

新型反相位驱动双解耦微机械陀螺设计

郝燕玲, 刘 博, 史宏洋

(哈尔滨工程大学 自动化学院, 150001 哈尔滨)

摘 要: 为抑制在微机械陀螺中广泛存在的共模干扰问题,提出一种新型振动微机械陀螺结构设计.陀螺结构采用对称设计,将二自由度振荡系统同时引入到驱动模态和敏感模态中.通过在两个驱动质量块上施加反相位驱动力使驱动模态下质量块始终反向振动.通过左右两个完全相同的框架结构设计,最大限度消除外界振动导致的共模干扰.为消除多自由度驱动模态和敏感模态的耦合,将驱动方向的弹性悬梁引入敏感模态,使微机械陀螺具备双解耦结构.设计出的微机械陀螺,敏感模态增益较驱动模态提高约 30 dB.驱动模态和敏感模态的带宽分别为 250 Hz 和 310 Hz.在操作频率区域内可以提供稳定的增益和相位.并且达到有效消除共模干扰的目的.

关键词: 角速度传感器;双解耦结构;微机械陀螺;反相驱动

中图分类号: U666. 12 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2014)09-0105-06

The novel design of anti-phase double-decoupled micromachined gyroscope

HAO Yanling, LIU Bo, SHI Hongyang

(College of Automation, Harbin Engineering University, 150001 Harbin, China)

Abstract: To eliminate the common mode input in the the micromachined gyroscopes, a novel architecture of the micromachined gyroscope is proposed in this paper. The structure of the MEMS is designed to be symmetrical, and two-degree of freedom (DOF) oscillators are utilized in both drive-mode and sense-mode. Driving force actuates two driving masses to move with anti-phase in drive-mode. The novel architecture consists of identical left and right tines, which provides immunity to common mode input of environmental variations. To avoid the coupling between drive-mode and sense-mode, the drive-mode suspensions are introduced in sense-mode. The gyroscope is designed to be double-decoupled structure. Compared to the drive-mode of the proposed gyroscope, the gain of frequency response is increased by about 30 dB in the sense-mode. The bandwidth of drive-mode and sense-mode are 250 Hz and 310 Hz respectively. The gyroscope can provide stable gain and phase in the operational frequency region, and provide immunity to common mode input of environmental variations.

Keywords: angular rate sensor; doubly decoupled structure; MEMS gyroscope; anti-phase driving

振动微机械陀螺是一种基于 Coriolis 效应在有角速度输入情况下,使能量在驱动模态和敏感模态之间转移的惯性测量器件^[1].微机械陀螺作为检测旋转角速率的微型机电系统具有重量轻、体积小、制造成本低等优点,因而近些年来对其研究的投入不断增加^[2-5].微机械陀螺已经被广泛应

用在导航系统中,例如移动电话、机器人、运载体^[6]等.

传统设计中,驱动模态和敏感模态被设计成单自由度振荡系统^[7-8].选取微机械陀螺的共振频率作为操作频率,利用在共振频率下产生的最大振幅达到提高系统敏感度的目的.通过匹配共振频率获得高敏感度方法使得陀螺系统的带宽十分狭窄,无法满足多数工程应用需求.目前,完全二自由度振荡系统已经被引入到驱动模态或敏感模态.通过增加陀螺的自由度使驱动或敏感模态的频率响应曲线中形成一个平坦区域,以达到拓宽

收稿日期: 2013-10-21.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(61203225);中国博士后科学基金资助项目(2012M510083).

作者简介: 郝燕玲(1944—),女,教授,博士生导师.

通信作者: 刘 博,liubo0604@126.com.

系统带宽的目的^[9-11].完全二自由度振荡系统可以获得较高的增益并且得到较宽的带宽,同时与较早的动态消振器结构相比具有可以独立设计共振频率的差值和中心频率的优点^[12].但是,自由度的增加需要引入的弹性悬梁数目也成倍增加,耦合效应也变得更为复杂和明显.单解耦方式和多自由度弹性悬梁已经不能满足陀螺设计中对于精度和机械解耦程度的要求^[13-15].

本文针对多自由度微机械陀螺的机械解耦和消除外界振动产生的共模干扰的问题,提出了一种新型微机械陀螺结构设计.通过在驱动模态施加反相位驱动力使得左右两部分质量块在驱动方向始终反相位振动,进而通过检测两敏感模态检测质量块运动的差动输出抵消共模干扰.而在左右两敏感模态同时引入沿驱动方向振动的单自由度弹性悬梁,形成双解耦结构.微机械陀螺中完全采用单自由度弹性悬梁,最大限度减小机械耦合.

1 反相位驱动双解耦微机械陀螺

1.1 解耦结构设计

设计原理性结构示意图如图 1 所示.微机械陀螺驱动模态左右两部分采用完全对称设计,通过 3 个沿 x 方向的单自由度弹性悬梁将两部分连接起来.驱动质量两侧设置的驱动电极产生两个等大反向的正弦驱动力,激励左右两部分沿驱动方向反相振动.在左右两部分中设置相同的敏感振荡器,组成陀螺的两个对称敏感模态.为最大限度地消除机械耦合,敏感振荡器中均采用单自由度弹性悬梁并且将双解耦结构引入敏感模态中.检测质量的振动被检测电极敏感,检测质量只相对于壳体做单自由度振动使得检测变得简单,精度也有所提高.

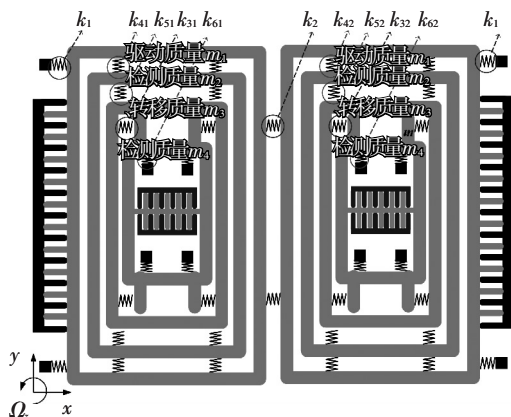


图 1 微机械陀螺结构图

1.2 反相位微机械陀螺工作原理

位于微机械陀螺两侧的驱动电极产生反相的驱动力 F_d 和 $-F_d$ 分别作用在两个驱动质量上,激

励驱动质量 m_1 、解耦质量 m_2 和转移质量 m_3 沿 x 方向振动.左右两组质量块的驱动方向位移分别为 x_1 和 x_2 .当微机械陀螺系统外部有沿 z 方向的旋转角速度 Ω_z 输入时,由于 Coriolis 效应的作用这解耦质量和转移质量上会产生沿敏感方向的 Coriolis 加速度,左右两侧的加速分别为 $-2\Omega_z \dot{x}_1$ 和 $-2\Omega_z \dot{x}_2$.在 Coriolis 力的激励下,解耦质量 m_2 、转移质量 m_3 和检测质量 m_4 沿 y 方向振动.最终 Coriolis 效应被检测质量敏感,左右两检测质量块的差动输出为最终陀螺的输出.

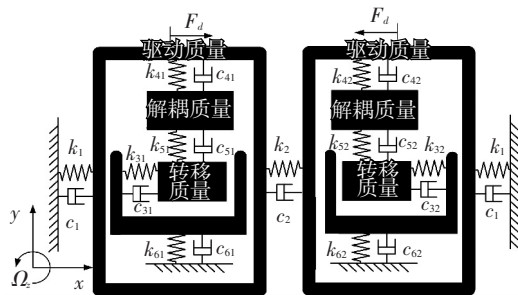


图 2 微机械陀螺动力学模型概念图

由图 1、2 可知,反相驱动的方式使得左右两敏感模态始终处于反相的 Coriolis 加速度的激励下,通过将两组检测质量块的差动输出滤除在陀螺工作时普遍存在的共模干扰.在敏感模态中,弹性悬梁 k_{3i} 和 k_{4i} ($i = 1, 2$) 起到解除驱动方向和敏感方向振动耦合的作用,在陀螺中组成双解耦结构.同时,这种设计使得微机械陀螺设计中只需要采用单自由度弹性悬梁,进而避免了引入多自由度弹性悬梁所产生的驱动模态和敏感模态之间的耦合.

2 微机械陀螺动力模型和设计方程

2.1 驱动模态

驱动模态的简化模型如图 3 所示,驱动模态被设计成完全二自由度振荡系统.陀螺的驱动模态具有对称结构,驱动模态的动力学方程可以表述为

$$\begin{bmatrix} m_1 + m_2 + m_3 & 0 \\ 0 & m_1 + m_2 + m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_{31} + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_1 + c_{32} + c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_{31} + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_1 + k_{32} + k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_d \\ -F_d \end{bmatrix}. \quad (1)$$

其中,正弦驱动力 F_d 和 $-F_d$ 施加在两驱动质量激励驱动质量 m_1 、解耦质量 m_2 和转移质量 m_3 沿 x 方向振动. x_1 和 x_2 分别为左右两组质量块沿驱动方向的位移.当微机械陀螺系统无外界旋转角速度输入时,解耦质量和转移质量只沿驱动方向振

动.当存在沿 z 轴垂直 $x-y$ 平面的旋转角速度输入时,Coriolis 加速度激励解耦质量、转移质量和检测质量沿敏感方向(y) 振动。

在设计中陀螺结构左右对称驱动模式采用完全相同的参数选择,所以动态方程可得到简化.参数关系如下: $c_{31} = c_{32}$ 、 $k_{31} = k_{32}$.通过拉普拉斯变换得到 x_1 和 x_2 的解:

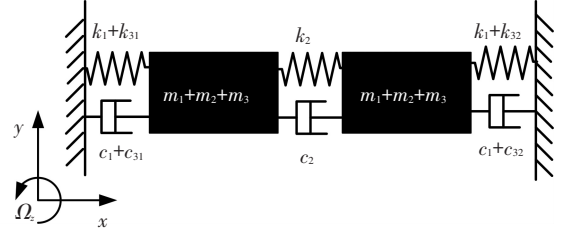


图3 驱动模式简化动力学模型

$$x_1 = \frac{F_d((m_1 + m_2 + m_3)s^2 + (c_1 + c_{31})s + k_1 + k_{31})}{((m_1 + m_2 + m_3)s^2 + (c_1 + c_{31} + c_2)s + k_1 + k_{31} + k_2)^2 - (c_2s + k_2)^2}, \quad (2)$$

$$x_2 = \frac{-F_d((m_1 + m_2 + m_3)s^2 + (c_1 + c_{31})s + k_1 + k_{31})}{((m_1 + m_2 + m_3)s^2 + (c_1 + c_{31} + c_2)s + k_1 + k_{31} + k_2)^2 - (c_2s + k_2)^2}. \quad (3)$$

通过图3可知,完全二自由度驱动模式的结构频率可以定义为

$$\omega_{d1}^2 = (k_1 + k_2 + k_{31})/(m_1 + m_2 + m_3), \quad (4)$$

$$\omega_{d2}^2 = (k_1 + k_2 + k_{32})/(m_1 + m_2 + m_3). \quad (5)$$

如上述 k ,可以得到 ω_{d2} .系统左右两组沿驱动方向振动的质量块质量相同均为 $m_1 + m_2 + m_3$.由于驱动模式的弹性悬梁左右对称,两组质量块的反共振频率相等并且反共振频率 ω_{d2} .在驱动模式的设计中,操作频率选取反共振频率 ω .

由振动力学可知,二自由度驱动模式的共振频率和阻尼无关.假设阻尼为零,求解特征方程 $((m_1 + m_2 + m_3)s^2 + (c_1 + c_{31} + c_2)s + k_1 + k_{31} + k_2)^2 = (c_2s + k_2)^2$,得到驱动模式的共振频率:

$$\omega_{dH,L} = \sqrt{\omega_{d0}^2 \pm \frac{k_2}{m_1 + m_2 + m_3}}. \quad (6)$$

式中 $\omega_{dH,L}$ 分别为驱动模式的高、低共振频率.共振频率间隔 Δ_d 为

$$\Delta_d = \omega_{dH} - \omega_{dL}. \quad (7)$$

通过联立式(4)~(7),驱动模式的弹性悬梁弹力值得

$$\begin{cases} k_2 = \Delta_d(m_1 + m_2 + m_3) \sqrt{\omega_{d0}^2 - 0.25\Delta_d^2}, \\ k_1 + k_{31} = (m_1 + m_2 + m_3)\omega_{d0}^2 - k_2, \\ k_1 + k_{32} = (m_1 + m_2 + m_3)\omega_{d0}^2 - k_2. \end{cases} \quad (8)$$

与动态消振器结构相比,将驱动模式设计成完全二自由度振荡系统的优点可以独立设置共振频率间隔 Δ_d 和操作频率 ω .从式(8)看出,弹性悬梁 k_1 和 k_{31} (k_1 和 k_{32}) 作为一个整体出现在陀螺结构的设计方程中.本设计采用双解耦结构,使得在敏感模式中包含驱动方向振动的弹性悬梁 k_{31} 和 k_{32} .计算结果表明解耦弹性悬梁 k_{31} 和 k_{32} 在驱动模式中,分别可以与左右两侧驱动方向弹性悬梁 k_1 作为整体考虑。

2.2 敏感模式

敏感模式简化模型如图4所示,敏感模式被设计成完全二自由度振荡系统.陀螺的左右两敏感模式具有对称结构,弹性悬梁 $k_{41} = k_{42}$ 、 $k_{51} = k_{52}$ 、 $k_{61} = k_{62}$ 和阻尼 $c_{41} = c_{42}$ 、 $c_{51} = c_{52}$ 、 $c_{61} = c_{62}$.以左侧敏感模式振荡器为例推导敏感模式动力学方程:

$$\begin{bmatrix} m_2 & 0 \\ 0 & m_3 + m_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y}_{11} \\ \ddot{y}_{12} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{41} + c_{51} & -c_{51} \\ -c_{51} & c_{51} + c_{61} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}_{11} \\ \dot{y}_{12} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{41} + k_{51} & -k_{51} \\ -k_{51} & k_{51} + k_{61} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_{11} \\ y_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{c11} \\ F_{c12} \end{bmatrix}. \quad (9)$$

式中: y_{11} 为解耦质量 m_2 沿敏感方向的位移, y_{12} 为检测质量 m_4 沿敏感方向的位移. $F_{c11} = -2m_2\Omega_z\dot{x}_1$ 为作用在解耦质量 m_2 沿敏感方向的 Coriolis 力, $F_{c12} = -2m_3\Omega_z\dot{x}_1$ 为作用在解耦质量 m_2 和检测质量 m_4 沿敏感方向的 Coriolis 力.求解式(9)得到敏感方向上质量块的位移:

$$y_{12} = \frac{F_{c12}(m_2s^2 + (c_{41} + c_{51})s + k_{41} + k_{51}) + F_{c11}(c_{51}s + k_{51})}{\Delta_s(\omega)}. \quad (10)$$

式中 $\Delta_s(\omega) = ((m_3 + m_4)s^2 + (c_{51} + c_{61})s + k_{51} + k_{61}) * (m_2s^2 + (c_{41} + c_{51})s + k_{41} + k_{51}) - (c_{51}s + k_{51})^2$ 为敏感模式的特征多项式。

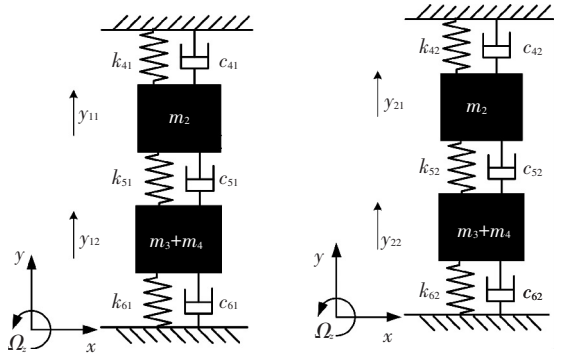


图4 敏感模式简化动力学模型

设计微机械陀螺结构时,当敏感模态质量块的质量确定之后,敏感模态弹性悬梁的弹力值也需要通过计算得到.根据振动力学可知,解耦质量的反共振频率 ω_{s0} 总在敏感模态两个共振频率之间.敏感模态的结构频率为

$$\omega_{s1}^2 = (k_{41} + k_{51})/m_2, \tag{11}$$

$$\omega_{s2}^2 = (k_{51} + k_{61})/(m_3 + m_4). \tag{12}$$

为了获得精确的敏感模态操作频率范围,设定结构频率和反共振频率相等 $\omega_{s1} = \omega_{s2} = \omega_{s0}$.由振动力学可知,二自由度敏感模态的共振频率和阻尼无关.假设阻尼为零,求解特征方程 $((m_3 + m_4)s^2 + (c_{51} + c_{61})s + k_{51} + k_{61})(m_2s^2 + (c_{41} + c_{51})s + k_{41} + k_{51}) - (c_{51}s + k_{51})^2 = 0$,可得敏感模态的共振频率为

$$\omega_{sH,L} = \sqrt{\omega_{s0}^2 \pm \sqrt{\frac{k_{51}^2}{m_2(m_3 + m_4)}}}. \tag{13}$$

式中 $\omega_{sH,L}$ 分别为敏感模态的高、低共振频率.

共振频率间隔 Δ_s 为

$$\Delta_s = \omega_{sH} - \omega_{sL}. \tag{14}$$

通过联立式(11)~(14),敏感模态的弹性悬梁的弹力值可得:

$$\begin{cases} k_{51} = \Delta_s \sqrt{m_2(m_3 + m_4)} \sqrt{\omega_{s0}^2 - 0.25\Delta_s^2}, \\ k_{41} = m_2\omega_{s0}^2 - k_{51}, \\ k_{61} = (m_3 + m_4)\omega_{s0}^2 - k_{51}. \end{cases} \tag{15}$$

同理,左右两侧敏感模态选取相同的共振间隔 Δ_s ,右侧敏感模态的敏感方向上质量块的位移为

$$y_{22} = (F_{c22}(m_2s^2 + (c_{42} + c_{52})s + k_{42} + k_{52}) + F_{c21}(c_{52}s + k_{52}))/\Delta_s. \tag{16}$$

式中:样 y_{21} 为解耦质量 m_2 沿敏感方向的位移, y_{22} 为检测质量 m_4 沿敏感方向的位移. F_{c21} 为作用在右侧解耦质量 m_2 沿敏感方向的 Coriolis 力, F_{c22} 为作用在检测质量 m_4 沿敏感方向的 Coriolis 力.为了抑制外界振动造成的共模干扰对于陀螺输出的影响,微机械陀螺的最终输出为左右两敏感模态检测质量的输出之差为

$$y_2 = y_{12} - y_{22}. \tag{17}$$

3 微机械陀螺的参数选择和仿真结果

3.1 微机械陀螺的参数选择

通过以上理论分析:微机械陀螺弹性悬梁的弹力值可以通过设计方程式(8)、(15)获取.驱动模态的输出方程为式(2)、(3).敏感模态的输出方程可通过式(17)得到.陀螺系统的主要参数,见表1~3.

表 1 微机械陀螺阵列的质量参数选择 kg

参数名	参数值	参数名	参数值
m_1	0.523×10^{-8}	m_3	0.051×10^{-8}
m_2	$0.002\ 55 \times 10^{-8}$	m_4	0.135×10^{-8}

表 2 微机械陀螺阵列的频率参数选择 Hz

参数名	参数值	参数名	参数值
ω_{d0}	5 000	Δ_d	200
ω_{s0}	5 000	Δ_s	220

表 3 微机械陀螺阵列的阻尼参数 $N/(s \cdot m^{-1})$

参数名	参数值	参数名	参数值
c_1	1.5×10^{-4}	c_{41}, c_{42}	1×10^{-4}
c_2	0.05×10^{-4}	c_{51}, c_{52}	0.05×10^{-4}
c_{31}, c_{32}	0.01×10^{-4}	c_{61}, c_{62}	2×10^{-4}

3.2 仿真结果分析

通过图5可知,驱动模态3 dB带宽在4.87~5.12 kHz之间的250 Hz范围内.敏感模态3 dB带宽在4.83~5.14 kHz之间的310 Hz范围内.围绕着中心频率5 kHz驱动模态和敏感模态的带宽彼此高度匹配.敏感模态增益比驱动模态增益提高了30 dB.是由于多个敏感模态的叠加使得敏感模态增益提高,并且采用双解耦结构使得陀螺敏感模态中解耦质量块和转移质量块均敏感到 Coriolis 加速度,提高了增益.

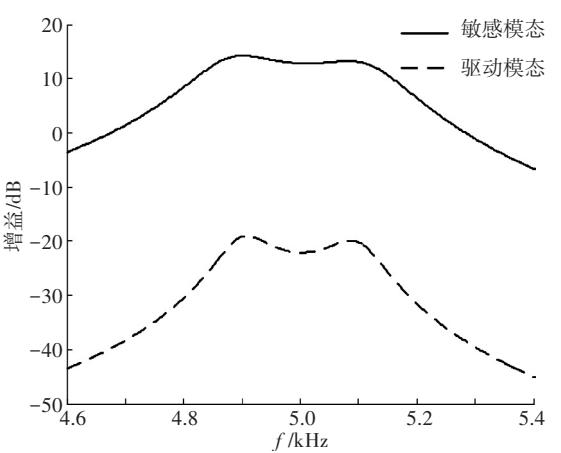


图 5 驱动模态和敏感模态的频率响应

图6所示为在气压5、10和25 Torr时敏感模态的增益响应.当操作频率在以5 kHz为中心的平坦区域时,增益响应的变化几乎为零.当操作频率在两个共振频率附近时,增益响应随气压的减小而增大.在气压变化时,敏感模态可以提供以5 kHz为中心的稳定操作频率范围.

在以5 kHz为中心的操作频率区域时,敏感

模态的相位输出保持常值.敏感模态的相位输出在操作频率接近共振频率时明显变化.综合图 6、7 发现:两敏感模态共振频率之间的频率范围不仅为敏感模态提供了一个增益稳定的区域,而且提供了一个相位恒定的区域.使得敏感模态的相位更容易匹配,同时加强陀螺消除共模干扰的能力.

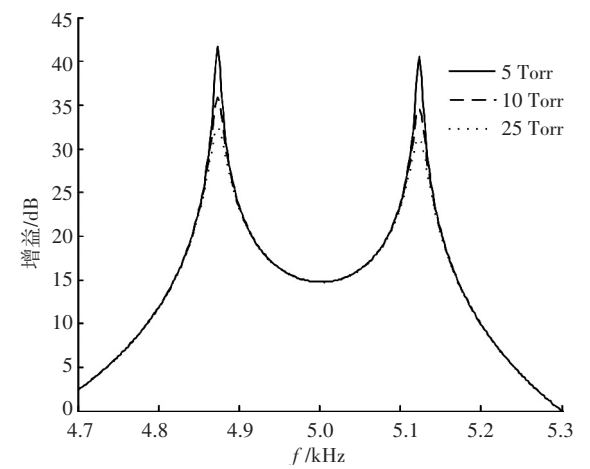


图 6 敏感模态在不同气压下的增益响应

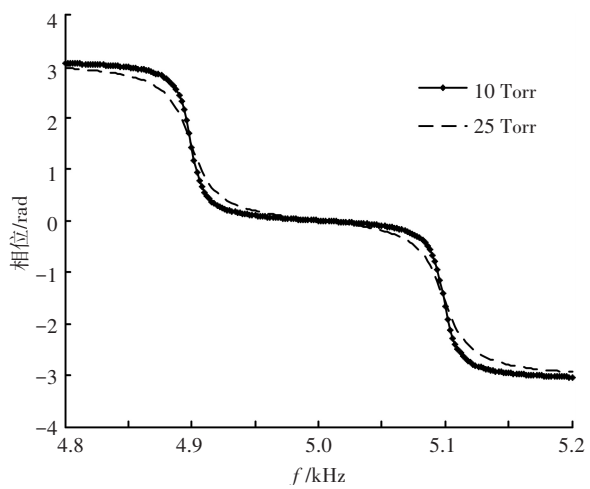


图 7 敏感模态在不同气压下的相位响应

反相驱动为陀螺提供了一个消除外界振动共模输入的方式.多自由度敏感模态本身具有提高带宽和系统鲁棒性的特点.如图 8 所示,陀螺左、右检测质量块的输出与频率成正比例.当陀螺旋转角速度为零时,陀螺的左右检测输出值为 kD (k 为陀螺的标度因数、 D 为陀螺的共模输入).单独的左右检测质量的输出中包含了外界振动的共模干扰项,左右两检测质量块输出之差为 $2k\Omega_z$.通过这种检测输出方式有效抵消了陀螺系统常见的共模干扰.

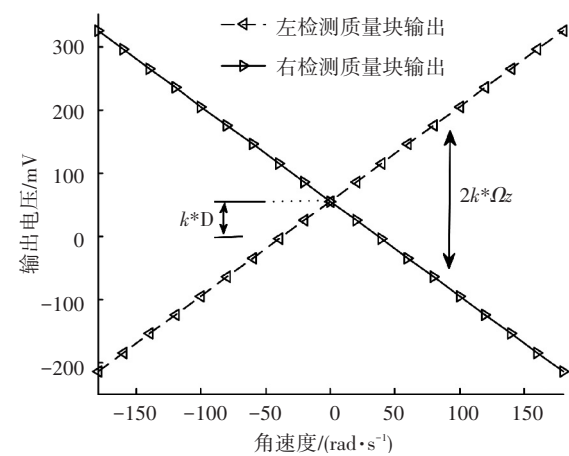


图 8 敏感模态在不同气压下的增益响应

4 结 语

通过驱动模态和敏感模态的简化模型可以看出,驱动模态和敏感模态都是完全二自由度振荡系统.为了消除由于引入多自由度振荡系统而产生的耦合,驱动模态和敏感模态的弹性悬梁进行了重组.驱动模态中微机械陀螺被设计成左右完全相同的两部分,通过反向驱动使得在敏感模态检测质量的输出中将陀螺旋转角速度和外界共模振动产生的等效角速度区分开来,通过左右输出之差滤除共模干扰.由仿真曲线可以看出:外界振动产生的共模干扰被消除,在操作频率范围内增益和相位都保持稳定.驱动模态和敏感模态高度匹配并且带宽分别为 250、310 Hz.敏感模态增益较驱动模态提高了 30 dB.

参考文献

[1] SHKEL A M. Type I and Type II micromachined vibratory gyroscopes [C]//Proceedings of the IEEE/ION PLANS 2006. San Diego:IEEE, 2006: 586–593.

[2] ANOTONELLO R, OBOE R, PRANDI L, et al. Automatic mode matching in MEMS vibrating gyroscopes using extremum-seeking control [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 56(10): 3880–3891.

[3] DONG L, AVANESIAN D. Drive-mode control for vibrational MEMS gyroscopes [J] IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2009, 56(4): 956–963.

[4] AYAZI F, NAJAFI K. A HARPSS polysilicon vibrating ring gyroscope [J]. Journal of Microelectromechanical Systems, 2001, 10(2): 169–179.

[5] SHARMA A, ZAMAN M F, AYAZI F. A sub-0.2°/hr bias drift micromechanical silicon gyroscope with automatic CMOS mode-matching [J]. IEEE Journal of Solid-State Circuits, 2009, 44(5): 1593–1608.

- [6] ACAR C, SCHOFIELD A R, TRUSOV A A, et al. Environmentally robust MEMS vibratory gyroscopes for automotive applications [J]. *IEEE Sensors Journal*, 2009, 9(12): 1895–1905.
- [7] ALPER S E, AZGIN K, AKIN T. A high-performance silicon-on insulator MEMS gyroscope operating at atmospheric pressure [J]. *Sensors Actuators A: Physical*, 2007, 135(1): 34–42.
- [8] DING Haitao, LIU Xuesong, LIN Longtao, et al. A high-resolution silicon on-glass Z axis gyroscope operating at atmospheric pressure [J]. *IEEE Sensors Journal*, 2010, 10(6): 1066–1074.
- [9] SAHIN K, SAHIN E, ALPER S, et al. A wide-bandwidth and high-sensitivity robust microgyroscope [J]. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2009, 19(1): 1722–1726.
- [10] 成宇翔, 张卫平, 陈文元, 等. MEMS 微陀螺仪研究进展[J]. *微纳电子技术*, 2011, 48(5): 277–285.
- [11] TRUSOV A A, SCHOFIELD A R, SHKEL A M. Performance characterization of a new temperature-robust gain-bandwidth improved MEMS gyroscope operated in air [J]. *Sensors Actuators A: Physical*, 2009, 155(1): 16–22.
- [12] 李小卿, 常洪龙, 焦文龙, 等. 基于杠杆的微机械陀螺结构设计仿真[J]. *微纳电子技术*, 2012, 49(5): 313–317.
- [13] SCHOFIELD A R, TRUSOV A A, SHKEL A M. Micromachined gyroscope concept allowing interchangeable operation in both robust and precision modes [J]. *Sensors Actuators A: Physical*, 2011, 165(1): 35–42.
- [14] 张峰, 苑伟政, 常洪龙, 等. 静电梳齿驱动结构的稳定性分析[J]. *传感器技术学报*, 2011, 24(8): 1122–1125.
- [15] 郝燕玲, 刘博, 周广涛. 高敏感度微机械陀螺阵列的设计[J]. *华中科技大学学报*, 2014, 42(3): 42–46.

(编辑 苗秀芝)

(上接第 104 页)

- [7] HAMBURGER Y, BENARTZI E. The relationship between extraversion and neuroticism and the different uses of the internet [J]. *Computers in Human Behavior*, 2000, (16): 441–449.
- [8] LEI L, YANG Y, LIU M. The relationship between adolescents' extraversion/agreeableness, internet service preference, and internet addiction [J]. *Psychological Development and Education*, 2007 (3): 42–48.
- [9] PETER A, DONALD H. The impact of the big five personality traits on the acceptance of social networking website [J]. *Americas Conference on Information Systems*, 2008, (1): 1–10.
- [10] KATHRYN W, WHITE K. Psychological predictors of young adults use of social networking sites [J]. *Cyberpsychology, Behavior, and Social Networking*, 2010, 13(2): 173–177.
- [11] LUO T, DING D. Relationships among personality traits, motive of internet use, and tendency of internet addiction [J]. *Chinese Journal of Clinical Psychology*, 2006, 14(4): 365–367.
- [12] NIE Y, JIANG P, WU Y, et al. Relationship between network communication and personality traits of teenagers [J]. *Nervous Diseases and Mental Health*, 2007, 7(6): 468–471.
- [13] KELLY M, JAMES C. The influence of personality on Facebook usage, wall postings and regret [J]. *Computers in Human Behavior*, 2012, (28): 267–274.
- [14] GOSLING S, AUGUSTINE A, VAZIRE S, et al. Manifestations of personality in online social networks: Self-reported facebook-related behaviors and observable profile information [J]. *Cyber-psychology, Behavior, and Social Networking*, 2011, 14(9): 483–488.

(编辑 苗秀芝)