

# 考虑含间隙与润滑平面机构的简化算法\*

李贞靖 姚文莉<sup>†</sup> 宋克伟

(青岛理工大学理学院, 青岛 266000)

**摘要** 为了更快速、高效地确定含润滑铰间间隙对机构动态特性的影响,文中建立了一种新的计算思路.首先,通过理想机构与含间隙机构的运动学模型求出间隙力,进一步把间隙力以主动力的形式带入动力学方程,得到机构的相应动态特性.然后,以含间隙与润滑的曲柄滑块机构为例,基于二状态接触模型与流体润滑模型,对比分析该模型与干摩擦模型,来进一步验证该方法的正确性与可行性.Simulink 仿真数据表明,文中建立的模型能有效地抑制机构的振动,动态特性更接近于理想模型,符合实际情况.

**关键词** 接触模型, 铰间间隙, 流体润滑, Simulink

DOI: 10.6052/1672-6553-2018-001

## 引言

对机械系统而言,间隙的存在往往是不可避免的,由于生产加工的精度可以产生间隙,机构在长时间工作中的磨损现象也会产生间隙,并且在设计机械系统时,为了保证机构的正常运动,防止机构出现卡死现象,也会刻意地在构件之间引入合理的间隙.但是,间隙的存在会降低机构的运动精度与稳定性,特别是间隙所带来碰撞力,会使得机构发生机械振动,加重运动副元素之间的磨损现象.为了降低间隙对机构的影响,通常会在构件之间加入润滑油,润滑油的存在会使轴套与轴径相互分离,减少构件之间的相互碰撞与弹性变形,减低噪音.但是,分析含润滑的机构的动力学特性比较复杂,需要把多体系统动力学与流体动力学结合起来,还需要求解非线性动力学微分方程组.

王国庆等人讨论了边界润滑对运动副的影响,在考虑边界润滑条件下,基于非线性弹簧阻尼模型建立了一种接触摩擦模型,并进一步得到间隙机构中运动副表面的磨损计算公式<sup>[1]</sup>.师平基于含间隙的曲柄滑块机构,分别建立了干摩擦动力学模型与含润滑的动力学模型,系统地讨论了不同的间隙模型对机构动力学的影响,其结果表明含润滑的机构

动力学特性更接近于理想的模型<sup>[2]</sup>.国外学者 Flores 对含润滑的间隙机构进行了大量的研究,对模型的建立和动力学特性的分析等都做了比较系统的研究<sup>[3,4]</sup>.王旭鹏等人建立了一种过渡力模型,在考虑油膜润滑的情况下,该模型同时适用于长轴与短轴两种不同的工况<sup>[9]</sup>.在采用简化算法求解间隙碰撞力方面,张劲夫等人建立了一种求解曲柄滑块机构间隙反力的简单算法<sup>[5]</sup>;陈渭提出一种求解曲柄滑块机构间隙副反力的静态间隙杆简化算法<sup>[6]</sup>.这两种算法都是基于无质量杆模型,并且通过简化间隙角来简化计算.

以含关节润滑间隙曲柄滑块机构为例,本文就如何简单、高效的求解含润滑间隙旋转铰机构的动态特性,提出了一种新的思路.含间隙模型与理想模型得到的位移参数并没有什么差别,这已经被多位学者证明,意味可以用理想模型的位移参数代替含间隙机构的位移参数,求出间隙处的间隙矢量的大小以及其与 X 轴的夹角,把求出的这些运动学参数带入雷诺方程,就可以求出间隙处的流体压力,进一步把间隙力以主动力的形式带入动力学方程,得到机构的相应动态特性.根据本文的思路建立 Simulink 仿真模型,进一步验证该方法的可行性与正确性.

2017-11-20 收到第 1 稿,2017-12-25 收到修改稿.

\* 国家自然科学基金资助项目(11272167)

<sup>†</sup> 通讯作者 E-mail:2490976717@qq.com

## 1 力学模型

### 1.1 雷诺方程

对润滑模型而言,关节间隙处的流体压力可以通过雷诺方程来求解,该公式可以表示为<sup>[2]</sup>:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left( \frac{h^3}{\mu_1} \frac{\partial p}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( \frac{h^3}{\mu_1} \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial X} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

其中,  $U$  为运动副元素之间的相对切向速度;  $h$  和  $\mu_1$  代表了润滑液的特性, 分别表示润滑液的厚度与绝对黏度;  $p$  为产生的流体压力,  $X$  与  $Z$  为运动副的法向与切向。

对于雷诺方程的求解需要大量数值计算, 为了简化计算, 通常会把模型分为两类, 无限长模型与无限短模型<sup>[3]</sup>. 当旋转铰的长度大于其半径的 2 倍时, 可以把模型看成是无限长模型, 这时可以忽略在运动过程中润滑液在  $Z$  方向上的泄露, 并且在受力分析时, 只需要研究其中点的受力情况. 这时的雷诺方程可以简化为:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left( \frac{h^3}{\mu_1} \frac{\partial p}{\partial X} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial X} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

对公式(2)积分, 便可以得到流体压力, 可用公式(3)表示:

$$p = 6\mu \left( \frac{R_J}{c} \right)^2 \left\{ \frac{(\omega - 2\gamma)(2 + \varepsilon \cos\theta) \varepsilon \sin\theta}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos\theta)^2} + \frac{\varepsilon}{\varepsilon} \left[ \frac{1}{(1 + \varepsilon \cos\theta)^2} - \frac{1}{(1 + \varepsilon)^2} \right] \right\} \quad (3)$$

其中,  $c$  为径向间隙,  $\theta$  为角度坐标,  $\varepsilon$  为偏心率,  $\dot{\varepsilon}$  是偏心率的变化率,  $\mu$  是动态润滑黏度,  $R_J$  是轴径半径。

通过公式(3)便可以得到压力分布, 同时考虑 Gumbels 的边界条件, 即通过将剩余部分的压力设置为零, 将压力分布集中在正区域<sup>[7]</sup>. 当偏心率  $\varepsilon > 0$  时, 其法向与切向的分力, 可以表示为:

$$F_r = - \frac{\mu L_B R_J^3}{c^2} \frac{6\varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{\frac{3}{2}}} \cdot$$

$$\left[ 4k\varepsilon^2 + (2 + \varepsilon^2) \pi \frac{k+3}{k+1.5} \right] \quad (4)$$

$$F_t = - \frac{\mu L_B R_J^3}{c^2} \frac{6\pi\varepsilon(\omega - 2\gamma)}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{\frac{1}{2}}} \frac{k+3}{k+1.5} \quad (5)$$

当偏心率  $\varepsilon < 0$  时, 在法向与切向的分力可以表示为:

$$F_r = - \frac{\mu L_B R_J^3}{c^2} \frac{6\varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{\frac{3}{2}}} \cdot \left[ 4k\varepsilon^2 - (2 + \varepsilon^2) \pi \frac{k}{k+1.5} \right] \quad (6)$$

$$F_t = - \frac{\mu L_B R_J^3}{c^2} \frac{6\pi\varepsilon(\omega - 2\gamma)}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{\frac{1}{2}}} \frac{k}{k+1.5} \quad (7)$$

其中  $k$  表示为:

$$k = (1 - \varepsilon^2) \left[ \left( \frac{\omega - 2\gamma}{2\varepsilon} \right)^2 + \frac{1}{\varepsilon^2} \right] \quad (8)$$

其中  $L_B$  为轴颈长度,  $\omega$  是轴承与轴颈之间的相对角速度,  $\gamma$  为法向与  $X$  轴之间的夹角,  $\dot{\gamma}$  为其所对应的角速度。

如上所给出的流体动力学参数都是非线性的时间参数,  $\omega$ ,  $\varepsilon$ ,  $\dot{\varepsilon}$ ,  $\gamma$  和  $\dot{\gamma}$  都需要通过系统运动分析给出。

### 1.2 运动学方程

通过对比分析曲柄滑块机构在理想与含间隙的位移曲线, 如图 1 所示. 可以看到间隙对滑块的位移影响很小, 同样, 白争锋<sup>[8]</sup> 研究发现间隙对角位移几乎没有影响. 所以在对含间隙曲柄滑块机构进行运动学分析时, 可以利用理想的滑块位移与角位移来表示非理想机构的运动特性, 从而达到简化计算的目的。

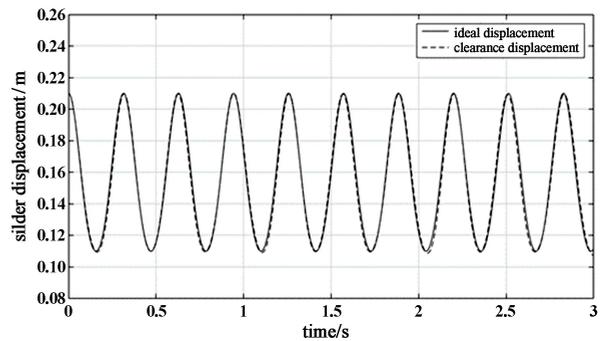


图1 理想与含间隙的位移时间曲线

Fig.1 Displacement time curve with ideal and clearance

理想的曲柄滑块机构的矢量模型如图 2 所示, 把矢量模型向  $X$  轴与  $Y$  轴投影, 便可以得到两个几何约束方程:

$$\begin{cases} r_1 \cos\theta_1 + r_2 \cos\theta_2 = r \\ r_1 \sin\theta_1 - r_2 \sin\theta_2 = 0 \end{cases} \quad (9)$$

对这两个方程求导便可以得到速度约束方程:

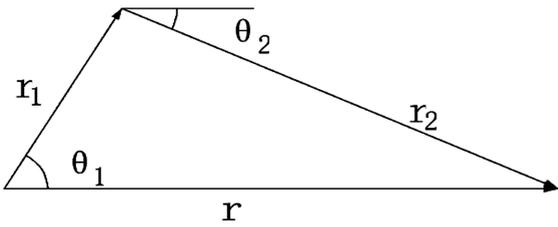


图2 理想矢量模型

Fig.2 Ideal vector model

$$\begin{cases} -r_1\omega_1\sin\theta_1 - r_2\omega_2\sin\theta_2 = \dot{r} \\ r_1\omega_1\cos\theta_1 - r_2\omega_2\cos\theta_2 = 0 \end{cases} \quad (10)$$

当给曲柄一个匀角速度  $\omega_1$ , 使曲柄滑块机构在  $\omega_1$  的驱动下运动, 通过求解方程(9)与(10), 可以得到在理想情况下, 滑块的速度  $\dot{r}$ , 滑块位移  $r$ , 连杆的角速度  $\omega_2$  与角度  $\theta_2$ .

含间隙曲柄滑块机构的矢量模型如图3所示, 这里用  $r_3$  和  $\theta_3$  来表示滑块与连杆之间的间隙. 通过将矢量模型向  $X$  轴方向与  $Y$  轴方向投影, 得到两个几何约束方程:

$$\begin{cases} r_1\cos\theta_1 + r_2\cos\theta_2 = r + r_3\cos\theta_3 \\ r_1\sin\theta_1 - r_2\sin\theta_2 = r_3\sin\theta_3 \end{cases} \quad (11)$$

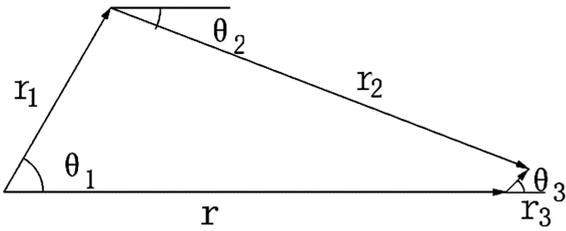


图3 含间隙矢量模型

Fig.3 Clearance vector model

对这两个方程求导, 便可以得到速度约束方程:

$$\begin{cases} -r_1\omega_1\sin\theta_1 - r_2\omega_2\sin\theta_2 = \dot{r} + \dot{r}_3\cos\theta_3 - r_3\omega_3\sin\theta_3 \\ r_1\omega_1\cos\theta_1 - r_2\omega_2\cos\theta_2 = \dot{r}_3\sin\theta_3 + r_3\omega_3\cos\theta_3 \end{cases} \quad (12)$$

进一步写成矩阵的形式:

$$\begin{bmatrix} \cos\theta_3 & -r_3\sin\theta_3 \\ \sin\theta_3 & r_3\cos\theta_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{r}_3 \\ \omega_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_1\omega_1\sin\theta_1 - r_2\omega_2\sin\theta_2 - \dot{r} \\ r_1\omega_1\cos\theta_1 - r_2\omega_2\cos\theta_2 \end{bmatrix} \quad (13)$$

把前面求出的运动学参数带入公式(13), 可以得到间隙处的  $\dot{r}_3, r_3, \theta_3$  和  $\omega_3$ , 把它们于雷诺方程所需要的非线性参数结合到一起:  $\varepsilon = \frac{r_3}{c}; \dot{\varepsilon} = \frac{\dot{r}_3}{c}$ ;

$\gamma = \theta_3; \dot{\gamma} = \omega_3; \omega = \omega_2$ . 带入雷诺方程便可以得到间隙处切向与法向的碰撞力.

### 1.3 动力学分析

采用牛顿欧拉法建立动力学方程, 各机构的受力分布图如图4所示.

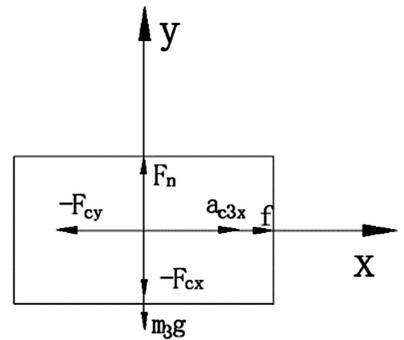
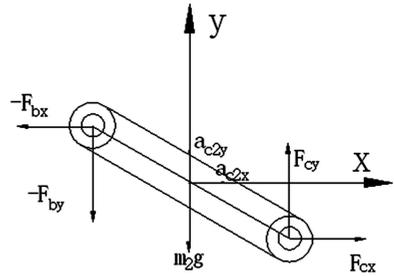
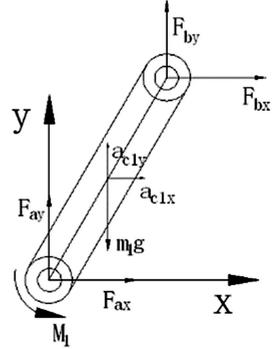


图4 各机构受力模型

Fig.4 Force model of mechanisms

曲柄受力分析:

$$\begin{cases} F_{ax} + F_{bx} = m_1 a_{c1x} \\ F_{ay} + F_{by} - m_1 g = m_1 a_{c1y} \\ M_1 - m_1 g r_{c1} \cos\theta_1 - F_{bx} r_1 \sin\theta_1 + F_{by} r_1 \cos\theta_1 = I_1 \alpha_1 \end{cases}$$

对连杆受力分析:

$$\begin{cases} F_{cx} - F_{bx} = m_2 a_{c2x} \\ F_{cy} - F_{by} - m_2 g = m_2 a_{c2y} \\ -F_{bx} r_{c2} \sin\theta_2 - F_{by} r_{c2} \cos\theta_2 + F_{cy} ((r_2 - r_{c2}) \cos\theta_2 + R \cos\theta_3) + F_{cx} ((r_2 - r_{c2}) \sin\theta_2 + R \sin\theta_3) = I_2 \alpha_2 \end{cases}$$

对滑块受力分析:

$$\begin{cases} -F_{cx} - f(\text{sign}(\dot{r})) F_N = m_3 \ddot{r} \\ F_N = m_3 g - F_{cy} \end{cases}$$

其中,各杆件的质心加速度可以表示为:

$$\begin{cases} a_{c1x} = -r_{c1} \omega_1^2 \cos\theta_1 \\ a_{c1y} = -r_{c1} \omega_1^2 \sin\theta_1 \\ a_{c2x} = -r_{c2} \omega_1^2 \cos\theta_1 - r_{c2} \alpha_2 \sin\theta_2 - r_{c2} \omega_2^2 \cos\theta_2 \\ a_{c2y} = -r_{c2} \omega_1^2 \sin\theta_1 - r_{c2} \alpha_2 \cos\theta_2 + r_{c2} \omega_2^2 \sin\theta_2 \end{cases}$$

通过求解上述方程,便可以得到滑块加速度,经过积分得到滑块的速度与位移.通过该简化算法求出曲柄滑块机构的动力学特性,并与理想模型和干摩擦模型进行对比分析,来验证该方法的可行性.

## 2 建立算法流程与 SIMULINK 仿真模型

### 2.1 算法流程

由白争锋<sup>[8]</sup>等学者证明,对含关节间隙的机构而言,无论是否存在润滑,间隙对机构的位移参数和速度参数的影响很小,特别是对位移参数几乎没有影响,本文便是以这点为根基来简化对含间隙与润滑模型的计算.以曲柄滑块机构为例,首先给曲柄一个匀角速度  $\omega_1$  作为驱动,便可以根据公式(9)和(10)求出理想模型的全部运动学参数.其次在把这些理想的运动学参数带入公式(11)到

(13),求出间隙处的运动参数.再然后由雷诺方程可知,只要知道运动学参数  $w, \varepsilon, \varepsilon, \gamma$  和  $\gamma$  就可以求出流体压力,并且这些参数可以表示为:  $\varepsilon = \frac{r_3}{c}$ ;

$\varepsilon = \frac{\dot{r}_3}{c}; \gamma = \theta_3; \dot{\gamma} = \omega_3; \omega = \omega_2$ ,其中  $c$  为径向间隙,  $\omega_2, r_3, \dot{r}_3, \theta_3, \omega_3$  等参数都是已经求出的运动学参数,也就是说通过该方法不需求解复杂的非线性微分方程,便可以预测出关节间隙处的间隙力.最后,把间隙力作为主动力带入动力学方程,得到含间隙润滑机构的动态特性.根据 Simulink 建立仿真模型,通过对比该方法与干摩擦模型得到的碰撞力和相应的动态特性,进一步验证该方法的正确性.该模型的算法流程图如图 5 所示.

### 2.2 建立 Simulink 仿真模型

Simulink 是基于 MATLAB 的一种仿真工具,具有强大的计算能力,可以利用用户自定义模块调用编写的 m 文件,并且通过连线顺序决定运算的顺序,本文便是基于 Simulink 来计算力学模型.仿真模型图如 6 所示.

该仿真模型从左往右一共包含了五个 Function 函数模块,Function 函数通过调用编写的 m 文件,以及通过连线提供给它输入与输出值,便可以计算文中所提到的公式,其中每一个 Function 模块的内容如下:

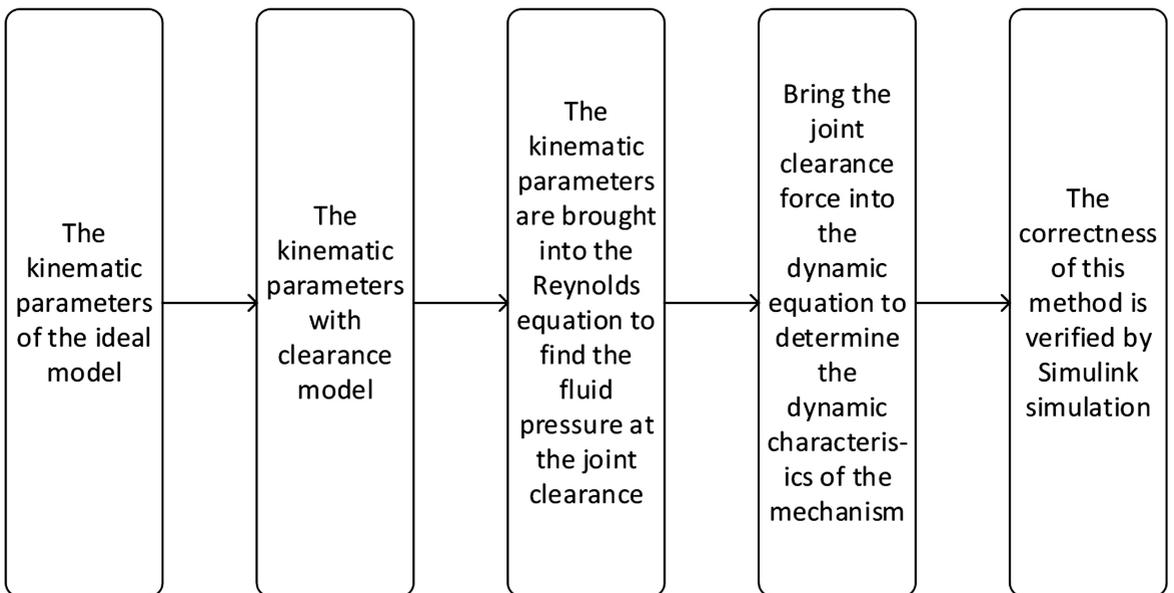


图 5 算法流程图

Fig.5 Algorithm flow

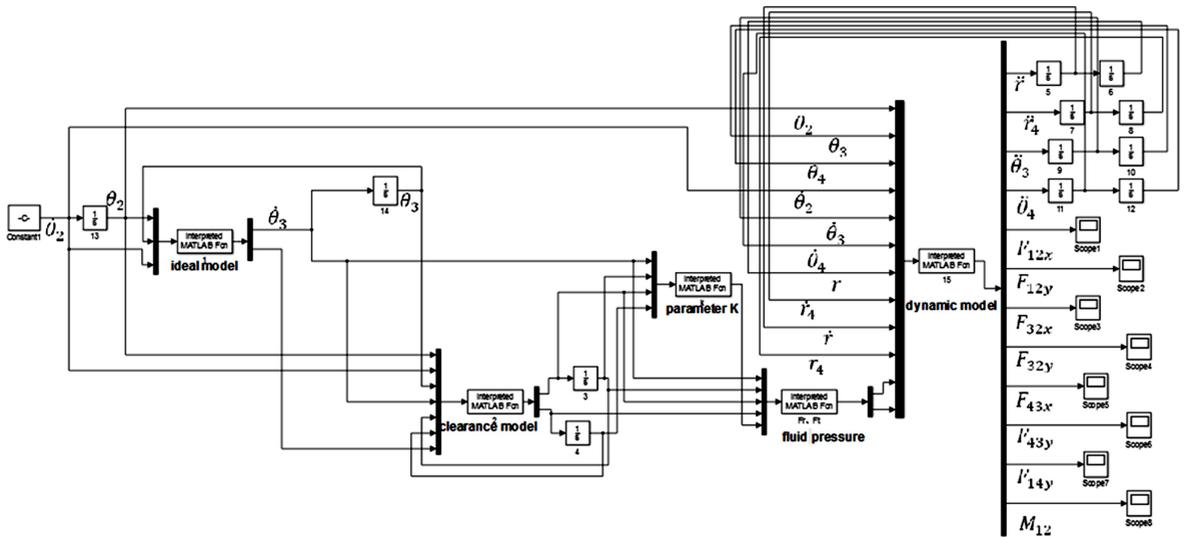


图6 仿真模型图

Fig.6 Simulation model

(1)第一个模块的命名为理想模型,该模块的输入为曲柄匀角速度  $\omega_1$ 、通过积分模块得到的曲柄与连杆的角度  $\theta_1$ 、 $\theta_2$ ,所调用的 m 文件是由公式 (11) 编写的 MATLAB 函数,通过求解方程输出为理想的滑块速度  $\dot{r}$  和连杆角速度  $\omega_2$ .第一个模块对应了算法流程的第一步,即在给定匀角速度的驱动下,求出理想曲柄滑块机构的运动参数。

(2)第二个模块命名为含间隙模型,其输入不仅包括第一模块得到的参数,还包含了通过积分得到的间隙矢量大小  $r_3$  和间隙角  $\theta_3$ ,所调用的 m 文件是由公式 (14) 编写的 MATLAB 函数,通过求解方程输出为间隙处的速度参数  $\dot{r}_3$  和  $\omega_3$ .第二个模块对应了算法流程的第二步,即通过理想的运动参数求出间隙处的运动参数。

(3)模块3与模块4可以合并为一个模块,模块3主要是计算参数  $k$ ,为计算模块4(雷诺方程)做准备,模块4的输入为求出的间隙处参数和参数  $k$ ,调用的 m 函数为编写的雷诺方程函数,输出为流体压力  $F_r$  和  $F_t$ .该模块对应了算法流程的第三步,即把间隙处的运动参数带入雷诺方程,求出考虑润滑条件下的法向力与切向力。

(4)模块5也是最复杂的模块,其目的是把求出的流体压力  $F_r$  和  $F_t$  带入到动力学方程中,通过求解动力学模型来验证该方法的可行性。

2.3 结果对比分析

根据 Simulink 建立的仿真模型,按照本文建立

的简易算法求得的含润滑的间隙反力,如图7所示;干摩擦模型得到的间隙反力,如图8所示。

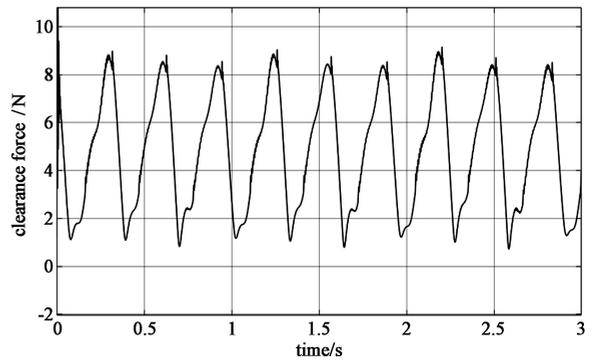


图7 本文得到的间隙力

Fig.7 The clearance force of this paper

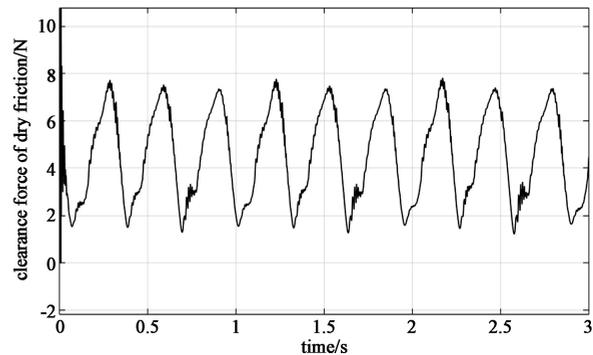


图8 干摩擦得到的间隙力

Fig.8 The clearance force of dry friction

对比图7与图8可知,本模型与理想模型的间隙反力十分接近,并且与干摩擦模型相比,得到的

数据并没有太多的波动.因此,本文的方法可以用来预测间隙处的碰撞力.

通过动力学分析得到动力学特性,以曲柄滑块机构的加速度为例,来验证该方法的正确性,润滑模型与理想模型得到连杆角加速度,如图 9 所示;干摩擦与理想模型得到的连杆角加速度,如图 10 所示.润滑模型与理想模型得到的滑块加速度,如图 11 所示;干摩擦模型与理想模型得到的滑块加速度,如图 12 所示.通过仿真数据的对比可知,基于本文的简易算法求解的润滑模型,更接近于理想模型,能够明显地抑制机构的振动.其结果与师平<sup>[2]</sup>和王旭鹏<sup>[9]</sup>等人得到的结论一致,说明了本文建立的简易算法模型的正确性与可行性.

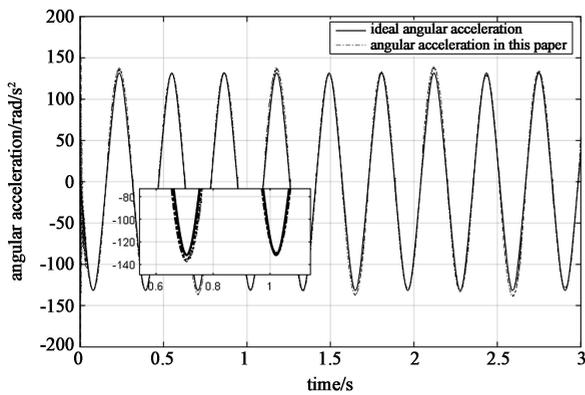


图 9 润滑模型的连杆角加速度

Fig.9 Link angular acceleration of lubrication model

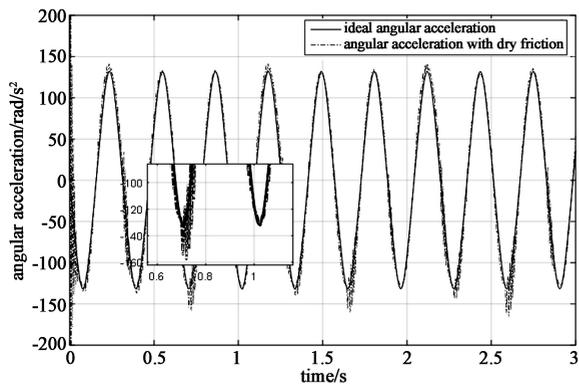


图 10 干摩擦模型的连杆角加速度

Fig.10 Link angular acceleration of dry friction model

### 3 结语

本文提供了一种新的求解含间隙润滑机构动态特性的简易算法,并以曲柄滑块机构为例,验证了该方法的正确性.本文的思路是首先求解理想曲柄滑块机构的运动学方程,其次求解含关节间隙的

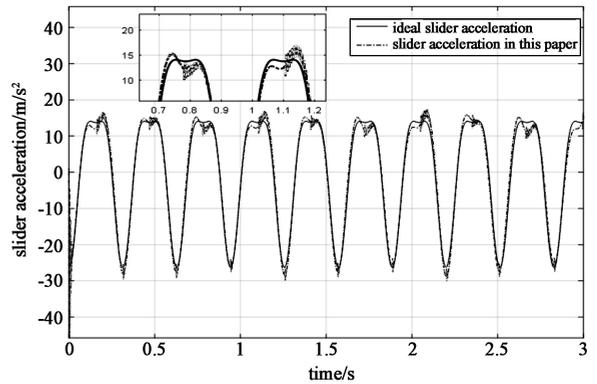


图 11 润滑模型滑块加速度

Fig.11 Slider acceleration of lubrication model

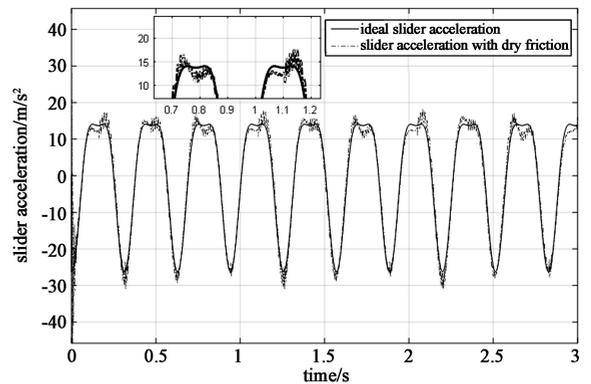


图 12 干摩擦模型滑块加速度

Fig.12 Slider acceleration of dry friction model

曲柄滑块机构的运动学方程,接下来把得到的运动参数带入雷诺方程求出间隙处的流体压力,最后把间隙力作为主动力求解动力学方程,得到机构的动态特性.该方法采用新的简化算法提前预测出间隙力,间隙力就可以作为主动力去求解机构的动态特性,从而达到简化计算的目的.Simulink 的仿真结果表明,相比于干摩擦模型,本文建立的润滑模型能明显地抑制机构的振动,其动力学特性更接近于理想情况,说明了该简化算法的正确性.

### 参 考 文 献

- 1 王国庆,刘宏昭,孙百俊.考虑边界润滑的间隙机构运动副接触磨损.长安大学学报,2002,22(6):85~88 (Wang G Q, Liu H Z, Sun B J. Contact wear of four-bar planar linkage with clearance joint under boundary lubrication. *Journal of Changan University*, 2002,22(6):85~88 (in Chinese))
- 2 师平,白亚琼.考虑关节润滑的平面机械系统动力学

- 分析. 机械传动, 2015, 39(7): 141~145 (Shi P, Bai Y Q. Dynamics analysis for planar mechanical system with joint lubricated. *Journal of Mechanical Transmission*, 2015, 39(7): 141~145 (in Chinese))
- 3 Flores P, Ambrósio J, Claro J C P, et al. A study on dynamics of mechanical systems including joints with clearance and lubrication. *Mechanism and Machine Theory*, 2006, 41(3): 247~261
- 4 Flores P, Ambrósio J, Claro J P. Dynamic analysis for planar multi-body mechanical systems with lubricated joints. *Multibody System Dynamics*, 2004, 12(1): 47~74
- 5 张劲夫, 许庆余, 张陵. 曲柄滑块机构间隙反力的算法及其应用. 应用力学, 2001, 18(4): 93~97 (Zhang J F, Xu Q Y, Zhang L. The algorithm for the clearance joint reaction force of slider-crank mechanism and its application. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2001, 18(4): 93~97 (in Chinese))
- 6 陈渭, 于如飞, 李培. 曲柄滑块机构间隙副反力的静态间隙杆简化算法. 北京理工大学学报, 2017, 37(1): 15~18 (Chen W, Yu R F, Li P. Stationary clearance link algorithm for solving the counter-force in the clearance revolute joint of crank slider system. *Journal of Beijing Institute of Technology*, 2017, 37(1): 15~18 (in Chinese))
- 7 Pinkus O, Sternlicht B, Saibel E. Theory of Hydrodynamic Lubrication. New York: Mc Graw-Hill, 1961
- 8 白争锋. 考虑铰间间隙的机构动力学特性研究[博士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011 (Bai Z F. Research on dynamic characteristics of mechanism with joint clearance[Ph.D thesis]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011 (in Chinese))
- 9 王旭鹏, 刘更, 马尚君等. 考虑油膜润滑时含间隙铰链机构的动态性能研究. 机械传动, 2016, 40(9): 1~5 (Wang X P, Liu G, Ma S G, et al. Study on the dynamic performance of joint mechanism with considering oil film lubrication clearance. *Journal of Mechanical Transmission*, 2016, 40(9): 1~5 (in Chinese))

## A SIMPLIFIED ALGORITHM FOR PLANAR MECHANISM WITH CLEARANCE AND LUBRICATION\*

Li Zhenjing Yao Wenli<sup>†</sup> Song Kewei

(School of Science, Qingdao Technological University, Qingdao, Shandong 266000, China)

**Abstract** In order to faster and more efficiently study the dynamic performance of the mechanism with lubrication clearance joint, this paper establishes a new calculation method. Firstly, the clearance force is obtained by the kinematic model of the ideal mechanism and the clearance mechanism, and then the clearance force as active force is taken into the dynamic equation to obtain the corresponding dynamic characteristics of the mechanism. Taking the slider-crank mechanism with lubrication clearance as an example, through analyzing and comparing of the model and dry friction based on the two-state contact model and the fluid lubrication model, the correctness and feasibility of the method is verified. Simulink simulation data show that the model established in this paper can effectively suppress the vibration of the mechanism, and the dynamic characteristics are closer to the ideal model, which matches the actual situation.

**Key words** contact model, revolute joint clearance, fluid lubrication, Simulink