

基于两级摆杆结构的超低频垂直隔振系统

王观 胡华 伍康 李刚 王力军

Ultra-low-frequency vertical vibration isolator based on a two-stage beam structure

Wang Guan Hu Hua Wu Kang Li Gang Wang Li-Jun

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 65, 200702 (2016) DOI: 10.7498/aps.65.200702

在线阅读 View online: <http://dx.doi.org/10.7498/aps.65.200702>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn/CN/Y2016/V65/I20>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

新型高精度绝对重力仪

A new high precision absolute gravimeter

物理学报.2012, 61(9): 099101 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.61.099101>

基于两级摆杆结构的超低频垂直隔振系统*

王观 胡华 伍康† 李刚 王力军

(清华大学精密仪器系, 北京 100084)

(精密测试技术及仪器国家重点实验室, 北京 100084)

(2016年5月24日收到; 2016年6月13日收到修改稿)

在许多精密科学实验和测试中, 对地面垂直振动的有效隔离影响着实验结果和测试结果的精度. 本文提出一种全新的两级摆杆结构的超低频垂直隔振系统, 在原理分析的基础上, 设计并实现了该系统的样机. 两根水平摆杆放置在同一竖直平面, 绕各自铰链旋转, 上摆杆通过普通弹簧悬挂于基座, 下摆杆通过零长弹簧悬挂于上摆杆. 系统通过光电探测方法检测两根摆杆的夹角作为误差信号, 经过闭环控制将反馈力作用于上摆杆, 使两根摆杆的夹角为零. 零长弹簧悬挂点的位置与系统刚度有着密切关系, 通过精细地调节弹簧悬挂点的位置, 合理地设置控制参数, 可以实现一个本征频率低至0.01 Hz的系统. 理论上, 该系统相对于被动式垂直隔振系统具有更好的隔振效果和抗干扰能力, 相对于传统的主动式垂直隔振系统体积更小, 结构更简单, 有望应用于精密物理实验和科学研究当中.

关键词: 垂直隔振, 超低频, 两级摆杆, 主动控制**PACS:** 07.10.Fq, 07.10.-h, 91.10.Pp**DOI:** 10.7498/aps.65.200702

1 引言

对于许多精密仪器和科学研究实验而言, 特别是一些涉及高精度位置探测、微小力检测等, 地球脉动噪声和环境噪声一直以来都是影响其性能和结果的一大因素, 因此隔振系统在其中发挥着重要的作用^[1,2]. 例如, 精密扭秤系统常用于验证等效性原理或测量万有引力常数, 地面振动噪声会对其测量结果造成极大的影响; 评估加速度计本底噪声时也需要将地面的振动噪声隔离^[3,4]; 引力波探测器由一个臂长约4 km的迈克耳孙干涉仪构成, 对环境噪声敏感, 需要性能非常好的隔振系统提供一个较为理想的惯性参考点^[5,6]. 在绝对重力测量中, 无论是经典的自由落体重力仪还是原子干涉重力仪, 都需要隔振系统^[7-9].

地面振动噪声的来源和强度与时间、地基、周围环境息息相关. 频率在0.5 Hz以上的噪声来源主要是周围环境的噪声, 比如建筑、树木的晃动和

人类活动. 频率在0.05—0.5 Hz的噪声一般被称为地球脉动噪声, 主要来源是海浪撞击海岸时在地壳中产生的表面波和体波, 其中0.06—0.09 Hz的噪声是撞击产生的基频, 0.12—0.16 Hz为其二次谐波, 二次谐波的噪声幅值往往比基频的幅值更大^[10-13]. 因此, 为了有效地隔绝地球脉动噪声和周围环境振动噪声, 隔振系统的本征频率须至少低于0.05 Hz, 一般浮动光学平台或传统隔振平台难以满足需求^[14]. 实现超低频隔振的方法主要有两种, 一是用低频加速度计等传感器进行反馈控制实现超低本征频率, 称为主动隔振; 二是不采用反馈控制, 通过结构实现超低本征频率, 称为被动隔振^[15,16]. 二者均可等效为“弹簧振子”系统. 由于超低频水平隔振的“弹簧”不需要平衡“振子”的重力, 可以使用刚度很小的“弹簧”, 因此水平隔振系统相对于垂直隔振系统更容易实现. 超低频垂直隔振一直是众多科研机构研究的热点, 最具代表性的就是美国Micro-g公司生产的Super Spring隔振系

* 清华大学自主科研计划(批准号: 2013THZ05)资助的课题.

† 通信作者. E-mail: kangwu@mail.tsinghua.edu.cn

统^[17]. 其基本原理是, 竖直悬挂一个弹簧振子, 闭环控制弹簧上悬挂点跟踪振子在竖直方向的运动, 保证弹簧长度恒定, 则理论上振子受到的回复力为零, 实现一个超低本征频率的弹簧振子系统^[18]. Super Spring 必须保证弹簧悬挂点沿竖直方向运动, 因此需要复杂的结构限制悬挂点其余 5 个自由度; 此外, 其振子仅通过弹簧连接, 水平方向的振动干扰会使振子摇摆, 导致系统无法工作.

本文讨论了一种新型结构的超低频主动式垂直隔振系统, 提出一种全新的配合零长弹簧的两级摆杆结构, 通过高精度的光电探测电路和经典的模拟电路控制, 实现了本征频率低至 0.01 Hz 的垂直隔振系统.

2 原理

该隔振系统的物理模型如图 1(a) 所示. 隔振基座与地面连接, 上摆杆通过一根弹簧与基座连接, 下摆杆通过另一根弹簧与上摆杆连接. X_i 为地面振动噪声, θ_1 和 θ_2 分别为上、下摆杆与水平方向的夹角, F 为音圈电机对上摆杆的作用力. 为使系统具有较低的本征频率, 须尽量减小系统刚度. 系统通过光电探测的方法将上下两个摆杆的夹角 ($\Delta\theta = \theta_1 - \theta_2$) 转换为电压信号作为误差信号. 误差信号经过反馈通道得到控制信号, 驱动音圈电机施加作用于上摆杆, 形成闭环控制使 $\Delta\theta$ 为定值. 即令上摆杆跟踪下摆杆, 保持二者的夹角固定. 在闭环控制基础上, 系统的刚度受两根摆杆的相对位置、弹簧的悬挂位置、弹簧刚度等等影响, 下面分析系统结构与刚度的关系. 图 1(b) 为系统处于平衡位置时的状态, 图 1(c) 为摆杆受到扰动时的状态, 由于闭环控制, 两个摆杆同时偏离平衡位置 θ . 其中 O_1, O_2 分别为上下摆杆的支点, A 和 B 分别为

零长弹簧的上下悬挂点, O_1O_2 的距离为 l_3 , O_1O_2 的水平距离为 e , O_1O_2 相对于竖直方向的偏角为 α , AO_1 的距离为 s , AO_2 的距离为 l_1 , BO_2 的距离为 l_2 , AB 的距离为 l_s , O_2 与零长弹簧的距离为 h , 两摆杆之间的距离为 d , 下摆杆的质量为 m , 质心相对支点的距离为 l_m .

弹簧拉力 $F_s = k(l_s - l_0)$, 其中 k 为弹簧刚度, l_s 为弹簧的实际长度, l_0 为弹簧的原始长度. 对于零长弹簧, $l_0 = 0$, 因此弹簧拉力 $F_s = kl_s$. 对于平衡状态下摆杆有如下等式:

$$mgl_m = kl_s h = kl_2 d. \quad (1)$$

当摆杆偏离平衡位置 θ 时, 下摆杆所受回复力矩为

$$\begin{aligned} T &= T_s + T_h - T_g \\ &= kl'_s h' + K_0 \theta - mgl_m \cos \theta \\ &= kl_2 d' + K_0 \theta - mgl_m \cos \theta, \end{aligned} \quad (2)$$

其中 T_g 为重力矩, T_s 为弹簧拉力矩, T_h 为铰链及其他引入的扭力矩, 等效刚度为 K_0 .

$$\begin{aligned} d' &= l_3 \cos(\alpha + \theta) = \frac{d \cos(\alpha + \theta)}{\cos \alpha} \\ &= d(\cos \theta - \sin \theta \tan \alpha) = d \cos \theta - e \sin \theta. \end{aligned} \quad (3)$$

当 θ 为一个较小角度时, 忽略高阶项, $\sin \theta$ 可以近似等于 θ . 因此

$$d' \approx d \cos \theta - e \theta. \quad (4)$$

将 (1) 式和 (4) 式代入 (2) 式化简得

$$\begin{aligned} T &= kl_2 d' + K_0 \theta - mgl_m \cos \theta \\ &= kl_2 (d \cos \theta - e \theta) + K_0 \theta - kl_2 d \cos \theta \\ &= K_0 \theta - kl_2 e \theta = (K_0 - kl_2 e) \theta, \end{aligned} \quad (5)$$

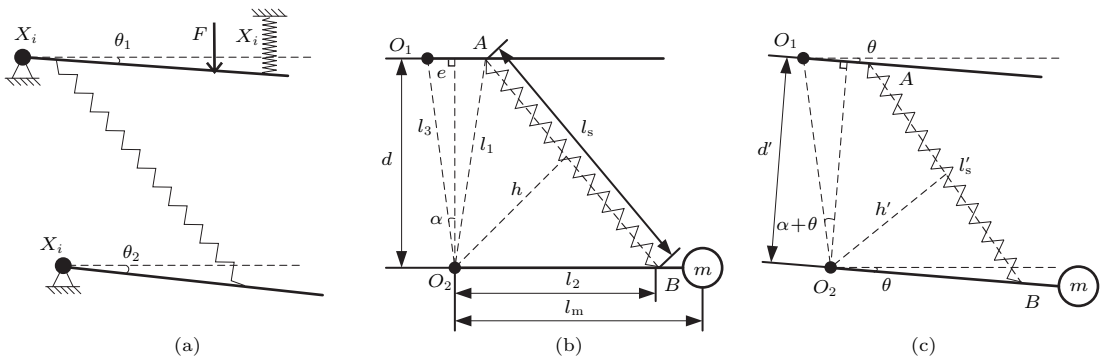


图 1 隔振系统的原理简图

Fig. 1. Schematic of the vibration isolator.

即下摆杆的等效刚度为

$$K = K_0 - kl_2e, \quad (6)$$

K_0 由系统本身决定不可消除, 弹簧刚度 k 一般不做调节, 可以通过调节 l_2 和 e 使 $K \approx 0$, 使得下摆杆具有较低的本征频率.

然而这只是理想的情况, 实际系统中, 理想的零长弹簧难以实现, 即 $l_0 \neq 0$. 考虑到这种情况, 系统刚度的计算如下.

平衡状态时:

$$\begin{aligned} mgl_m &= k(l_s - l_0)h = kl_s h - kl_0 h \\ &= kl_2 d - kl_0 h, \end{aligned} \quad (7)$$

当摆杆偏离平衡位置 θ 时, 下摆杆所受回复力矩为

$$\begin{aligned} T &= T_s + T_h - T_g \\ &= k(l'_s - l_0)h' + K_0\theta - mgl_m \cos \theta \\ &= kl'_s h' - kl_0 h' + K_0\theta - mgl_m \cos \theta \\ &= kl_2 d' - mgl_m \cos \theta - kl_0 h' + K_0\theta. \end{aligned} \quad (8)$$

将 (4) 式和 (7) 式代入 (8) 式化简得

$$\begin{aligned} T &= kl_2 d' - mgl_m \cos \theta - kl_0 h' + K_0\theta \\ &= kl_2 (d \cos \theta - e\theta) \\ &\quad - (kl_2 d - kl_0 h) \cos \theta - kl_0 h' + K_0\theta \\ &= -kl_2 e\theta + kl_0 (h \cos \theta - h') + K_0\theta. \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} h &= \frac{l_2 l_3 \cos \alpha}{l_s} \\ &= \frac{l_2 l_3 \cos \alpha}{\sqrt{l_3^2 + (l_2 - s)^2 + 2(l_2 - s)l_3 \sin \alpha}}, \quad (10) \\ h' &= \frac{l_2 l_3 \cos(\alpha + \theta)}{l'_s} \\ &= \frac{l_2 l_3 \cos(\alpha + \theta)}{\sqrt{l_3^2 + (l_2 - s)^2 + 2(l_2 - s)l_3 \sin(\alpha + \theta)}}. \end{aligned} \quad (11)$$

泰勒展开可得:

$$\begin{aligned} h \cos \theta - h' &= l_2 l_3 \left[\frac{l_3 \cos^2 \alpha (l_2 - s)}{l_s^3} + \frac{\sin \alpha}{l_s} \right] \theta + O[\theta]^2 \\ &= l_2 \left[\frac{d^2 (l_2 - s)}{l_s^3} + \frac{e}{l_s} \right] \theta + O[\theta]^2. \end{aligned} \quad (12)$$

将 (12) 式代入 (9) 式, 忽略二阶项可得:

$$\begin{aligned} T &= -kl_2 e\theta + kl_0 l_2 \left[\frac{d^2 (l_2 - s)}{l_s^3} + \frac{e}{l_s} \right] \theta + K_0\theta \\ &= -kl_2 e\theta + \frac{l_0}{l_s} kl_2 e\theta + kl_0 l_2 \frac{d^2 (l_2 - s)}{l_s^3} \theta \end{aligned}$$

$$+ K_0\theta. \quad (13)$$

此时下摆杆的等效刚度为

$$K = K_0 - kl_2 e + \frac{l_0}{l_s} kl_2 e + kl_0 l_2 \frac{d^2 (l_2 - s)}{l_s^3}. \quad (14)$$

与理想模型相比, 由于主弹簧非零长引入了额外刚度, 该额外刚度与主弹簧原长 l_0 成正比, 仍可通过调节 l_2 和 e 使 $K \approx 0$.

3 系统组成

3.1 系统设计

图 2 为该隔振系统的结构简图与实物图. 上下摆杆分别通过铰链与左底座连接, 上摆杆通过固定在右底座上的支撑弹簧维持平衡, 下摆杆通过固定在上摆杆上的主弹簧 (零长弹簧) 维持平衡. 光电探测部分用于检测上下两摆杆的相对角度, 并转换为电压信号作为闭环控制的误差信号, 音圈电机驱动上摆杆跟随下摆杆, 保证二者夹角恒定. 主弹簧下悬挂点固定在滑块上, 滑块可在下摆杆左右移动, 用于调整 l_2 . 下摆杆的配重用于调整下摆杆重心位置. 上摆杆的微动台用于微调下摆杆, 使之处于水平位置. 密封腔用于防止气流等环境因素对系统的干扰.

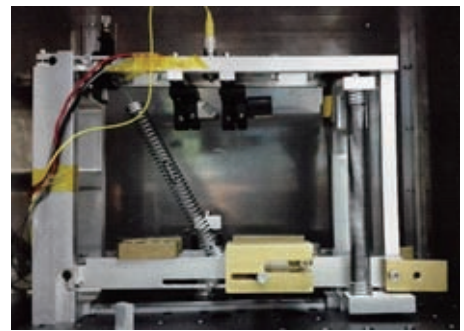
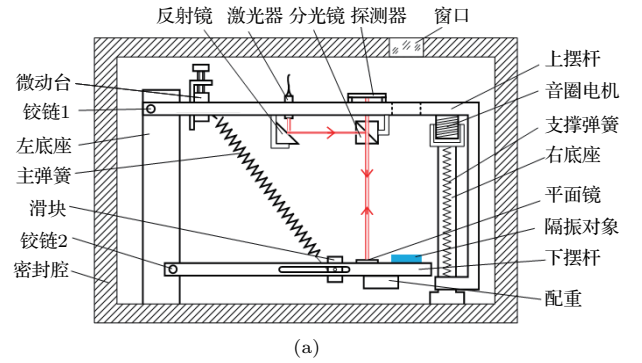


图 2 隔振系统的结构简图

Fig. 2. Structure of the vibration isolator.

3.2 主弹簧

由胡克定律可知, 弹簧(本文讨论的都是拉簧)弹力的表达式为 $F = k(l - l_0)$, 其中 k 为弹簧刚度系数, l 为弹簧的总长度, l_0 为弹簧的等效初始长度, 也就是弹力为零时对应的长度^[19]. 如图 3 所示的弹簧的弹力-长度曲线, 该曲线与横坐标的交点对应的长度值即弹簧的等效初始长度. 对于普通弹簧而言, 等效初始长度为弹簧原始长度. 如果采用一些特殊的方式在制作弹簧时预加应力, 那么只有在弹簧受力大于预加应力时弹簧总长度才会发生改变, 此时它的等效初始长度小于弹簧原始长度. 选择恰当的预应力可得到零长弹簧, 但是预应力的大小往往很难控制, 通常选择增加足够的预应力使其成为负长弹簧, 测量等效初始长度, 再调整连接弹簧两端的钢丝长度, 使其成为零长弹簧.

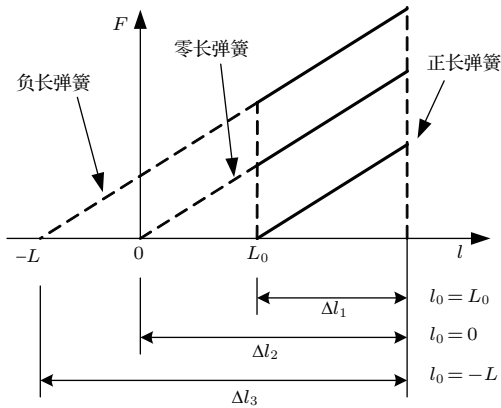


图 3 弹簧的弹力-总长度曲线^[19]

Fig. 3. Diagram of force-displacement of springs^[19].

测量弹簧初始长度的方法是依次悬挂两个不同质量的重物 m_1, m_2 , 分别测量两种情况下的弹簧总长度 L_1, L_2 , 则弹簧的等效初始长度为

$$l_0 = \frac{m_1 L_2 - m_2 L_1}{m_1 - m_2}. \quad (15)$$

3.3 角度探测

该隔振系统通过闭环控制使上摆杆跟踪下摆杆, 因此需要检测两个摆杆之间的夹角. 该系统通过光路将夹角转换成位移, 进而通过二象限光电探测器检测. 如图 4 所示, 激光器、平面镜 1、分光镜、光电探测器与上摆杆固连, 平面镜 2 与下摆杆固连, 激光器发出的光束依次经过平面镜 1、分光镜、平面镜 2 反射到光电探测器. 初始位置时, 光束射在

光电探测器的中央; 当两个摆杆之间的角度为 θ 时, 光斑的位置偏离, 距离中心 s . 易得

$$s = (d + l_4 \sin \theta) \tan(2\theta). \quad (16)$$

当 θ 为一个较小角度时, $\sin \theta, \tan \theta$ 均可以近似等于 θ , 忽略二次项可得

$$s = (d + l_4 \theta) \cdot 2\theta = 2d\theta + 2l_4 \theta^2 \approx 2d\theta. \quad (17)$$

二象限探测器选用滨松的硅光电二极管 S3096-02, 对应 633 nm 激光的灵敏度为 0.4 A/W, 采样电阻 100 k Ω , 将两个象限的光强分别转化为电压信号, 两路电压信号一方面经过仪用放大器得到差分信号; 另一方面求和得到总光强信号. 将差分信号除以总光强信号, 可以消除光强波动对检测的影响. 通过微动台标定, 该方案位移探测灵敏度约 300 mV/ μ m, 噪声峰峰值为 3 mV, 因此位移探测分辨率约 10 nm. 该系统 $d = 140$ mm, θ 的分辨率约为 36 mrad.

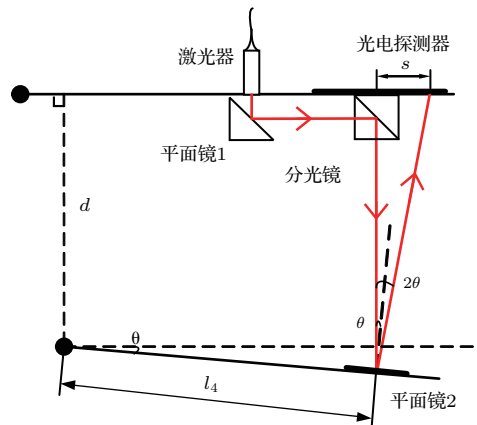


图 4 角度检测示意图

Fig. 4. Schematic of the angle detection.

3.4 控制电路

系统的控制方块图如图 5, 其中 G_1, G_2, G_3 由系统结构决定, H 为反馈环节, 其传递函数由控制方法决定. 控制电路的输入信号为表示两摆杆夹角的电压信号, 输出信号为音圈电机的控制信号. 反馈环节的幅值伯德图如图 6 所示, 可看作由两部分组成, 一是滞后超前校正, 二是带通滤波器. 滞后超前校正主要用于改善系统的快速性和稳定性. 带通滤波器的作用有两个, 一是由于装配误差、弹簧蠕变和热胀冷缩等原因, 实际中难以保证系统平衡位置时两摆杆的夹角为零, 而由此造成的直流分量若进入控制部分会造成系统的不稳定, 因此需要过

滤输入信号的直流分量. 二是为了滤除对音圈电机的控制信号的噪声.

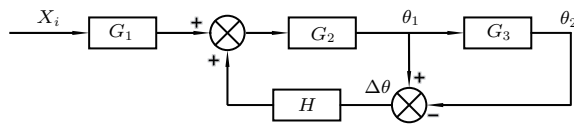


图5 控制系统方块图

Fig. 5. The block diagram of the system.

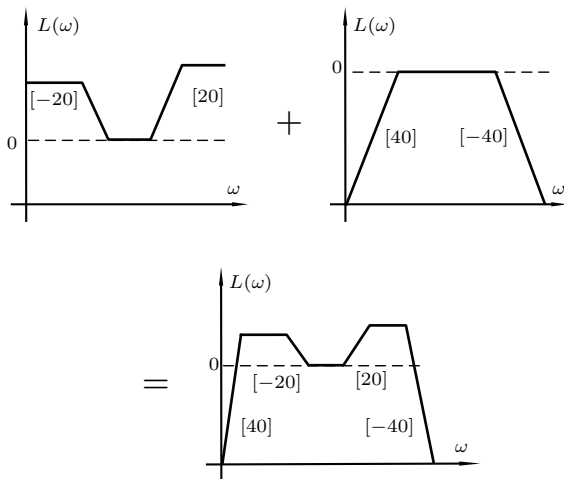


图6 反馈环节伯德图

Fig. 6. The bode diagrams for the feedback system.

4 结果与分析

4.1 系统调试与结果

根据前面的分析可知, 系统调试分为两部分, 具体过程如下, 首先粗略调整弹簧下悬挂点位置, 即改变 l_2 , 使系统具有正刚度以保证系统稳定, 接着调节控制参数使系统闭环. 由于此时正刚度较大, 系统的本征频率较高. 然后结合理论计算结果调整 l_2 , 使系统达到本征频率的极小值点, 此时系统的关键尺寸如表1所列. 最后, 再次调整控制参数使系统稳定. 经调试, 本征频率可达0.01 Hz左右. 如图7所示, 该曲线为音圈电机的驱动信号, 可以反映系统的闭环本征振荡周期.

表1 系统关键尺寸

Table 1. The key dimension of the system.

名称	l_1	l_2	l_s	d	e
长度/mm	143.4	114.6	163.1	140.0	10.0

在调节控制电路参数环节时, 发现闭环后控制信号始终包含一个约20 Hz的噪声. 经过分析, 初

步怀疑是闭环控制激发了主弹簧其他模态的振动. 为了验证这一点, 我们将控制电路的增益增大, 噪声的幅值也随之变大, 同时发现主弹簧出现肉眼可见的抖动. 为了解决这个问题, 我们在弹簧内部放入橡胶圈, 橡胶圈处于被压缩的状态, 对弹簧产生一定阻尼的效果. 经过改进, 该噪声大幅衰减.

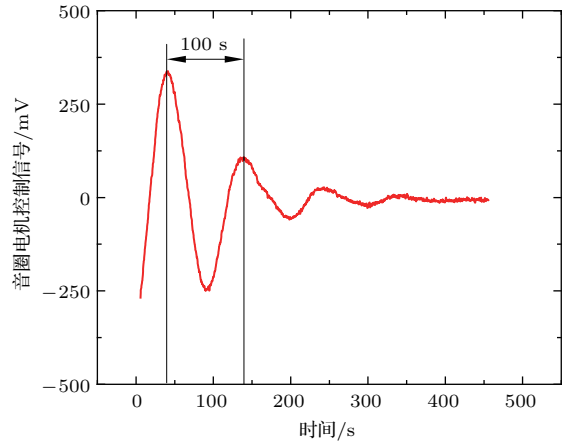


图7 系统闭环本征振荡周期

Fig. 7. Natural oscillations period of the system.

4.2 限制系统本征频率的因素

理论上该系统可以达到极低的本征频率, 然而实际中很多因素导致性能达到瓶颈. 首先, 理论上两根摆杆应时刻保持平行; 然而实际中, 由于绝对的平行难以实现, 因此事实上两根摆杆只能保持一个恒定夹角运动. 其次, 理论上角度探测部分的光路如图4所示, 平衡位置时激光垂直入射下摆杆的平面镜并反射, 实际中也难以保证, 因此角度探测在平衡位置两侧并不对称. 再者是音圈电机引入的噪声, 由于控制信号中夹杂的噪声会通过音圈电机传递给摆杆, 因此隔振性能受控制电路噪声的限制.

5 结论与展望

本系统基于两级摆杆结构与零长弹簧的力学特性, 提出一种新型的超低频垂直隔振系统, 通过精密的机械设计、电路设计及细致的调节, 构造了一个本征频率低至0.01 Hz的系统, 基本达到了超低频垂直隔振系统的性能要求. 此外, 例如现有的商用超低频垂直隔振系统Super Spring为直径200 mm、高420 mm的圆柱形状, 系统结构比较复杂、调试困难、零件数目繁多, 易受到水平方向振动干扰. 而本文介绍的系统尺寸

为 250 mm × 100 mm × 220 mm, 体积只有 Super Spring 的一半; 摆杆结构本身即限制了旋转以外的自由度, 因此系统结构简单, 易于装配和调试; 相对于弹簧振子结构, 摆杆对于水平方向振动干扰具有更好的抵抗能力. 因此, 该系统有望应用于精密物理实验及研究诸如绝对重力测量, 引力波探测等领域, 并提高其集成性和稳定性.

针对文中提到限制系统本征频率的原因, 仍需更细致的分析和计算以明确其对系统性能影响的程度. 此外, 对该系统进行实际测试, 以得到真实的隔振效果, 更有助于发现潜在问题.

参考文献

- [1] Nelson P G 1991 *Rev. Sci. Instrum.* **62** 2069
- [2] Newell D B, Richman S J, Nelson P G, Stebbins R T, Bender P L, Faller J E 1997 *Rev. Sci. Instrum.* **68** 3211
- [3] Usher M J, Burch R F, Guralp C 1979 *Phys. Earth Planet Inter.* **18** 38
- [4] Willmore P L 1979 *Phys. Earth Planet Inter.* **18** 35
- [5] Saulson P R 1984 *Rev. Sci. Instrum.* **55** 1315
- [6] Robertson N A, Drever R W P, Kerr I, Hough J 1982 *J. Phys. E* **15** 1101
- [7] Hu H, Wu K, Shen L, Li G, Wang L J 2012 *Acta Phys. Sin.* **61** 099101 (in Chinese) [胡华, 伍康, 申磊, 李刚, 王力军 2012 物理学报 **61** 099101]
- [8] Ren L C, Zhou L, Li R B, Liu M, Wang J, Zhan M S 2009 *Acta Phys. Sin.* **58** 8230 (in Chinese) [任利春, 周林, 李润兵, 刘敏, 王谨, 詹明生 2009 物理学报 **58** 8230]
- [9] Zheng S L, Chen J, Lin Q 2005 *Acta Phys. Sin.* **54** 3535 (in Chinese) [郑森林, 陈君, 林强 2005 物理学报 **54** 3535]
- [10] Sorrells G G, Douze E J 1974 *J. Geophys. Res.* **79** 4908
- [11] Haubrich R A, McCamy K 1969 *Rev. Geophys.* **7** 539
- [12] Agnew D C 1986 *Rev. Geophys.* **24** 579
- [13] Cessaro R K 1994 *Bull. Seismol. Soc. Am.* **84** 142
- [14] Hensley J M, Peters A, Chu S 1999 *Rev. Sci. Instrum.* **70** 2735
- [15] Winterflood J, Blair D, Slagmolen B 2002 *Phys. Lett. A* **300** 122
- [16] Zhao P F, Huang Y Y, Tang M X 2002 *Chin. Phys. Lett.* **19** 172
- [17] Rinker R, Faller J 1981 *Proceedings of Precision Measurement and Fundamental Constants* Gaithersburg, the USA, June 8–12, 1981 p411
- [18] Li G, Hu H, Wu K, Wang G, Wang L J 2014 *Rev. Sci. Instrum.* **85** 104502
- [19] Li G, Hu H, Wu K, Wang G, Wang L J 2015 *J. Vib. Shock* **34** 33 (in Chinese) [李刚, 胡华, 伍康, 王观, 王力军 2015 振动与冲击 **34** 33]

Ultra-low-frequency vertical vibration isolator based on a two-stage beam structure*

Wang Guan Hu Hua Wu Kang[†] Li Gang Wang Li-Jun

(Department of Precision Instrument, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

(State Key Laboratory of Precision Measurement Technology and Instruments, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

(Received 24 May 2016; revised manuscript received 13 June 2016)

Abstract

High-performance vertical vibration isolators are required in precision instruments and physical experiments to reduce the seismic noise, which limits the instrument performance and measurement results. For example, inertial references are needed in interferometric gravitational wave detectors and absolute gravimeters, in order to separate the useful signal from noise. Microseisms typically occur at around 0.07 Hz. The secondary microseisms occur at about 0.14 Hz. Buildings usually wobble at frequencies between 0.1 and 1 Hz. To reduce all these vibrations would require a spring-mass system with a resonance frequency lower than 0.05 Hz. The most commonly applied techniques use a passive vertical isolation system, which is easy to set up and cheap to build. However, to achieve low cut-off frequency, such as 0.05 Hz, there requires longer than 100 m static deflection for a simple passive isolator, which is impractical in most applications. An ultra-low-frequency active vertical vibration isolator, based on a two-stage beam structure, is proposed and demonstrated in this paper. Two beams are connected to a frame with flexural pivots. The upper beam is suspended from the frame with a normal hex spring. The lower beam is suspended from the upper one by a zero-length spring. The flexural pivots of the upper beam are not vertically placed above the pivots of the lower beam. With this special design, the attachment points of the zero-length spring to the beams can be moved to change the effective stiffness. A laser reflectometry is used to detect the angle between the two beams. A laser collimator, a mirror, a beam splitter and an optical detector are fixed to the upper beam, and another mirror is fixed to the lower beam. A laser beam from the collimator is directed to the detector via the mirrors and the beam splitter. The output of the detector is proportional to the angle between the two beams. The minimum detectable angle is 36 nrad. The angle signal is sent to a circuit to generate a control signal, which drives a voice coil mounted between the lower beam and the frame to maintain the angle between the two beams to a fixed value. The isolation system can achieve a natural period of 100 s by carefully adjusting the attachment points of the zero-length spring and the feedback parameters. This type of isolator has a simpler and more robust structure than the famous active vibration isolator-the super spring. The system is promising in applications such as precision instruments and experiments, especially in absolute gravimeters.

Keywords: vertical vibration isolator, ultra-low frequency oscillator, two-stage beams, active control

PACS: 07.10.Fq, 07.10.-h, 91.10.Pp

DOI: 10.7498/aps.65.200702

* Project supported by the Scientific Research Plan of Tsinghua University, China (Grant No. 2013THZ05).

† Corresponding author. E-mail: kangwu@mail.tsinghua.edu.cn