空间柔性机构运动可靠性分析

张建国 苏 多

(北京航空航天大学 工程系统工程系, 北京 100083)

摘 要: 根据空间柔性机构运动可靠性的特点,利用浮动坐标系和模态柔性建立了柔性机构动力学微分方程, 并给出其迭代算法的数值求解方法. 研究了柔性机构运动可靠性分析仿真方法,包括一次二阶矩法和高效响应面法,特别是针对空间柔性机构运动可靠性的特点,分析了以上方法的适用性. 最后,应用 ADAMS 软件中柔性多体动力学建模、分析和仿真功能,并结合自主开发软件工具序列响应面法 S _ RSM(Sequence Response Surfance Method),成功地对某空间展开机构的运动可靠性进行了分析仿真.

关 键 词: 机构; 空间应用; 柔性结构; 可靠性

中图分类号: TB 114.3

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2006)01-0121-04

Reliability of space flexible mechanisms

Zhang Jianguo Su Duo

(Dept. of System Engineering of Engineering Technology, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The dynamics differential equations of flexible kinetic mechanisms were established on the basis of using the floating coordinate system and mode flexibility according to the kinetic reliability characters of the flexible bodies on space applications. The integral and iteration algorithm was applied in the solving of dynamics equations. The reliability analysis and simulation methods of kinetic mechanisms were studied, which included the first-order second-moment method and the hi-efficient response surface method. Especially, the applicability of this method on the space flexible mechanism kinetic reliability was analyzed. The kinetic reliability analysis and simulation were successfully provided to the deployable space mechanisms on the basis of flexible multi-body dynamic modeling, using ADAMS and self-developed software S _ RSM (sequence response surface method).

Key words: mechanisms; space applications; flexible structures; reliability

现代空间技术的发展特点是装有各类大型可伸展柔性附件,内外结构和机构多[1],并且其寿命、精度和可靠性要求高. 结构和机构的柔性效应对机构动力学性态的影响越来越得到重视,随着现代空间技术的发展,空间飞行器上配备有轻质、大尺寸的太阳能电池帆板和大型天线,当它们在轨展开时,会产生很大的变形与振动,对飞行器本体的姿态稳定性和可控性造成很大的影响,这些是空间机构、结构可靠性设计必须考虑的[2].

空间柔性机构的大变形使其在动力学仿真中的数值计算非常困难,这主要因为描述浮动坐标系的刚体坐标是慢变大幅值的变量,而描述相对于浮动系弹性变形的坐标却是快变微幅值的变量,两类变量同时出现在严重的非线性与时变的耦合动力学方程中,其数值计算将呈病态.

以上难点在柔性机构动力学概率分析中更加突出,这是因为概率分析仿真比确定性分析仿真的计算量大很多. 本文给出的解决途径是:首先对现有柔性系统动力学的数值解法进行评价,考察它们能否稳定地处理各种典型柔性机构动力学现

收稿日期: 2004-10-21

基金项目: "十五"武器装备预研基金项目(51419020201HK01)

作者简介: 张建国(1966-),男,辽宁抚顺人,副教授,zjg _ mail@263. net.

象,然后找出能提高仿真精度、效率与稳定性的数值计算模型和方法;最后将高精度稳定的方法与概率分析的多种方法相结合,如一次二阶矩、响应面法 RSM(Response Surface Method),提出空间柔性机构动力学概率分析的方案.

1 柔性机构运动学分析

如果假设机构的变形是相对于连体动坐标系的弹性小变形,同时连体动坐标系又经历大的非线性整体移动和转动,则可采用模态柔性来描述物体变形,并建立柔性体模型及其运动微分方程.

1.1 坐标系的选取

对于柔性机构,需要一组坐标来描述各点相对动坐标系的变形,这组坐标称为弹性坐标,这样柔性机构上任一点的运动就是动坐标系的刚性运动与弹性变形的合成运动. 由于柔性机构上各点之间有相对运动,所以动坐标系的选择无需采用连体坐标系,而常采用所谓的浮动坐标系.

如图1所示,其中坐标系 $x_1O_1y_1$ 和 $x_2O_2y_2$ 分别为杆1和杆2的浮动坐标系. 选取浮动坐标系的原则[3]是:使最后得出的动力学方程尽量消除大位移、大转动运动与弹性小变形运动的耦合项,并且便于方程建立和求解.

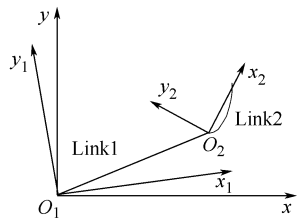


图1 柔体的浮动坐标系

1.2 柔性机构的位移和速度

柔性机构可用离散化的若干个单元的有限个结点自由度来表示物体的无限多个自由度,这些单元结点的弹性变形可近似地用少量模态的线性组合来表示[4].

如果物体坐标系的位置用它在惯性参考系中的笛卡尔坐标 $\boldsymbol{x}=\{x\quad y\quad z\}$ 和反映刚体方位的欧拉角 $\boldsymbol{\psi}=\{\psi\quad\theta\quad\varphi\}$ 来表示,模态坐标用 $\boldsymbol{q}=\{q_1\quad q_2\quad\cdots\quad q_M\}^{\mathrm{T}}$($M$ 为模态坐标数)来表示,则柔性机构的广义坐标可选为

$$\boldsymbol{\xi}=\begin{Bmatrix}\boldsymbol{x}\\ \boldsymbol{\psi}\\ \boldsymbol{q}\end{Bmatrix}=\{x\quad y\quad z\quad\psi\quad\theta\quad\varphi\quad q_j\}^{\mathrm{T}}$$

其中 $j=1,2,\cdots,M$. 柔性机构上任一结点(如第 i 点)的位置向量可表示为

$$\boldsymbol{r}_i=\boldsymbol{x}+\boldsymbol{A}(\boldsymbol{s}_i+\boldsymbol{\phi}_i\boldsymbol{q}) \tag{1}$$

其中,$\boldsymbol{A}$ 为物体坐标系到惯性参考系的转换矩阵;$\boldsymbol{s}_i$ 为结点 i 在物体坐标系中未变形时的位置;$\boldsymbol{\phi}_i$ 为对应于结点 i 的移动自由度的模态矩阵子块. 将(1)式对时间求导,得到该结点移动速度为

$$\boldsymbol{v}_i=\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{r}_i}{\mathrm{d}t}=$$

$$\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{x}}{\mathrm{d}t}+\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{A}}{\mathrm{d}t}(\boldsymbol{s}_i+\boldsymbol{\phi}_i\boldsymbol{q})+\boldsymbol{A}\frac{\mathrm{d}(\boldsymbol{s}_i+\boldsymbol{\phi}_i\boldsymbol{q})}{\mathrm{d}t}=$$

$$\dot{\boldsymbol{x}}-\boldsymbol{A}(\tilde{\boldsymbol{s}}_i+\tilde{\boldsymbol{\phi}}_i\boldsymbol{q})\boldsymbol{\omega}+\boldsymbol{A}\boldsymbol{\phi}_i\dot{\boldsymbol{q}}=$$

$$\left|\boldsymbol{E}-\boldsymbol{A}(\tilde{\boldsymbol{s}}_i+\tilde{\boldsymbol{\phi}}_i\boldsymbol{q})\boldsymbol{B}+\boldsymbol{A}\boldsymbol{\phi}_i\right|\dot{\boldsymbol{\xi}} \tag{2}$$

其中,$\boldsymbol{\omega}$ 为物体坐标系的角速度向量;$\boldsymbol{B}$ 为 Euler 角的时间导数与角速度向量之间的转换矩阵;"~"为向量对应的反对称矩阵.

结点 i 的角速度也可以用物体的刚体角速度与变形角速度之和来表示:

$$\boldsymbol{\omega}_i=\boldsymbol{\omega}+\boldsymbol{\phi}'_i\dot{\boldsymbol{q}} \tag{3}$$

其中 $\boldsymbol{\phi}'_i$ 为对应于结点 i 的转动自由度的模态矩阵子块.

2 柔性机构动力学分析

2.1 柔性机构动力学微分方程

柔性机构的动能可表示为[5]

$$T=\frac{1}{2}\int\rho\boldsymbol{v}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v}\mathrm{d}V\approx$$

$$\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{N}(m_i\boldsymbol{v}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{v}_i+\boldsymbol{\omega}_i^{\mathrm{T}}I_i\boldsymbol{\omega}_i)=\frac{1}{2}\dot{\boldsymbol{\xi}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}(\boldsymbol{\xi})\dot{\boldsymbol{\xi}} \tag{4}$$

其中,m_i 为结点 i 的模态质量;I_i 为结点 i 的模态惯量. 质量矩阵 $\boldsymbol{M}(\boldsymbol{\xi})$ 按移动坐标、转动坐标和模态坐标可分块为

$$\boldsymbol{M}(\boldsymbol{\xi})=\begin{bmatrix}\boldsymbol{M}_{\mathrm{tt}} & \boldsymbol{M}_{\mathrm{tr}} & \boldsymbol{M}_{\mathrm{tm}}\\ \boldsymbol{M}_{\mathrm{tr}}^{\mathrm{T}} & \boldsymbol{M}_{\mathrm{rr}} & \boldsymbol{M}_{\mathrm{rm}}\\ \boldsymbol{M}_{\mathrm{tm}}^{\mathrm{T}} & \boldsymbol{M}_{\mathrm{rm}}^{\mathrm{T}} & \boldsymbol{M}_{\mathrm{mm}}\end{bmatrix}$$

其中,$\boldsymbol{M}_{\mathrm{tt}}=\boldsymbol{I}^1\boldsymbol{E}$,$\boldsymbol{E}$ 为单位矩阵,平面问题为 2×2 单位矩阵,空间问题为 3×3 单位矩阵;

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{tr}}=-\boldsymbol{A}(\boldsymbol{I}^2+\boldsymbol{I}_j^3q_j)\boldsymbol{B}\qquad\boldsymbol{M}_{\mathrm{tm}}=\boldsymbol{A}\boldsymbol{I}^3$$

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{rr}}=\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}[\boldsymbol{I}^7-(\boldsymbol{I}_j^8+\boldsymbol{I}_j^{8\mathrm{T}})B_j-\boldsymbol{I}_{ij}^9q_iq_j]\boldsymbol{B}$$

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{rm}}=\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{I}^4+\boldsymbol{I}_j^5q_j)\qquad\boldsymbol{M}_{\mathrm{mm}}=\boldsymbol{I}^6$$

各子块均用模态坐标、欧拉角和9个惯性时不变矩阵 $\boldsymbol{I}^1\sim\boldsymbol{I}^9$ 来表示[6]. 这9个惯性时不变矩阵可以在预处理程序中一次性地计算出来,从而简化运动微分方程的求解.

最后运用拉格朗日乘子法建立柔性体的运动微分方程:

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{\xi}}+\boldsymbol{M}\dot{\boldsymbol{\xi}}-\frac{1}{2}\left[\frac{\partial\boldsymbol{M}\dot{\boldsymbol{\xi}}}{\partial\boldsymbol{\xi}}\right]^{\mathrm{T}}\dot{\boldsymbol{\xi}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{\xi}+\boldsymbol{f}_{\mathrm{g}}+$$

$$\boldsymbol{D}'\dot{\boldsymbol{\xi}} + \left[\frac{\partial \boldsymbol{\psi}}{\partial \boldsymbol{\xi}}\right]^{\mathrm{T}} \lambda' = \boldsymbol{Q}' \tag{5}$$

其中,$\boldsymbol{K}$,$\boldsymbol{D}'$分别为模态刚度矩阵和模态阻尼矩阵;$\boldsymbol{K\xi}$ 和 $\boldsymbol{D}'\dot{\boldsymbol{\xi}}$ 分别为物体内部由于弹性变形和阻尼引起的广义力;$\boldsymbol{f}_g$ 为广义重力;λ'为对应于约束的拉格朗日乘子;$\boldsymbol{Q}'$为对应于外力的广义力.

2.2　系统动力学微分方程的求解

对于由微分方程组和约束方程组构成的柔性机构系统动力学方程的求解,本文采用的方法是:首先利用运动学关系消除非独立变量,使微分方程只含有独立变量;然后直接积分求解,求出独立变量的位移、速度和加速度后再通过运动学关系求出非独立变量的位移、速度和加速度. 积分过程采用 Runge-Kutta 法.

3　工程实例应用

3.1　运动可靠性分析计算方法

由应力-强度干涉理论可以推导出柔性机构的失效概率 P_{f} 为[6]

$$P_{\mathrm{f}} = \int\cdots\iint_{\{X:g(\boldsymbol{x})\leqslant 0\}} f_X(\boldsymbol{x})\,\mathrm{d}\boldsymbol{x} \tag{6}$$

其中,$f_X(\boldsymbol{x})=f_X(x_1,x_2,\cdots,x_n)$为概率密度函数($x_i$为机构的基本随机变量);$g(\boldsymbol{x})=g(x_1,x_2,\cdots,x_m)$为运动功能函数,$g(\boldsymbol{x})>0$,机构运动可靠,$g(\boldsymbol{x})<0$,机构运动失效.

柔性机构十分复杂,有时还要考虑到机构材料的非线性性质,因此难以用已知的随机变量将功能函数直接表示出来. 由于 $g(\boldsymbol{x})$难以获得,利用上式计算可靠度十分复杂,响应面法能够构造一个近似的功能函数 $g'(\boldsymbol{x})$来代替真实的 $g(\boldsymbol{x})$,使计算变得简单. 响应面方法计算机构的可靠度可参考文献[6~8].

3.2　空间伸展机构运动可靠性分析算例

某空间伸展机构的展开,属于典型的柔性多体系统的正逆动力学混合问题,为了减小求解规模,先将桁架等效为一平面桁架,如图 2 所示,选取整个机构的两节典型桁架段(设空间本体静止)[8]. 该伸展机构由 15 个物体组成,B_0 与本体固结.

当对角铰 H_{10}与 H_{17},H_7 与 H_{16}间距离为最大时,伸展机构为收拢状态. 当这装在物体 B_9 和物体 B_{10}上的电机驱动,通过螺旋铰 H_8 和 H_{12}使对角距离减小,实现机构伸展展开. 机构中铰 H_1,H_6 和 H_{13}为固定铰,其它连接铰均为柱铰,因此整个伸展机构共有 19 个铰.

伸展机构中的 B_1,B_2,B_3,B_4,B_5,B_{13},B_9,B_{10}

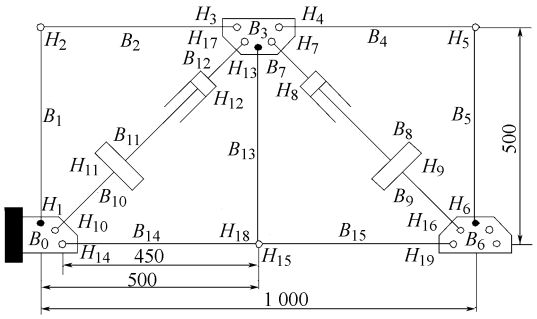


图 2　空间伸展机构示意图(单位:mm)

等大尺寸轻质构件在展开过程中可能产生较大的变形,因此简历伸展动力学模型时作为柔性体处理. 不考虑重力对展开机构动力学仿真结果的影响.

文中用 ADAMS 软件建立了此空间展开机构全部构件,其中 B_1,B_2,B_3,B_4,B_5,B_{13},B_9,B_{10}等大尺寸轻质构件取为柔性体.

1) 确定性分析. 本文用 ADAMS 程序分别进行了全部构件为刚性及部分构件为柔性件的仿真分析. 设电机之驱动规律为

$$\omega_0 = \begin{cases} \alpha t & \text{当 } t \leqslant t_0 \\ \alpha t_0 & \text{当 } t > t_0 \end{cases}$$

其中,$\alpha=-288°/s^2$;$t_0=10''$.

仿真计算时,取时间区间为 40″,步长为 1 000 步. 从分析结果看,对于全刚性机构,伸展机构完全展开时间为 38. 4″,通过后处理得到电机驱动扭矩对时间的变化曲线(如图 3 所示),且最大扭矩为 $M_{\max}=3.268\ 8$ N·mm.

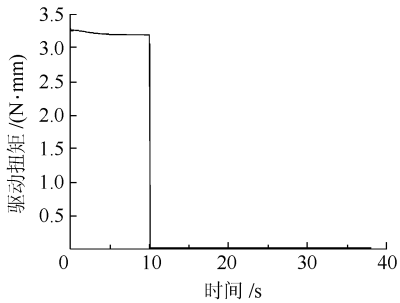


图 3　刚性机构驱动扭矩随时间变化的曲线

对含柔性构件的机构驱动扭矩随时间变化曲线如图 4 所示,最大扭矩为 $M_{\max}=3.316\ 7$ N·mm. 伸展机构完全展开时间亦为 38. 4″.

2) 运动可靠性分析. 设空间伸展机构随机变量及统计参数见表 1.

表 1　空间伸展机构统计参数

序号	变量名	含义	分布类型	均值	变异系数

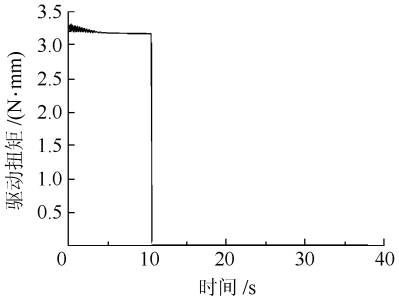


图4 柔性机构驱动扭矩随时间变化的曲线

1	α_ω/((°)·s^{-2})	电机驱动 ω 表达式之 α 值	正态	288	0.05
2	W_3/kg	B_3 质量	正态	0.425	0.05
3	W_4/kg	B_4 质量	正态	0.425	0.05
4	W_5/mm	B_5 剖面尺寸	正态	7.6	0.05
5	W_6/mm	B_6 剖面尺寸	正态	7.6	0.05

设此机构之电机驱动力矩 M 不宜要求过大,且设许用驱动力矩值为$[M]$,则功能函数为[3]

$$g(\boldsymbol{x}) = [M] - M$$

具体功能函数为

$$Z = g(\alpha_\omega, W_3, W_4, W_5, W_6) = [M] - M(\alpha_\omega, W_3, W_4, W_5, W_6)$$

其中 $M(\alpha_\omega, W_3, W_4, W_5, W_6)$ 由 ADAMS 软件仿真分析得出. 响应面方程为

$$Z = a + (b_1 \cdot \alpha_\omega + b_2 \cdot W_3 + b_3 \cdot W_4 + b_4 \cdot W_5 + b_5 \cdot W_6) + (c_1 \cdot \alpha_\omega^2 + c_2 \cdot W_3^2 + c_3 \cdot W_4^2 + c_4 \cdot W_5^2 + c_5 \cdot W_6^2)$$

其中变量 $b_i, c_i (i=1\sim5)$ 为响应面方程需要求解的待定系数,通过求解方程组得到[5].

分别取$[M]=3.5, 3.6, 3.7, 3.8, 3.9, 4.0$(单位 N·mm),用自主开发的响应面法程序 RSM 进行可靠性计算. 结果中 β 为可靠性指标,P_f 为失效率,R 为可靠度,如表2、表3所示.

表2 刚性空间伸展机构可靠性分析结果

序号	$[M]$	β	P_f	R
1	3.5	1.415	0.078 54	0.921 5
2	3.6	2.027	0.021 34	0.978 7
3	3.7	2.638	0.416×10^{-2}	0.995 8
4	3.8	3.25	0.577×10^{-3}	0.999 4
5	3.9	3.862	0.563×10^{-4}	0.999 94
6	4.0	4.473	0.386×10^{-5}	0.999 996

表3 柔性空间伸展机构可靠性分析结果

序号	$[M]$	β	P_f	R
1	3.5	1.111	0.133	0.866 7
2	3.6	1.716	0.043	0.956 9
3	3.7	2.322	0.01	0.988 9
4	3.8	2.927	0.17×10^{-2}	0.998 3
5	3.9	3.532	0.21×10^{-3}	0.999 8
6	4.0	4.136	0.18×10^{-4}	0.999 98

对比以上2种分析结果可以看出,在同样可靠度计算精度的情况下,杆件的柔性因素对机构可靠性的影响很大. 同时表明,本文所提出的用ADAMS软件进行多柔体机构动力学分析、采用S_RSM进行机构可靠性分析的技术方案是可行的.

参考文献(References)

[1] Proceedings of Flexible Space mechanisms technology workshop proceedings[R]. NASA:CP-1999-209200,1999

[2] Masayoshi Misawa. Deployment reliability prediction for large satellite antennas driven by spring mechanism[J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 1994,31(5):878~882

[3] 洪嘉振,蒋丽忠. 动力刚化与多体系统刚-柔耦合动力学[J]. 计算力学学报,1999,16(3):297~298
Hong Jiazhen, Jiang Lizhong. Dynamic stiffening and multibody dynamics with coupled rigid and deformation motions[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics,1999,16(3):297~298(in Chinese)

[4] 陆佑方. 柔性多体系统动力学[M]. 北京:高等教育出版社,1996.114~116
Lu Youfang. Dynamics of flexible multibody System[M]. Beijing: Publishing House of Higher Education,1996.114~116(in Chinese)

[5] 李 军,邢俊文,覃文洁. ADAMS实例教程[M]. 北京:北京理工大学出版社,2002.191~193
Li Jun, Xing Junwen, Qin Wenjie. ADAMS example tutorial [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press,2002.191~193(in Chinese)

[6] 赵广燕,张建国. 改进的重要度抽样法在机构可靠性中的应用[J]. 北京航空航天大学学报,2003,29(8):697
Zhao Guangyan, Zhang Jianguo. Application of an improved importance sampling method in mechanisms reliability[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics,2003,29(8):697(in Chinese)

[7] 张建国,刘英卫,郑东青. 弹性连杆机构可靠性分析方法[J]. 机械科学与技术,2001,20(2):247~248
Zhang Jianguo, Liu Yingwei, Zheng Dongqing. The reliability analysis of elastic linkage[J]. Mechanical Science and Technology,2001,20(2):247~248(in Chinese)

[8] Liu Yingwei, Fred Moses. A sequential response surface method and its application in the reliability analysis of aircraft structural systems [J]. Structural Safety,1994,16:39~46

[9] 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 北京:高等教育出版社,1999.392~402
Hong Jiazhen. Computational dynamics of multibody systems [M]. Beijing: Publishing House of Higher Education,1999.392~402(in Chinese)