多模块可展机构运动学分析及驱动设计

刘荣强[1],金 光[2],刘兆晶[3],张 静[4],吴 楠[1]

(1. 哈尔滨工业大学 机电工程学院,黑龙江 哈尔滨 150001;
2. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所,吉林 长春 130033;
3. 中国船舶重工集团公司第 703 研究所,黑龙江 哈尔滨 150036;
4. 太原理工大学 机械工程学院,山西 太原 030024)

摘 要:由于可折展机构在空间任务中的展开需要,其运动学分析和驱动设计至关重要。根据空间多模块可展开机构中单个模块的周向周期性及多模块连接的非完全周期性特点,首先基于复数法和机构单元的拆分思想进行了单个模块的运动学建模,同时进行了满足曲面拟合条件的多模块展开机构的几何建模,并进行了多模块可展开机构的运动学分析,得到多模块联动过程中运动部件的位置与模块间偏角的关系曲线,随着滑块位移的增大,外层模块与内层模块的偏角增大,最大值为 1.22°。基于可展开机构的运动学分析,得到不同驱动方式下滑块和铰链在机构展开过程中的受力变化曲线,进行展开机构的驱动分析及低质量和高可靠性的驱动设计,为展开机构的顺利展开提供保障。

关键词:航空宇航制造工程;可展开机构;多模块;运动学分析;驱动设计
中图分类号:TH112;V41 **文献标志码**:A **文章编号**:1007-2276(2014)S-0065-07

Kinematics analysis and driving design of multi-module deployable structure

Liu Rongqiang[1], Jin Guang[2], Liu Zhaojing[3], Zhang Jing[4], Wu Nan[1]

(1. School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;
2. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;
3. No. 703 Research Institute, China Shipbuilding Industry Corporation, Harbin 150036, China;
4. College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: Kinematics analysis and driver design of multi-module deployable structure Due to the deployment need of deployable structure in space missions, kinematics analysis and driver design of the structure were important. Based on the studied space multi-module deployable structure with the periodicity characteristics of single module in circumference direction and incompletely periodicity of the multi-module linkage, kinematics modeling of single module was conducted by using plural and decomposed method. At the same time, the kinematics model of multi-module deployable structure was established, which satisfies the aimed surface fitting. Then kinematics analysis of multi-module deployable structure was achieved to get the relationship curve between the location of the moving parts and the deflection of the modules. It was found that the deflections of the modules increase with the displacement of slider and reach 1.22 degrees. Based on the kinematics analysis of structure, the force curves

收稿日期:2014-10-05; **修订日期**:2014-11-10

作者简介:刘荣强(1965-),男,教授,博士,主要从事空间展开机构方面的研究工作。Email: liurq@hit.edu.cn

of the sliders and the joints under different driver styles during deploying are given. The diver analysis and driver design with low mass and high reliability for deployable structure which can guarantee the smoothly deploying.

Key words: aeronautics and astronautics manufacturing engineering; deployable structure; multi-module; kinematics analysis; driving design

0 引 言

可展开机构在空间和地面任务中得到了广泛的应用[1-2]: 柔性金属结构和薄膜结构结合的超轻飞行器,主要用于清理较低地球轨道上积累的空间垃圾,其成本低,系统简单且独立性好;通过杆件机构综合得到的多模块折展天线,主要用于空间信号接收,其刚度大,折叠体积小,可以有利于减小运输空间,降低空间任务的成本; 折纸概念启发得到的多种移动设备,主要用于自然灾害及平时的应急设备,其折叠体积小便于运输。构架式折展桁架的轻质量、大折叠比等特点使其将长期成为空间大跨距支撑的主要结构形式,国内外对可展开机构均有大量的研究,如邓宗全等利用曲面拟合方法进行了包络面为类抛物面的多模块折展机构设计[3]。丁希仑等进行了一种新型棱柱折展机构的设计[4]。同时,对于折展机构的运动学[5]和动力学[6]分析也至关重要,利用软件进行展开机构的运动学分析很难满足大型机构的分析需求,同时存在很多的运动学分析方法[7],机构运动学分析研究中运动副较少, 对于非规则构件关键点的矩阵表达及连接关系进行了矩阵方法研究[8],用于机器人的并联机构运动学及驱动研究较多[9],但是对于连接复杂、运动副较多和可靠性要求较高的可展开机构研究较少, 又由于展开机构空间环境展开的需要,其运动学分析和可靠的驱动设计尤为重要。

文中基于运动学分析中的复数法进行了多模块可展开机构的运动学分析, 基于可展开机构的单个模块的周向周期性特点, 利用单个模块中单个肋的平面运动学分析来反映单个模块的运动学特性,通过单个肋的各点运动的坐标转换实现单个模块的运动学分析,最终建立多模块连接几何模型,进行空间多模块可展开机构的运动学建模。为了实现空间机构的可靠展开,进行了驱动设计,满足了机构的小体积和小质量设计及其稳定展开需要, 并进行了展开运动和冲击分析。

1 基于复数法的可展开肋单元拆分

可展开肋单元是多模块可展开支撑机构中的基本单元,如图 1 所示,因此,研究整个展开机构的展开收拢运动学特性,需从可展开肋单元进行分析。

由于肋单元杆件数量较多,整体分析较复杂,所以利用多闭环拆分的方式将其拆分为 3 个四杆机构,如图 2 所示,再基于拆分杆组的共用变量,建立整体机构的运动学关系。

拆分机构一如图 2(a)所示,以运动学分析中的复数法为基础,可建立位移矢量方程(1),整理得到公式(2),给定滑块位移,可以得到 θ_1 和 θ_2 值:

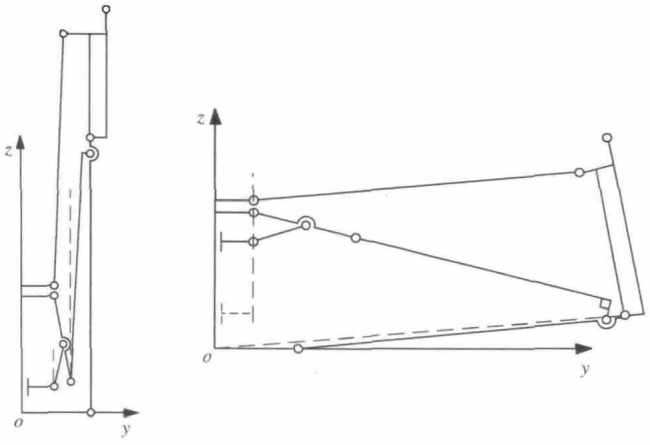
$$\overrightarrow{IA}+\overrightarrow{AK}+\overrightarrow{KM}=\overrightarrow{IJ}+\overrightarrow{JM} \tag{1}$$

$$\begin{cases} f_1(\theta_1,\theta_2)=l_{IJ}+l_{JM}\cos\theta_1-l_{AK}-l_{KM}\cos\theta_2=0 \\ f_2(\theta_1,\theta_2)=l_{AI}-l_{JM}\sin\theta_1-l_{KM}\sin\theta_2=0 \end{cases} \tag{2}$$

式中: l 为杆件长度。

拆分机构二如图 2(b)所示,建立矢量方程(3),整理得公式(4),可以得到 θ_3、θ_4 的值:

$$\overrightarrow{OB}+\overrightarrow{BC}=\overrightarrow{OI}+\overrightarrow{IJ}+\overrightarrow{JQ}+\overrightarrow{QN}+\overrightarrow{NC} \tag{3}$$

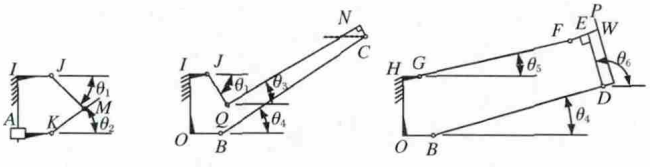


(a) 收拢状态 (b) 展开状态

(a) Folded state (b) Expanded state

图 1 肋单元

Fig.1 Rib element



(a) 拆分机构一　(b) 拆分机构二　(c)拆分机构三

(a) First mechanism　(b) Second mechanism　(c)Third mechanism

图 2 肋单元拆分

Fig.2 Decomposed rib element

$$\begin{cases} f_1(\theta_3,\theta_4)=l_{OB}+(l_{BD}-l_{CD})\cos\theta_4-(l_{IJ}+l_{JQ}\cos\theta_1+ \\ \qquad l_{QN}\cos\theta_3+l_{NC}\cos(\frac{\pi}{2}-\theta_3))=0 \\ f_2(\theta_3,\theta_4)=(l_{BD}-l_{CD})\sin\theta_4-((l_{HO}-l_{HI})-l_{JQ}\sin\theta_1+ \\ \qquad l_{QN}\sin\theta_3-l_{NC}\sin(\frac{\pi}{2}-\theta_3))=0 \end{cases} \tag{4}$$

拆分机构三如图 2(c)所示,可建立矢量方程(5),整理可得公式(6),可以得到 θ_5、θ_6 的值:

$$\overrightarrow{OB}+\overrightarrow{BD}+\overrightarrow{DE}=\overrightarrow{OH}+\overrightarrow{HG}+\overrightarrow{GF}+\overrightarrow{FE} \tag{5}$$

$$\begin{cases} f_1(\theta_5,\theta_6)=l_{OB}+l_{BD}\cos\theta_4-(l_{HG}+l_{GF}\cos\theta_5+ \\ l_{EF}\cos(\theta_6-\frac{\pi}{2})+l_{ED}\cos(\pi-\theta_6))=0 \\ f_2(\theta_5,\theta_6)=l_{BD}\sin\theta_4-(l_{OH}+l_{GF}\sin\theta_5+ \\ l_{EF}\sin(\theta_6-\frac{\pi}{2})-l_{ED}\sin(\pi-\theta_6))=0 \end{cases} \tag{6}$$

通过编程可得到肋的运动位置随滑块位移的变化,如图 3 所示,圆圈处为铰链,从图中可以看出,机构可以连续运动。当滑块沿中心杆以 1 mm/s 速度匀速向上运动时,θ_1~θ_6 随滑块移动的角位移变化曲线如图 4 所示,由图可知,各角度在整个展开过程中变化比较平缓,机构的展开速度由快变慢。

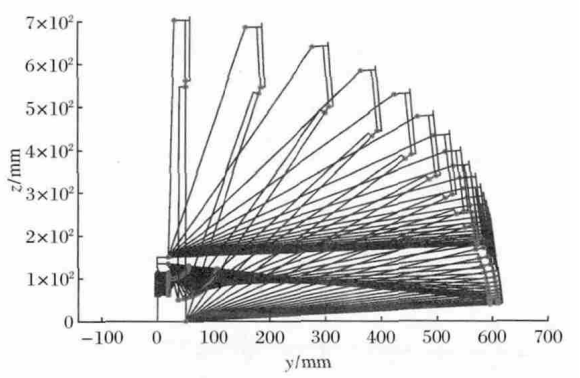


图 3 肋单元展开过程

Fig.3 Deploying process of the rib element

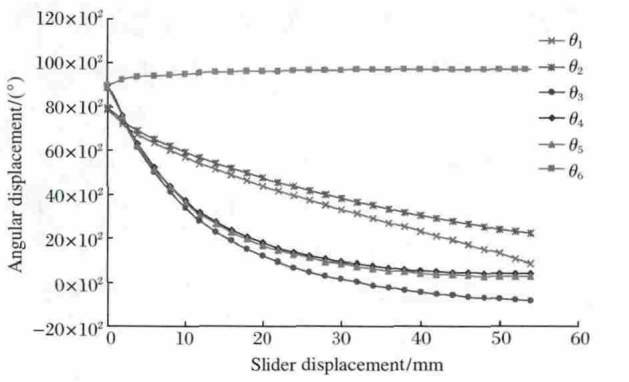


图 4 角位移随滑块位移变化曲线

Fig.4 Change of angular displacement with slider displacement

2 多模块可展机构运动学分析

2.1 单模块运动学分析

单个模块由 6 个绕中心杆均布的肋单元组成,如图 5 所示,将肋的各节点坐标写入位置矩阵中,见公式(7)。模块肋与肋之间夹角均为 $\alpha_1=\pi/3$,模块所有 6 肋的节点坐标表示为 Γ_n,则根据旋转坐标变换:

$$\Gamma=\begin{bmatrix} x_O & x_A & x_K & x_E \\ y_O & y_A & y_K & y_E \\ & \cdots & & \\ z_O & z_A & z_K & z_E \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \tag{7}$$

$$\Gamma_n=R(z,(n-1)\alpha_1)\Gamma \tag{8}$$

$$R(z,(n-1)\alpha_1)=\begin{bmatrix} \cos(n-1)\alpha_1 & -\sin(n-1)\alpha_1 & 0 & 0 \\ \sin(n-1)\alpha_1 & \cos(n-1)\alpha_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{9}$$

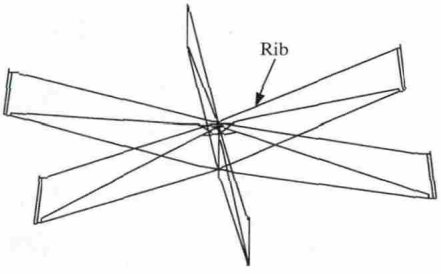


图 5 单模块

Fig.5 Single module

通过公式(8)可以得到滑块在任意位置时模块的展开状态,单模块在完全收拢状态下,成圆筒状,便

于模块间的连接，并且提高了收纳率，通过单模块空间位置建模可以为分析天线支撑机构的运动特性提供直观模型。

2.2 多模块联动运动学分析

由于机构具有曲面逼近的特点，多模块的展开运动与单个模块的运动规律并不相同，因此为了分析多模块机构的运动规律，必须建立多模块联动的空间位置模型。

当模块连接扩展到两层，即模块数量达到 7 个时，中间模块与第二层模块连接关系如图 6 所示，由于连接偏差的产生，肋 3、肋 4 需进行调整，由于其调整角度相同，所以以肋 3 为例，求出调整角度，即需求角 α_2，进而求得所产生偏角 τ_2=1.22°，偏角 τ_2 在整个支撑机构展开过程发生变化。

如图 6 所示，除去需要进行调整的肋 3 和肋 4 之外，中心模块与第二层模块关于过相邻两肋连接杆 TP、T_1P_1 所建立的平面 B 对称，根据结构对称性可知，第二层模块需要调整肋连接杆外端点 P_2 在过肋 1 和肋 2 所建立平面 A 内。求出 P_2 点坐标，就可以求出偏角 τ_2，进而找到在机构展开过程中，偏角 τ_2 的变化规律。设中心模块上任意点 $\sigma(x_\sigma,y_\sigma,z_\sigma)$，其关于面 B 对称点 $\sigma'(x_{\sigma'},y_{\sigma'},z_{\sigma'})$，则根据几何关系，可建立方程组(10)，如果 σ 坐标已知，则可根据此方程组求得其对称点 σ' 坐标。

$$\begin{cases}\begin{vmatrix}\frac{x_\sigma+x_{\sigma'}}{2}-x_T & \frac{y_\sigma+y_{\sigma'}}{2}-y_T & \frac{z_\sigma+z_{\sigma'}}{2}-z_T\\ x_P-x_T & y_P-y_T & z_P-z_T\\ x_{P1}-x_T & y_{P1}-y_T & z_{P1}-z_T\end{vmatrix}=0\\ \dfrac{\frac{x_\sigma+x_{\sigma'}}{2}-x_\sigma}{\begin{vmatrix}y_P-y_T & z_P-z_T\\ y_{P1}-y_T & z_{P1}-z_T\end{vmatrix}}=-\dfrac{\frac{y_\sigma+y_{\sigma'}}{2}-y_\sigma}{\begin{vmatrix}x_P-x_T & z_P-z_T\\ x_{P1}-x_T & z_{P1}-z_T\end{vmatrix}}\\ \dfrac{\frac{x_\sigma+x_{\sigma'}}{2}-x_\sigma}{\begin{vmatrix}y_P-y_T & z_P-z_T\\ y_{P1}-y_T & z_{P1}-z_T\end{vmatrix}}=\dfrac{\frac{z_\sigma+z_{\sigma'}}{2}-z_\sigma}{\begin{vmatrix}x_P-x_T & y_P-y_T\\ x_{P1}-x_T & y_{P1}-y_T\end{vmatrix}}\end{cases}\tag{10}$$

设中心杆下端点 O 为坐标系$\{S_1\}$的原点，z_{S_1} 轴方向沿中心杆下端点 O 指向上端点 H，x_{S_1} 轴与 z_{S_1} 轴所成平面包含肋 5，O 点和 H 点在坐标系$\{S_1\}$下的坐标均已知，用式(10)可求解出与 OH 关于面 B 对称的第二层模块中心杆 O_1H_1，OH 与 O_1H_1 所成夹角为 κ；坐标系$\{S_1\}$绕 z_{S_1} 轴逆时针旋转 $\pi/6$ 得到坐标系$\{S_2\}$，

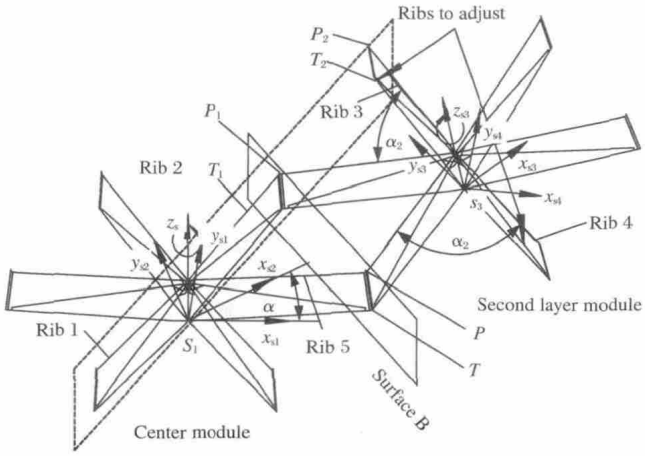


图 6 多模块联动分析示意图

Fig.6 Schematic diagram of multi-module co-movement

则 O_1、H_1、P_1 在坐标系$\{S_2\}$中的坐标 ${}^{S_2}O$、${}^{S_2}H$、${}^{S_2}P_1$ 可表示为：

$${}^{S_2}O=R\left(z,-\frac{\pi}{6}\right){}^{S_1}O \tag{11}$$

$${}^{S_2}H=R\left(z,-\frac{\pi}{6}\right){}^{S_1}H \tag{12}$$

$${}^{S_2}P_1=R\left(z,-\frac{\pi}{6}\right){}^{S_1}P_1 \tag{13}$$

则根据 O_1'、H_1' 坐标可求的 OH 与 O_1H_1 所成夹角为 κ：

$$\kappa=\arctan\frac{x_{S_2O}-x_{S_2H}}{z_{S_2H}-z_{S_2O}} \tag{14}$$

设第二层模块中心杆下端点 O_1 为坐标系$\{S_3\}$的原点，z_{S_3} 轴方向沿中心杆下端点 O_1 指向上端点 H_1，x_{S_3} 轴与 z_{S_2} 轴所成面与 x_{S_1} 轴与 z_{S_1} 轴所成面重合，则$\{S_2\}$相对于$\{S_3\}$的齐次变换矩阵：

$${}^{S_2}_{S_3}T=\begin{vmatrix}{}^{S_2}_{S_3}R & {}^{S_2}P_{S_3}\\ 0 & 1\end{vmatrix}=\begin{vmatrix}{}^{S_2}_{S_3}R^T & -{}^{S_2}_{S_3}R^T\,{}^{S_2}P_{S_3}\\ 0 & 1\end{vmatrix}=$$

$$\begin{vmatrix}\cos\kappa & 0 & \sin\kappa & -x_{S_3O}\\ 0 & 1 & 0 & y_{S_3O}\\ -\sin\kappa & 0 & \cos\kappa & z_{S_3O}\\ 0 & 0 & 0 & 1\end{vmatrix}\tag{15}$$

$${}^{S_3}P_1={}^{S_2}_{S_3}T\,{}^{S_2}P_1 \tag{16}$$

式中：${}^{S_2}_{S_3}R$ 为$\{S_2\}$相对于$\{S_3\}$的旋转变换矩阵；${}^{S_3}P_{S_2}$ ——$\{S_2\}$相对于$\{S_3\}$的平移变换矩阵。

根据旋转坐标变换：

$$^{S_4}P_2=^{S_3}P_1 \tag{17}$$

$$^{S_3}P_2=R(z,-\alpha_2)^{S_4}P_2 \tag{18}$$

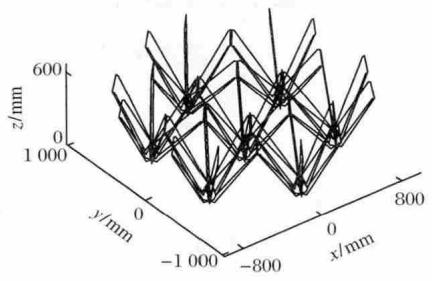
$$^{S_2}P_2=R(y,-\kappa)^{S_3}P_2 \tag{19}$$

$$^{S_1}P_2=R(z,\frac{\pi}{6})^{S_2}P_2 \tag{20}$$

P_2 点在面 A 内，则满足平面的方程(19)：

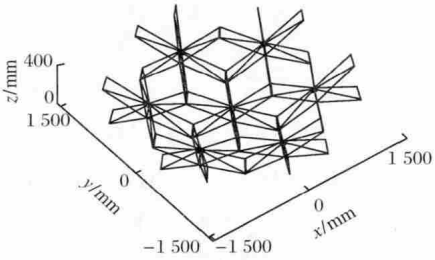
$$y_{S_1P_2}=x_{S_1P_2}\tan\frac{\pi}{3} \tag{21}$$

因此，以滑块位移为已知条件，便可以求出可展开机构展开过程中任意时刻角 α_2 和偏角 τ_2 的值，得到任意时刻 7 模块联合展开状态图，如图 7 所示。偏角 τ_2 在展开过程中的变化曲线如图 8 所示，由图可知，随天线支撑机构的展开，偏角 τ_2 的值不断增加，且稳定在一定值，其变化范围为 τ_2=0°~1.22°。由于此偏角变化的存在，在详细设计铰链时，应预先计算出铰链间隙，来满足展开要求。如图 9 所示，为中心模块原点与第二层模块原点间距离随滑块位移的变化曲线，当滑块匀速运动时，此距离在展开运动开始阶段快速增加，之后则增加非常缓慢。通过对天线支撑机构多模块联合展开运动的分析，掌握其运动的规律，得到详细结构设计所需的参数，为结构设计奠定理论基础。



(a) 未完全展开状态

(a) Incompletely expanded state



(b) 完全展开状态

(b) Completely expanded state

图 7 多模块联动

Fig.7 Co-movement of multi-module

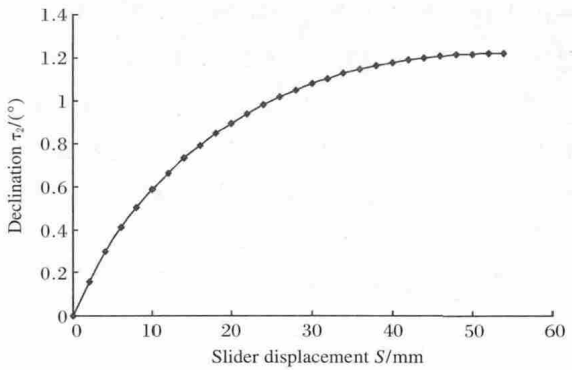


图 8 τ_2 变化曲线

Fig.8 Change of τ_2

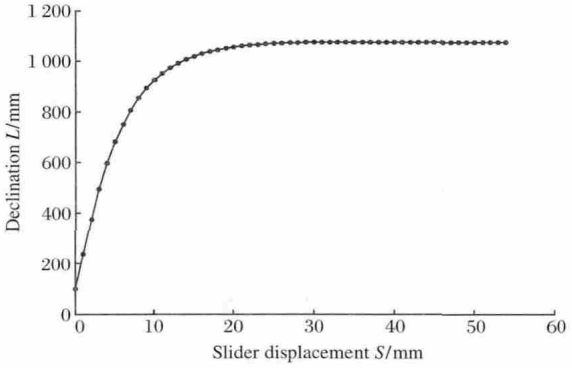


图 9 中心模块与第二层模块原点间距离变化曲线

Fig.9 Distance of the central points of the central and outer module

3 驱动设计

基于可展开机构的尺寸参数以及运动特性，以机构展开运动安全可靠、结构简单和便于加工制造为设计原则，进行七模块组成的可展开机构驱动位置以及驱动形式设计。

3.1 驱动位置分析

在进行整个模块展开驱动设计之前应确定单肋展开机构的驱动形式及驱动位置，由于机构的多模块化特点，必须在每个模块上安装独立驱动，而考虑到单模块体积小，重量轻，所加驱动装置不应为模块引入相对过大的质量，因此选择弹簧、扭簧、片簧等轻质储能元件作为主要驱动形式；利用仿真软件 ADAMS 对单肋可展开机构进行分析，通过受力变化分析施加驱动力位置的优劣，在不计铰链间摩擦力，并存在重力的情况下，对选取的五个适合安装驱动的位置进行分析，测得铰链受力、位移情况随时间的变化曲线，如图 10 所示，只有位置一为滑动副，可以安装压缩弹簧驱动，所需驱动力较小，其余可驱动的

位置均为转动副,只能安装扭簧或片簧驱动,且旋转角度较大,安装空间较小,驱动二安装驱动空间相对较大,驱动位置四、五、六铰链所受转矩与驱动位置二相近,由图 11 中给出受力与位移变化曲线。综上所述,选取驱动位置一安装压缩弹簧作为主驱动,考虑到模块连接后,有不确定因素存在,因此在相对安装空间较大的位置二处加装片簧作为辅助驱动设计,帮助整个天线支撑机构在初期的展开运动。

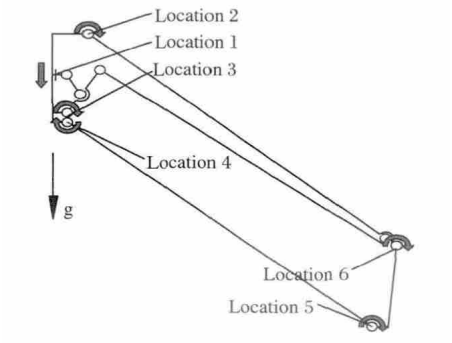
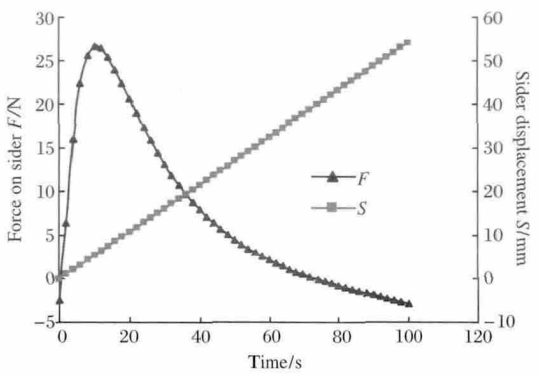


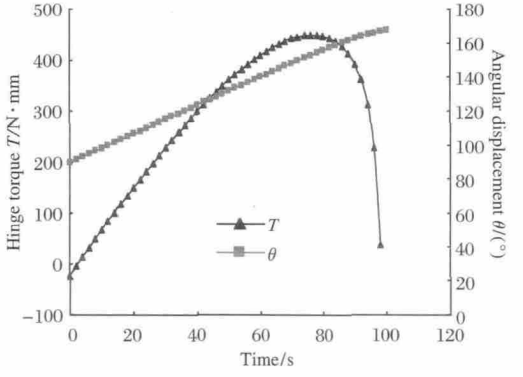
图 10 肋驱动位置示意图

Fig.10 Diagram of the driver location for rib



(a) 驱动位置一

(a) First location



(b) 驱动位置二

(b) Second location

图 11 驱动力和位移随时间变化曲线

Fig.11 Change of the driving force and displacement with time

3.2 主驱动弹簧设计

通过三维设计软件 PRO/E3.0 与仿真软件 ADAMS2005 之间的接口软件 MESHPRO2005,将单模块结构的三维模型导入 ADAMS 中,仿真模型如图 12 所示,计算当滑块发生位移时,滑块受到展开阻力作用,通过分析阻力大小来分析模块所需的展开力,主驱动弹簧力要大于滑块受力,如图 13 所示。

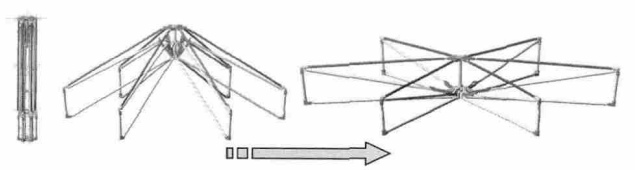


图 12 模块仿真图

Fig.12 Simulation of single module

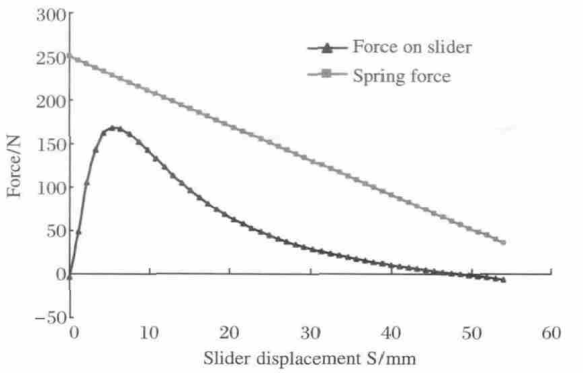


图 13 滑块受力及弹簧力随滑块位移变化曲线

Fig.13 Force on slider and spring force as a function of the slider displacement

当模块完全展开时,由于上支撑杆与斜腹杆成一直线,每个肋都被分为两个稳定的三角形结构,理想情况下,此时不需要外力作用,整个模块将处于自锁定,但考虑到展开过程中铰链存在摩擦,且防止由于实际中存在的微小扰动或天线自身的震动使整个机构处于不稳定状态,所以在展开动作进行完毕时,弹簧仍应保留一部分能量。最后取滑块受力最大值的 1.5 倍设计弹簧。将弹簧加入模块中进行仿真分析,在不控制展开速度的情况下,在机构完全展开瞬间,机构要承受冲击力的作用,其冲击加速度如图 14 所示。由图可知,如果不对展开速度进行控制,机构中的杆件以及铰链将承受非常大的冲击力,机构容易造成破坏,因此,必须对展开速度进行控制。

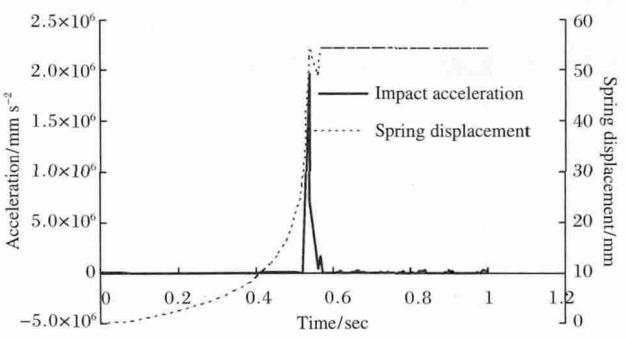


图 14 弹簧展开瞬间机构受到的冲击加速度

Fig.14 Impact acceleration on the instant of spring unfolding

4 结 论

(1)根据单个模块的周向周期性和多闭环的特点,基于运动学中的复数分析方法和的拆分方法,建立单个肋的运动学模型,并将单个肋的运动学模型通过矩阵变换的方式转化到空间机构中,建立单个模块的动力学模型。

(2)基于模块之间连接的几何约束,进行多模块下的运动学模型建立,得到机构的运动学特性,同时对模块联动产生的偏角进行了研究,得到偏角的变化曲线,通过间隙补偿的方法,进行了存在联动偏角下的连接设计。

(3)基于机构特点和运动学分析,进行驱动位置和驱动力的分析,根据各驱动力曲线进行驱动设计,利用仿真软件进行了驱动合理性验证,并进行动力学仿真,给出展开过程冲击曲线,为机构控制提供参考。

参考文献:

[1] Fernandez J M, Visagie L, Schenk M, et al. Design and development of a gossamer sail system for deorbiting in low earth orbit[J]. ***Acta Astronautica***, 2014, 103: 204–225.

[2] Quaglia C P, Dascanio A J, Thrall A P. Bascule shelters: A novel erection strategy for origami –inspired deployable structures[J]. ***Engineering Structures***, 2014, 75: 276–287.

[3] Chu Z R, Deng Z Q, Qi X Z, et al. Modeling and analysis of a large deployable antenna structure[J]. ***Acta Astronautica***, 2014, 95: 51–60.

[4] Ding X L, Yang Y, Dai J S. Design and kinematic analysis of a novel prism deployable mechanism [J]. ***Mechanism and Machine Theory***, 2013, 63: 35–49.

[5] Liu Zhaojing. Design and manufacture of supporting structure for modular deployable parabpolic antenna [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011. (in Chinese)
刘兆晶. 模块化可展开抛物面天线支撑机构设计与研制 [D]. **哈尔滨: 哈尔滨工业大学**, 2011.

[6] Liu Rongqiang, Tian Dake, Deng Zongquan, et al. Modal analysis of truss structure for deployable truss antenna with multi –module [J]. ***Transactions of Beijing Institute of Technology***, 2011, 31(1): 685–690. (in Chinese)
刘荣强, 田大可, 邓宗全, 等. 多模块构架式空间可展开天线背架的模态分析 [J]. **北京理工大学学报**, 2011, 31(1): 685–690.

[7] AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC 32nd structures, structural dynamics and materials conference[C]//Baltimore, 1991, 2911–2919.

[8] Liu Shuwu, Liu Donghong. Summary of analytical methods of kinematics(continuation)[J]. ***Journal of Tianjin University of Commerce***, 1999, 19(4): 58–64. (in Chinese)
刘树武, 刘东红. 运动学分析方法综述(续)[J]. **天津商学院学报**, 1999, 19(4): 58–64.

[9] Yuan Qingke, Jiang Gedong. Modeling and analysis method of spatial mechanism kinematics[J]. ***Journal of Xi'an Jiaotong University***, 2009, 43(5): 99–103. (in Chinese)
袁清珂, 姜歌东. 空间机构运动学建模与分析方法的研究 [J]. **西安交通大学学报**, 2009, 43(5): 99–103.