

差动式机构缓冲阻尼系统 动力学建模与仿真研究

于 伟 杨 雷 曲广吉

(中国空间技术研究院总体部)

摘要 以差动式机电缓冲阻尼系统为对象,在对系统结构组成、功能特点和运动链传动原理研究的基础上,首先建立了系统运动学与动力学模型,然后以 ADAMS 为开发平台,建立了 APAS89 的虚拟样机,并对系统运动学和动力学及其缓冲阻尼特性进行了仿真研究,所得仿真结果与国外实验结果相当吻合。

关键词 空间对接 对接机构 差动式缓冲阻尼系统 对接动力学 虚拟样机 动力学仿真

1 前言

空间交会对接是现代复杂航天器,尤其是载人空间站在长期轨道运行期间不可缺少的操作活动,它是实现长寿命空间站在轨服务与操作的先决条件。自 20 世纪 60 年代,前苏联和美国相继开展了空间对接技术研究,至今已成功进行了 200 多次空间交会对接活动。其中美国的航天飞机和前苏联/俄罗斯的“和平”号空间站在空间交会对接活动中采用周边式对接机构 APAS89(图 1)。该机构使用的是差动式机电缓冲阻尼系统,该系统的设计十分巧妙,能控制捕获环 6 个自由度的运动并具有缓冲阻尼的功能。在对接过程中,差动式机构的缓冲阻尼部件不是独立工作,而是通过传动机构彼此相连,每个缓冲阻尼器的工作状态都与其他缓冲阻尼器的工作状态有关。差动式机构的捕获环具有较大的运动范围,捕获过程中捕获环的纵向移动量较小,而在其他 5 个自

由度上具有较大的灵活性,且可靠性较高。但是差动式机构较重,系统组成复杂,运动部件多达上百个,是一个典型的空间多环机构,其机构动力学特性极其复杂。

本文以 APAS89 差动式机电缓冲阻尼系统为研究对象,首先建立了该系统的几何学和运动学模型,并对该系统结构组成和工作原理进行分析;然后重点研究建立了系统运动学与动力学模型和在 ADAMS 平台上实现虚拟样机建模,并通过动力学仿真分析了系统的缓冲阻尼特性,其仿真结果与俄罗斯的仿真和实验结果都取得了较好的吻合;最后做了总结和展望。该项研究具有工程实用性,表明其理论模型、仿真软件和仿真结果对空间对接机构的设计研究以及空间对接过程动力学特性分析仿真具有参考作用。

2 系统组成和工作原理

2.1 差动式机电缓冲阻尼系统的组成

差动式缓冲阻尼机构主要有 4 个功能单元,即捕获环、丝杠联系组合(共 3 个)、副杆联系组合(共 3 个)和驱动装置,其连接形式如图 2 所示。丝杠联系组合由一对滚珠丝杠转换器和联系齿轮组成,形成一个差动组合;弹簧机构和电磁阻尼器各自分别与一根丝杠联系。副杆联系组合主要由差速器和一些中间传动轴组成,形成另一个差动组合;在驱动装置前安装有一个自动调整摩擦制动器。通过中间齿轮

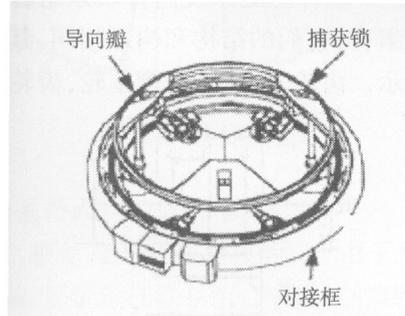
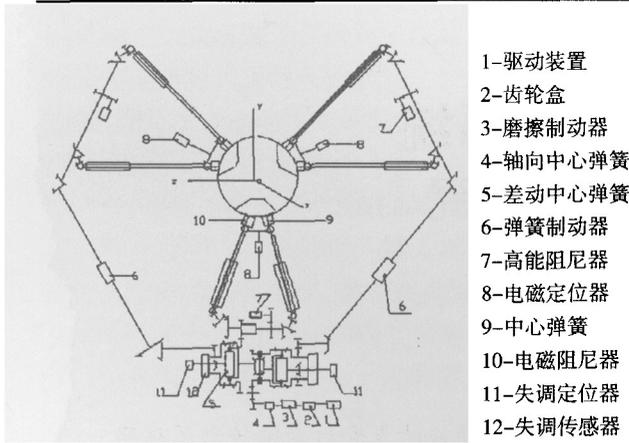


图 1 内翻型周边式对接机构



- 1-驱动装置
- 2-齿轮盒
- 3-摩擦制动器
- 4-轴向中心弹簧
- 5-差动中心弹簧
- 6-弹簧制动器
- 7-高能阻尼器
- 8-电磁定位器
- 9-中心弹簧
- 10-电磁阻尼器
- 11-失调定位器
- 12-失调传感器

图 2 系统的基本组成和各部件的分布示意图

和传动轴将所有四个功能单元连成一个差动式缓冲阻尼系统。在整个对接机构中,差动式机电缓冲阻尼系统实际上是作为捕获环的直接控制机构进行工作的。

2.2 差动式机电缓冲阻尼系统的工作原理

(1) 系统主要功能特点

在采用差动式机电缓冲阻尼系统的内翻型周边式对接机构中,最主要的子机构就是丝杠联系组合与副杆联系组合。它的主要功能是:①在伸出阶段,驱动主动对接机构中带有导向瓣的捕获环伸出,为两航天器在空间实施对接作准备,并留出足够的缓冲和校正空间;②在捕获阶段,缓冲对接过程的剧烈冲击,并吸收撞击能量,以确保导向瓣上捕获锁的挂连,实现捕获;③在缓冲阶段,吸收剩余撞击能量,并校正两航天器之间的相对位置,以使它们的纵轴在纵向和横向上基本重合,并可实现强制校正;④在拉紧阶段,拉合两对接机构的对接面,为两航天器间的刚性连接作准备。

(2) 丝杠联系组合的结构型式及工作原理

带有导向瓣的捕获环是安装在三对可灵活移动的丝杠上的,捕获环沿六个自由度的运动是靠三对共六根丝杠沿轴向位移量不同而实现的,其中每对丝杠之间是相互联系着的(图 3)。两个丝杠中一个为左旋丝杠,一个为右旋丝杠,在丝杠的上部,两个丝杠通过中间若干传动齿轮相联系;在丝杠的下部,每个丝杠上分别装有滚珠-丝杠转换器,而转换器通过其螺母上的齿轮与一刚性轴上两齿轮啮合而相互联系。在滚珠-丝杠转换器上装有二自由度旋转铰链,当捕获环运动时,丝杠就能实现摆动。该结构的显著特点是它具有差速性;若设 t 为螺旋导程, v 为丝杠

直线运动速度, ω_1 为丝母转速, ω_2 为丝杠转速, 则丝母和丝杠的转速分别为:

$$\omega_1 = \frac{\pi}{t} (v_L + v_R), \omega_2 = \frac{\pi}{t} (v_L - v_R) \quad (1)$$

可以看到,丝杠的转速 ω_2 是该瞬时两丝杠直线移动速度 v_L 和 v_R 的差动组合。由丝杠旋转带动中间传动齿轮转动,中间传动齿轮又带动分布在机构中的弹簧机构和电磁制动器工作,这些缓冲和阻尼元件衰减了由导向瓣的位置变化引起的丝杠行程速度差,使丝杠的运动趋于一致。这也是丝杠联系组合常常被称为“差动组合”的原因。

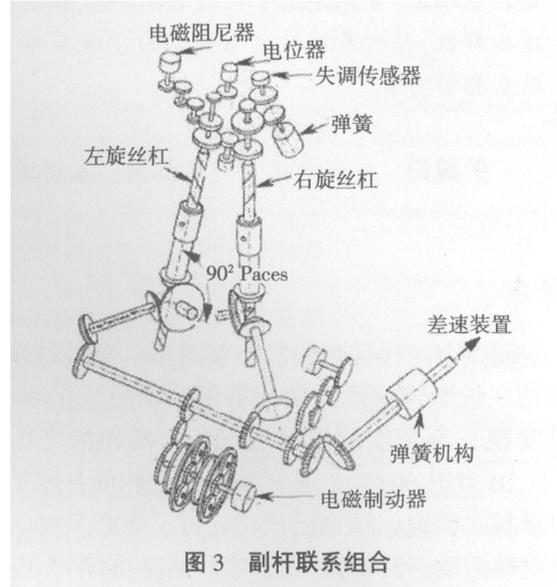


图 3 副杆联系组合

(3) 副杆联系组合的结构型式和工作原理

对接前当用驱动装置把捕获环匀速推出时和捕获后用驱动装置匀速拉紧捕获环时,差速器要把驱动装置提供的力矩和转速传递到三对丝杠上去,并要保证分配到三对丝杠上的轴向力相同和丝杠沿轴向位移速度相同。而在接触撞击、捕获连接和缓冲阻尼阶段,差速器要协调丝杠之间的运动,缓冲和吸收撞击的能量,校正两个捕获环的相对位置。

在 APAS89 缓冲阻尼系统副杆联系组合中采用三个差速器组合,它们的结构和构形相同,其结构原理如图 4 所示。齿轮 d_1 和 d_2 是行星轮,齿轮 b 是行

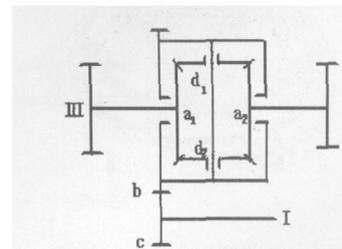


图 4 差速器构型图

星架, 齿轮 a_1 和 a_2 都是中心轮, 它们组成一个差动轮系。如果轴 II 和轴 III 同向旋转, 则有

$$\omega_b = \frac{\omega_{a_1} + \omega_{a_2}}{2}, \omega_{d1} = \omega_{a_1} - \omega_{a_2}, \omega_{d2} = \omega_{a_2} - \omega_{a_1} \quad (2)$$

如果轴 II 和轴 III 反向旋转, 设轴 III 的转向为正向, 则有

$$\omega_b = \frac{\omega_{a_1} - \omega_{a_2}}{2}, \omega_{d1} = \omega_{a_1} + \omega_{a_2}, \omega_{d2} = -(\omega_{a_2} + \omega_{a_1}) \quad (3)$$

因此, 轴 II 和 III 转向相同时使壳体 b 旋转, 转速差使中间齿轮旋转; 它们转向相反时使中间齿轮旋转, 转速差使壳体 b 旋转, 且 b 的转向与转速大的轴相同。

3 系统运动学和动力学模型

3.1 系统运动学模型

(1) 坐标系及其转换关系

图 5 是机构运动学分析定义的坐标系, 主要有对接框上的固定坐标系 $O-x_s y_s z_s$ 和捕获环上的体坐标系 $O-x_c y_c z_c$ 。 $O-x_s y_s z_s$ 是以在对接框上的丝杠下铰点所在圆的圆心为坐标原点, x_s 轴沿对接机构的纵向指向捕获环, y_s 轴与 z_s 轴位于丝杠下铰点所在的圆面内, 与 x_s 轴构成右手系。 $O-x_c y_c z_c$ 是以捕获环质心为坐标原点, x_c 轴沿捕获环纵轴始终指向捕获环外端, 初始时捕获环完全伸出, 此时坐标系 $O-x_c y_c z_c$ 的 y_c 轴与 z_c 轴分别与坐标系 $O-x_s y_s z_s$ 的 y_s 轴与 z_s 轴平行。

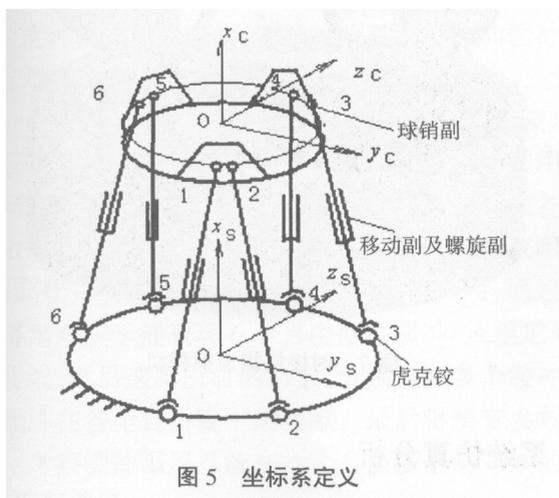


图 5 坐标系定义

(2) 差动式机构运动学描述

设六根丝杠的杆长变化为 s_i , 由子机构的传动分析可知, 三个丝杠联系组合中丝杠的转角分别为

$$\varphi_{s1} = \frac{\pi}{\tau}(s_2 - s_1), \varphi_{s2} = \frac{\pi}{\tau}(s_4 - s_3), \varphi_{s3} = \frac{\pi}{\tau}(s_6 - s_5) \quad (4)$$

丝杠的转角分别为

$$\varphi_{m1} = \frac{\pi}{\tau}(s_2 + s_1), \varphi_{m2} = \frac{\pi}{\tau}(s_4 + s_3), \varphi_{m3} = \frac{\pi}{\tau}(s_6 + s_5) \quad (5)$$

三个与丝杠联系组合相连的单轴双向扭转弹簧的转角 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ 分别为

$$\theta_1 = \varphi_{s1} = \frac{\pi}{\tau}(s_2 - s_1), \theta_2 = \varphi_{s2} = \frac{\pi}{\tau}(s_4 - s_3), \theta_3 = \varphi_{s3} = \frac{\pi}{\tau}(s_6 - s_5) \quad (6)$$

两个分别与差速器相连的双轴双向扭转弹簧的转角差分别记为 θ_4, θ_5 :

$$\theta_4 = \frac{\pi}{\tau}(s_2 + s_1) - \frac{\pi}{\tau}(s_6 + s_5), \theta_5 = \frac{\pi}{\tau}(s_4 + s_3) - \frac{\pi}{2\tau}(s_2 + s_1) - \frac{\pi}{2\tau}(s_6 + s_5) \quad (7)$$

自动调整摩擦制动器前端的单轴双向扭转弹簧的转角记为 θ_6 :

$$\theta_6 = \frac{\pi}{2\tau}(s_2 + s_1) + \frac{\pi}{2\tau}(s_4 + s_3) + \frac{\pi}{2\tau}(s_6 + s_5) \quad (8)$$

3.2 系统动力学模型

在对接机构缓冲阻尼系统的传动原理及运动学分析基础上, 必须通过建模和仿真对其缓冲和阻尼特性进行深入的分析, 以便为缓冲阻尼机构设计优化和空间对接过程动力学特性仿真提供有效的依据。

在差动式机电缓冲阻尼系统中, 弹簧机构主要起储存和释放能量的作用; 电磁制动器是吸收能量的基本元件, 主要起阻尼作用; 自动调整摩擦制动器也是一个能量吸收元件, 主要对纵向运动起阻尼作用, 同时它还传递驱动装置的扭矩。在运动学模型基础上, 系统动力学模型仅给出缓冲器和阻尼器的数学模型。

(1) 弹簧机构

差动式机电缓冲阻尼系统共配置了六个弹簧机构, 它们都采用平面蜗卷弹簧, 其刚度为 k 。差动式机构共有两种工作形式的弹簧。一种是单轴双向旋转弹簧, 分别装在三对丝杠组合处 (K_1); 另一种是双轴双向旋转弹簧, 包括与两个差速器两端相连的弹簧 (K_2) 以及安装在自动调整摩擦制动器前的弹簧 (K_3)。单轴双向旋转弹簧的力矩为

$$V = M_0 \varphi + \frac{1}{2} k \varphi^2 \quad (9)$$

而双轴双向旋转弹簧的力矩可写为

$$V = M_0 (\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{2} k (\varphi_1 - \varphi_2)^2 \quad (10)$$

式中, M_0 —弹簧的预紧力矩;

φ_1, φ_2 —两根旋转轴的转角。

(2) 电磁制动器

电磁制动器是丝杠联系组合中的阻尼元件。当转速不高时, 制动力矩实质上与转子转速成正比。在建立动力学方程时, 考虑其阻尼力可近似为速度的线性函数, 则其耗散函数可以写成速度的二次型齐次函数, 其表达式为

$$R = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n c_{ij} \omega_i \omega_j \quad (11)$$

式中, R —瑞利耗散函数;

C_{ij} —耗散系数, 实际应用中需通过试验进行测量和修正。

(3) 自动调整摩擦制动器

在差动式机构中, 摩擦制动器是一个能量吸收元件, 由旋转轴、钢球压力调整器和一组摩擦片组成, 在钢球压力调整器的作用下, 这组摩擦片有额定的扭矩 M_n 。在撞击力作用下, 与差速器 CS_2 外壳相连的齿轮将其转动传到调整摩擦制动器前面的弹簧 K_2 的壳体上, 弹簧扭转变形产生的力矩通过旋转轴传到摩擦片上。当力矩小于 M_n 时, 摩擦片不转动; 当力矩超过 M_n 时, 旋转轴将带动摩擦片开始旋转, 靠滑动摩擦的作用来消耗撞击能量。设差速器 CS_2 外壳上的齿轮工作转角为 θ , 弹簧 K_4 的刚度系数为 k , 则从 CS_2 传递过来的力矩为

$$M_{k3} = k \cdot \theta \quad (12)$$

当 $M_{k3} < M_n$ 时, 自动调整摩擦制动器不工作, 弹簧 K_4 的弹性势能为

$$V_3 = M_0 \theta + \frac{1}{2} k \theta^2 \quad (13)$$

当 $M_{k3} \geq M_n$ 时, 自动调整摩擦制动器工作, 记摩擦制动器旋转轴的转角为 θ_{zm} , 则有

$$k(\theta - \theta_{zm}) = M_n \quad (14)$$

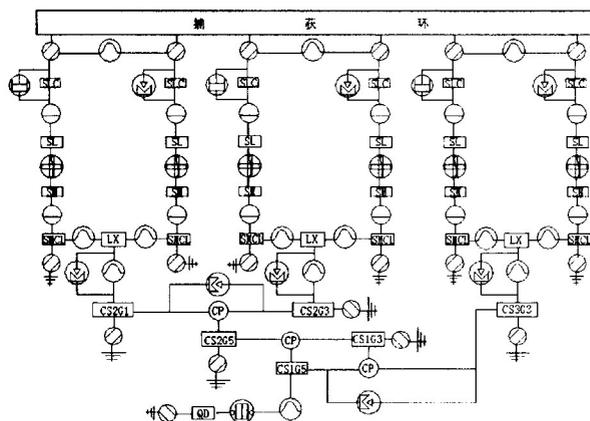
于是弹簧 K_4 的弹性势能为

$$V_3 = \frac{1}{2} k(\theta - \theta_{zm})^2 = \frac{M_n^2}{2k} \quad (15)$$

3.3 虚拟样机模型

在原理分析和运动学分析的基础上, 利用 ADAMS 平台建立了差动式缓冲阻尼系统虚拟样机模型。其中在捕获环齿轮处设置了单轴双向弹簧机构以及机电阻尼器; 在差速器输出到联系齿轮之间设置了双轴双向旋转的弹簧机构; 在差速器两中心

轮之间设置具有类似结构的弹簧机构; 在差速器外壳上连接有自动调整摩擦器。图 6 给出了系统动力学模型关系图, 图 7 是在 ADAMS 平台上建立的系统虚拟样机模型图。



各符号说明如下:

- ⊙: 齿轮传动; ⊗: 转动副; ⊖: 恒速副; ⊕: 自动调整摩擦制动器; ⊕⊕: 两相邻构件之间有一个柱铰和一个螺旋副; ⊕⊕: 表示几个转动副之间的耦合关系; ⊕⊖: 表示机电阻尼器; ⊕: 弹簧机构; ⊕: 表示接地; ⊕: 杆顶齿轮; ⊕: 四杠; ⊕: 丝母; ⊕: 丝母齿轮; ⊕: 联系齿轮; ⊕: 差速器 n 的第 m 个齿轮; ⊕: 驱动装置;

图 6 系统动力学关系图



图 7 对接机构虚拟样机

4 系统仿真分析

4.1 缓冲阻尼系统仿真的目的和要求

对接机构缓冲阻尼系统应能保证在给定的初始对接条件范围内, 在所有可能的相对位置下, 航天器按六个自由度运动时, 能对对接撞击起缓冲和阻尼作用; 其作用力的大小和特性不应导致机构系统过

载;缓冲阻尼系统应有合理的能耗,并且其行程不能超过已给定的界限。

由于差动联系,对接传动机构的捕获环有可能依靠很小的力沿五个自由度方向移动,作用在环纵向即第六个自由度上的力实际上比较大,这样可以限制捕获环纵向位移,并且可以以最小的行程吸收捕获后的部分能量。

缓冲器的形式和特性的选择是与对接机构缓冲传动系统的总体方案密切联系的。分析计算的目的是首先是阐明系统的运动传递关系,保证捕获环能实现六个自由度的运动和缓冲;其次是确定一些缓冲器的基本设计参数,分析系统等效的刚度特性和阻尼特性;最后对系统进行优化并为空间对接过程建模提供必要的准备。

4.2 系统仿真分析方法

两个航天器的对接机构第一次相互接触,关闭姿态控制系统,开始接触撞击、导向滑移、捕获连接、缓冲阻尼、轴向校准和相互拉紧,直到两航天器刚性地连接成一个整体。在空间对接非刚性连接的过程中,由于飞行器之间位置和姿态上存在相对初始偏差、相对接近速度,撞击动能很大,这一过程对接机构的缓冲阻尼系统起缓冲和吸收能量的作用。

缓冲器的等效特性曲线,一般可通过下面的方法来得到。该方法是在所分析自由度上给捕获环加以约束,通过约束保证捕获环在该自由度方向具有所给定的位移,然后求此时的相应约束力或约束力矩。这种方法比较合理,因为它反映了某方向缓冲器的位移及其作用力间的实际关系。

由于影响差动机构缓冲阻尼特性的参数较多,而且每个缓冲阻尼元件在整个系统中所起的作用也不同,因此需要分别确定单个缓冲阻尼元件在各个自由度上的影响。本文首先假设一组弹簧(或阻尼器)起作用,其他缓冲阻尼部件均不起作用,通过计算得出对应于捕获环 6 个自由度的缓冲(或阻尼)特性曲线;然后遍历所有的参数,分别得到各个缓冲阻尼元件在各个自由度上的贡献;最后将所有参数组合,考察缓冲阻尼系统在六个自由度上的等效的缓冲、阻尼特性。

4.3 系统仿真的结果分析和参数优化

通过分析单个缓冲、阻尼元件在各个自由度上的贡献,可以得到如下结论:

(1)对于捕获环的纵向移动,六根丝杠的长度变化相同,起缓冲阻尼作用的是摩擦制动器以及与其

同轴驱动的单轴双向弹簧机构(k_4),与传动齿轮和差速器相连的三个制动弹簧(K_2)与始端弹簧共同起缓冲作用,其他缓冲元件均不起作用。

(2)对于捕获环的侧向移动,每组丝杠中二根丝杠的长度变化不同,因此丝杠联系组合中的弹簧(刚度为 k_1)、电磁制动器(阻尼系数 c_1)起主要作用,此时六根丝杠长度总和发生变化,因此摩擦制动器以及与其同轴驱动的单轴双向弹簧机构(k_4)也起一定的作用。此结论对 y 方向和 z 方向是一致的。

(3)对于捕获环的偏航角位移和俯仰角位移,各组丝杠长度变化不同,因此两个差速器弹簧(刚度为 k_3)起主要作用。

(4)对于捕获环滚动角位移,每组中二个丝杠的长度变化不同,但各组丝杠长度变化相同,因此丝杠联系组合中的弹簧 k_1 和电磁制动器 c_1 起主要的缓冲阻尼作用,因此两个差速器弹簧(刚度为 k_3)不起作用。

由以上分析结果可以看到,可以根据缓冲阻尼系统的性能要求有目的地调节相应的缓冲阻尼元件的特性。如若想改变缓冲器的纵向特性,只需要调节 k_4 和摩擦制动器的参数;若需要改变系统滚转方向的特性,则需要调节 k_1 和 c_1 的特性参数;调节 k_3 的特性参数则会相应的改变系统偏航(俯仰)方向的缓冲特性。这就为机构设计和缓冲阻尼系统的优化提供了参考。

4.4 系统等效缓冲阻尼特性分析和校验

图 8~13 给出了整个缓冲阻尼系统在六个自由度上的等效的缓冲阻尼特性,可以看到:

(1)系统纵向的等效刚度最大,偏航(俯仰)方向的等效刚度较小,这为我们设计合理的缓冲阻尼系统提供了必要的参考。

(2)可以在此基础上进一步优化重要的缓冲、阻尼部件的性能,得到的等效的系统缓冲阻尼特性曲线为对接过程的动力学研究提供了良好的准备。

5 结论

全文完成了对内翻型差动式机电缓冲阻尼系统的几何学和运动学描述、机构组成和传动原理分析、运动学和动力学建模、虚拟样机建模和系统缓冲阻尼特性仿真,并对差动式机构中所有缓冲器和阻尼器的分工和作用进行了分析。得到了该模型在六个自由度上的等效缓冲阻尼特性曲线。

作为下一步工作的展望,其后续工作拟在以下

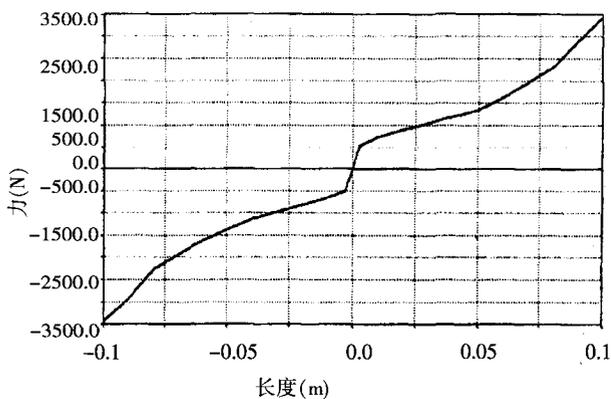


图 8 横向移动等效缓冲特性曲线比较

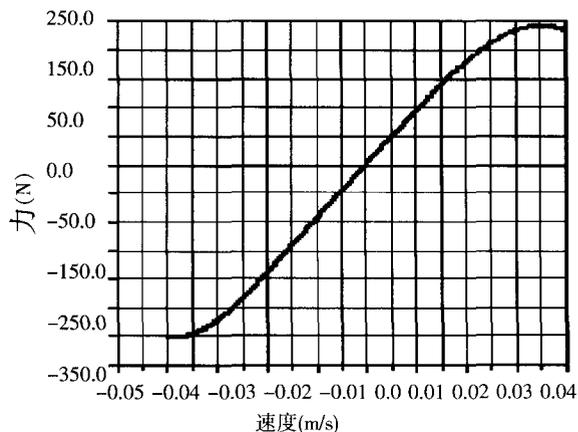


图 12 横向等效阻尼特性

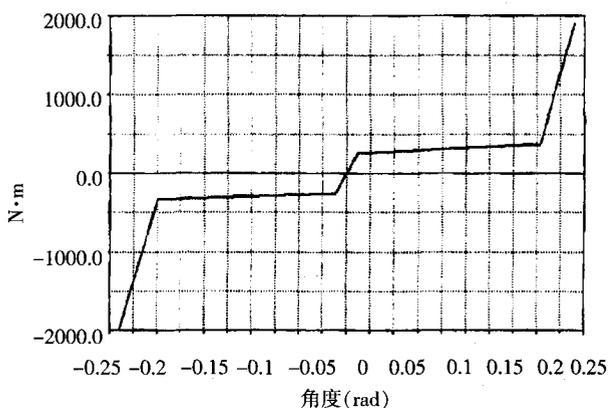


图 9 偏航(俯仰)方向特性曲线比较

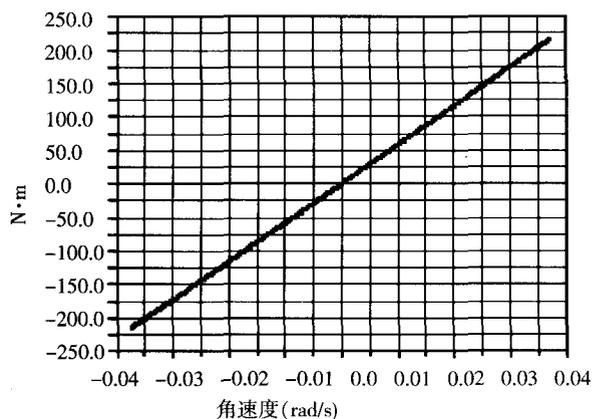


图 13 滚转方向等效的阻尼特性曲线

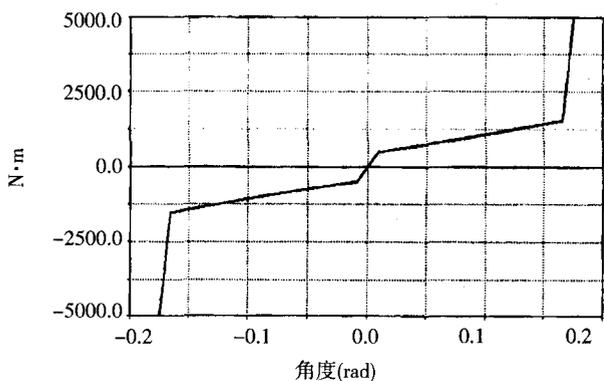


图 10 滚转方向等效刚度特性比较

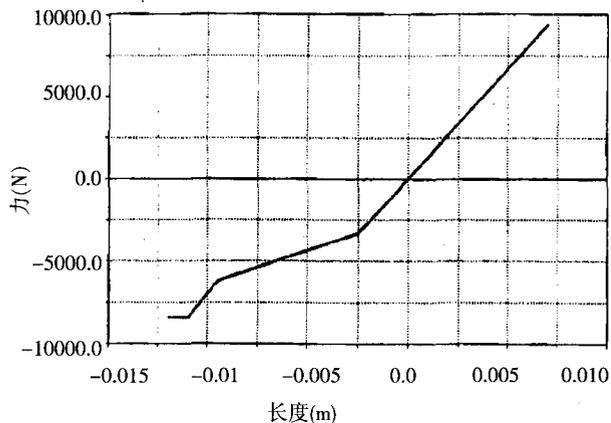


图 11 纵向等效刚度特性比较

几方面开展:

(1) 缓冲阻尼系统中各个缓冲和阻尼元件特性选取是对接动力学仿真的关键问题, 优化缓冲阻尼特性曲线以提高捕获概率;

(2) 由于整个对接机构中可动部件多达上百个, 因此部件之间的摩擦和整个机构的机械传动效率也将影响系统的缓冲阻尼特性, 可以用实验的方法来修正结果;

(3) 在空间对接过程动力学仿真中, 碰撞模型的建立需要进一步的研究。◇

参 考 文 献

[1] 娄汉文, 曲广吉, 刘济生. 空间对接机构. 航天工业出版社, 1992.
 [2] 杨芳, 曲广吉. 空间对接机构差动式机电缓冲阻尼系统机构传动原理分析. 力学与实践, 1998.
 [3] 曲广吉, 杨雷. 空间对接动力学. 航天器动力学工程. 中国科学技术出版社, 2000.
 [4] 杨芳. 空间飞行器对接机构和对接过程动力学分析与仿真研究. 中国空间技术研究院博士学位论文, 1999.
 [5] Syromyatnikov V S. Docking system of androgynous and peripheral type. N73-18869.