

石英挠性加速度计摆片组件的应力分析*

李 安, 张云电*

(杭州电子科技大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310018)

摘要: 针对石英挠性加速度计摆片组件的梁易产生断裂的现象, 通过分析石英挠性加速度计的工作原理, 利用 Pro/E 分别对石英摆片和铝合金骨架进行了三维建模并装配, 然后根据载荷计算在 ANSYS 中对装配件进行了系统的应力分析, 给出了石英摆片组件在实际偏移 0.02 mm 最大位移下的变形场和应力场, 并根据应力场分布提出了石英摆片梁结构的优化方案。研究表明, 石英摆片组件的最大应力随着加速度载荷的增加保持不变, 且小于石英材料的许用应力。

关键词: 摆片组件; 应力分析; 有限元仿真

中图分类号: TH113; U666.12

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2010)10-0001-04

Stress analysis of quartz flexible accelerometer's chip components

LI An, ZHANG Yun-dian

(College of Mechanical Engineering, Hangzhou Dianzi University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: Aiming at the fracture phenomenon easily happened on the beam of the quartz flexible accelerometer's chip components, through the analysis of quartz flexible accelerometer works, the three-dimensional modeling of the quartz chip and the aluminum frame was built and equipped in Pro/E, and the stress analysis of the component was simulated in ANSYS according to the load calculation, the maximum displacement and stress fields were given under the actual offset 0.02 mm deformation on the quartz chip components, then the optimization program of the quartz chip beam was proposed under the stress distribution. The results indicate that the maximum stress of the quartz chip components remain the same increasing as acceleration loads and less than the allowable stress of quartz material.

Key words: chip components; stress analysis; finite element simulation

0 引 言

石英挠性加速度计是一种用来测量微小加速度的高精度传感器^[1], 是惯性系统的重要部件, 具有精度高、体积小、环境适应能力强等优点^[2]。石英摆片组件是石英挠性加速度计的核心组件^[3]。石英挠性加速度计最易损坏的地方就是其关键部件石英摆片组件的双挠性梁, 该梁厚度极薄, 是由石英脆性材料腐蚀而成, 容易断裂。因而, 对石英摆片组件的应力分析是极其重要的, 相关文献^[4-6]利用简化的石英摆片模型划分网格进行了应力分析, 只是将骨架的质量计算在摆片

的模型上, 但是对于传感器中摆片和骨架装配后的整体应力分析还缺乏系统研究。

本研究将铝合金骨架及石英摆片利用 Pro/E 建模并装配后导入 ANSYS, 根据载荷计算的结果进行了静态应力分析仿真, 并在此模型上分析了石英摆片组件在实际情况偏转 0.02 mm 时的应力场及随加速度载荷增大时的最大应力变化情况, 为石英摆片梁的结构优化设计提供了理论依据。

1 工作原理

石英挠性加速度计主要是由检测质量摆组件、力

收稿日期: 2010-05-07

基金项目: 浙江省重大科技攻关资助项目(2008C11068)

作者简介: 李 安(1982-), 男, 湖南浏阳人, 主要从事机电一体化方面的研究. E-mail: 35083185@qq.com

通信联系人: 张云电, 男, 教授, 博士生导师. E-mail: zyydd@hdu.edu.cn

矩器、电容式信号器和伺服电路 4 个关键部分组成,具有力反馈的平衡调节系统,以牛顿经典力学三大定律作为基本原理测量加速度。在结构上,电容信号器的两个极板、力矩器的力矩线圈都在检测质量摆上^[7]。

石英挠性加速度计结构图如图 1 所示,两磁钢组件轴向充磁后,在结构上强行磁极对顶固定,互为对方的反向磁极,在间隙间形成均匀磁场。当沿加速度计的输入轴方向有加速度作用时,由石英摆片和力矩线圈组成的摆片组件因惯性作用而相对于平衡位置将发生微小偏转,从而产生惯性力或惯性力矩,则差动电容器间距发生改变导致电容量发生变化,再通过伺服放大器检测这一变化并转换成相应的输出电流信号,电流信号被馈送到处于恒定磁场中的力矩器而产生反馈力或反馈力矩,与输入加速度引起的惯性力或惯性力矩相平衡,直到再次恢复到平衡位置,电流大小通过检测采样电阻两端电压而得出^[8]。

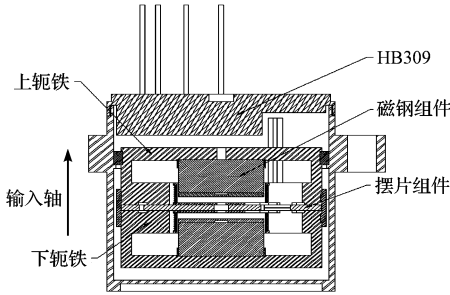


图 1 石英挠性加速度计结构图

2 载荷计算

石英摆片的材料为远紫外光学玻璃 JGS₁,其许用弯曲应力 $[\sigma] = 67 \text{ MPa}$,当挠性梁的响应应力大于材料的许用弯曲应力 $[\sigma]$ 时,则梁可能遭到破坏^[9-10]。梁的参数设计为:长 $L = 3.3 \text{ mm}$,宽 $h = 3.6 \text{ mm}$,厚 $b = 0.04 \text{ mm}$,由 Pro/E 建模石英摆片并装配铝合金骨架后可得其质心到梁端点的 Y 向距离即为弯曲臂长 $l = 4.8501 \text{ mm}$,石英摆片组件模型如图 2 所示。

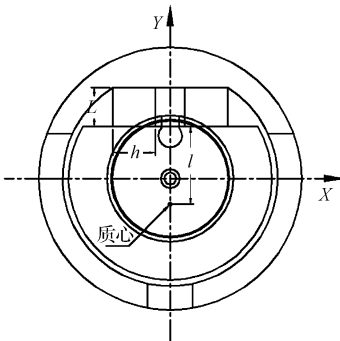


图 2 石英摆片组件模型

由于梁很薄且自身重量很轻,并且假设梁的偏转位移不受限制,因此可将挠性梁简化为悬臂梁受集中载荷和弯曲组合变形的模型,如图 3 所示。

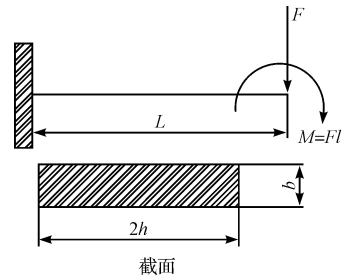


图 3 挠性梁简化模型

悬臂梁矩形截面杆的危险截面位于弯矩最大的位置,危险截面在梁固定端根部,按弯曲应力强度条件有:

$$\sigma_M = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{FL + Fl}{\frac{1}{6}2hb^2} = \frac{6F(L+l)}{2hb^2} \leq [\sigma]$$

变换得:

$$F \leq \frac{2hb^2[\sigma]}{6(L+l)}$$

可得:

$$F \leq \frac{2 \times 3.6 \times 0.04^2 \times 10^{-9} \times 67 \times 10^6}{6 \times (3.3 + 4.8501) \times 10^{-3}} \text{ N} \approx 0.015784 \text{ N}$$

通过 Pro/E 对石英摆片摆动部分建模,设置材料密度并装配铝合金骨架后,可得石英摆片摆动部分与铝合金骨架总质量为 $m = 0.5060 \text{ g}$,此时能测量的加速度为:

$$a = \frac{F}{m} = \frac{0.015784}{0.5060} \times 10^3 \text{ N/kg} \approx 31.194 \text{ N/kg} \\ = 31194 \text{ mm/s}^2$$

当石英摆片组件在没有摆动限位时,最大测量的加速度约为 31194 mm/s^2 。而石英摆片组件偏转的最大位移实际情况为 0.02 mm ,即石英摆片上单侧凸台的高度^[11]。当载荷小于或等于最大磁场力时,摆片由于恢复到平衡位置因而梁的变形小,应力不是最大值;当载荷增加到大于最大磁场力时,由于最大磁场力无法平衡载荷,石英摆片偏转到最大位置,受到了轭铁的支撑,梁的变形量达到最大,此时应力达到最大,加速度计会出现突然饱和的现象且无法正常输出;当载荷继续增大时,由于限位的作用梁变形不变,石英摆片承受的最大应力保持不变,只有在最大应力小于弯曲许用应力时,梁在饱和状态下才不会发生断裂。在实际中,通常采用离心实验使加速度计出现饱和现象后,来测定该加速度计的量程。本研究利用 ANSYS 仿真求出摆片组件在偏转最大位移为 0.02 mm 时梁最大变

形情况下的应力场,也即饱和状态下的应力分析。

3 有限元仿真

有限元法是把连续的几何结构离散成有限个单元,其过程为:先建立等效有限元模型,定义单元类型和材料性能参数,划分网格,施加约束条件和载荷,求解并查看结果。

本研究通过三维软件 Pro/E 4.0 对摆片和骨架进行零件设计,并按实际情况进行装配,零件和装配均采用毫米克秒单位制,然后将装配件输出 IGES 格式文件,保存副本时选择 IGES 格式,然后选择实体,坐标系选择缺省,文件结构选择平整进行保存。将后缀为 IGES 的文件拷贝到 ANSYS 工作目录内以备导入。ANSYS 打开后设定工作文件名和工作标题,并将实体导入到 ANSYS 界面内,然后定义单元类型,本研究设定的有限元单元类型分别为 20 节点的单元 SOLID95 (石英摆片)和 8 节点的单元 SOLID45 (铝合金骨架),并定义石英材料性能参数为杨氏模量 $EX = 7.2 \times 10^{10}$ Pa,泊松比 $PRXY = 0.17$,密度 $DENS = 0.002 2 \text{ g/mm}^3$;铝合金材料性能参数为杨氏模量 $EX = 2.8 \times 10^{11}$ Pa,泊松比为 $PRXY = 0.33$,密度为 $DENS = 0.002 8 \text{ g/mm}^3$ 。先对导入的模型进行布尔运算,粘接 (Glue) 所有实体和线,并重新对实体的序号进行排序,处理后的模型如图 4 所示,再对模型进行网格划分,划分网格前在划分属性里使单元和材料性能参数对应,然后采用实体自由划分网格,选择相应单元和材料对应的实体分别进行划分,划分网格后的模型如图 5 所示。

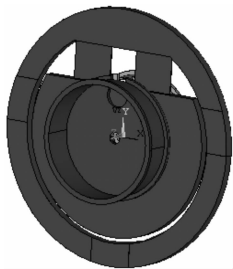


图 4 有限元模型

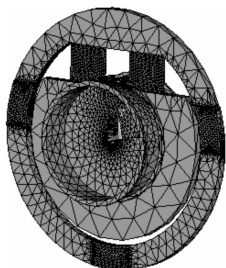


图 5 网格划分模型

首先显示出各个面的编号,然后对 6 个凸台的面施加位移约束 (Displacement),选择 ALL DOF 设置为 0,再对有限元整体模型施加加速度载荷,选择 Inertia - Gravity-Global,在 Z 方向上施加 $31 194 \text{ mm/s}^2$,最后求解并查看结果。其 Displacement vector sum 位移变形如图 6 所示,应力分析选择 von Mises stress 查看结果如图 7 所示,局部放大图如图 8 所示。从图 8 中可看出石英摆片受到的最大应力在梁远离铝合金骨架的根部约四分之一的深色区域。

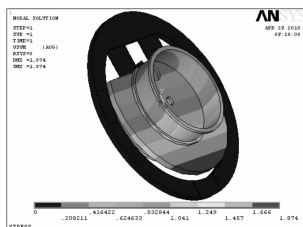


图 6 位移变形

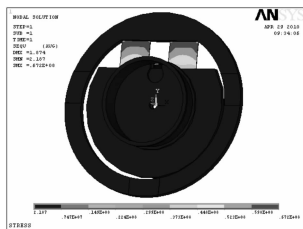


图 7 应力分析



图 8 梁应力分析局部放大图

从 ANSYS 有限元分析可知,当石英摆片偏转位置不受限制时,施加 $31 194 \text{ mm/s}^2$ 加速度大小的载荷时最大应力为 67.2 MPa ,与许用应力 67 MPa 基本吻合,验证了最大载荷计算的合理性。

而实际情况为石英摆片的偏转位移沿输入轴方向为 0.02 mm ,因此,采用以上有限元模型,其它约束和载荷不变,将石英摆片 Z 轴负方向的圆舌型表面增加位移约束,在 Z 方向上设置为 -0.02 mm ,然后重新求解并查看求解结果,其 Displacement vector sum 位移变形如图 9 所示,von Mises stress 应力分析显示如图 10 所示,应力局部放大图如图 11 所示。

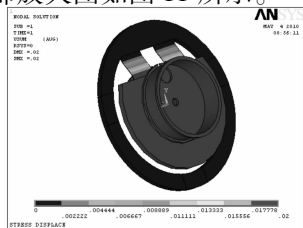


图 9 位移变形图

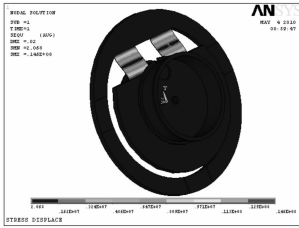


图 10 位移 0.02 mm 时应力分析图



图 11 应力分析局部放大图

经 ANSYS 分析得出,在最大偏转位移为 0.02 mm 时的最大应力为 14.6 MPa,远小于石英材料的许用应力 67 MPa,此时施加的加速度载荷为 31 194 mm/s²;再将加速度载荷增加到 40 000 mm/s² 施加在实体模型上,求解得出的最大应力仍然为 14.6 MPa,与图 9 及图 10 结果相同。因此,在载荷增加的情况下,石英摆片受到的最大应力由于受到偏转的限位作用而保持不变,并且其最大应力小于石英材料的许用应力。从图 11 中可知最大应力区域位于梁的两端根部的深灰色区域,将该区域加厚并降低中间部分厚度形成台阶型梁结构,有利于增强梁的强度并提高石英挠性加速度的灵敏度和精度。

4 结束语

本研究通过分析石英挠性加速度计的工作原理,从理论上进行石英摆片组件的最大载荷计算。利用 Pro/E 和有限元软件 ANSYS 对石英挠性加速度计摆片组件(石英摆片与铝合金骨架装配后的三维模型)进行了建模和应力分析,在限制石英摆片组件的最大偏转位移为 0.02 mm 的条件下,分析了变形场及应力场并获得最大应力值,从而得出以下结论:

(1) 从应力场的分布综合分析可知,最大应力区域位于梁的两端根部,因此增加红色最大应力区域的厚度有利于增强梁的强度,梁的结构可设计为台阶型,中间部分厚度可相应减薄,有利于提高加速度计灵敏度和精度,为梁的结构优化设计提供了理论依据;

(2) 在偏转位移受到限制作用下,随着载荷的继

续增加,其最大应力保持不变且仍小于许用应力。因此,在石英挠性加速度计进行离心实验测定量程时,即使加速度载荷超过磁场力大小导致石英挠性加速度计出现饱和现象且无法正常输出,也不会导致梁的断裂现象产生。

参考文献(References):

[1] GOTLIB V M, EVLANOV E N, ZUBKOV B V, et al. High-sensitivity quartz accelerometer for measurements of small accelerations of spacecraft [J]. *Cosmic Research*, 2004,42(1):54-59.

[2] YU G, WANG J, WANG W. Research and application of inclinometer based on servo-accelerator of quartz flexibility [C]//2007 8th International Conference on Electronic Measurement and Instruments, ICEMI. Xian: Inst. of Elec. and Elec. Eng. Computer Society,2007:4256-4260.

[3] 俞岳平,费春华. 挠性摆式加速计摆组件应力和变形计算分析[J]. 机电工程,1997,14(6):197-199.

[4] 贾建援,仇原鹰,甄明,等. 石英挠性加速度计抗恶劣环境能力的分析[J]. 西安电子科技大学学报,1996,23(4):483-490.

[5] 朱红生,王巍. 大量程石英挠性加速度计结构设计与研究[J]. 导航与控制,2005(2):40-43,46.

[6] 王春爱,蔡体菁. 挠性加速度计石英摆片的力学分析[J]. 舰船电子工程,2009,29(3):56-60.

[7] FOOTE S A, GRINDELAND D B. Model QA3000 Q-FLEX accelerometer high performance test results[J]. *IEEE Aerospace and Electronic Systems Magazine*,1992,7(6):59-67.

[8] LI C H, GUO X. Structural Health Monitoring and Intelligent Infrastructure, Vols 1 and 2[M]. London: Taylor & Francis Ltd,2006.

[9] 赵焕玲,代洪兵,邢忠和. 石英挠性梁冲击响应的分析研究[J]. 现代机械,2009(1):21-22.

[10] 常平平,姚士勇. 基于 Pro/E 和 ANSYS 的声系外壳的有限元分析[J]. 机械,2008,35(1):20-22.

[11] PETERS R B, STODDARD D R, MEREDITH K. Development of a 125 g quartz flexure accelerometer for the RIMU program [C]//Position Location and Navigation Symposium, IEEE 1998. Palm Springs, CA, USA: IEEE Piscataway NJ United States,1998:17-24.

[编辑:张翔]