

航天运载器舵类传动机构间隙影响研究*

王辰¹ 王小军² 张宏剑^{1†} 王江¹ 王端志¹ 袁文全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)

摘要 舵类传动机构内存在的间隙是影响航天运载器飞行稳定性、机动性和控制精确性等指标的关键因素. 本文先依据影响特性将航天运载器舵类传动机构中存在的各种间隙归结为: 连杆配合类间隙、摇臂配合类间隙和舵轴配合类间隙; 然后基于运动学分析提出了三类间隙影响的理论分析方法, 而后与多体动力学软件 ADAMS 的仿真结果进行对比与分析. 研究表明本文所提理论分析方法可准确估计三类间隙对传动机构的影响, 满足实际工程间隙超差影响分析的需求.

关键词 航天运载器, 舵类传动机构, 间隙影响, 运动学分析

DOI: 10.6052/1672-6553-2016-041

引言

舵类传动机构是航天运载器飞行姿态控制系统的重要组成部分, 其主要功能是将伺服系统输出的直线运动准确转化为矢量控制燃气舵或空气舵的转动运动. 控制系统信号在舵面转动运动中的准确执行是航天运载器飞行姿态控制的关键, 同时直接影响航天运载器的飞行稳定性、机动性和控制精确性等性能. 以往传动机构设计多集中于传动比, 零部件强度、刚度要求以及热环境适应性等方面, 随着航天运载器飞行机动性和控制精确性要求的不断提高, 舵类传动机构的设计不仅需要关注以上方面的要求, 还需考虑传动机构实际执行运动的稳定性与精确性.

在实际工程中由于制造公差等原因, 铰接桁架等结构在铰连接处存在间隙, 间隙的积累将使结构具有非线性特征^[1]. 同样由于产品尺寸超差、装配条件限制和功能需求等因素, 传动机构内各运动部件之间难免存在一定的间隙. 而间隙对传动机构的传动稳定性与精确性产生直接影响, 有时甚至会导致机构功能失效. 在机构动力学中, 运动副间隙模型及其碰撞特性是最基本的问题之一, 且相对于冲击动力学中研究的碰撞, 它的碰撞特性是相对速度较低且反复多次发生. 刘才山^[2]对含碰撞多柔体系

统中存在的六个基本问题进行了系统性梳理, 并对含间隙的圆柱铰内接触力的通用计算方法进行了研究^[3]. 赵振^[4]将 Keller 方法扩展到了多点碰撞问题的动力学建模问题. 在航天领域, 运动副间隙对机构性能有着重要影响^[5], 卫星太阳能帆板等航天器附件的展开过程中结构构形变化和附件弹性振动会造成含间隙的铰接件的碰撞, 从而使关节的内力大大增加, 加快关节的损伤^[6]. Ferri^[7]对大型空间结构中含间隙的滑移铰问题进行了研究, 黄铁球^[8]对伸展机构中的含间隙旋转铰和滑移铰都进行了非线性动力学建模分析. 在其他工程领域, 刘迎春^[9]从建模方法和实验研究等方面总结了含间隙机器人机构的发展, 苏玉林^[10]通过实验研究对齿轮含啮合间隙的刚性碰撞模型和含弹性约束和啮合间隙的弹性碰撞模型进行了对比分析, 齐朝晖^[11]基于对深沟球轴承具体构造的分析, 提出了通过铰约束反力来确定铰内接触点位置及其接触力的计算方法, 沈煜^[12]用 Kelvin-Voigt 模型建立了凸轮分度机构含间隙动力学模型, 靳春梅^[13]将挤压油膜阻尼器引入平面弹性机构的间隙处, 可以有效改善间隙引起的振动.

航天运载器舵类传动机构中的含间隙运动副可以看作是含间隙的平面转动副, 其描述方法主要有连续接触模型和二状态模型等. 连续接触模

2016-06-14 收到第1稿, 2016-08-11 收到修改稿.

* 国家高技术研究发展计划资助项目(2015AA7021076)、国家自然科学基金资助项目(11402033, 11602031)

† 通讯作者 E-mail: zhanghj@pku.edu.cn

型^[14]中运动副元素始终处于接触状态,即通过使用无质量杆^[15-16]代替间隙或等效机构^[17]代替间隙等方法将含间隙的机构转化为无间隙多自由度机构.连续接触模型基于等效建模的思想,通过用无质量杆等模型对间隙进行替代来模拟其特性,缺点在于无法真实反映间隙对运动副碰撞特性的影响,且系数难以确定.二状态模型将传动机构各转动副中的轴与轴承视作两个碰撞体,转动副所包含的间隙会引起轴和轴承之间的碰撞.这时,转动副系统中存在两种状态:一种是自由运动状态;另一种是两体进入接触碰撞状态^[18].通过碰撞体之间的碰撞力来确定系统的动力学特性,比等效建模的思想更能够准确描述含间隙系统,考虑了碰撞过程的能量传递.

在实际工程中,快速定位间隙来源及快速定量描述间隙影响是提出间隙影响解决办法的基础.本文以航天运载器舵类传动机构为研究对象.首先按照影响特性将工程实际中传动机构各环节存在的间隙归纳为三类;而后基于运动学对三类间隙下的传动机构传动性能进行了系统分析;最后将分析结果与 ADAMS 计算结果进行对比研究,证明本文所提理论分析方法的可行性,期望本文的工作对航天运载器舵类传动机构间隙影响分析能够提供一定的参考.

1 舵类传动机构模型

航天运载器舵类传动机构可简化如图 1 所示,传动机构主要由舵轴、轴承、关节轴承、摇臂和连杆五部分组成.其中,关节轴承 II 用于连接伺服作动器与连杆,并将伺服作动器输出的直线运动输入到传动机构内;关节轴承 I 用于连接连杆和摇臂;摇臂用于连接连杆与舵轴,并将关节轴承 II 处的直线运动输入转化为舵轴的转动输出;舵轴通过轴承 I、II 安装在航天运载器相应安装位置并带动舵面转动,从而实现航天运载器的姿态控制.

图 2 是传动机构在无间隙理想状态下的运动过程,由于连杆与伺服作动器、摇臂与连杆、舵轴与安装位置之间均可认为是通过平面转动副连接,故认为机构各部件的运动均发生在 XY 平面内.初始状态下摇臂和连杆位于图中虚线所示位置,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 的轴线与关节轴承 II 轴线之间的距离为

h ,关节轴承 I 的轴线与舵轴轴线之间的距离为 H .由于关节轴承 II 与伺服作动器相连且始终在伺服作动器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 轴线间的水平距离始终保持为 H .由于传动机构中各部件的材料为高强度钢,自身的弹性变形较小可以忽略.

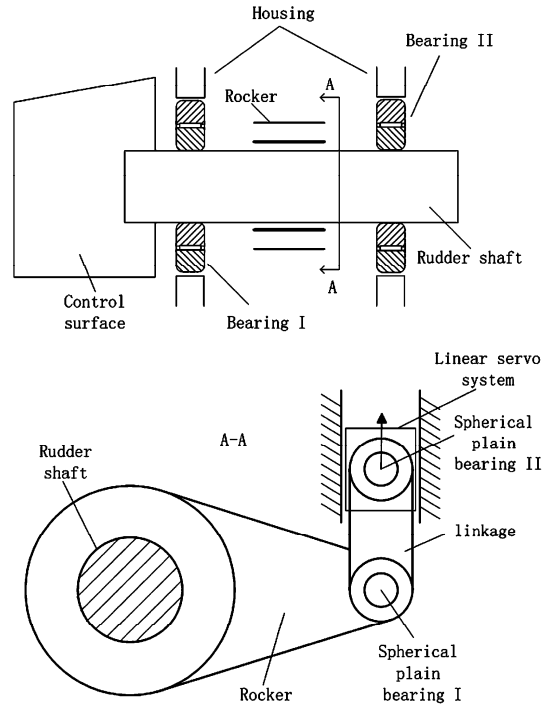


图 1 航天运载器舵类传动机构原理图

Fig. 1 Schematic diagram of rudder transmission mechanism

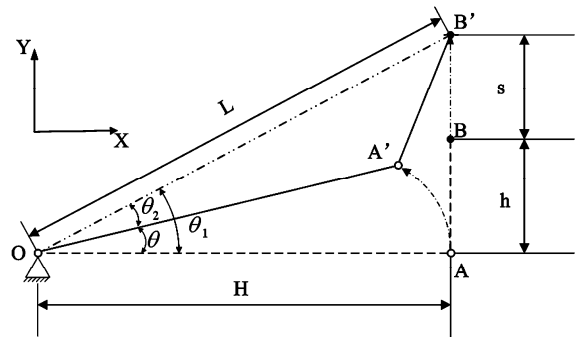


图 2 理想状态下传动机构运动简图

Fig. 2 Kinematic model of ideal transmission mechanism

在伺服作动器沿竖直方向即 y 轴正方向行走直线行程 s 后,关节轴承 I 从图 2 中 A 点运动到 A' 点,关节轴承 II 从 B 点运动到 B' 点.设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' 与水平线之间的夹角为 θ_1 , OB' 和 OA' 的夹角为 θ_2 ,则可推得:

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

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

那么无间隙理想条件下伺服作动器输出 s 直线行程所对应的舵轴理论转角 θ 为:

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

2 含间隙传动机构运动学分析

在实际工程中,由于产品尺寸超差、装配条件限制和功能需求等因素,传动机构内存在各种间隙.针对间隙对传动的的影响特性,可将这些间隙分为以下三类:

1) 第一类间隙(连杆配合类间隙):包括关节轴承 I、II 自身间隙、关节轴承 I、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,这些间隙的总和记为 u ;

2) 第二类间隙(摇臂配合类间隙):包括摇臂与舵轴之间的装配间隙,记为 v ;

3) 第三类间隙(舵轴配合类间隙):包括轴承 I、II 自身间隙、舵轴与轴承内圈、轴承外圈与运载器安装位置之间的装配间隙,这些间隙的总和记为 w .

针对以上三类间隙,建立其对应舵轴转角的理论分析方法.

2.1 第一类间隙

当传动机构含第一类间隙(见图3)时,连杆在伺服作动器的带动下运动时需要先沿 Y 轴正方向行走距离 u 来克服间隙,才能带动摇臂运动.则伺服作动器实际的直线作用行程由 s 变为了 $s-u$,而实际运动过程中的 h 变为 $h+u$.带入到公式(1)和(2)中得到:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \arctan\left(\frac{h+u+s-u}{H}\right) \\ &= \arctan\left(\frac{h+s}{H}\right) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\theta_2 = \arccos\left(\frac{H^2 + L^2 - (h+u)^2}{2HL}\right) \quad (5)$$

其中,

$$\begin{aligned} L &= \sqrt{H^2 + (h+u+s-u)^2} \\ &= \sqrt{H^2 + (h+s)^2} \end{aligned}$$

则第一类间隙影响下伺服作动器输出 s 直线行程所对应的舵轴理论转角 θ 为:

$$\begin{aligned} \theta &= \theta_1 - \theta_2 \\ &= \arctan\left(\frac{h+s}{H}\right) - \arccos\left(\frac{H^2 + L^2 - (h+u)^2}{2HL}\right) \end{aligned} \quad (6)$$

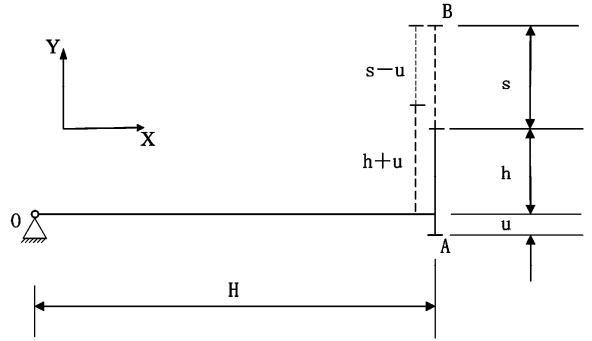


图3 第一类间隙影响下的机构简图

Fig. 3 Transmission model with Type I clearance

2.2 第二类间隙

当传动机构含第二类间隙(见图4)时,摇臂需在连杆带动下先沿 y 轴正方向运动 v 来克服摇臂与舵轴之间的间隙,才能将运动传递至舵轴使其旋转.则伺服作动器实际的直线作用行程由 s 变为了 $s-v$.这种情况下,舵轴开始转动时,关节轴承 I 与舵轴间的连线已不再是无间隙理想状态下的水平放置,由 H 变为 H' .带入到公式(1)和(2)中得到:

$$\theta_1 = \arctan\left(\frac{h+s-v}{H'}\right) \quad (7)$$

其中, $H' = \sqrt{H^2 + v^2}$

$$\theta_2 = \arccos\left(\frac{H'^2 + L^2 - h^2}{2HL}\right) \quad (8)$$

其中, $L = \sqrt{H'^2 + (h+s-v)^2}$

则第二类间隙影响下伺服作动器输出 s 直线行程所对应的舵轴理论转角 θ 为:

$$\begin{aligned} \theta &= \theta_1 - \theta_2 \\ &= \arctan\left(\frac{h+s-v}{H'}\right) - \arccos\left(\frac{H'^2 + L^2 - h^2}{2HL}\right) \end{aligned} \quad (9)$$

2.3 第三类间隙

当传动机构含第三类间隙(见图5)时,由于此类间隙的存在,伺服作动器的直线运动传递给舵轴后无法立即使舵轴转动,需先克服间隙 w 才能带动舵轴转动,则实际直线作用行程变为 $s-w$.与第二

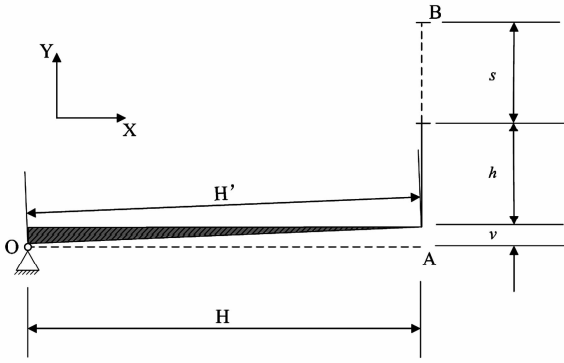


图 4 第二类间隙影响下的机构简图

Fig. 4 Transmission model with Type II clearance

类间隙不同的是:摇臂和舵轴是在伺服作动器和连杆的带动下先整体沿 y 轴正方向运动 w 距离达到 $O'A'$ 位置后开始转动. 带入到公式(1)和(2)中得到:

$$\theta_1 = \arctan\left(\frac{h + s - w}{H}\right) \quad (10)$$

$$\theta_2 = \arccos\left(\frac{H^2 + L^2 - h^2}{2HL}\right) \quad (11)$$

其中, $L = \sqrt{H^2 + (h + s - w)^2}$.

则第三类间隙影响下伺服作动器输出 s 直线行程所对应的舵轴理论转角 θ 为:

$$\begin{aligned} \theta &= \theta_1 - \theta_2 \\ &= \arctan\left(\frac{h + s - w}{H}\right) - \arccos\left(\frac{H^2 + L^2 - h^2}{2HL}\right) \end{aligned} \quad (12)$$

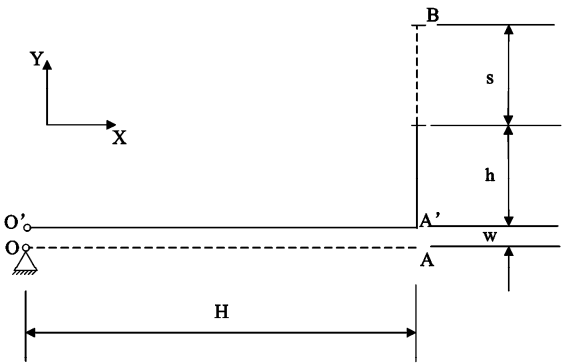


图 5 第三类间隙影响下的机构简图

Fig. 5 Transmission model with Type III clearance

3 舵类传动机构含间隙动力学模型

运动副间隙模型及其接触碰撞特性是含间隙机构动力学的基本问题,上节从运动学角度对三类间隙对舵类传动机构的影响进行了分析,给出了相

应舵轴转角的理论分析方法. 为校验该方法的有效性,现建立传动机构运动副含间隙动力学模型和接触碰撞模型来分析间隙对传动机构动力学特性的影响,与理论分析方法给出的舵轴转角值进行对比分析.

3.1 含间隙运动副模型

图 6 表示轴与轴承产生碰撞时的系统模型, R_a 、 R_b 分别是轴和轴承的半径, O_a 、 O_b 分别是轴和轴承的圆心, $\overline{O_a O_b}$ 为圆心距离.

当两体发生碰撞时,接触体表面变形量 δ 为:

$$\delta = \overline{O_a O_b} - (R_b - R_a) \quad (13)$$

当 $\delta \geq 0$ 时,两体处于接触状态; $\delta < 0$ 时,系统处于自由运动状态,两体之间无接触. 用这两种状态模型^[19]来描述含间隙运动副.

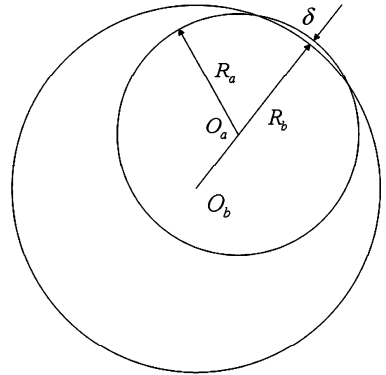


图 6 含间隙转动副模型

Fig. 6 Revolute joint with clearance

3.2 含间隙转动副接触碰撞模型

针对含间隙转动副的接触碰撞问题,采用非线性 *Hertz* 接触阻尼模型^[20],针对含间隙转动副的接触碰撞问题,采用非线性 *Hertz* 接触阻尼模型^[21]和 *Coulomb* 摩擦模型来刻画其法向接触力 F_n 和切向摩擦力 F_t ,其中非线性 *Hertz* 接触阻尼模型是一个非线性的弹簧阻尼模型(*NSD* 模型^[22]),则接触力 F 可以表示为:

$$F = F_n + F_t \quad (14)$$

非线性弹簧阻尼模型建立法向接触力,可以表示为:

$$F_n = F_k + F_d = K\delta^n + D\dot{\delta} \quad (15)$$

式中 F_k 为弹簧恢复力, F_d 为阻尼力, K 为等效接触刚度, δ 为两接触体表面变形量, D 为阻尼系数, $\dot{\delta}$ 为接触体的相对速度, n 为非线性系数.

等效接触刚度 K 取决于接触体的材料属性和

接触点处的圆弧半径:

$$K = \frac{4}{3(h_i + h_j)} \sqrt{\frac{R_i R_j}{R_i + R_j}} \quad (16)$$

式中 h 为材料参数, 取决于接触体的弹性模量和泊松比:

$$h_l = \frac{1 - \nu_l^2}{E_l}, \quad l = i, j \quad (17)$$

式中 E 为接触体的弹性模量, ν 为接触体的泊松比.

碰撞体的切向摩擦力由 Coulomb 摩擦定律确定, 其表达式为:

$$F_t = \begin{cases} -\mu_s F_n \operatorname{sgn}(v), & \text{if } |v| < v_s \\ -\mu_d F_n \operatorname{sgn}(v), & \text{if } |v| > v_d \end{cases} \quad (18)$$

式中 μ_s 为静摩擦系数, μ_d 为动摩擦系数, v_s 为静摩擦转换速度, v_d 为动摩擦转换速度, $\operatorname{sgn}(v)$ 为符号函数, v 为接触点的相对切向速度.

3.3 舵类传动机构虚拟样机模型

建立航天运载器舵类传动机构的三维模型, 在建模过程中考虑上节描述三类间隙, 并将三维实体模型导入 ADAMS 多体动力学软件中进行动力学仿真分析.

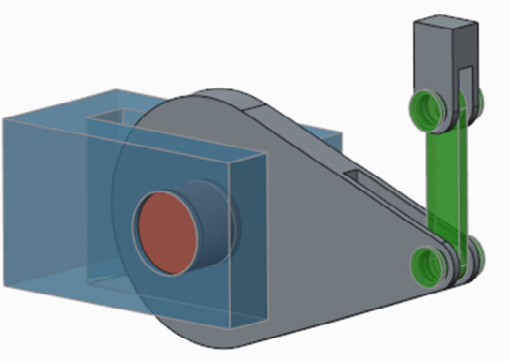


图7 舵类传动机构模型

Fig. 7 Model of rudder transmission mechanism

通过 ADAMS 软件中的 Impact 函数建立非线性 Hertz 接触阻尼模型来定义碰撞接触力, 通过 Coulomb 函数定义切向摩擦力. 综合传动机构各部件最大、最小配合间隙的实测值, 其间隙值范围在 0.034mm ~ 0.094mm 之间, 通过设定销轴外径达到模拟系统间隙的目的. 针对三类间隙类型, 均设置 0.03mm、0.04mm、0.05mm、0.06mm、0.07mm、0.08mm、0.09mm、0.10mm 等 8 个间隙值, 分别求三类间隙类型下 8 个间隙值所对应的舵类舵轴转角. 接触刚度 K 设为 $1 \times 10^5 \text{ N/mm}$, 非线性系数 $n =$

1.5, 接触阻尼 D 设为 $80 \text{ N} \cdot \text{s/mm}$, 静摩擦系数 μ_s 设为 0.3, 动摩擦系数 μ_d 设为 0.25.

4 系统各间隙影响数值仿真对比分析

在建立了 3 类不同间隙下伺服作动器直线运动行程与舵轴转角的关系后, 定量分析各类间隙对传动机构的不同影响, 并对各类间隙对系统影响对比分析. 伺服作动器直线行程 s 设为 35mm, 连杆连接孔轴线之间的距离 h 设为 37.5mm, 摇臂与关节轴承 I 连接孔轴线距舵轴轴线距离 H 设为 70mm.

4.1 第一类间隙影响对比分析

图 8 为含有第一类间隙的舵类传动机构在不同间隙值下舵轴的最终转角. 由理论分析方法得出的无间隙理想条件下舵轴转角为 31.351° , 与 NSD 模型得出的结果完全一致, 证明理论分析方法在传动机构无间隙理想条件下是精确的. 使用 NSD 模型分析的结果趋势与理论分析模型相符, 均为舵轴转角随间隙值的增大而减小, 且呈线性分布.

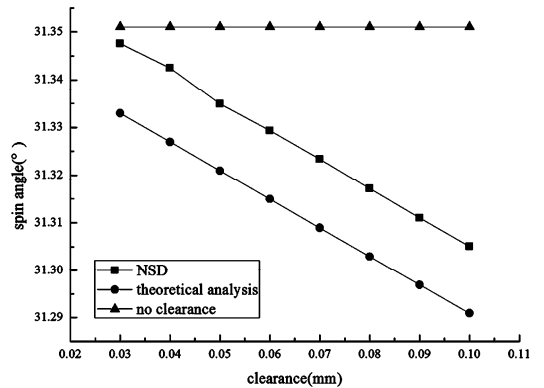


图8 第一类间隙对舵轴转角影响对比图

Fig. 8 Influence of Type I clearances on spin angle

4.2 第二类间隙影响对比分析

图 9 为含有第二类间隙的舵类传动机构在不同间隙值下舵轴的最终转角. 与第一类间隙相比较, 在 NSD 模型中间隙对舵轴转角的影响更大, 这是因为理论分析模型认为摇臂与舵轴之间的间隙 v 将导致伺服作动器的作用需先经过摇臂与舵轴之间的间隙, 然后传递至舵轴使其旋转, 实际加载作用行程变为 $s - v$, 这里的行程只考虑了 Y 坐标方向. 而在真实传动机构和 NSD 模型中, 第二类间隙会造成摇臂在 x 和 y 坐标方向耦合走过间隙后带动舵轴旋转, 使摇臂带动舵轴旋转的力臂变长, 从而使舵轴最终的转角比理论分析模型的转角更小.

4.3 第三类间隙影响对比分析

图 10 为含有第三类间隙的舵类传动机构在不同间隙值下舵轴的最终转角. NSD 模型中间隙对舵轴转角的影响比理论分析更小,这是因为在理论分析模型中,认为舵轴和摇臂会先在伺服作动器作用下整体沿 Y 轴竖直向上行走 w ,再绕舵轴轴线转动.但是在真实传动机构中,舵轴和摇臂会在伺服作动器作用下在 X 和 Y 坐标方向耦合走过间隙后使舵轴与轴承相接触,摇臂和舵轴实际是绕舵轴与轴承之间线接触的接触线旋转.实际转动的轴线相比初始位置在 Y 方向上的移动小于 w ,从而使舵轴最终的转角较理论分析的转角更大,即 NSD 模型中间隙对舵轴转角的影响更小.

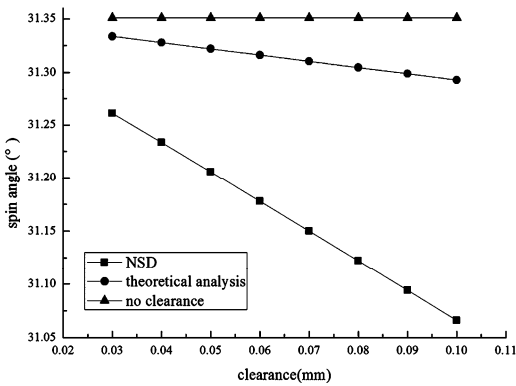


图 9 第二类间隙对舵轴转角影响对比图

Fig. 9 Influence of Type II clearances on spin angle

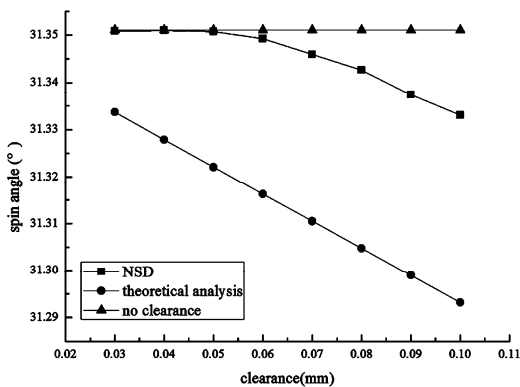


图 10 第三类间隙对舵轴转角影响对比图

Fig. 10 Influence of Type III clearances on spin angle

综合以上分析,三类间隙影响下理论分析方法和 NSD 模型所得舵轴转角之间的误差均较小,理论分析方法能够对间隙影响下的舵轴转角进行较准确的判断.由图 11 可知,间隙会对舵轴最终转角造成影响,且影响随间隙值增大而增大.针对第一类间隙和第三类间隙,在相同间隙值下第一类间隙

对舵轴转角的影响更大.但由于存在第三类间隙的轴承 I、II 处的间隙值一般在 $0.04\text{mm} \sim 0.06\text{mm}$,往往高于关节轴承处的第一类间隙常见值 0.02mm ,对舵轴转角造成的影响更大.所以在实际工作中往往优先对轴承 I、II 更换,选用小间隙轴承进行调整.针对第二类间隙,主要使用轴销等紧固设计减小甚至消除舵轴与摇臂间的装配间隙,消除机构动作的滞后性.

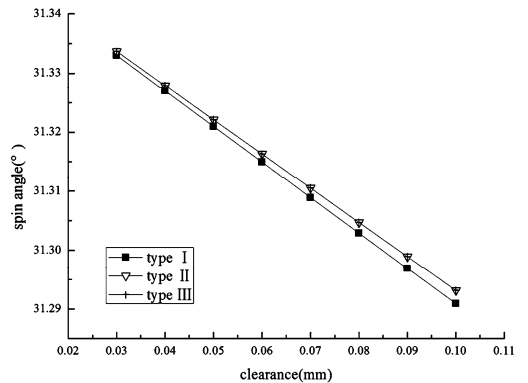


图 11 三类间隙对舵轴转角影响的理论分析结果

Fig. 11 Influence of three types of clearances on spin angle

5 结论

为分析间隙对航天运载器舵类传动机构舵轴转角的影响,本文归纳分析了舵类传动机构中存在的三类间隙,并在无间隙理想传动机构理论分析模型的基础上建立了舵轴转角与间隙值之间的映射关系,得到了三类间隙影响条件下间隙值所对应舵轴转角的理论分析方法.并采用非线性弹簧阻尼(NSD)模型模拟间隙处的接触碰撞效应,同时引入 Coulomb 摩擦模型模拟间隙带来的摩擦作用,得到了三类间隙条件下不同间隙值对应的舵轴转角,校验了理论分析方法的有效性.理论分析方法能够快速计算间隙影响,并给出了解决实际工程问题中间隙影响的解决办法,适合工程设计人员参考.

参 考 文 献

- 文荣,吴德隆.带间隙空间结构的动力学特性分析.中国空间科学技术,1998,18(1):7~12(Wen R, Wu D L. Analysis of dynamical characteristics of space structures with pin-joints. Chinese Space Science and Technology, 1998, 18(1): 7~12 (in Chinese))
- 刘才山,陈滨.多柔体系统动力学碰撞研究中的若干基

- 本问题. 振动与冲击, 1999, (3): 5 ~ 11 (Liu C S, Chen B. Some basic problem in impact dynamics research of flexible multi-body systems. *Journal of Vibration and Shock*, 1999, (3): 5 ~ 11 (in Chinese))
- 3 Liu C S, Zhang K, Yang L. The compliance contact model of cylindrical joints with clearances. *Acta Mechanica Sinica*, 2005, 21(5): 451 ~ 458
 - 4 赵振. 机构中的碰撞动力学. 北京印刷学院学报, 2007, 15(6): 35 ~ 37 (Zhao Z. Multi-impact dynamics in mechanism. *Journal of Beijing Institute of Graphic Communication*, 2007, 15(6): 35 ~ 37 (in Chinese))
 - 5 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 (Yan S Z. Development and problems of nonlinear dynamics of the mechanisms with clearances for spacecrafts. *Journal of Dynamics and Control*, 2004, 2(2): 48 ~ 52 (in Chinese))
 - 6 王天舒, 孔宪仁, 王本利, 等. 含铰间间隙的航天器附件展开过程分析. 哈尔滨工业大学学报, 2001, 33(3): 283 ~ 286 (Wang T S, Kong X R, Wang B L, et al. Analysis of deployment of spacecraft appendages with hinge gap. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2001, 33(3): 283 ~ 286 (in Chinese))
 - 7 Ferri A A. Modeling and analysis of nonlinear sleeve joints of large space structures. *Journal of Spacecraft & Rockets*, 1988, 25(5): 354 ~ 360
 - 8 黄铁球, 吴德隆, 阎绍泽. 带间隙伸展机构的非线性动力学建模. 中国空间科学技术, 1999, 19(1): 7 ~ 13 (Huang T Q, Wu D L, Yan S Z. Nonlinear dynamic Modeling of deployable truss structures with clearances. *Chinese Space Science and Technology*, 1999, 19(1): 7 ~ 13 (in Chinese))
 - 9 刘迎春, 余跃庆. 考虑运动副间隙的连杆及机器人机构研究进展. 机械科学与技术, 2004, 23(4): 454 ~ 460 (Liu Y C, Yu Y Q. A survey of mechanism and robot with clearances. *Mechanical Science and Technology*, 2004, 23(4): 454 ~ 460 (in Chinese))
 - 10 苏林玉, 温建明. 基于两种齿轮碰撞振动的实验和数值分析. 动力学与控制学报, 2011, 09(3): 277 ~ 281 (Su L Y, Wen J M. Experimental and numerical analysis of two kinds of gear vibration. *Journal of Dynamics and Control*, 2011, 09(3): 277 ~ 281 (in Chinese))
 - 11 齐朝晖, 王刚, 李坦. 多体系统中深沟球轴承旋转铰内接触分析. 力学学报, 2013, 45(3): 426 ~ 433 (Qi Z H, Wang G, Li T. Contact analysis of deep groove ball bearing joint in multi-body systems. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2013, 45(3): 426 ~ 433 (in Chinese))
 - 12 沈煜, 杨玉虎, 张策. 含间隙的凸轮分度机构动力学分析. 机械科学与技术, 2001, 20(5): 90 ~ 91, 101, 10 (Shen Y, Yang Y H, Zhang C. Dynamic analysis of indexing cam mechanisms with clearances. *Mechanical Science and Technology*, 2001, 20(5): 90 ~ 91, 101, 10 (in Chinese))
 - 13 靳春梅, 邱阳, 张陵. 平面弹性机构间隙效应控制研究. 机械科学与技术, 2001, 20(5): 710 ~ 711 (Jin C M, Qiu Y, Zhang L. On the control of clearance effects in the planar elastic Mechanism. *Mechanical Science and Technology*, 2001, 20(5): 710 ~ 711 (in Chinese))
 - 14 Earles S W E, Wu C L S. Motion analysis of a rigid-link mechanism with clearance at a bearing using lagrangian mechanics and digital computation. In: Conference on Mechanisms, IME, London, England, 1972: 83 ~ 89
 - 15 Haines R S, Haines R S. A theory of contact loss at resolute joints with clearance. *Archive Journal of Mechanical Engineering Science*, 1980, 22(3): 129 ~ 136
 - 16 Wu C L S, Earles S W E. A determination of contact loss at a bearing of a linkage mechanism. *Journal of Engineering for Industry*, 1977, 99(2): 375
 - 17 张跃明, 张德强, 唐锡宽. 考虑构件弹性和转动副间隙的空间机构动力学研究. 机械科学与技术, 1999(4): 532 ~ 534 (Zhang Y M, Zhang D Q, Tang X K. Research on the dynamics of spatial mechanisms with clearances in revolute pairs and elastic links. *Mechanical Science and Technology*, 1999(4): 532 ~ 534 (in Chinese))
 - 18 Orden J C G. Analysis of Joint Clearances in Multibody Systems. *Multibody System Dynamics*, 2005, 13(4): 401 ~ 420
 - 19 俞武勇, 季林红, 阎绍泽等. 含间隙机构运动副的动力学模型. 机械科学与技术, 2001, 20(5): 665 ~ 669 (Yu W Y, Ji H L, Yan S Z, et al. A survey of dynamics model of pairs with clearances in mechanism. *Mechanical Science and Technology*, 2001, 20(5): 665 ~ 669 (in Chinese))
 - 20 Pereira C M, Ramalho A L, Ambrósio J A. A critical overview of internal and external cylinder contact force models. *Nonlinear Dynamics*, 2011, 63(4): 681 ~ 697
 - 21 李春洋, 张伟. 含间隙同步锥齿轮锁定后的非光滑动力学分析. 动力学与控制学报, 2015, 13(6): 437 ~ 442 (Li C Y, Zhang W. Kinetic analysis of non-smooth after the synchronous straight bevel gears with clearance being locked. *Journal of Dynamics and Control*, 2015, 13(6):

- 437 ~ 442 (in Chinese))
- 22 Hunt K H, Crossley F R E. Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact. *Journal of Applied Mechanics*, 1975, 42(2):440 ~ 445
- 23 Flores P, Machado M, Silva M T. On the continuous contact force models for soft materials in multibody dynamics. *Multibody System Dynamics*, 2011, 25(3):357 ~ 375

STUDY ON INFLUENCE OF CLEARANCE IN LAUNCH VEHICLE RUDDER TRANSMISSION MECHANISM*

Wang Chen¹ Wang Xiaojun² Zhang Hongjian^{1†} Wang Jiang¹ Wang Duanzhi¹ Yuan Wenquan¹

(1. *Beijing Institute of Aerospace Systems Engineering, Beijing 100076, China*)

(2. *China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China*)

Abstract Clearances in rudder transmission mechanism have important influence on flight stability, maneuverability and control accuracy of launch vehicle. This paper firstly classifies the clearances in launch vehicle rudder transmission mechanism into three types, including clearances within linkage fits, clearances within rocker fits, clearances within rudder shaft fits. A theoretical analysis method of the clearance influence based on kinematic analysis is then proposed. The dynamics models within three types of clearances are built and simulated by ADAMS. From the comparison and analysis of the simulation results from ADAMS, it shows that the influence of three types of clearances in rudder transmission mechanism can be accurately computed by using the theoretical analysis method. It is able to evaluate the influence of exceeding tolerance clearances in engineering.

Key words launch vehicle, rudder transmission mechanism, clearance influence, kinematic analysis

Received 14 June 2016, revised 11 August 2016.

* The project supported by the National High Technology Research and Development Program of China(2015AA7021076) and the National Natural Science Foundation of China(11402033,11602031)

† Corresponding author E-mail: zhanghj@pku.edu.cn