DOI: 10.3901/JME.2019.11.053

基于索驱动的大型柔性结构振动抑制策略研究*

孙海宁¹ 唐晓强^{1,2} 王晓宇³ 崔志伟¹ 侯森浩¹

(1. 清华大学机械工程系 北京 100084;

2. 清华大学精密超精密制造装备及控制北京市重点实验室 北京 100084;

3. 北京空间飞行器总体设计部 北京 100094)

摘要: 柔性索并联机构具有工作空间大、能耗低和惯量小等优点,适用于长距离柔性桁架结构的振动主动抑制。首先提出一种四索驱动的柔性体抑振并联机构,根据闭环矢量原理和机构的几何特征,对四索并联机构进行运动学分析。接着建立四索并联机构的静力学模型,并将超长尺度柔性桁架机构的往复振动简化为梁的弯曲振动,利用模态叠加法求解外部激励作用下的强迫响应。最后针对超长尺度柔性桁架机构的振动抑制问题,提出一种基于模糊控制与PID控制相结合的控制策略,通过仿真验证所提控制策略的有效性。结果表明,所设计的柔索并联抑振系统具有明显的抑振效果,柔性桁架的振幅与振动衰减时间大幅降低,且系统的四索索力值能够在合适范围内变化。

关键词: 索并联机构; 大型柔性结构; 振动抑制; 模糊PID控制

中图分类号: TP242

Vibration Suppression of Large Flexible Structure Based on Cable-driven Parallel Robots

SUN Haining¹ TANG Xiaoqiang^{1,2} WANG Xiaoyu³ CUI Zhiwei¹ HOU Senhao¹

(1. Institute of Manufacturing Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084;

2. Beijing Key Lab. of Precision/Ultra-Precision Manufacturing Equipment and Control, Tsinghua University, Beijing 100084;

3. Beijing Institute of Spacecraft System Engineering, Beijing 100094)

Abstract: With the benefits of large workspace, low energy consumption and small inertia, a flexible cable-driven parallel robot (CDPR) is suitable for vibration suppression of long-size flexible truss mechanism. A flexible cable-driven parallel mechanism used for vibration attenuation of large-size flexible truss is presented. Kinematics and static model of the CDPR is analyzed by principle of closed loop vector and geometric characteristic of mechanism. The long-size flexible truss is simplified as a beam, and the mode superposition method is used to solve the forced response under external excitation. Vibration suppression of the long-size flexible structure with model uncertainties are considered. A control strategy based on fuzzy and PID control scheme is proposed. The simulation results show that the presented system have great affection on the vibration suppression of the long-size flexible truss, whose amplitude and vibration decay time are significantly reduced. In addition, four cable tension values can be changed within a suitable range.

Key words: cable parallel manipulator; large flexible truss mechanism; vibration attenuation; fuzzy PID control

0 前言

随着我国航天技术的发展,各种各样的卫星如侦察卫星、气象卫星和通讯卫星等逐渐成为空间环

境探测的主体,大型柔性结构件也因此得到了广泛应用。针对特殊用途,有的卫星单侧展翼长度可达100 m,广泛采用各种柔性桁架结构支撑有效载荷。携带柔性伸杆机构的航天器工作于真空、微重力状态,受外部扰动或本体机动,极易产生振动,严重影响其指向精度和空间姿态稳定性^[1]。因此,超长尺度柔性桁架结构的振动抑制问题是这类航天器设计的关键技术之一。

* 国家自然科学基金资助项目(91648107)。20180613 收到初稿,20181228 收到修改稿

近年来,有许多控制方法应用于卫星柔性展翼的主动振动抑制,如自适应滑膜控制^[2],自适应超扭曲^[3]和鲁棒控制^[4]等方法。JI 等^[5]将卫星对称的展翼等效成为欧拉伯努利梁,并用偏微分方程表示,通过反向递推法建立抑制振动的控制策略,并利用双曲函数与 Nussbaum 函数建立辅助系统以满足输入的约束条件。陶佳伟等^[6]针对挠性航天器姿态机动过程中存在模型参数难以确定、外界干扰、执行机构饱和受限、挠性附件振动及挠性模态不易直接测量等问题,提出了一种鲁棒自适应控制方法,来处理系统中的不确定参数和外界干扰上界。所有这些研究均取得了较好的控制效果,然而关于空间桁架结构振动的研究还很少。许建国等^[7]采用压电杆件进行优化配置实现桁架结构的振动主动控制,最优配置下控制电压的峰值在 400 V 左右,并采用最优模态控制算法进行振动抑制。张金龙等^[8]提出了一种在驱动机构与太阳翼之间安装旋转磁流变阻尼器的系统振动抑制方案,通过控制旋转运动实现展翼的振动抑制,但对于长度达百米的柔性桁架结构却不适用。

从 20 世纪 80 年代开始,柔索并联机构引起了研究人员的兴趣,并广泛应用于起重和装配等^[9-10]。研究发现,索驱动并联机构具有以下特点^[11-14]。

(1) 结构简单,用轻质绳索代替传统的刚性构件,从而具有低能耗和小惯量等特点。

(2) 绳索只能承受拉力,不能承受压力,且受力方向只能沿着绳索。

(3) 工作空间大。

基于上述柔索并联机构的特点,本文将提出一种新的基于索驱动并联机构的超长尺度桁架结构振动抑制的方案,用于卫星展翼的振动抑制,具体如图 1 所示。分别由 4 根绳索控制卫星的一侧展翼,通过选取桁架上最佳铰接点作为绳索的附着点,绳索另一端经由滚筒与伺服电动机系统连接,通过控制绳索的张紧来改变绳索对桁架结构的拉力,建立模糊 PID 控制的抑振策略,实现桁架结构的振动抑制。最后,完成证明控制策略有效性的仿真验证。

图 1 柔索并联抑振机构

1 柔索并联抑振机构模型构建

1.1 索并联机构运动学建模

根据设计结构图 1, 卫星单侧展翼由 4 根索驱动控制, 伺服电动机系统位于卫星本体内部, 其等效运动模型如图 2 所示。4 个绳索出索点分布于长度与宽度分别为 b 和 a 的矩形四个顶点, 柔性桁架杆的铰接点与固定端的水平距离为 c , 结点 B_1 与 B_2 水平距离为 d 。

图 2 运动学模型

由于本文研究的索机构应用于太空微重力环境, 可以忽略绳索的垂度, 用直线模型代替绳索悬链模型, 所得到的运动学模型如图 2 所示。其中, $OXYZ$ 为全局坐标系, 原点 O 位于横杆 C_1C_2 的几何中心, Y 轴垂直于矩形 $A_1A_2A_3A_4$ 所在平面, Z 轴与矩形 A_1A_4 边平行, X 轴方向由右手定理决定。 $O'X'Y'Z'$ 为局部坐标系, 原点 O' 位于结点 B_1B_2 中点。 $\mathbf{p}$ 为两个坐标系原点 OO' 之间平移矢量, 矢量 $\mathbf{r}_i$ 由桁架铰接点指向原点 O' , 矢量 $\mathbf{l}_i$ 为各索矢量。4 根绳索的方向矢量为

$$\mathbf{l}_i = \mathbf{p} - \mathbf{a}_i - \mathbf{R} \cdot \mathbf{r}_i \quad (1)$$

$$\mathbf{R} = \begin{pmatrix} c\phi c\gamma & -c\phi s\gamma & s\phi \\ s\phi s\phi c\gamma + c\phi s\gamma & -s\phi s\phi s\gamma + c\phi s\gamma & -s\phi c\phi \\ -c\phi s\phi c\gamma + s\phi s\gamma & c\phi s\phi s\gamma + s\phi c\gamma & c\phi c\phi \end{pmatrix}$$

式中, c 表示 $\cos$, s 表示 $\sin$, 单位索矢量为

$$\mathbf{u}_i = \frac{\mathbf{OO}' - \mathbf{OA}_i - \mathbf{R} \cdot \mathbf{B}_i \mathbf{O}'}{\|\mathbf{OO}' - \mathbf{OA}_i - \mathbf{R} \cdot \mathbf{B}_i \mathbf{O}'\|} = \frac{\mathbf{p} - \mathbf{a}_i - \mathbf{R} \cdot \mathbf{r}_i}{\|\mathbf{p} - \mathbf{a}_i - \mathbf{R} \cdot \mathbf{r}_i\|} \quad (2)$$

$$i = 1, 2, 3, 4$$

1.2 索并联机构静力学建模

对上述四索并联机构受力分析, 得到受力分析图如图 3 所示。图 3 中 $\mathbf{u}_i$ 表示第 i 根绳索索力的单位方向矢量, 利用截面法分析, 选取过桁架与绳索的铰接点左侧并无限接近于铰接点且垂直于 Y 轴的截面, $\mathbf{F}'$ 与 $\mathbf{M}'$ 分别表示截面左侧桁架内力对截面

右侧的拉压力与扭矩，考虑末端加速度的影响，设惯性力为 F_m 。

图3 受力分析图

根据静力平衡条件得到

$$\begin{pmatrix} u_{1x} & \dots & u_{4x} \\ u_{1z} & \dots & u_{4z} \\ (r_1 \times u_1)_y & \dots & (r_4 \times u_4)_y \\ (r_1 \times u_1)_z & \dots & (r_4 \times u_4)_z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} t_1 \\ t_2 \\ t_3 \\ t_4 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F' + F_m \\ M' \end{pmatrix} = 0 \quad (3)$$

$$t_i > 0 \quad i=1,2,3,4$$

$$\begin{pmatrix} u_{1x} & u_{2x} & u_{3x} & u_{4x} \\ u_{1z} & u_{2z} & u_{3z} & u_{4z} \\ (r_1 \times u_1)_y & (r_2 \times u_2)_y & (r_3 \times u_3)_y & (r_4 \times u_4)_y \\ (r_1 \times u_1)_z & (r_2 \times u_2)_z & (r_3 \times u_3)_z & (r_4 \times u_4)_z \end{pmatrix} \in \mathbf{R}^{4 \times 4}$$

式中， t_i 是第 i 根索的索力值， u_{ix} 与 u_{iz} 是第 i 根索索力的单位方向矢量在 X 轴与 Y 轴的分量， $(r_i \times u_i)_y$ 与 $(r_i \times u_i)_z$ 是第 i 根索索力对 O' 的力矩在 Y 轴与 Z 轴的分量。

1.3 柔性梁运动方程

考虑到的桁架结构的长度可达 100 m，远大于横截面尺寸，可将其等效为细长梁；且其振动频率很低，可以忽略剪切变形以及截面绕中性轴转动惯量的影响，可将其运动简化为在二维平面内欧拉伯努利梁的振动，如图 4 所示，取微段 dx ，如图 5 所示。以 $y(x,t)$ 表示梁的横向位移， $f(x,t)$ 表示作用于梁上的单位长度的横向力，梁的单位体积质量为 $\rho(x)$ ，横截面积为 $A(x)$ ，弹性模量为 E ，横截面对垂直于 x 和 y 轴且通过横截面形心的轴的惯性矩

图4 欧拉-伯努利梁

为 $J(x)$ ，对微段进行受力分析得到梁横向振动偏微分方程^[15]。

图5 微段受力分析图

竖直 y 方向上的运动方程

$$\rho(x)A(x)dx \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} =$$

$$Q - \left(Q + \frac{\partial Q}{\partial x} dx \right) + f(x,t)dx \quad (4)$$

两边同除以 dx ，可以简化为

$$\rho(x)A(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial Q}{\partial x} = f(x,t) \quad (5)$$

不计转动惯量和剪切变形的影响，忽略截面绕中心轴的转动影响，微段的转动方程为

$$M + \frac{\partial M}{\partial x} dx - M - Qdx -$$

$$\frac{\partial Q}{\partial x} dx dx + f(x,t)dx \frac{dx}{2} = 0 \quad (6)$$

略去包含 dx 的二次项，式(5)可以简化为

$$Q = \frac{\partial M}{\partial x} \quad (7)$$

代入式(4)可得

$$\rho(x)A(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = f(x,t) \quad (8)$$

由材料学知，弯矩和挠度有如下关系式

$$M(x,t) = EJ(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \quad (9)$$

将式(8)代入式(7)得梁横向振动的偏微分方程

$$\rho(x)A(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EJ(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \right] = f(x,t) \quad (10)$$

设在给定边界条件下的固有频率为 ω_i ，相应的振型函数为 $Y_i(x)$ ，广义坐标为 $q_i(t)$ ，根据振型叠加法可得

$$y(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} Y_i(x) q_i(t) \quad (11)$$

将式(11)代入式(10)中可得

$$\sum_{i=0}^{\infty} \rho(x) A(x) Y_i(x) \ddot{q}_i(t) + \sum_{i=0}^{\infty} \frac{d^2}{dx^2} \left[E J(x) \frac{d^2 Y_i(x)}{dx^2} q_i(t) \right] = f(x, t) \quad (12)$$

式(12)两边同乘以 $Y_s(x)$, ($s=1, 2, \dots$), 在整个长度区间 ($0 < x < L$) 内积分, 由正则振型函数 $Y_i(x)$ 与 $Y_s(x)$ 的正交条件可得独立的常微分方程组为

$$\ddot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = Q_i(t) \quad i=1, 2, \dots \quad (13)$$

式中, $q_i(t)$ 为对应于广义坐标 $q_i(t)$ 的广义力

$$Q_i(t) = \int_0^L f(x, t) Y_i(x) dx \quad i=1, 2, \dots \quad (14)$$

考虑模态阻尼方程式(13)可写成

$$\ddot{q}_i(t) + 2\omega_i \xi_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = Q_i(t) \quad i=1, 2, \dots \quad (15)$$

式中, ξ_i 是模态阻尼比。

考虑绳索拉力对柔性梁作用力在竖直方向的分力, 且设作用点横坐标为 x_f , 则

$$f(x, t) = f(t) \delta(x - x_f) \quad (16)$$

仅考虑柔性梁横向振动的前 N 阶模态, 可得矩阵方程

$$M_n \ddot{q}(t) + C_n \dot{q}(t) + K_n q(t) = F_n f(t) \quad (17)$$

$$M_n = I \quad (18)$$

$$C_n = 2 \text{diag}[\omega_1 \xi_1 \quad \omega_2 \xi_2 \quad \dots \quad \omega_n \xi_n] \quad (19)$$

$$K_n = \text{diag}[\omega_1^2 \quad \omega_2^2 \quad \dots \quad \omega_n^2] \quad (20)$$

$$F_n = [Y_1(x_f) \quad Y_1(x_f) \quad \dots \quad Y_1(x_f)] \quad (21)$$

式中, M_n 为质量矩阵, C_n 为阻尼矩阵, K_n 为刚度矩阵, $F_n f(t)$ 为外激励矢量。

2 控制方案设计

基于上述理论分析, 建立如图 6 所示的系统控制方案。利用 ADAMS 与 Matlab 软件联合仿真, 建立索并联抑振机构的仿真模型, 并在 Simulink 环境中搭建整个系统的控制模型, 如图 7 所示。以柔性桁架与绳索的铰接点作为位置与速度的采样点, 将与平衡位置的偏差作为模糊 PID 控制器的输入, 得到的 4 索索力值作为柔性桁架模型的外加激励力以抑制其振动。图 7 中的 admas_sub 为柔性桁架仿真模型, 模糊控制器的两个输入通道分别为采样点的位置偏差与速度偏差, 输入 1 对应的 3 个三角形隶属函数 DYFU, DYZERO 与 DYZHENF 如图 8 所示, 输入 2 对应的 3 个三角形隶属函数 VYFU, VYZERO 与 VYZHENF 如图 9 所示, 模糊控制规则如表 1 所示, 对应的模糊规则曲面图如图 10 所示, 模糊控制器的 9 个输出三角形隶属函数 n11~n19 如图 11 所示。柔性桁架仿真模型 admas_sub 的索力 1 是初始扰动动力, 索力 2 为图 3 受力图中 $A_3 B_3$ 斜拉索索力,

图 6 控制方案图

图 7 系统控制框图

图 8 输入 1 隶属函数

图 9 输入 2 隶属函数

表 1 模糊控制规则表

输入规则	输出规则
If(DY242 is DYZHENG) and (VY242 is VYZHENG)	PIDinput is n11
If(DY242 is DYZHENG) and (VY242 is VYZERO)	PIDinput is n12
If(DY242 is DYZHENG) and (VY242 is VYFU)	PIDinput is n13
If(DY242 is DYZERO) and (VY242 is VYZHENG)	PIDinput is n14
If(DY242 is DYZERO) and (VY242 is VYZERO)	PIDinput is n15
If(DY242 is DYZERO) and (VY242 is VYFU)	PIDinput is n16
If(DY242 is DYFU) and (VY242 is VYZHENG)	PIDinput is n17
If(DY242 is DYFU) and (VY242 is VYZERO)	PIDinput is n18
If(DY242 is DYFU) and (VY242 is VYFU)	PIDinput is n19

图 10 模糊规则曲面图

图 11 输出隶属函数

索力 3 为 A_2B_2 斜拉索索力，索力 4 为 A_4B_4 斜拉索索力，索力 5 为 A_4B_1 斜拉索索力，输出为两个采样点的位置偏差与速度偏差。

3 控制系统仿真分析

桁架物理模型如图 3 所示，其结构参数如表 2 所示。

表 2 桁架结构参数

结构参数	主杆	副杆
直径/mm	160	84
壁厚/mm	0.3	2
长度/m	60	6/3.6
弹性模量/GPa	8	11 000
密度/(kg/m ³)	1 630	1 900

依据表 2 列出的柔性桁架结构参数，建立上述桁架物理模型的仿真模型 admas_sub。初始零时刻在桁架自由端施加一脉冲激励力，使得采样点 3 的初始位置偏离平衡位置 530 mm，仿真得到采样点 3 自由状态下的振幅与速度的激励响应曲线，如图 12、13 所示，以采样点振幅达到 ± 20 mm 内视为桁架结构停振，则自然状态下需要 937 s。对振幅曲线进行快速傅里叶 3D 变换，如图 14 所示，可得柔性桁架结构的第一阶固有频率为 0.056 Hz，与 ANSYS 计算结果相符。

图 12 采样点 3 自由状态振幅曲线

图 13 采样点 3 自由状态速度曲线

图 14 快速傅里叶变换图像

将采样点 3 与采样点 30 作为柔性桁架结构与绳索的铰接点, 4 根斜拉索布局形式如图 2 所示。建立 4 索桁架仿真模型, 并利用上一节构建的控制系统进行仿真分析。同样, 初始零时刻在桁架自由端施加一脉冲激励力, 使得采样点 3 的初始位置偏离平衡位置 530 mm。为了对比绳索抑振的效果, 将设置两组控制参数分别进行仿真, 两组控制参数设置如表 3 所示, 各个参数在系统控制框图中的作用如图 7 所示。

表 3 控制参数表

控制参数	第一组	第二组
Gain6/ Gain7	1	5
Gain9/ Gain11	0.01	0.01
Gain8/ Gain10	0.01	0.01
kv1	4	0
kp1	25	5
kd1	4	0
kv2	0	0
kp2	25	5
kd2	1	0

采用第一组控制参数进行仿真得到采样点 3 的振幅与速度曲线如图 15、16 所示, 图 3 受力图中 A_2B_2 与 A_3B_3 两根斜拉索的索力如图 17 所示, A_4B_1 与 A_4B_4 两根斜拉索的索力如图 18 所示。对比图 15 与 12 可知, 使用控制策略后, 采样点的振幅变化范围由 530 mm 减小为 400 mm, a 点为振幅达到 ± 20 mm 的第一点, 衰减时间减小为 166 s。

图 15 采样点 3 强迫响应振幅曲线

图 16 采样点 3 强迫响应速度曲线

图 17 A_2B_2 与 A_3B_3 斜拉索索力 图 18 A_4B_1 与 A_4B_4 斜拉索索力

由图 17、18 可知, 4 根斜拉索索力变化范围为 5~300 N, 保证了绳索无虚牵, 且其幅值是间歇变化的, 这与绳索只能承受拉力而无法承受压力以及桁架周期性的往复振动有关。伺服电动机扭矩及功

率选择的与索力大小有直接关系, 考虑到卫星体积与重量的限制及柔性桁架可承受力, 限制索力的大小是必要的。

因此, 为进一步缩短衰减时间, 减小斜拉索索力, 对控制参数进行优化, 采用第二组控制参数进行仿真得到采样点3的振幅与速度曲线如图19、20所示, 图3受力图中 A_2B_2 与 A_3B_3 两根斜拉索的索力如图21所示, A_1B_1 与 A_4B_4 两根斜拉索的索力如图22所示。

图19 采样点3强迫响应振幅曲线

图20 采样点3强迫响应速度曲线

图21 A_2B_2 与 A_3B_3 斜拉索索力

图19中 b 点为振幅达到 ± 20 mm的第一点, 与图15对比可知, 采用第二组控制参数后, 振动衰减时间缩短为130 s, 比 a 点的衰减时间缩短了36 s,

图22 A_1B_1 与 A_4B_4 斜拉索索力

仅为控制状态下衰减时间的13.9%。4根斜拉索索力变化范围为5~200 N, 比第一组索力最大值减小了100 N, 大大降低了对伺服电动机扭矩与功率的要求, 这对于减小卫星自身体积与重量是至关重要的。根据全文分析, 可给出最终模糊PID控制参数如表3第二组所示。

4 结论

本文提出了一种四索驱动的柔性抑振并联机构, 用于超长尺度柔性桁架结构的振动主动抑制, 并根据闭环矢量原理和机构的几何特征, 利用振型叠加法分析了外部激励作用下的系统强迫响应特性, 仿真结果表明, 借助模糊PID控制策略, 能够极大缩短桁架结构的振动衰减时间和减小索力变化范围上限值, 证明了采用索机构进行超长柔性桁架结构的主动抑振控制可行性问题。本文的研究将为基于柔索并联机构的振动抑制应用奠定理论基础。

参考文献

- [1] 楚中毅, 马静, 李丹. 空间柔性伸杆机构振动抑制的半物理仿真试验[J]. 机械工程学报, 2012, 48(21): 8-14.
CHU Zhongyi, MA Jing, LI Dan. Semi-physical simulation experiments on vibration control of flexible space manipulator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(21): 8-14.
- [2] XIAO B, HU Q, ZHANG Y. Adaptive sliding mode fault tolerant attitude tracking control for flexible spacecraft under actuator saturation[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2012, 20(6): 1605-1612.
- [3] MALEKZADEH M, KARIMPOUR H. Adaptive super twisting vibration control of a flexible spacecraft with state rate estimation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 422: 300-317.
- [4] JAMSHIDIFAR H, KHOSRAVANI S, FIDAN B, et al. Vibration decoupled modeling and robust control of

- redundant cable-driven parallel robots[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2018, 23(2): 690-701.
- [5] JI N, LIU J. Vibration control for a flexible satellite with input constraint based on Nussbaum function via back stepping method[J]. Aerospace Science & Technology, 2018, 77: 563-572.
- [6] 陶佳伟, 张涛. 控制受限的挠性航天器姿态机动控制和振动抑制[J]. 电机与控制学报, 2018(3): 105-113.
TAO Jiawei, ZHANG Tao. Robust adaptive attitude maneuvering and vibration reducing control of flexible spacecraft with input saturation[J]. Electric Machines and Control, 2018(3): 105-113.
- [7] 许建国, 邵康, 张静静. 空间桁架结构的优化配置及振动控制研究[J]. 计算机测量与控制, 2016, 24(3): 67-70.
XU Jianguo, SHAO Kang, ZHANG Jingjing. Research on optimal allocation and vibration control of space truss structure[J]. Computer Measurement & Control, 2016, 24(3): 67-70.
- [8] 张金龙, 卢少波, 时军委. 驱动激励下的柔性太阳翼系统振动及抑制研究[J]. 载人航天, 2017, 23(4): 487-492.
ZHANG Jinlong, LU Shaobo, SHI Junwei. Research on vibration and its attenuation of flexible solar array induced by sun-tracking driving[J]. Manned Spaceflight, 2017, 23(4): 487-492.
- [9] 姚蕊, 唐晓强, 汪劲松. 射电望远镜馈源支撑系统索力特性研究[J]. 自然科学进展, 2009, 19(11): 1221-1229.
YAO Rui, TANG Xiaoqiang, WANG Jinsong. Cable tension analysis and optimization of radio telescope feed support system[J]. Progress in Natural Science, 2009, 19(11): 1221-1229.
- [10] LAPIDUS S G. The factors to be considered in the correct cable for variable frequency drive applications on cranes[C]// Industry Applications Conference, 1998. Thirty-Third IAS Annual Meeting. IEEE, 1998: 2257-2262.
- [11] CONG B P, SONG H Y, YANG G. Tension analysis of cable-driven parallel mechanisms[C]// International Conference on Intelligent Robots and Systems, IEEE, 2005: 257-262.
- [12] HILLER M, FANG S, MIELCZAREK S, et al. Design, analysis and realization of tendon-based parallel manipulators[J]. Mechanism & Machine Theory, 2005, 40(4): 429-445.
- [13] TANG X, YAO R. Dimensional design on the six-cable driven parallel manipulator of FAST[J]. Journal of Mechanical Design, 2011, 133(11): 111012.
- [14] 唐乐为, 唐晓强, 汪劲松, 等. 七索并联对接机构作业空间分析及索力优化设计[J]. 机械工程学报, 2012, 48(21): 1-7.
TANG Lewei, TANG Xiaoqiang, WANG Jinsong, et al. Workspace analysis and tension optimization design in docking parallel mechanism driven by seven cables[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(21): 1-7.
- [15] 张义民. 机械振动学基础[M]. 北京: 清华大学出版社, 2007.
ZHANG Yimin. Mechanical vibration[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2007.
-
- 作者简介: 孙海宁, 男, 1994 年出生, 博士研究生。主要研究方向为索驱动并联机器人振动特性。
E-mail: sunhn17@mails.tsinghua.edu.cn
唐晓强(通信作者), 男, 1973 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为并联机器人。
E-mail: tang-xq@mail.tsinghua.edu.cn
王晓宇, 女, 1981 年出生, 博士, 高级工程师。主要研究方向航天器结构设计与分析, 大型空间结构动力学与控制。
E-mail: antlb@163.com
崔志伟, 男, 1989 年出生, 博士研究生。主要研究方向为索驱动并联机器人刚度特性。
E-mail: czwl6@mails.tsinghua.edu.cn
侯森浩, 男, 1992 年出生, 博士研究生。主要研究方向为索驱动并联机器人力控特性。
E-mail: housh16@mails.tsinghua.edu.cn