

文章编号 1004-924X(2011)04-0805-07

微杠杆在硅微谐振式加速度计中的应用

石 然, 姜劭栋, 裘安萍, 苏 岩

(南京理工大学 MEMS 惯性技术研究中心, 江苏 南京 210094)

摘要: 从基于 DDSOG (Deep Dry Silicon on Glass) 工艺的硅微谐振式加速度计样机入手, 阐述了加速度计中微杠杆结构对惯性力的放大作用, 证明了标度因数与系统放大倍数 n 为成正比关系, 并以加速度计样机中的单级微杠杆为例, 建立了加速度计的理论模型。推导了微杠杆的放大倍数 A 和轴向刚度 K 的计算公式, 以此为基础导出了加速度计系统放大倍数 n 的计算方法。依据公式计算得到加速度计样机的系统放大倍数 n 的理论值为 21.820, 并用有限元方法对理论值进行了仿真验算, 得出 n 的仿真值为 19。最后对加速度计样机进行了实际测试, 测得加速度计的标度因数为 127.33 Hz/g, 系统放大倍数 n 为 25.466。对所得结果的比较表明, 系统放大倍数的理论值与仿真值及实验值的误差分别为 14.8% 和 14.3%, 误差在可接受范围内。

关键词: 硅微谐振式加速度计; 微杠杆; 放大倍数

中图分类号: TH824.4 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20111904.0805

Application of microlever to micromechanical silicon resonant accelerometers

SHI Ran, JIANG Shao-dong, QIU An-ping, SU Yan

(MEMS Inertial Technology Research Center,
Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: A micromechanical Silicon Resonant Accelerometer (SRA) prototype fabricated by Deep Dry Silicon on Glass (DDSOG) process was presented. The amplification of single-stage microlever in the SRA to the inertial force was researched, then it pointed out that the scale factor of SRA is proportional to the system amplification factor n . The theoretical model of single-stage microlever in SRA was established, and the formulas for microlever amplification factor A and axial stiffness K were derived. On this base, the formula for system amplification factor n was also derived. According to the formula, the theoretical value of system amplification factor n for SRA prototype is calculated to be 21.820. As a comparison, its simulation value of 19 is also achieved by the Finite Element Analysis (FEA). The practical test for the SRA prototype was performed, which shows that the scale factor of the SRA is 127.33 Hz/g and the system amplification factor is 25.466. As compared with the theoretical value, the errors of simulation and test results are 14.8% and 14.3%, respectively, which are within the accepta-

收稿日期: 2010-07-21; 修订日期: 2010-08-26.

基金项目: 国家部委基金资助项目 (No. 9140A09022309BQ0221)

ble range.

Key words: silicon resonant accelerometer; microlever; amplification factor

1 引言

硅微谐振式加速度计是采用微机械加工技术制作的 MEMS 惯性传感器。它通过检测谐振器频率的变化来敏感加速度的大小,输出为频率信号,便于检测和数字化集成。作为 MEMS 器件,硅微谐振器式加速度计相对于传统加速度计具有体积小、重量轻、可批量生产等优势。但是,微加工技术中尺寸的限制,使得敏感质量块的体积通常较小,降低了结构的灵敏度。而在硅微谐振式加速度计的设计中,引入的微杠杆结构可以将作用在敏感质量块上的惯性力放大后,再施加到谐振器上,显著提高了加速度计的标度因数。

微杠杆是一种柔性机械,其通过柔性梁的弹性变形传递位移或力,按照复杂程度不同可以分为单级杠杆和多级杠杆。微杠杆在微惯性系统中已有很多应用,Keller 在他设计的热驱动镊子中用微杠杆将热驱动力传递到微型镊子尖上^[1];加州大学伯克利分校的 Roessig 等人设计的基于单级微杠杆的谐振式加速度计标度因数达到 45 Hz/g^[2];而 Su 通过在谐振式加速度计中引入二级微杠杆,进一步将标度提高到了 160 Hz/g^[3]。不过对微杠杆的系统性研究仍不成熟,尤其杠杆放大倍数的理论计算值与实际值误差较大等问题有待进一步研究。本文以一种差分式硅微谐振式加速度计样机中的微杠杆为例,建立了微杠杆的理论模型,给出了微杠杆放大倍数和系统放大倍数的精确计算方法。通过实验,测得该加速度计的标度因数为 127.33 Hz/g,系统放大倍数为 25.466,而理论模型计算的放大倍数为 21.82,仿真值为 19。理论值与仿真值及实验值的误差分别为 14.8%和 14.3%,误差在可接受范围内。该计算方法对 MEMS 器件中微杠杆的设计工作具有指导意义和参考作用。

2 硅微谐振式加速度计的设计

如图 1 所示,硅微谐振式加速度计结构主要

由敏感质量块、谐振器和微杠杆 3 部分组成。其中谐振器采用双端固定音叉结构(DETF),由梳齿结构和谐振梁组成。梳齿结构分为检测梳齿和驱动梳齿。检测梳齿将谐振梁的运动转化为检测电流输出,通过外部接口电路将检测电流转化为驱动电压。驱动电压再作用在驱动梳齿上产生静电驱动力使谐振梁以固有频率谐振。

当有外部加速度作用在加速度计上时,微杠杆结构将作用在敏感质量块上的惯性力放大,施加在两个谐振器上。其中一个谐振器受拉,谐振频率增大;而另一个谐振器受压,谐振频率减小。谐振式加速度计的输出为两个谐振器振动频率的差值。这种差动的结构设计提高了加速度计的灵敏度,同时也有效抑制了两谐振器的共模误差。

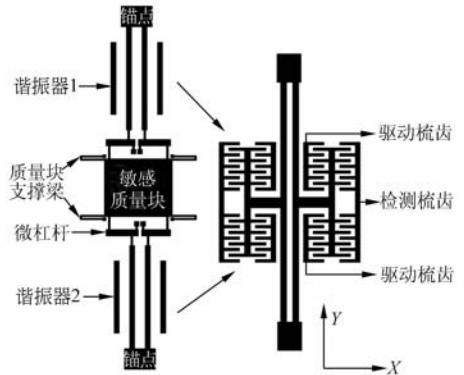


图 1 硅微谐振式加速度计结构简图

Fig. 1 SRA schematic

加速度计中谐振器的谐振频率 f 与输入加速度 a 的关系如下^[4-5]

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{\text{eff}}}{M_{\text{eff}}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{16.55Eh(\frac{w}{L})^3 + 4.85\frac{nMa}{4L}}{0.397\rho whL + m}}, \quad (1)$$

式中, K_{eff} 为谐振器的等效刚度; M_{eff} 为谐振器的等效质量; E 为弹性模量; ρ 为硅结构密度; L, w, h 分别为谐振梁的长、宽、高, m 为梳齿结构的质量; M 为敏感质量块的质量; n 为系统放大倍数。

当加速度 a 为 0 时,

$$f = f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{16.55Eh(\frac{\tau}{L})^3}{0.397\rho whL + m}}, \quad (2)$$

f_0 为谐振器的固有频率。

将式(2)代入式(1)可得

$$f = f_0 \sqrt{1 + \frac{0.073nML^2}{Eh\tau^3} a}. \quad (3)$$

采用差动结构的谐振器频率差的理想值为

$$\Delta f = f_0 \sqrt{1 + \frac{0.073nML^2}{Eh\tau^3} a} - f_0 \sqrt{1 - \frac{0.073nML^2}{Eh\tau^3} a}. \quad (4)$$

运用泰勒级数展开,并略去高次项,可得

$$\Delta f \approx f_0 \frac{0.073nML^2}{Eh\tau^3} a + \frac{1}{8} f_0 \left(\frac{0.073nML^2}{Eh\tau^3} a \right)^3, \quad (5)$$

由上式可知谐振式加速度计的标度因数

$$f_0 \frac{0.073nML^2}{Eh\tau^3} \text{ 正比于系统放大倍数 } n.$$

3 微杠杆的理论模型

微杠杆系统由微杠杆力臂、输入梁、支撑梁和输出系统四部分组成。输入梁、支撑梁和输出系统(包括谐振器和连接梁)皆可以看作是柔性梁,因为在设计中,杠杆力臂的宽度远大于其它的柔性梁,这里将杠杆力臂当作刚性梁处理^[6-8]。

杠杆的理论模型如图 2 所示。图中, l 为杠杆的输入力臂长; L 为微杠杆的输出力臂长; δ 表示支撑梁的轴向变形; θ 为杠杆臂的转角; M_i, M_p, M_o 分别为输入梁、支撑梁和输出系统的弯矩; F_{in}, F_{vp}, F_{vo} 分别为输入梁、支撑梁和输出系统的轴向力; F_{hi}, F_{hp}, F_{ho} 分别为输入梁、支撑梁和输出系统的切向力。

根据力平衡和力矩平衡原理,可得

$$F_{in} = k_{vvo}(l\theta + \delta) + k_{vvp}\delta, \quad (6)$$

$$F_{in}L = k_{vvo}(l\theta + \delta)l + M_o + M_p + M_i, \quad (7)$$

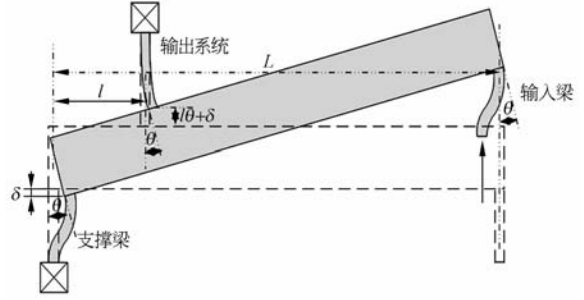
$$F_{ho} + F_{hp} + F_{hi} = 0. \quad (8)$$

其中, k_{vvo}, k_{vvp} 分别为输出系统和支撑梁的轴向刚度。可知, $k_{vvp}\delta = F_{vp}, k_{vvo}(l\theta + \delta) = F_{vo}$ 。

因已假设杠杆力臂为刚性梁,所以支撑梁活动端的转角,等同于杠杆臂的转角 θ ,并可以分成以下两个部分

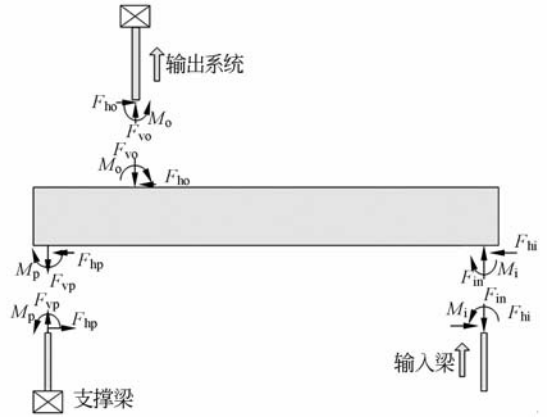
$$\theta = \theta_{mp} + \theta_{hp}, \quad (9)$$

$$\theta_{mp} = M_p / K_{\theta mp}, \quad (10)$$



(a)微杠杆的受力形变示意图

(a)Microlever before and after loadings



(b)微杠杆的自由体受力图

(b)Free-body diagram of microlever under loading

图 2 微杠杆的理论模型

Fig. 2 Microlever model

$$\theta_{hp} = -F_{hp} / k_{\theta hp}, \quad (11)$$

其中 θ_{mp} 是支撑梁上弯矩 M_p 导致的转角, θ_{hp} 是切向力 F_{hp} 导致的转角, $k_{\theta mp}$ 和 $k_{\theta hp}$ 分别为支撑梁在弯矩作用下和切向力作用下的弯曲刚度。

同理,在输出系统的活动端上可得

$$\theta = \theta_{mo} + \theta_{ho}, \quad (12)$$

$$\theta_{mo} = M_o / k_{\theta mo}, \quad (13)$$

$$\theta_{ho} = F_{ho} / k_{\theta ho}, \quad (14)$$

其中 θ_{mo} 是输出系统上弯矩 M_o 导致的转角, θ_{ho} 是切向力 F_{ho} 导致的转角, $k_{\theta mo}$ 和 $k_{\theta ho}$ 分别为输出系统在弯矩作用下和切向力作用下的弯曲刚度。

同理,在输入梁的活动端上亦可得到

$$\theta = \theta_{mi} + \theta_{hi}, \quad (15)$$

$$\theta_{mi} = M_i / k_{\theta mi}, \quad (16)$$

$$\theta_{hi} = -F_{hi} / k_{\theta hi}, \quad (17)$$

其中 θ_{mi} 是输入梁上弯矩 M_i 导致的转角, θ_{hi} 是切向力 F_{hi} 导致的转角, $k_{\theta mi}$ 和 $k_{\theta hi}$ 分别为输入梁在弯矩作用下和切向力作用下的弯曲刚度。

将式(10)、(13)和(16)式代入式(7),得

$$F_{in}L = k_{vvo}(\theta + \delta)l + k_{\theta mo}\theta_{mo} + k_{\theta mp}\theta_{mp} + k_{\theta mi}\theta_{mi}, \quad (18)$$

令

$$\theta_{mp} = f_p\theta, \quad (19)$$

$$\theta_{mo} = f_o\theta, \quad (20)$$

$$\theta_{mi} = f_i\theta, \quad (21)$$

并带入式(18),则(18)可以写成

$$F_{in}L = k_{vvo}(\theta + \delta)l + k_{\theta mo}f_o\theta + k_{\theta mp}f_p\theta + k_{\theta mi}f_i\theta. \quad (22)$$

联立式(6)和式(22),求得微杠杆的轴向刚度 K 和放大倍数 A

$$K = \frac{F_{in}}{(L\theta + \delta)} = \frac{(k_{vvo} + k_{vvp})(f_o k_{\theta mo} + f_p k_{\theta mp} + f_i k_{\theta mi}) + k_{vvo} k_{vvp} l^2}{(f_o k_{\theta mo} + f_p k_{\theta mp} + f_i k_{\theta mi}) + k_{vvo}(L-l)^2 + k_{vvp}L^2}, \quad (23)$$

$$A = \frac{k_{vvo}(\theta + \delta)}{F_{in}} = \frac{\frac{1}{k_{vvp}}(f_o k_{\theta mo} + f_p k_{\theta mp} + f_i k_{\theta mi}) + lL}{\left(\frac{1}{k_{vvo}} + \frac{1}{k_{vvp}}\right)(f_o k_{\theta mo} + f_p k_{\theta mp} + f_i k_{\theta mi}) + l^2}. \quad (24)$$

下面再求出 f_p , f_o 和 f_i 三个系数即可。联立式(8)~(17),可得

$$k_{\theta hp}(1 - f_p) - k_{\theta ho}(1 - f_o) + k_{\theta hi}(1 - f_i) = 0. \quad (25)$$

因为假设杠杆力臂是刚性梁,所以输入梁、输出系统和支撑梁的活动端的水平位移应相同。活动端的水平位移分成切向力导致的水平位移和弯矩导致的水平位移,如下式所示。

$$\gamma_{mo} + \gamma_{ho} = \gamma_{mp} + \gamma_{hp} = \gamma_{mi} + \gamma_{hi}, \quad (26)$$

其中, γ_{mo} , γ_{mp} , γ_{mi} 分别为输出系统、支撑梁和输入梁在弯矩作用下的水平位移量, γ_{ho} , γ_{hp} , γ_{hi} 分别为输出系统、支撑梁和输入梁在切向力作用下的水平位移量。再将各刚度量代入上式,可得

$$\begin{aligned} & \frac{k_{\theta mo}}{k_{hmo}}f_o\theta + \frac{k_{\theta ho}}{k_{hho}}(1 - f_o)\theta = \\ & -\frac{k_{\theta mp}}{k_{hmp}}f_p\theta - \frac{k_{\theta hp}}{k_{hhp}}(1 - f_p)\theta = \\ & -\frac{k_{\theta mi}}{k_{hmi}}f_i\theta - \frac{k_{\theta hi}}{k_{hhi}}(1 - f_i)\theta, \end{aligned} \quad (27)$$

其中, k_{hmo} , k_{hmp} , k_{hmi} 分别为输出系统、支撑梁和输入梁在弯矩作用下的切向刚度, k_{hho} , k_{hhp} , k_{hhi} 分别为输出系统、支撑梁和输入梁在切向力作用下的

切向刚度。

最后,由式(25)和(27)即可解出 f_p , f_o 和 f_i 三个系数,代入式(23)、(24)可求出刚度值和放大倍数。

4 加速度计系统放大倍数的计算

由式(5)可知,加速度计的标度因数正比于系统放大倍数 n 。上一节中计算了杠杆的放大倍数 A , A 是杠杆结构从输入梁的轴向力 F_{in} 到输出系统的轴向力 F_{vo} 的放大倍数,而 n 是从惯性力 Ma 的 $1/4$ 到输出系统的轴向力 F_{vo} 的放大倍数

$$A = \frac{k_{vvo}(\theta + \delta)}{F_{in}}, \quad (28)$$

$$n = \frac{4k_{vvo}(\theta + \delta)}{Ma}, \quad (29)$$

因此 n 的计算还需要考虑加速度计的支撑系统刚度。

如图 1 所示,敏感质量块由 4 根对称的 U 型梁固定,设每个 U 型梁的 Y 方向刚度为 K' ,同时在上一节中已算得微杠杆的轴向刚度 K ,则敏感质量块支撑系统的基本力学模型可等效为如图 3 所示的质量-弹簧系统。在加速度 a 的作用下,有

$$4K \cdot \tau + 4K' \cdot \tau = Ma, \quad (30)$$

其中 τ 为质量块在惯性力作用下的位移,由上式可得

$$F_{in} = K \cdot \tau = \frac{Ma}{4} \frac{K}{K + K'}. \quad (31)$$

联立式(28)、(29)、(31)可得出系统放大倍数 n 与杠杆的放大倍数 A 的比例关系

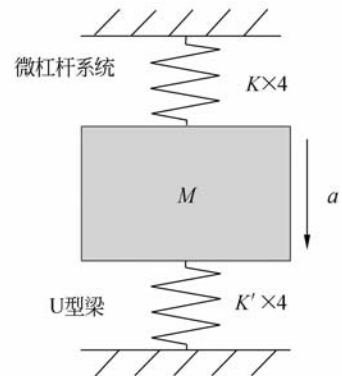


图 3 质量块支撑系统的基本力学模型

Fig. 3 Mechanical model of support system for proof mass

$$n = \frac{K}{K+K'}A. \quad (32)$$

再将上一节求出的式(23)和式(24)代入上式中,即可求出加速度计的系统放大倍数 n 。

5 试 验

硅微谐振式加速度计样机采用 DDSOG 体硅工艺制作,图4为加速度计实际结构的电镜图,微杠杆结构的设计尺寸如表1所示。

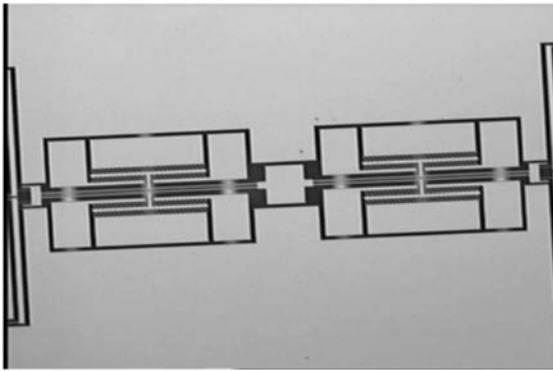


图4 硅微谐振式加速度计结构电镜图

Fig.4 Die photo of SRA

表1 微杠杆结构尺寸

Tab.1 Designed parameters of microlever

	长/ μm	宽/ μm	厚/ μm
杠杆输入力臂	644	30	60
杠杆输出力臂	19	30	60
输入梁	300	6	60
支撑梁	270	6	60
输出系统 连接梁	60	4	60
输出系统 谐振梁	1000	8	60
U型梁	670	8	60

将表1中的尺寸数据代入上述的微杠杆理论模型,对硅微谐振式加速度计样机的杠杆放大倍数 A 和系统放大倍数 n 进行理论计算,为了验证理论的正确性,同时用有限元方法对加速度计样机进行了仿真分析,表2给出了两种分析方式的结果对比。理论分析与仿真分析的误差值在可接受范围内,因此理论分析方案可行。

表2 理论值和仿真值的放大倍数对比

Tab.2 Comparison of amplification factor between analytical and simulation results

	理论值	仿真值	误差值
杠杆放大倍数 A	24.642	23.189	6.27%
系统放大倍数 n	21.820	19	14.8%

表3 $\pm 1g$ 下的加速度计输出

Tab.3 Output of SRA under $\pm 1g$ loadings

	上谐振器频率/Hz	下谐振器频率/Hz
+1g	19 496.587	20 151.290
-1g	19 627.710	20 027.752
$\pm 1g$ 差值	-131.121	123.538

将加速度计样机安装在转台的卧轴上,断电 30 min 后开机,开机稳定 20 min 后,利用转台分别测定 90° 和 270° 位置时加速度计的输出,即 $\pm 1g$ 作用下的加速度计输出,测试结果如表3所示。按照下式计算标度因数

$$K_1 = \frac{U_{+1g} - U_{-1g}}{2g}, \quad (33)$$

可得加速度计样机标度因数为 127.33 Hz/g,再根据式(5)可知加速度计的系统放大倍数为 25.466,与理论值相比,误差为 14.3%,在可接受范围内。

6 结 论

本文从自主研发的一种基于 DDSOG 工艺的硅微谐振式加速度计样机入手,阐述了加速度计中微杠杆结构对惯性力的放大作用,并分析了加速度计标度因数与系统放大倍数 n 的正比关系。以加速度计中的单级微杠杆为例,建立了微杠杆的理论模型,推导了微杠杆放大倍数 A 及加速度计的系统放大倍数 n 的精确计算公式,依据公式计算出加速度计样机的系统放大倍数为 21.820,并用有限元方法进行了仿真验算,得出系统放大倍数的仿真值为 19,理论值与仿真值误差为 14.8%,在可接受范围内。试验表明,加速度计的标度因数为 127.33 Hz/g,系统放大倍数实测值为 25.466,与理论值的误差为 14.3%。该计算方法对 MEMS 器件中微杠杆的设计工作具有指导意义和参考作用。在本文的理论模型中,为了便

于计算,将杠杆力臂当作完全的刚性梁处理,忽略了杠杆力臂的弹性变形,这也降低了理论模型的精度。但是,若是考虑杠杆力臂的变形,本文中的

理论模型将会变得过于复杂。因此,在下一步的工作中将尝试采用能量法对整个杠杆系统进行整体分析,进一步降低理论分析与仿真分析的误差。

参考文献:

- [1] KELLER C G, HOWE R T. Nickel-filled hexsil thermally actuated tweezers [C]. *The 8th International Conference on Solid-State Sensors and Actuators, Stockholm*, 1995:376-379.
- [2] ROESSIG T A, HOWE R T, PISANO A P, *et al.*. Surface-micromachined resonant accelerometer [C]. *1997 International Conference on Solid-State Sensors and Actuators, Chicago*, 1997, 6:859-862.
- [3] SU X P S, YANG H S, AGOGINO A M. A resonant accelerometer with two-stage microleverage mechanisms fabricated by SOI-MEMS technology [J]. *IEEE Sensors Journal*, 2005, 5(6): 1214-1223.
- [4] 袁安萍,庄瑞芬,施芹. 硅微谐振式加速度计结构设计及仿真[J]. *中国惯性技术学报*, 2009, 17(1): 93-97.
- QIU A P, ZHUNG R F, SHI Q. Structure design and simulation of micromechanical silicon oscillating accelerometer [J]. *Journal of Chinese Inertial Technology*, 2009, 17(1): 93-97. (in Chinese)
- [5] ROESSIG T A. *Integrated MEMS tuning fork oscillators for sensor applications* [D]. Berkeley: University of California, UMI, 1998.
- [6] SU X P S. *Compliant leverage mechanism design for MEMS application* [D]. Berkeley: University of California, Spring, 2001.
- [7] 袁安萍,苏岩,施芹,等. 硅微振梁式加速度传感器中微杠杆结构的设计[J]. *传感技术学报*, 2006, 19(5):2204-2207.

- QIU A P, SU Y, SHI Q. Micro leverage design for micromechanical silicon oscillating accelerometer [J]. *Chinese Journal of Sensors and Actuators*, 2006, 19(5):2204-2207. (in Chinese)
- [8] SU X P S, YANG H S. Design of compliant microleverage mechanisms [J]. *Sensors and Actuators A*, 2001, 87:146-156.
- [9] 施芹,袁安萍,苏岩,等. 硅微机械陀螺仪的机械耦合误差分析 [J]. *光学精密工程*, 2008, 16(5): 893-898.
- SHI Q, QIU A P, SU Y, *et al.*. Mechanical coupling error of silicon microgyroscope [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(5): 893-898. (in Chinese)
- [10] WOJCIECHOWSKI K E, BOSER B E, PISANO A P. A MEMS resonant strain sensor operated in air [C]. *Proc. 17th Int. IEEE Micro Electro Mech. Syst. Conf.*, 2004, 1: 841-845.
- [11] 李建利,房建成,盛蔚,等. 双质量块调谐输出式硅 MEMS 陀螺仪 [J]. *光学精密工程*, 2008, 16(3): 484-491.
- LI J L, FANG J CH, SHENG W, *et al.*. Calculation and simulation of silicon MEMS gyroscope with dual-mass resonant output [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(3): 484-491. (in Chinese)
- [12] 施芹,苏岩,袁安萍,等. MEM 陀螺仪器件级真空封装技术 [J]. *光学精密工程*, 2009, 17(8): 1987-1992.
- SHI Q, SU Y, QIU A P, *et al.*. Device level vacuum packaging technologies of MEMS gyroscopes [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(8): 1987-1992. (in Chinese)

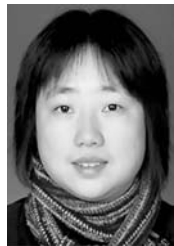
作者简介:



石 然(1986—),男,安徽滁州人,博士研究生,2008 年于南京理工大学获得学士学位,主要从事 MEMS 惯性传感技术的研究。E-mail: whatghosts@hotmail.com



姜劭栋(1986—),男,山东烟台人,博士研究生,2009 年于南京理工大学获得学士学位,主要从事 MEMS 惯性传感技术的研究。E-mail: shdjiang_njust@163.com



裘安萍(1971—),女,浙江宁波人,教授,博士生导师,1998年、2001年于东南大学分别获得硕士、博士学位,主要从事 MEMS 惯性技术的研究。E-mail: apqiu@mail.njust.edu.cn

导师简介:



苏 岩(1967—),男,江苏苏州人,教授,博士生导师,1996年、2001年于东南大学分别获得硕士、博士学位,主要从事 MEMS 传感技术的研究。E-mail: suyan@mail.njust.edu.cn

●下期预告

基于速度信号的扰动观测器及在光电稳定平台的应用

李嘉全¹,丁 策^{1,2},孔德杰^{1,2},尹传历¹,戴 明¹

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所,吉林 长春 130033;

2. 中国科学院 研究生院,北京 100039)

为改善光电稳定平台的低速性能,提高扰动抑制能力,在闭环控制系统中引入扰动估计和补偿,提出了基于速度信号的扰动观测器,并对其各项性能进行了研究。首先,介绍了常规的基于加速度的扰动观测器的工作原理,指出了它在光电稳定平台应用中存在的问题;接着,通过引入平台的标称模型,结合平台速度信号构建基于速度信号的扰动观测器,给出了相应的闭环控制系统结构,分析了它的输入输出特性、扰动抑制能力和鲁棒性;最后,对本文方法进行了仿真和物理实验。实验结果表明:当平台按 0.5 Hz, 0.6 (°)/s 做正弦运动时,引入本文提出的带扰动观测器的 PI 控制基本克服了常规 PI 控制存在的低速爬坡现象;对于 1 Hz, 6.3 (°)/s 的载体正弦速度扰动,平台的扰动隔离度提高了约 14 dB,稳定精度从 0.03°(RMS)提高到了 0.004 4°(RMS)。实验结果证明本文方法的有效性,具有较好的应用价值。