

大角速率动调陀螺仪的运动分析与误差研究

任建新¹, 张鹏², 任思聪¹

(1. 西北工业大学, 陕西 西安 710072; 2. 西安东风机电有限公司, 陕西 西安 710075)

摘要:研究的大角速率动调陀螺仪, 挠性支承在所有方向上均具有有限刚度。因此, 即使平衡环及转子不存在安装误差和其质点相对原点的位移, 但是由于挠性轴在所有方向上均存在有限刚度, 仍会引起陀螺仪轴向不平衡漂移及支承不等刚度漂移。利用广义坐标的理论, 对动力调谐速率陀螺仪进行了运动分析: 分析了挠性支承特性对动力调谐速率陀螺仪精度的影响; 对大角速率动调陀螺仪挠性支承的刚度及柔性矩阵进行了具体计算, 并在此基础上对陀螺仪轴向不平衡漂移及支承不等刚度漂移进行了仿真分析。

关键词:大角速率动调陀螺仪; 广义坐标; 不平衡漂移; 不等刚度漂移

中图分类号: V241 **文献标识码:** A **文章编号:** 1002-1841(2002)12-0049-03

Motion and Error Analysis of DTG with Larger Angular Velocity

Ren Jianxin¹, Zhang Peng², Ren Sicong¹

(1. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Xi'an DongFeng Machinery - Electronic Ltd., Xi'an 710075, China)

Abstract: As far as the DTG with large angular velocity we researched, the flexibility supporting has limited rigidity in every axial orientation. Even though the gimbals and the rotor haven't the fixing error and displacement the particle relative to origin, the limited rigidity in every axial orientation brings the imbalance drift and the supporting varying rigidity drift. This paper studied the generalized coordinate of DTG with error in technics. Using the generalized coordinate, the DTG motion analysis is done. The effect of flexibility supporting to the DTG precision is studied, and the drift equation of DTG is give, the flexibility matrix and flexibility matrix of DTG with large angular velocity are specifically calculated. The simulation analysis for the imbalance drift and the varying rigidity drift is done.

Key Words: DTG with Large Angular Velocity; Generalized Coordinate; Imbalance Drift; Varying Rigidity Drift

1 引言

动力调谐角速率陀螺仪是通过传感器、放大校正环节和力矩器而工作于闭环状态的。由于大角速率动调陀螺仪仅有一个力矩器^[1], 以自转角速率为基准, 根据传感器输出信号的合成矢量施矩, 从而用一个力矩器完成了传统交叉施矩中两个力矩器的作用。

2 动力调谐速率陀螺仪的工艺偏差和广义坐标

在分析力学中, 为了简化动力学问题的求解, 通常根据力学体系的自由度 s 来选取用以描述体系运动状态的坐标个数。所选定的 s 个独立参数 q_1, q_2, \dots, q_s , 称为广义坐标。

对于实际工作中的动调陀螺仪而言, 均具有工艺误差, 且挠性轴在所有方向上均具有有限刚度。具体表现为, 除了绕着挠性轴(即支承工作轴)方向可以有很小的偏角外, 在其余方向上挠性轴具有相当大的刚度。为了使研究简单, 假定陀螺基座进行加速度平移并很慢地做等角速率运动。

在动调陀螺仪的加工和装配过程中, 公差范围内的偏差是不可避免的。基于可能的工艺误差, 主要研究陀螺部件的线位移。为了描述工艺误差, 引入如下与相应部件固联的坐标系:

(1) $O_0X_0Y_0Z_0$ ——与仪表壳体(基座)固联, 电机驱动轴沿 O_0Z_0 轴方向;

(2) $O_1X_1Y_1Z_1, O_3X_3Y_3Z_3, O_5X_5Y_5Z_5$ ——分别与电机驱动轴、平衡环和转子固联, 即为驱动轴坐标系、平衡环坐标系和转子坐标系;

(3) $O_2X_2Y_2Z_2, O_4X_4Y_4Z_4$ ——与挠性轴无变形时的平衡环和转子固联的坐标系, 内、外挠性轴分别与 O_2X_2, O_4Y_4 重合。

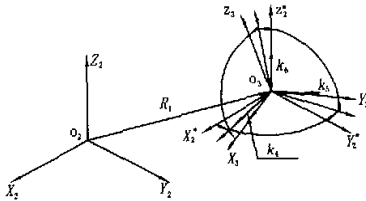
当无工艺缺陷且挠性轴无变形时, 坐标系 $O_3X_3Y_3Z_3, O_5X_5Y_5Z_5$ 分别与 $O_2X_2Y_2Z_2, O_4X_4Y_4Z_4$ 相重合。而当存在工艺缺陷时, 会造成动调陀螺坐标系轴线的相对位移。设 H_1, H_2 分别为陀螺仪平衡环和转子惯性主轴的安装误差, 其在坐标系

$O_1X_1Y_1Z_1, O_3X_3Y_3Z_3$ 中的投影为

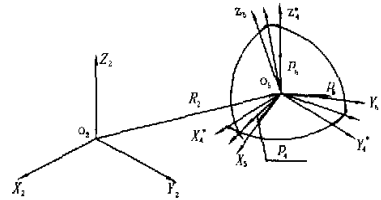
$$\mathbf{H}_1 = \begin{bmatrix} h_{x1} \\ h_{y1} \\ h_{z1} \end{bmatrix}; \mathbf{H}_2 = \begin{bmatrix} h_{x2} \\ h_{y2} \\ h_{z2} \end{bmatrix} \quad (1)$$

假设平衡环和转子的质心相对极点 O_3 和 O_5 存在位移 H_{cx1} 和 H_{cx2} , 它们在坐标系 $O_3X_3Y_3Z_3$ 及 $O_5X_5Y_5Z_5$ 中的投影为

$$\mathbf{H}_{cx1} = \begin{bmatrix} h_{cx1} \\ h_{cy1} \\ h_{cz1} \end{bmatrix}; \mathbf{H}_{cx2} = \begin{bmatrix} h_{cx2} \\ h_{cy2} \\ h_{cz2} \end{bmatrix} \quad (2)$$



(a) $O_2X_2Y_2Z_2$ 与 $O_3X_3Y_3Z_3$ 间的相对位移



(b) $O_4X_4Y_4Z_4$ 与 $O_5X_5Y_5Z_5$ 间的相对位移

图 1 挠性轴弹性变形引起的位移

由陀螺仪各轴弹性变形引起的位移为 R_1, R_2 , 它们在坐标系 $O_2X_2Y_2Z_2, O_4X_4Y_4Z_4$ 中的投影为

$$\mathbf{R}_1 = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix}; \mathbf{R}_2 = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

平衡环和转子绕内挠性轴 O_3X_3 和外挠性轴 $O_5Y_4^*$ 的扭转角为 $q_{k4} = \gamma_x$ 和 $q_{p5} = \varphi_y$; 而由于陀螺仪各轴有限的弯曲刚度形成的角位移分别为 $q_{k5} = \gamma_y, q_{k6} = \gamma_z$ 和 $q_{p4} = \varphi_x, q_{p6} = \varphi_z$, 那么, 由陀螺仪各轴弹性变形引起坐标系 $O_2X_2^*Y_2^*Z_2^*$ 与 $O_3X_3Y_3Z_3, O_5X_4^*Y_4^*Z_4^*$ 与 $O_5X_5Y_5Z_5$ 间的变换矩阵为 C_2^3 和 C_4^5 , 因为 $q_{(k,p)i}$ 均为小角, 那么在线性近似条件下, 平衡环相对驱动轴、转子相对平衡环的转角可用角矢量 γ, φ 表示, 它们在坐标系 $O_2X_2Y_2Z_2, O_4X_4Y_4Z_4$ 的投影分别为

$$\gamma = \begin{bmatrix} \gamma_x \\ \gamma_y \\ \gamma_z \end{bmatrix}; \varphi = \begin{bmatrix} \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_z \end{bmatrix} \quad (5)$$

3 动调陀螺仪的运动方程

根据上面分析的转子坐标系与驱动轴坐标系之间的关系, 在忽略二阶小量的条件下, 可以得到陀螺仪的输出偏角 α, β 为

$$\begin{aligned} \alpha &= (\gamma_x + \varphi_x)\cos\theta_0 - (\varphi_y + \gamma_y)\sin\theta_0 \\ \beta &= (\varphi_y + \gamma_y)\cos\theta_0 + (\gamma_x + \varphi_x)\sin\theta_0 \end{aligned} \quad (6)$$

设驱动电机的回转角速率为 θ_0^{\otimes} , 且 θ_0^{\otimes} 为常值, 则坐标系 $O_0X_0Y_0Z_0$ 与 $O_1X_1Y_1Z_1$ 的关系可用方向余弦矩阵 C_0^1 表示

$$C_0^1 = \begin{bmatrix} \cos\theta_0 & \sin\theta_0 & 0 \\ -\sin\theta_0 & \cos\theta_0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

用 $q_{(k,p)i}$ ($i = 1 \sim 6; k$ 代表平衡环; p 代表转子) 表示由挠性轴弹性变形引起的陀螺广义坐标, 其造成坐标系 $O_{(3,5)}X_{(3,5)}Y_{(3,5)}Z_{(3,5)}$ 与 $O_{(2,4)}X_{(2,4)}Y_{(2,4)}Z_{(2,4)}$ 的相对位移如图 1 所示。

根据分析的需要, 引入下列符号:

m_i ($i = 1, 2$) 为平衡环 ($i = 1$) 和转子 ($i = 2$) 的质量; a, b 分别为平衡环的极转动惯量、赤道转动惯量; A, B 分别为转子的极转动惯量、赤道转动惯量; I_k, I_p 分别为坐标系 $O_3X_3Y_3Z_3, O_5X_5Y_5Z_5$ 中平衡环、转子的惯性张量; ω, a 分别为基座的角速度和线加速度矢量, 它们在壳体坐标系 $O_0X_0Y_0Z_0$ 中的投影为

$$\omega_0 = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}; a_0 = \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} \quad (7)$$

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ 分别为驱动轴、平衡环相对驱动轴、转子相对平衡环的角速度矢量, 它们在驱动轴坐标系 $O_1X_1Y_1Z_1$ 、平衡环坐标系 $O_3X_3Y_3Z_3$ 和转子坐标系 $O_5X_5Y_5Z_5$ 中的投影分别为

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \theta_0^{\otimes} \end{bmatrix} + C_0^1\omega_0 = \begin{bmatrix} \omega_x\cos\theta_0 + \omega_y\sin\theta_0 \\ -\omega_x\sin\theta_0 + \omega_y\cos\theta_0 \\ \theta_0^{\otimes} + \omega_z \end{bmatrix}; \\ \omega_2 &= \begin{bmatrix} \gamma_x^{\otimes} \\ \gamma_y^{\otimes} \\ \gamma_z^{\otimes} \end{bmatrix}; \quad \omega_3 = \begin{bmatrix} \varphi_x^{\otimes} \\ \varphi_y^{\otimes} \\ \varphi_z^{\otimes} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

分析在基座以均匀角速度、常值线加速度及沿驱动轴方向, 自转频率抖动条件下动力调谐速率陀螺仪有关的情况。

设 $\Delta_k = [\delta_{kuv}], \Delta_p = [\delta_{puv}]$ 为沿平衡环和转子惯

性主轴的柔性矩阵,且柔性矩阵为由平衡环和转子惯性主轴各刚度组成的刚度矩阵的逆阵。

由有关分析,可以用矩阵形式列出动调陀螺仪的运动方程。假设 $\gamma_{0x} (= \gamma_r + \varphi_r)$, $\varphi_{0y} (= \gamma_y + \varphi_y)$ 为转子相对驱动轴坐标系的 ox_1, oy_1 的偏角。在忽略有关小量的条件下,动力调谐速率陀螺仪相对内、外挠性轴的运动方程为

$$(B + b)\gamma_{0x}^{\otimes} + c_1\gamma_{0x}^{\otimes} + [(A + a - B - b)\theta_0^{\otimes} + \delta_{k44}^{-1}]\gamma_{0x} + (a - 2B)\theta_0^{\otimes}\varphi_{0y}^{\otimes} + K(p)\varphi_{0y} = -(A + a)\theta_0^{\otimes}(\omega_y \cos\theta_0 - \omega_x \sin\theta_0) + \delta_{k44}^{-1}(\delta_{k26}P_{x1} + \delta_{k24}P_{y1} + \delta_{k25}P_{z1}) - (a - 2b)\theta_0^{\otimes}\gamma_y^{\otimes} + b\gamma_r^{\otimes} + (a - b)\theta_0^{\otimes} + \delta_{k44}^{-1}\varphi_x + [m_1h_{cz1} + m_2(h_{y2} + h_{cz2})](a_y \cos\theta_0 - a_x \sin\theta_0) - [m_1h_{cy1} + m_2(h_{y2} + h_{cy2})](a_{z0} + a_{z1} \cos\theta_0 + a_{z2} \sin\theta_0) - \frac{1}{2}(z_1P_{y1} - y_1P_{z1}) - z_2P_{y2} + y_2P_{z2} \quad (9)$$

$$B\varphi_{0y}^{\otimes} + c_2\varphi_{0y}^{\otimes} + [(A - B)\gamma_{0x}^{\otimes} + \delta_{p55}^{-1}]\varphi_{0y} + (A - 2B)\theta_0^{\otimes}\gamma_{0x}^{\otimes} + K(p)\gamma_{0x} = A\theta_0^{\otimes}(\omega_x \cos\theta_0 + \omega_y \sin\theta_0) + \delta_{p55}^{-1}(\delta_{p24}P_{x2} + \delta_{p25}P_{y2} + \delta_{p26}P_{z2}) + \delta_{p55}^{-1}\gamma_y + m_2[-h_{cz2}(a_x \cos\theta_0 + a_y \sin\theta_0) + h_{cx2}(a_{z0} + a_{z1} \cos\theta_0 + a_{z2} \sin\theta_0)] + \frac{1}{2}(z_2P_{x2} - x_2P_{z2}) \quad (10)$$

式中: a_{z0}, a_{z1}, a_{z2} 分别为驱动轴、平衡环、转子沿各自坐标系 Z 轴的线加速度,且当沿驱动轴方向以自转频率抖动时有:

$$\begin{aligned} a_z &= a_{z0} + a_{z1} \cos\theta_0 + a_{z2} \sin\theta_0; \\ c_1 &= c_{k44}; c_2 = c_{p55}; \\ P_{x1} &= -(m_1 + m_2)(a_x \cos\theta_0 + a_y \sin\theta_0); \\ P_{y1} &= -(m_1 + m_2)(a_y \cos\theta_0 - a_x \sin\theta_0); \\ P_{z1} &= -(m_1 + m_2)(a_{z0} + a_{z1} \cos\theta_0 + a_{z2} \sin\theta_0); \\ P_{x2} &= -m_2(a_x \cos\theta_0 + a_y \sin\theta_0); \\ P_{y2} &= -m_2(a_y \cos\theta_0 - a_x \sin\theta_0); \\ P_{z2} &= -m_2(a_{z0} + a_{z1} \cos\theta_0 + a_{z2} \sin\theta_0); \\ \gamma_y &= \delta_{k15}P_{x1} + \delta_{k25}P_{y1} + \delta_{k35}P_{z1}; \\ \varphi_x &= \delta_{p14}P_{x2} + \delta_{p24}P_{y2} + \delta_{p34}P_{z2}; \\ x_1 &= \delta_{k11}P_{x1}; y_1 = \delta_{k11}P_{y1}; z_1 = \delta_{k33}P_{z1}; \\ x_2 &= \delta_{p11}P_{x2}; y_2 = \delta_{p22}P_{y2}; z_2 = \delta_{p33}P_{z2} \end{aligned} \quad (11)$$

4 挠性支承特性对动力调谐速率陀螺仪精度的影响

方程(9)、(10)的等号右边是由各种取决于基座运动参数的影响因素形成的干扰力矩 M_{ox} 和 M_{oy} 。挠性支承的性能对干扰力矩 M_{ox} 和 M_{oy} 的影响很大,因而也就影响到动力调谐速率陀螺仪的精度。干扰力矩在壳体坐标系 $O_0X_0Y_0Z_0$ 的 O_0X_0 和 O_0Y_0 上的投影为

$$\begin{aligned} M_\alpha &= M_{ox} \sin\theta_0 + M_{oy} \cos\theta_0 \\ M_\beta &= M_{ox} \cos\theta_0 - M_{oy} \sin\theta_0 \end{aligned} \quad (12)$$

因为动力调谐速率陀螺仪的常值误差完全取决于由式(12)表述的干扰力矩 M_α 和 M_β 的常值分量 $\langle M_\alpha \rangle$ 和 $\langle M_\beta \rangle$ 。在理想的动力调谐速率陀螺仪中,作用在转子上的常值干扰力矩分量只是由进动角速率作用形成的陀螺力矩 $M_{\alpha 0}$ 和 $M_{\beta 0}$ 。正因为如此,在所研究的动力调谐速率陀螺仪中除了常值分量外的剩余部分 $M_{\alpha w} (= \langle M_\alpha \rangle - M_{\alpha 0})$ 和 $M_{\beta w} (= \langle M_\beta \rangle - M_{\beta 0})$ 是有害力矩并形成陀螺误差。所形成的陀螺误差(漂移)的大小可由下式确定

$$\omega_{x(\Delta p)} = \frac{M_{\alpha w}}{(A + \frac{1}{2}a)\theta_0^{\otimes}}; \omega_{y(\Delta p)} = -\frac{M_{\beta w}}{(A + \frac{1}{2}a)\theta_0^{\otimes}} \quad (14)$$

可导出所研究的动力调谐角速率陀螺漂移公式如下

$$\omega_{x(\Delta p)} = \omega_{x(o/p)} + \omega_{x(p/p)} + \omega_{x(kB)} + \omega_{x(H/K)} \quad (15)$$

$$\omega_{y(\Delta p)} = \omega_{y(o/p)} + \omega_{y(p/p)} + \omega_{y(kB)} + \omega_{y(H/K)} \quad (16)$$

5 仿真计算

为了验证挠性支承特性对动力调谐速率陀螺仪精度的影响,利用矩阵整体计算的方法,对存在工艺缺陷的挠性支承轴的刚度和柔度矩阵及由其引起的陀螺漂移进行了仿真计算。

所研究的动力调谐速率陀螺仪采用的是“V”字形截面的整体式挠性支承。根据陀螺仪挠性支承的材料参数、陀螺仪的结构参数及相关假设,由式(15)及(16)可得

(1) 由陀螺仪轴向不平衡引起的漂移为

$$\omega_{x(o/p)} = 10.35398^\circ/h; \omega_{y(o/p)} = -10.35398^\circ/h.$$

(2) 由陀螺仪径向不平衡引起的漂移为

$$\omega_{x(p/p)} = 0; \omega_{y(p/p)} = 0.$$

(3) 陀螺仪的正交漂移为 $\omega_{x(kB)} = 0; \omega_{y(kB)} = 0.$

(4) 由支承不等刚度引起的陀螺漂移为

$$\omega_{x(H/K)} = -0.03402^\circ/h; \omega_{y(H/K)} = -0.03402^\circ/h.$$

6 结束语

由以上分析可以看出,研究的大角速率动调陀螺仪,挠性支承在所有方向上均具有有限刚度。因此,尽管平衡环及转子不存在安装误差和其质点相对原点的位移,但是由于挠性轴在所有方向上均存在有限刚度,仍会引起陀螺仪轴向不平衡漂移及支承不等刚度漂移。实际上由于还存在工艺及装配误差,所以实际漂移要大得多。为了减小相应的漂移量,有必要对挠性支承进行合理设计。

参 考 文 献

- [1] 林士博. 动力调谐陀螺仪. 北京: 国防工业出版社, 1983.
- [2] 陈洪. 分析动力学. 北京: 北京大学出版社, 1987.
- [3] 任建新. 大角速率动调陀螺仪及其应用研究, [学位论文]. 西安: 西北工业大学自动控制系, 2002.

大角速率动调陀螺仪的运动分析与误差研究

作者: [任建新](#), [张鹏](#), [任思聪](#)
作者单位: [任建新, 任思聪\(西北工业大学, 陕西, 西安, 710072\)](#), [张鹏\(西安东风机电有限公司, 陕西, 西安, 710075\)](#)
刊名: [仪表技术与传感器](#) 
英文刊名: [INSTRUMENT TECHNIQUE AND SENSOR](#)
年, 卷(期): 2002, (12)
被引用次数: 2次

参考文献(3条)

1. [林士谔](#) [动力调谐陀螺仪](#) 1983
2. [陈滨](#) [分析动力学](#) 1987
3. [任建新](#) [大角速率动调陀螺仪及其应用研究](#)[学位论文] 2001

相似文献(1条)

1. 学位论文 [任建新](#) [大角速率动调陀螺仪及其应用研究](#) 2001

该文的主要研究内容如下: 1. 研究了大角速率动调陀螺仪的主要特点, 分析了大角速率动调陀螺仪电子部分的关键技术; 2. 研究了提高力矩器跟踪力矩的方法, 提出了一种全新的力矩器结构形式, 并对其性能与典型力矩器进行了全面的对比研究; 3. 研究了大角速率动调陀螺仪独特的力矩再平衡原理, 给出了原理方框图; 4. 研究了具有工艺偏差的动力调谐速率陀螺仪的广义坐标, 利用广义坐标对动力调谐速率陀螺仪进行了运动分析, 研究了挠性支承特性对动力调谐速率陀螺仪精度的影响, 推导了动力调谐速率陀螺仪的漂移公式, 研究了由于挠性轴在所有方向上均存在有限刚度而引起的陀螺仪漂移, 并进行了仿真分析; 5. 研究了捷联惯导系统各种姿态矩阵的修正方法, 并对其中的两种方法在典型圆锥运动的条件下进行了对比仿真研究, 研究了系统的计算过程, 在分析捷联系统误差的基础上, 给出了系统的误差方程。

引证文献(2条)

1. [牛立](#), [赵慧](#), [范凯峰](#), [张宝玉](#), [王东升](#) [战车用惯性定位定向系统的支架误差分析及补偿](#)[期刊论文]-[中国惯性技术学报](#) 2007(5)
2. [李磊磊](#), [陈家斌](#) [方位保持仪姿态误差补偿技术](#)[期刊论文]-[北京理工大学学报](#) 2004(12)

本文链接: http://d.g.wanfangdata.com.cn/Periodical_ybjsycgq200212019.aspx

授权使用: 上海交通大学(shjtdxip), 授权号: 177782b7-1ddb-4b23-b880-9e9700cb3ef4

下载时间: 2011年2月27日