

DOI: 10.7652/xjtuxb201311020

空间含铰可展桁架结构的非线性动力学建模与分析

张静, 郭宏伟, 刘荣强, 邓宗全

(哈尔滨工业大学机器人技术与系统国家重点实验室, 150001, 哈尔滨)

摘要: 综合考虑间隙、非线性刚度、摩擦及碰撞阻尼,建立了铰链等效模型,并基于该等效模型建立了含铰可展桁架结构动力学模型。根据铰链的变拓扑结构特点,提出了适用于解决时变非线性动力学问题的附加力方法,对多自由度平面和空间可展桁架进行了动力学仿真,得到了可展桁架的动力学响应。通过设置不同铰链参数和外部激振条件,分析了不同间隙、激振力、摩擦力对含铰可展桁架频率和幅值的影响,结果表明:间隙和激振力增大可导致桁架固有频率降低,响应幅值增大;摩擦力增大可提高桁架的固有频率。多单元桁架伸展臂的动力学试验结果验证了文中建立的含铰可展桁架动力学模型的正确性。

关键词: 可展桁架结构;间隙铰;非线性动力学;建模

中图分类号: O322;TU311.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)11-0113-07

Nonlinear Dynamic Modeling and Analysis for Space Deployable Structure with Clearance Joints

ZHANG Jing, GUO Hongwei, LIU Rongqiang, DENG Zongquan

(State Key Laboratory of Robotics and System, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: An equivalent model of clearance joints is presented by considering clearance, nonlinear stiffness, friction and impact damping. And a nonlinear dynamic model of the space deployable structure is established on the basis of the equivalent model. According to the variable topology characteristics, an additional force method is proposed to solve the nonlinear dynamic equation of the clearance joint structure. Dynamic simulations of the plane and space structures with clearance joints are conducted. Changing joint parameters and vibration condition, the effects of joint clearance, exciting force and friction force on the structure are analyzed. The results show that the natural frequency lowers and the amplitude of response magnifies with the increasing clearance size and exciting force, while the natural frequency rises with the increasing friction force. Dynamics experiment of deployable articulated mast verifies the correctness of the model of deployable structure with clearance joints.

Keywords: deployable structure; clearance joint; nonlinear dynamics; modelling

近年来,随着空间站、对地观测、深空探测等航天任务的陆续开展,大型桁架式可展结构得到了广泛的应用,例如大口径卫星天线的支撑结构、柔性太阳能帆板的展开支撑臂等结构^[1-5]。为了提高信号传输效率,减小运输体积和质量,以及满足展结构大尺度、大折叠比、轻质量的设计要求,可展结构中大量使用了铰链,例如,美国 NASA 用于航天飞机对地进行高分辨率观测的 ADAM 支撑臂全部展开长 60 m,由 87 个桁架单元构成,含有 696 个铰链^[6]。展结构中铰链的非线性和时变性、空间环

收稿日期: 2013-02-02。 作者简介: 张静(1985—),女,博士生;郭宏伟(通信作者),男,博士,讲师。 基金项目: 国家自然科学基金重点资助项目(50935002);国家青年科学基金资助项目(11002039)。

境以及飞行器本身的不确定因素都将对折展结构的动力学行为产生干扰,引发结构振动^[7-9],因此,铰链对折展结构动力学特性的影响不可忽视。国内外的学者围绕含铰折展结构开展了相关研究,内容包括:研究不同激励下间隙铰链对系统的影响,得出了间隙对一维闭环系统的影响规律^[10-12];利用 LS-DY-NA3D 软件进行铰链的建模和仿真^[13];对含间隙铰链的桁架结构进行数值分析^[14];对铰链的物理模型进行分析,得出了铰间相互作用力的关系,并通过建立有限单元模型得到了桁架结构的非线性动力学模型^[15];研究圆柱副间隙结构的间隙接触碰撞模式,对曲柄结构进行了动力学仿真^[16];研究碰撞及摩擦力对可折展结构动力学性能的影响^[17]。

由于铰链具有多种非线性特性,各种非线性特性又是相互关联的,因此,建立较完整的铰链非线性模型,并建立包含铰链非线性特性的可折展桁架动力学模型,是非常必要的。本文综合考虑了间隙、非线性刚度、摩擦及碰撞阻尼等因素,建立了间隙铰链模型,并将此模型引入可展桁架结构中;基于残余力法和中心差分法,将非线性刚度表达的恢复力作为附加力代入动力学方程中,以实现刚度突变时多自由度系统的动力学建模和仿真;分析了铰链间隙、摩擦和外部激励对桁架系统动力学特性的影响;此外,还进行了多个单元伸展臂的动力学试验,对所提出的模型进行试验验证。

1 铰链的动力学建模

1.1 铰链的非线性特性

为了实现空间可折展桁架结构的顺利展开与收拢,保证杆件之间大范围的相对转动,结构中含有大量铰链。在受到外部激励时,铰链间隙导致铰链部件之间发生相对运动,从而产生碰撞和摩擦,铰链拉伸和压缩方向的不对称性导致铰链刚度呈现较强的非线性。文献[18-20]中提出了铰链力 F_{NL} 与铰链部件间相对位移 x_j 之间的 4 种非线性关系,如图 1 所示,主要表现为:有限间隙产生的自由运动;非线性接触;拉压刚度不同引起的双线性刚度;碰撞和摩擦导致的回滞现象。图中, e 为铰链间隙, k 为含有限间隙时的(线性)接触刚度, k_t 和 k_p 分别为铰链双向刚度特性中受拉和受压时的刚度。

上述 4 种非线性特性表现出明显不同的力与位移的关系,基于这些关系,可得到对应不同特性的非线性力表达式。

(1)当铰链存在间隙时,表现为自由运动特性,

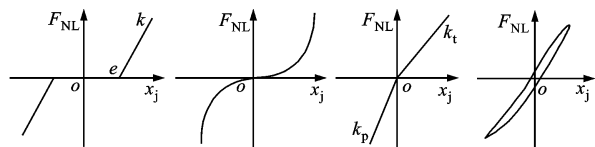


图 1 间隙铰链的刚度特性曲线

铰链的非线性力表达式为

$$F_{NL} = \begin{cases} 0, & |x_j| < e \\ k(x_j - e), & x_j \geq e \\ k(x_j + e), & x_j \leq -e \end{cases} \quad (1)$$

(2)由于铰链非线性接触特性中恢复力具有奇函数特性,因此对恢复力进行 2 组只包含奇次项的多项式拟合^[19],可用含一次项和三次项的多项式表示非线性力

$$F_{NL} = k_1 x_j + k_3 x_j^3 \quad (2)$$

式中: k_1 为恢复力中的一次项系数; k_3 为恢复力中的三次项系数。恢复力中的刚度系数可由试验数据拟合得到。

(3)双线性刚度特性中的拉压刚度均为定值,但受拉刚度系数不等于受压刚度系数,铰链对应的非线性力分段表达式为

$$F_{NL} = \begin{cases} k_t x_j, & x_j \geq 0 \\ k_p x_j, & x_j < 0 \end{cases} \quad (3)$$

(4)滞回特性中计入了铰链的黏性阻尼力和摩擦力,非线性力的表达式为

$$F_{NL} = kx_j + c_j \dot{x}_j + F_f \operatorname{sgn}(\dot{x}_j) \quad (4)$$

式中: c_j 为铰链的等效阻尼系数; F_f 为摩擦力。

1.2 铰链的动力学建模

在含铰结构受到外部激励时,铰链一般会表现出 4 种特性相互耦合的现象,因此建立如图 2 所示的包含上述 4 种非线性特性的铰链等效动力学模型,该模型考虑了铰链阻尼 c_j 、非线性刚度 k_j 、摩擦力 F_f 和间隙 e 四个因素。

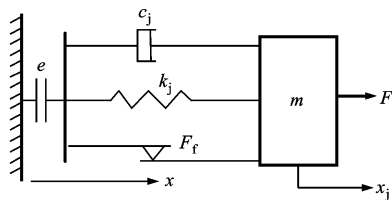


图 2 间隙铰链的等效模型

当受到外部激振时,含间隙铰链存在自由运动和接触 2 个状态,因此,动力学方程需用分段函数表达。由于铰链在自由运动阶段惯性力与外部激励相平衡,在拉压阶段除了铰链的惯性力,还受到非线性

接触力、黏性阻尼力和摩擦力的作用,又因为铰链受拉和受压方向的接触刚度不同,表达非线性接触力的多项式系数不同,因此,考虑间隙、阻尼力、摩擦力和非线性恢复力时,铰链的非线性动力学方程为

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_j &= F, & |x_j| < e \\ m\ddot{x}_j + (x_j - e)[k_{t1} + k_{t3}(x_j - e)^2] + \\ & c_j \dot{x}_j + F_f \operatorname{sgn}(\dot{x}_j) = F, & x_j \geq e \\ m\ddot{x}_j + (x_j + e)[k_{p1} + k_{p3}(x_j + e)^2] + \\ & c_j \dot{x}_j + F_f \operatorname{sgn}(\dot{x}_j) = F, & x_j \leq -e \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: m 为运动部件的质量; F 为外部激振力; k_{t1} 为铰链受拉时恢复力中的一次项系数; k_{t3} 为铰链受拉时恢复力中的三次项系数; k_{p1} 为铰链受压时恢复力中的一次项系数; k_{p3} 为铰链受压时恢复力中的三次项系数。

铰链动力学方程(5)综合考虑了铰链的 4 种非线性特性,通过设置不同的铰链非线性特性参数即可以满足不同结构中铰链的非线性特点。

方程(5)给出的非线性恢复力,即非线性接触力,又可以表示为铰链等效非线性刚度 k_j 与位移的乘积, k_j 可表示为

$$k_j = \begin{cases} 0, & |x_j| < e \\ k_{t1} + k_{t3}(x_j - e)^2, & x_j \geq e \\ k_{p1} + k_{p3}(x_j + e)^2, & x_j \leq -e \end{cases} \quad (6)$$

2 含铰可展桁架结构的非线性动力学建模

2.1 含铰单杆的非线性动力学模型

在典型平面可折叠结构和伸展臂中,如图 3 和图 4 所示,杆件间通过铰链连接,一根杆件在两端分别连接有 2 个铰链,因此在建立含铰可展桁架非线性动力学模型之前,首先将含有 2 个铰链的单杆作为一个基本单元,建立含铰杆单元的非线性动力学模型。含铰单杆中铰链与杆件串联,其对应的等效动力学模型如图 5 所示。

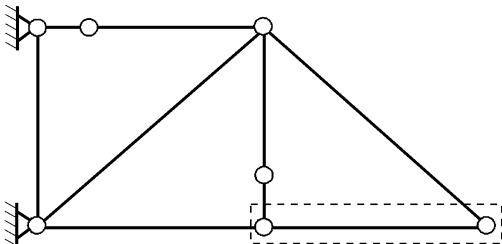


图 3 平面可折叠桁架示意图

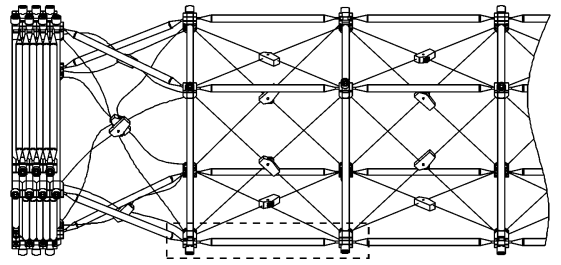


图 4 伸展臂示意图^[21]

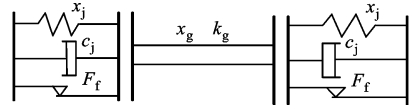


图 5 含铰杆件的等效动力学模型

根据含铰单杆轴向力处处相等,以及轴向力与轴向变形的关系,可得

$$\left. \begin{aligned} k_g x_g &= k_j(x_j \pm e) + c_j \dot{x}_j + F_f \operatorname{sgn}(\dot{x}_j) \\ k_g x_g &= k_L x_L \\ x_L &= 2x_j + x_g \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中: k_g 为杆的刚度; x_g 为杆的变形量; k_L 为含铰杆的刚度; x_L 为含铰杆端部的总位移量。

方程组(7)中考虑了铰链间隙对结构的影响,铰链接触力为 $k_j(x_j \pm e)$,当 $x_j > 0$ 时取负号,当 $x_j < 0$ 时取正号。

由式(7)可得到含铰单杆的等效刚度

$$\frac{1}{k_L} = \frac{1}{k_g} + \frac{2x_j}{k_j(x_j \pm e) + c_j \dot{x}_j + F_f \operatorname{sgn}(\dot{x}_j)} \quad (8)$$

因此,含铰杆单元的动力学方程可以表示为

$$m\ddot{x}_L + c_L \dot{x}_L + k_L x_L = F \quad (9)$$

对含铰杆的刚度进行杆件刚度分离,式(9)可改写为

$$m\ddot{x}_L + c_L \dot{x}_L + k_g x_L = F + x_L(k_g - k_L) \quad (10)$$

式(10)中含铰单杆的非线性力分离出杆件的线性刚度项后,得到的残余项作为铰链引入的附加力。附加力的表达式为

$$F_a = x_L(k_g - k_L) \quad (11)$$

则式(10)又可以表示为

$$m\ddot{x}_L + c_L \dot{x}_L + k_g x_L = F + F_a \quad (12)$$

将式(8)代入式(11),铰链的附加力可表示为

$$F_a = k_g x_L - \left\{ \frac{1}{k_g} + 2 \frac{x_j}{x_j \pm e} \left[k_1 + k_3(x_j \pm e)^2 + \frac{c_j \dot{x}_j + F_f \operatorname{sgn}(\dot{x}_j)}{x_j \pm e} \right]^{-1} \right\}^{-1} x_L \quad (13)$$

2.2 含铰桁架的动力学建模

在含铰单杆动力学方程(12)中,附加力为铰链

位移和速率的函数,使动力学方程很难得到解析解,因此需要通过数值方法求解。由于动力学方程中存在速度和加速度的函数项,为了简化求解,利用中心差分法将速度和加速度用位移来表示,铰链速度可以表示为

$$\dot{x}_{j(t)} = \frac{1}{2\Delta t}(-x_{j(t-)} + x_{j(t+)}) \quad (14)$$

式中:\$(t-)\$表示\$t-\Delta t\$时刻;\$(t+)\$表示\$t+\Delta t\$时刻。

为了得到铰链和杆的瞬时位移,将式(14)代入式(7),可得

$$\left. \begin{aligned} k_g x_{g(t+)} &= k_1 (x_{j(t+)} \pm e) + k_3 (x_{j(t+)} \pm e)^3 + \\ &\frac{c_j}{2\Delta t} [(x_{j(t+)} \pm e) - (x_{j(t-)} \pm e)] + F_f \operatorname{sgn}(\dot{x}_{j(t-)}) \\ x_{L(t+)} &= 2(x_{j(t+)} \pm e) \mp 2e + x_{g(t+)} \\ k_g x_{g(t+)} &= k_1 x_{L(t+)} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

求解式(15)可以得到含铰单杆中铰链的位移

$$x_{j(t+)} = C_1 \left\{ -\frac{q}{2} + \left[\left(\frac{q}{2} \right)^2 + \left(\frac{p}{3} \right)^3 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} + C_2 \left\{ -\frac{q}{2} - \left[\left(\frac{q}{2} \right)^2 + \left(\frac{p}{3} \right)^3 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \mp e \quad (16)$$

式中

$$q = \frac{1}{k_3} \left[-k_g (x_{L(t+)} \pm 2e) - \frac{c_j (x_{j(t-)} \pm e)}{2\Delta t} + F_f \operatorname{sgn}(\dot{x}_{j(t-)}) \right]$$

$$p = \frac{1}{k_3} \left(k_1 + \frac{c_j}{2\Delta t} + 2k_g \right)$$

\$C_1\$、\$C_2\$ 为三次方程解的系数,(\$C_1, C_2\$)分别为\$(1, 1)\$、\$\left(\frac{-1+3^{1/2}i}{2}, \frac{-1-3^{1/2}i}{2}\right)\$和\$\left(\frac{-1-3^{1/2}i}{2}, \frac{-1+3^{1/2}i}{2}\right)\$。

设 \$\Delta = \left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3\$, 当 \$\Delta > 0\$ 时, 有 1 个实根和 2 个复根; 当 \$\Delta = 0\$ 时, 有 3 个实根; 当 \$\Delta < 0\$ 时, 有 3 个不等的实根。

运用中心差分法分别将速度、加速度表示为

$$\left. \begin{aligned} \dot{\mathbf{X}}_t &= \frac{1}{2\Delta t}(-\mathbf{X}_{(t-)} + \mathbf{X}_{(t+)}) \\ \ddot{\mathbf{X}}_t &= \frac{1}{\Delta t^2}(\mathbf{X}_{(t-)} - 2\mathbf{X}_t + \mathbf{X}_{(t+)}) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中: \$\mathbf{X}_t\$ 为各节点在 \$t\$ 时刻的位移向量, \$\mathbf{X}_t = [x_{t1} \ x_{t2} \ \cdots \ x_{tm}]^T\$; \$\dot{\mathbf{X}}_t\$ 为各节点在 \$t\$ 时刻的速度向量, \$\dot{\mathbf{X}}_t = [\dot{x}_{t1} \ \dot{x}_{t2} \ \cdots \ \dot{x}_{tm}]^T\$; \$\ddot{\mathbf{X}}_t\$ 为各节点在 \$t\$ 时刻的加速度向量, \$\ddot{\mathbf{X}}_t = [\ddot{x}_{t1} \ \ddot{x}_{t2} \ \cdots \ \ddot{x}_{tm}]^T\$。

将桁架中各个含铰杆单元的动力学方程以中心

差分的形式表达,然后按照有限元法将各个含铰杆单元进行装配,从而可得到含铰可展桁架结构的动力学方程

$$\left(\frac{\mathbf{M}}{\Delta t^2} + \frac{\mathbf{C}}{2\Delta t} \right) \mathbf{X}_{L(t+)} = \mathbf{F}_t - \left(\mathbf{K} - \frac{2\mathbf{M}}{\Delta t^2} \right) \mathbf{X}_{L(t)} - \left(\frac{\mathbf{M}}{\Delta t^2} - \frac{\mathbf{C}}{2\Delta t} \right) \mathbf{X}_{L(t-)} + \mathbf{F}_a(\mathbf{X}_{L(t)}, \mathbf{X}_{j(t-)}, \dot{\mathbf{X}}_{j(t-)}) \quad (18)$$

式中: \$\mathbf{M}\$ 为无铰桁架结构的质量矩阵; \$\mathbf{K}\$ 为无铰桁架结构的刚度矩阵; \$\mathbf{C}\$ 为无铰桁架结构的阻尼矩阵; \$\mathbf{F}_t\$ 为 \$t\$ 时刻的外部激振力向量; \$\mathbf{F}_a(\mathbf{X}_t)\$ 为附加力向量

$$\mathbf{F}_a(\mathbf{X}_t) = [f_{11} + f_{12} + \cdots + f_{1m} \quad f_{21} + f_{22} + \cdots + f_{2m} \quad \cdots \quad f_{n1} + f_{n2} + \cdots + f_{nm}]^T$$

分量 \$f\$ 的脚标中第一项为自由度编号,第二项为单元编号,对于任意分量 \$f_{nm}\$,当第 \$m\$ 个单元不包含与第 \$n\$ 个自由度相关的节点时, \$f_{nm} = 0\$。

3 铰链对可展桁架动力学特性的影响

3.1 平面可展桁架的动力学分析

3.1.1 铰链间隙对结构动力学特性的影响 以图 6 所示的两端简支平面桁架为例,对节点 5 进行 \$y\$ 方向加载,为了分析单个因素对结构振动的影响,平面可展桁架分析中只考虑铰链的自由振动特性,不考虑摩擦力。平面桁架的基本参数如下:弹性模量 \$E = 2.1 \times 10^{11}\$ Pa,材料密度 \$\rho = 7.3 \times 10^3\$ kg/m\$^3\$,杆件横截面积 \$A = 10\$ mm\$^2\$,桁架高度 \$H = 1\$ m,桁架水平单元长度 \$L = 1\$ m。

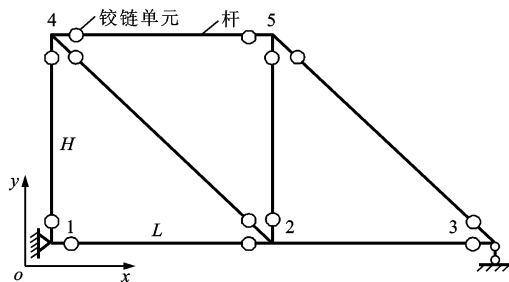


图6 平面桁架模型

根据本文提出的含铰结构动力学建模方法,建立平面桁架的动力学模型。对平面桁架节点 5 在 0.01 ms 时施加 50 kN 方向向下的冲击力,得到节点 5 在 \$y\$ 方向上的响应曲线,如图 7 所示。图 7a 为无阻尼时间隙对系统动力学响应的影响,可见间隙使振动位移的幅值和周期增大,铰链降低了桁架的刚度。图 7b 为考虑比例阻尼情况下桁架的响应,当

$e=0$ 时,由于结构阻尼的作用,结构位移响应最终衰减到 0;当 $e\neq 0$ 时,间隙导致的自由运动使结构位移很难衰减到 0,而是保持在一定的位移值。

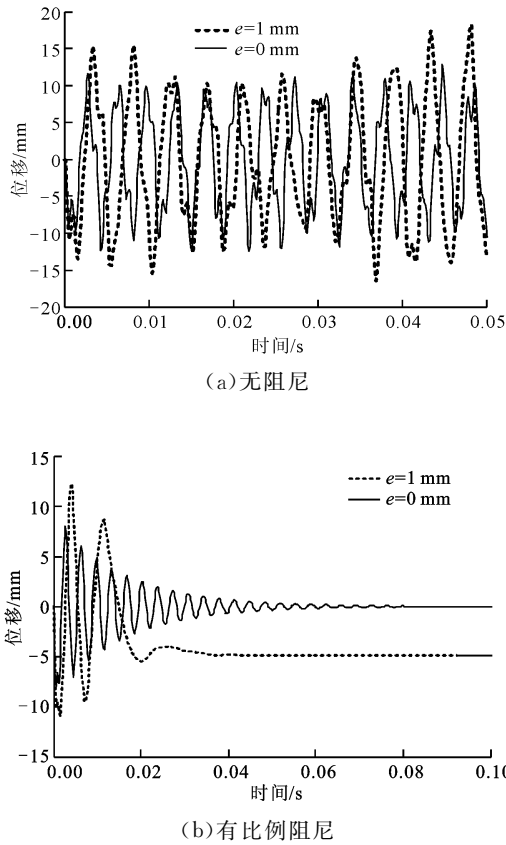


图 7 含不同铰链间隙的平面桁架的位移-时间响应曲线

3.1.2 激振力对含铰结构动力学特性的影响 对于图 6 所示的平面桁架,设 $e=1\text{ mm}$,在 $0\sim 0.01\text{ s}$ 内对平面桁架节点 5 进行 y 方向激振,得到不同力幅值和力频率下节点 5 在 y 方向的位移-时间曲线,如图 8 所示。激振力的幅值使振动进入了不同刚度的区域,结构的固有频率随着初始激振力和激振频率的增大而变大。由于铰链刚度值的分段特性与硬弹簧的刚度特性^[22]相似,即随着位移的增大刚度增大,因此含铰结构的固有频率随着激振力幅值的增大而增大的特性与硬弹簧的特性也应该是一致的。

3.2 空间含铰可展桁架结构的非线性动力学分析

3.2.1 间隙对桁架结构动力学特性的影响 以图 9 所示一维伸展臂为例,伸展臂参数如下:弹性模量 $E=7\times 10^{10}\text{ Pa}$;材料密度 $\rho=2.7\times 10^3\text{ kg/m}^3$;杆件截面积 $A=47.12\text{ mm}^2$;索截面积 $A_1=1.77\text{ mm}^2$;伸展臂高度 $H=373.75\text{ mm}$;伸展臂宽度 $W=373.75\text{ mm}$;伸展臂单元长度 $L=364.75\text{ mm}$ 。桁架左端固定为悬臂支撑,通过改变结构中所有铰链间隙值的大小,分析铰链间隙对伸展臂动力学特性

的影响。对结构中的节点 44 进行 z 方向正弦激励,幅值为 800 N ,频率为 20 Hz ,不考虑摩擦力,计算不同铰链间隙对结构位移响应的影响,并给出节点 39 和 40 在 z 方向的位移响应曲线,如图 10 所示。由图中可以看出,当结构所有铰链间隙由 0 增大到 2 mm 时,结构的响应幅值增大了 36 mm ,表明随着铰链间隙的增大,桁架的位移幅值相应增大。

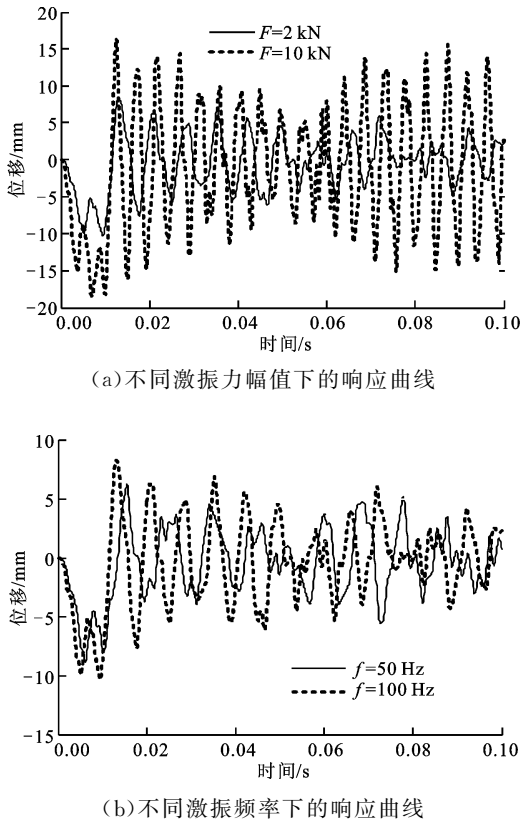


图 8 不同激振力下的桁架位移-时间响应曲线

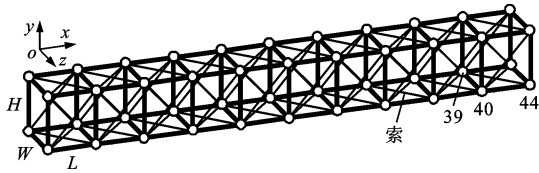
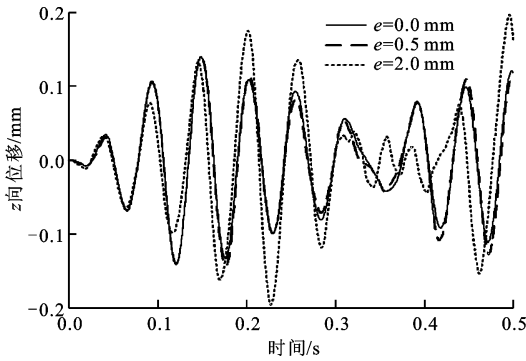
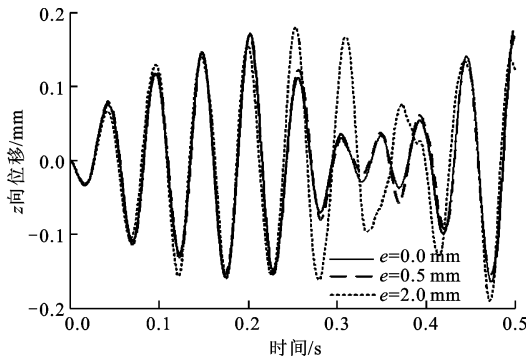


图 9 桁架伸展臂模型

3.2.2 激振力对桁架结构动力学特性的影响 设桁架结构中铰链的间隙为 0.01 mm ,摩擦力为 1 N ,对结构端部进行正弦激励,激振力为 $F\cos(2\pi ft)$,激振频率 $f=20\text{ Hz}$ 。随着激振力幅值 F 的变化,得到结构的动态响应;对节点 40 在 z 方向的位移进行傅里叶变换,得到对应的幅频曲线,如图 11 所示。由于桁架结构中存在摩擦力,使结构部件产生静摩擦或滑动摩擦,阻碍部件之间的相对运动,其作用与间隙的作用相反。因此,在不同激振力的作用下,空

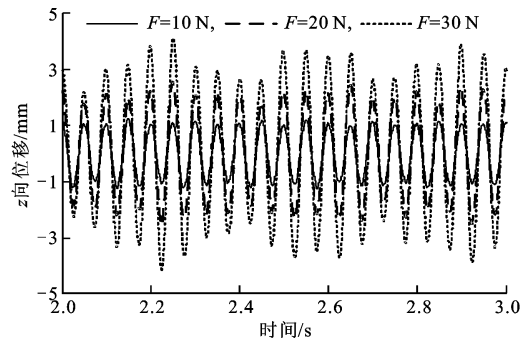


(a)节点 39 的时域曲线

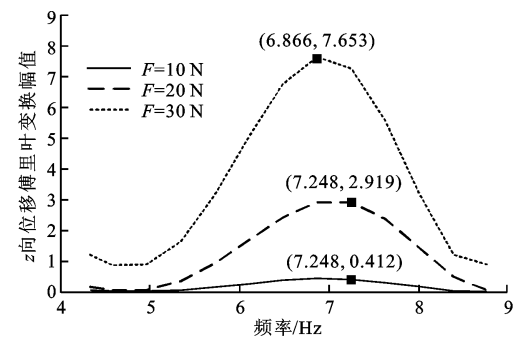


(b)节点 40 的时域曲线

图 10 不同间隙下伸展臂的位移-时间响应曲线



(a)时域曲线

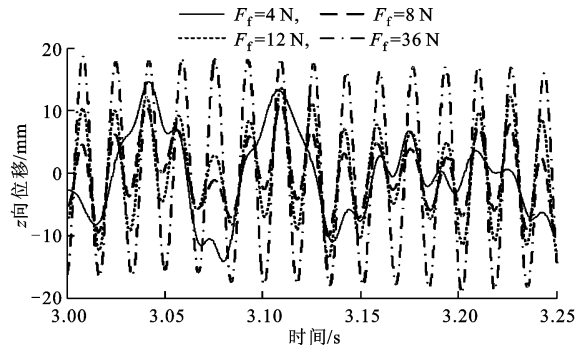


(b)幅频曲线

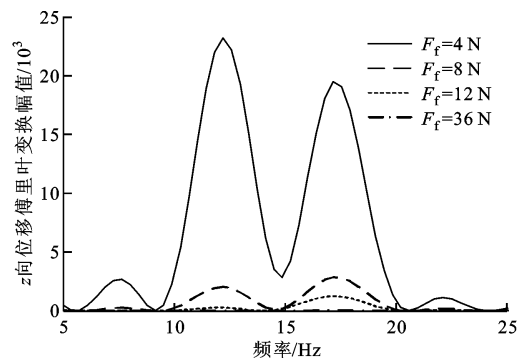
图 11 不同激励力幅值下节点 40 的响应曲线

间桁架结构的固有频率随着激振力幅值的增大而减小,而这与平面桁架中激励力对结构固有频率的影响是相反的。

3.2.3 摩擦力对桁架结构动力学特性的影响 由于可展结构中常含有预紧结构,其铰链间的摩擦力较大,因此需分析不同的摩擦力对结构固有频率的影响。设间隙 $e=0$,对节点 44 在 z 方向进行正弦激振,激振力为 $F\cos(2\pi ft)$, $F=800\text{ N}$, $f=2\text{ Hz}$,得到不同摩擦力下节点 40 在 z 方向的位移响应曲线和快速傅里叶变换后的幅频曲线,如图 12 所示。由于摩擦力为阻力,在结构中起到阻碍部件之间相对运动的作用,因此,随着摩擦力的增大,结构的固有频率提高。



(a)时域曲线



(b)幅频曲线

图 12 不同摩擦力下节点 40 的响应曲线

4 试验验证

为了验证本文提出的含铰可展桁架结构动力学建模方法,对一个 7 单元桁架伸展臂进行了强迫振动试验。在第 2 单元与第 3 单元的交界处进行正弦激振,激振频率为 2 Hz,激振力幅值分别为 15 N 和 40 N,利用 2 个加速度传感器进行端部加速度采集。试验获得的前 2 阶固有频率如图 13 所示,可以看到在激振力由小到大变化时,一阶固有频率由 18.31 Hz 降低到 18.07 Hz,二阶固有频率由 26.64 Hz 降低

到 26.33 Hz,这主要是由于铰链存在的摩擦间隙等因素导致结构的固有频率出现了非线性特性。

利用本文提出的动力学模型和附加力分析方法,对试验所用的 7 单元桁架进行动力学仿真。假设铰链中摩擦力为 1 N,间隙为 0.05 mm,激振频率为 2 Hz,对端部节点的 z 向位移进行快速傅里叶变换,结果如图 14 所示,当激振力幅值由 15 N 提高到 40 N 时,一阶固有频率由 23.65 Hz 降低到 22.13 Hz,二阶固有频率由 30.52 Hz 降低到 29.37 Hz,频率变化幅值的大小和趋势与试验结果相近,验证了本文含铰可展桁架结构动力学模型的正确性。

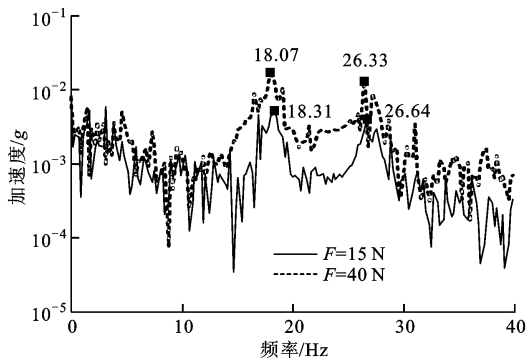


图 13 不同激振力下 7 单元伸展臂的试验结果

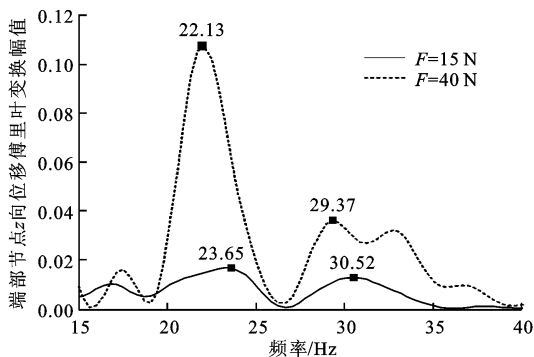


图 14 不同激振力下 7 单元伸展臂的仿真结果

5 结 论

(1) 本文考虑铰链的非线性刚度、阻尼和摩擦力,将铰链的线性和非线性项进行分离,建立了较完整的铰链非线性动力学模型,并将该模型引入到空间可展桁架中,建立了含铰可展桁架结构的非线性动力学模型。

(2) 基于中心差分法,提出了求解非线性系统的附加力方法,实现了非线性多自由度系统的数值分析,得到了不同条件下多自由度系统的动力学响应。分析了铰链间隙、摩擦力以及外部激振力对桁架位移和固有频率的影响,发现随着铰链间隙和外部激

振力的增大,结构的固有频率降低,响应幅值增大,而摩擦力的增大使其固有频率提高,说明铰链对桁架的非线性动力学影响是不可忽视的。

(3) 进行了多自由度可展桁架的振动试验,通过改变激振力幅值,得到了含间隙可展桁架的固有频率随着激振力幅值的增大而减小的结果。仿真结果与试验结果趋势相同,验证了本文提出的含铰可展桁架结构动力学模型的正确性。

参考文献:

- [1] FERNANDEZ J M, LAPPAS V J, DATON-LOVETT A J. Completely stripped solar sail concept using bi-stable reeled composite booms [J]. *Acta Astronautica*, 2011, 69: 78-85.
- [2] BROWN M A. A deployable mast for solar sails in the range of 100-1000 m [J]. *Advances in Space Research*, 2011, 48: 1747-1753.
- [3] 赵林燕. 星载可展开天线展开过程的仿真与分析 [D]. 西安: 西安电子科技大学, 2011: 1-6.
- [4] 田大可, 刘荣强, 邓宗全, 等. 多模块构架式空间可展开天线背架的几何建模 [J]. *西安交通大学学报*, 2011, 45(1): 111-116.
- TIAN Dake, LIU Rongqiang, DENG Zongquan, et al. Geometry modeling of truss structure for space deployable truss antenna with multi-module [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, 45(1): 111-116.
- [5] MEGURO A, SHINTATE K, USUI M, et al. In-orbit deployment characteristics of large deployable antenna reflector onboard Engineering Test Satellite VIII [J]. *Acta Astronautica*, 2009, 65: 1306-1316.
- [6] 郭宏伟, 刘荣强, 邓宗全. 空间索杆铰接式伸展臂性能参数分析与设计 [J]. *北京航空航天大学学报*, 2008, 34(10): 1186-1190.
- GUO Hongwei, LIU Rongqiang, DENG Zongquan. Performance parameters analysis and design of space cable-strut deployable articulated mast [J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2008, 34(10): 1186-1190.
- [7] 文荣, 吴德隆. 空间伸展机构动力学实验研究 [J]. *导弹与航天运载技术*, 1996(2): 1-10.
- WEN Rong, WU Delong. The experimental study of the dynamics of space deploying structures [J]. *Missiles and Space Vehicles*, 1996(2): 1-10.
- [8] MOON F C, LI G X. Experimental study of chaotic vibrations in a pin-jointed space truss structure [J]. *AIAA Journal*, 1990, 28(5): 915-921.

(下转第 126 页)