

反电动势对无扰载荷航天器精确定向的影响*

孔宪仁, 武晨, 李海勤, 杨震国

(哈尔滨工业大学 卫星技术研究所, 黑龙江 哈尔滨 150080)

摘要: 无扰载荷航天器中非接触式作动器反电动势会引起有效载荷模块与支持模块之间的耦合, 影响有效载荷模块的精确定向性能。通过建立无扰载荷航天器的耦合动力学模型, 分析非接触式作动器反电动势对有效载荷模块精确定向性能的影响。考虑六支杆立方构型无扰载荷接口, 结合拉格朗日方程和牛顿欧拉方法建立有效载荷模块平台动力学模型。推导非接触式作动器的输出力模型, 并引入有效载荷模块平台动力学模型, 给出考虑非接触式作动器反电动势的耦合动力学模型。将支持模块上飞轮动静不平衡引起的谐振作为干扰力矩, 建立了无扰载荷航天器在轨定向状态的 Simulink 仿真模型。仿真结果表明, 反电动势系数越大, 干扰力矩对有效载荷模块的影响越大, 有效载荷模块精确定向精度越低。

关键词: 无扰载荷航天器; 反电动势; 有效载荷精确定向; 耦合动力学模型

中图分类号: V421.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-2486(2019)02-075-07

Effect of back electromotive force on accurate pointing of disturbance-free-payload spacecraft

KONG Xianren, WU Chen, LI Haiqin, YANG Zhenguo

(Research Center of Satellite Technology, Harbin Institute of Technology, Harbin 150080, China)

Abstract: The back electromotive force of the non-contact actuator in a disturbance-free-payload spacecraft can cause the coupling between payload module and support module, hence can be detrimental to the precise pointing of payload module. To analyze its effect, a coupling dynamics model was established for the disturbance-free-payload spacecraft. In consideration of the cubic architecture disturbance-free-payload-interface, this dynamics model was developed by a combination of the Newton-Euler method with the Lagrange formulation. The output force of the non-contact actuator was derived, which was introduced into the dynamics model of the payload module platform, then the coupling dynamics model with the back electromotive force was obtained. Considering the harmonic vibration caused by the static and dynamic unbalance of the flywheels as the disturbance torque, an on-orbit pointing model for the disturbance-free-payload spacecraft was established in Simulink. The simulation results illustrate that the larger value of the back electromotive force coefficient will cause larger effect on payload module.

Keywords: disturbance-free-payload spacecraft; back electromotive force; accurate pointing of payload module; coupling dynamics model

超高精度是未来航天器必须具备的性能之一, 而高频微振动将对航天器精度性能提出巨大挑战。文献[1]叙述了当前解决高频微振动问题的主要方法, 但所述方法均存在各自的局限性, 鉴于此, Pedreiro^[2]提出了一种称为无扰载荷 (Disturbance Free Payload, DFP) 的新型航天器结构, 该结构将载荷模块 (Payload Module, PM) 与支持模块 (Support Module, SM) 通过 DFP 接口连接, 既可实现 PM 的六自由度控制又可无机械接触连接 PM 与 SM, 理论上可完全消除振源部件对有效载荷的影响。实际应用中, PM 与 SM 之间存在的连接缆线和非接触式作动器的反电动势均会引起耦合, 影响 PM 的性能。

文献[3-4]通过建立 DFP 结构形式的下一代空间望远镜^[5]的二维实验模型说明了反电动势是 PM 与 SM 之间的主要耦合源, 而连接缆线对 PM 的影响较小。Pedreiro 等^[6]还将 DFP 结构应用于敏捷航天器中, 将反电动势考虑为主要耦合源, 并分析了连接缆线粗细对 PM 的影响。Trankle 等^[7]建立了 DFP 航天器的仿真模型, 考虑反电动势和 DFP 接口刚度, 设计了 DFP 航天器的控制系统。Xu 等^[8]采用牛顿欧拉方法推导了 DFP 航天器的接口动力学模型, 并采用 H_∞ 鲁棒控制方法设计了姿态控制系统。庞岩等^[9]考虑 DFP 航天器中的柔性连接缆线, 建立了其动力学模型, 并由此分析对 PM 性能的影响。Regehr^[10]

* 收稿日期: 2017-12-26

作者简介: 孔宪仁 (1961—), 男, 山东烟台人, 教授, 博士, 博士生导师, E-mail: kongxr@hit.edu.cn

分析了缆线引起的振动从 SM 到 PM 的传递特性。孔宪仁等^[11]建立了 PM 与 SM 之间的相对运动动力学模型,分析了 PM 与 SM 之间的相对运动。Wu 等^[12]考虑非接触式作动器反电动势和连接缆线刚度,建立了 DFP 航天器的耦合动力学模型,分析了耦合特性。上述研究表明,只要改变连接缆线的刚度避开振源的频率范围,即可消除对 PM 的影响,而非接触式作动器反电动势是必须考虑的耦合源。

本文针对具有六支杆立方体构型接口的 DFP 航天器,考虑非接触式作动器反电动势,结合拉格朗日方程和牛顿欧拉方法给出 PM 与 SM 之间的耦合动力学模型,将 SM 上飞轮动静不平衡引起的谐振考虑为干扰力矩,分析了非接触式作动器反电动势对 PM 精确定向的影响。

1 DFP 航天器概述

图 1 所示为 DFP 航天器结构。DFP 接口主要包括非接触式作动器、PM 平台和 SM 平台,PM 与 SM 分别安装于 PM 平台和 SM 平台上。典型的 DFP 接口有六杆和八杆构型^[13],针对图 2 所示六支杆立方体构型^[14] DFP 接口展开研究。 $L_i (i=1,2,3,4,5,6)$ 表示接口中的 6 个支杆,支杆一端与 SM 平台连接于点 s_{12}, s_{34} 和 s_{56} ,另一端与 PM 平台连接于点 p_{61}, p_{23} 和 p_{45} ,非接触式作动器安装于支杆上,如图 3 所示。

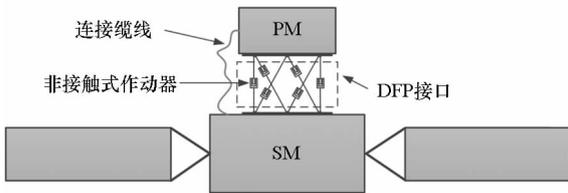


图 1 DFP 航天器结构

Fig. 1 Configuration of DFP spacecraft

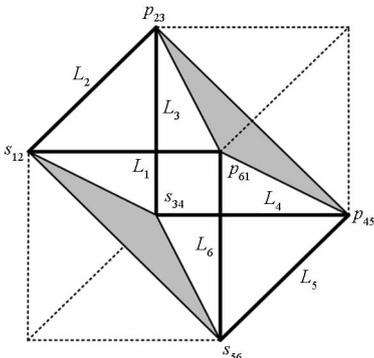


图 2 DFP 接口构型

Fig. 2 Architecture of DFP-interface

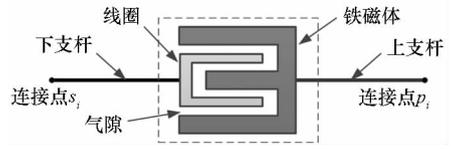


图 3 非接触式作动器结构

Fig. 3 Configuration of the non-contact actuator

2 DFP 接口动力学模型

针对六支杆立方体构型 DFP 接口,其动力学建模方法有多种:牛顿欧拉方法^[15]、拉格朗日方法^[16]、凯恩方法^[17-19]、广义动量法^[20]、虚功原理^[21]和旋转理论^[22]。同时考虑 PM 平台与 SM 平台的运动,采用文献[23]中所述方法建立 DFP 接口动力学模型。建立 DFP 接口动力学模型之前,需明确以下坐标系:惯性坐标系、PM 平台坐标系和 SM 平台坐标系,分别对应图 4 中的 $O-XYZ, P-X_p Y_p Z_p$ 和 $S-X_s Y_s Z_s$ 。

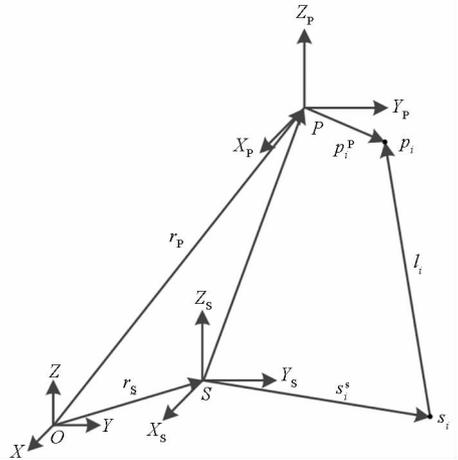


图 4 位置矢量

Fig. 4 Position vectors

2.1 单支杆运动学

由图 4 可知, p_i 和 s_i 在惯性系下的位置矢量为:

$$\begin{cases} \mathbf{r}_{pi} = \mathbf{r}_P + \mathbf{p}_i \\ \mathbf{r}_{si} = \mathbf{r}_S + \mathbf{s}_i \end{cases} \quad (1)$$

其中, \mathbf{r}_P 和 \mathbf{r}_S 为平台质心在惯性系下的位置矢量, \mathbf{p}_i 和 \mathbf{s}_i 为 \mathbf{p}_i^P 和 \mathbf{s}_i^S 在惯性系下的表示。

则 p_i 和 s_i 的速度和加速度可分别表示为:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{r}}_{pi} = \dot{\mathbf{r}}_P + \boldsymbol{\omega}_P^\times \mathbf{p}_i \\ \ddot{\mathbf{r}}_{pi} = \ddot{\mathbf{r}}_P + \boldsymbol{\omega}_P^\times (\boldsymbol{\omega}_P^\times \mathbf{p}_i) + \dot{\boldsymbol{\omega}}_P^\times \mathbf{p}_i \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{r}}_{si} = \dot{\mathbf{r}}_S + \boldsymbol{\omega}_S^\times \mathbf{s}_i \\ \ddot{\mathbf{r}}_{si} = \ddot{\mathbf{r}}_S + \boldsymbol{\omega}_S^\times (\boldsymbol{\omega}_S^\times \mathbf{s}_i) + \dot{\boldsymbol{\omega}}_S^\times \mathbf{s}_i \end{cases} \quad (3)$$

其中: $\boldsymbol{\omega}_P$ 和 $\dot{\boldsymbol{\omega}}_P$ 为 PM 的角速度和角加速度; $\boldsymbol{\omega}_S$ 和

ω_s 为 SM 的角速度和角加速度; \cdot^\times 表示叉乘矩阵。

支杆 i 的长度矢量可表示为 $l_i = r_{pi} - r_{si}$, 其单位矢量为 $n_i = l_i / \|l_i\|$ 。设支杆滑动速度与加速度分别为 \dot{l}_i 和 \ddot{l}_i , 角速度和角加速度分别为 ω_i 和 α_i , 且 $\omega_i \cdot n_i = 0$, 则运动学关系为:

$$\dot{r}_{pi} = \dot{r}_{si} + \dot{l}_i + \omega_i^\times l_i \quad (4)$$

$$\ddot{r}_{pi} = \ddot{r}_{si} + \ddot{l}_i + \alpha_i^\times l_i + \omega_i^\times (\omega_i^\times l_i) + 2\omega_i^\times \dot{l}_i \quad (5)$$

对式(4)点乘 n_i 可得支杆滑动速度的标量:

$$\dot{l}_i = n_i \cdot (\dot{r}_p + \omega_p^\times p_i) - n_i \cdot (\dot{r}_s + \omega_s^\times s_i) \quad (6)$$

式(6)用矩阵表示为:

$$\begin{aligned} \dot{l}_i &= [n_i^T \quad n_i^T \bar{p}_i^T] \begin{bmatrix} \dot{r}_p \\ \omega_p \end{bmatrix} - [n_i^T \quad n_i^T \bar{s}_i^T] \begin{bmatrix} \dot{r}_s \\ \omega_s \end{bmatrix} \\ &= J_{P_i}^T \begin{bmatrix} \dot{r}_p \\ \omega_p \end{bmatrix} - J_{S_i}^T \begin{bmatrix} \dot{r}_s \\ \omega_s \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (7)$$

式中: \bar{p}_i 和 \bar{s}_i 为反对称矩阵; $J_{P_i}^T$ 和 $J_{S_i}^T$ 分别表示 J_P 和 J_S 第 i 列的转置, J_P 和 J_S 为雅克比矩阵。

$$\begin{cases} J_P = \begin{bmatrix} n_1 & \cdots & n_6 \\ \bar{p}_1 n_1 & \cdots & \bar{p}_6 n_6 \end{bmatrix} \\ J_S = \begin{bmatrix} n_1 & \cdots & n_6 \\ \bar{s}_1 n_1 & \cdots & \bar{s}_6 n_6 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (8)$$

由式(6)可得支杆滑动速度为:

$$\dot{l}_i = n_i n_i^T (\dot{r}_p + \omega_p^\times p_i) - n_i n_i^T (\dot{r}_s + \omega_s^\times s_i) \quad (9)$$

对式(4)叉乘 n_i 可得支杆转动角速度为:

$$\omega_i = \frac{1}{l_i} [n_i^\times (\dot{r}_p + \omega_p^\times p_i) - n_i^\times (\dot{r}_s + \omega_s^\times s_i)] \quad (10)$$

设上下支杆质心位置矢量分别为 r_{ui} 和 r_{li} 。

$$\begin{cases} r_{li} = r_{pi} + l_{li} \\ r_{ui} = r_{pi} - l_{ui} \end{cases} \quad (11)$$

其中: l_{li} 为 s_i 指向下支杆质心的矢量; l_{ui} 为上支杆质心指向 p_i 的矢量。上支杆质心速度为:

$$\dot{r}_{ui} = \left(E + \frac{l_{ui}}{l_i} \bar{n}_i \bar{n}_i \right) (\dot{r}_p + \omega_p^\times p_i) - \frac{l_{si}}{l_i} \bar{n}_i \bar{n}_i (\dot{r}_s + \omega_s^\times s_i) \quad (12)$$

2.2 支杆连接点约束力

设 r_{pi} 为广义速度, 则支杆 i 的动能为:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \dot{r}_{ui}^T m_{ui} \dot{r}_{ui} + \frac{1}{2} \omega_i^T I_{ui} \omega_i \\ &= \frac{1}{2} \dot{r}_{pi}^T (m_{i1} + m_{i2}) \dot{r}_{pi} + \dot{r}_{si}^T (m_{i3} - m_{i2}) \dot{r}_{si} + \\ &\quad \frac{1}{2} \dot{r}_{si}^T (m_{i4} + m_{i2}) \dot{r}_{si} \end{aligned} \quad (13)$$

式中, m_{ui} 和 I_{ui} 分别为上支杆的质量和惯量。

$$\begin{cases} m_{i1} = m_{ui} \left[\left(1 - \frac{l_{ui}}{l_i} \right)^2 E + 2 \frac{l_{ui}}{l_i} n_i n_i^T \right] - m_{ui} \left(\frac{l_{ui}}{l_i} \right)^2 n_i n_i^T \\ m_{i2} = \frac{I_{ui}}{l_i^2} (E - n_i n_i^T) \\ m_{i3} = \frac{m_{ui} l_{ui}}{l_i} \left(1 - \frac{l_{ui}}{l_i} \right) (E - n_i n_i^T) \\ m_{i4} = m_{ui} \left(\frac{l_{ui}}{l_i} \right)^2 (E - n_i n_i^T) \end{cases} \quad (14)$$

其中, E 表示单位矩阵。

拉格朗日方程可表示为:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{r}_{pi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial r_{pi}} = Q_i \quad (15)$$

式中, Q_i 表示广义力。

将式(13)代入式(15), 设:

$$\begin{aligned} C_{\alpha i} &= \frac{m_{ui} l_{ui}}{l_i^2} (n_i^T t_i \bar{n}_i^T \bar{n}_i + \bar{n}_i^T \bar{n}_i t_i n_i^T + n_i^T t_i \bar{n}_i^T \bar{n}_i) - \\ &\quad \frac{2(m_{ui} l_{ui}^2 + I_{ui})}{l_i^3} \bar{n}_i^T \bar{n}_i t_i n_i^T \end{aligned} \quad (16)$$

式中, $t_i = \dot{r}_{pi} - \dot{r}_{si}$ 。则 Q_i 可表示为:

$$Q_i = (m_{i1} + m_{i2}) \ddot{r}_{pi} + C_{\alpha i} \dot{r}_{pi} - (m_{i2} - m_{i3}) \ddot{r}_{si} - C_{\alpha i} \dot{r}_{si} \quad (17)$$

Q_i 包括在点 p_i 处的约束力 f_{si} 和非接触式作动器出力 f_i 。由于非接触式作动器只提供沿杆方向的作用力, 即 $f_i = n_i f_i$, 则 f_{si} 可表示为:

$$f_{si} = Q_i - n_i f_i \quad (18)$$

将式(17)代入式(18)可得:

$$\begin{aligned} f_{si} &= (m_{i1} + m_{i2}) [E \quad \bar{p}_i^T] \ddot{X}_p + \\ &\quad C_{\alpha i} [E \quad \bar{p}_i^T] \dot{X}_p + (m_{i1} + m_{i2}) \tilde{\omega}_p^2 p_i - \\ &\quad (m_{i2} - m_{i3}) [E \quad \bar{s}_i^T] \ddot{X}_s - \\ &\quad C_{\alpha i} [E \quad \bar{s}_i^T] \dot{X}_s - (m_{i2} - m_{i3}) \tilde{\omega}_s^2 s_i - n_i f_i \end{aligned} \quad (19)$$

式中: X_p 和 X_s 为 PM 与 SM 的六自由度位姿, $X_p = [r_p^T \quad \zeta_p^T]^T$, $X_s = [r_s^T \quad \zeta_s^T]^T$ 。

2.3 PM 平台动力学模型

PM 质心一般不与 PM 平台质心重合, 其为:

$$r = r_p + r_{co} \quad (20)$$

式中, r_{co} 为 PM 平台质心到 PM 质心的位置矢量在惯性系下的表示。

式(20)的二阶导数为:

$$\ddot{r} = \ddot{r}_p + \dot{\omega}_p^\times r_{co} + \omega_p^\times (\omega_p^\times r_{co}) \quad (21)$$

考虑 6 支杆作用, PM 的牛顿欧拉方程为:

$$\begin{cases} m \ddot{r} = - \sum_{i=1}^6 f_{si} + f_{\text{ext}} \\ m r_{co}^\times \ddot{r} + I \dot{\omega}_p + \tilde{\omega}_p I \omega_p = - \sum_{i=1}^6 (p_i^\times f_{si}) + T_{\text{ext}} \end{cases} \quad (22)$$

式中, \mathbf{f}_{ext} 和 \mathbf{T}_{ext} 为额外力与额外力矩, m 和 \mathbf{I} 分别为 PM 的质量和转动惯量。将式(19) ~ (21) 代入式(22) 可得 PM 平台的动力学模型:

$$\mathbf{M}_P \ddot{\mathbf{X}}_P + \mathbf{C}_{PR} \dot{\mathbf{X}}_P + \mathbf{D}_P = \mathbf{J}_P \mathbf{F} + \mathbf{M}_S \ddot{\mathbf{X}}_S + \mathbf{C}_{SR} \dot{\mathbf{X}}_S + \mathbf{D}_S + \mathbf{F}_{\text{ext}} \quad (23)$$

$$\mathbf{F} = [f_1 \ f_2 \ f_3 \ f_4 \ f_5 \ f_6]^T$$

$$\mathbf{F}_{\text{ext}} = [\mathbf{f}_{\text{ext}}^T \ \mathbf{T}_{\text{ext}}^T]^T$$

$$\mathbf{M}_P = \begin{bmatrix} m\mathbf{E} & m\tilde{\mathbf{r}}_{co}^T \\ m\tilde{\mathbf{r}}_{co} & m\tilde{\mathbf{r}}_{co}^T \tilde{\mathbf{r}}_{co} + \mathbf{I} \end{bmatrix} +$$

$$\sum_{i=1}^6 \left\{ \begin{bmatrix} \mathbf{E} \\ \tilde{\mathbf{p}}_i \end{bmatrix} (m_{i1} + m_{i2}) [\mathbf{E} \ \tilde{\mathbf{p}}_i^T] \right\}$$

$$\mathbf{C}_{PR} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \tilde{\omega}_p \mathbf{I} \end{bmatrix} + \sum_{i=1}^6 \left\{ \begin{bmatrix} \mathbf{E} \\ \tilde{\mathbf{p}}_i \end{bmatrix} \mathbf{C}_{\alpha i} [\mathbf{E} \ \tilde{\mathbf{p}}_i^T] \right\}$$

$$\mathbf{D}_P = \begin{bmatrix} m\mathbf{E} \\ m\tilde{\mathbf{r}}_{co} \end{bmatrix} \tilde{\omega}_p^2 \mathbf{r}_{co} + \sum_{i=1}^6 \left\{ \begin{bmatrix} \mathbf{E} \\ \tilde{\mathbf{p}}_i \end{bmatrix} (m_{i1} + m_{i2}) \tilde{\omega}_p^2 \mathbf{p}_i \right\}$$

$$\mathbf{M}_S = \sum_{i=1}^6 \left\{ \begin{bmatrix} \mathbf{E} \\ \tilde{\mathbf{p}}_i \end{bmatrix} (m_{i2} - m_{i3}) [\mathbf{E} \ \tilde{\mathbf{s}}_i^T] \right\}$$

$$\mathbf{C}_{SR} = \sum_{i=1}^6 \left\{ \begin{bmatrix} \mathbf{E} \\ \tilde{\mathbf{p}}_i \end{bmatrix} \mathbf{C}_{\alpha i} [\mathbf{E} \ \tilde{\mathbf{s}}_i^T] \right\}$$

$$\mathbf{D}_S = \sum_{i=1}^6 \left\{ \begin{bmatrix} \mathbf{E} \\ \tilde{\mathbf{p}}_i \end{bmatrix} (m_{i2} - m_{i3}) \tilde{\omega}_s^2 \mathbf{s}_i \right\}$$

3 耦合动力学模型

3.1 非接触式作动器作用力模型

非接触式作动器为音圈电机,其输出力为:

$$f_i = k_{ei} i_t \quad (24)$$

式中, k_{ei} 为音圈电机的电磁力常数, i_t 为线圈中的电流。

由基尔霍夫电压定律可得:

$$u = L \frac{di_t}{dt} + Ri_t + k_{bi} v_i \quad (25)$$

式中, u 为电压, L 为电感, R 为电阻, k_{bi} 为反电动势, v_i 为线圈相对于铁磁体的相对运动速度。

将式(24)和式(25)进行拉氏变换可得:

$$F_i(s) = \frac{k_{ei} U(s)}{Ls + R} - \frac{k_{ei} k_{bi} V_i(s)}{Ls + R} = F_{ci}(s) + F_{mi}(s) \quad (26)$$

式中, s 表示拉普拉斯算子, $F_{ci}(s)$ 和 $F_{mi}(s)$ 分别为控制力和反电动势力的拉氏变换。

由于 L 一般较小, $F_{mi}(s)$ 可简化为:

$$F_{mi}(s) = -\frac{k_{ei} k_{bi} V_i(s)}{R} = -k_{mi} V_i(s) \quad (27)$$

将式(27)代入式(26)并进行拉氏反变换可得:

$$f_i = f_{ci} + f_{mi} \quad (28)$$

其中, f_{ci} 为控制力, f_{mi} 为反电动势力, k_{mi} 为反电动势系数。

$$\begin{cases} f_{mi} = -k_{mi} v_i \\ k_{mi} = \frac{k_{ei} k_{bi}}{R} \end{cases} \quad (29)$$

由于非接触式作动器的线圈和铁磁体分别与点 s_i 和 p_i 刚性连接, f_{mi} 又可表示为:

$$f_{mi} = -k_{mi} \dot{l}_i \quad (30)$$

则整个 DFP 接口非接触式作动器输出力为:

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_c + \mathbf{K}_m \mathbf{J}_S^T \dot{\mathbf{X}}_S - \mathbf{K}_m \mathbf{J}_P^T \dot{\mathbf{X}}_P \quad (31)$$

$$\mathbf{F} = [f_1 \ f_2 \ f_3 \ f_4 \ f_5 \ f_6]^T$$

$$\mathbf{F}_c = [f_{c1} \ f_{c2} \ f_{c3} \ f_{c4} \ f_{c5} \ f_{c6}]^T$$

$$\mathbf{K}_m = \text{diag}(k_{m1} \ k_{m2} \ k_{m3} \ k_{m4} \ k_{m5} \ k_{m6})$$

3.2 耦合动力学方程

将式(31)代入式(23), 不考虑额外力, 可得 PM 平台与 SM 平台之间的耦合动力学模型:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_P \ddot{\mathbf{X}}_P + (\mathbf{J}_P \mathbf{K}_m \mathbf{J}_P^T + \mathbf{C}_{PR}) \dot{\mathbf{X}}_P + \mathbf{D}_P \\ = \mathbf{J}_P \mathbf{F}_c + \mathbf{M}_S \ddot{\mathbf{X}}_S + (\mathbf{J}_P \mathbf{K}_m \mathbf{J}_S^T + \mathbf{C}_{SR}) \dot{\mathbf{X}}_S + \mathbf{D}_S \end{aligned} \quad (32)$$

4 PM 精确定向性能

通过数值仿真分析非接触式作动器的反电动势对 PM 的性能影响。DFP 航天器结构参数如表 1 所示。

表 1 DFP 航天器结构参数

Tab. 1 Structure parameters of DFP spacecraft

参数名称	参数值
PM 的质量/kg	97
SM 的质量/kg	35
PM 的转动惯量/(kg · m ²)	diag(2.5, 2.4, 2.6)
SM 的转动惯量/(kg · m ²)	diag(1.4, 1.5, 1.6)
连接点之间距离/m	0.1
PM 质心位矢/m	[0; 0; 0.25]
l_{ui} 的范数/m	0.035 5
上支杆惯量/(kg · m ²)	diag(0.087, 1.1, 1.1) × 10 ⁻³
飞轮转动惯量/(kg · m ²)	0.002 4
飞轮最大输出力矩/(N · m)	0.1
飞轮最大角动量/(N · m · s)	1.5

SM 上飞轮三正交安装, 则动静不平衡引起的振动干扰力矩数学模型如式(33)^[24]所示。式中: C_k 表示飞轮动静不平衡系数; ω_x , ω_y 和 ω_z 表示三个飞轮的转速; K 表示谐波数; h_k 表示第 k 个谐波频率与飞轮转速之比; T_{1Dx} , T_{1Dy} 和 T_{1Dz} 表示飞轮产生的振动干扰力矩, 模型参数如表 2 所示。

$$\begin{cases} T_{IDx} = \sum_{k=1}^K C_k [\omega_z^2 \cos(h_k \omega_z t) + \omega_y^2 \sin(h_k \omega_y t)] \\ T_{IDy} = \sum_{k=1}^K C_k [\omega_x^2 \cos(h_k \omega_x t) + \omega_z^2 \sin(h_k \omega_z t)] \\ T_{IDz} = \sum_{k=1}^K C_k [\omega_y^2 \cos(h_k \omega_y t) + \omega_x^2 \sin(h_k \omega_x t)] \end{cases} \quad (33)$$

表2 干扰力矩数学模型参数

Tab.2 Parameters of the disturbance torque

h_k	$C_k / (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{rad}^{-2})$
1	2.207 2E-7
2	0.555 3E-7
3	0.220 7E-7
4	0.221 6E-7
4.42	0.442 3E-7
5.58	0.454 1E-7

4.1 飞轮动静不平衡干扰力矩

在定向过程中,飞轮转速会一直增大直到飞轮饱和,之后通过卸载,转速减小。根据式(33)可知,在该过程中,动静不平衡引起的干扰力矩也先逐渐增大后逐渐减小。整个过程动静不平衡引起的干扰力矩如图5所示。

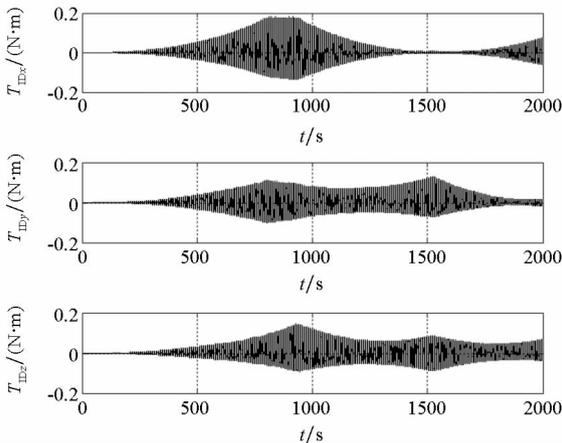


图5 干扰力矩

Fig.5 Disturbance torque

4.2 SM 姿态

SM 姿态动力学为:

$$\begin{cases} I_{Sx} \ddot{\phi}_S - (I_{Sx} + I_{Sz} - I_{Sy}) \omega_0 \dot{\psi}_S + (I_{Sy} - I_{Sz}) \omega_0^2 \phi_S - h_z \omega_0 = T_{Sx} \\ I_{Sy} \ddot{\theta}_S = T_{Sy} \\ I_{Sz} \ddot{\psi}_S + (I_{Sx} + I_{Sz} - I_{Sy}) \omega_0 \dot{\phi}_S + (I_{Sy} - I_{Sx}) \omega_0^2 \psi_S + h_x \omega_0 = T_{Sz} \end{cases} \quad (34)$$

其中: $[\phi_S, \theta_S, \psi_S]^T = \zeta_S$ 为姿态角; ω_0 为轨道角速度; $[T_{Sx}, T_{Sy}, T_{Sz}]^T = T_S$ 为所受力矩, h_x, h_y 和 h_z 分别为对应方向上飞轮的角动量。

采用比例微分控制设计 SM 的姿态控制律。

$$T_{SC} = K_{SD} (\dot{\zeta}_0 - \dot{\zeta}_S) + K_{SP} (\zeta_0 - \zeta_S) \quad (35)$$

式中: T_{SC} 为控制力矩; ζ_0 和 $\dot{\zeta}_0$ 为期望姿态角和角速度; K_{SD} 和 K_{SP} 分别为比例和微分系数。

图6所示为在DFP航天器定向状态下SM的姿态角。由图可知,飞轮动静不平衡引起的干扰力矩与飞轮转速成正比例关系,飞轮转速越大,干扰力矩越大,对SM的指向精度影响越大。

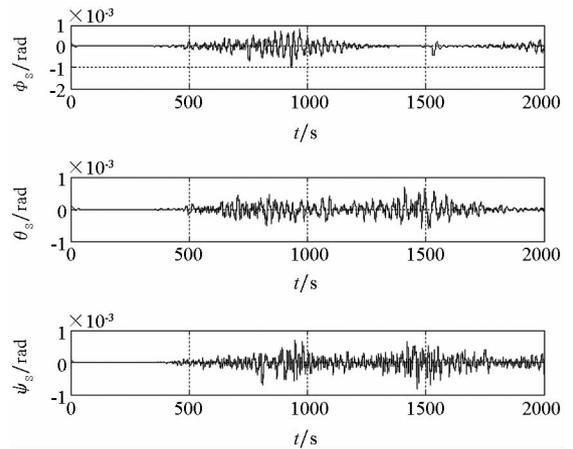


图6 SM 姿态角

Fig.6 Attitude angular of SM

4.3 PM 姿态

根据PM平台与SM平台的耦合动力学,由SM的姿态角可计算获得PM的姿态角。反电动势系数分别为 $1 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, $5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, $15 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时PM的姿态角如图7~9所示。

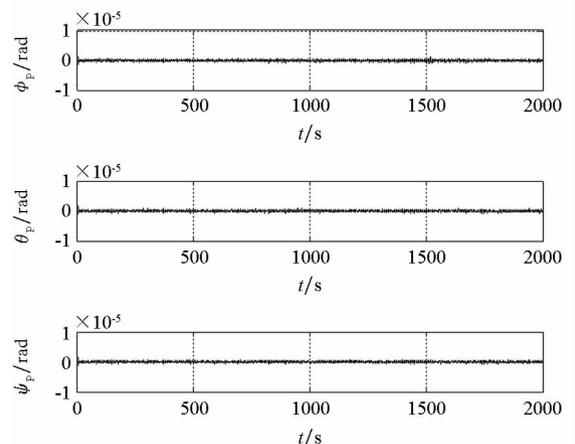
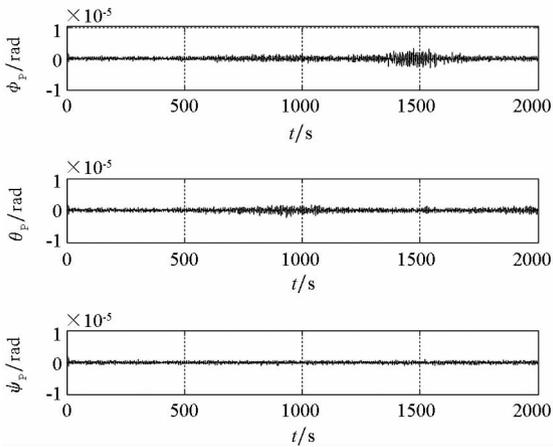
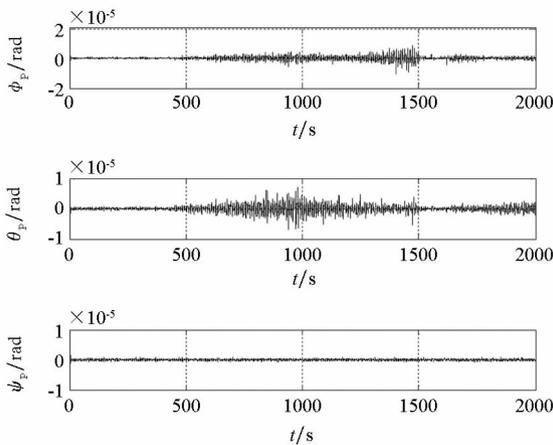


图7 反电动势系数为 $1 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时PM的姿态角

Fig.7 Attitude angular of PM with the back-EMF

coefficient $1 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$

图 8 反电动势系数为 $5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时 PM 的姿态角Fig. 8 Attitude angular of PM with the back-EMF coefficient $5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 图 9 反电动势系数为 $15 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时 PM 的姿态角Fig. 9 Attitude angular of PM with the back-EMF coefficient $15 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$

由图 7~9 可知,反电动势系数越大,PM 的定向精度越差,这说明非接触式作动器反电动势对 PM 的影响随反电动势系数的增大而增大。此外,对于六支杆立方体构型的 DFP 接口,反电动势对偏航角 ψ_p 的影响不明显,而对滚转角 ϕ_p 和俯仰角 θ_p 的影响较为明显。

5 结论

本文针对 DFP 航天器,考虑六支杆立方体构型 DFP 接口,结合拉格朗日方程和牛顿欧拉方法建立了 PM 平台动力学模型。给出了非接触式作动器输出力模型,并将其引入 PM 平台动力学模型,给出了考虑非接触式作动器反电动势的耦合动力学模型。将飞轮动静不平衡引起的谐振作为干扰力矩,建立了 DFP 航天器在轨定向状态的 Simulink 仿真模型,给出了定向状态下飞轮动静不平衡引起的干扰力矩以及 SM 的姿态角,并分

析了反电动势系数分别为 $1 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$, $5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 和 $15 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时 PM 的定向精度。仿真结果表明,反电动势系数越大,干扰力矩对 PM 的影响越大,PM 精确定向精度越低,对 DFP 航天器实际应用中非接触式作动器选型具有理论指导意义。此外,耦合动力学模型可考虑用于 PM 精确定向控制器的设计。

参考文献 (References)

- [1] Liu C C, Jing X J, Daley S, et al. Recent advances in micro-vibration isolation [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, 56/57: 55-80.
- [2] Pedreiro N. Spacecraft architecture for disturbance-free payload [J]. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 2003, 26(5): 794-804.
- [3] Pedreiro N, Carrier A, Lorell K, et al. Disturbance-free payload concept demonstration [C]//*Proceedings of AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference and Exhibit*, 2002.
- [4] Gonzales M, Pedreiro N, Brookes K, et al. Unprecedented vibration isolation demonstration using the disturbance-free payload concept [C]//*Proceedings of AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference and Exhibit*, 2004.
- [5] Bely P Y, Perrygo C, Burg R. NGST yardstick mission [C]//*Proceedings of the 34th Liege International Astrophysics Colloquium*, 1999.
- [6] Pedreiro N, Gonzales M, Foster B, et al. Agile disturbance free payload [C]//*Proceedings of AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference and Exhibit*, 2005.
- [7] Trankle T, Pedreiro N, Andersen G. Disturbance free payload flight system analysis and simulation methods [C]//*Proceedings of AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference and Exhibit*, 2005.
- [8] Xu Y F, Liao H, Liu L, et al. Modeling and robust H-infinite control of a novel non-contact ultra-quiet Stewart spacecraft [J]. *Acta Astronautica*, 2015, 107: 274-289.
- [9] 庞岩, 李静, 刘磊. 柔性线缆连接的分离式卫星动力学建模[J]. *宇航学报*, 2017, 38(1): 1-9.
PANG Yan, LI Jing, LIU Lei. Dynamics modeling of the separated satellite with flexible cable [J]. *Journal of Astronautics*, 2017, 38(1): 1-9. (in Chinese)
- [10] Regehr M. Analysis of a near-free-floating vibration isolation platform [R]. *Interplanetary Network Progress Report*, NASA, Jet Propulsion Laboratory, California Institute of Technology, 2015.
- [11] 孔宪仁, 武晨, 刘源, 等. 无扰载荷航天器相对运动动力学建模[J]. *宇航学报*, 2017, 38(11): 1139-1146.
KONG Xianren, WU Chen, LIU Yuan, et al. Dynamic modeling of relative motion for disturbance free payload spacecraft [J]. *Journal of Astronautics*, 2017, 38(11): 1139-1146. (in Chinese)
- [12] Wu C, Kong X R, Liu Y F, et al. Coupling characteristics analysis for the disturbance free payload spacecraft [J]. *Acta Astronautica*, 2017, 138: 407-416.
- [13] 张伟, 赵艳彬, 廖鹤, 等. 动静隔离、主从协同控制双超卫星平台设计[J]. *上海航天*, 2014, 31(5): 7-11.
ZHANG Wei, ZHAO Yanbin, LIAO He, et al. Design of an

- active-quiet isolated and master-slave coordination controlled dual-super satellite platform [J]. Aerospace Shanghai, 2014, 31(5): 7-11. (in Chinese)
- [14] Geng Z J, Haynes L S. Six degree-of-freedom active vibration control using the Stewart platforms [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1994, 2(1): 45-53.
- [15] Pedrammehr S, Mahboubkhah M, Khani N. Improved dynamic equations for the generally configured Stewart platform manipulator [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(3): 711-721.
- [16] Geng Z, Haynes L S, Lee J D, et al. On the dynamic model and kinematic analysis of a class of Stewart platforms [J]. Robotics and Autonomous Systems, 1992, 9(4): 237-254.
- [17] Yang C F, Han J W, Zheng S T, et al. Dynamic modeling and computational efficiency analysis for a spatial 6-DOF parallel motion system [J]. Nonlinear Dynamics, 2012, 67(2): 1007-1022.
- [18] Wu P D, Xiong H G, Kong J Y. Dynamic analysis of 6-SPS parallel mechanism [J]. International Journal of Mechanics and Materials in Design, 2012, 8(2): 121-128.
- [19] Wu Y, Yu K P, Jiao J, et al. Dynamic modeling and robust nonlinear control of a six-DOF active micro-vibration isolation manipulator with parameter uncertainties [J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 92: 407-435.
- [20] Lopes A M. Dynamic modeling of a Stewart platform using the generalized momentum approach [J]. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2009, 14(8): 3389-3401.
- [21] Lopes A M. Complete dynamic modelling of a moving base 6-dof parallel manipulator [J]. Robotica, 2010, 28(5): 781-793.
- [22] Gallardo J, Rico J M, Frisoli A, et al. Dynamics of parallel manipulators by means of screw theory [J]. Mechanism and Machine Theory, 2003, 38(11): 1113-1131.
- [23] Guo H B, Li H R. Dynamic analysis and simulation of a six degree of freedom Stewart platform manipulator [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2006, 220(1): 61-72.
- [24] Masterson R A. Development and validation of empirical and analytical reaction wheel disturbance models [D]. USA: Massachusetts Institute of Technology, 1999.

(上接第74页)

- [10] 张晓曼,周建华. 前可变面积涵道引射器过渡态特性研究[C]//第十二届长三角能源论坛, 2015.
ZHANG Xiaoman, ZHOU Jianhua. Transient analysis of the front variable area bypass injector [C]//Proceedings of Yangtze River Delta Energy Forum, 2015. (in Chinese)
- [11] 周红. 变循环发动机特性分析及其与飞机一体化设计研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2016.
ZHOU Hong. Investigation on the variable cycle engine characteristics and integration design with aircraft [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2016. (in Chinese)
- [12] Wagenknecht C D, Faust G K. Individual bypass injector valves for a double bypass variable cycle turbofan engine: USA, US4175384 [P]. 1979-11-27.
- [13] 雷志军. 进口预旋条件下涡扇发动机波瓣射流掺混机理的实验研究[D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2011.
LEI Zhijun. Experimental study on the mixing mechanism of lobed mixer with inlet swirl in model turbofan engines [D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2011. (in Chinese)