

DOI:10.16356/j.1005-2615.2017.06.007

## 多间隙润滑空载四连杆机构动力学分析

李园园<sup>1,2</sup> 陈国平<sup>2</sup> 高勇<sup>2</sup> 孙东阳<sup>3</sup>

(1. 济南大学机械工程学院, 济南, 250022; 2. 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室, 南京, 210016;  
3. 重庆大学航空航天学院, 重庆, 400044)

**摘要:**以空载四连杆机构为研究对象, 分析间隙关节位置、数量及润滑对其动力学响应的影响问题。其中, 考虑能量耗散的 Lankarani-Nikravesh 连续碰撞力模型被用来计算间隙关节处的法向碰撞力, 摩擦力的计算采用改进的 Coulomb 摩擦力模型, 而润滑力则采用 Sommerfeld 润滑条件下无限长轴颈-轴承的润滑力模型来计算。仿真结果表明不同位置处的关节间隙对动力学响应的影响不同, 两个间隙关节对系统响应的影响比一个间隙关节大得多, 而润滑节能稳定系统的震荡, 具有很好的缓冲作用。本文的研究更加真实地反映了机构的动力学特性, 为机构设计及运动精度的分析提供了基础。

**关键词:**间隙关节位置; 两个间隙; 润滑; 动力学响应; 四连杆机构

**中图分类号:** O313.7      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1005-2615(2017)06-0798-07

## Dynamics Analysis of No-Load Four-Link Mechanism with Multiple Clearance and Lubrication Joints

LI Yuanyuan<sup>1,2</sup>, CHEN Guoping<sup>2</sup>, GAO Yong<sup>2</sup>, SUN Dongyang<sup>3</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, University of Jinan, Jinan, 250022, China; 2. The State Key Laboratory of Mechanics and Control for Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China; 3. College of Aerospace Engineering, Chongqing University, Chongqing, 400044, China)

**Abstract:** Taking the no-load four-link mechanism as the research object, the dynamics response of the mechanism is analyzed in terms of the clearance joints position, quantity and lubrication. Among them, the continuous contact force model Lankarani-Nikravesh that considering the energy dissipation is used to calculate the normal collision force in clearance joint. The modified Coulomb friction model is used to calculate the friction force, and the calculation of lubrication force is based on the Sommerfeld lubrication force model that assumes an infinite long pin-bearing. Simulation results show that the clearance joint with different positions has different effects on the dynamics response. The mechanism with two clearance joints has a much greater effect on the system response than that with one clearance joint. However, the lubrication of the clearance joint can stabilize the system vibration and play a good role in buffering. This research can reflect the mechanism dynamics characteristics more realistically, and provide a basis for the analysis of motion precision and mechanism design.

**Key words:** clearance joint position; two clearance joints; lubrication; dynamics response; four-link mechanism

**基金项目:**江苏高校优势学科建设工程资助项目; 航空科学基金(20141552014)资助项目。

**收稿日期:** 2016-07-19; **修订日期:** 2016-12-02

**通信作者:** 陈国平, 男, 博士, 教授, 博士生导师, E-mail: gpchen@nuaa.edu.cn.

**引用格式:** 李园园, 陈国平, 高勇, 等. 多间隙润滑空载四连杆机构动力学分析[J]. 南京航空航天大学学报, 2017, 49(6): 798-804. LI Yuanyuan, CHEN Guoping, GAO Yong, et al. Dynamics analysis of no-load four-link mechanism with multiple clearance and lubrication joints[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2017, 49(6): 798-804.

在多体系统中,由于制造误差、材料变形、摩擦磨损等因素的影响,间隙普遍存在于机构的运动副中。而且,间隙处产生的碰撞力会增大部件间的磨损率及系统的振动噪声水平<sup>[1]</sup>。另外,现代的机械产品都在朝着高速高精度的方向发展,关节间隙、磨损、部件柔性和润滑等因素严重影响着精密机构的动力学性能,因此,为精确预测机械系统的动力学行为,动力学建模中尽可能多地考虑像部件柔性、多个关节间隙、磨损及润滑等的影响因素是很有必要的<sup>[2]</sup>。

目前,国内外学者对考虑间隙、部件柔性、磨损和润滑机构的动力学建模及分析进行了大量的研究。基于连续碰撞力模型<sup>[3]</sup>, Flores 等<sup>[4-6]</sup>提出了一种考虑摩擦和润滑效应的平面及空间含间隙机构动力学建模方法,理论和实验研究了不同曲柄转速、间隙大小对机构动力学性能的影响,结果表明润滑铰情况下的动力学响应曲线和理想铰十分接近。在此基础上, Tian 等<sup>[7-8]</sup>对含间隙润滑铰的平面及空间柔性多体系统分别进行了动力学分析。Khemili 等<sup>[9]</sup>研究了考虑部件柔性的平面多体系统动力学行为,数值仿真结果显示部件柔性能够削弱碰撞力峰值。为提高动力学分析的精度, Flores<sup>[10]</sup>对考虑多个间隙关节的刚性曲柄滑块机构进行了研究,分析了间隙关节数量对机构动力学行为的影响,发现两个间隙关节会明显增加系统的响应峰值。近来, Zheng 等<sup>[11]</sup>利用动力学分析软件 ADAMS 对一种封闭式高速压力系统进行了分析,分析过程中作者将系统简化为含多个间隙的刚柔耦合曲柄滑块机构。蒋万松等<sup>[12]</sup>针对翼伞-载荷多体系统进行了动力学分析。然而,需要指出的是,上述研究基本都是以曲柄滑块机构为模型进行的分析,而对四连杆机构的研究较少,白争锋等<sup>[1]</sup>将一种改进的连续接触力混合模型嵌入到 ADAMS 中,对含间隙平面四连杆机构的动力学行为进行了仿真分析。Flores<sup>[13]</sup>在他的博士论文中则对空间含间隙四连杆机构进行了动力学分析。Erkaya 等<sup>[14]</sup>通过将关节间隙等效为一根无质量连杆对含两个间隙的平面四连杆机构进行了运动学和动力学分析。

然而,对比上述含间隙机构的研究发现,考察部件柔性或润滑对动力学响应的影响时,动力学建模中通常只考虑了一个间隙关节,而当动力学建模考虑多个间隙关节时,部件柔性或润滑的影响又没有被考虑,或是在动力学分析软件 ADAMS 中进行的,这是因为每增加一个影响因素都会使多体系统的建模更加复杂,然而可以提高动力学分析的精度。

鉴于此,本文在上述研究的基础上,以四连杆机构为研究对象,建立了考虑关节润滑和两个间隙的动力学数值仿真模型,对单个间隙关节的位置、两个间隙关节及润滑条件对曲柄驱动力矩和随动杆加速度的影响进行了分析和对比,得出了一些有意义的结论,本文的研究为以四连杆机构为简化模型的机械系统分析提供了理论基础。

## 1 多体系统动力学建模

一个受完整约束的刚性多体系统运动方程本质上是一组微分代数方程组(DAEs),基于拉格朗日方程,该 DAEs 具有如下的表达式<sup>[4]</sup>

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \Phi_q^T \\ \Phi_q & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \\ \boldsymbol{\gamma} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}$ 为整体的质量矩阵,由系统部件的质量和转动惯量组成; $\Phi_q$ 为约束方程的 Jacobi 矩阵; $\ddot{\mathbf{q}}$ 为广义坐标的加速度矢量; $\boldsymbol{\lambda}$ 为和约束有关的拉格朗日乘子向量; $\mathbf{Q}$ 为广义力向量; $\boldsymbol{\gamma}$ 为和广义坐标的速度有关的向量。其表达式如下

$$\boldsymbol{\gamma} = \Phi_q \ddot{\mathbf{q}} = -(\Phi_q \dot{\mathbf{q}})_q - 2\Phi_{qq} \dot{\mathbf{q}} - \Phi_{qq} \quad (2)$$

式中: $\Phi_{qq}$ 为约束方程关于坐标向量  $\mathbf{q}$  和时间  $t$  的偏导数,而  $\Phi_{qq}$ 为约束方程关于时间  $t$  的二阶偏导数。

为避免式(1)在数值求解过程中出现约束违约,引入 Baumgarte<sup>[15]</sup>稳定技术来抑制求解过程中误差的增长,此时式(1)被改写为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \Phi_q^T \\ \Phi_q & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \\ \boldsymbol{\gamma} - 2\alpha\dot{\Phi} - \beta^2\Phi \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: $\alpha$ 和 $\beta$ 为稳定系数。一般情况下, $\alpha$ 和 $\beta$ 均为正数时,式(3)的稳定性才可以保证,而且, $\alpha=\beta$ 能更快地稳定系统响应。

## 2 间隙铰接副建模

### 2.1 旋转间隙关节数学模型

轴和轴承构成的旋转间隙关节如图1所示,轴和轴承分别固联于体  $i$  和体  $j$  上,局部坐标系  $x_i, o_i, y_i$  和  $x_j, o_j, y_j$  分别位于体  $i$  和体  $j$  的质心处,  $\mathbf{e}_{ij}$  为连接轴和轴承中心的中心距矢量,表达式如下<sup>[16]</sup>

$$\mathbf{e}_{ij} = \mathbf{r}_i^p - \mathbf{r}_j^p = (\mathbf{r}_i + \mathbf{A}_i \mathbf{s}'_i) - (\mathbf{r}_j + \mathbf{A}_j \mathbf{s}'_j) \quad (4)$$

$$\mathbf{n} = \frac{\mathbf{e}_{ij}}{\|\mathbf{e}_{ij}\|} \quad (5)$$

式中: $\mathbf{n}$ 为中心距矢量的单位向量,决定间隙关节处法向碰撞力的方向; $\mathbf{r}_i^p$ 和 $\mathbf{r}_j^p$ 分别为轴和轴承中心在全局坐标系下的位置矢量; $\mathbf{r}_i$ 和 $\mathbf{r}_j$ 分别为全局坐标到体  $i$  和体  $j$  的局部坐标的位置矢量; $\mathbf{s}'_i$ 和 $\mathbf{s}'_j$ 分别为轴和轴承中心在局部坐标系下的位置矢量;

而  $\mathbf{A}_i, \mathbf{A}_j$  分别表示体  $i$  和体  $j$  的局部坐标向全局坐标的转换矩阵。

图1表示的轴和轴承的碰撞点  $Q_m (m=i, j)$  在全局坐标系下的位置矢量表示为

$$\mathbf{r}_m^Q = \mathbf{r}_m + \mathbf{A}_m \mathbf{s}'_m + \mathbf{R}_m \mathbf{n} \quad (6)$$

式中  $R_m (m=i, j)$  表示轴和轴承的半径。

当轴和轴承发生碰撞时,由于局部变形,轴嵌入轴承的深度为

$$\delta = e_{ij} - c \quad (7)$$

式中:  $\delta$  表示碰撞点  $Q_i$  和  $Q_j$  之间的距离,  $e_{ij} = \|\mathbf{e}_{ij}\|$  为中心距矢量的幅值,  $c = R_j - R_i$  为径向间隙。

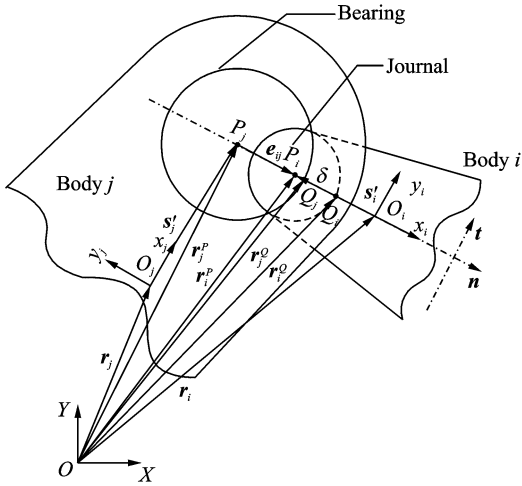


图1 旋转间隙关节模型

Fig. 1 Model of revolute clearance joint

## 2.2 接触碰撞力模型

间隙旋转铰碰撞力模型的建立是含间隙多体系统动力学建模的重要内容。Lankarani-Nikravesh 模型由于考虑了碰撞过程中的能量损失而被广泛使用,其表达式如下<sup>[16]</sup>

$$F_N = K\delta^n + D\dot{\delta} \quad (8)$$

式中:  $K\delta^n$  项表示关节部件间的弹性碰撞力;  $D\dot{\delta}$  项表示碰撞过程中的能量耗散;  $K, D, \delta$  和  $\dot{\delta}$  分别表示刚度系数, 阻尼系数, 相对渗透深度和相对渗透速度。指数  $n$  通常取 1.5。刚度系数  $K$  由碰撞体的几何和材料属性决定, 表达式如下

$$K = \frac{4}{3(h_i + h_j)} \left( \frac{R_i R_j}{R_i - R_j} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

式中:  $h_i$  和  $h_j$  为碰撞体的材料属性, 他们依赖于各自的弹性模量和泊松比, 表达式为

$$h_m = \frac{1 - \nu_m^2}{E_m} \quad m = i, j \quad (10)$$

而阻尼系数  $D$  为

$$D = \mu\delta^n \quad (11)$$

式中:  $\mu$  表示黏性阻尼因子, 依赖于刚度系数  $K$ 、初始渗透速度  $\dot{\delta}^{(-)}$  和恢复系数  $c_e$ , 其表达式为

$$\mu = \frac{3K(1 - c_e^2)}{4\dot{\delta}^{(-)}} \quad (12)$$

将式(9~12)代入式(8), 得到含黏性阻尼项的碰撞力模型为

$$F_N = K\delta^n \left( 1 + \frac{3(1 - c_e^2)}{4} \frac{\dot{\delta}}{\dot{\delta}^{(-)}} \right) \quad (13)$$

此时的法向碰撞力为

$$\mathbf{f}_N = F_N \mathbf{n} \quad (14)$$

## 2.3 摩擦力模型

当轴和轴承干碰撞(无润滑)存在相对切向运动时, 接触表面除了法向碰撞力外还有摩擦力的作用, Coulomb 摩擦力模型常用于计算接触碰撞或冲击过程中的摩擦行为, 但对低速时出现的粘质和微滑现象, 该模型计算的摩擦力容易发生突变, 导致计算不收敛。而改进的 Coulomb 摩擦力模型则具有较好的数值计算特性, 其表达式如下<sup>[13]</sup>

$$\mathbf{f}_T = -c_f c_d F_N \frac{\mathbf{v}_t}{\|\mathbf{v}_t\|} \quad (15)$$

式中:  $\mathbf{v}_t = (\dot{\mathbf{r}}_j^Q - \dot{\mathbf{r}}_i^Q)^\top \mathbf{t}$  为轴与轴承之间的相对切向速度, 单位切向量  $\mathbf{t}$  为单位法向量  $\mathbf{n}$  逆时针旋转  $90^\circ$  得到的,  $c_f$  和  $c_d$  分别为摩擦因数和动力学修正系数,  $c_d$  按如下表达式进行修正

$$c_d = \begin{cases} 0 & \|\mathbf{v}_t\| \leq v_0 \\ \frac{\|\mathbf{v}_t\| - v_0}{v_1 - v_0} & v_0 \leq \|\mathbf{v}_t\| \leq v_1 \\ 1 & \|\mathbf{v}_t\| \geq v_1 \end{cases} \quad (16)$$

式中  $v_0$  和  $v_1$  为给定的相对切向速度的容差。

此时, 将式(14)计算的法向碰撞力和式(15)计算的摩擦力等效到体  $i$  和体  $j$  的质心  $O_i$  和  $O_j$ , 如图2所示, 则作用在体  $i$  质心上的力和力矩分别为

$$\mathbf{f}_i = \mathbf{f}_N + \mathbf{f}_T \quad (17)$$

$$m_i = -(y_i^Q - y_i) f_i^x + (x_i^Q - x_i) f_i^y \quad (18)$$

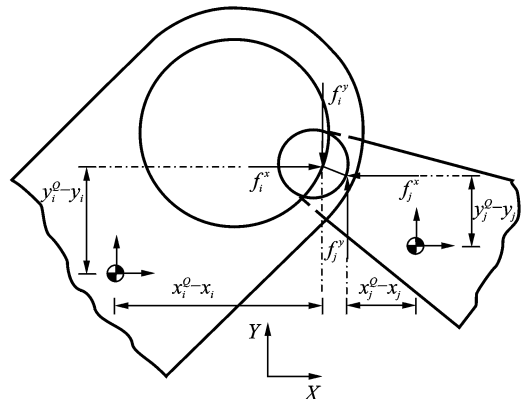


图2 碰撞点处的力矢量模型<sup>[13]</sup>

Fig. 2 Force vector model at the point of collision<sup>[13]</sup>

作用在体  $j$  质心上的力和力矩分别为

$$f_j = -f_i \quad (19)$$

$$m_j = -(y_j^Q - y_j)f_x^j + (x_j^Q - x_j)f_y^j \quad (20)$$

将式(17~20)计算的力和力矩作为广义外力组装到动力学方程式(3)中,运用四阶 Runge-Kutta 法就可以求解含间隙多体系统的动力学响应。

### 3 润滑模型

在大多数机械系统中,为降低摩擦磨损,提高系统性能,使用润滑剂是行之有效的方法之一。因此,间隙旋转副中润滑模型的建立极其重要。通常,润滑油膜效应分为纯挤压油膜效应和楔形油膜效应,纯挤压油膜效应用于轴颈和轴承间的相对径向速度远大于相对旋转速度的情况,而楔形油膜效应的应用相反<sup>[5]</sup>。本文假设润滑间隙旋转副的油膜效应为纯挤压油膜效应。图 3 显示了一个润滑旋转关节的横截面图。 $F_r$  和  $F_t$  分别为润滑力沿径向和切向的分量,其中径向为轴和轴承的偏心距方向,切向为径向沿逆时针转动  $90^\circ$  得到。 $\gamma$  为轴与轴承的连心线和  $X$  轴方向的夹角。

在 Sommerfeld 润滑条件下,无限长轴颈-轴承模型的润滑力可以表示为<sup>[5]</sup>

$$F_r = -\frac{12\pi\mu LR_j^3 \dot{\epsilon}}{c^2(1-\epsilon^2)^{3/2}} \quad (21)$$

$$F_t = \frac{12\pi\mu LR_j^3 \epsilon(\omega - 2\dot{\gamma})}{c^2(2+\epsilon^2)(1-\epsilon^2)^{1/2}} \quad (22)$$

式中: $L$  为轴-轴承长度; $\omega$  为轴和轴承之间的相对角速度; $\mu$  为润滑油的黏度; $\epsilon = e/c$  为偏心率,即轴和轴承的偏心距与间隙的比值; $\dot{\gamma} = (e_x \dot{e}_y - \dot{e}_x e_y)/e^2$ ,而  $e_x, e_y$  为式(4)中偏心距矢量的分量。

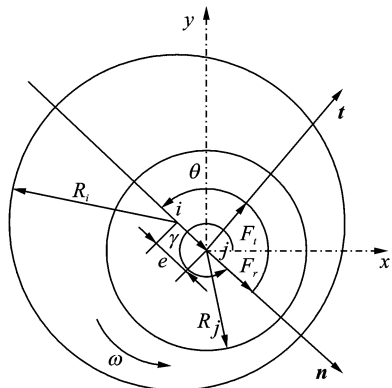


图 3 润滑轴颈-轴承横截面图

Fig. 3 Cross section of lubricated revolute joint

由式(21)可以看出,当偏心率  $\epsilon$  接近 1,即轴和轴承开始接触时,润滑力将趋于无限大,此时的润滑力计算将不收敛。为此,Flores<sup>[5]</sup>提出了转换模态的概念,即存在一定厚度不可压缩的润滑油膜,当润滑铰处的油膜厚度小于该指定厚度时,轴

和轴承的碰撞为干碰撞,而当油膜厚度大于该指定厚度时,润滑力模型起作用,此时,含润滑旋转铰的润滑力表示为

$$F_r = \begin{cases} F_{\text{squeeze}} & e_{ij} \leq c \\ \frac{(c+e_0)-e_{ij}}{e_0} F_{\text{squeeze}} + \frac{e_{ij}-c}{e_0} F_{\text{dry}} & c \leq e_{ij} \leq c+e_0 \\ F_{\text{dry}} & e_{ij} \geq c+e_0 \end{cases} \quad (23)$$

式中: $e_0$  为指定的偏心距容差, $F_{\text{dry}}$  为轴-轴承干碰撞时计算的碰撞力, $F_{\text{squeeze}}$  为润滑力。该模型保证了润滑力仿真求解过程中的连续性。

当轴和轴承之间含润滑剂时,将式(23)计算的润滑力向  $X$  轴和  $Y$  轴投影,然后等效到体  $i$  和体  $j$  的质心  $O_i$  和  $O_j$  处,将计算的力和力矩作为广义外力整合到动力学方程式(3)中,运用四阶 Runge-Kutta 法即可求解含润滑旋转铰多体系统的动力学响应。

### 4 算 例

本文以含间隙铰接副的四连杆机构为研究对象,分析不同位置处的单个间隙关节、2 个间隙关节及润滑关节对机构动力学响应的影响。含间隙四连杆机构简图如图 4 所示,由机架 1,连架杆 2,连杆 3 和连架杆 4 构成。间隙关节 1 位于连架杆 2 和连杆 3 之间,间隙关节 2 位于连杆 3 和连架杆 4 之间。本文从以下几个方面对该四连杆机构进行了动力学研究:(1)假设旋转铰不含间隙,即理想情况,(2)假设仅间隙关节 1 存在,(3)假设仅间隙关节 2 存在,(4)假设间隙关节 1 和间隙关节 2 都存在,(5)在各间隙关节处存在润滑。机构的结构参数和仿真参数如表 1 和表 2 所示<sup>[13]</sup>。

表 1 四连杆机构结构参数

Tab. 1 Geometric and inertia properties of four-bar mechanism

Parts	Length/m	Mass/kg	Moment of inertia/(kg · m <sup>2</sup> )
1	0.4		
2	0.2	1.00	0.30
3	0.4√2	2.25	2.00
4	0.6	2.00	1.35

表 2 四连杆机构仿真参数

Tab. 2 Parameters used in dynamic simulation of four-bar mechanism

Item	Pin	Bushing
Young's modulus/GPa	207	207
Poisson ratio	0.3	0.3
Radius/mm	9.95	10.00
Pin-bushing length/mm	40	40

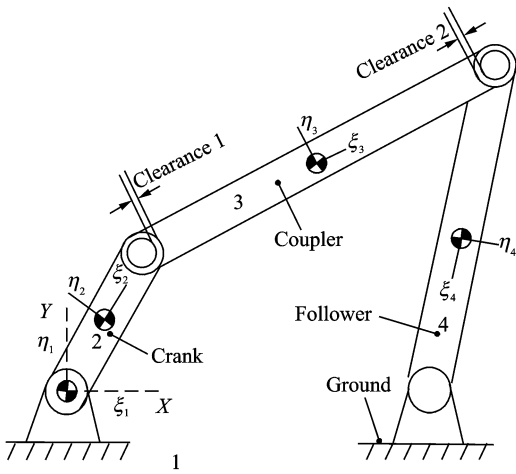


图4 含间隙四连杆机构

Fig. 4 Four-bar mechanism with joint clearance

由表1中杆的长度可以看出,该机构为曲柄摇杆机构<sup>[17]</sup>,图3中的随动杆为摇杆。动力学仿真过程中假设曲柄以  $20\pi$  rad/s 的恒定角速度转动,稳定系数  $\alpha$  和  $\beta$  的值为 250,恢复系数  $c_e$  为 0.9,干碰撞时的摩擦因数为 0.001,在  $40^\circ\text{C}$  时润滑油的黏度为 400 cP。上述数据均参考文献[12]。初始时,杆2和杆3共线,杆4与水平方向的夹角为锐角。图5~10记录了系统达到稳定状态时2个运动周期内的动力学响应曲线。

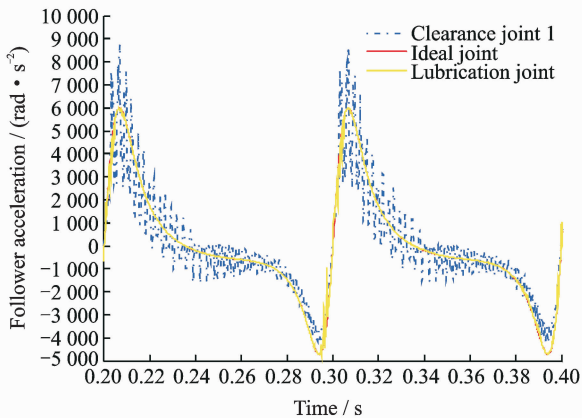


图5 间隙关节1存在时摇杆角加速度

Fig. 5 Follower acceleration in presence of clearance joint 1

对比图5~7的摇杆角加速度响应曲线可以看出,间隙存在时,响应曲线有很多振荡峰值,且间隙关节2存在时的振荡峰值比间隙关节1存在时的振荡峰值要大,两个间隙关节(间隙关节12)同时存在时的振荡峰值最大,而在润滑条件下,摇杆角加速度的振荡峰值明显减弱,与理想情况下的响应曲线基本一致,只是在间隙关节2存在时有一些小的波动峰值(图6,7黄色实线所示)。产生上述这

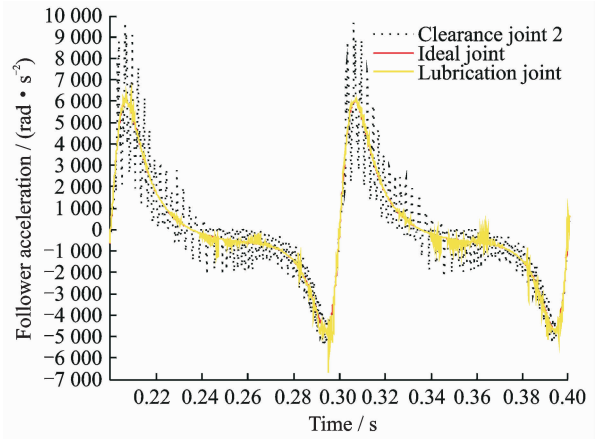


图6 间隙关节2存在时摇杆角加速度

Fig. 6 Follower acceleration in presence of clearance joint 2

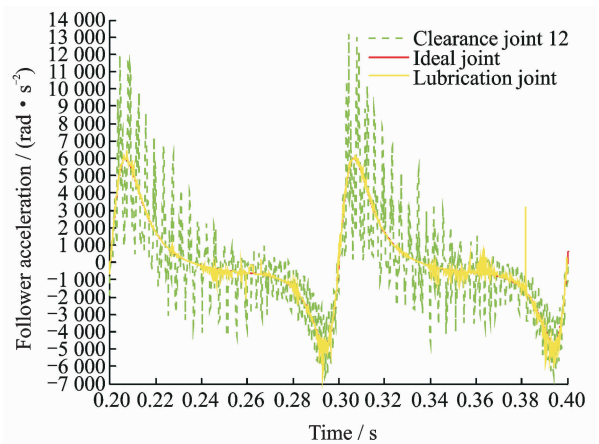


图7 间隙关节1和2同时存在时摇杆角加速度

Fig. 7 Follower acceleration in presence of clearance joint 1 and clearance joint 2

些现象的原因是,位于连杆和摇杆之间的间隙关节2使得摇杆在运动过程中受到脉冲形式的碰撞力,加大摇杆的振动与冲击,从而影响其角加速度。而间隙关节1远离摇杆,使得间隙关节1处产生的碰撞力在经连杆传递过程中逐渐被削弱,从而对摇杆的动力学响应影响相对较弱。间隙关节数量增加时,关节之间的碰撞频率和碰撞强度加大,从而增大了动力学响应的振动峰值。

对比图8~10的曲柄驱动力矩响应曲线可以看出,间隙关节1存在时曲柄驱动力矩响应曲线的振动峰值比间隙关节2存在时要大,两个间隙关节都存在时的振动峰值最大,而考虑润滑时的振动峰值明显减弱,与理想曲线基本一致。间隙关节1比间隙关节2对曲柄驱动力矩的影响要大是因为间隙关节1位于曲柄和连杆之间,该间隙产生的冲击震荡对曲柄产生直接的影响,而远离曲柄的间隙关

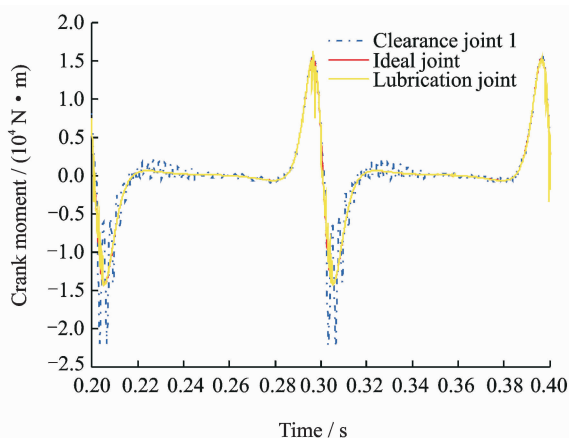


图8 间隙关节1存在时曲柄驱动力矩

Fig. 8 Crank moment in presence of clearance joint 1

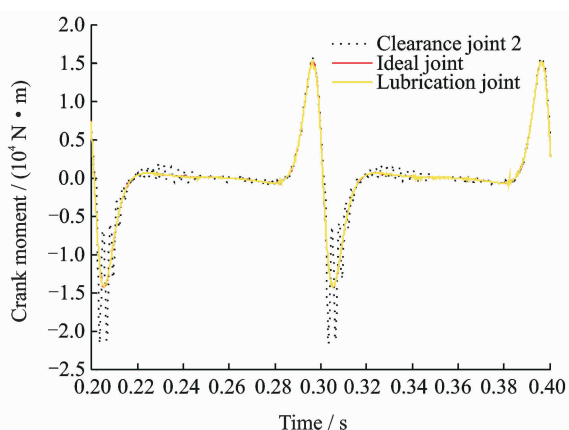


图9 间隙关节2存在时曲柄驱动力矩

Fig. 9 Crank moment in presence of clearance joint 2

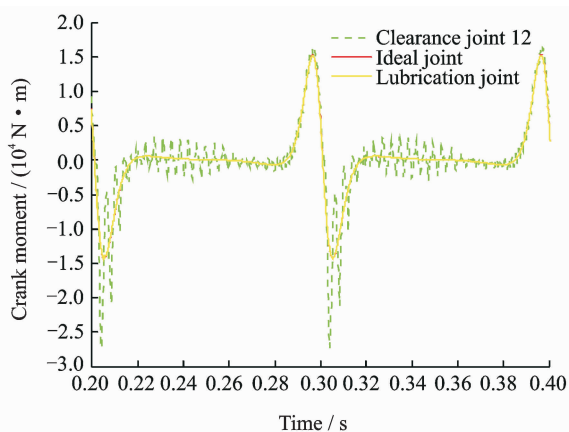


图10 间隙关节1和2同时存在时曲柄驱动力矩

Fig. 10 Crank moment in presence of clearance joint 1 and clearance joint 2

节2产生的脉冲力在传递过程中逐渐被削弱,从而对曲柄驱动力矩产生较小的影响。

## 5 结束语

为提高多体系统动力学分析的精度及运动可

靠性,本文以机械工业中常见的四连杆机构为研究对象,建立了考虑多个间隙关节和润滑的多体系统动力学数值模型,分析了间隙关节1、间隙关节2、间隙关节12及润滑关节对曲柄驱动力矩及摇杆角加速度的影响,发现间隙的存在使间隙关节处产生的碰撞力会使系统产生高频振荡,引起各动力学响应曲线的波动峰值,但间隙关节的位置和数量及润滑会使波动峰值不同,其中,摇杆角加速度的振荡峰值在间隙关节2存在比间隙关节1存在时要大,曲柄驱动力矩的振荡峰值在间隙关节2存在比间隙关节1存在时要小,然而,无论哪种响应输出,当间隙关节12存在时,其波动峰值都有很大的增加,而润滑能削弱每种情况下的响应输出,起到很好的缓冲效果。

## 参考文献:

- [1] 白争锋,赵阳,赵志刚. 考虑运动副间隙的机构动态特性研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(11): 17-20.  
BAI Zhengfeng, ZHAO Yang, ZHAO Zhigang. Dynamic characteristics of mechanisms with joint clearance[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(11): 17-20.
- [2] LI Yuanyuan, CHEN Guoping, SUN Dongyang, et al. Dynamic analysis and optimization design of a planar slider-crank mechanism with flexible components and two clearance joints[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 99: 37-57.
- [3] LANKARANI H M, NIKRAVESH P E. A contact force model with hysteresis damping for impact analysis of multibody systems[J]. Journal of Mechanical Design 1990, 112: 369-376.
- [4] FLORES P, LANKARANI H M, AMBROSIO J, et al. Modeling lubricated revolute joints in multibody mechanical systems[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multibody Dynamics, 2004, 218(4): 183-190.
- [5] FLORES P, AMROSIO J, CLARO J C P, et al. A study on dynamics of mechanical systems including joints with clearance and lubrication[J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(3): 247-261.
- [6] FLORES P, LANKARANI H M. Spatial rigid-multi-body systems with lubricated spherical clearance joints[J]. Modeling and Simulation, Nonlinear Dynamics, 2010, 60(1/2): 99-114.
- [7] TIAN Qiang, ZHANG Yunqing, CHEN Liping. Simulation of planar flexible multibody systems with clearance and lubricated revolute joints[J]. Nonlinear Dynamics, 2010, 60(4): 489-511.
- [8] TIAN Qiang, ZHANG Yunqing, CHEN Liping, et

- al. Dynamics of spatial flexible multibody systems with clearance and lubricated spherical joints [J]. *Computers & Structures*, 2009, 87(13/14):913-929.
- [9] KHEMILI I, ROMDHANE L. Dynamic analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance[J]. *European Journal of Mechanics A/Solids*, 2008, 27(5):882-898.
- [10] FLORES P. A parametric study on the dynamic response of planar multibody systems with multiple clearance joints[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2010, 61(4):633-653.
- [11] 蒋万松, 荣伟, 滕海山, 等. 翼伞-载荷系统多体系统动力学仿真分析[J]. *南京航空航天大学学报*, 2016, 48(4):474-480.  
JIANG Wansong, RONG Wei, TENG Haishan, et al. Multibody dynamical simulation analysis for parafoil-payload system[J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 2016, 48(4):474-480.
- [12] ZHENG Eenlai, ZHOU Xinlong. Modeling and simulation of flexible slider-crank mechanism with clearance for a closed high speed press system[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, 74:10-30.
- [13] FLORES P. Dynamic analysis of mechanical systems with imperfect kinematic joints[D]. Portugal: University of Minho, Guimarães, 2004.
- [14] ERKAYA S, UZMAY I. Investigation on effect of joint clearance on dynamics of four-bar mechanism[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2009, 58:179-198.
- [15] BAUMGARTE J. Stabilization of constraints and integrals of motion in dynamical systems[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1972, 1(1):1-16.
- [16] MUKRAS S. Analysis and design of planar multibody systems with revolute joint wear [D]. United States: University of Florida, 2009.
- [17] 孙桓, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 7版. 北京: 高等教育出版社, 2010:116-117.  
SUN Huan, CHEN Zuomo, GE Wenjie. Theory of machines and mechanisms [M]. The Seventh Edition. Beijing: Higher Education Press, 2010:116-117.

