材料、结构及工艺

DOI：10.16818/j.issn1001－5868.2024030103

无锚杆金属固态振动陀螺振子结构优化与特性仿真分析

蒋卢鑫，刘　洪*

（北京信息科技大学 高动态导航技术北京市重点实验室，北京 100192）

摘　要： 针对Ψ型陀螺振子加工难度大等问题，改进了一种无锚杆金属振子。运用有限元分析软件，对振子的振动特性进行了深入分析，获得其各阶振型和固有频率；对振子进行过载特性仿真分析，得出振子在高过载条件下的应力和位移表现；并进一步采用多物理场分析振子的品质因数。结果表明，该金属振子直径为15 mm，固有频率为12 509 Hz，模态隔离度大于3 291 Hz，能够承受不小于3.8×10^4 g的过载冲击，同时品质因数达到8.7×10^4。通过实物测试以及与Ψ型振子对比，验证了优化的合理性、有效性和准确性。

关键词： 金属振子；有限元仿真；高过载；品质因数

中图分类号： TP212.1　**文章编号：** 1001－5868(2024)04－0593－08

Structural Optimization and Characteristic Simulation Analysis of Anchorless Metal Solid-state Vibration Gyro Oscillator

JIANG Luxin, LIU Hong

(Beijing Information Science & Technology University, Beijing Key Laboratory of High Dynamic Navigation Technology, Beijing 100192, CHN)

Abstract: In response to the challenges posed by a Ψ-type gyroscope oscillator, an anchor-free metal oscillator was optimized and improved. A finite element simulation was used to analyze the vibration characteristics of the oscillator in depth, and the oscillator modes and natural frequencies of each order were obtained. The overload characteristics of the oscillator were simulated and analyzed, and the stress and displacement performances of the oscillator under high overload conditions were obtained. The quality factor of the oscillator was further analyzed using a multi-physical field investigation. The results showed that the metal oscillator had a diameter of 15 mm, natural frequency of 12 509 Hz, and modal isolation of more than 3 291 Hz. It could withstand an overload impact of no less than 3.8×10^4 g, while the quality factor reached 8.7×10^4. The rationality, effectiveness, and accuracy of the optimization were verified by physical tests and a comparison with a Ψ-type oscillator.

Key words: metal oscillator; finite element simulation; high overload; quality factor

0　引言

陀螺仪是实现载体姿态测量、导航制导的关键部件。随着国内导航领域需求的拉动，固态振动陀螺仪的理论和应用发展已经成为近几年国内外的研究热点。金属固态振动陀螺既保留了常规陀螺的固有特性，又对环境有较好的适应性[1]。在特定的环境下，如隧道施工、石油钻井等，对固态振动陀螺的体积、精度和过载性能等有着极为严格的要求。

传统的半球谐振陀螺虽然能达到惯导级的性能，但其核心部件主要采用熔融石英材料，其屈服强度较低，抗冲击性能较差[2]。此外，由于其振子结构

收稿日期：2024－03－01.

* **通信作者：**刘　洪

为 Ψ 型[3]，振子内部含有支撑柱，加工难度较大。因此，亟需研制新型陀螺振子，以满足同时具备抗高过载、高精度、小体积和易加工等特点的要求。

本文为满足陀螺抗高过载、易加工等需求，优化了一种无锚杆金属固态振动陀螺振子。金属半球壳谐振子作为无锚杆金属固态振动陀螺的敏感部分，是陀螺的核心部件。振子的工作特性对于陀螺的性能至关重要，是构建陀螺的关键要素[4]。因此，为了得到性能较优的振子，本文在优化过程中，需要借助有限元分析方法，分析振子的振动特性和过载特性，确定激励频率和各阶振型，测试振子抗高过载性能，确保能够满足与后续底座的配合要求和抗高过载要求。借助多物理场分析方法，确定振子的品质因数，确保振子能够有效抵抗外部干扰，保证振子工作状态的稳定性。

1　无锚杆金属固态振动陀螺工作原理

无锚杆金属固态振动陀螺仪是以科里奥利效应为基础的金属壳振动陀螺，属于固态振动陀螺的一种。与传统机械陀螺相比，它没有机械转子等易损部件，因此具有更长的使用寿命，并且后期无需维护，避免了维护成本和停机时间。固态振动陀螺无需预热即可工作[5]，使得它在快速响应和即时启动方面具有优势。

无锚杆金属固态振动陀螺的激励组件为经典的球面电极结构，核心组件主要由金属半球壳振子、球面电极基座以及外罩三部分组成，振子形状为无锚杆倒置半球形薄壁壳体，如图 1 所示。中心支撑杆下端固定在底座上，振子外弧面与球面电极基板之间形成微小间隙，使振子外弧面与底座电极构成微小电容。



图 1　无锚杆金属固态振动陀螺振子模型示意图

无锚杆金属固态振动陀螺的核心部件谐振子采用弹性合金材料制成。其工作原理是当振子受到外部激励信号开始转动一个角度 δ 时，在科式力的作用下，陀螺的初始振型相对于外壳向反方向开始进动[6]，角度为 θ，如图 2 所示，转动角 δ 与进动角 θ 成正比关系，关系为：

$$\theta = A\delta \tag{1}$$

式中，δ 为载体转动角度；θ 为振子反向进动角度；A 为无锚杆金属固态振动陀螺的进动因子，其数值与陀螺的基本结构参数相关。通过测量振子的进动角度，可以推算出载体的转动角度。这一原理使得陀螺在导航和姿态控制应用中具有重要价值。

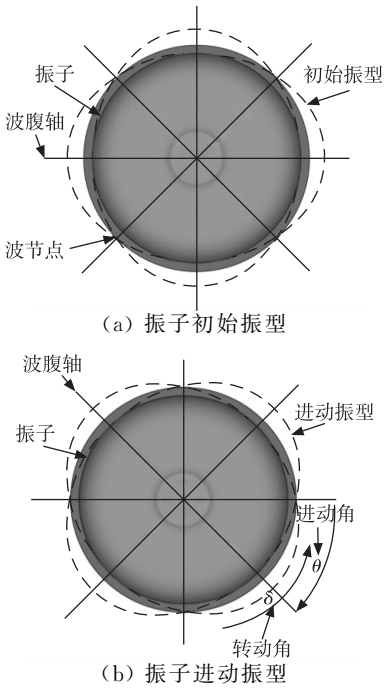


图 2　无锚杆金属固态振动陀螺振子工作原理示意图

2　无锚杆金属振子模态仿真分析

2.1　无锚杆金属振子的有限元分析

模态分析可以用来确定陀螺的固有频率以及振型等振动特性。由振动理论可知，固有频率与振型仅由其本身的物理特性决定，而不受初始条件影响[7]。因此利用微分方程对其进行分析。

无锚杆金属固态振动陀螺的运动方程是一个二阶偏微分方程，如下：

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{X}}(t) + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{X}}(t) + \boldsymbol{K}\boldsymbol{X}(t) = \boldsymbol{F}(t) \tag{2}$$

式中，$\ddot{\boldsymbol{X}}(t)$，$\dot{\boldsymbol{X}}(t)$，$\boldsymbol{X}(t)$ 分别为陀螺的加速度、速度和位移矢量，$\boldsymbol{F}(t)$ 为结点的载荷矢量，$\boldsymbol{M}$，$\boldsymbol{C}$，$\boldsymbol{K}$ 分别为陀螺的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。

假定不存在阻尼 $\boldsymbol{C}$ 与外力 $\boldsymbol{F}(t)$，式(2)可化简成一个不受阻尼作用的自由振动方程：

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{X}}(t) + \boldsymbol{K}\boldsymbol{X}(t) = 0 \tag{3}$$

式(3)的通解形式为：

$$\boldsymbol{X}(t)=\boldsymbol{\phi}\sin\omega(t-t_0) \tag{4}$$

式中，$\boldsymbol{\phi}$ 是 n 阶向量，ω 是向量 $\boldsymbol{\phi}$ 对应的振动频率，t 和 t_0 分别是时间变量和根据初始条件确定的时间常数。

将式(4)代入式(3)中，即可得到：

$$(\boldsymbol{K}-\omega^2\boldsymbol{M})\boldsymbol{\phi}=0 \tag{5}$$

通过推导将模态分析问题转变为求解特征值问题。解决该特征值问题，可以获得一系列的固有频率 ω 以及相应的模态矢量 $\boldsymbol{\phi}$，其中每一模态矢量均代表了一种独特的振动模态。基于特征值分析的结果，可以得到无锚杆金属固态振动陀螺振子的模态信息。

在实际应用中，上述步骤通常借助有限元分析软件，以便于高效地得到结构的模态频率和振型。基于此，下文将通过有限元软件对振子进行各类仿真分析。

2.2 振子的结构参数对振动模态的影响分析

选用 3J33B 弹性合金材料作为振子的加工材料，其属于马氏体时效钢大类，具有很高的强度和良好的延展性。此外，3J33B 材料易于加工和焊接，同时拥有耐腐蚀性和防裂纹扩散的特性，在工程应用中表现出色。因此，在陀螺振子的设计过程中，选用 3J33B 材料将有助于提高振子的性能和可靠性。3J33B 材料的具体参数如表 1 所示。

表 1 弹性合金材料 3J33B 参数表

参数	杨氏模量/GPa	材料密度/(g·cm^{-3})	泊松比	屈服强度/MPa	导热系数/(W·m^{-1}·K^{-1})	热膨胀系数/K^{-1}	比热容/(J·kg^{-1}·K^{-1})
数值	210	8.0	0.3	450	76.2	1.22×10^{-5}	440

其中，屈服强度是指材料在受到外部力作用后，开始产生塑性变形的临界点。当材料承受的应力超出其屈服强度阈值时，会发生塑性变形，即材料的形状会发生不可逆的永久性变化。

在有限元软件中使用不同精度的网络划分，会对后续分析的精确度产生影响。本次仿真对谐振子各个部位采用不同精度的网格划分，例如振子内外弧面使用 0.04 mm 网格，支撑柱表面使用 0.06 mm 网格，外圆角处采用 0.03 mm 网格等，网格划分如图 3 所示。

谐振子各阶模态的固有振型、固有频率与谐振子的结构参数有着紧密联系。合适的固有频率和振型对于陀螺整体的抗干扰性能和灵敏度具有决定性影响[8]。为获得高性能的半球谐振子，同时需要考虑加工难度和精度问题，需要通过仿真分析得出适合的谐振子结构参数，使得谐振子的工作频率处在合适的区间。



图 3 振子网格划分示意图

对此次优化的无锚杆金属固态振动陀螺振子来说，其振子外半径、壁厚、支撑杆直径、支撑杆长度和外圆角半径等都是影响其振动性能的重要因素。振子结构参数示意图如图 4 所示。

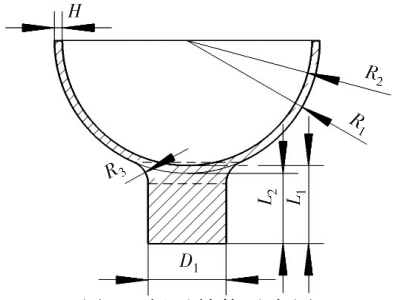


图 4 振子结构示意图

在振子初始结构参数上，设置步长，对振子有限元仿真，根据仿真结果，调整结构参数，优化得出最合适的振子结构，振子结构仿真参数如表 2 所示。

表 2 振子结构参数仿真范围与步长

参数名称	参数范围/mm	设置步长/mm
半球壳外半径 R_1	7.5～10	0.5
半球壳内半径 R_2	//	//
壁厚 H	0.3～0.8	0.1
支撑杆总长度 L_1	4～6.5	0.5
支撑杆伸出端面长度 L_2	//	//
支撑杆直径 D_1	4～5	0.2
外圆角半径 R_3	1～1.5	0.1

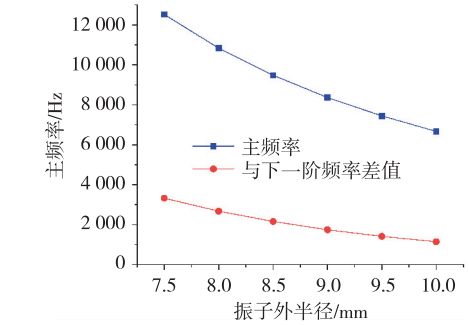
为了分析结构参数对振子模态的影响，在图 5(a)～(e)分别绘制了两条曲线：一条代表振子的模态主频率，即四波腹振型模态固有频率的平均值；另一条表示主频率与下一阶模态频率的差值。

仿真结果显示，表 2 中列出的结构参数在其仿真范围内对振子主频率的影响如下：

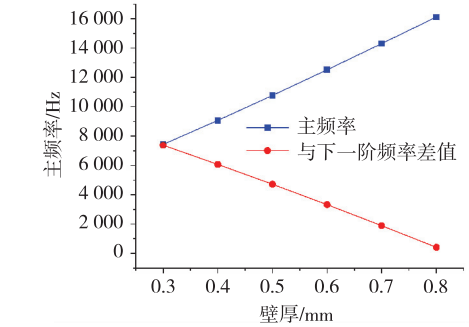
(1)当振子外半径在预设数据 7.5～10 mm 范围内变化时，主频率随振子外半径增加而降低，与下一阶模态频率差值在 7.5 mm 时达到最大，最大值

为 3 324.29 Hz。当振子外半径在预设数据范围内变化时，四波腹振型模态一直保持在 1～2 阶。

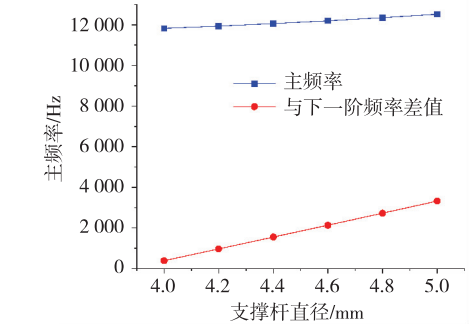
(2)当振子壁厚在预设数据 0.3～0.8 mm 范围内变化时，主频率随着所述壁厚的增大而增大，与下一阶模态频率差值在 0.3 mm 时达到最大，最大值为 7 377.98 Hz。当壁厚在预设数据范围内变化时，四波腹振型模态一直保持在 1～2 阶。



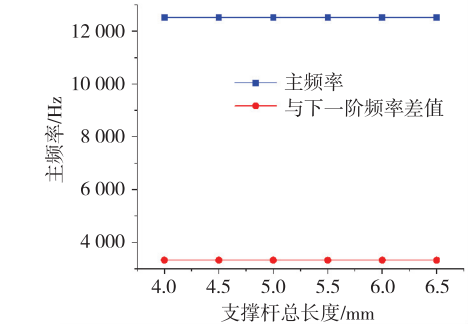
(a) 振子外半径与主频率和下一阶频率差值关系



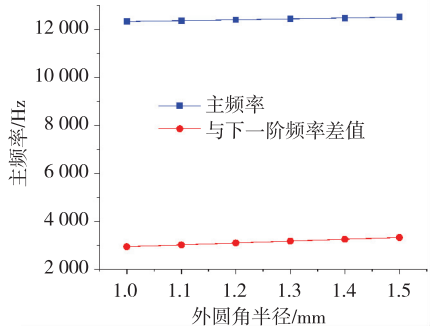
(b) 壁厚与主频率和下一阶频率差值关系



(c) 支撑杆直径与主频率和下一阶频率差值关系



(d) 支撑杆总长度与主频率和下一阶频率差值关系



(e) 外圆角半径与主频率和下一阶频率差值关系

图 5　振子结构变化与主频率和下一阶模态频率差值关系图

(3)当支撑杆直径在预设数据 4～5 mm 范围内变化时，主频率随着所述支撑杆直径的增大而增大，与下一阶频率差值在 5 mm 时达到最大，最大值为 3 324.05 Hz。当支撑杆直径在 4～5 mm 范围内变化时，四波腹振型模态一直保持在 1～2 阶。

(4)当支撑杆总长度在预设数据 4～6.5 mm 范围内变化时，主频率随长度增加而基本不变，与下一阶频率差值很小，最大值出现在 4 mm 处，四波腹振型模态为 1～2 阶。

(5)当外圆角半径在预设数据 1～1.5 mm 范围内变化时，主频率随着所述外圆角半径的增大而增大，四波腹振动频率与下一阶频率差值在 1.5 mm 时，达到最大值，最大值为 3 324.05 Hz。当外圆角半径在 1～1.5 mm 范围内变化时，四波腹振型模态一直保持在 1～2 阶。

2.3　振子结构优化

从上述分析数据中可以得出，振子外半径、壁厚对金属振子固有频率影响大，支撑杆直径相对较大，支撑杆总长度与外圆角半径影响较小；对振子主频率与下一阶模态频率的差值来说，壁厚的影响系数最大，支撑杆直径、振子外半径、外圆角半径、支撑杆总长度四个参数的影响比重依次递减。

通过对设计的振子进行有限元分析，最优的结构参数如表 3 所示。根据优化数据加工出实物，金属振子如图 6 所示。

表 3　振子结构优化数据

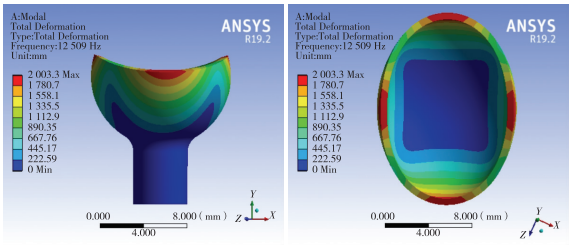
结构参数	实际数值/mm
半球壳外半径 R_1	7.5
半球壳内半径 R_2	6.9
壁厚 H	0.6
支撑杆总长度 L_1	6.0
支撑杆伸出端面长度 L_2	5.4
支撑杆直径 D_1	5.0
外圆角半径 R_3	1.5



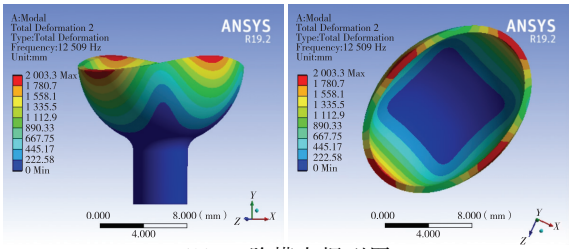
图 6 金属谐振子实物图

2.4 振子模态仿真分析

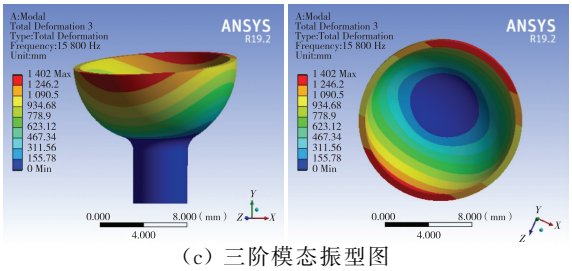
通过有限元分析软件，利用子空间法[9]对其进行模态仿真。仿真得到振子一到六阶各个模态的振型，如图 7(a)～(f)；相对应的振动频率，如表 4 所示。振子一、二阶振型为四波腹振型，即工作模态；三、四阶振型为左右摇摆振型；五、六阶振型为六波腹振型。



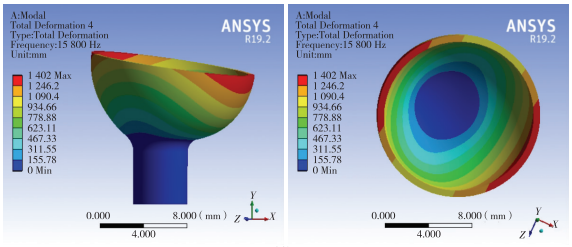
(a) 一阶模态振型图



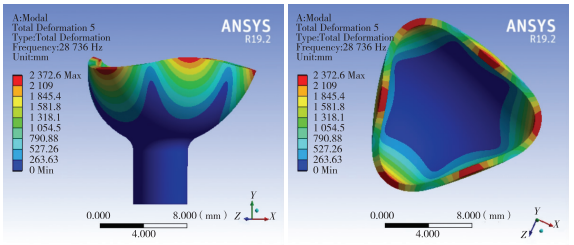
(b) 二阶模态振型图



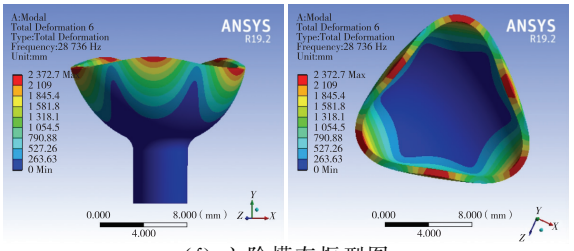
(c) 三阶模态振型图



(d) 四阶模态振型图



(e) 五阶模态振型图



(f) 六阶模态振型图

图 7 无锚杆金属固态振动陀螺振子模态分析振型示意图

表 4 振子模态仿真结果

模态阶数	频率/Hz	振型
一	12 508.95	四波腹振型
二	12 508.95	四波腹振型
三	15 800.27	摇摆振型
四	15 800.28	摇摆振型
五	28 736.13	六波腹振型
六	28 736.16	六波腹振型

3 无锚杆金属振子过载特性分析

在外部过载条件下，弹性结构内部会形成应力，其结构强度指能够承受的最大应力水平。超过屈服强度意味着结构超出弹性限度，进入塑性阶段，失去恢复至原始状态的能力。

针对此次优化的无锚杆金属固态振动陀螺振子，核心在于确保振子在外部轴向过载作用下的最大应力不超出材料的屈服极限[10]。本研究采用静态法对振子的抗过载性能进行仿真实验，该方法通过在振子的纵轴上施加不同的冲击力实现，如图 8 所示。分析其受力和位移情况，如图 9 所示，仿真结果如表 5 所示。

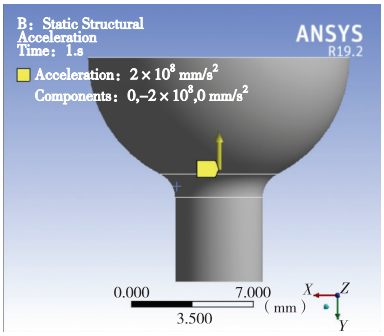
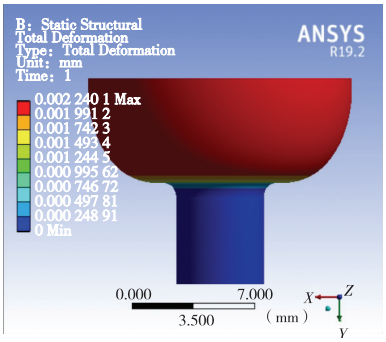
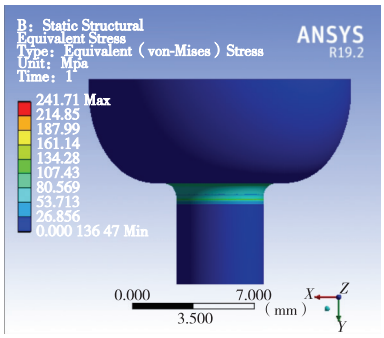


图 8 施加冲击力方向示意图



(a) 振子最大等效位移分布图



(b) 振子最大等效应力分布图

图 9　无锚杆金属固态振动陀螺振子过载分析图

表 5　振子过载仿真结果

序号	冲击值/g	振子最大位移值/μm	振子最大应力值/MPa
1	22 000	2.369	72.602
2	26 000	2.800	85.802
3	30 000	3.231	99.002
4	34 000	3.662	112.203
5	38 000	4.093	125.403
6	42 000	4.523	138.603

为保证振子的整体性能，在优化设计时，通常需要使其最大应力不超过材料屈服强度的 30%，实验材料为 3J33B，即为 135 MPa；最大位移不能超过振子外表面与电极片之间的距离(5 μm)[11]。

由上表结果得出振子能够承受高达 3.8×10^4 g 的过载冲击，其最大应力值为 125.403 MPa，低于 135 MPa 的阈值。对应最大位移值为 4.093 μm，未超过间隙基本值 5 μm，满足抗过载能力大于 2×10^4 g 的需求。

4　无锚杆金属振子品质因数分析

振子的品质因数(Quality Factor)，通常简称为 Q 值，是用于评估谐振系统振动特性的关键参数之一。它反映了振子在振动过程中能量耗散和衰减的性能[12]。

振子的品质因数可表示为：

$$Q=\frac{2\pi E}{\Delta E}=\frac{2\pi E}{\sum_{i=1}^{n}\Delta E_i} \tag{6}$$

式中，E 为储存该振动系统中的全部能量，ΔE 为 n 次振荡周期中系统损耗的能量总和，ΔE_i 则表示在第 i 个振动周期内系统损失的能量。Q 值越大，表明系统能较长时间维持振幅和频率的稳定。

各国学者从不同角度对影响振子 Q 值的因素进行了研究，将影响因素分为热弹性阻尼 Q_{ted}、支撑损耗 Q_{anchor}、空气阻尼 Q_{air}、表面损耗 Q_{surf}、与声子有关的损耗 Q_{phonon} 等。从其影响因素方向考虑，公式(6)品质因数表达式可以表示为：

$$\frac{1}{Q_{total}}=\frac{1}{Q_{ted}}+\frac{1}{Q_{anchor}}+\frac{1}{Q_{air}}+\frac{1}{Q_{surf}}+\frac{1}{Q_{phonon}} \tag{7}$$

热弹性阻尼是半球谐振子最主要的能量损耗机理，它是谐振子振动必然存在的能量损耗。此次仿真只考虑热弹性阻尼对振子 Q 值产生的影响，通过 COMSOL 多物理场仿真软件，将固体力学和固体传热模块耦合，建立热弹性阻尼 Q_{ted} 仿真模型，对上述振子进行品质因数仿真。设置振子的材料参数，数值如表 1 所示，结构参数如表 3 所示，初始温度设置为 293.15 K，设置固定约束，划分网格，最终结果得出，该振子在四波腹模态下，振子的 Q 值为 8.70×10^4。

5　实物实验

5.1　实验环境搭建

在实验室大气环境下的隔振台上搭建测试环境，环境温度为 20～23 ℃，将振子固定在测试台上的夹具中，通过频率特性分析仪，设置交流电压信号，经功率放大器将信号输出给吸盘式电磁铁，施加激励，使振子产生谐振，利用激光测振仪采集振子振动信号，测试环境如图 10 所示。

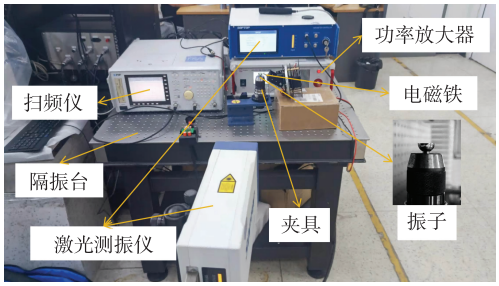


图 10　实验环境搭建照片

5.2　实验结果

5.2.1　实际测量数据

根据实物测试，三枚振子的实际四波腹振型振动频率如表 6 所示。

表 6 实物测试实际数值

编号	振动频率/Hz	频率裂解/Hz
1	11 933.23	1.9
2	11 700.26	8.6
3	12 137.10	0.9

经测量,1 号振子壁厚误差为 0.03 mm;2 号振子外半径误差为 0.17 mm;3 号振子壁厚误差为 0.02 mm,支撑杆直径误差为 0.02 mm。由于振子加工精度以及材料参数受环境温度影响等,振动频率实测数据与仿真数据略有误差,误差分别为 4.60%,6.46%和 2.97%,此数据充分证明了有限元仿真分析结果的可靠性。后续可以通过改进振子加工工艺以及搭建真空测试环境进一步减小误差。

5.2.2 与 Ψ 型振子对比

将上述无锚杆振子与 Ψ 型振子进行对比,Ψ 型振子如图 11 所示,对比结果如表 7 所示。



图 11 Ψ 型振子实物图

表 7 两种振子数据对比

参数名称	无锚杆振子	Ψ 型振子
振动频率/Hz	12 508.95	10 572.68
与下一阶模态差值/Hz	3 291.32	856.08
抗冲击值/g	3.8×10^4	2×10^4
最大位移值/μm	4.093	4.950
最大应力值/MPa	125.403	89.689
品质因数	8.7×10^4	8.3×10^4

通过与 Ψ 型振子对比,虽然无锚杆振子工作模态振动频率相对更高,起振相对更难,但是其与下一阶模态差值更大,不容易激发下一阶振型,工作振型更加稳定,同时抗冲击能力更好,品质因数更高。并且由于半球壳内没有锚杆,降低了加工难度,提高了生产效率。

6 结论

为满足抗高过载、易加工的需求,优化了一种无锚杆金属陀螺振子。通过有限元分析方法对所优化振子进行模态分析,得出振子工作模态固有频率为 12 508.95 Hz,与下一阶模态振动频率相差 3 291.32 Hz。通过过载特性分析得出,振子能够承受 3.8×10^4 g 的瞬间过载冲击,最大应力值与最大位移值分别为 125.403 MPa 与 4.093 μm。对其进行品质因数仿真分析,得出振子 Q 值为 8.70×10^4。本文对所优化的振子结构进行仿真研究,通过实物测试验证了仿真的准确性和有效性,并且通过与 Ψ 型振子对比,验证了无锚杆金属振子的合理性。

参考文献:

[1] 曲天良. 半球谐振陀螺研究现状、关键技术和发展趋势分析[J]. 光学与光电技术, 2022, 20(2): 1-16.
Qu Tianliang. Hemispherical resonant gyro research status, key technologies and development trend analysis[J]. Optical and Optoelectronic Technology, 2022, 20(2): 1-16.

[2] 訾进锋, 宋丽君, 李绍良, 等. 高精度石英半球裸振子微应力制造[J]. 飞控与探测, 2021, 4(1): 81-91.
Zi Jinfeng, Song Lijun, Li Shaoliang, et al. Micro-stress manufacturing of high precision quartz hemispherical bare-resonator[J]. Flight Control & Detection, 2021, 4(1): 81-91.

[3] 樊尚春, 刘广玉. 半球谐振陀螺振子耦合振动的有限元分析[J]. 仪器仪表学报, 1995, 16(3): 281-287.
Fan Shangchun, Liu Guangyu. Finite element analysis of coupling vibration of oscillator for HRG[J]. Chinese J. of Scientific Instrument, 1995, 16(3): 281-287.

[4] 沈博昌, 伊国兴, 任顺清, 等. 半球谐振陀螺仪谐振子振动特性的有限元分析[J]. 中国惯性技术学报, 2004, 12(6): 58-62.
Shen Bochang, Yi Guoxing, Ren Shunqing, et al. Finite element analysis on oscillator's characteristics of HRG[J]. J. of Chinese Inertial Technology, 2004, 12(6): 58-62.

[5] 潘 瑶, 曲天良, 杨开勇, 等. 半球谐振陀螺研究现状与发展趋势[J]. 导航定位与授时, 2017, 4(2): 9-13.
Pan Yao, Qu Tianliang, Yang Kaiyong, et al. Hemispherical oscillator gyroscope: Current advances and future trends[J]. Navigation Positioning and Timing, 2017, 4(2): 9-13.

[6] 宋丽君, 周 蕾, 李绍良, 等. 半球陀螺谐振子环向振型进动特性研究[J]. 导航定位与授时, 2019, 6(6): 19-26.
Song Lijun, Zhou Lei, Li Shaoliang, et al. Research on the circumferential precession characteristics of resonator of HRG[J]. Navigation Positioning and Timing, 2019, 6(6): 19-26.

[7] 刘 宁, 苏 中. 圆杯型陀螺振子特性的仿真分析[J]. 系统仿真学报, 2013, 25(7): 1657-1662.
Liu Ning, Su Zhong. Simulative analysis on vibrator's characteristics of cupped wave gyro[J]. J. of System Simulation, 2013, 25(7): 1657-1662.

[8] 周春燕, 胡 博. 梳齿结构与振动梁复合的硅微谐振器的非线性分析[J]. 北京理工大学学报, 2022, 42(4): 390-397.
Zhou Chunyan, Hu Bo. Nonlinear analysis of silicon microresonator with vibrating beam integrated with comb fingers structure[J]. Trans. of Beijing Institute of Technol., 2022, 42(4): 390-397.

[9] Kautuk S, Niels K S, Mostafa M, et al. A momentum subspace method for the model-order reduction in nonlinear structural dynamics: Theory and experiments[J]. Int. J. Non-Linear Mech., 2020, 119: 103314.

[10] 刘　洪. 抗高过载锥形振子式角速率陀螺关键技术研究[D]. 北京：北京理工大学, 2015.
Liu Hong. Key technology research of high overload resistant conical oscillator gyroscope[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2015.

[11] 周建欣. 全金属固态振动陀螺振子特性研究[D]. 北京：北京信息科技大学, 2022.
Zhou Jianxin. Simulative analysis of vibrator's characteristics of all-metal solid-state vibrating gyro [D]. Beijing: Beijing Information Science & Technology University, 2022.

[12] Petrenko O, Chikovani V, Golovach S, et al. Experimental investigation of the maximum quality factor axes temperature deviation in metallic Coriolis vibratory gyroscopes resonator [J]. Mech. Gyroscopic Syst., 2022, (42): 69-79.

作者简介：

蒋卢鑫(1998—)，男，江苏省扬州市人，硕士研究生，研究方向为导航控制与制导、惯性导航器件；

刘　洪(1986—)，男，江苏省连云港市人，助理研究员，博士，研究方向为导航制导与控制、惯性导航器件。