

重复使用火箭栅格舵传动机构动态特性实验研究

王辰¹ 袁文全^{1,3} 郭岳¹ 张宏剑^{1,†} 王小军^{2,†} 石玉红¹

1. 北京宇航系统工程研究所, 北京 100076; 2. 中国运载火箭技术研究院, 北京 100076; 3. 哈尔滨工业大学航天学院, 哈尔滨 150008; † 通信作者, E-mail: zhanghj@pku.edu.cn (张宏剑), wangxj99@139.com (王小军)

摘要 为了研究栅格舵传动机构的动态特性, 搭建栅格舵传动机构的实验装置, 设计位置特性、瞬态特性和频率特性3种实验方案, 通过位移传感器, 测量伺服活塞杆的线位移和舵轴转动的角位移时域信号。分析位置特性实验线位移信号突变和瞬态特性实验角位移信号震荡现象的成因, 进行低、中、高3个频率的小转角频率特性实验, 并对频率特性实验中出现的角位移信号滞后现象进行定量分析, 判断出传动机构动态特性的重要影响因素是运动副间隙, 并初步提出其影响机理, 为进一步的动力学分析和优化设计提供良好的研究对象和实验基础。

关键词 重复使用火箭; 栅格舵; 传动机构; 间隙影响

中图分类号 O313; V421

Experimental Study of Kinetic Characteristics for Grid Fin Transmission Mechanism of Reusable Launch Vehicle

WANG Chen¹, YUAN Wenquan^{1,3}, GUO Yue¹, ZHANG Hongjian^{1,†}, WANG Xiaojun^{2,†}, SHI Yuhong¹

1. Beijing Institute of Astronautical Systems Engineering, Beijing 100076; 2. China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076; 3. School of Astronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150008; † Corresponding authors, E-mail: zhanghj@pku.edu.cn (ZHANG Hongjian), wangxj99@139.com (WANG Xiaojun)

Abstract Grid fin translation mechanism is the key actuator of trajectory and attitude control in reentry flight of the reusable launch vehicle. The kinetic characteristic of translation mechanism is investigated experimentally. An experimental device and experimental schemes comprise position test, transient state test and frequency test are set up. The linear displacement of servo piston rod and the angle displacement of rudder shaft are measured by the displacement sensors. Firstly, the cause of linear displacement abrupt change in position test and angle displacement vibration in transient state test is studied. Furthermore, small shaft turning angle frequency test in low, mid and high frequency are tested and the angle displacement signal delay are comparatively analyzed. The clearances in kinematic pairs are considered as the important affecting factor of kinetic characteristic of translation mechanism and its influencing mechanism is preliminarily proposed. The results provide research object and experimental fundament for farther dynamic analysis and optimal design of transmission mechanism.

Key words reusable launch vehicle; grid fin; transmission mechanism; clearance influence

一次性使用火箭的高成本和长周期制约了航天发射的商业化和市场化发展, 火箭的重复使用是降低发射成本、提高发射频率的重要途径^[1-2]。全部回收或部分回收运载火箭并将其再次投入发射任

务, 能够降低航天发射的平均全寿命周期费用^[3]。重复使用火箭再入返回过程中, 需利用气动控制机构^[4]操纵面产生空气动力, 形成控制力和力矩, 从而对火箭的轨迹和姿态进行控制, 使火箭能够准确

国家自然科学基金(11402033, 11602031)、中国科协青年人才托举工程(2016QNRC001-YESS20160107)、国家高技术研究发展计划(2015AA7021076)和非线性力学国家重点实验室开放基金(LNM201717)资助

收稿日期: 2017-11-06; 修回日期: 2018-02-27; 网络出版日期: 2018-10-22

地飞回陆地或海上的着陆场(图1(a))。这对重复使用火箭的落点精度和姿态控制提出很高的要求。

由于栅格舵便于折叠、铰链力矩小以及大攻角、宽马赫数范围、升力特性好等特点^[5],比较适合在重复使用的火箭上应用。一套典型的栅格舵气动控制机构系统主要由栅格舵(grid fin)、栅格舵转轴(shaft)、展开阻尼器(deployable damper)、连接分离机构(connection and separation mechanism)、传动机构(transmission mechanism)和伺服作动器(servo system)等组成,如图1(b)所示。在火箭上升段,栅格舵紧贴箭体表面的虚线位置,连接分离机构,将栅格舵与箭体紧固连接,在火箭再入阶段,连接分离机构解锁,栅格舵在气动力的作用下展开。为了缓解栅格舵展开到位时对结构的冲击,需要使用展开阻尼器降低栅格舵的展开速度^[6]。栅格舵展开到位后,与栅格舵转轴固连,传动机构的作用是将伺服系统输出的直线运动准确地转化为栅格舵的转动^[7]。栅格舵能否根据控制指令准确地偏转关系着火箭的飞行稳定性和机动性等性能。机构构件之间通过运动副相连。为保证传动机构组件的顺利装配和灵活运转,运动副间隙难以避免。研究表明,运动副间隙是影响机构动力学特性的主要因素之一^[8-9]。

为研究构件弹性和运动副间隙对机构系统动力学特性的影响,Dubowsky等^[10]设计了一个高速机构实验系统,使用激振器来产生正弦直线激励,分别带动铝制和钢制的圆盘运动。通过设置在激振器托架和圆盘上的加速度传感器,得到实验系统的输入和输出信号。Dubowsky等^[11]还设计了十字滑块传动机构的实验系统,验证了他们提出的冲击环模型。

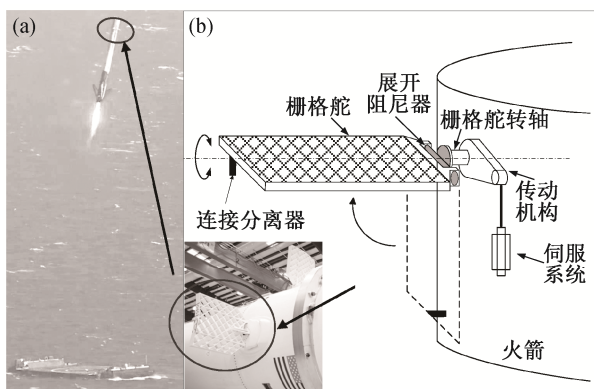


图1 栅格舵气动控制机构系统

Fig. 1 Grid fin aerodynamic control mechanism

Erkaya等^[12]设计了曲柄滑块传动机构的实验系统,在机构各关节运动副处安装力传感器,在电机转轴处安装角位移传感器,用于测量关节处接触力随电机转轴转动角度的变化。在曲柄和滑块上安装加速度传感器,并使用传声器测量机构系统的振动和噪声。Flores等^[13]设计了曲柄滑块机构实验系统,对不同间隙值和曲柄转速下间隙对机构动力学特性的影响进行实验和理论研究,实验结果广泛应用于理论分析的验证^[14-15]。黄亚农等^[16]建立了船舶舵机传动机构的缩比实验台,在传动杆上安装4个加速度传感器,用于测量传动机构的冲击振动。蒋政等^[17]对一种飞行器电动舵机传动机构进行实验研究,使用高精度数字接触式传感器测量舵面转动角度。也有学者采用实验和多体动力学方法研究运动副间隙的内碰撞问题^[18]。阎绍泽等^[19]对含间隙运动副建模和含间隙机械系统动力学分析等问题做了系统的评述。含间隙运动副的内碰撞可以使用连续接触力模型进行描述^[20]。Lankarani等^[21]提出具有非线性阻尼的连续接触力模型(Lankarani-Nikravesh模型)来模拟含间隙运动副的内碰撞过程,得到广泛应用^[22-23]。对于各构件的运动发生在同一平面内的含间隙机构,Bai等^[24]、Wang等^[25]以及Farahan等^[26]将其视为平面机构进行研究。尉立肖等^[27]、Abdallah等^[28]和Zhang等^[29]考虑了运动副间隙和构件柔性对机构动态特性的影响。Zheng等^[30]和Sun等^[31]研究了润滑条件下含间隙铰机构的动力学特性。

在实验研究中,可以通过测量构件加速度的间接测量方法来评估实验系统的振动特性,或者在关节处安装力传感器来测量接触碰撞力,或者在机构构件上安装位移传感器来测量位置变化。评估栅格舵传动机构的动态特性,重点在于测量评估舵轴的转动精度以及传动机构的随动性能。本文设计位置特性、瞬态特性和频率特性3种实验,通过采集直线伺服驱动装置的线位移信号和舵轴的角位移信号,研究传动机构的动态特性,评估其性能指标和影响因素。

1 实验设计

1.1 研究对象

栅格舵传动机构主要由舵轴(rudder shaft)、轴承(bearing)、关节轴承(spherical plain bearing)、摇臂(rocker)和连杆(linkage)等组成(图2)。其中,关节

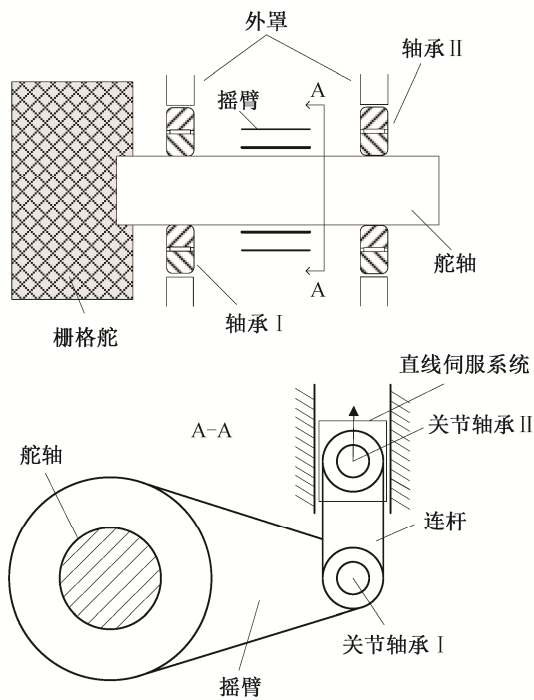


图 2 栅格舵传动机构原理

Fig. 2 Simplified model of rudder transmission mechanism

轴承 II 用于连接伺服装置的活塞杆与连杆, 关节轴承 I 用于连接连杆和摇臂, 舵轴在轴承 I 和 II 的支承下安装在箭体上。整套传动机构由液压直线伺服装置驱动, 伺服装置通过活塞杆输出直线往复运动。活塞杆通过连杆带动摇臂, 将直线运动转化为摇臂的摆动。栅格舵的舵轴通过轴销与摇臂紧固连接, 栅格舵随摇臂的摆动同步转动, 从而调整气动力, 实现火箭的姿态控制。

1.2 实验装置设计

设计图 3 所示的实验系统, 舵轴在两个滚针轴承的支承下安装在支座上, 初始位置保持水平。连杆与摇臂、连杆与伺服活塞杆之间都通过关节轴承和轴销相连, 连杆初始位置是竖直的。伺服活塞杆始终保持竖直, 能够根据实验需要输出正弦、方波和阶跃等直线运动, 在活塞杆上设置线位移传感器, 用于测量伺服作动器输出的直线位移, 这也是驱动传动机构运动的输入条件。与舵轴同轴安装角位移传感器(采样频率为 2000 Hz), 测量舵轴转动的角度。舵轴转角的动态特性是传动机构最重要的性能表征。在舵轴与底座之间用石墨垫圈密封, 在舵轴与底座之间的转动副上产生一定的摩擦阻力矩, 实测值为 20~40 N·m。

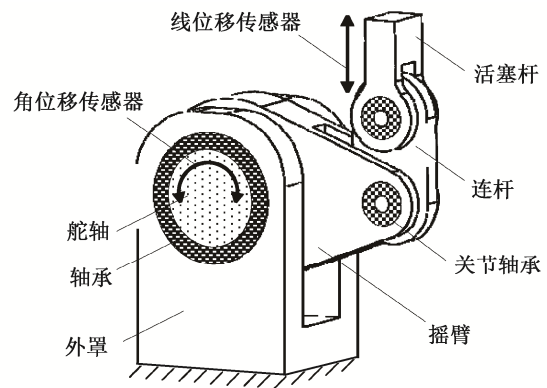


图 3 实验装置

Fig. 3 Experimental device

1.3 实验方案

1.3.1 传动机构运动学分析

图 4 是传动机构简化在二维平面内的运动简图。摇臂和连杆的初始位置如图中虚线所示, 摇臂沿 X 轴水平放置, 连杆沿 Y 轴保持竖直。连杆上关节轴承 I 与 II 的轴线之间距离为 h , 关节轴承 I 的轴线与舵轴轴线之间距离为 H 。由于关节轴承 II 与伺服活塞杆相连, 且始终在活塞杆作用下沿竖直方向做直线运动, 所以舵轴轴线与关节轴承 II 轴线之间的水平距离始终保持为 H 。由于传动机构中摇臂、连杆和舵轴等的材料均为合金钢, 所以自身的弹性变形较小, 可以忽略不计。

在伺服活塞杆沿竖直方向(即 Y 轴)正向行走直线行程 s 后, 关节轴承 I 从图 4 中 A 点运动到 A' 点, 关节轴承 II 从 B 点运动到 B' 点。设在运动结束状态关节轴承 II 轴线与舵轴轴线之间连线 OB' 的距离为 L , $L = \sqrt{H^2 + (h+s)^2}$, OB' 与水平线 OA 之间的夹角为 θ_1 , OB' 与 OA' 的夹角为 θ_2 , 可得

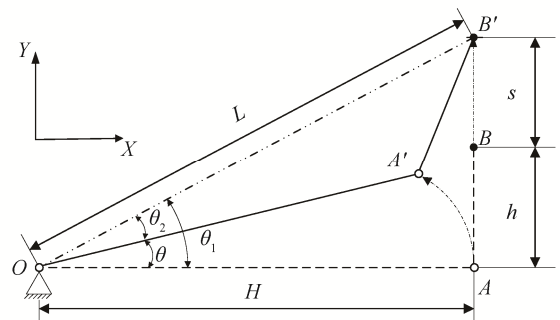


图 4 理想状态下传动机构运动示意图

Fig. 4 Kinematic model of ideal transmission mechanism

$$\theta_1 = \arctan\left(\frac{h+s}{H}\right), \quad (1)$$

$$\theta_2 = \arccos\left(\frac{H^2 + L^2 - h^2}{2HL}\right). \quad (2)$$

在无间隙理想条件下, 伺服活塞杆输出 s 直线行程对应的舵轴理论转角 θ 为

$$\begin{aligned} \theta &= \theta_1 - \theta_2 \\ &= \arctan\left(\frac{h+s}{H}\right) - \arccos\left(\frac{H^2 + L^2 - h^2}{2HL}\right). \end{aligned} \quad (3)$$

在 $h=37.5$ mm, $H=70$ mm 的条件下, 随着活塞杆从初始位置开始运动, 其直线行程 s 与舵轴转角 θ 之间的比值也随之减小(图5)。活塞杆直线行程对应的舵轴转角如表 1 所示。

1.3.2 实验设计

为了全面地考察传动机构的动态特性, 通过改变伺服活塞杆的输出, 设计位置特性、瞬态特性和频率特性 3 项实验。传动机构的特征参数如表 2 所示。实验中, 伺服活塞杆竖直朝向下, 由初始位置

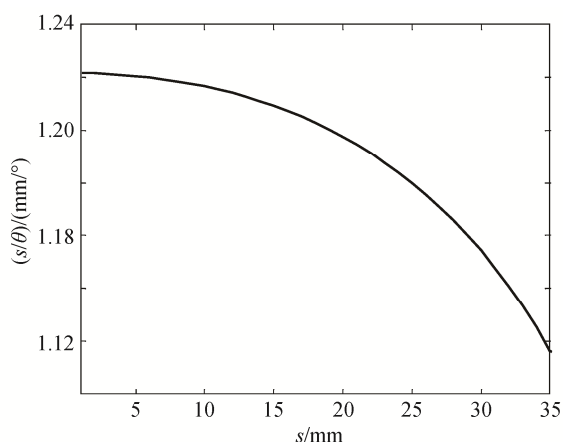


图 5 活塞杆直线行程与舵轴转角之比

Fig. 5 Relationship between linear displacement and spin angle

表 1 活塞杆直线行程对应舵轴转角

Table 1 Typical linear displacement due to relevant spin angle

s/mm	$\theta/(\text{°})$
1.22	1
12.17	10
23.95	20
28.40	24
34.60	30

表 2 传动机构特征参数

Table 2 Parameters of the translation mechanism

材料	$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	E/GPa	h/mm	H/mm
0Cr17Ni4Cu4Nb	7800	210	37.5	70

开始先伸出, 再收缩, 做往复运动。

1) 位置特性实验。目的是测量舵轴的最大转角能否满足设计需求, 考察偏转至最大转角过程中的运动平稳性。重复使用火箭在再入飞行中通过改变舵偏角来改变作用在舵面上的气动力, 从而实现姿态控制, 栅格舵的转角范围决定火箭的姿态力调节范围。设计舵轴最大转角为 $\pm 30^\circ$, 从表 1 可知, 30° 转角对应的线位移为 34.6 mm。实验中, 令舵轴达到 $\pm 30^\circ$, 并在最大转角位置停留 5 秒, 通过伺服作动器的控制设备, 令伺服活塞杆输出频率 $f=0.02$ Hz 的正弦运动 ($s = A\sin(\omega t)$, $A=36.6$ mm, $\omega = 2\pi f$)。当 $|s| > 34.6$ mm 时, 活塞杆保持不动。

2) 瞬态特性实验。目的是测量伺服活塞杆的最大速度以及传动机构的随动性能。在遇到较大扰动或需要进行大过载机动时, 舵面需迅速偏转较大角度, 这就要求伺服活塞杆能够高速输出较大的直线行程, 要求传动机构有较好的随动性能, 从而将活塞杆的直线驱动转化为舵轴转角。从表 1 可知, 24° 转角对应的线位移为 28.4 mm。通过伺服作动器的控制设备, 令伺服活塞杆输出幅值为 28.4 mm 的方波信号运动。

3) 频率特性实验。目的是测量舵轴在小幅往复摆动条件下的动态性能。火箭在飞行中会持续受到各个方向的微小扰动, 因此需要舵面在某一舵偏角附近不断地进行小幅度摆动, 使飞行姿态保持稳定。尤其是重复使用火箭接近着陆场时, 需要不断地微调栅格舵转角来修正火箭的姿态和轨迹, 使箭体以接近竖直的姿态准确地返回着陆平台。实验中, 设计舵轴转角为 $\pm 1^\circ$, 从表 1 可知, 1° 转角对应的线位移为 1.22 mm。通过伺服作动器的控制设备, 令伺服活塞杆输出 $s = A\sin(\omega t)$ 的正弦运动, $A=1.22$ mm。进行低、中和高 3 个频率下的实验, 将角频率 ω 设置为 1, 10 和 30 rad/s。

2 实验结果分析

2.1 位置特性实验

位置特性实验结果如图 6 所示, 伺服活塞杆的最大直线行程为 34.6 ± 0.5 mm。活塞杆线位移在达

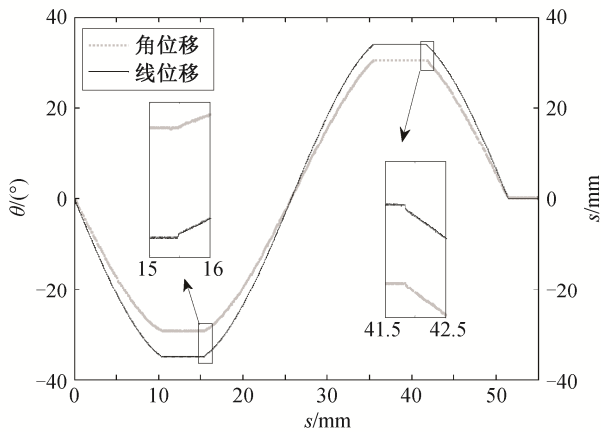


图6 位置特性实验中舵轴转角和活塞杆线位移的时间历程
Fig. 6 Time histories of the shaft angle and rod linear displacement in position test

到设计值时保持不变,形成曲线的“平台”部分。舵轴的角位移随活塞杆线位移的同步性和平稳性较好,最大舵偏角为 $30\pm 1^\circ$,满足设计要求。将实验结果局部放大后可以看出,伺服活塞杆在向下伸出后直到平台段都保持平稳和光滑,在平台段结束,活塞杆向上收缩时,线位移出现一个突变。此后,活塞杆收缩直至平台段,在平台段结束活塞杆向下伸出时,再次出现突变。伺服作动器为位置反馈控制,在每个平台段前,活塞杆克服舵轴处的摩擦阻力矩,带动传动机构运动,而在平台段后,之所以出现线位移的突变,是由于关节轴承 I 和 II 自身间隙、关节轴承 I 和 II 与连杆之间的装配间隙、关节轴承 I 与摇臂之间的装配间隙等,使得活塞杆在带动连杆向上运动时遇到微小的间隙空程,此时运动没有受到舵轴处的摩擦阻力矩,因此活塞杆迅速带动连杆向上运动,克服间隙后,带动舵轴旋转。

2.2 瞬态特性实验

瞬态特性实验中,伺服活塞杆偏离平衡位置伸出和收缩的行程实测值为 28.4 ± 0.1 mm,从最大伸出状态到最大收缩状态的作动时间保持在 0.2 ± 0.01 秒。角位移信号与线位移信号之间的滞后时间小于0.005秒,传动机构的随动性良好。伺服活塞杆先向下运动至 -28 mm位置,5秒后向上运动至 $+28$ mm位置。从图7可以看出,伺服活塞杆以 140 mm/s的速度向下伸出,并稳定在 -28 mm,舵轴转动到位时发生 0.03 ± 0.01 秒的震荡,然后趋于稳定,震荡幅度为 $0.4\pm 0.1^\circ$ 。其后,伺服活塞杆向上收缩并稳定在 $+28$ mm,舵轴转动到位时也发生震荡,震荡时间为 0.03 ± 0.01 秒,震荡幅度为 $0.2\pm 0.1^\circ$ 。角位移信号出现震

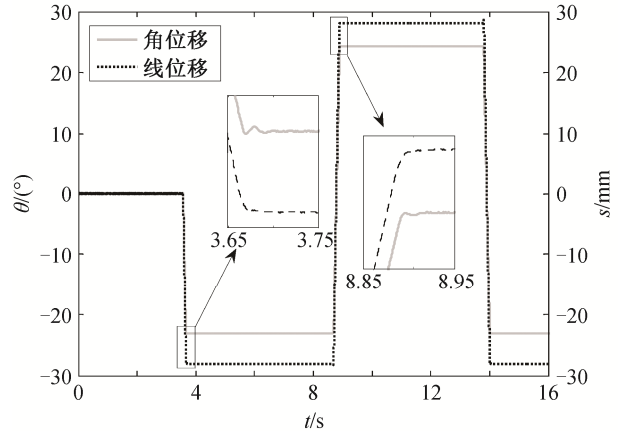


图7 瞬态特性实验中舵轴转角和活塞杆线位移的时间历程
Fig. 7 Time histories of the shaft angle and rod linear displacement in transient state test

荡是因为传动机构中存在轴承 I 和 II 自身间隙、舵轴与轴承内圈以及轴承外圈与运载器安装位置之间的装配间隙等,使得舵轴迅速转动到位急停时,在上述间隙处发生运动副内碰撞,导致角位移信号出现震荡。在瞬态特性实验中,舵轴的转动角度较大而间隙值较小,间隙影响需利用小舵轴转角实验进行研究。

2.3 频率特性实验

通过调整伺服活塞杆的正弦线位移运动角频率,进行低频、中频和高频3种实验。低频实验($\omega=1$ rad/s)结果如图8所示,在伺服活塞杆开始推动传动机构运动时,与活塞杆线位移信号相比,舵轴的角位移信号有0.06秒的滞后。将线位移波谷处的实验结果放大,能够看出活塞杆的线位移在达到波谷后向上回程运动,为比较光滑的正弦曲线。舵轴角位移在到达波谷前比较连续光滑,并且与线位移的同步性较好,但在线位移回程运动时,角位移继续保持在波谷位置不变,没有随活塞杆的向上运动而转动,滞后约0.47秒后随活塞杆的线位移继续转动。同样的现象也出现在低频实验的波峰位置,且在多个周期内重复出现。

图9显示频率特性低频实验($\omega=1$ rad/s)中实测的舵轴转角(实线)和舵轴理论转角(虚线)。可以看出,从初始位置到首个波谷之间,舵轴转角的实测值与理论值基本上吻合,且曲线均光滑连续。角位移理论值回程运动时,角位移实测值保持在波谷位置,滞后约0.47秒后开始回程运动,并再次与理论值保持一致。该现象在波谷和波峰位置周期性地重复出现。记图9中角位移实测值在波谷和波峰位置

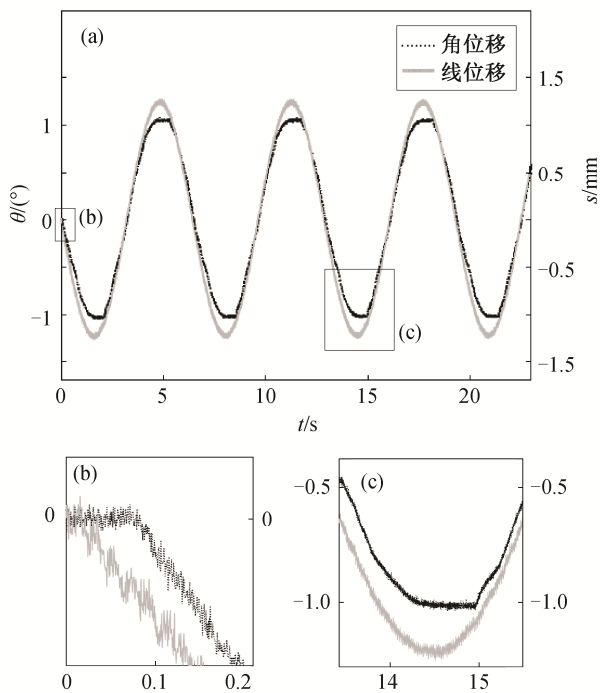


图 8 频率特性实验中舵轴转角和活塞杆线位移的时间历程图($\omega=1$ rad/s)

Fig. 8 Time histories of the shaft angle and rod linear displacement in frequency test ($\omega=1$ rad/s)

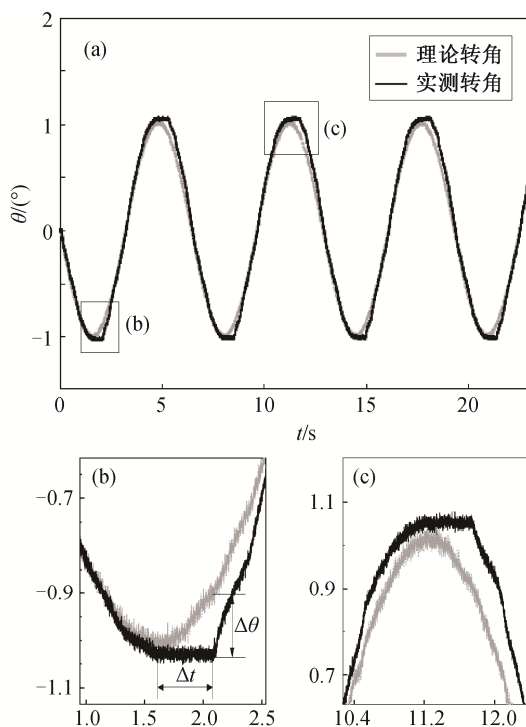


图 9 频率特性实验中实测舵轴转角与实测线位移对应的理论转角($\omega=1$ rad/s)

Fig. 9 Experimental shaft angle and ideal angle due to experimental linear displacement in frequency test ($\omega=1$ rad/s)

的滞后时间为 Δt ，记波谷和波峰位置角位移实测值与理论值之间的角度差为 $\Delta\theta$ 。对低频实验中前 3 个波谷和 3 个波峰的 Δt 和 $\Delta\theta$ 进行统计，结果见表 3。

调整伺服活塞杆正弦运动的频率，进行中频($\omega=10$ rad/s)和高频($\omega=30$ rad/s)实验，结果如图 10~13 所示。可以看出，在图 10 和 12 的波谷和波峰处均出现与低频实验一致的角位移滞后现象，说明间隙的影响在各个频率的实验中均有体现。对中频和高频实验中前 3 个波谷和 3 个波峰的 Δt 和 $\Delta\theta$ 进行统计，结果见表 4 和 5。

从表 3~5 可知，在低、中和高 3 个频率实验中，波谷处的 $\Delta\theta$ 值都在 -0.118° 左右，不随实验频率而改变。与 3 个实验的频率值(1:10:30)相对应，波谷处 Δt 分别为 0.473, 0.046 和 0.017 秒，其比值(28:2.7:1)接近 30:10:1，与实验的频率值成反比。在 3 个频率实验的波峰位置， $\Delta\theta$ 值都在 0.148° 左右，不随实验频率而改变。波峰处 Δt 分别为 0.519, 0.051 和 0.018 秒，其比值(29:2.8:1)同样接近 30:10:1。实验的角频率决定了活塞杆运动的线速度，角度差 $\Delta\theta$ 不随实验的频率改变而变化，而滞后时间 Δt 的比值与实验角频率比值成反比。由此判断造成滞后的原因是传动机构运动副间隙，间隙值不随实验频率而改变，克服间隙所用时间与运动的速度成反比。以图 8 为例，初始位置的轻微滞后是由于活塞杆从平衡位置伸出，推动连杆向下运动时，需先克服微小的间隙空程，才能将运动传递到舵轴，因此舵轴转角信号产生微小滞后。此后，伺服活塞杆向下运动，并通过传动机构带动舵轴转动，二者同步到达波谷处的最大值，即图 14 中(a)状态到(b)状态。之后连杆被

表 3 频率特性实验时间滞后和转角差($\omega=1$ rad/s)

Table 3 Time delay and angle difference in frequency test ($\omega=1$ rad/s)

位置	次序	$\Delta t/s$	$\Delta\theta/^\circ$
波谷	1	0.469	-0.110
	2	0.469	-0.121
	3	0.480	-0.122
	平均	0.473	-0.118
波峰	1	0.526	0.141
	2	0.510	0.150
	3	0.520	0.153
	平均	0.519	0.148

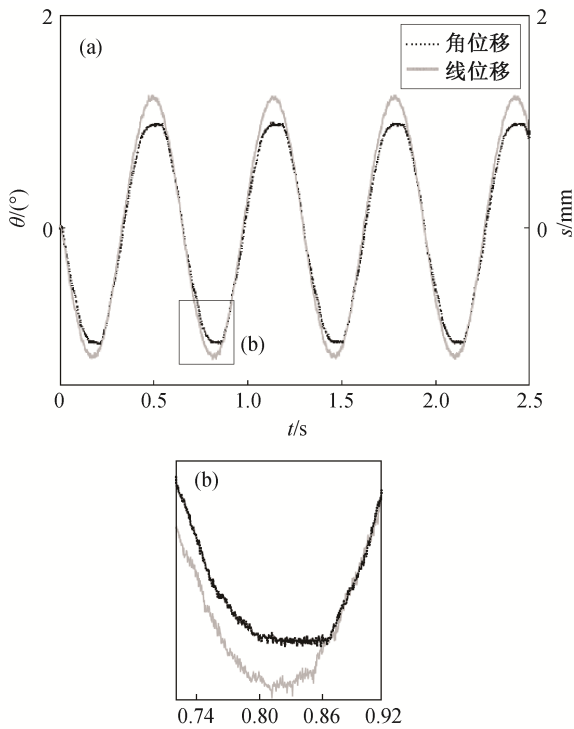


图 10 频率特性实验舵轴转角和活塞杆线位移的时间历程($\omega=10$ rad/s)

Fig. 10 Time histories of the shaft angle and rod linear displacement in frequency test ($\omega=10$ rad/s)

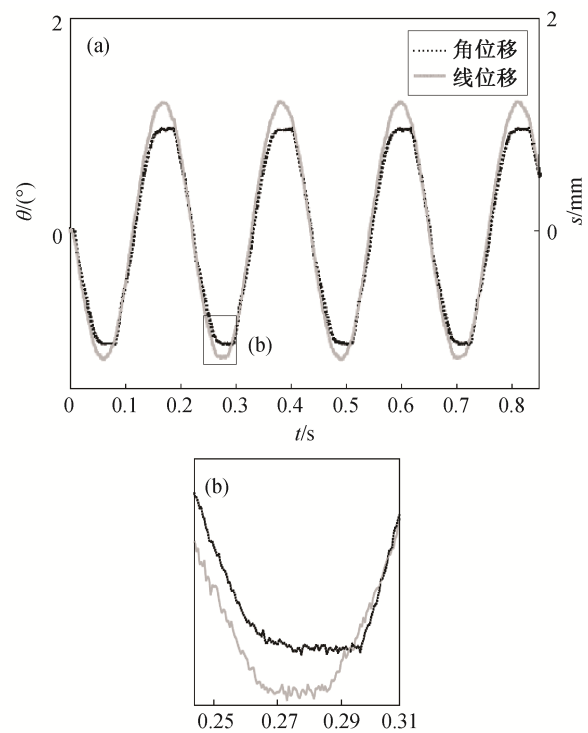


图 12 频率特性实验舵轴转角和活塞杆线位移的时间历程($\omega=30$ rad/s)

Fig. 12 Time histories of the shaft angle and rod linear displacement in frequency test ($\omega=30$ rad/s)

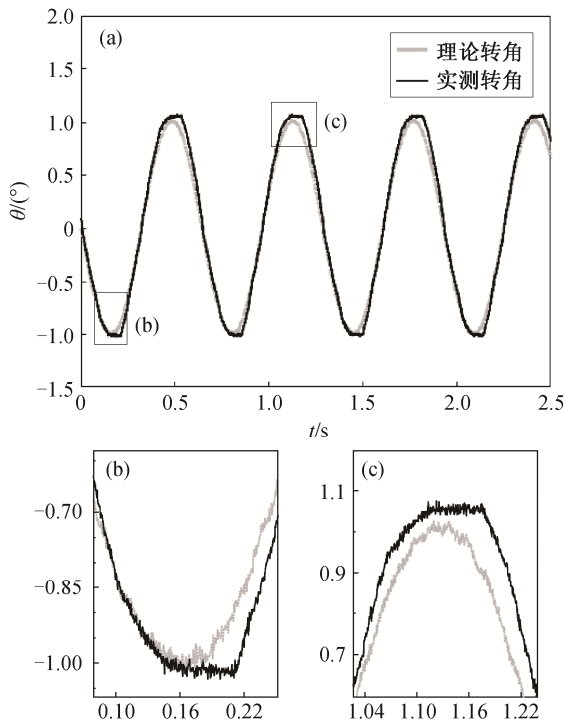


图 11 频率特性实验实测舵轴转角与实测线位移对应的理论转角($\omega=10$ rad/s)

Fig. 11 Experimental shaft angle and ideal angle due to experimental linear displacement in frequency test ($\omega=10$ rad/s)

伺服活塞杆带动向上运动, 此时连杆需先走过关节轴承处的间隙, 才能带动摇臂运动, 即图14中(b)状态到(c)状态。因此, 在波谷处, 线位移回程运动, 角位移却保持不变, 直至克服间隙带来的空程, 舵轴才随活塞杆的直线运动而转动, 即图14中(c)状态到(d)状态。

在3个频率特性实验中, 同一频率下波峰处的滞后时间 Δt 以及角度差 $\Delta\theta$ 的绝对值均大于波谷处。其成因有待进一步研究, 推测是受关节轴承处间隙与传动机构其他位置存在的间隙^[5]共同影响的结果。角度差 $\Delta\theta$ 与实验频率无关, 说明在3个频率特性实验中, 由运动副间隙产生的内碰撞接近完全非弹性碰撞。如图14中(c)状态到(d)状态所显示的, 当连杆克服关节处间隙与摇臂接触后, 摇臂即随连杆同步运动, 没有发生运动副内部的瞬时高速多次内碰撞现象。

3 结论

本文设计了重复使用火箭栅格舵传动机构的实验装置, 通过改变伺服活塞杆的运动形式进行一系

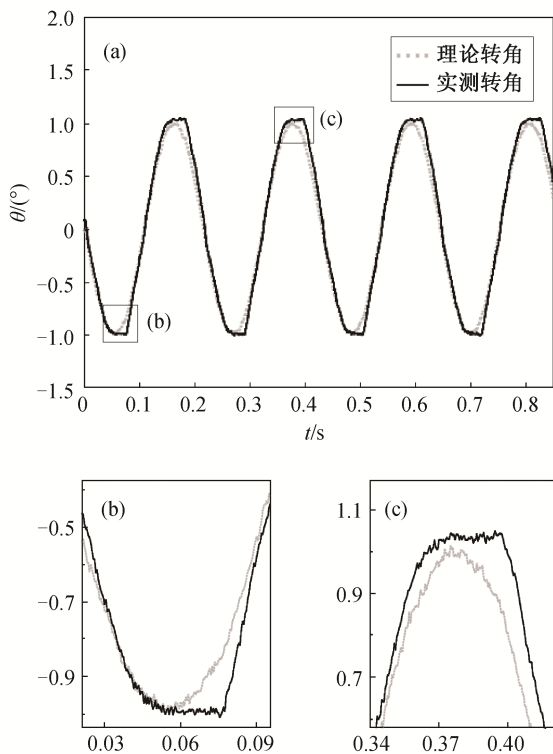


图 13 频率特性实验实测舵轴转角与实测线位移对应的理论转角($\omega=30$ rad/s)

Fig. 13 Experimental shaft angle and ideal angle due to experimental linear displacement in frequency test ($\omega=30$ rad/s)

表 4 频率特性实验时间滞后和转角差($\omega=30$ rad/s)

Table 4 Time delay and angle difference in frequency test ($\omega=30$ rad/s)

位置	次序	$\Delta t/s$	$\Delta\theta/(\circ)$
波谷	1	0.047	-0.119
	2	0.043	-0.121
	3	0.047	-0.115
	平均	0.046	-0.118
波峰	1	0.049	0.146
	2	0.052	0.149
	3	0.052	0.151
	平均	0.051	0.149

列动态实验,通过测量直线伺服驱动装置的线位移信号和舵轴的角位移信号,对传动机构动态特性进行系统研究,得到以下结论。

1) 通过 3 项实验,全面测试了栅格舵转动机构的动态性能,其最大转角、伺服运动速度、机构随

表 5 频率特性实验时间滞后和转角差($\omega=30$ rad/s)

Table 5 Time delay and angle difference in frequency test ($\omega=30$ rad/s)

位置	次序	$\Delta t/s$	$\Delta\theta/(\circ)$
波谷	1	0.018	-0.114
	2	0.016	-0.119
	3	0.018	-0.119
	平均	0.017	-0.117
波峰	1	0.017	0.145
	2	0.018	0.142
	3	0.018	0.158
	平均	0.018	0.148

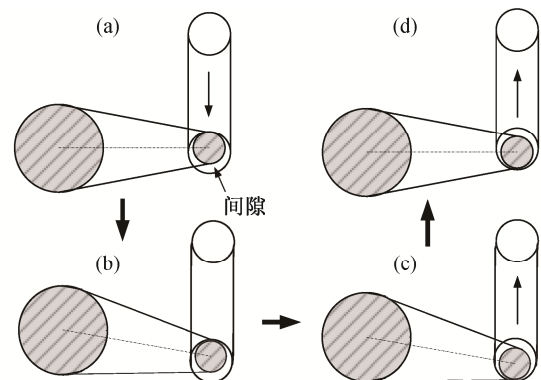


图 14 频率特性实验传动机构运动过程

Fig. 14 Kinetic process of translation mechanism in frequency test

动性等均满足设计要求,能够为重复使用火箭再入过程提供可靠的控制手段。

2) 位置特性实验结果表明,在伺服活塞杆线位移和舵轴角位移较大的实验条件下,传动机构的随动性较好,活塞杆线位移度过“平台段”后反向运动时的突变,间接地体现了间隙对传动机构动态特性的影响。

3) 瞬态特性实验结果表明,在伺服活塞杆进行方波运动的实验条件下,角位移在达到最大伸长和收缩位置时均发生震荡现象。判断是活塞杆迅速运动至最大伸长和最大收缩位置时,间隙的存在使传动机构的转动副发生内碰撞而导致震荡。

4) 频率特性实验结果表明,小舵轴转角实验能够从角位移的时间历程上直观地体现间隙的影响。在低、中和高频实验中,对波谷和波峰处滞后时间 Δt 和角度差 $\Delta\theta$ 的统计结果表明,角度差 $\Delta\theta$ 不随

实验的频率改变而变化,而滞后时间 Δt 的比值与实验角频率比值成反比。判断在频率特性实验中波谷和波峰处角位移信号滞后是由传动机构运动副间隙造成。

本文设计的实验方法能够对栅格舵传动机构的动态性能进行全面的测试评估,实验结果说明该传动机构适合在重复使用火箭的栅格舵气动控制机构系统中使用。在小转角频率特性实验中的角位移信号滞后问题、传动机构内各处不同类型间隙对动态特性的影响机理以及对不同间隙值影响的定量分析可进行深入研究,用于机构优化改进和控制补偿策略设计。

参考文献

- [1] Ragab M M, Cheatwood F M, Hughes S J, et al. Launch vehicle recovery and reuse // AIAA SPACE 2015 Conferences and Exposition. Pasadena, 2015: 1–10
- [2] 鲁宇. 中国运载火箭技术发展. 宇航总体技术, 2017, 1(3): 1–8
- [3] 庄方方, 汪小卫, 吴胜宝. 可重复使用运载火箭全寿命周期费用分析. 导弹与航天运载技术, 2016(6): 82–85
- [4] 石玉红, 张宏剑, 季宝锋, 等. 运载火箭多体系统动力学发展及应用. 导弹与航天运载技术, 2017(5): 13–16
- [5] Despeyroux A, Hickey J P, Desaulnier R, et al. Numerical analysis of static and dynamic performances of grid fin controlled missiles. Journal of Spacecraft and Rockets, 2015, 52(4): 1236–1252
- [6] 王辰, 张宏剑, 王小军, 等. 自旋摩阻动力学模型与实验研究. 北京大学学报(自然科学版), 2018, 54(5): 915–920
- [7] 王辰, 王小军, 张宏剑, 等. 航天运载器舵类传动机构间隙影响研究. 动力学与控制学报, 2017, 15(1): 44–51
- [8] 阎绍泽. 航天器中含间隙机构非线性动力学问题及其研究进展. 动力学与控制学报, 2004, 2(2): 48–52
- [9] 王庚祥, 刘宏昭. 多体系统动力学中关节效应模型的研究进展. 力学学报, 2015, 47(1): 31–50
- [10] Dubowsky S, Young S C. An experimental and theoretical study of connection forces in high-speed mechanisms. ASME Journal of Engineering for Industry, 1975, 97: 1166–1174
- [11] Dubowsky S, Norris M, Aloni E, et al. An analytical and experimental study of the prediction of impacts in planar mechanical systems with clearances. AMSE Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 1984, 106(4): 444–451
- [12] Erkaya S, Uzmay I. Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism. Multibody System Dynamics, 2010, 24(1): 81–102
- [13] Flores P, Koshy C S, Lankarani H M, et al. Numerical and experimental investigation on multibody systems with revolute clearance joints. Nonlinear Dynamics, 2011, 65(4): 383–398
- [14] Ma J, Qian L F, Chen G S. Dynamic analysis of mechanical systems with planar revolute joints with clearance. Mechanism and Machine Theory, 2015, 94: 148–164
- [15] Zhang Z H, Xu L, Flores P, et al. A kriging model for dynamics of mechanical systems with revolute joint clearances. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2014, 9(3): 031013
- [16] 黄亚农, 谢刚, 李维嘉, 等. 船舶舵机传动机构的冲击振动及优化控制研究. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2007, 41(1): 132–140
- [17] 蒋政, 武晓峰, 申振丰, 等. 一种低摩擦间隙可控机构在舵机上的应用. 空间控制技术与应用, 2017, 43(3): 54–58
- [18] 董富祥, 洪嘉振. 多体系统动力学碰撞问题研究综述. 力学进展, 2009, 39(3): 352–359
- [19] 阎绍泽, 向吴维凯, 黄铁球. 计及间隙的运动副和机械系统动力学的研究进展. 北京大学学报(自然科学版), 2016, 52(4): 741–755
- [20] Orden J C G. Analysis of joint clearances in multibody systems. Multibody System Dynamics, 2005, 13(4): 401–420
- [21] Lankarani H M, Nikravesh P E. A contact force model with hysteresis damping for impact analysis of multibody systems. Journal of Mechanical Design, 1990, 112(3): 369–376
- [22] Li X X. A method for modelling contact between

- circular and non-circular shapes with variable radii of curvature and its application in planar mechanical systems. *Multibody System Dynamics*, 2017, 39(3): 153–174
- [23] Yaqubi S, Dardel M, Daniali H M, et al. Modeling and control of crank-slider mechanism with multiple clearance joints. *Multibody System Dynamics*, 2016, 36(2): 143–167
- [24] Bai Z F, Sun Y. A study on dynamics of planar multibody mechanical systems with multiple revolute clearance joints. *European Journal of Mechanics A — Solids*, 2016, 60: 95–111
- [25] Wang G, Qi Z H, Wang J. A differential approach for modeling revolute clearance joints in planar rigid multibody systems. *Multibody System Dynamics*, 2017, 39(4): 311–335
- [26] Farahan S B, Ghazavi M R, Rahmanian S. Bifurcation in a planar four-bar mechanism with revolute clearance joint. *Nonlinear Dynamics*, 2017, 87(2): 955–973
- [27] 尉立肖, 刘才山. 圆柱铰间隙运动学分析及动力学仿真. *北京大学学报(自然科学版)*, 2005, 41(5): 679–687
- [28] Abdallah M A B, Khemili I, Aifaoui N. Numerical investigation of a flexible slider-crank mechanism with multijoints with clearance. *Multibody System Dynamics*, 2016, 38(2): 173–199
- [29] Zhang J, Wang Q. Modeling and simulation of a frictional translational joint with a flexible slider and clearance. *Multibody System Dynamics*, 2016, 38(4): 367–389
- [30] Zheng E L, Zhu R, Zhu S H, et al. A study on dynamics of flexible multi-link mechanism including joints with clearance and lubrication for ultra-precision presses. *Nonlinear Dynamics*, 2016, 83 (1/2): 137–159
- [31] Sun D Y. Tracking accuracy analysis of a planar flexible manipulator with lubricated joint and interval uncertainty. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2016, 11(5): 051024