

车载捷联式三轴稳定平台动力学建模与分析

满益明^{1,2}, 江燕华¹, 胡玉文¹, 陈慧岩¹, 龚建伟¹, 丁祝顺²

(1. 北京理工大学, 智能车辆研究所, 100081 北京, manyiming@163.com; 2. 北京航天控制仪器研究所, 100854 北京)

摘要: 为了获得车载捷联式三轴稳定平台的耦合力矩特性, 建立了稳定平台系统的运动学与动力学模型. 运动学模型分析结果表明, 捷联稳定方式与陀螺稳定方式的基本区别在于信息的获取和控制方式, 速率陀螺稳定是一种直接硬件补偿方法, 而捷联稳定是一种软件补偿方法. 动力学模型分析表明, 车体与稳定平台系统各框架和各框架间均存在非线性耦合力矩. 系统耦合性试验验证了系统模型的有效性, 且获得了各框架耦合性大小的边界范围, 为进一步研究车载捷联式三轴稳定平台系统性能提供了理论基础.

关键词: 捷联稳定平台; 车载平台; 动力学; 运动学

中图分类号: U666.1 U463.9

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2011)09-0122-06

Dynamic model and analysis for vehicle mounted strapdown 3-axis stable platform

MAN Yi-ming^{1,2}, JIANG Yan-hua¹, HU Yu-wen¹, CHEN Hui-yan¹, GONG Jian-wei¹, DING Zhu-shun²

(1. Intelligent Vehicle Research Center, Beijing Institute of Technology, 100081 Beijing, China manyiming@163.com;
2. Beijing Aerospace Control Instrument Institute, 100854 Beijing, China)

Abstract: To attain the coupling characters of vehicle-borne strapdown 3-axis stable platform, a complete kinematics and dynamics model of 3-axis stabilization platform system was achieved. Kinematics model analysis indicates that the main difference between strapdown stabilization platform and rate gyroscope stable platform lies in information acquisition and control mode. The rate gyroscope platform gets stability using hardware directly, while strapdown platform gets stability based on the software compensation. Dynamics model shows that the nonlinear cross coupling exists not only between vehicle body and gimbals of stable platform system, but also among gimbals each other. The coupling test not only validated the model, but also obtained the cross coupling boundary ranges of each gimbal, which affords a theoretical foundation for the further study of vehicle mounted strapdown 3-axis stable platform system.

Key words: strapdown stabilization platform; vehicle mounted platform; kinematics, dynamics

履带式智能车辆在非结构环境下行驶时, 复杂的地形将使车体的姿态变化更为剧烈. 因缺乏环境的先验信息, 环境感知传感器视线受到外界扰动后, 获取的信息即使处理后也很难真实反映外界行驶环境, 其结果最终将降低履带式智能车辆的行驶安全性和机动性. 其次, 相关技术的限制使常用环境感知传感器不能提供类似于人眼的大范围视野. 当环境感知传感器的视野受到地形遮

挡等因素的影响时, 获取的环境信息不能满足履带式智能车辆安全性需求的概率将大大增加, 严重威胁智能车辆的行驶安全. 目前, 陀螺稳定平台因实现简单且精度高, 在智能车辆领域得到了广泛应用^[1-5]. 但是由于履带式智能车辆顶装甲板面积有限, 且还需要安装较多其他类型的传感器以保证智能车辆的自动驾驶, 而陀螺稳定平台需要的安装空间较大.

捷联惯性导航信息的复用为智能车辆的导航定位、视线稳定和地图构建等功能的一体化提供了可能. 采用捷联稳定平台可实现履带式智能车辆环境感知传感器的视线稳定和动态视野. 虽然

收稿日期: 2010-04-02.

基金项目: 北京理工大学“985 工程”资助项目(200540150).

作者简介: 满益明(1982—), 男, 博士研究生;

陈慧岩(1961—), 男, 教授, 博士生导师.

捷联稳定方式在机载^[6]、弹载^[7]、舰船^[8]、火炮^[9]等领域^[10-12]的应用已初具规模,但是在智能车辆领域才刚刚起步,其原因和智能车辆复杂多变的使用环境密切相关.本文的工作为进一步开展履带式智能车辆捷联式视线稳定性能的研究提供了理论依据.

1 车载捷联式三轴稳定平台坐标系定义

车载捷联式三轴稳定平台采用方位-横滚-俯仰3自由度万向支架,外框为方位环,中框为横滚环,内框为俯仰环.履带式智能车辆的环境感知传感器安装在稳定平台内框上,可以绕方位轴、横滚轴和俯仰轴转动,具有3个自由度.稳定平台的惯性传感器采用的是惯性测量单元,安装在车体上,作为车体姿态的敏感元件,其输出属于导航坐标系.稳定平台各框架的角位置信息由角位置传感器测量给出,其输出属于稳定平台的各个框架坐标系,同时车载捷联式三轴稳定平台系统还涉及车辆坐标系.为了方便问题讨论,对稳定平台各个框架和车体分别建立了坐标系,如图1所示.

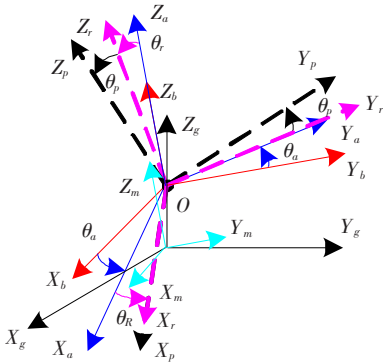


图1 各坐标系间的几何关系

图中, $O_g - X_g Y_g Z_g$ 为东北天的导航坐标系, $O_m - X_m Y_m Z_m$ 为车体坐标系,原点取在车体重心处, $O - X_b Y_b Z_b$ 为基座坐标系,与车体固连, Z 方向距车体坐标系的距离为 D_{mb} , $O - X_a Y_a Z_a$ 、 $O - X_r Y_r Z_r$ 、 $O - X_p Y_p Z_p$ 分别为外框,中框和内框坐标系。 θ_a 、 θ_r 、 θ_p 分别为稳定平台的方位角、横滚角和俯仰角。

2 框架运动学关系

根据框架结构和复合运动原理可知,内框运动是内框自身转动与中框耦合运动的合成,中框运动是中框自身转动与外框耦合运动的合成,而外框运动则是由外框自身转动和基座运动共同引起的.因此,台体上的环境感知传感器视线运动由内框、中框、外框和基座运动合成得到。

2.1 框架角速度

设基座与外框坐标系角速度矢量分别为

$$\begin{aligned}\vec{\omega}_{ib}(t) &= [\omega_{ibx} \quad \omega_{iby} \quad \omega_{ibz}]^T, \\ \vec{\omega}_{ia}(t) &= [\omega_{iax} \quad \omega_{iay} \quad \omega_{iaz}]^T,\end{aligned}$$

则

$$\begin{aligned}\vec{\omega}_{ia}(t) &= \begin{bmatrix} \omega_{iax} \\ \omega_{iay} \\ \omega_{iaz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_{ibx} \cos \theta_a + \omega_{iby} \sin \theta_a \\ -\omega_{ibx} \sin \theta_a + \omega_{iby} \cos \theta_a \\ \omega_{ibz} + \dot{\theta}_a \end{bmatrix}, \\ \vec{\omega}_{ir}(t) &= \begin{bmatrix} \omega_{irx} \\ \omega_{iry} \\ \omega_{irz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_{iax} \cos \theta_r - \omega_{iaz} \sin \theta_r \\ \omega_{iay} + \dot{\theta}_r \\ \omega_{iax} \sin \theta_r + \omega_{iaz} \cos \theta_r \end{bmatrix}, \\ \vec{\omega}_{ip}(t) &= \begin{bmatrix} \omega_{ipx} \\ \omega_{ipy} \\ \omega_{ipz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_{irx} + \dot{\theta}_p \\ \omega_{iry} \cos \theta_p + \omega_{irz} \sin \theta_p \\ -\omega_{iry} \sin \theta_p + \omega_{irz} \cos \theta_p \end{bmatrix}.\end{aligned}\quad (1)$$

其中, $\vec{\omega}_{ir}(t)$ 和 $\vec{\omega}_{ip}(t)$ 为中框与内框的角速度, $\dot{\theta}_a$ 、 $\dot{\theta}_r$ 和 $\dot{\theta}_p$ 分别为外框、中框和内框的跟踪角速度。

由式(1)可得,环境感知传感器视线在导航坐标系下的角速度矢量为

$$\vec{\omega}_{ip}(t) = \vec{\omega}_{ps}(t) + \vec{\omega}_{pm}(t). \quad (2)$$

式中, $\vec{\omega}_{ps}(t)$ 为稳定平台伺服框架角速度在内框坐标系中的投影矢量, $\vec{\omega}_{pm}(t)$ 为车体角速度在内框坐标系中的投影矢量,且有

$$\begin{aligned}\vec{\omega}_{ps}(t) &= \begin{bmatrix} \dot{\theta}_p - \dot{\theta}_a \sin \theta_r \\ \dot{\theta}_r \cos \theta_p + \dot{\theta}_a \sin \theta_p \cos \theta_r \\ -\dot{\theta}_r \sin \theta_p + \dot{\theta}_a \cos \theta_p \cos \theta_r \end{bmatrix}, \\ \vec{\omega}_{pm}(t) &= \begin{bmatrix} S_1 \cos \theta_r - \omega_{ibz} \sin \theta_r \\ S_1 \sin \theta_p \sin \theta_r - S_2 \cos \theta_p + \omega_{ibz} \sin \theta_p \cos \theta_r \\ S_1 \cos \theta_p \sin \theta_r + S_2 \sin \theta_p + \omega_{ibz} \cos \theta_p \cos \theta_r \end{bmatrix},\end{aligned}$$

其中, $S_1 = \omega_{ibx} \cos \theta_a + \omega_{iby} \sin \theta_a$, $S_2 = \omega_{ibx} \sin \theta_a - \omega_{iby} \cos \theta_a$.

由式(2)的分解关系可知,内框角速度由框架自身伺服角速度和车体角速度两部分的投影组成.对于传统的陀螺稳定方案,安装在稳定平台框架上的速率陀螺可直接测量台体角速度 $\vec{\omega}_{ip}(t)$,形成速度控制环,直接隔离车体运动.但当采用间接的捷联稳定方式时, $\vec{\omega}_{ip}(t)$ 只能通过间接测量车体角速度 $\vec{\omega}_{ib}(t)$ 和伺服系统框架跟踪角速度 $\dot{\theta}_a$ 、 $\dot{\theta}_r$ 、 $\dot{\theta}_p$,并将其投影至内框坐标系获得。

2.2 框架角加速度

对上节各框架的角速度表达式求导,就可获得车载捷联式三轴稳定平台系统的各框架角加速度表达式.对式(1)进行微分,得到各框的角加速

度矢量为

$$\begin{cases} \vec{\omega}_{ia}(t) = \mathbf{R}_{a \leftarrow b}(t) \vec{\omega}_{ib}(t) + \dot{\mathbf{R}}_{a \leftarrow b}(t) \vec{\omega}_{ib}(t) \dot{\theta}_a + \vec{\theta}_a(t), \\ \vec{\omega}_{ir}(t) = \mathbf{R}_{r \leftarrow a}(t) \vec{\omega}_{ia}(t) + \dot{\mathbf{R}}_{r \leftarrow a}(t) \vec{\omega}_{ia}(t) \dot{\theta}_r + \vec{\theta}_r(t), \\ \vec{\omega}_{ip}(t) = \mathbf{R}_{p \leftarrow r}(t) \vec{\omega}_{ir}(t) + \dot{\mathbf{R}}_{p \leftarrow r}(t) \vec{\omega}_{ir}(t) \dot{\theta}_p + \vec{\theta}_p(t). \end{cases} \quad (3)$$

式中: $\vec{\omega}_{ib}(t) = [\omega_{ibx} \ \omega_{iby} \ \omega_{ibz}]^T$, $\vec{\omega}_{ia}(t) = [\omega_{iax} \ \omega_{iay} \ \omega_{iaz}]^T$, $\vec{\omega}_{ir}(t) = [\omega_{irx} \ \omega_{iry} \ \omega_{irz}]^T$ 和 $\vec{\omega}_{ip}(t) = [\omega_{ipx} \ \omega_{ipy} \ \omega_{ipz}]^T$ 分别为基座、外框、中框和内框的角加速度矢量; $\vec{\theta}_a(t) = [0 \ 0 \ \dot{\theta}_a]^T$, $\vec{\theta}_r(t) = [0 \ \dot{\theta}_r \ 0]^T$, $\vec{\theta}_p(t) = [0 \ 0 \ \dot{\theta}_p]^T$ 分别为外框、中框和内框的跟踪角加速度矢量, $\dot{\mathbf{R}}_{a \leftarrow b}(t)$, $\dot{\mathbf{R}}_{r \leftarrow a}(t)$ 和 $\dot{\mathbf{R}}_{p \leftarrow r}(t)$ 为 $\mathbf{R}_{a \leftarrow b}(t)$, $\mathbf{R}_{r \leftarrow a}(t)$ 和 $\mathbf{R}_{p \leftarrow r}(t)$ 的导数, $\mathbf{R}_{a \leftarrow b}(t)$, $\mathbf{R}_{r \leftarrow a}(t)$ 和 $\mathbf{R}_{p \leftarrow r}(t)$ 分别为基座与外框、外框与中框、中框与内框之间的坐标变换矩阵。

由式(3)可以看出,除框架自身角加速度外,车体角速度和角加速度及框架角速度均会耦合到各框架,且中框和内框还存在框架间的角速度和角加速度的交叉耦合。

3 动力学模型与分析

为了简化分析,本文中不考虑稳定平台各部件间的弹性变形。将外框、中框和内框看作3个活动刚体,分别考虑每个框架的动力学模型,然后再对其进行综合分析。

3.1 内框动力学模型

设 $\vec{M}_p(t) = [M_{px} \ M_{py} \ M_{pz}]^T$ 为内框惯性力矩, $\mathbf{J}_p = \text{diag}(J_{px}, J_{py}, J_{pz})$ 为内框惯量阵。并考虑内框的质量不平衡力矩和摩擦等扰动力矩,则内框的动力学模型如下:

$$\begin{aligned} T_{pd}(t) - k_{vp} \dot{\theta}_p(t) - k_{non, vp} f(\dot{\theta}_p) - T_{gctr}(t) - \\ T_{mctr}(t) - \rho_p m_p k_n g \cos \theta_p(t) = J_x \ddot{\theta}_p(t), \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} T_{gctr}(t) = (J_{pz} - J_{py})(\dot{\theta} \sin \theta_p \cos \theta_r + \\ \dot{\theta}_r \cos \theta_p)(\dot{\theta}_a \cos \theta_p \cos \theta_r - \dot{\theta}_r \sin \theta_p) - \\ J_{px}(\ddot{\theta}_a \sin \theta_r + \dot{\theta}_r \dot{\theta}_a \cos \theta_r), \\ T_{mctr}(t) = J_{px}(S_3 \cos \theta_r - \dot{\theta}_r S_1 \sin \theta_r - \dot{\theta}_a \cos \theta_r S_2 - \\ \dot{\omega}_{ibz} \sin \theta_r - \dot{\theta}_r \omega_{ibz} \cos \theta_r) + (J_{pz} - J_{py})[(C_1 \sin \theta_p - \\ S_2 \cos \theta_p)(S_2 \sin \theta_p + C_1 \cos \theta_p + \dot{\theta}_a \cos \theta_p \cos \theta_r - \\ \dot{\theta}_r \sin \theta_p) + (\dot{\theta}_a \sin \theta_p \cos \theta_r + \dot{\theta}_r \cos \theta_p)(S_2 \sin \theta_p + \\ C_1 \cos \theta_p)]. \end{aligned}$$

其中: $C_1 = (S_1 \sin \theta_r + \omega_{ibz} \cos \theta_r)$, $S_3 = \omega_{ibx} \cos \theta_a + \omega_{iby} \sin \theta_a$; T_{gctr} 为外框、中框对内框的交叉耦合力矩; T_{mctr} 为车体与内框之间的交叉耦合力矩;

$T_{pd}(t)$ 为内框伺服电机的驱动力矩,即俯仰控制力矩; k_{vp} 为内框粘性摩擦系数; $k_{non, vp} f(\dot{\theta}_p)$ 为内框非线性摩擦力矩; k_n 为车体过载系数; ρ_p 为内框质心到转动支点的距离。

3.2 中框动力学模型

中框除受到中框驱动电机的轴向力矩外,还受到两个相互垂直方向上的耦合力矩,分别作用于内框(与内框作用在中框的力矩互为反作用力矩)和外框。

设 $\vec{M}_r(t) = [M_{rx} \ M_{ry} \ M_{rz}]^T$ 为中框惯性力矩, $\mathbf{J}_r = \text{diag}(J_{rx}, J_{ry}, J_{rz})$ 为中框惯量阵,则中框动力学模型如下:

$$\begin{aligned} T_{rd}(t) - k_{vr} \dot{\theta}_r(t) - k_{non, vr} f(\dot{\theta}_r) - T_{gctr}(t) - \\ T_{mctr}(t) - \rho_r m_r k_n \cos \theta_r(t) = J_y \ddot{\theta}_r(t), \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} T_{gctr}(t) = (J_{rz} - J_{rx}) \dot{\theta}_a^2 \sin 2\theta_r / 2 + \\ J_{py} \cos \theta_p (\ddot{\theta} \sin \theta_p \cos \theta_r - \dot{\theta}_p \dot{\theta}_r \sin \theta_p + \\ \theta_p \dot{\theta}_a \cos \theta_p \cos \theta_r - \dot{\theta}_a \dot{\theta}_r \sin \theta_p \sin \theta_r) - \\ (J_{pz} - J_{px})(\dot{\theta}_a \cos \theta_p \cos \theta_r - \dot{\theta}_r \sin \theta_p)(\dot{\theta}_p \cos \theta_p - \\ \dot{\theta}_a \sin \theta_r \cos \theta_p) - J_{pz} \sin \theta_p (\ddot{\theta}_a \cos \theta_p \cos \theta_r - \\ \dot{\theta}_p \dot{\theta}_r \cos \theta_p - \dot{\theta}_a \dot{\theta}_r \cos \theta_p \sin \theta_r - \\ \dot{\theta}_a \dot{\theta}_p \sin \theta_p \cos \theta_r). \\ T_{mctr}(t) = J_{ry}(\dot{\omega}_{iby} \cos \theta_a - \dot{\omega}_{ibx} \sin \theta_a - \dot{\theta}_a S_1) - \\ (J_{rz} - J_{rx})[C_1(C_2 - \dot{\theta}_a \sin \theta_r) + C_2 \dot{\theta}_a \cos \theta_r] + \\ J_{py} \cos \theta_p [\sin \theta_p \sin \theta_r (S_3 - \dot{\theta}_a S_2) - \cos \theta_p (S_4 + \\ S_1 \dot{\theta}_a) + \sin \theta_p \cos \theta_r (\dot{\omega}_{ibz} + \dot{\theta}_r S_1) - \\ \omega_{ibz} \dot{\theta}_r \sin \theta \sin \theta_r + \dot{\theta}_p (S_2 \sin \theta_p + C_1 \cos \theta_p)] - \\ (J_{pz} - J_{px})[(S_2 \sin \theta_p + C_1 \cos \theta_p)(C_2 \cos \theta_p) + \\ \dot{\theta}_p \cos \theta_p - \dot{\theta}_a \sin \theta_r \cos \theta_p) + \\ C_2 \cos \theta_p (\dot{\theta}_a \cos \theta_p \cos \theta_r - \dot{\theta}_r \sin \theta_p)] - \\ J_{pz} \sin \theta_p [\sin \theta_p (S_4 + \dot{\theta}_a S_1) + \cos \theta_p \sin \theta_r (S_3 - \\ \dot{\theta}_a S_2) + \dot{\omega}_{ibz} \cos \theta_p \cos \theta_r + C_2 \dot{\theta}_r \cos \theta_p + \\ S_2 \dot{\theta}_p \cos \theta_p - C_1 \dot{\theta}_p \sin \theta_p]. \end{aligned}$$

其中, $C_2 = S_1 \cos \theta_r - \omega_{ibz} \sin \theta_r$, $S_4 = \omega_{ibx} \sin \theta_a - \omega_{iby} \cos \theta_a$; T_{gctr} 为内框、外框对中框的交叉耦合力矩; T_{mctr} 为车体与中框之间的交叉耦合力矩; $T_{rd}(t)$ 为中框伺服电机的驱动力矩,也即横滚控制力矩; k_{vr} 为中框粘性摩擦系数, $k_{non, vr} f(\dot{\theta}_r)$ 为中框非线性摩擦力矩; ρ_r 为中框质心到转动支点的距离。

3.3 外框动力学模型

外框所受力矩包含外框电机驱动力矩和中框传递过来的反作用力矩。假定 $\vec{M}_a(t) = [M_{ax} \ M_{ay} \ M_{az}]^T$ 为外框惯性力矩, $\mathbf{J}_a = \text{diag}(J_{ax}, J_{ay}, J_{az})$ 为外框惯量阵,则外框动力学模型如下:

$$T_{ad}(t) - k_{va}\dot{\theta}_a(t) - k_{non,va}f(\dot{\theta}_a) - T_{gcta}(t) - T_{meta}(t) - \rho_a m_a k_n \cos\theta_a(t) = J_z \ddot{\theta}_a(t), \quad (6)$$

$$T_{gcta}(t) = \frac{1}{2} [J_{rx} + J_{ry} - J_{rz} + J_{px} + (J_{py} - J_{pz}) \sin^2\theta_p - J_{pz}] \dot{\theta}_r \dot{\theta}_a \sin 2\theta_r - J_{px} \dot{\theta}_p \sin \theta_r + (J_{py} - J_{pz}) \sin \theta_r (\dot{\theta}_r \cos \theta_p + \dot{\theta}_a \sin \theta_p \cos \theta_r) (\dot{\theta}_a \cos \theta_p \cos \theta_r - \dot{\theta}_r \sin \theta_p) + J_{py} \sin \theta_p \cos \theta_r (\ddot{\theta}_r \cos \theta_p - \dot{\theta}_p \dot{\theta}_r \sin \theta_p + \dot{\theta}_p \dot{\theta}_a \cos \theta_p \cos \theta_r) - (J_{pz} - J_{px}) \sin \theta_p \cos \theta_r (\dot{\theta}_a \dot{\theta}_p \cos \theta_p \cos \theta_r - \dot{\theta}_r \dot{\theta}_p \sin \theta_p - \dot{\theta}_a^2 \cos \theta_p \sin 2\theta_r / 2) - J_{pz} \cos \theta_p \cos \theta_r (\ddot{\theta}_r \sin \theta_p + \dot{\theta}_p \dot{\theta}_r \cos \theta_p + \dot{\theta}_p \dot{\theta}_a \sin \theta_p \cos \theta_r),$$

$$T_{meta}(t) = J_{az} \dot{\omega}_{ibz} - J_{rx} \sin \theta_r [\cos \theta_r (S_3 - S_2 \dot{\theta}_a) - \dot{\omega}_{ibz} \sin \theta_r - \dot{\theta}_r C_1] + (J_{ry} - J_{rz}) [C_1 \sin \theta_r (\dot{\theta}_r - S_2) - \frac{1}{2} S_2 \dot{\theta}_a \sin 2\theta_r] - J_{px} \sin \theta_r [\cos \theta_r (S_3 - \dot{\theta}_a S_2) - \dot{\omega}_{ibz} \sin \theta_r - C_1 \dot{\theta}_r] + (J_{py} - J_{pz}) \sin \theta_r (C_1 \sin \theta_p - \cos \theta_p S_2 + \dot{\theta}_r \cos \theta_p + \dot{\theta}_a \sin \theta_p \cos \theta_r) (S_2 \sin \theta_p + C_1 \cos \theta_p) + (J_{py} - J_{pz}) \sin \theta_r (\dot{\theta}_a \cos \theta_p \cos \theta_r - \dot{\theta}_r \sin \theta_p) (C_1 \sin \theta_p - S_2 \cos \theta_p) + J_{rz} \cos \theta_r [\sin \theta_r (S_3 - S_2 \dot{\theta}_a) + \dot{\omega}_{ibz} \cos \theta_r + C_2 \dot{\theta}_r] + J_{py} \sin \theta_p \cos \theta_r [-\cos \theta_p (S_4 + S_3 \dot{\theta}_a) + \sin \theta_p \sin \theta_r (S_3 - S_4 \dot{\theta}_a) + \dot{\omega}_{ibz} \sin \theta_p \cos \theta_r + C_2 \dot{\theta}_r \sin \theta_p + S_2 \dot{\theta}_p \sin \theta_p + C_1 \dot{\theta}_p \cos \theta_p] - (J_{pz} - J_{px}) \sin \theta_p \cos \theta_r C_2 (S_2 \sin \theta_p + C_1 \cos \theta_p - \dot{\theta}_r \sin \theta_p + \dot{\theta}_a \cos \theta_p \cos \theta_r) - (J_{pz} - J_{px}) \sin \theta_p \cos \theta_r (\dot{\theta}_p - \dot{\theta}_a \sin \theta_r) (S_2 \sin \theta_p + \cos \theta_p C_1) + J_{pz} \cos \theta_p \cos \theta_r [\sin \theta_p (S_4 + \dot{\theta}_a S_1) + \cos \theta_p \sin \theta_r (S_3 - \dot{\theta}_a S_2) + \dot{\omega}_{ibz} \cos \theta_p \cos \theta_r + \dot{\theta}_r \cos \theta_p C_2 + \dot{\theta}_p \cos \theta_p S_2 - \dot{\theta}_p S_1 \sin \theta_p \sin \theta_r - \dot{\theta}_p \dot{\omega}_{ibz} \sin \theta_p \cos \theta_r] + (J_{ax} - J_{ay}) S_1 S_2.$$

其中, T_{gcta} 为内框、中框对外框的交叉耦合力矩, T_{meta} 为车体与外框之间的交叉耦合力矩, $T_{ad}(t)$ 为外框伺服电机的驱动力矩, 也即稳定平台方位控制力矩, $T_{fa}(t)$ 为外框摩擦力矩, k_{va} 为外框粘性摩擦系数, $k_{non,va}f(\dot{\theta}_a)$ 为外框非线性摩擦力矩, T_{uba} 为外框质量不平衡力矩, ρ_a 为外框质心到转动支点的距离。

4 试验与分析

从式(4)~(6)可以看出, 稳定平台系统动力学模型比较复杂, 除质量不平衡力矩、粘性摩擦和非线性摩擦力矩等扰动力矩外, 3个框架之间以及

框架与基座之间均存在非线性的耦合关系, 且任何框架的转动都会对其他两框产生力矩干扰。干扰力矩是一个复合项, 它的幅值与各框架转轴的转角、角速度、角加速度和转动惯量有关。同时从式(4)~(6)还可得知, 弹体无运动, 即 $\vec{\omega}_{ib}(t) = [0 \ 0 \ 0]^T$ 时, 框架间的交叉耦合力矩和车体与框架间的交叉耦合力矩均为零。这与稳定平台各框架惯量阵为对角阵的假设相吻合。

为了定量分析车体耦合与框架交叉耦合, 本文设计了车载捷联式三轴稳定平台系统框架耦合性试验。试验时, 对稳定平台不同框架输入不同的激励, 通过稳定平台各框架实际输出与理论输入的对比如框架耦合性进行分析。

框架耦合性分析的输入激励为正弦波, 其表达式为

$$\sin_{out} = A \sin(2\pi f \cdot n \cdot \Delta T).$$

其中, A 为正弦波的幅值, f 为正弦波的频率, n 为采样数, ΔT 为发送间隔时间, 即采样周期。

由于车载环境感知传感器安装在稳定平台台体之上, 且内框的耦合性最大, 因此下面将只详细分析内框的耦合性, 对于中框、外框的耦合性稍后将只给出结论。

由单个框架的角位置误差曲线可以获得稳定平台该框架因车体的耦合力矩、不平衡力矩和摩擦力矩等所引起的误差特性。当输入激励的振幅和频率保持与单个框架运动时的输入激励一样时, 通过增加同时转动框架的数量, 即可获得不同框架间耦合性的大小。图2~5为正弦输入激励振幅为 3° 和 5° , 输入频率为 1 Hz 和 2 Hz 的 4 种不同组合下的耦合试验结果。

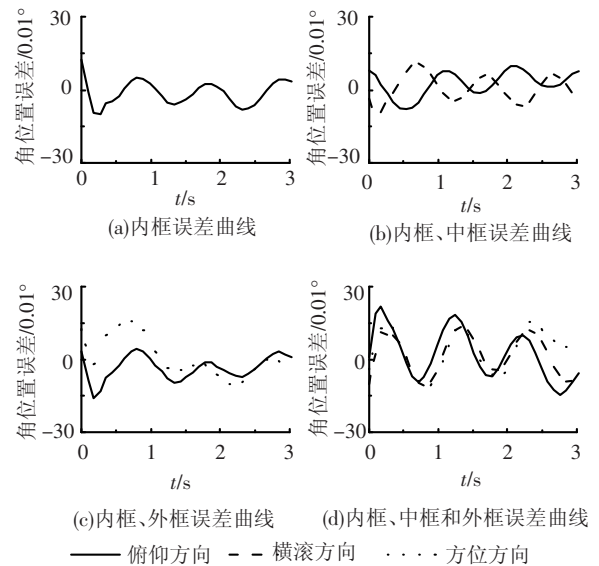


图2 输入幅值 $A = 3^\circ$, 频率 $f = 1$ Hz 正弦波时的框架耦合性误差曲线

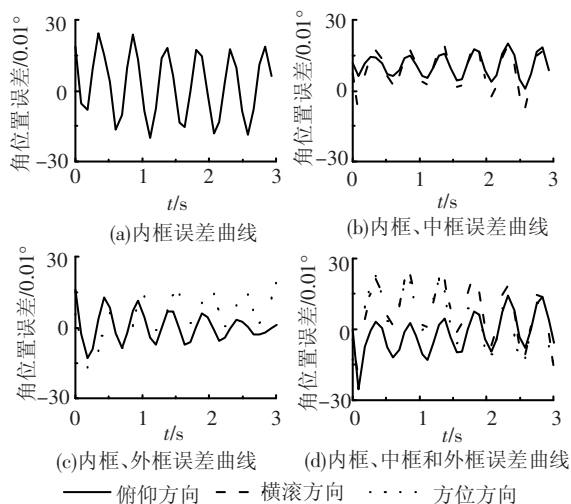


图3 输入幅值 $A=3^\circ$, 频率 $f=2\text{ Hz}$ 正弦波时的框架耦合性误差曲线

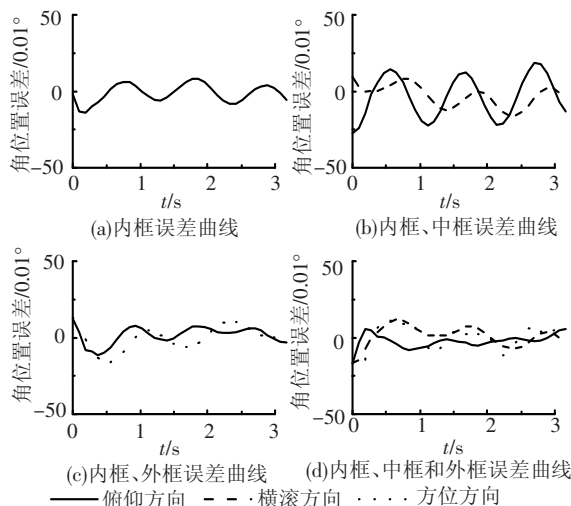


图4 输入幅值 $A=5^\circ$, 频率 $f=1\text{ Hz}$ 正弦波时的框架耦合性误差曲线

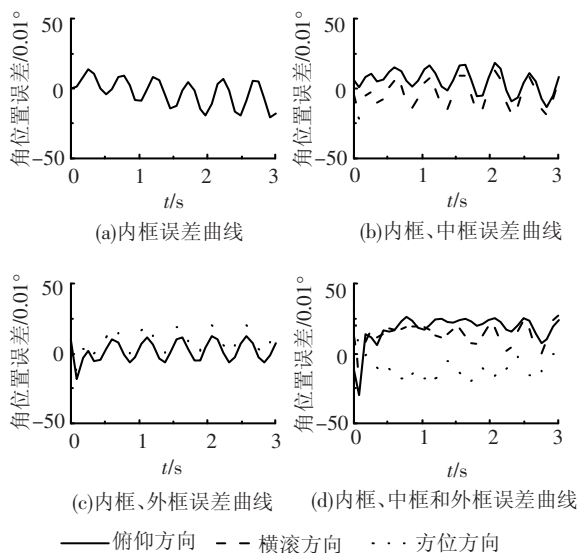


图5 输入幅值 $A=5^\circ$, 频率 $f=2\text{ Hz}$ 正弦波时的框架耦合性误差曲线

图2为输入不同方向的正弦激励时,稳定平台内框、内框分别与中框、外框及中框和外框一起转动时的耦合性误差曲线。从图中可以看出,内框

与车体俯仰方向的最大耦合约为5%,中框与内框的耦合、外框与内框耦合最大约为3%,三框同时运动时,中框和外框作用域内框的耦合最大约为4%;从图中还可以得出,中框对内框的耦合作用要大于外框的耦合,这与文献[13]的结论一致。

分别对比图2与图3和图4与图5可知,车体的激励频率对框架间的耦合作用比较小,车体对内框的最大耦合作用约为8%,中框和外框对内框的耦合作用增大了约为2%。

分别对比图2与图4和图3与图5可得,除去因不平衡力矩、摩擦和传动间隙等引起的误差增大外,输入激励的幅值对框架间的耦合影响较小。

综上,内框所受到的框架间的最大耦合约为4%,与车体的最大耦合约为8%。经过对中框和外框的分析,框架间的最大耦合小于5%,与车体的耦合约为10%。耦合性大小的确定,直接证明了所得模型——式(4)~(6)的正确性。

由于框架间的耦合作用较小,在设计稳定平台时,可将其忽略,通过机械结构的设计来保证^[14],而本课题所利用的稳定平台是已有研究设备,框架间的耦合无法通过机械结构来消除。因此,车载捷联式三轴视线稳定平台系统的控制系统设计不仅需要考虑车体对框架的耦合,而且还需考虑框架间的耦合。

5 结 论

1)本文在全面考虑平台所受扰动力矩的前提下,建立了车载捷联式三轴稳定平台系统的运动学和动力学模型,为用于智能车辆视线稳定和动态视野的捷联式三轴稳定平台的设计提供了理论依据。

2)分析了平台框架运动学耦合关系,说明了捷联稳定方式与速率陀螺稳定方式的区别在于信息获取和控制方式。

3)动力学模型的分析表明,车体与三轴稳定平台系统各框架和各框架间均存在非线性耦合力矩。

4)结合已有稳定平台,设计了耦合性试验,通过对试验结果的定量分析,获得了各框架耦合性大小的边界范围:内框所受到的框架间的最大耦合约为4%,与车体的最大耦合约为8%。经过对中框和外框的分析,框架间的最大耦合小于5%,与车体的耦合约为10%。

5)耦合性试验结果的分析表明理论分析是

正确性的。

参考文献:

- [1] DICKMANN E D. Vision: von assistenz zum autonomen fahren [C]//Fahrerassistenzsysteme mit maschineller Wahrnehmung. Berlin Heidelberg: Springer, 2005: 203–238.
- [2] GUNTNER W, WAGNER P, ULBRICH H. An inertially stabilised vehicle camera system – hardware, algorithms, test drives[C]//Proceedings of the 32nd Annual Conference on IEEE Industrial Electronics. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2006: 3815–3820.
- [3] SCHWARTZ I. PRIMUS: autonomous driving robot for military applications [C]//Proceedings of the 2000 SPIE Conference on Unmanned ground vehicle technology II. Orlando, FL, USA: SPIE, 2000: 313–323.
- [4] URMSON C, RAGUSA C, RAY D, *et al.* A robust approach to high-speed navigation for unrehearsed desert terrain[J]. Journal of Field Robotics, 2006, 23(8): 467–508.
- [5] GOEBL M, ALTHOFF M, BUSS M, *et al.* Design and capabilities of the Munich cognitive automobile [C]//Proceedings of the 2008 IEEE Intelligent Vehicles Symposium. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2008: 1101–1107.
- [6] 邹志峰, 闫峰. 机载光电侦察稳定平台系统分析[J]. 机械工程师, 2007(4): 39–40.
- [7] WALDMANN J. Line-of-sight rate estimation and linearizing control of an imaging seeker in a tactical missile guided by proportional navigation[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2002, 10(4): 556–567.
- [8] SETOODEH P, KHAYATIAN A, FARJAH E. Backstepping-based control of a strapdown boatboard camera stabilizer[J]. International Journal of Control, Automation and Systems, 2007, 5(1): 15–23.
- [9] 王文清. 瞄准线捷联稳定原理及其应用[J]. 电脑开发与应用, 1998, 11(1): 14–16.
- [10] ALGRAIN M C, POWERS R M. Line-of-sight pointing accuracy/stability analysis and computer simulation for small spacecraft [C]//Proceedings of the 1996 SPIE Conference on Acquisition, Tracking, and Pointing X. Orlando, FL, USA: SPIE, 1996: 62–76.
- [11] CHALONER C P, FARMAN M E, HARDIE A L. A balloon-borne 3-axis stabilised platform for large astronomy experiments [C]//Proceedings of the 8th IFAC Symposium on Automatic Control in Space. Oxford, England: [s. n.], 1979: 9–17.
- [12] KENNEDY R L. Direct versus indirect line of sight (LOS) stabilization[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2003, 11(1): 3–15.
- [13] 张巍. 三轴光学跟踪试验转台的动力学仿真研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
- [14] 周瑞青, 吕善伟, 刘新华. 捷联式天线稳定平台动力学建模与仿真分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2005, 31(9): 953–957.

(编辑 杨波)

(上接第94页)

- [2] SOGA M. Development of vehicle dynamics management system for hybrid vehicles: ECB system for improved environmental and vehicle dynamic performance[J]. SAE review, 2002, 23: 459–464.
- [3] CAO Binggang. Research on control for regenerative braking of electric vehicle [C]//IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety Proceedings. Xi'an China: [s. n.], 2005: 92–97.
- [4] LIN Chan-chiao. Power management strategy for a parallel hybrid electric truck [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2003, 11(6): 839–850.
- [5] 舒红, 秦大同. 轻度混合动力汽车再生制动能量管理策略[J]. 机械工程学报, 2009, 45(1): 167–173.
- [6] YANG Jin. A model-based design analysis of hydraulic braking system [J]. SAE Paper, 2003–01–0253.
- [7] ZHANG Chuanwei, BAI Zhifeng. Study on regenerative braking of electric vehicle [C]//4th International Power Electronics and Motion control Conference. Xi'an, China: [s. n.], 2004. 836–839.
- [8] 余卓平, 左建令, 陈慧. 基于四轮轮边驱动电动车的路面附着系数估算方法[J]. 汽车工程, 2007, 29(2): 141–146.
- [9] 刘清河, 孙泽昌. 新能源汽车电液复合制动系统研究[J]. 高技术通讯, 2010(5): 251–258.
- [10] LIU Qinghe, SUN Zechang. Research on electro-hydraulic parallel brake system for electric vehicle [C]//2006 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety Proceedings. Shanghai, China: [s. n.], 2006: 376–379.
- [11] 魏学哲, 孙泽昌. 锂离子动力电池参数辨识及状态估计[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2008, 36(2): 231–235.

(编辑 杨波)