [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2022, 43(5): 1-7.
- [3] 曲天良.半球谐振陀螺螺研究现状、关键技术和发展趋势[J].光学与光电技术,2022,20(2):1-15.
QU T L. Review on the current advances, key technology and future trends of hemispherical resonator gyroscope[J]. Optics & Optoelectronic Technology, 2022, 20(2): 1-15.
- [4] FOLOPPE Y, LENOIR Y. HRG Crystal™ DUAL CORE: Rebooting the INS revolution [C]. 2019 DGON Inertial Sensors and Systems (ISS), Braunschweig: IEEE, 2019.
- [5] 方针,余波,彭慧,等.半球谐振陀螺螺技术发展概述[J].导航与控制,2015,14(3):2-7.
FANG ZH, YU B, PENG H, et al. Summary on the technology development of hemispherical resonator gyroscope[J]. Navigation and Control, 2015, 14(3): 2-7.
- [6] 方针,刘书海,余波.半球谐振陀螺螺的基础理论研究[J].导航定位与授时,2017,4(2):72-78.
FANG ZH, LIU SH H, YU B. Study of basic theories of hemispherical resonator gyro [J]. Navigation Positioning & Timing, 2017, 4(2): 72-78.
- [7] 刘军汉,熊长新,曲天良.半球谐振子外球面加工原理误差分析及实验研究[J].光学技术,2022,48(3):295-300.
LIU J H, XIONG CH X, QU T L. External sphere grinding principle error analysis and experimental study of hemispherical resonator [J]. Optical Technique, 2022, 48(3): 295-300.
- [8] 刘赫男,秦彪,王庭章,等.半球谐振子曲面加工干涉分析及其超精密磨削工艺[J].金刚石与磨料磨具工程,2022,42(247):10-17.
LIU H N, QIN B, WANG T ZH, et al. Interference analysis and ultra-precision grinding technology of hemispherical resonator curved surface machining [J]. Diamond & Abrasives Engineering, 2022, 42 (247): 10-17.
- [9] 樊尚春,刘广玉.半球谐振陀螺螺谐振子耦合振动的近似解分析[J].北京航空航天大学学报,1997,23(6):708-713.
FAN SH CH, LIU G Y. Approximate analysis of coupling vibration of resonator for HRG [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1997, 23(6): 708-713.
- [10] 陈雪,任顺清,赵洪波,等.半球谐振子薄壁厚度不均匀性对陀螺精度的影响[J].空间控制技术与应用,2009,35(3):29-34.
CHEN X, REN SH Q, ZHAO H B, et al. Effect of thickness nonuniformity of resonator the HRG accuracy [J]. Aerospace Control and Application, 2009, 35(3): 29-34.
- [11] 林珂,贺海平,李陟,等.半球谐振陀螺螺质量缺陷误差振动研究[J].压电与声光,2015,37(3):497-499.
LIN K, HE H P, LI SH, et al. Study on mass defect error vibration of hemispherical resonator gyroscope [J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2015, 37(3): 497-499.
- [12] 任顺清,赵洪波.谐振子密度偏差引起的频率裂解的分析[J].哈尔滨工业大学学报,2012,44(3):13-16.
REN SH Q, ZHAO H B. Analysis of frequency cracking of resonator under the density error [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2012, 44(3): 13-16.
- [13] 王旭.半球谐振陀螺误差建模补偿与力平衡控制方法研究[D].长沙:国防科学技术大学,2012.
WANG X. Error modeling compensation and forces to rebalance control methods study for hemispherical resonator gyro [D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2012.
- [14] 杨勇,胡晓东,谭文跃,等.基于优化半球陀螺谐振子性能的工艺技术[J].压电与声光,2014(2):221-224.
YANG Y, HU X D, TAN W Y, et al. Technology based on optimized HRG resonator performance [J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2014(2): 221-224.
- [15] 赵小明,于得川,姜澜.基于超快激光技术的半球谐振陀螺点式修调方法[J].中国惯性技术学报,2019,

- 27(6): 782-786.
- ZHAO X M, YU D CH, JIANG L. Point-trimming method of hemispherical resonator gyroscope based on ultrafast laser technology [J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2019, 27(6): 782-786.
- [16] ASARAB M A, LUNIN B S, MATVEEV V A, et al. Balancing of hemispherical resonator gyros by chemical etching [J]. Gyroscopy and Navigation, 2015, 6(3): 218-223.
- [17] 南方伯, 郜中星, 徐睿东, 等. 全角半球谐振陀螺控制回路的动态特性研究 [J]. 仪器仪表学报, 2022, 43(10): 42-49.
- NAN F B, GAO ZH X, XU R D, et al. Research on dynamic characteristics of whole-angle hemispherical resonator gyroscope control circuit [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2022, 43(10): 42-49.
- [18] 马特维耶夫. 固体波动陀螺: 译文集 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.
- MATVEEV. Solid wave gyro (Translation collection) [M].

Beijing: National Defense Industry Press, 2009.

- [19] YU K, ZHBANOV V, PH ZHURAVEV. On the balancing of a hemispherical resonator gyro [J]. Mechanics of Solids, 1998, 33(4): 2-13.

作者简介



王鹏(通信作者), 2004 年于长春理工大学获得学士学位, 2007 年于长春理工大学获得硕士学位, 现为华中光电技术研究所高级工程师, 主要研究方向为半球谐振陀螺技术。

E-mail: wangpeng133@126.com

Wang Peng (Corresponding author) received his B. Sc. degree and M. Sc. degree both from Changchun University of Science and Technology in 2004 and 2007, respectively. He is currently a senior engineer in Huazhong Institute of Electro-Optics. His main research interest is hemispherical resonant gyro technology.