

杆式旋转展开机构动态特性研究

刘 赞 王 浩 江 坤 陶如意

(南京理工大学能源与动力工程学院, 南京 210094)

摘要 为了研究杆式旋转展开机构在展开过程中的动力学特性, 建立考虑中心杆柔性的多体系统动力学模型, 并进行了理想工况下的数值仿真计算, 计算结果表明运动结果与试验较为吻合; 最后进行了考虑工作方位、动力偏转、质量平衡等因素的非理想工况下的数值仿真, 通过分析研究, 工作方位及质量平衡对系统稳定工作的影响更显著, 小角度范围内的动力偏转的影响可以不计。

关键词 动力学, 多体系统, 旋转展开机构, 动力偏转

中图分类号: TH113 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-0879(2011)06-063-06

STUDY ON THE DYNAMIC BEHAVIOR OF A ROD-SHAPED ROTATIONAL EXPANSION MECHANISM

LIU Yun¹⁾ WANG Hao JIANG Kun TAO Ruyi

(School of Energy and Power Engineering, NUST, Nanjing 210094, China)

Abstract A dynamics model of a rod-shaped rotational expansion mechanism with consideration of the flexibility of the center rod is developed for studying the dynamic property in the expanding process. A numerical simulation is carried out under an ideal operating condition. The kinematic parameter in the computed results agree well with the test result. Finally a simulation is carried out with considerations of operation direction, dynamic deflection and mass unbalance. It is shown that the influence of operation direction and mass unbalance is much more important, and that of the dynamic deflection could be ignored in the small angle area.

Key words dynamics, multi-body systems, rotational expansion mechanism, dynamic deflection

多体系统动力学作为近几十年来迅速发展的理论方法, 为机械系统动力学研究提供了强有力的手段, 广泛应用于兵器、航空、航天、机械、机器人等领域, 国内外众多学者利用该方法解决了大量工程问题。戈新生等^[1]采用多体系统动力学方法对空间机械臂进行了分析讨论, 芮晓亭等^[2]利用该方法对多管火箭发射动力学进行了系统的研究; Kim 等^[3]在 90 年代便把多体系统理论应用到了汽车领域中, 建立了整车的多柔体系统动力学模型; Nixon 等^[4-5]建立了倾转旋翼机多体动力学分析模型, 研究了倾转旋翼机的气弹动力学问题等。本文将采用多体系统动力学方法对某小型无控飞行器的主要运动部件——杆式旋转展

开机构进行数值仿真研究。杆式旋转展开机构的工作特性对飞行器的姿态稳定起绝对作用, 研究其展开过程的动态特性是十分重要的。

该机构主要用于展开外部伞衣、维形, 并通过自转稳定飞行器运动姿态, 几何模型如图 1 所示。工作过程如下: 由旋转台提供转速, 带动中心杆、支撑座及径向支撑杆转动; 同时径向支撑杆在扭簧作用下径向展开。中心杆作为主要连接和支撑部件, 运动状态将影响系统正常工作。本文建立考虑中心杆柔性的多体系统动力学模型并进行仿真计算, 描述其运动特点与工作状态; 最后考虑实际存在的 3 种主要影响因素对多体系统模型进行工作稳定性分析。

2011-07-27 收到第 1 稿, 2011-10-10 收到修改稿。

1) 刘赞, 女, 博士研究生, 主要研究方向为飞行器机构设计及动态特性研究。E-mail: liuyun801@yahoo.cn

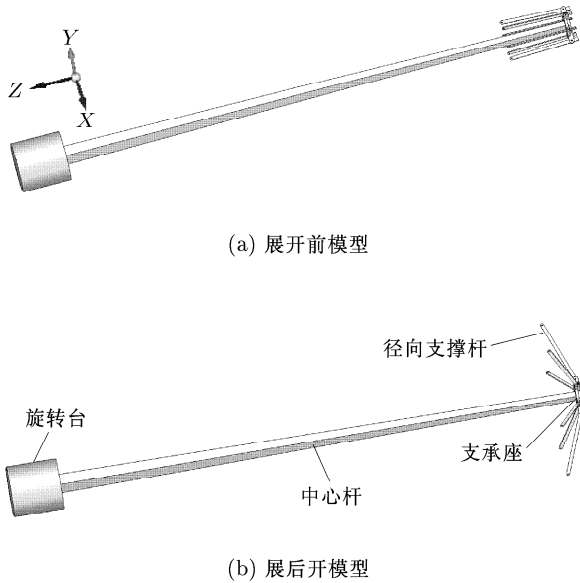


图 1 旋转展开机构几何模型

1 数学模型

考虑中心杆的尺寸和工作特点,变形不能忽略,因此采用柔性体建模方法建立中心杆的运动方程.利用有限元方法将杆分割为 l 个单元,将单元质量集中到节点上,过杆未变形时的质心建立一浮动坐标系,描述杆的大范围运动,用相对于浮动坐标系的模态坐标描述杆的变形.根据图 2 所示的柔性杆变形描述,建立杆上任意节点 k 的运动方程^[6]如下

$$\mathbf{r}^k = \mathbf{r} + \boldsymbol{\rho}^k \quad (1)$$

$$\dot{\mathbf{r}}^k = \dot{\mathbf{r}} + \boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{\rho}^k + \mathbf{v}_r^k \quad (2)$$

$$\ddot{\mathbf{r}}^k = \ddot{\mathbf{r}} + \dot{\boldsymbol{\omega}} \times \boldsymbol{\rho}^k + \mathbf{v}_r^k + 2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}_r^k + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{\rho}^k) \quad (3)$$

$$\boldsymbol{\rho}^k = \boldsymbol{\rho}_0^k + \mathbf{A}\boldsymbol{\Phi}^k \mathbf{a} \quad (4)$$

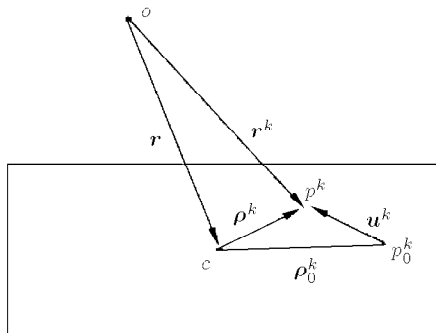


图 2 柔性杆变形描述

图中, o 为绝对坐标系原点, c 为柔性杆质心, 上标 k 表示第 k 个节点, p_0^k 为未变形的第 k 节点, p^k 为

变形后的第 k 节点, $\mathbf{u}^k$ 为节点的平移变形矢量, $\mathbf{r}$ 表示质心的绝对矢径, $\mathbf{r}^k$ 表示节点的绝对矢径, $\boldsymbol{\rho}^k$ 表示节点相对矢径, $\boldsymbol{\rho}_0^k$ 表示节点未变形时相对矢径. 式 (1)~(3) 为杆的运动方程, 分别为杆的绝对矢径、绝对速度和绝对加速度表达式. 其中, $\dot{\mathbf{r}}^k$ 表示节点绝对速度, $\dot{\mathbf{r}}$ 表示质心的绝对速度, $\boldsymbol{\omega}$ 表示浮动坐标系相对于绝对参考基的角速度, $\mathbf{v}_r^k$ 表示节点相对浮动坐标系的速度, 即 $\dot{\boldsymbol{\rho}}^k$, $\ddot{\mathbf{r}}^k$ 表示节点绝对加速度, $\ddot{\mathbf{r}}$ 表示质心绝对加速度, $\dot{\boldsymbol{\omega}}$ 表示浮动坐标系相对于绝对参考基的角加速度, $\mathbf{v}_r^k$ 表示节点相对浮动坐标系的加速度, 即 $\ddot{\boldsymbol{\rho}}^k$, $\mathbf{A}$ 表示浮动坐标系相对于绝对坐标系的方向矩阵, $\boldsymbol{\Phi}^{ik}$ 表示浮动坐标系下的平移模态矢量阵, $\mathbf{a}$ 表示杆的模态坐标阵, $\boldsymbol{\Phi}^k \mathbf{a}$ 为图中的 $\mathbf{u}^k$, 即节点的平移变形矢径. 文中没有进行特殊说明的均表示相对于绝对坐标系.

系统动力学方程为^[7]

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{C}_q^T \\ \text{sym} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_e - \mathbf{Q}_v - \mathbf{K}\mathbf{q} \\ \mathbf{Q}_c \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中, $\mathbf{M}$ 为系统质量矩阵, $\mathbf{C}_q$ 为系统约束的雅可比矩阵, $\mathbf{q}$ 为系统广义坐标矩阵, λ 为拉氏乘子量, $\mathbf{Q}_e$ 为广义外力矢量, $\mathbf{Q}_v$ 为广义惯性力矢量, $\mathbf{K}$ 表示系统刚度矩阵, $\mathbf{Q}_c$ 为系统常约束方程对时间求二次导数的右端项.

对于单个部件则有

$$\mathbf{M}_i \ddot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{K}_i \mathbf{q}_i + \mathbf{C}_{iq}^T \lambda = \mathbf{Q}_{ie} - \mathbf{Q}_{iv}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (6)$$

式中

$$\mathbf{Q}_{ie} = [\mathbf{Q}_{i1} \quad \mathbf{Q}_{i2} \quad \dots \quad \mathbf{Q}_{ij}], \quad m = 1, 2, \dots, m$$

$$\mathbf{Q}_{ij} = (\mathbf{F}_i)^T \frac{\partial \mathbf{r}_i}{\partial \mathbf{q}_j}, \quad i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, m$$

式中 i 为部件编号, j 为广义坐标编号, $\mathbf{F}$ 为所受外力, 如重力、碰撞力等, $\mathbf{r}$ 定义为广义坐标表示的虚位移.

2 理想工况仿真结果分析

不考虑加工、装配、动力偏转等误差, 不考虑重力影响, 进行为时 1 s 的理想工作情况数值仿真计算. 图 3 为试验时外部动力施加给旋转台的扭矩数据, 作用总时间为 0.336 s, 作用扭矩范围 0~10.325 N·m, 将该数据作为仿真的初始驱动.

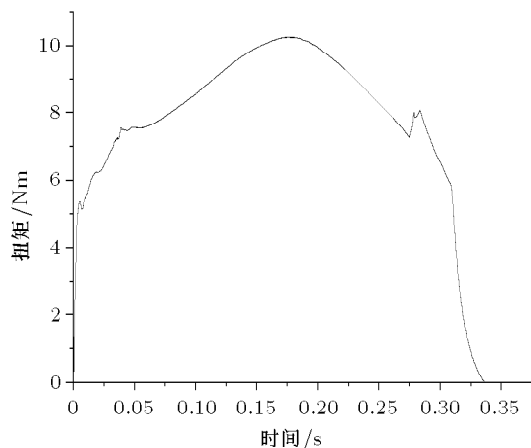
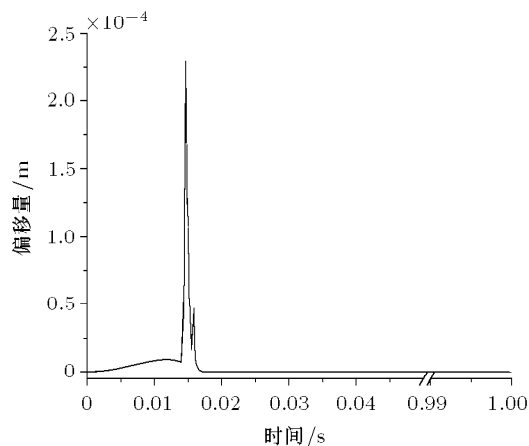


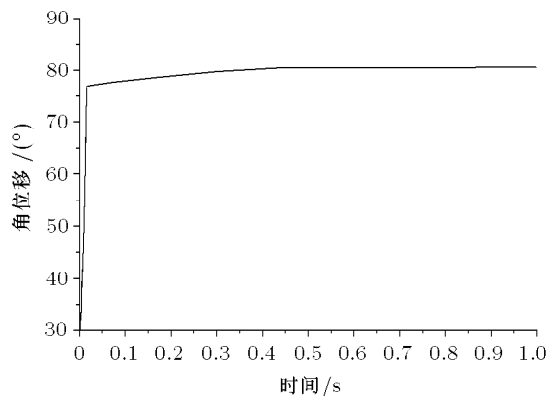
图 3 旋转台扭矩曲线图



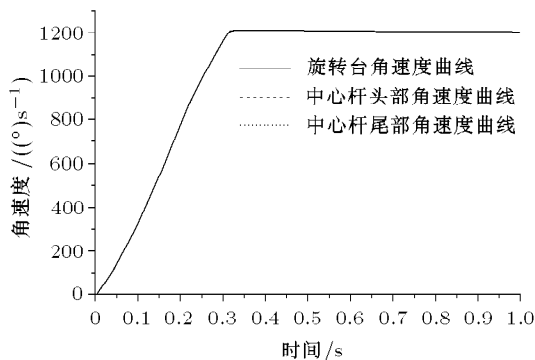
(c) 支承座质心偏移曲线

2.1 系统运动学分析

图 4(a) 为径向支撑杆与中心杆之间角度随时间的变化，径向支撑杆在扭簧作用下展开，0.014s 时杆尾端与支撑座底部接触，展开到位。图 4(b) 显示角速度在扭矩作用下，从 0 逐渐增大至 $1213^{\circ}/\text{s}$ ，并在扭矩作用结束后保持不变，3 条角速度曲线重合，中心杆的头部及尾部角速度运动规律与旋转台一致，说明中心杆扭矩传递同步。通过支承座的质心位移变化来考量系统的稳定工作情况，图 4(c) 的支撑座



(a) 径向支撑杆角位移曲线



(b) 角速度曲线

图 4 理想工况机构运动情况

质心偏移曲线显示质心位置在 0.014s 时有明显变化，由原点偏离到距离原点 $2.3 \times 10^{-4} \text{m}$ 处，随即恢复到距离原点位置 $4.0 \times 10^{-10} \text{m}$ 处；偏移量非常小，但说明了在外界载荷作用下，质心位置发生了变化，尽管是理想工作状态，机构并不是理想的同轴转动。

对比分析高速摄像记录，系统计算所得运动特点与实际工作情况基本一致。表 1 列出了部分计算结果与试验数据。设计要求更注重径向支撑杆的动作的完成情况，对其展开时间的要求并不严格，因此数值计算并没有考虑连接小零部件如连接螺栓、销钉等作用，导致计算结果偏小。通过高速判读，0.022s 仍然满足在 0.100s 展开的设计要求。该机构最重要的一个技术指标就是能够快速达到指定的转速 $1260^{\circ}/\text{s}$ ，图表可以说明仿真和试验结果都在设计要求范围内。

表 1 计算与试验数据对比

主要参数	径向支撑杆展开 时间 /s	系统转速 / (($^{\circ}$) $\cdot$ s $^{-1}$)	是否晃动
计算结果	0.014	1 213	微小
试验结果	0.022	1 199	是
设计要求	< 0.100	1 260 $\pm$ 90	微小

2.2 系统动力学分析

引起支撑座质心变化主要有两方面原因，受力和中心杆变形。支撑座径向受力相互抵消，轴向主要受到径向支撑杆的作用。图 5 为杆的受力曲线，负数表明杆是施力物体。支撑杆在 0.014s 与支撑座碰撞接触，产生大约 2600 N 的接触力，这就说明了图 4(c) 中支撑座的质心在 0.014s 时存在明显变化；

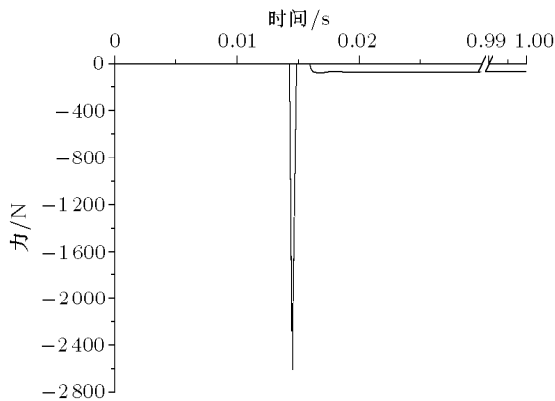


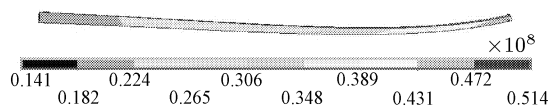
图 5 杆接触力曲线图

之后杆弹回，角度微小，因此图 4(a) 无显示，弹回时刻接触力为 0，由于扭簧作用，径向支撑杆再次与支撑座发生碰撞，此后保持 60 N 的接触力不变。

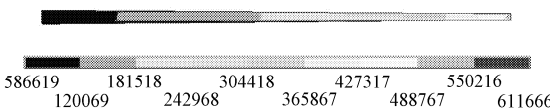
接触力没产生之前，质心位置已经开始发生偏移，这是中心杆变形引起的。根据其运动、受力等特点选取了 5 个不同时刻的载荷分布进行有限元分析，表 2 列出了中心杆在这些时刻的应力应变极值。0s 初始时刻，中心杆应力、应变在整个运动过程中都是最小值，变形微小；0.014s，径向支撑杆展开到位，轴向受力最大，中心杆变形如图 6(a) 所示，且幅度最大，并且由于接触力的作用，尾部的应力远大于头部；0.174s 是扭矩最大时刻，此时接触力已经保持在 60 N 不变，应力应变云图见图 6(b)，尾部应力变小，扭矩结束点 0.337s 时的应力应变已经接

表 2 中心杆应力应变

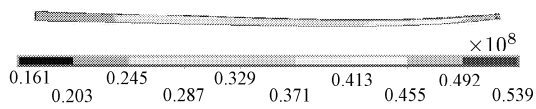
时间 / s	最小应力 / MPa	最大应力 / MPa	最小应变	最大应变
0.000	5.10×10^{-3}	5.32×10^{-2}	2.48×10^{-8}	2.59×10^{-7}
0.014	14.1	51.4	7.13×10^{-5}	2.50×10^{-4}
0.175	5.86×10^{-2}	6.11×10^{-1}	2.85×10^{-7}	2.85×10^{-6}
0.337	5.94×10^{-3}	6.20×10^{-2}	2.89×10^{-8}	3.02×10^{-7}
1.000	5.10×10^{-3}	5.32×10^{-2}	2.48×10^{-8}	2.59×10^{-7}



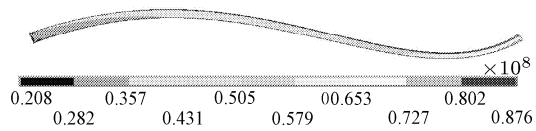
(a) 理想工况 0.014s 时刻



(b) 理想工况 0.175s 时刻



(c) 平行重力 0.014s 时刻



(d) 垂直重力 0.014s 时刻

图 6 中心杆应力云图 (变形放大比率为 1000, 单位 Pa)

近于与数值仿真结束点，而结束点的应力应变情况又和初始时刻相同，可以说明在旋转台结束工作后，中心杆工作趋于初始稳定。

3 非理想工况数值仿真结果分析

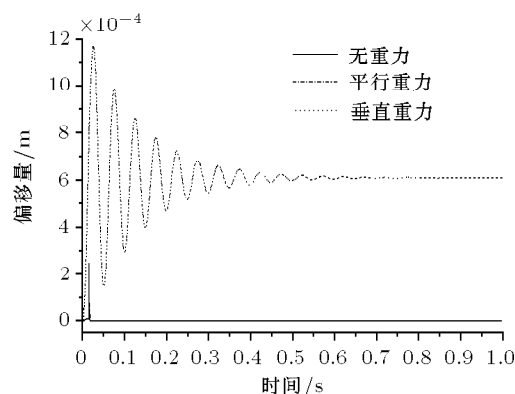
实际工作中，并不能完全忽略装配、加工等误差造成的影响，因此本文选取了 3 个可能影响系统稳定工作的因素进行仿真计算，分别为重力情况下的工作方位、动力偏转及径向支撑杆的质量平衡。把支承座的质心偏移作为分析系统稳定的指标。

3.1 考虑工作方位

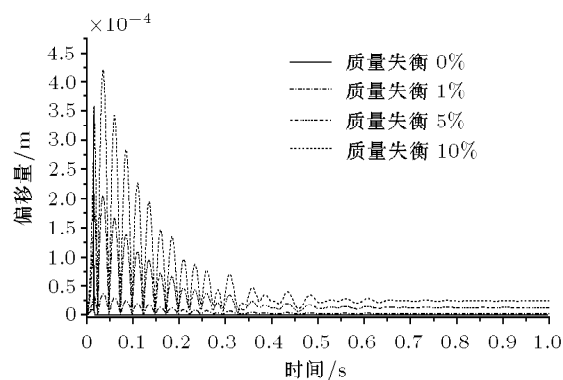
该机构有两种工作初始方位，一种中心杆平行重力方向，重力方向指向旋转台，另一种中心杆垂直重力方向，下文将针对这两种情况对多体系统模型进行计算分析。

考虑不同工作方位支撑座的质心偏移曲线如图 7(a) 所示，垂直重力情况下的支撑座质心位置由初始位置的原点偏离到距离原点 1.2×10^{-3} m 处，振动幅值随时间逐渐衰减，0.640s 后趋于稳定并固定于偏移值 6.1×10^{-4} m 处不变，虽然振动幅度很小，但实际工作中就是由于本身振动及外界其它干扰因素，造成该机构工作并非理想的同轴转动。

无重力及平行重力情况下的偏移在 0.014s 后便不再有较大变化，平行重力情况下的最终偏移值为 1.5×10^{-7} m。选取中心杆变形受力最复杂的 0.014s，应力分布如图 6(c) 所示，对比图 6(a)，平行重力情况下的中心杆变形与无重力条件下的变形基本一致，并且应力数值也非常接近，图 6(d) 所示垂直重力情况下变形严重，应力变化范围大，最大应力达到 87.6 MPa。实际工作中应该尽量避免该机构垂直工作。

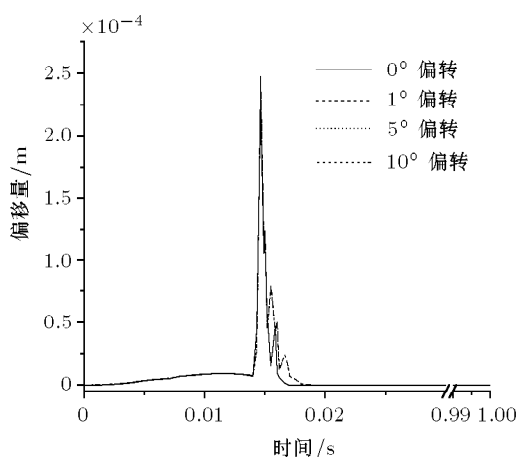


(a) 重力对支撑座影响图



(c) 质量不平衡对支撑座影响

图 7 非理想工况质心偏移



(b) 动力偏转对支撑座影响

3.2 考虑动力偏转

选用无重力多体模型，将扭矩分别逆时针偏转 xy 平面 1° , 5° 和 10° 进行计算分析。图 7(b) 可以看出，动力偏转对支撑座的影响不大，动力偏转为 1° , 5° 和 10° 的曲线相互重合，最大质心偏移量为 $2.47 \times 10^{-4} \text{m}$ ，而 0° 偏心为 $2.30 \times 10^{-4} \text{m}$ ，0.02s 后，曲线不随时间变化。表 3 列出了不同动力偏转下机构的变化情况。可以看出中心杆的应力不受动力偏转的影响，但是系统的转速在大角度的偏转条件下减慢，小角度的动力偏转影响不大，因此在实际工作中对动力偏转情况不必苛求，其在小角度范围内对系统的运动学和动力学影响是可以忽略的。

表 3 动力偏转对系统影响

偏转度/ ($^\circ$)	系统转速/ ($^\circ$) $\cdot$ s $^{-1}$	支撑座		中心杆			
		最大偏移量 /m	结束偏移量 /m	最小应力 /MPa	作用位置	最大应力 /MPa	作用位置
0	1 213	1.15×10^{-4}	3.99×10^{-10}	14.1	头部	51.4	尾部
1	1 213	1.25×10^{-4}	1.54×10^{-7}	14.1	头部	51.4	尾部
5	1 213	1.25×10^{-4}	1.54×10^{-7}	14.1	头部	51.4	尾部
10	1 195	1.25×10^{-4}	1.54×10^{-7}	14.1	头部	51.4	尾部

3.3 考虑质量失衡

选用无重力多体模型，选取一根径向支撑杆分别增加 1%, 5% 和 10% 的自身重量进行计算分析。图 7(c) 显示质量失衡明显影响系统稳定工作，系统的初始扰动随质量的增加变大，虽然随着转速的增大，扰动得到改善，但是最后支承座质心均偏离了初始位置，且质量失衡越大，偏移量越大。

表 4 列出了质量失衡对系统的影响情况，随着质量不平衡的加剧，中心杆的应力分布范围越来越大，杆的受力情况也越来越复杂，最大应力与最小应力相差 10 000 倍。杆件的性能及使用寿命遭受巨大考验。实际工作中要尽量保证径向支撑杆质量一致，并对称装配，最大可能降低质量失衡，降低工作失稳定的程度。

表 4 质量失衡对系统影响

质量失衡/ %	系统转速/ ($^{\circ}$) $\cdot$ s $^{-1}$)	支撑座		中心杆	
		最大偏移量 /m	结束偏移量 /m	最小应力 /MPa	最大应力 /MPa
0	1213	1.15×10^{-4}	3.99×10^{-10}	41.1	51.4
1	1213	3.38×10^{-4}	2.47×10^{-6}	21.3	82.4
5	1213	3.43×10^{-4}	1.23×10^{-5}	4.8	131
10	1212	4.21×10^{-4}	2.47×10^{-5}	2.15×10^{-2}	142

4 结 论

本文基于多体系统动力学方法对杆式旋转展开机构进行了动力学仿真,描述了该机构的工作过程,并与试验进行比较,真实的反应了其运动状态及工作特点;非理想工况下的数值仿真结果显示:工作方位为垂直重力方向及质量失衡都对系统稳定工作产生了不利影响,造成尾端支承座扰动增大,而动力偏转只是在一定范围内影响了系统的运动学性能,产生的扰动相对可以忽略.

参 考 文 献

1 戈新生,刘延柱.基于自然坐标的自由浮动空间机械臂动力学分析.力学与实践,2001,23(3):39-42 (Ge Xinsheng, Liu Yanzhu. On dynamic analysis of space manipulator of

based on the fully cartesian coordinates. *Mechanics in Engineering*, 2001, 23(3): 39-42 (in Chinese))

2 芮筱亭,陆毓琪,王国平等.多管火箭发射动力学仿真与试验测试方法.北京:国防工业出版社,2003

3 Kim HK, Park Y. Dynamic analysis of a flexible vehicle structure with nonlinear force elements using substructure technique. *Mech Struc & Mach*, 1993, 21(3): 399-428

4 Ghiringhelli GL, Masarati P, Mantegazza P, et al. Multi-body analysis of a tiltrotor configuration. NASA-98-7cnvsds, 1998

5 Ghiringhelli GL, Masarati P, Mantegazza P, et al. Multi-body analysis of the 1/5 scale wind tunnel model of the V-22 tiltrotor. In: Proc of 55th Annual Forum of the American Helicopter Society, Montreal, Canada, 1999

6 洪嘉振.计算多体系统动力学.北京:高等教育出版社,1999

7 Shabana AA. Dynamics of Multibody Systems. Cambridge: Cambridge University Press, 1998

(责任编辑:刘希国)

~~~~~  
(上接第 72 页)

(5) 斜拉跨越结构中出现应力最大的地方共有 3 处:左塔架顶端连接索处、右塔架顶端连接索处和管桥架中间上缘杆处.

(6) 无论是在工作条件下还是在充水载荷下或是在极限载荷下,斜拉跨越结构中索的应力值最小,均约几十兆帕.但,实际上结构中斜拉索的每根索预张力值是不同的.后续研究工作可以根据索的张力不同的情况通过优化控制方程组来优化桥拱、应力的分配值,从而达到最优设计.

参 考 文 献

1 薛强.管道跨越设计简介.天然气与石油,1999,17(2):27-31 (Xue Qiang. Introduction of pipeline crossing design. *Natural Gas and Petroleum*, 1999, 17(2): 27-31 (in Chinese))

2 戴家齐.管道跨越结构的分类及选型.油气储运,1999,18(5):12-14 (Dai Jiaqi. The classification and lectotype of struc-

ture of pipeline crossing selection. *Oil & Gas Storage and Transportation*, 1999, 18(5): 12-14 (in Chinese))

3 梅云新,张宏.折腰沟管道悬索式跨越结构静态强度分析.油气储运,2003,22(12):25-27 (Mei Yunxin, Zhang Hong. The static strength analysis of pipeline crossing suspension type structure in Zheyao ditch. *Oil & Gas Storage and Transportation*, 2003, 22(12): 25-27 (in Chinese))

4 宋文利,姚安林.组合拱式管桥可变载荷统计分析.天然气工业,1996,16(5):58-62 (Song Wenli, Yao Anlin. The statistical analysis of invariable load on the combination arch bound tubular bridge. *Natural Gas Industry*, 1996, 16(5): 58-62 (in Chinese))

5 《公路桥梁抗风设计指南》编写组.公路桥梁抗风设计指南.北京:人民交通出版社,1996

6 黄斌,唐家祥.大跨越输电塔的风震响应.力学与实践,1998,20(5):12-13 (Huang Bin, Tang Jiexiang. The wind vibration response of electrical transmission tower with long span. *Mechanics and Practice*, 1998, 20(5): 12-13 (in Chinese))

(责任编辑:刘俊丽)