文章编号:1001-3997(2009)02-0022-03

恒星光干涉仪中光学延迟线的结构设计*

左韩露12 陈 忆1

(1中国科学院 国家天文台南京天文光学技术研究所 南京 210042)(2中国科学院 研究生院 北京 100049)

The improvements of the optical delay lines in stellar interferometry

ZUO Han-lu¹² CHEN Yi¹

(¹National Astronomical Observatories/Nanjing Institute of Astronomical Optics & Technology , Chinese Academy of Sciences , Nanjing 210042 , China)

(²Graduate School of Chinese Academy of Sciences Beijing 100049 China)

【摘 要】下一代长基线恒星光干涉仪要求光学延迟线在快速移动时 保持光程差在纳米级。在恒星 移动 大气扰动和机械振动的情况下 恒星光干涉仪的光学延迟线要求实时补偿从观测星到光束合成器 的光程差。为此提出光学延迟线的一些改进方案。

关键词 光学延迟线 磁悬浮轴承 音圈电机

[Abstract] After being collected by the telescopes the light must be directed to a central facility for beam combination. While it may seem trivial to set up a series of mirrors for this purpose there are many subtle issues that must be addressed. Because of the Earth's rotation the apparent position of an astronomical object is constantly changing. In order to track this sidereal motion μ movable delay line is needed to compensate for changing geometrical delay between wavefronts reaching any two telescopes.

Key words Optical delay line Magnetic bearings Noice coil actuator

中图分类号 :TH12 文献标识码 :A

1光学延迟线的经典结构分析

目前研制出的恒星光干涉仪很多 其中的光学延迟线也是多 种多样的,但大多数都是由最经典的 MarkIII 的光学延迟线演变 过来的(图略)。它是由一个焦比为 f/3,口径为 20cm 的抛物面镜 (主镜)和一个位于其焦平面上的 Φ0.9cm 的小平面反射镜 (副 镜)以及三级伺服系统组成。小平面反射镜与 PZT 驱动杆粘在一 起 PZT 驱动杆使得小平面反射镜可在 5µm 的范围内快速调节, 作光程差的微补偿。整个猫眼系统由无机械间隙和摩擦的柔性铰 链连结。因此 猫眼系统可在小车里有一个小范围的移动 ,由音圈 电机驱动 ,调节范围为 2mm。它起到了快速延迟线中的慢动和细 微补偿作用。整个小车固定在直线运动导轨系统上,由一个微步 进马达 通过传送带来牵引小车 既作为长延迟线中大范围几何 光程差的补偿,在观测过程中,它又以低速运动来补偿由于地球 自转引起的光程差变化 微步进马达的步长 9µm。因此 PZT 驱动 小平面镜、音圈电机驱动猫眼系统、微步进马达驱动小车形成了 微、细、粗三级补偿 相邻两级之间有一定的分辨率和移动范围的 重叠区 使得这三级伺服能较平稳地变换

2光学延迟线的导轨系统的结构设计

以往的光学延迟线系统基本上都是采用球轴承。虽然球轴承 运动灵活 却会引起高频振动,且它们对外界的影响较为敏感,优 点是造价不高,空气或液压轴承需要考虑一个比较复杂的真空装 置或液压装置,它们同样对外界的影响也不可忽视,而磁悬浮轴 承具有无摩擦,不需要润滑,运动灵活,以及它本身固有的清洁度。使它更有利于光学延迟线的稳定性。磁悬浮轴承是由转子、传感器、控制器和执行器四大部分组成,如图1所示。



其中执行器包括电磁铁和功率放大器两部分。设电磁铁绕组 上电流为 *I*₀, 它对转子产生的吸力 *F* 和转子的重力 *G* 相平衡 转 子处于悬浮的平衡位置。这里所谓的平衡位置是指作用在转子上 的所有力之和等于零时所对应的位置.这个位置也称为参考位 置。在当前情况下,仅有两个力,即重力 *G* 和与之相反的磁力,假 设在参考位置上。转子受到一个向下的扰动,就会偏离其参考位 置向下运动,此时传感器检测出转子偏离其参考位置的位移。控 制器将这一位移信号变换成控制信号,功率放大器又将该控制信 号变换成控制电流 *I*₀+*i*,其相对于参考位置,此时的控制电流由 *I*₀ 增加到 *I*₀+*i* 因此电磁铁的磁力变大了。从而驱动转子返回到原 来的平衡位置。因此,无论转子受到向上或向下的扰动,转子始终

*来稿日期 2008-04-15 *基金项目 国家自然科学基金(10603010) ,青年科学基金项目

第2期

能处于稳定的平衡状态。

2.1 磁悬浮倒 F 型导轨的定位工作台

磁悬浮系统可分为斥力型和吸力型两类。斥力型磁悬浮系统 虽结构简单,但控制精度低,难以满足高精度加工需要。相比之 下 吸力型反馈控制磁悬浮系统虽结构复杂,但其运动、定位精度 易于控制,所以我们采用稳定悬浮与直线驱动合二为一的常导磁 吸型平台结构。其结构,如图2所示。将导轨固定,平台依靠与其 装配成一体的U形电磁铁励磁线圈与倒F形导轨耦合作用而悬 浮,即当线圈通电后在U型电磁铁中产生磁场,该磁场感应导轨 使之对平台产生一向上的磁吸力,当吸力与平台重力平衡时,平 台便悬浮于空中。



图 2 F 型磁悬浮工作台结构

此时,由安装于平台下面的次级和导轨中间的初级组成的电机驱动平台沿导轨方向移动,这就是该平台进给机构的原理。考虑到平台运动过程中由于结构不对称导致磁力分布不均,产生左右偏摆运动,造成运动误差和导向误差,将严重影响平台的定位精度,在导轨侧面对称放置2块电磁铁,在机构快速步进时提供机构所需要大小恒定的导向磁力,以保障步进时的运动直线性,同时,磁吸力始终集中在U型磁极与倒F形导轨相对的位置,一旦出现左右偏摆现象,平台也会自动对中,但导向精度不高,如果改变水平微动电磁铁通电电流,则可改变各自间隙大小,提高导向精度。

2.2 磁悬浮 V 型导轨形式的定位工作台

两边导轨的上平面在同一个平面内,导轨下面是斜平面,对称分布成 V 型。两边的 U 型悬浮线圈分别与导轨斜平面平行,并 与微定位平台联接成一体。直线电机的安装和控制与悬浮轴承形 式的定位工作台一致。未工作时,微定位平台由起落滑撬支撑在 导轨上平面。工作时,线圈产生磁吸力将整个平台升起,保持滑撬与 导轨平面之间约 1mm 的间隙,平台与导轨之间没有任何接触,在直 线电机的驱动下,平台做微定位运动。结构模型,如图 3(a)所示。



因两边的 U 型悬浮线圈与对应的 V 型结构导轨斜面平行, 所以,线圈除产生垂直悬浮力外,还可产生水平导向力。磁力分 析,如图 3(b)所示。垂直于导轨斜面的磁场力可以分解为竖直(Z 向)和水平两个方向的分量,竖直方向分量的合力就是所需的磁 悬浮力,水平方向的两个分量在理想状况下应大小相等、方向相 反。当水平分量大小不等时,平台定位移动时会发生左右偏摆现象。 此时线圈与导轨斜面之间的间隙发生变化,磁力小的一边间隙变大, 磁力大的一边间隙变小。同时,传感器的电流或电压值也相应改变。控 制系统于是及时修正线圈的电流或电压,以使水平方向磁力大小相 等,平台重新回归到原来的平衡位置,与左右两侧导轨斜面保持相等 的间隙。由此保证了平台定位时在水平 Y 方向的偏摆误差精度。

3二级调节平台的结构设计

在改进方案中,光学延迟线的第二级调节拟采用音圈电机驱动,音圈电机是具有直接驱动的特性,不需要借助传动元件就能够提供直线推力、高加速度,去推动光学猫眼系统,不但有效避免 摩擦、滞滑等现象更能够达到大行程、高精度的直线往返运动。但 由于音圈电机的驱动力较小,势必造成系统的自然共振频率过低,严重影响光学延迟线系统的稳定性。若在系统加入倒杠杆机构则可将输出单元的力依倍率增大。一旦推动平台的力获得加强,系统的自然共振频率就很容易被提高,使其不容易受到环境的干扰产生振幅过大的振动。

3.1 双复合平板弹簧机构

平板式柔顺机构也可称为双层平板弹簧,是由于平板受外力 而造成弹性变形,从而使得基座与移动台之间产生相对运动的机 构,在方案中为了达到一定的运动行程,采用了双复合平板弹簧 机构(图略)。根据材料力学的基本原理,可以推算出双复合平板 弹簧的刚度 K_d 与最大变形量 δ_{ms} 为:

$$K_d = \frac{Ebd^3}{2L^3} \tag{1}$$

$$\delta_{\max} = \frac{\sigma_{\max} \cdot L^2}{3Ed} \tag{2}$$

式中 *a*_{max}—材料所能承受之最大应力 *E*—材料的弹性模量 *L*、 *d*、*b*—平板弹簧的长、宽、厚。

3.2 柔性铰链

切削式柔顺机构也可称为柔性铰链 如图 4 所示。经过几何 体上的特别设计 使其纵向(图中 Y 轴方向)刚性远弱于轴向(图 中 Z 轴方向)刚性 因此在切削式接脚处产生转角弹性变形 ,也就 是当柔性铰链受到外力时 ,机构会以接脚为中心 绕着 Z 轴作旋 转 造成基座与移动台之间产生相对运动。



根据 Paros 和 Weisbord 方程式,可得知柔性铰链的绕 Z 轴的 转动刚度 Kn 与最大旋转角度 θ_{max} 为:

$$K_d = \frac{2Ebt^{52}}{9\pi R^{1/2}}$$
(3)

$$\theta_{\max} = \frac{5\pi K^{-1}}{4\pi t^{1/2}} \sigma_{\max} \tag{4}$$

式中 σ_{ms} —材料所能承受的最大应力 b—柔性铰链的厚度 E— 材料的弹性模量 *R*—柔性铰链上半圆的半径 *1*—柔性铰链 处的厚度。

3.3 二级调节平台的设计

现采用的设计 如图 5 所示。利用倒杠杆放大器可将输入单 元的力依倍率放大后 再由输出单元输出 弥补了音圈电机推力 不足的缺点。在倒杠杆的支点(与小车平台相接处)与输出单元 (负载台)相接处都设计成柔性铰链(C1、C2),在负载台(光学猫眼 系统)四侧,设计了两组并联的双复合平板弹簧 $(A_1, A_2 \subseteq B_1, B_2)$, 使负载台在较小的设计空间下具有一定的行程,并以对称结构提 高负载台移动的直线度。为了方便推导柔性运动平台的静态方程 与动态方程 将柔顺运动平台图简化成原理简图 如图 6 所示。假 设光学猫眼系统的质量为 M 杠杆的质量为 m 双复合平板弹簧 的刚度为 K_a 柔性铰链的转动刚度为 K_a 支点到推力输出端的距 离为 L₁,支点到推力输入端的距离为 L₂。当音圈电机在倒杠杆的 推力输入端施力 F 时,会造成光学猫眼系统移动距离 X,此时杠 杆会以支点为中心旋转,其旋转角度的变化量为α,由于变化角 度不大 α 可以近似为 X/L_1 另外 为了降低计算上的复杂度 以矩 形近似计算倒杠杆的质量 m 和惯性矩 I 并忽略平板弹簧的质量不









图 6 二级调节平台运动简图

3.5 平台参数的推导

首先由虚功原理推导柔顺运动平台的静态方程式 找出输入 推力与光学猫眼系统运动位移的关系。计算活性力所作的功以 δU 及弹性势能改变量 δV :

$$\delta U = F(\frac{L_2}{L_1}X) \tag{5}$$

$$\delta V_e = \frac{1}{2} \left[4K_d X^2 + 2K_n \alpha^2 \right] = 2K_d X^2 + K_n \frac{X^2}{L_e^2}$$
(6)

式中 K₄—双复合平板弹簧的刚度 K₄—柔性铰链的转动刚度。

将上式微分可得:

$$\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}X} = F \frac{L_2}{L_1} \tag{7}$$

$$\frac{\mathrm{d}V_e}{\mathrm{d}X} = 4K_d X + 2K_n \frac{X}{L_1^2} \tag{8}$$

令 $\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}X} = \frac{\mathrm{d}V_e}{\mathrm{d}X}$,可得到输入推力与光学猫眼系统运动位移的 关系式:

$$F = \left[\frac{4K_{d}L_{1}}{L_{2}} + \frac{2K_{n}}{L_{1}L_{2}}\right]X$$
(9)

计算系统的动能 T 和势能 U:

$$T = \frac{1}{2}MX^2 + \frac{1}{2}I\alpha^2$$
(10)

$$U = \frac{1}{2} \cdot 4K_d X^2 + \frac{1}{2} \cdot K_n \alpha^2$$
(11)

接着利用 Euler—Lagrange 方程式:

$$L = T - U \, \operatorname{fl} \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \left(\frac{\partial L}{\partial X} \right) - \frac{\partial L}{\partial X} = 0 \tag{12}$$

推导柔性运动平台的动态方程式,找出动态系统的质量、刚 度与第一自然共振频率的关系。将二式代人 Euler—Lagrange 方 程式计算 可得・

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial X}\right) - \frac{\partial L}{\partial X} = \left[M + \frac{m(L_2^2 + C^2)}{3L_1^2}\right] X + \left[4K_d + \frac{2K_a}{L_1^2}\right] X = 0 \quad (13)$$

因此可求出动态系统的质量、刚度和第一自然颛率为:
$$M_s=M+\frac{m(L_2^2+C^2)}{3L_1^2}$$
 (14)

$$K_{s} = \left[4K_{d} + \frac{2K_{n}}{L_{1}^{2}} \right]$$
(15)

$$f_s = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_s}{M_s}} \tag{16}$$

根据上述公式 结合课题光学延迟线的实际情况 选用适当 参数及材料,可计算出光学延迟线二级调节平台的第一自然共振 频率(表略)。

4 结束语

A

由于磁悬浮轴承具有无摩擦磨损、无需润滑和密封、高速度、 高精度、寿命长等一系列优良品质,所以把磁悬浮导轨应用于光 学延迟线系统,可以收到很好的效果,缺点是经济投入偏高。另外 通过对光学延迟线的二级调节平台作了简单的架构 提高平台刚 性与第一自然共振频率 更好地保证了光学延迟线的平稳性。

参考文献

- 1 Peter R. Lawson Brian J. Thompson. Long Baseline Stellar Interferometry [M] SPIE-The International Society for Optical Engineering 1997 262~267
- 2 T. van den Dool F. Kamphues B. Fouss. Advanced Optical Delay Line Demonstrator[J]. SPIE 2004 5495
- 3 M.M. Colavita B.E. Hines M. Shao. Prototype High Speed Optical Delay Line for Stellar Interferometry [J]SPIE ,1991
- 4 王正明 徐家岩. 天文光干涉测量[M]. 北京 科学出版社 ,1994:111~197