

装备与成套技术

考虑耗散接触特征的高速精密冲床动态特性

刘 艳¹, 王 禹², 陈 宇²

(1. 南京理工大学 泰州科技学院, 江苏 泰州 225300; 2. 南京理工大学 机械工程学院, 江苏 南京 210049)

摘要: 基于多体动力学理论、非线性接触理论和库伦摩擦理论, 提出一种含间隙高速精密冲床传动动态特性分析方法。该方法将多体系统动力学方程与耗散接触特征模型相结合, 并考虑碰撞体间的粘滞摩擦作用, 建立了含间隙非线性多体系统动力学模型。在重力场中以高速精密冲床传动系统接触碰撞过程为研究对象进行数值计算, 并对比试验结果, 验证了模型的有效性, 得到了间隙耗散接触特征与高速精密冲床动力学特性的映射关系。研究表明, 含间隙非线性多体动力学模型能够有效描述含间隙传动机构的动态特性, 为高速精密冲床动态特性研究提供了一种有效的方法, 有利于机构的性能评价、结构设计优化等工程实际应用。

关键词: 高速精密冲床; 传动机构; 含间隙多体系统; 耗散接触特征; 非线性动力学

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.12.028

中图分类号: TH122

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2023) 12-0196-10

Dynamic characteristics on high-speed precision press considering dissipative contact characteristics

Liu Yan¹, Wang Yu², Chen Yu²

(1. Taizhou Institute of Science and Technology, Nanjing University of Science and Technology, Taizhou 225300, China;

2. School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210049, China)

Abstract: Based on the multi-body dynamics theory, nonlinear contact theory and Coulomb friction theory, a method for analyzing the dynamic characteristics of for transmission for high-speed precision press with clearance was proposed, which combined the multi-body system dynamic equations with the dissipative contact characteristic model and considered the viscous friction effect between colliding bodies to establish a nonlinear multi-body system dynamics model with clearance. Then, the contact and collision process of the high-speed precision press transmission system in the gravity field was taken as the research object for numerical calculation, and the validity of the model was verified by comparing with the experimental results. Furthermore, the mapping relationship between the clearance dissipative contact characteristics and the dynamic characteristics of high-speed precision press was obtained. Research results show that the nonlinear multi-body dynamic model with clearance can effectively describe the dynamic characteristics of the transmission mechanical with clearance, and provides an effective method for the study of dynamic characteristics of high-speed precision press, which is beneficial to the practical engineering applications such as mechanism performance evaluation and structural design optimization.

Key words: high-speed precision press; transmission mechanism; multi-body system with clearance; dissipative contact characteristics; nonlinear dynamic

随着航空工业、汽车工业及通信设备近年的飞速发展, 市场对冲压零件的需求量迅速增长, 零件的生产加工趋于高精度和绿色生产的要求, 国内对高速精密冲床的需求也日益增大^[1-2]。机构运转过程中, 由于运动副零件之间的碰撞磨损和制造误差, 会产生间隙现象。传统多体动力学分析中, 通常运

动副模型的运动学约束方式为理想机构, 忽略了非线性因素对实际机构的影响。然而, 间隙的存在会造成杆件的分离和碰撞, 影响机构的动态特性。因此, 开展含间隙传动机构建模方法研究对高速精密冲床的研制具有重要的意义。

针对含间隙机构动力学问题, 国内外众多学者进行了相关研究^[3-4]。Akhadkar N 等^[5]建立了一种含间隙转动副的动态分析模型, 该模型可用于描述具有关节间隙的多体系统动态响应。与上述含间隙转动副接触碰撞过程的力学特征研究相比, 考虑高速精密机构动力学结构特征的影响, Tian Q 等^[6]采

收稿日期: 2023-04-24; 修订日期: 2023-07-28

基金项目: 中国博士后科学基金项目 (2020M681531); 泰州市科技支撑 (工业共性关键技术) 项目 (TN201717)

作者简介: 刘 艳 (1981-), 女, 硕士, 副教授

E-mail: 93867120@qq.com

用绝对节点坐标法,建立了含间隙转动副动力学分析的计算模型,并证明了含间隙多体系统动力学的复杂性。Xu L X^[7]基于多体动力学理论和 Hertz 接触理论,提出了一种考虑轴承间隙特征影响的多体系统动力学建模方法,将多体系统环境下的轴承精细化,深入研究了轴承微观力学特征与多体系统宏观动力学特性之间的映射关系。杨晓钧等^[8]基于拉格朗日乘子法建立了含球关节间隙的 RSSR 机构动力学模型,详细分析了接触碰撞力、转速以及间隙尺寸对机构动力学性能的影响。Li Y Y 等^[9]以可展开太阳帆板为研究对象,建立了含间隙转动副的航天器刚柔耦合动力学模型,揭示了面板柔性特征及间隙尺寸对航天器精密机构的耦合作用的影响,得到了构件姿态对整个系统动态响应特性的影响规律。目前,针对复杂工况下高速精密冲床在耗散接触特征下的动态特性的相关研究较少。

本文针对以上研究情况,基于多体动力学理论、非线性接触理论和库伦摩擦理论,建立了一种含间隙非线性多体系统动力学模型。在此基础上,以高速精密冲床传动系统在重力场中的接触碰撞过程为对象进行了动力学仿真分析,通过动态性能试验验

证了仿真模型的有效性,并对耗散接触特征下含间隙高速精密冲床动态特性响应进行了详细的分析。

1 耗散接触特征下多体系统动力学建模

高速精密冲床传动机构简图如图 1 所示,电机通过带轮组驱动曲轴旋转,连杆可带动滑块做上下往复运动,其中, X 和 Y 分别代表滑块运动的水平方向和垂直方向, ω 为曲柄旋转方向。同时,还可以看出曲柄长度为曲轴偏心圆的中心距,该机构可以简化为曲柄滑块机构,将其作为等效模型,如图 2 所示。含间隙转动副设置在连杆与滑块的连接处,并考虑每个构件质心位置的影响。在全局坐标系中, R 和 L 分别为曲柄和连杆的长度, q 和 A 分别为曲柄的角位移值和连杆的角位移, X_p 和 Y_p 为连杆转动副圆心 P 的水平 and 竖直方向的偏移量, M_R 、 M_L 、 M_S 分别为曲柄、连杆和滑块的质量,滑块的圆心位置分别用 X_{PT} 和 Y_{PT} 来表示^[10]。连杆含间隙转动副圆心位置的数学表达式为:

$$\begin{cases} X_p = R \cos q + L \cos A \\ Y_p = R \sin q - L \sin A \end{cases} \quad (1)$$

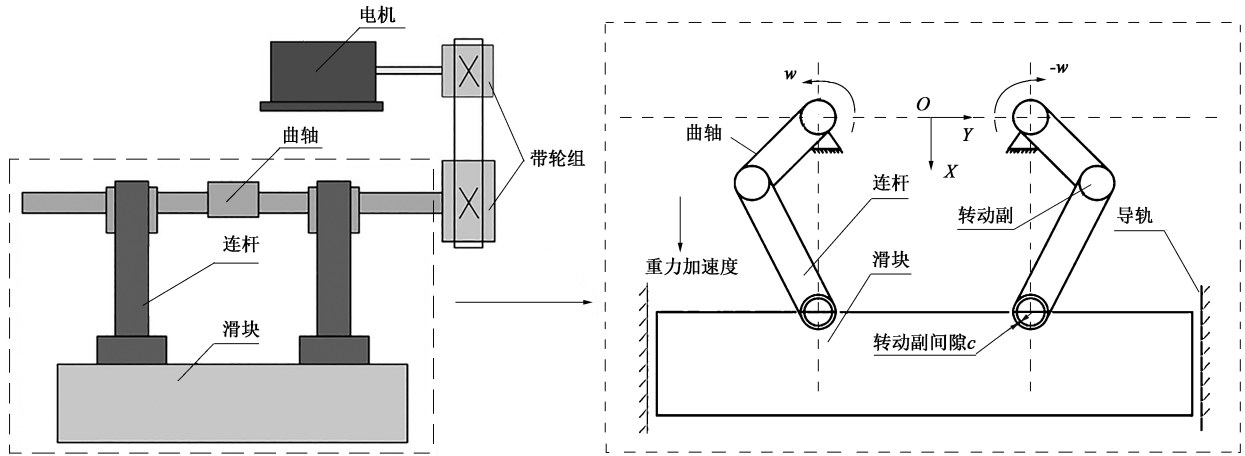


图 1 高速精密冲床传动机构简图

Fig. 1 Schematic diagram of transmission mechanism for high-speed precision press

将式 (1) 对时间求导,可以得到连杆含间隙转动副圆心的运动速度和加速度,其表达式分别为:

$$\begin{Bmatrix} \dot{X}_p \\ \dot{Y}_p \end{Bmatrix} = \mathbf{K}_p \cdot \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \dot{A} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -R \sin \eta - L \sin \theta \\ R \cos \eta - L \cos \theta \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \dot{A} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{Bmatrix} \ddot{X}_p \\ \ddot{Y}_p \end{Bmatrix} = \mathbf{K}_p \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \ddot{A} \end{Bmatrix} + \dot{q} \cdot \mathbf{L}_{qp} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \dot{A} \end{Bmatrix} + \dot{A} \cdot \mathbf{L}_{Ap} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \dot{A} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式中: η 和 θ 分别为曲柄、连杆与水平方向的夹角; \mathbf{K}_p 为连杆含间隙转动副圆心的速度系数矩阵; \mathbf{L}_{qp} 和 \mathbf{L}_{Ap} 分别为连杆含间隙转动副圆心速度系数的偏导数矩阵,其表达式见式 (4) 和式 (5)。

$$\mathbf{L}_{qp} = \frac{\partial}{\partial q} \cdot \mathbf{K}_p = \begin{bmatrix} -R \cos q & 0 \\ -R \sin q & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{L}_{Ap} = \frac{\partial}{\partial A} \cdot \mathbf{K}_p = \begin{bmatrix} 0 & -L \cos A \\ 0 & -L \sin A \end{bmatrix} \quad (5)$$

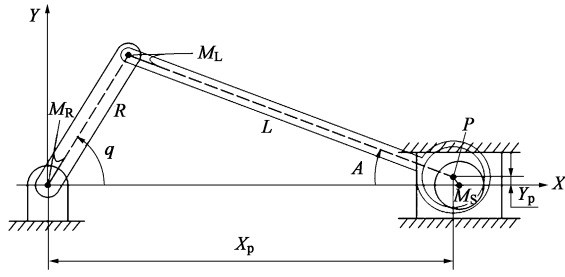


图 2 含间隙传动机构的等效模型

Fig. 2 Equivalent model of transmission mechanism with clearance

为了准确地评估含间隙机构的动态特性,需要对构件质心的几何参数进行数学描述,其示意图如图 3 所示,其中, U_R 和 V_R 为曲柄局部坐标系的水平轴和竖直轴, U_L 和 V_L 为连杆局部坐标系的水平轴和竖直轴,

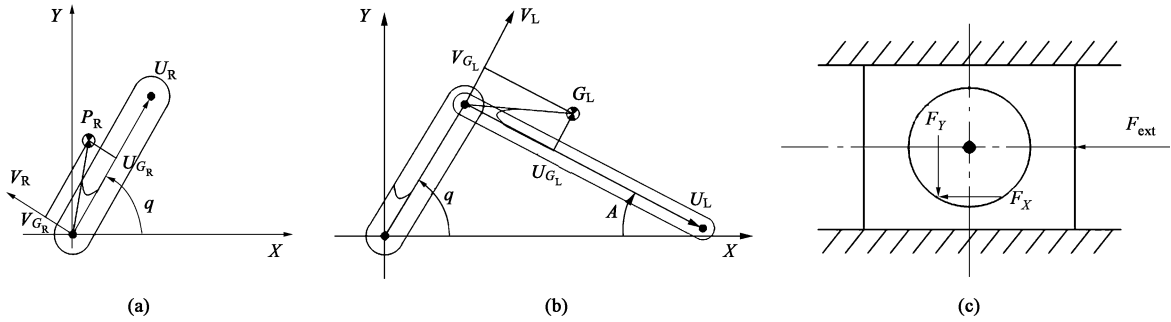


图 3 含间隙多体系统各构件的运动学分析图

(a) 曲柄 (b) 连杆 (c) 滑块

Fig. 3 Kinematics analysis diagrams of each component in multi-body system with clearance

(a) Crank (b) Connecting rod (c) Slider

含间隙多体系统动力学特性可以通过机构中构件之间的几何关系来描述,而含间隙多体系统的动能可以由构件的运动速度得到,基于 Lagrange 方法建立含间隙多体系统的运动学方程:

$$\begin{Bmatrix} \dot{X}_{G_R} \\ \dot{Y}_{G_R} \\ \dot{X}_{G_L} \\ \dot{Y}_{G_L} \\ \dot{q} \\ \dot{A} \end{Bmatrix} = \mathbf{K}_C \cdot \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \dot{A} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -U_{G_R} \sin q - V_{G_R} \cos q & 0 \\ U_{G_R} \cos q - V_{G_R} \sin q & 0 \\ -R \sin q & -U_{G_L} \sin A + V_{G_L} \cos A \\ R \cos q & -U_{G_L} \cos A - V_{G_L} \sin A \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \dot{A} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

U_{G_R} 和 V_{G_R} 分别为曲柄质心 G_R 局部坐标系下的水平位置和竖直位置, U_{G_L} 和 V_{G_L} 分别为连杆质心 G_L 局部坐标系下的水平位置和竖直位置^[11-12], F_X 和 F_Y 为接触碰撞力在 X 轴和 Y 轴的分力, F_{ext} 为外载力。曲柄和连杆质心的数学表达式为:

$$\begin{cases} X_{G_R} = U_{G_R} \cos q - V_{G_R} \sin q \\ Y_{G_R} = U_{G_R} \sin q + V_{G_R} \cos q \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} X_{G_L} = R \cos q + U_{G_L} \cos A + V_{G_L} \sin A \\ Y_{G_L} = R \sin q - U_{G_L} \sin A + V_{G_L} \cos A \end{cases} \quad (7)$$

式中: X_{G_R} 和 Y_{G_R} 分别为全局坐标系下曲柄质心水平位移坐标和竖直位移坐标; X_{G_L} 和 Y_{G_L} 分别为全局坐标系下连杆质心水平位移坐标和竖直位移坐标。

式中: \mathbf{K}_C 为机械系统的广义速度系数矩阵。

基于虚功原理可知,可以对含间隙机构广义激振力进行描述,在耦合载荷作用下,含间隙曲柄滑块机构的广义力可表示为:

$$\begin{Bmatrix} Q_R \\ Q_L \end{Bmatrix} = \mathbf{K}_P^T \cdot \begin{Bmatrix} F_X \\ F_Y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_X R \sin q + F_Y R \cos q \\ -F_X L \sin q + F_Y L \cos q \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中: Q_R 和 Q_L 分别为广义坐标系下外载荷对曲柄和连杆的作用力矩。

联立质量矩阵和广义速度系数矩阵方程,可以得到含间隙曲柄滑块机构动能 T 的方程,其表达式为:

$$T = 0.5 \cdot \{\dot{q}\dot{A}\} \cdot \mathbf{K}_C^T \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{K}_C \cdot \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \dot{A} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

式中: \mathbf{M} 为曲柄滑块机构的质量矩阵。

将曲柄质量和连杆质量引入到含间隙曲柄滑块机构中,其机械系统势能 V 的方程可写为:

$$V = g \cdot [(M_R X_{G_R}) + (M_L X_{G_L})] \quad (11)$$

式中: g 为重力加速度。

基于 Lagrange 方程的第 2 种形式,含间隙曲柄

滑块机构的动力学方程可写为:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{n}_i} - \frac{\partial T}{\partial n_i} + \frac{\partial V}{\partial n_i} = Q_i^{nc} \quad (12)$$

式中: n_i 和 Q_i^{nc} 为构件 i 的独立坐标系和系统对构件 i 的广义作用力, $i=R, L, S$; t 为时间。

为了准确地描述含间隙传动机构的动态特性, 分别建立含间隙转动副和含间隙移动副的动力学模型^[13-15]。含间隙运动副接触碰撞特征可分为法向力(接触碰撞力)和切向力(摩擦力), 其表达式为:

$$F = \begin{cases} F_N + F_T, & \delta \geq 0 \\ 0, & \delta < 0 \end{cases} \quad (13)$$

式中: F_N 为法向力; F_T 为切向力; F 为接触碰撞过程的合力; δ 为接触变形式。

Lankarani H M 和 Nikravesh P E 提出了一种基于非线性阻尼系数的方法对含间隙运动副耗散接触碰撞过程进行描述^[9,16], 相关学者对其模型进行了改进, 其表达式可写为:

$$F_N = K\delta^{(3/2)} + C(\delta)\delta \quad (14)$$

式中: $C(\delta)$ 为瞬时阻尼系数; K 为接触刚度。

其中, 瞬时阻尼系数可写为:

$$C(\delta) = STEP(\delta, 0, 0, d_{\max}, c_{\max}) = \begin{cases} 0, & \delta \leq 0 \\ c_{\max} \left(\frac{\delta}{d_{\max}} \right)^2 \left[3 - 2 \left(\frac{\delta}{d_{\max}} \right) \right], & 0 < \delta < d_{\max} \\ c_{\max}, & \delta \geq d_{\max} \end{cases} \quad (15)$$

式中: c_{\max} 为最大阻尼系数; d_{\max} 为最大变形式。

对于含间隙转动副来说, 其接触刚度为:

$$K = \frac{4}{3} \left(\frac{1 - \nu_m^2}{E_m} + \frac{1 - \nu_n^2}{E_n} \right)^{-1} \times \left(\frac{R_m R_n}{R_m + R_n} \right)^{1/2} \quad (16)$$

式中: ν_m 和 ν_n 分别为轴和轴承的泊松比; E_m 和 E_n 分别为轴和轴承的杨氏模量; R_m 和 R_n 分别为轴和轴承的半径。

同时, 切向力(摩擦力)采用 LuGre 摩擦力改进模型^[2]来表示, 其表达式为:

$$F_T = -\mu F_N \frac{v_i}{|v_i|} \quad (17)$$

式中: v_i 为相对滑移速度; μ 为瞬态摩擦因数。

瞬态摩擦因数 μ 的表达式为:

$$\mu = \sigma_0 z \left[1 - \frac{\sigma_0 |v_i|}{\mu_k + (\mu_s - \mu_k) e^{-|v_i/v_s| \gamma}} \right] + (\sigma_1 + \sigma_2) v_i \quad (18)$$

式中: σ_0 为 Bristle 刚度; σ_1 为微观阻尼系数; σ_2

为粘滞阻尼系数; μ_k 为动摩擦因数; μ_s 为静摩擦因数; v_s 为 Stribeck 速度; γ 为速度衰减梯度; z 为 Bristle 平均挠度。

2 动态性能试验研究

为了验证本文所提出的建模方法的有效性, 以高速精密冲床传动机构为研究对象, 进行滑块动态性能测试, 如图 4 所示。将无线加速度传感器安装在滑块上, 并与滑块固定在一起, 可以随滑块做上下方向的往复运动。在测试过程中, 采集系统保持连续采样状态, 通过无线加速度传感器对滑块加速度进行实时采集, 并传递给无线数据接收器, 通过数据处理系统得到滑块的加速度值, 传动机构的特征参数如表 1 所示。

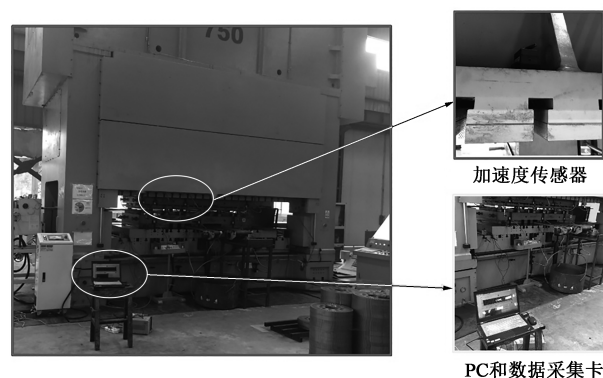


图 4 动态性能试验测试设备

Fig. 4 Dynamic performance test equipment

表 1 传动机构特征参数

Table 1 Characteristic parameters of transmission mechanism

参数	数值	参数	数值
曲柄长度/m	0.025	曲柄质量/kg	453.87
连杆长度/m	1.02	连杆质量/kg	2000.55
静摩擦因数 μ_s	0.01	滑块质量/kg	21594.71
动摩擦因数 μ_k	0.01	最大嵌入深度/mm	0.01
弹性模量/GPa	210	泊松比	0.3
工作转速/(r · min ⁻¹)	0~200	最大装模高度/mm	550
公称压力行程/mm	0~3	最大公称压力/kN	5000

图 5 给出了不同转速下滑块加速度的变化曲线, 由计算结果可以看出, 由于间隙耗散接触特征的存在, 曲柄滑块机构在不同转速下的运动均发生了振动, 随着转速的增加, 滑块加速度曲线均值逐渐增大。当曲柄转速为 $50 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时, 滑块加速度的最大值为 $0.93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。随着曲柄转速增大至 $200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时, 滑块加速度增大至 $20.61 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, 这说明转速的增加可以明显增大滑块的加速度。由计算结果还可以发

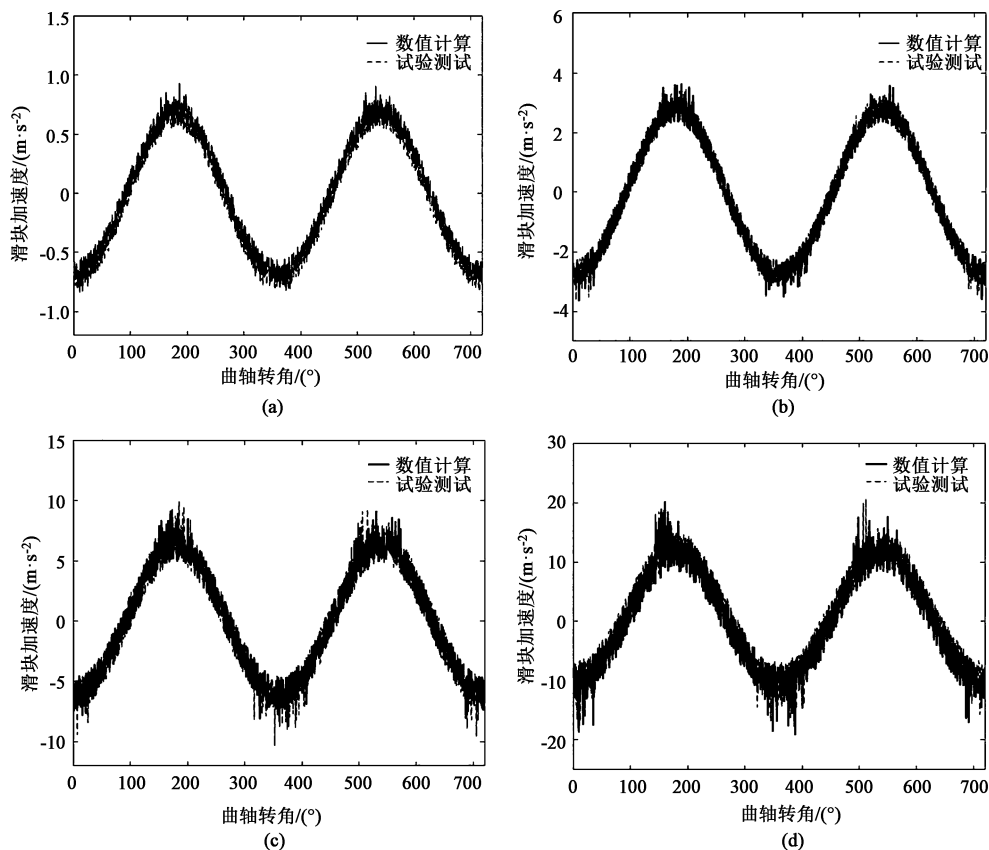


图 5 不同转速下滑块的加速度变化曲线

(a) $50 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (b) $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (c) $150 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (d) $200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$

Fig. 5 Changing curves of slider acceleration at different rotation speeds

现,当曲柄转速较高时,滑块的加速度值在极限位置会产生较大的波动,这是由于滑块速度突然变向所引起的。通过对比发现,滑块加速度仿真计算结果与测试结果极其相似,从而验证了本文方法的有效性。

基于高速精密冲床动态性能试验平台,以冲击载荷为变量,进行了转速为 $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 的滑块加速度试验,如图 6 所示。由试验结果可以发现,与理想机构运动轨迹相比,高速精密冲床传动机构的运动曲线出现了明显波动。而随着载荷值的增加,振动现象更加明显,尤其是在冲击时刻出现了瞬间升高的特征,而滑块加速度的响应时间也有所增长,这说明有必要对含间隙传动机构的动态特性进行深入探讨。

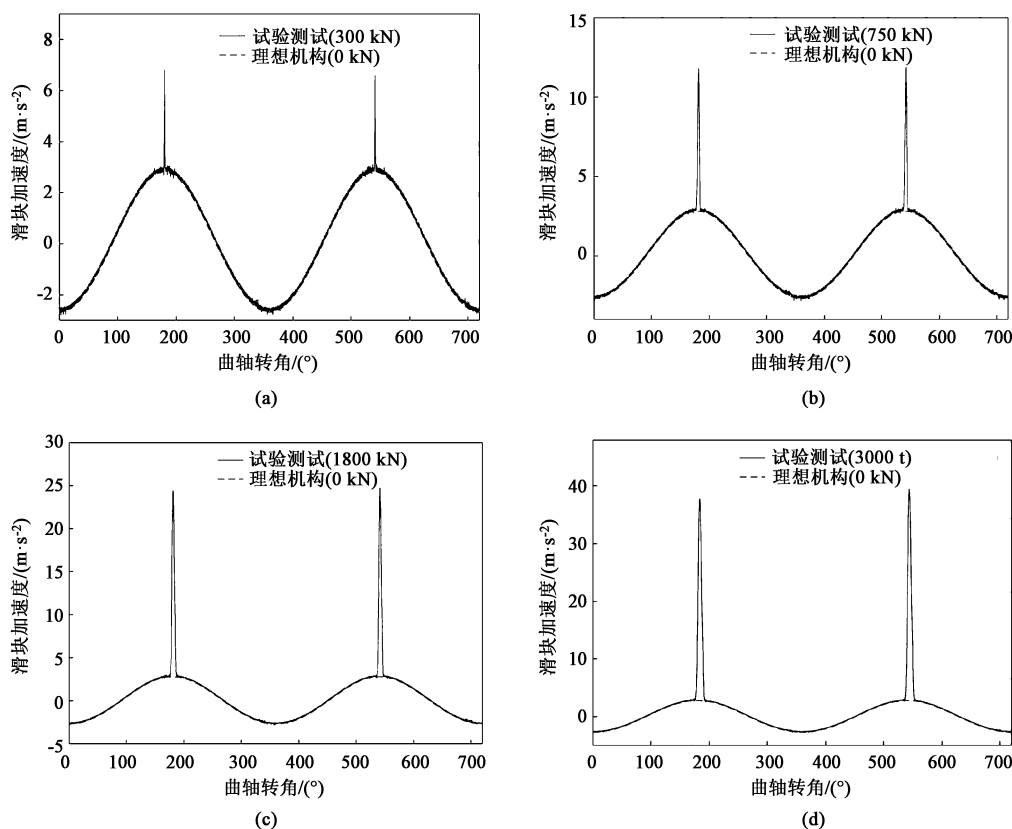
3 含间隙传动机构动态特性分析

针对间隙对传动机构动态特性响应影响的问题,开展不同工况条件下含间隙传动机构非线性动力学数值仿真,获得耗散接触特征与高速精密冲床传动

机构之间的关联特性。

3.1 传动机构稳定特性的影响

基于上述提出的建模方法,进行了不同转速下含间隙传动机构动态精度的数值模拟,计算结果包括滑块竖直方向的动态精度和水平方向的动态精度,如图 7 所示。滑块在竖直方向上的动态精度可以描述滑块在最低位置的重复度,而在水平方向上的动态精度可以反映滑块在水平方向上的偏差值,结合两者可以对高速精密冲床的加工精度进行评估。由计算结果可以发现,滑块在竖直方向和水平方向上的极限位置均出现了波动,而波动值随着转速的增大明显增加。进一步,分别计算了不同转速下滑块的极限位置点(竖直方向和水平方向),并进行了数据分析(图 8 和图 9)。在转速较低时,竖直方向和水平方向上的滑块位置误差遵循正态分布的规律。随着转速的增大,竖直方向上的滑块位置误差分布逐渐分散,而水平方向上的滑块位置误差分布的规律保持不变。滑块极限位置的偏差值如图 10 所示,滑块在竖直方向和水平方向上的位置误差最大值分别为 -0.2078 和 -0.0946 mm 。

图 6 转速为 $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时不同冲击载荷下的加载测试结果

(a) 300 kN (b) 750 kN (c) 1800 kN (d) 3000 kN

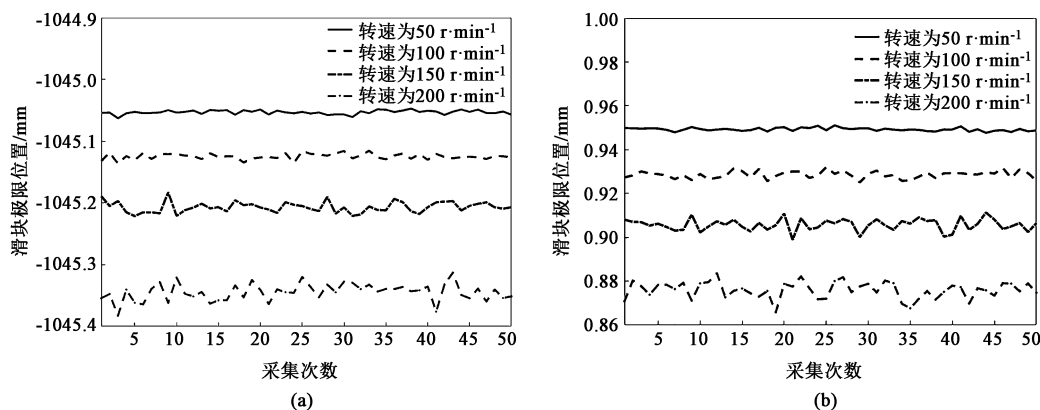
Fig. 6 Loading test results at rotation speed of $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ under different impact loads

图 7 不同转速下的滑块动态精度

(a) 竖直方向 (b) 水平方向

Fig. 7 Dynamic accuracies of slider at different rotation speeds

(a) Vertical direction (b) Horizontal direction

3.2 传动机构混沌特性分析

图 11 给出了不同转速下含间隙传动机构滑块相位特征图, 其计算结果有效地描述了含间隙传动机构的运动状态, 在低转速条件下, 含间隙传动机构动力学行为呈周期性规律。随着转速的增加, 当转速达到 $150 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时, 含间隙传动机构的动态响

应特性变为准周期, 这时含间隙传动机构的动力学行为也变为了准周期运动。图 12 给出了不同转速下含间隙传动机构滑块位移概率密度分布图, 间隙尺寸定义在 $0 \sim 1 \text{ mm}$ 之间, 分别选取不同转速 (50 、 100 、 150 和 $200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$)。由于间隙的存在, 含间隙传动机构的运动出现了分岔现象, 其概率密度对

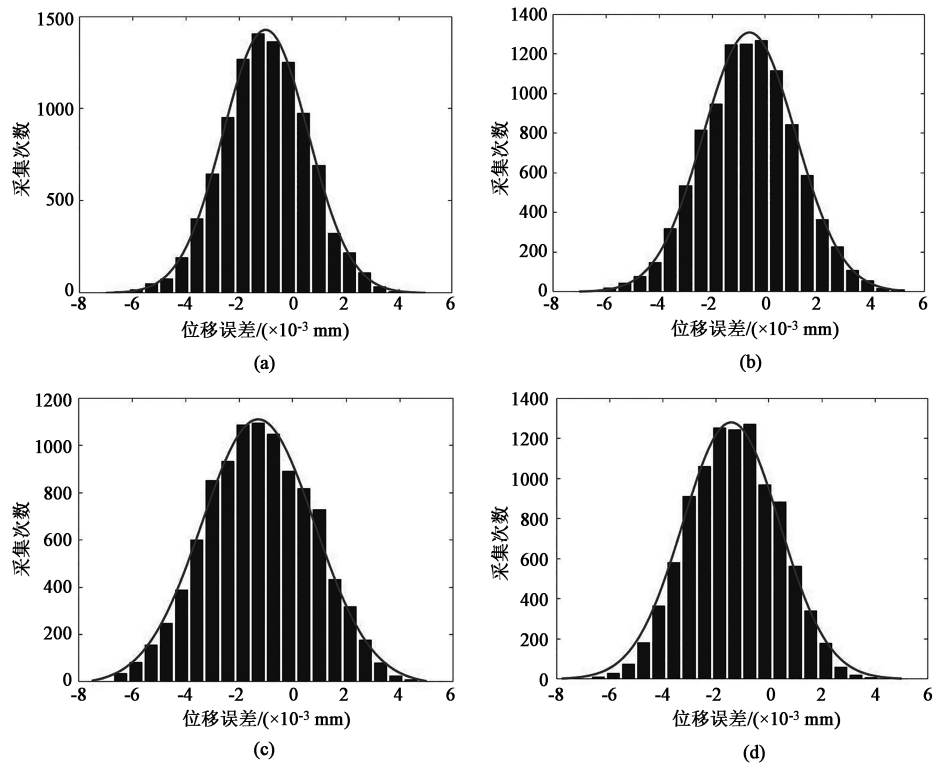


图 8 滑块极限位置沿竖直方向的误差分布图

(a) 转速为 $50 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (b) 转速为 $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (c) 转速为 $150 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (d) 转速为 $200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$

Fig. 8 Error distribution diagrams of limit position for slider along vertical direction

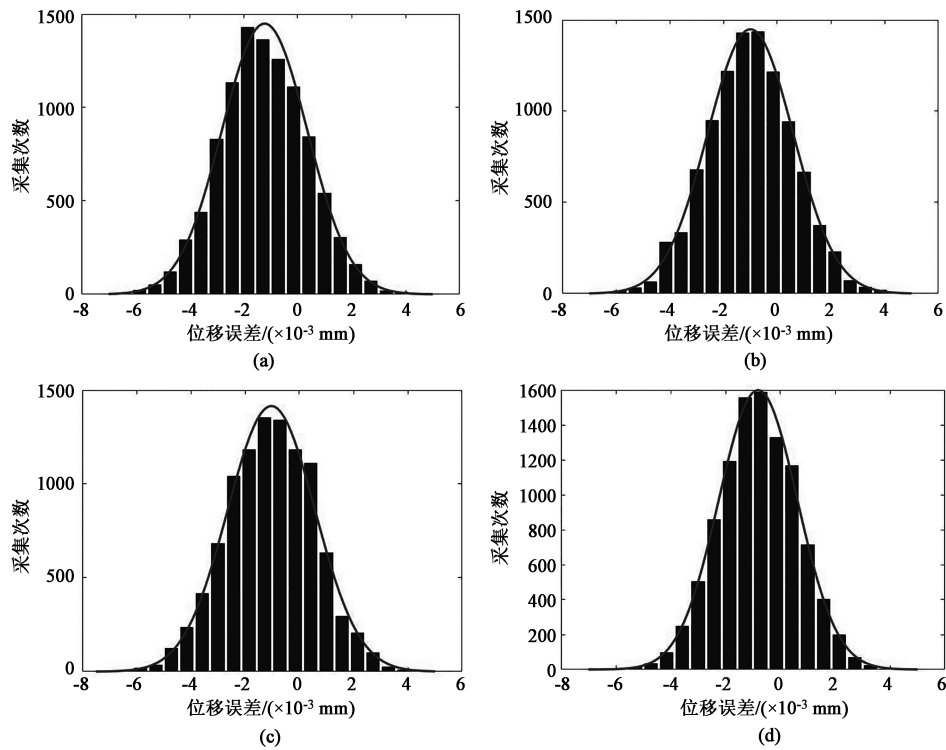
(a) Rotation speed of $50 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (b) Rotation speed of $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (c) Rotation speed of $150 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (d) Rotation speed of $200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 

图 9 滑块极限位置沿水平方向的误差分布图

(a) 转速为 $50 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (b) 转速为 $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (c) 转速为 $150 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (d) 转速为 $200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$

Fig. 9 Error distribution diagrams of limit position for slider along horizontal direction

(a) Rotation speed of $50 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (b) Rotation speed of $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (c) Rotation speed of $150 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (d) Rotation speed of $200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$

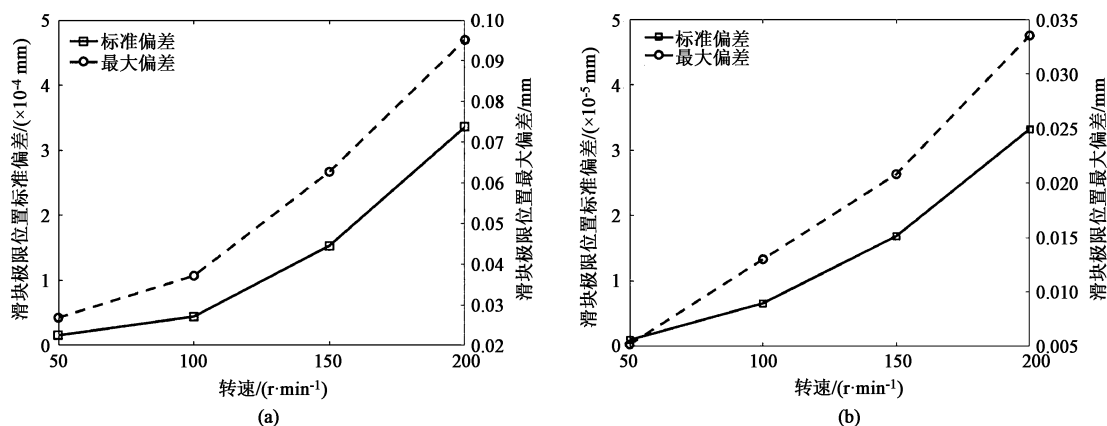


图 10 滑块极限位置偏差值

(a) 竖直方向 (b) 水平方向

Fig. 10 Limit position deviation values of slider

(a) Vertical direction (b) Horizontal direction

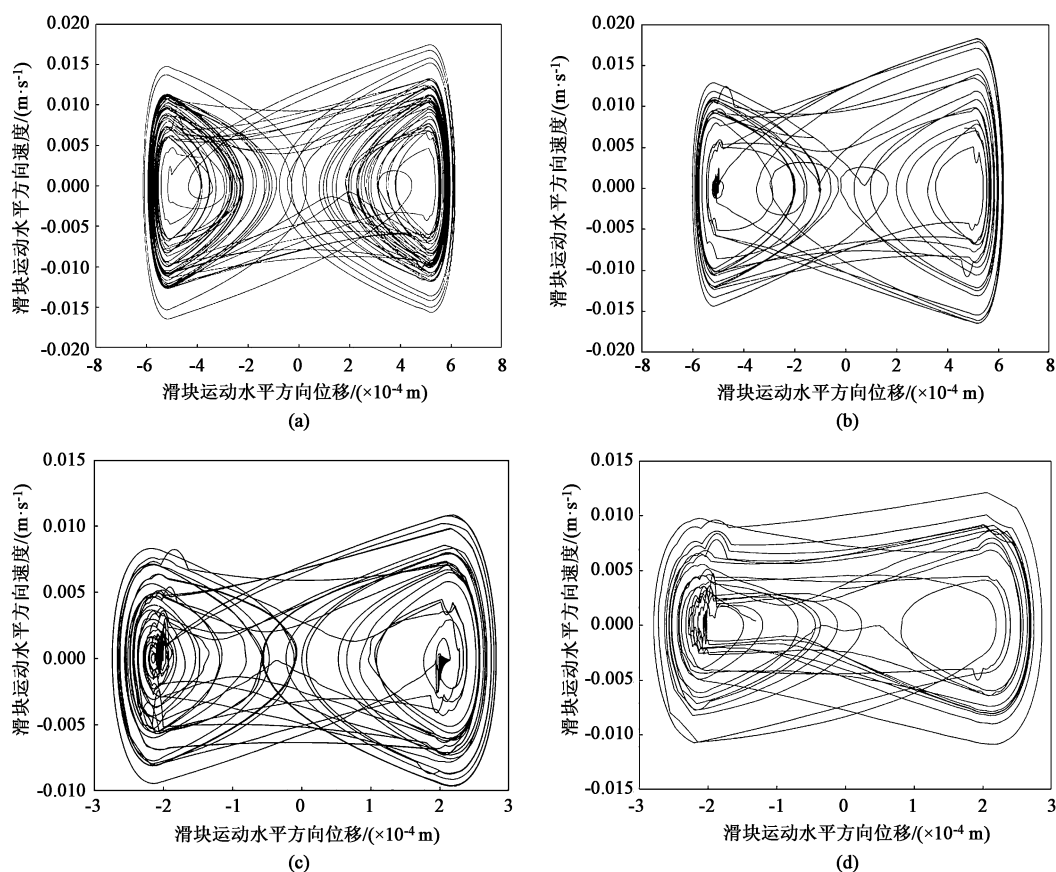


图 11 不同转速对滑块相位特征的影响

(a) 50 r·min⁻¹ (b) 100 r·min⁻¹ (c) 150 r·min⁻¹ (d) 200 r·min⁻¹

Fig. 11 Influence of different rotation speeds on phase characteristics for slider

间隙尺寸和转速的变化非常敏感, 还可以看出间隙尺寸的变化将会导致含间隙传动机构出现混沌现象。当曲柄转速为 $50 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 和间隙尺寸小于 0.25 mm 时, 滑块位移密度集中于某一点, 这表明含间隙传动机构的动力学行为具有规律性。随着间隙尺寸的

增大, 密度分布集中区域发生改变, 集中在不同区域内, 含间隙传动机构的动态特性出现了分岔现象。当尺寸间隙达到 0.70 mm 时, 分岔现象继续发生改变, 相对位置的集中区域增大。在不同转速下, 含间隙传动机构滑块位移概率密度分布图均呈现出类

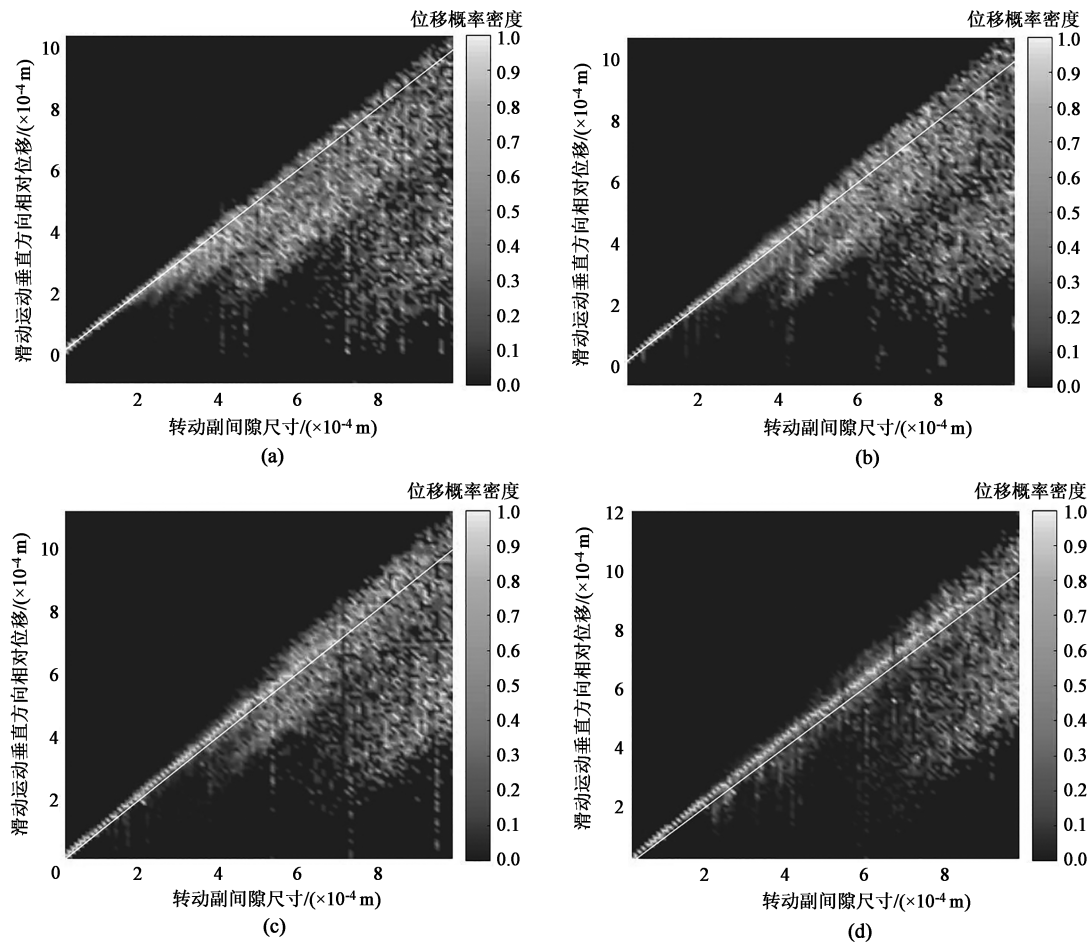


图 12 不同转速下滑块位移概率密度分布图

(a) $50 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (b) $100 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (c) $150 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ (d) $200 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$

Fig. 12 Distribution diagrams of displacement probability density for slider at different rotation speeds

似现象, 转速越高, 滑块的相对位置越集中。同时, 随着间隙尺寸的增加, 含间隙传动机构的动力学特性也会出现相对稳定或分岔现象。

4 结论

(1) 在考虑耗散接触特征作用下, 高速精密冲床传动机构的滑块加速度曲线出现了明显的振动, 能有效地描述转动副间隙对其机构动态特征的影响。

(2) 滑块极限位置分析结果可以有效描述传动机构的动态精度, 其滑块极限位置均服从正态分布, 但高速状态下滑块极限位置的波动明显增大, 说明随着转速的增加, 高速精密冲床传动机构的稳定性有所降低。

(3) 对高速精密冲床而言, 其动态稳定性和周期性是最为关注的特征之一, 混沌特性分析给出了转速和间隙尺寸对其传动机构动力学性能的耦合影响, 而转速和间隙尺寸的增加使得含间隙转动副的

耗散接触特征更为明显, 进而改变了含间隙传动机构的运动轨迹, 出现了分岔和混沌现象, 进一步说明了本文所提出的分析方法可以为高速精密冲床的性能评价、结构优化设计提供理论基础。

参考文献:

- [1] Chen X L, Jiang S, Deng Y. Dynamic analysis of 2-DOF complex planar mechanical system with joint clearance and flexible links [J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 93: 1009–1032.
- [2] Zheng E L, Wang T Y, Guo J. Dynamic modeling and error analysis flexible multilink mechanism with clearance and spindle-bearing structure [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 131: 234–260.
- [3] 秦浙, 钱孟波, 龚剑伟. 计及铰链间隙的弹射式移栽机构非线性动力学特性分析 [J]. 振动与冲击, 2020, 39 (21): 186–194.
- Qin Z, Qian M B, Gong J W. Non-linear dynamic characteristics of ejection transplanting mechanism with joint clearance [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39 (21): 186–194.
- [4] 郑延丰, 杨超, 刘磊. 基于有限质点法的含间隙铰平面机构

- 动力分析 [J]. 工程力学, 2020, 37 (3): 8-17.
- Zheng Y F, Yang C, Liu L. Dynamics analysis of planer mechanism with revolute joint clearance based on finite particle method [J]. Engineering Mechanics, 2020, 37 (3): 8-17.
- [5] Akhadkar N, Acary V, Brogliato B. Multibody systems with 3D revolute joints with clearances: An industrial case study with an experimental validation [J]. Multibody System Dynamic, 2017, 2: 1-34.
- [6] Tian Q, Lou J, Mikkola A. A new elastohydrodynamic lubricated spherical joint model for rigid-flexible multibody dynamics [J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 107: 210-228.
- [7] Xu L X. A method for modelling contact between circular and non-circular shapes with variable radii of curvature and its application in planar mechanical systems [J]. Multibody System Dynamics, 2017, 39: 153-174.
- [8] 杨晓钧, 王俊涵, 李兵. 含球关节间隙的 RSSR 机构动力学建模与仿真 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2018, 50 (7): 73-79.
- Yang X J, Wang J H, Li B. Dynamics modeling and simulation of RSSR spatial mechanism with spherical clearance joint [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2018, 50 (7): 73-79.
- [9] Li Y Y, Wang Z L, Wang C. Planar rigid-flexible coupling spacecraft modeling and control considering solar array deployment and joint clearance [J]. Acta Astronautica, 2018, 142: 138-151.
- [10] Zhao B, Chen J, Liu T. A new Timoshenko beam model based on modified gradient elasticity: Shearing effect and size effect of micro-beam [J]. Composite Structures, 2019, 223: 110946.
- [11] 郑恩来, 储磊, 蒋书运. 含润滑间隙和曲轴转子-轴承结构的平面柔性多连杆机构多体动力学建模与动态误差分析 [J]. 机械工程学报, 2020, 56 (3): 106-120.
- Zheng E L, Chu L, Jiang S Y. Multi-body dynamic modeling and error analysis of planar flexible multi-link mechanism with lubricated revolute clearance joints and crankshaft-bearing structure [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56 (3): 106-120.
- [12] 丁健, 赵宇, 吴洪涛. 含多运动副间隙机构动态特性研究 [J]. 组合机床与自动化加工技术, 2014, 5 (5): 9-13.
- Ding J, Zhao Y, Wu H T. Dynamic characteristics of mechanisms with multi-clearance joints [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2014, 5 (5): 9-13.
- [13] Erkaya S. Investigation of joint clearance effects on actuator power consumption in mechanical system [J]. Measurement, 2019, 134: 400-411.
- [14] Bai Z F, Zhao Y. A hybrid contact force model of revolute joint with clearance for planar mechanical systems [J]. International Journal of Non-linear Mechanics, 2013, 48: 15-36.
- [15] 郭嘉楠, 何鹏, 刘占生. 粗糙接触面选择铰间隙碰撞动力学建模与仿真 [J]. 振动与冲击, 2019, 38 (11): 132-139.
- Guo J N, He P, Liu Z S. Impact dynamic modeling and simulation for a revolute joint with rough contact surfaces and a clearance [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38 (11): 132-139.
- [16] 钱伟, 吴钊, 吴华伟. 上三角肘杆式压力机构间隙动力学特性分析 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (6): 214-223.
- Qian W, Wu Z, Wu H W. Analysis on dynamic characteristics of upper triangular toggle press mechanism clearance [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (6): 214-223.

欢迎订阅《塑性工程学报》杂志



欢迎关注微信公众号

《塑性工程学报》(Journal of Plasticity Engineering)创刊于1994年,是由中国科学技术协会主管、中国机械工程学会主办的学术刊物。《塑性工程学报》为全国中文核心期刊,被众多知名数据库收录:中文核心期刊要目总览(北大)、中国科学引文数据库(CSCD)来源期刊(核心库)、中国科技期刊引证报告统计源核心期刊、中国科技核心期刊(中国科技论文统计源期刊)、中国学术期刊文摘数据库(核心版,CSAD-C)、中国学术期刊综合评价数据库、美国化学文摘CA、美国剑桥科学文摘材料信息(CSA:MI)、Scopus数据库、日本科学技术振兴机构中国文献数据库等。本刊主要报道与塑性成形领域及其交叉学科相关的前沿性、创新性的基础理论研究及工程技术应用等优秀科研成果。

本刊宗旨:

活跃本专业技术思想,提高本专业技术理论,强化本专业技术交流,为不断提高我国塑性工程基础水平,确立我国塑性工程界在世界科技阵容中的地位而服务。

读者对象:

本刊适用于从事与材料塑性成形理论研究、科研、生产、设计等相关的高校师生、科研人员及专业技术人员阅读。

本刊订阅方式

1. 全国各地邮局均可直接订阅
本刊为月刊,大16开本,每月末出版
邮发代号: 80-353
国际标准刊号: ISSN 1007-2012
国内统一刊号: CN11-3449/TG
国内定价: 40.00元/册
2. 逾期未定上者,可与编辑部联系订阅
汇款地址: 北京市海淀区学清路18号
收款人: 《塑性工程学报》编辑部
联系人: 薛老师
联系电话/传真: 010-62912592
电子邮箱: sxgxb@263.net

欢迎投稿,网址: <http://sxgc.cbpt.cnki.net/>