

DOI: 10.3969/j.issn.1671-024x.2025.05.013

共轭凸轮副间隙碰撞建模及动态特性

魏展^{1,2}, 王赞勇¹, 梁栋^{1,2}, 薛丞博¹, 王文玺¹

(1. 天津工业大学 机械工程学院, 天津 300387; 2. 天津工业大学 天津市现代机电装备技术重点实验室, 天津 300387)

摘要: 针对共轭凸轮打纬机构在高速运转时因磨损或构件变形所产生的凸轮副间隙问题, 对机构中共轭凸轮副间隙进行数学描述, 基于混合接触力模型和 Coulomb 摩擦力模型表达凸轮-滚子间隙碰撞力; 分析共轭凸轮副存在的 3 种位置状态, 基于牛顿-欧拉方程建立机构碰撞动力学模型, 并应用 ADAMS 软件验证间隙和动力学模型的正确性; 以建立的力学模型为基础, 研究不同共轭凸轮副间隙值和不同凸轮廓线对机构动力学性能的影响。结果表明: 摆杆加速度及接触力的突变会导致主凸轮与回凸轮的驱动转换, 这对机构运行的稳定性会产生较大影响; 在机构间隙值小于 0.1 mm 时, 从动件动态响应随之变化相对平缓, 而大于 0.1 mm 时动态性能急剧恶化; 在计及共轭凸轮副间隙的情况下, 对比五次多项式运动规律, 利用修正梯形加速度运动规律设计的共轭凸轮机构从动件角加速度幅值更大, 产生的凸轮与滚子间冲击碰撞响应更明显。

关键词: 打纬机构; 共轭凸轮; 凸轮副间隙; 碰撞; 动态特性

中图分类号: TH113 文献标志码: A 文章编号: 1671-024X(2025)05-0084-09

Modeling and dynamic characteristics of conjugate cam pair clearance collision

WEI Zhan^{1,2}, WANG Zanyong¹, LIANG Dong^{1,2}, XUE Chengbo¹, WANG Wenxi¹

(1. School of Mechanical Engineering, Tiangong University, Tianjin 300387, China; 2. Tianjin Key Laboratory of Advanced Mechatronics Equipment Technology, Tiangong University, Tianjin 300387, China)

Abstract: Aiming at the cam clearance problem caused by wear or component deformation in the conjugate cam weft insertion mechanism during high-speed operation, a mathematical description of the conjugate cam clearance in the mechanism is presented, and the collision force of cam and roller clearance is expressed based on the hybrid contact force model and the Coulomb friction force model. The three position states of the conjugate cam pair are analyzed and expressed, a collision dynamics model of the mechanism is established based on the Newton Euler equation, and ADAMS software is applied to verify the correctness of the clearance and dynamics model. Based on the established dynamic model, the influence of different conjugate cam pair clearance values and different cam profiles on the dynamic performance of the mechanism is studied. The results indicate that sudden changes in pendulum acceleration and contact force can lead to drive conversion between the main cam and the return cam, which will have a significant impact on the stability of the mechanism's operation. When the backlash value of the mechanism is less than 0.1 mm, the dynamic response of the follower changes relatively gently; however, when it exceeds 0.1 mm, the dynamic performance deteriorates sharply. When considering the clearance between the conjugate cam pairs, compared to the fifth-degree polynomial motion law, the conjugate cam mechanism designed using the trapezoidal acceleration motion law has a larger amplitude of angular acceleration of the follower, resulting in a more significant impact collision response between the cam and the roller.

Key words: weft insertion mechanism; conjugated cam; cam clearance; collision; dynamic characteristics

机械传动中, 运动副间隙是影响系统动态响应的重要因素。一方面, 运动副间隙可以由机械设计、制造及装配等原因产生且在工程实际中不可避免, 可直接

影响到机构运行的动态响应精度^[1-3]; 另一方面, 由于机构内运动副润滑不良^[4-5]以及磨损变形^[6-7]亦会加速间隙的产生与扩大, 进而影响到机构动态性能。

收稿日期: 2023-10-10 基金项目: 国家自然科学基金项目(52175243)

通信作者: 魏展(1986—), 男, 博士, 讲师, 主要研究方向为机械动力学。E-mail: weizhan008@sina.com

多体系统中多运动副间隙的存在会使机构产生运动滞后效应,加速度存在强烈波动,产生冲击现象。针对多运动副间隙对多体系统冲击振动的影响问题,相关学者多围绕含多旋转副间隙的连杆机构展开研究,Zhu 等^[8]推导了含间隙铰的框架结构的动力学模型,并通过数值结果发现,引入合理的预紧力矩的扭转弹簧能够显著改善含间隙铰接触位置的分布。Liu 等^[9]对空间含间隙铰即轴颈和轴承进行数学建模,并定义了径向间隙和轴向间隙,通过多个算例证明了模型的有效性。Abdallah 等^[10]对含多间隙铰的曲柄滑块机构进行动力学建模,研究结果表明间隙的尺寸和位置对滑块动态响应的精度有着决定性的影响。众多学者对含间隙铰机构的研究深入且全面,而计入凸轮副影响的研究很少^[11-13]。但在高速剑杆织机打纬机构中,在共轭凸轮受到高载冲击作用下,凸轮副间隙碰撞将对打纬稳定性带来不可忽视的负面影响^[14-15],必须加以重点考虑。对于凸轮机构的接触碰撞研究,一些学者在此方面做了部分前瞻性研究^[16-18],但对共轭凸轮副间隙的研究仍较为缺乏。目前尚未针对含凸轮副间隙碰撞作用的多体系统冲击振动问题展开深入研究。

研究机械系统的接触碰撞过程,主要是求解系统中所有接触碰撞界面上的接触碰撞力,以对整个机械系统作进一步的动态分析。目前,常用的接触碰撞力模型主要包括:纯弹性理论 Hertz 接触力模型^[19-20]、Lankarani-Nikravesh(L-N)非线性弹簧阻尼模型^[21]及混合接触力模型^[22]等。对比前2种方法,混合接触力模型不仅可以通过碰撞体材料、结构尺寸以及接触变形来反映接触力的大小,更重要的是可以依据接触面的曲率半径来更好地反映非规则的接触表面,更适用于建立凸轮副间隙碰撞模型。

本文以共轭凸轮打纬机构为例,研究共轭凸轮副间隙碰撞对机构动力学特性的影响。首先,基于混合接触力模型与改进的 Coulomb 摩擦力模型对共轭凸轮间隙建立一般数学模型,接着利用牛顿-欧拉方程建立含凸轮副间隙的机构动力学模型;最后深入探究不同间隙值、凸轮廓线对共轭凸轮打纬机构动力学特性的影响。

1 系统描述

共轭凸轮打纬机构简图如图1所示。图1显示,机构由共轭凸轮(1、1')、滚子(2、2')、推杆(3、3')及摆杆(4)组成。其中钢筘安装在摆杆前段,通过摆杆的运动实现打纬,两推杆与摆杆于点A处固连。共轭凸

轮绕回转轴O做匀速转动,推程期主凸轮1对滚子2施加正压力,从而带动推杆3与摆杆4绕回转轴A做顺时针转动;推程结束时副凸轮1'对滚子2'施加正压力,从而驱动推杆3'与摆杆4绕回转轴A逆时针转动。之后进入共轭凸轮休止期阶段,此时钢筘静止等待纬线引入。

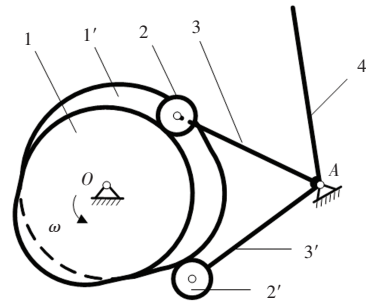


图1 共轭凸轮打纬机构工作原理

Fig.1 Working principle diagram of conjugate cam swing rod weft beating mechanism

本文将在考虑共轭凸轮副间隙的情况下,研究不同工况时的钢筘运动规律,探究不同因素对系统动态响应的影响。

2 机构动力学建模

2.1 凸轮副间隙数学建模

2.1.1 凸轮副间隙的描述

含间隙凸轮-滚子模型如图2所示。图2中:主摆杆处于副摆杆与回凸轮恰好接触的极限位置; φ_m 为同时刻滚子恰与主凸轮接触时主摆杆所处位置和极限位置的夹角;间隙 c 则可定义为两位置滚子中心的距离; R 为滚子半径。

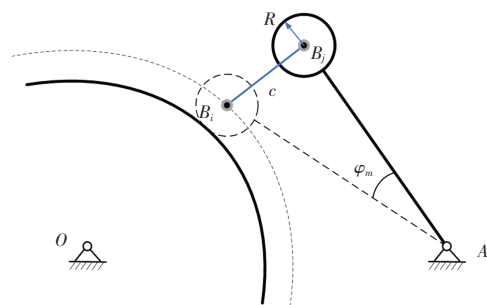


图2 含间隙凸轮-滚子模型

Fig.2 Cam roller model with clearance

图3为间隙描述图。图3中: XOY 为全局坐标系; α 为滚子中心 B_i 相对于理想情况下恰与凸轮接触时滚子中心 B_i 的方位角; r_i, r_j 分别为 B_i, B_j 在全局坐标系中的矢量;间隙矢量 e 为理想情况下恰与凸轮接触

时滚子中心 B_i 到滚子中心 B_j 的向量,即

$$e = r_j - r_i \quad (1)$$

在滚子与凸轮不接触时,间隙量 e 可表示为

$$e = \sqrt{e_x^2 + e_y^2} \quad (2)$$

式中: e_x 和 e_y 分别为间隙向量 e 在全局坐标系中 X 轴及 Y 轴方向的分量。

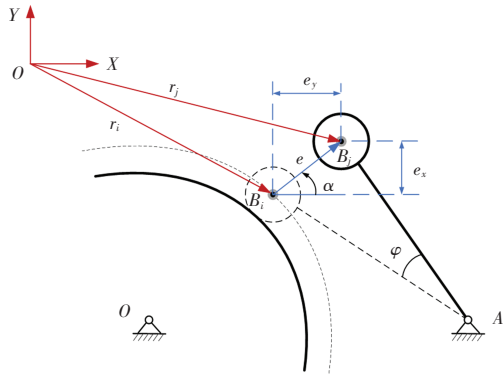


图 3 间隙的描述

Fig.3 Description of clearance

当含间隙凸轮副发生碰撞时,模型如图 4 所示。滚子与凸轮在接触点会产生压缩变形矢量 δ ,可表示为

$$\delta = r_j^p - r_i^p \quad (3)$$

式中: r_j^p 和 r_i^p 分别为接触碰撞时凸轮与滚子在全局坐标系下接触点的矢量; n 和 t 分别为凸轮滚子的接触点在法线方向和切线方向的向量。

$$\begin{cases} r_j^p = r_j + Rn \\ r_i^p = r_i + Rn \end{cases} \quad (4)$$

式中: R 为滚子半径。

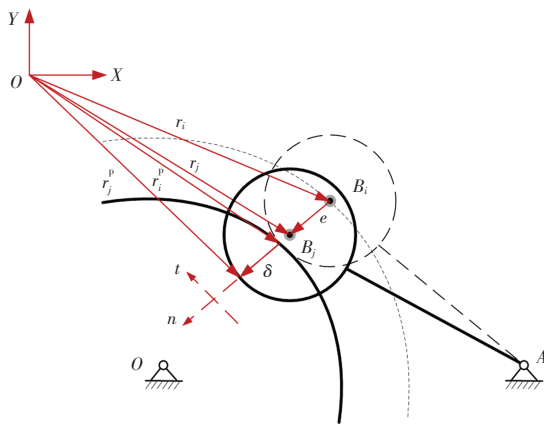


图 4 凸轮-滚子碰撞模型

Fig.4 Cam roller collision model

滚子与凸轮相互挤压产生的穿刺深度由偏心矢量的大小与初始间隙量决定,其大小 δ 可表示为

$$\delta = (e_x + e_y)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

将式(3)中矢量 r_j^p 和 r_i^p 对时间求导,可得凸轮与滚子接触变形点在全局坐标系下的速度表达

$$\begin{cases} \dot{r}_j^p = \dot{r}_j + R\dot{n} \\ \dot{r}_i^p = \dot{r}_i + R\dot{n} \end{cases} \quad (6)$$

将接触变形点的相对速度分别投影到 X 轴及 Y 轴,得到凸轮与滚子接触碰撞时的相对碰撞速度表达式

$$\begin{cases} v_n = (\dot{r}_j^p + \dot{r}_i^p)n \\ v_t = (\dot{r}_j^p + \dot{r}_i^p)t \end{cases} \quad (7)$$

2.1.2 含间隙凸轮副的作用力模型

在系统运行的初始状态,滚子中心 B 与凸轮理论廓线重合,但在间隙的影响下,随着共轭凸轮的转动,滚子与凸轮轮廓处于碰撞-分离状态。然而,在碰撞过程中凸轮轮廓与滚子接触会发生弹性变形,产生法向接触力 F_N 以及切向摩擦力 F_T ,本文采用修正混合接触模型^[11]来描述含间隙凸轮副接触力,其与变形量的关系为

$$F_N = \begin{cases} K\delta^n + C(\delta)\dot{\delta} & \delta \geq 0 \\ 0 & \delta < 0 \end{cases} \quad (8)$$

式中: K 为非线性接触刚度系数; $C(\delta)$ 为碰撞过程中的阻尼系数; n 为接触力指数,代表对于接触应力呈抛物线分布的影响情况,其取值范围为 1.0~1.5,对于金属材料而言一般取 1.5。

作为凸轮-滚子接触模型,采用适用于凸轮副的一般性非线性接触刚度系数 K ,表达式为

$$K = \frac{1}{8} \pi E^* \sqrt{\frac{2\delta[3(R_b + R) + 2\delta]^2}{(R_b + R + \delta)}} \quad (9)$$

式中: R_b 为凸轮曲率半径。接触弹性模量 E^* 求解公式为

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \quad (10)$$

式中: E_i ($i = 1, 2$) 和 μ_i 分别为材料的接触弹性模量及泊松比。修正的阻尼系数为

$$C(\delta) = \frac{3K_n(1 - c_e^2)e^{2(1-c_e)}\delta^n}{4\delta^{(-)}} \quad (11)$$

式中: c_e 为恢复系数; $\delta^{(-)}$ 为凸轮与滚子碰撞接触初始时刻的相对速度。

传统 Coulomb 摩擦力模型没有考虑冲击-碰撞过程中的黏滞现象,在切向速度为 0 处存在方向突变问题。为避免这一问题,本文采用修正的 Coulomb 摩擦力模型,其表达式为

$$F_T = -\mu(v_t)F_N \text{sign}(v_t) \quad (12)$$

式中: $\mu(v_t)$ 为动态摩擦系数,由式(13)计算得到

$$\mu(v_t) =$$

影响下可以分为以下 3 种情况。

2.3.1 主凸轮与滚子接触碰撞

主凸轮与滚子在运动过程中某时刻发生接触碰撞后产生弹性变形,如图 7 所示,此时,滚子中心与理想情况下滚子中心相对于旋转轴 A 的转角为 φ 。

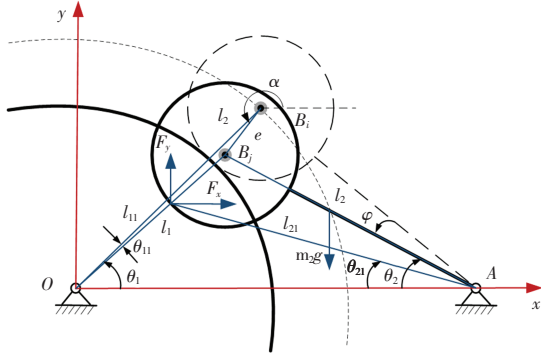


图 7 主凸轮与滚子接触碰撞

Fig.7 Contact collision between main cam and roller

基于牛顿-欧拉方程,此状态下的动力学方程为

$$-F_{x1}l_{21}\sin\theta_{21} + F_{y1}l_{21}\cos\theta_{21} + m_2g(a - x_{s2}) = J_2\ddot{\theta}_2 \quad (23)$$

式中: x_{s2} 为滚子摆杆从动件的质心在全局坐标系 xOy 下 x 轴的坐标。

$$\begin{cases} \theta_{21} = \arccos\left(\frac{a^2 + l_{21}^2 - l_{11}^2}{2al_{21}}\right) \\ l_{21} = \left[(l_{11} - R)^2 + a^2 - 2a(l_{11} - R)\cos(\theta_1 + \theta_{11}) \right]^{1/2} \\ \theta_{11} = \arccos\left(\frac{l_1^2 + l_{11}^2 - e^2}{2ll_{11}}\right) \\ l_{11} = \left[e^2 + l_1^2 - 2el_1\cos(\pi - \alpha + \theta_1) \right]^{1/2} \end{cases} \quad (24)$$

式中: l_{21} 和 θ_{21} 分别为碰撞时撞击点与回转轴 A 的距离及其与水平轴的夹角; l_{11} 为主凸轮与滚子发生碰撞变形时旋转轴 O 与滚子中心 B_j 的距离; α 为同一时刻下滚子中心 B_j 相对 B_i (B_i 为滚子恰与主凸轮接触时的滚子中心)与水平方向的方位角。

2.3.2 回凸轮与滚子接触碰撞

回凸轮与滚子接触碰撞产生弹性变形,如图 8 所示,滚子中心与理想情况下滚子中心相对于旋转轴 A 的转角为 φ ,且 $\varphi \geq \varphi_m$ 。此时机构的动力学方程为:

$$F_{x2}l_{22}\sin\theta_{22} + F_{y2}l_{22}\cos\theta_{22} + m_2g(a - x_{s2}) = J_2\ddot{\theta}_2 \quad (25)$$

式中:

$$\begin{cases} \theta_{22} = \arccos\left(\frac{a^2 + l_{22}^2 - (l_{31} - R)^2}{2al_{22}}\right) \\ l_{22} = \left[(l_{31} - R)^2 + a^2 - 2a(l_{31} - R)\cos(\theta_3 + \theta_{31}) \right]^{1/2} \\ \theta_{31} = \arccos\left(\frac{l_{31}^2 + l_3^2 - e^2}{2l_3l_{31}}\right) \\ l_{31} = l_3^2 + e^2 - 2el_3\cos(\pi - \theta_3 - \alpha) \end{cases} \quad (26)$$

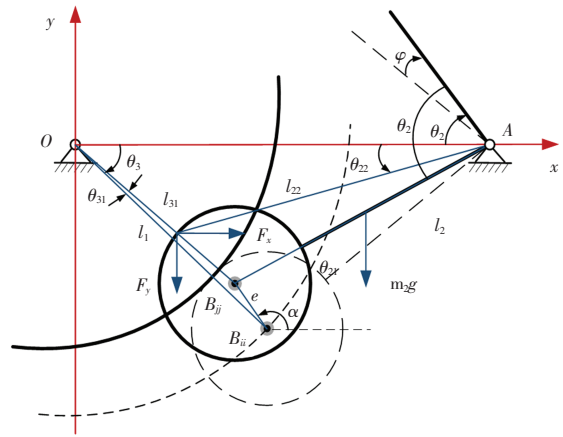


图 8 回凸轮与滚子接触碰撞

Fig.8 Contact collision between return cam and roller

式中: l_3 和 θ_3 分别为将回凸轮等效为杆件的长度以及其与水平轴的夹角; l_{22} 和 θ_{22} 分别为碰撞撞击点与回转轴 A 的距离及其与水平轴的夹角; l_{31} 为回凸轮与滚子发生碰撞变形时旋转轴 O 与滚子中心 B_j 的距离; α 为同一时刻下滚子中心 B_j 相对 B_{ii} (B_{ii} 为滚子与回凸轮恰好接触时的滚子中心)与水平方向的方位角。

2.3.3 主凸轮与回凸轮均不与滚子接触

主凸轮与回凸轮和滚子在运动过程中某时刻并无接触,如图 9 所示,此时,滚子中心与理想情况下滚子中心相对于旋转轴 A 的转角为 φ ,且 $0 \leq \varphi \leq \varphi_m$ 。

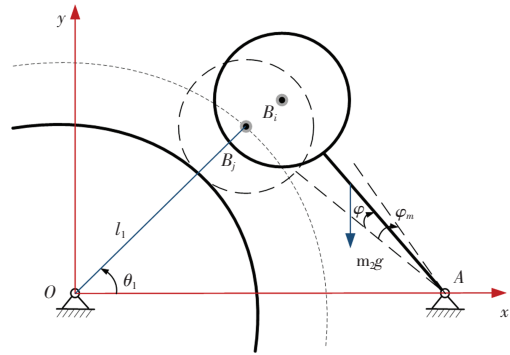


图 9 滚子摆杆从动件“自由状态”分析

Fig.9 "Free state" analysis of roller swinging rod follower

此状态下机构的动力学方程为

$$m_2g(a - x_{s2}) = J_2\ddot{\theta}_2 \quad (27)$$

联立方程式(23)一式(27),利用龙格-库塔法求解微分方程,即可得到计及共轭凸轮副间隙碰撞影响下的从动件动态响应。

3 从动件动态响应计算与仿真

3.1 动力学模型的验证

以某含间隙共轭凸轮打纬机构为算例进行仿真,

设置间隙值 $c = 0.1 \text{ mm}$, 织机转速为 600 r/min , 机构中共轭凸轮及摆杆材料均为合金钢, 基础参数见表 1。

表 1 机构基础参数

Tab.1 Basic parameters of the mechanism

| 结构参数 | 数值 |
|---|-----------------------|
| 共轭凸轮质量 m_1/kg | 2.10 |
| 从动件杆质量 m_2/kg | 6.86×10^{-2} |
| 共轭凸轮转动惯量 $J_1/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ | 1.35×10^{-2} |
| 从动件转动惯量 $J_2/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ | 0.140 |
| 主凸轮基圆半径 r_1/m | 7.950 |
| 从动件最大摆角 $\psi_m/(\circ)$ | 24 |
| 中心距 a/m | 0.205 |
| 摆杆杆长 l_2/m | 0.090 |
| 滚子半径 R/m | 0.020 |

采用高精度四阶龙格-库塔法, 借助 MATLAB 软件对动力学模型式(23)~式(27)进行数值计算, 求解步长为 1.0×10^{-5} , 求解流程如图 10 所示。

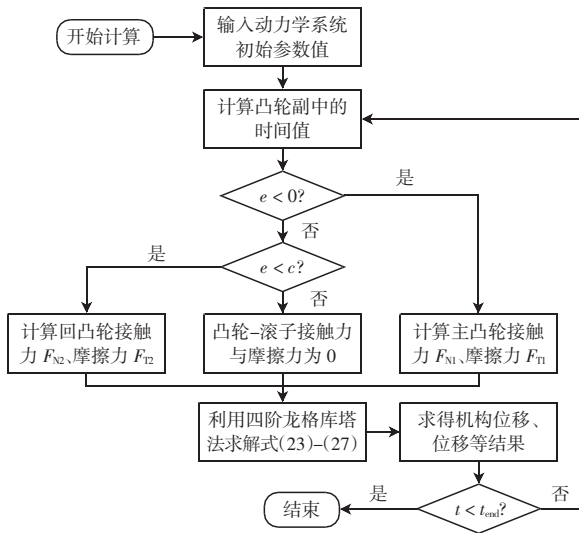


图 10 求解流程

Fig.10 Solving flowchart

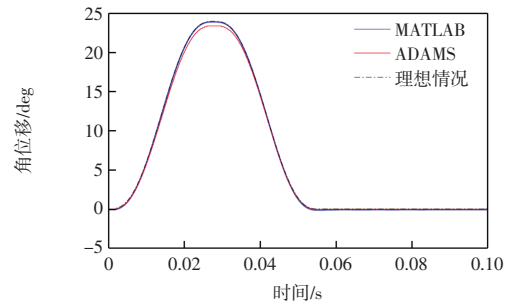
应用 ADAMS 软件对机构进行动力学仿真, 其中机构仿真参数见表 2。将 MATLAB 数值计算结果与 ADAMS 虚拟仿真结果进行对比分析, 得到摆杆在稳定运行后一周期的角位移、角速度以及角加速度随时间变化, 如图 11 所示。图 11 中理想情况是指不计及共轭凸轮副间隙、其他关节间隙、构件发生的弹性变形以及凸轮与滚子间的摩擦对共轭凸轮打纬机构运行产生的影响。

由图 11 可以看出, 所建立动力学模型的数值计算结果与 ADAMS 虚拟软件仿真结果相近, 证实了本文所建间隙模型和动力学模型的正确性以及计算结果的可靠性。而通过动力学模型数值计算的动态响应曲线更能清楚方便地反映摆杆动态响应以及受力情

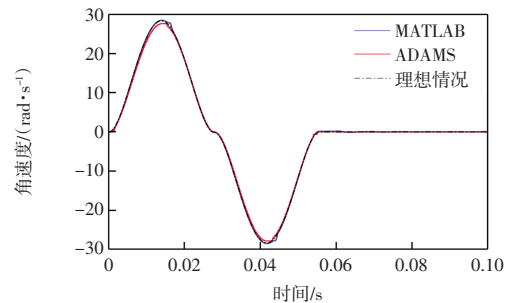
表 2 动力学仿真参数

Tab.2 Dynamics simulation parameters

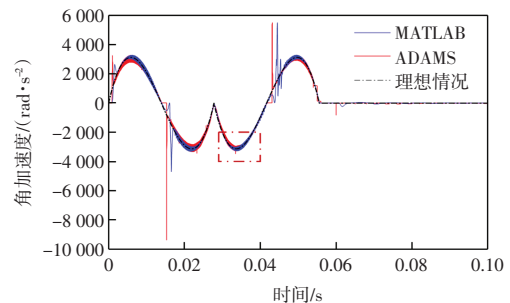
| 仿真参数 | 数值 |
|--|-------|
| 恢复系数 c_e | 0.9 |
| 静摩擦系数 μ_s | 0.15 |
| 动摩擦系数 μ_b | 0.1 |
| 静摩擦临界速度 $v_s/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ | 0.001 |
| 最大动摩擦临界速度 $v_d/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ | 0.002 |
| 杨氏模量/GPa | 207 |
| 泊松比 σ | 0.28 |



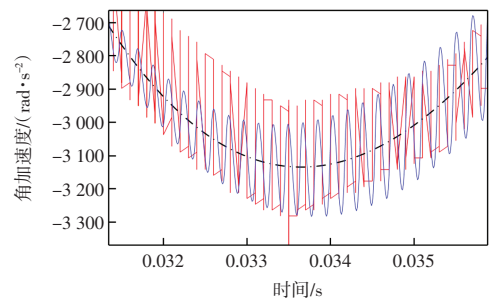
(a) 角位移随时间变化



(b) 角速度随时间变化



(c) 角加速度随时间变化



(d) 角加速度局部放大

图 11 凸轮副间隙 $c=0.1 \text{ mm}$ 与理想情况下摆杆运动规律对比

Fig.11 Comparison between cam clearance $c=0.1 \text{ mm}$ and ideal swing rod motion pattern

况。在凸轮副间隙的影响下,摆杆的角位移以及角速度与理想情况下相比变化并不明显,但其角加速度变化显著。值得注意的是,在一个周期内的推程及回程阶段均有一次加速度的突变。

共轭凸轮中的主凸轮和回凸轮与其对应接触的滚子间的接触力随时间变化如图 12 所示。

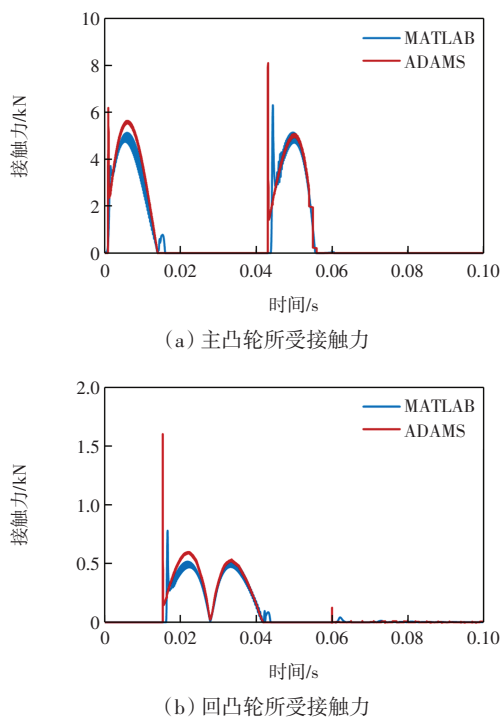


图 12 共轭凸轮-滚子碰撞受力随时间变化

Fig.12 Variation force between conjugate cam and roller

由图 12 可以发现,在加速度以及接触力突变的同时,共轭凸轮中的主凸轮与回凸轮对从动件的驱动实现了转换。这显然会对机构的稳定性产生较大影响,主凸轮与回凸轮对从动件的驱动转换伴随着较大的冲击碰撞,亦增大了凸轮与滚子表面的磨损及变形。

3.2 不同凸轮副间隙值对系统动态响应的影响

分别取间隙值 0.01、0.10、1.00 mm,设置输入共轭凸轮的转速为 600 r/min 进行数值仿真,结果如图 13 所示,钢筘加速度峰值对应信息如图 14 所示。

由图 13、图 14 可以看出,随着间隙值增大,加速度峰值也随之明显增大,曲线的振幅越大。这表明间隙值的增大会使凸轮滚子间的冲击碰撞加剧,也会因此加速凸轮滚子间的磨损、变形。间隙值从 0.01 mm 增大到 0.10 mm 时加速度峰值增大了约 2 倍,而间隙值从 0.10 mm 增大到 1.00 mm 时加速度峰值增大了 6 倍,这说明在机构间隙值小于 0.10 mm 时,从动件动态响应随之变化相对平缓,而大于 0.10 mm 时动态性能急剧恶化。这一结论为实际机器运行稳定性的监控、机构

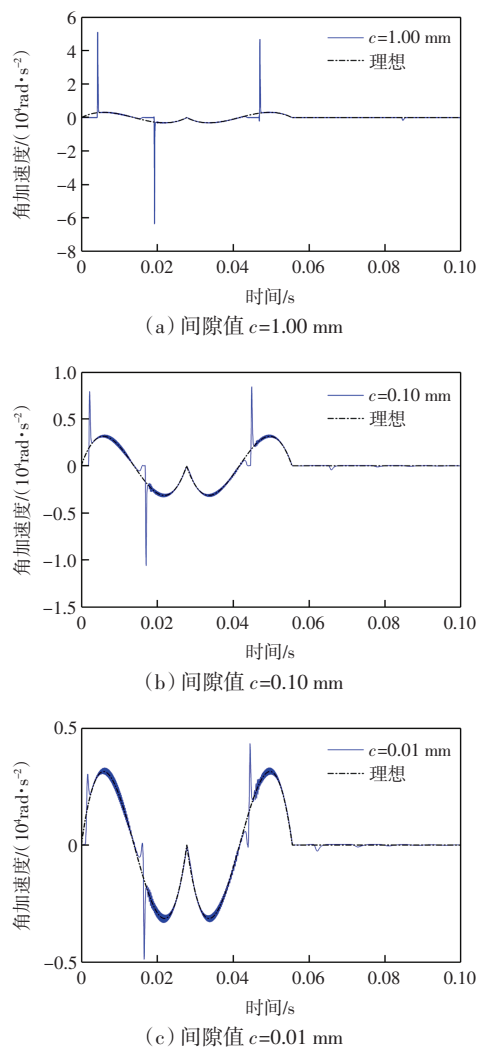


图 13 不同间隙对钢筘角加速度的影响

Fig.13 Effect of different clearances on reed angular acceleration

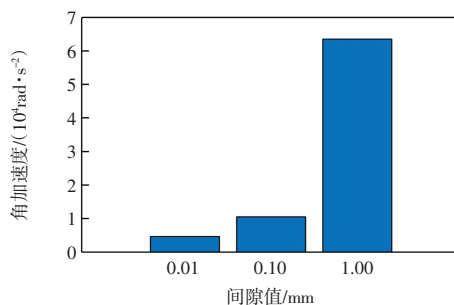


图 14 加速度峰值对应的间隙值

Fig.14 Clearance values corresponding to peak acceleration

关键部件的更换和对调提供了重要参考。

3.3 不同凸轮廓线对系统动态响应的影响

作为织机打纬机构的核心构件,共轭凸轮廓线形状决定了钢筘的打纬运动规律,直接影响到织造产品质量。利用五段修正梯形加速度运动规律来重构凸轮廓线规律,在转速 600 r/min、间隙值 $c = 0.01$ mm 的情

况下考察凸轮廓线对共轭凸轮摆杆打纬机构动力学性能的影响,并与五次多项式运动规律的重构结果做比较,如图 15—图 16 所示。

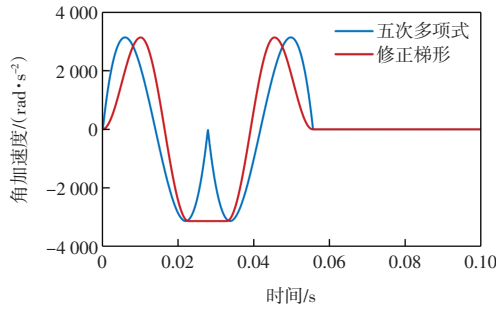
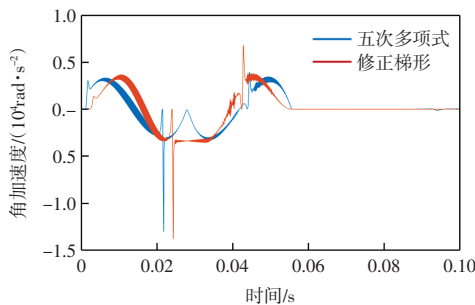
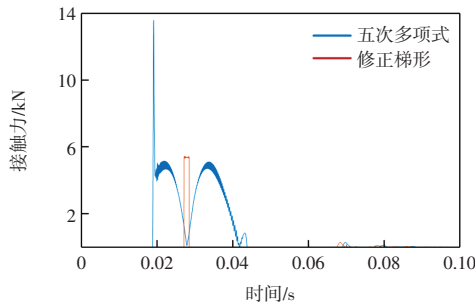


图 15 理想状态下五次多项式与修正梯形加速度运动曲线

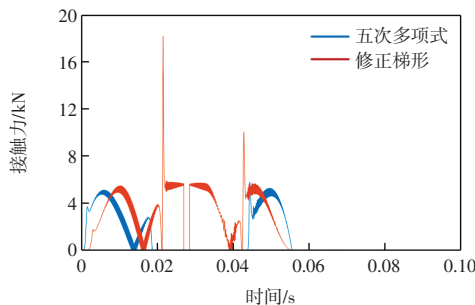
Fig.15 Quintic polynomial and trapezoidal acceleration motion curves under ideal states



(a) 从动件角加速度



(b) 回凸轮接触力



(c) 主凸轮接触力

图 16 不同凸轮廓线对系统动力学性能影响

Fig.16 Effect of different cam profiles on system dynamics performance

由图 15 和图 16 可以看出,应用修正梯形加速度

运动规律所设计的共轭凸轮系统,在计及相同间隙值的情况下加速度幅值更大,对应的间隙碰撞力也更大。所以在相同的运行环境中,应用五次多项式加速度运动规律设计的凸轮在相同共轭凸轮副间隙值的影响下动力学性能更优越。

4 结 论

(1) 针对共轭凸轮打纬机构开展运动学分析,系统梳理了含凸轮副间隙的共轭凸轮摆杆机构所存在的 3 种状态,并基于牛顿-欧拉方程建立了该机构的动力学模型,利用仿真软件 ADAMS 与数值仿真计算曲线对比,验证了含共轭凸轮副间隙机构动力学模型的正确性。

(2) 利用动力学模型仿真计算了不同间隙值以及不同凸轮廓线对共轭凸轮摆杆机构动态响应的影响。共轭凸轮副间隙值越大,从动件角加速度幅值越大,表明随着间隙值的增大,凸轮与滚子间的冲击碰撞加剧,进而会导致凸轮滚子间的磨损变形愈加严重。在同等工况且计及共轭凸轮副间隙的条件下,对比五次多项式运动规律,采用五段修正梯形加速度运动规律设计的共轭凸轮机构,其从动件角加速度幅值更大,由此引发的凸轮与滚子间的冲击碰撞现象也更为显著。

参考文献:

- [1] JIANG S, ZHAO M R, LIU J N, et al. Dynamic response and nonlinear characteristics of multi-link mechanism with clearance joints[J]. Archive of Applied Mechanics, 2023, 93(9): 3461-3493.
- [2] 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.
- [3] ZHU J T, LI T J, WANG Z W, et al. Wave motion dynamic analysis of planar frame structures with clearance joints[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2021, 16(2): 021005.
- [4] 袁倩倩,朱永生,张进华,等.考虑润滑碰撞的精密轴承保持架动态特性[J].西安交通大学学报,2021,55(1):110-117.
- YUAN Q Q, ZHU Y S, ZHANG J H, et al. Cage dynamic characteristic of precision rolling bearings considering lubrication collision[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(1): 110-117(in Chinese).
- [5] PEI J X, HAN X, TAO Y R, et al. Lubrication reliability analysis of spur gear systems based on random dynamics[J]. Tri-

- bology International, 2021, 153: 106606.
- [6] FLORES P. Modeling and simulation of wear in revolute clearance joints in multibody systems[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(6): 1211-1222.
- [7] BAI Z F, NING Z Y. Dynamic responses of the planetary gear mechanism considering dynamic wear effects[J]. Lubricants, 2023, 11(6): 255.
- [8] ZHU J T, LI T J, WANG Z W, et al. Wave motion dynamic analysis of planar frame structures with clearance joints[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2021, 16(2): 021005.
- [9] LIU C, TIAN Q, HU H Y. Dynamics and control of a spatial rigid-flexible multibody system with multiple cylindrical clearance joints[J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 52: 106-129.
- [10] BEN ABDALLAH M A, KHEMILI I, AIFAOU N. Numerical investigation of a flexible slider-crank mechanism with multi-joints with clearance[J]. Multibody System Dynamics, 2016, 38(2): 173-199.
- [11] YOU P, LIU Z Y, MA Z Q. Multibody dynamic modeling and analysis of cable-driven snake robot considering clearance and friction based on ALE method[J]. Mechanism and Machine Theory, 2023, 184: 105313.
- [12] MA J, QIAN L F. Modeling and simulation of planar multibody systems considering multiple revolute clearance joints[J]. Nonlinear Dynamics, 2017, 90(3): 1907-1940.
- [13] 袁汝旺, 刘瑀, 周国庆, 等. 高速剑杆织机共轭凸轮引纬机构运动精度分析[J]. 天津工业大学学报, 2019, 38(3): 82-88.
- YUAN R W, LIU Y, ZHOU G Q, et al. Analysis of kinematics accuracy for conjugate cam weft insertion mechanism of high-speed rapier loom[J]. Journal of Tiangong University, 2019, 38(3): 82-88(in Chinese).
- [14] LIU M T, ZHAI F X, CHEN G, et al. Theoretical and experimental research on dynamics of the inner displaced indexing cam mechanism[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 105: 620-632.
- [15] 金国光, 秦凯旋, 魏展, 等. 基于 ADAMS 的共轭凸轮打纬机构动态设计与仿真[J]. 天津工业大学学报, 2016, 35(1): 65-69, 74.
- JIN G G, QIN K X, WEI Z, et al. Dynamic design and simulation of conjugate cams beating-up mechanism based on ADAMS[J]. Journal of Tiangong University, 2016, 35(1): 65-69, 74(in Chinese).
- [16] YOUSUF L S. Experimental and simulation investigation of nonlinear dynamic behavior of a polydyne cam and roller follower mechanism[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 116: 293-309.
- [17] 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(3): 153-174.
- [18] 何雪明, 陈小飞, 武美萍, 等. 多目标优化设计在含间隙高速凸轮机构的研究与应用[J]. 机械强度, 2019, 41(3): 625-632.
- HE X M, CHEN X F, WU M P, et al. Research and application on the high speed cam mechanism and clearance on account of multi-objective optimization[J]. Journal of Mechanical Strength, 2019, 41(3): 625-622(in Chinese).
- [19] YANG Y, ZENG Q L, WAN L R. Dynamic response analysis of the vertical elastic impact of the spherical rock on the metal plate[J]. International Journal of Solids and Structures, 2019, 158: 287-302.
- [20] CUI Y H, LI H T, XIANG H G, et al. Plastic deformation in zinc-blende AlN under nanoindentation: A molecular dynamics simulation[J]. Applied Surface Science, 2019, 466: 757-764.
- [21] WANG J L. Modified models for revolute joints coupling flexibility of links in multibody systems[J]. Multibody System Dynamics, 2019, 45(1): 37-55.
- [22] 白争锋. 考虑铰间间隙的机构动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
- BAI Z F. Research on dynamic characteristics of mechanism with joint clearance[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011(in Chinese).

本文引文格式:

- 魏展, 王赞勇, 梁栋, 等. 共轭凸轮副间隙碰撞建模及动态特性[J]. 天津工业大学学报, 2025, 44(5): 84-92.
- WEI Z, WANG Z Y, LIANG D, et al. Modeling and dynamic characteristics of conjugate cam pair clearance collision[J]. Journal of Tiangong University, 2025, 44(5): 84-92(in Chinese).

(责任编辑:程晓英)