

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201901047



机械锁紧装置中凸轮机构 分析及优化设计

邓援超, 张立, 杨超, 徐一鸣

(湖北工业大学 机械工程学院, 湖北 武汉 430068)

摘要: 针对现有机械锁紧装置中凸轮机构存在的刚性冲击问题进行优化设计. 首先, 分析原凸轮机构的运动过程并建立从动件的位移、速度、加速度方程, 提出利用五次多项式曲线对该机构进行优化; 然后, 通过建立凸轮机构的三维模型, 在机械系统动力学自动分析 (ADAMS) 中, 对凸轮机构进行运动学和动力学仿真. 结果表明: 从动件的加速度大幅减小, 机构刚性冲击消除; 这类凸轮机构从动件存在运动不确定的现象, 并指出运动不确定现象所在的位置.

关键词: 锁紧装置; 凸轮机构; 轮廓线优化; 机械系统动力学自动分析; 运动仿真

中图分类号: TH 112.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2019)03-0298-07

Analysis and Optimum Design of Cam Mechanism in Mechanical Locking Device

DENG Yuanchao, ZHANG Li, YANG Chao, XU Yiming

(College of Mechanical Engineering, Hubei University of Technology, Wuhan 430068, China)

Abstract: Cam mechanism in mechanical locking device was optimized to solve the rigid impact problem. First, the motion process of the cam mechanism was analyzed, and the equations of displacement, velocity and acceleration of the follower were established. The quintic polynomial curve was used to optimize the mechanism. Then, the kinematics and dynamics simulation was carried out in automatic dynamic analysis of mechanical systems (ADAMS) by establishing the three-dimensional model of the cam mechanism. The optimization results show that the acceleration of the follower decreased greatly and the rigid impact of the mechanism was eliminated, and the follower of this kind of cam mechanism has motion uncertainty, and its location was detected.

Keywords: locking device; cam mechanism; contour optimization; automatic dynamic analysis of mechanical systems; motion simulation

在需要进行定位锁紧的设备或产品中,如电连接器、数码产品外置记忆卡的插卡装置、电动车的刹车装置等,常常会增加机械锁紧装置. 国内外学者对此类锁紧装置做了研究. 顾理强^[1]分析电子连接器中锁紧装置的静力学和位移曲线;阮理^[2]对汽车后排化妆镜中的锁紧装置进行运动学模拟;文献[3-4]对引用接电开关中的锁紧装置进行结构设计和加速度分析. 基于以上理论,本文对可以定位两个位置、实现锁紧位置的快速解锁和锁定的机械锁紧装置中的凸轮机构进行分析,以及运动学和动力学仿真,针对直线型轮廓存在的问题,采用五次多项式曲线^[5]对凸轮轮廓进行优化设计.

收稿日期: 2019-01-23

通信作者: 邓援超(1963-),男,教授,主要从事机械设计理论及实用机械创新的研究. E-mail:ychdeng8@163.com.

基金项目: 国家科技部创新方法专项资助项目(2016IM020200-01)

1 锁紧凸轮机构的组成与运动过程

锁紧凸轮机构的工作原理主要是滑柱在带有心形槽的凸轮中运动,同时受到竖直滑槽的限制,滑柱运动到凸轮槽锁紧位置时定位锁紧.锁紧凸轮机构由凸轮、滑柱、机座和压簧组成,如图 1 所示.锁紧凸轮最简单的结构由直线组成,方便制造.图 1(b)将锁紧凸轮的廓线简化为连续线段.

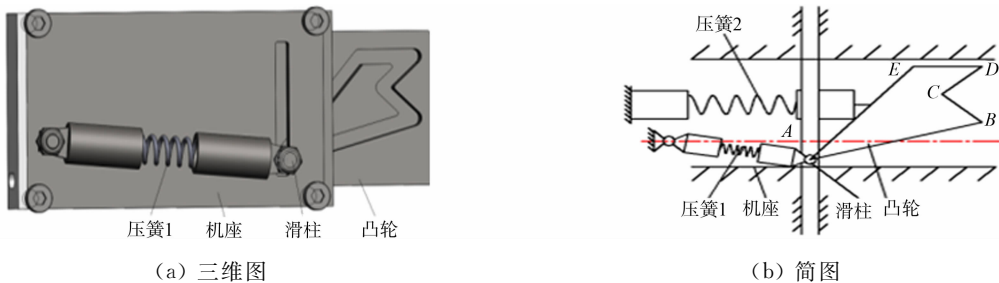


图 1 锁紧凸轮机构组成

Fig. 1 Structures of cam mechanism

锁紧凸轮的运动过程如下:1) 凸轮在外力 F 作用下向左运动,同时,在压簧 1 的作用下,滑柱从起始点 A 移动到第一中间点 B ,如图 2(a)所示,此运动过程定义为行程 1;2) 撤消外力 F ,在压簧 1 和 2 的作用下,接触点由第一中间点 B 移至锁紧点 C ,如图 2(b)所示,此时为锁紧位置,此运动过程定义为行程 2;3) 消除锁紧,重新施加外力 F ,接触点由锁紧点 C 移至第二中间点 D ,如图 2(c)所示,此运动过程定义为行程 3;4) 撤消外力 F ,在压簧 1,2 的作用下,接触点由第二个中间点 D 移至 E ,最后移至起始点 A ,回到起始位置,完成一个周期,此运动过程定义为行程 4.

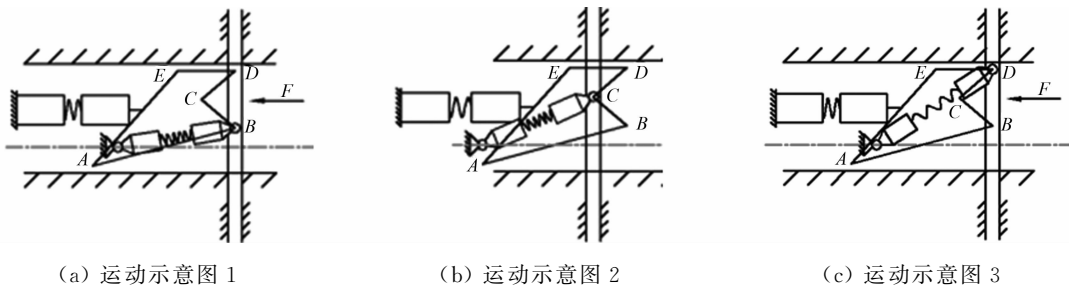


图 2 凸轮机构运动示意图

Fig. 2 Motion diagram of cam mechanism

2 锁紧凸轮的廓线方程、滑柱速度和加速度方程

滑柱的运动规律可通过类速度和类加速度反应,即建立滑柱竖向位移相对于锁紧凸轮横向位移的关系.为便于分析,假定锁紧凸轮不运动,滑柱的横向速度为匀速 v_x .对锁紧凸轮机构建立以 A 点为原点的坐标系,滑柱横向运动方向定义为坐标轴 ox 的正向,滑柱在推程时的竖向运动方向定义为坐标轴 oy 的正向.锁紧凸轮机构的数学模型,如图 3 所示.分别对运动过程中的行程 2 与行程 4 中的凸轮廓线进行坐标变换,求解关于坐标轴 oy 镜像的数学表达式,将锁紧凸轮的廓线方程统一到坐标轴 ox 正向一致的坐标系中.

设 Q 点为 (x, y) ,锁紧凸轮廓线表达式为 $f(x)$,从动件的位移方程为 y ,即

$$y = f(x) = \begin{cases} a_1x + b_1, & x_A \leq x \leq x_B, \\ a_2x + b_2, & x_B \leq x \leq x_C, \\ a_3x + b_3, & x_C \leq x \leq x_D, \\ y_D, & x_D \leq x \leq x_E, \\ a_4x + b_4, & x_E \leq x \leq x_A. \end{cases} \quad (1)$$

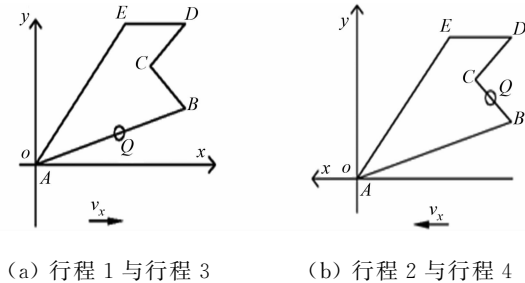


图 3 锁紧凸轮机构的数学模型

Fig. 3 Mathematical model of locking cam mechanism

式(1)中:凸轮各点的坐标 $(x_A, y_A), (x_B, y_B), (x_C,$

$y_C), (x_D, y_D), (x_E, y_E)$, 以及 $a_1, b_1, a_2, b_2, a_3, b_3, a_4, b_4$ 的值由凸轮的具体尺寸确定.

滑柱的速度方程为

$$v_y = \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = f'(x) \cdot v_x. \tag{2}$$

式(2)中: dy/dx 为滑柱的类速度.

滑柱的加速度方程为

$$a_y = \frac{dv_y}{dt} = \frac{d^2y}{dx^2} \cdot \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = f''(x) \cdot v_x^2. \tag{3}$$

式(3)中: d^2y/dx^2 是滑柱的类加速度.

以某机械设备制动锁紧凸轮机构为例, 凸轮廓线的 A 点至 E 点的坐标依次为: $(0, 0), (30, 8), (23, 14), (30, 20), (18, 20)$. 由式(1)~(3)可以得到滑柱的运动方程, 运用 Matlab 软件绘制出类速度图像, 如图 4 所示. 由图 4 可知: 滑柱类速度在拐点处有突变, 加速度在整个运动周期内等于零, 但加速度在不考虑零部件的弹性变形的情况下, 理论上无穷大的, 锁紧凸轮机构存在剧烈的刚性冲击.

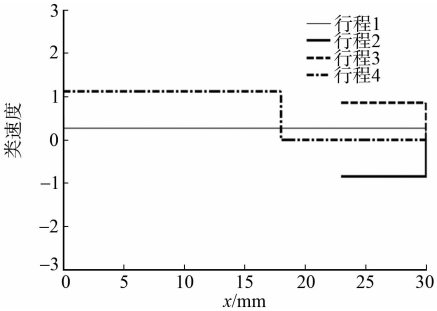


图 4 滑柱类速度图像
Fig. 4 Image of sliding column
analogous velocity

3 锁紧凸轮机构的优化

原锁紧凸轮机构存在刚性冲击, 仅适用于低速场合, 易产生振动磨损, 会降低原锁紧机构的使用寿命; 并且原锁紧凸轮存在拐点, 拐点可能导致锁紧装置的失效. 为了保证从动件在整个周期内运行顺畅, 减少锁紧装置受到的冲击力, 使其可以适用不同工作转速和工作载荷的场合, 在选择从动件的运动规律时, 应保证从动件的速度和加速度变化平稳, 并且锁紧凸轮运动时的起始位置和末端位置均无柔性冲击. 在凸轮机构中, 常用的从动件运动规律包括多项式类型运动规律、三角函数类型运动规律及前两者不同类型的组合运动规律, 根据凸轮机构的工作状况选择不同的运动规律^[6]. 五次多项式运动规律的特征值最大速度 V_M 、最大加速度 A_M 、最大跃度 J_M 都较小, 综合性能良好, 可以适用多种工作载荷和转速, 因此, 采用五次多项式运动规律^[7]对各行程进行设计.

为了不影响除机械锁紧装置以外的机构, 锁紧凸轮的行程不变, 即锁紧凸轮廓线中的各点坐标不做改动, 基于此, 可以得到推程期与回程期的边界条件, 即

$$\left. \begin{aligned} x &= x_A, & y_1 &= y_A, & v_{y1} &= 0, & a_{y1} &= 0, \\ x &= x_B, & y_2 &= y_B, & v_{y2} &= 0, & a_{y2} &= 0, \\ x &= x_C, & y_3 &= y_C, & v_{y3} &= 0, & a_{y3} &= 0, \\ x &= x_E, & y_4 &= y_E, & v_{y4} &= 0, & a_{y4} &= 0. \end{aligned} \right\} \tag{4}$$

设滑柱的运动规律为

$$y = c_0 + c_1x + c_2x^2 + c_3x^3 + c_4x^4 + c_5x^5. \tag{5}$$

联立式(2)~(5), 可得到优化后的位移方程为

$$y = \begin{cases} y_{AB} \left[\frac{10}{x_{AB}^3} (x - x_A)^3 - \frac{15}{x_{AB}^4} (x - x_A)^4 + \frac{6}{x_{AB}^5} (x - x_A)^5 \right] + y_A, & x_A \leq x \leq x_B, \\ y_{BC} \left[\frac{10}{x_{BC}^3} (-x + x_B)^3 - \frac{15}{x_{BC}^4} (-x + x_B)^4 + \frac{6}{x_{BC}^5} (-x + x_B)^5 \right] + y_B, & x_C \leq x \leq x_B, \\ y_{CD} \left[\frac{10}{x_{CD}^3} (x - x_C)^3 - \frac{15}{x_{CD}^4} (x - x_C)^4 + \frac{6}{x_{CD}^5} (x - x_C)^5 \right] + y_C, & x_C \leq x \leq x_D, \\ y_D, & x_E \leq x \leq x_D, \\ y_{EA} - y_{EA} \left[\frac{10}{x_{EA}^3} (-x + x_E)^3 - \frac{15}{x_{EA}^4} (-x + x_E)^4 + \frac{6}{x_{EA}^5} (-x + x_E)^5 \right], & x_A \leq x \leq x_E. \end{cases}$$

其中:

$$\left. \begin{aligned} y_{AB} &= y_B - y_A, & x_{AB} &= x_B - x_A, \\ y_{BC} &= y_C - y_B, & x_{BC} &= x_B - x_C, \\ y_{CD} &= y_D - y_C, & x_{CD} &= x_D - x_C, \\ y_{EA} &= y_E - y_A, & x_{EA} &= x_E - x_A. \end{aligned} \right\}$$

由上式可以得到滑柱的运动方程,运用 Matlab 软件绘制出优化后的类速度和类加速度图像,如图 5 所示。由图 5 可知:滑柱运动到锁紧凸轮各行程的初始位置和末端位置,其速度和加速度均为零。

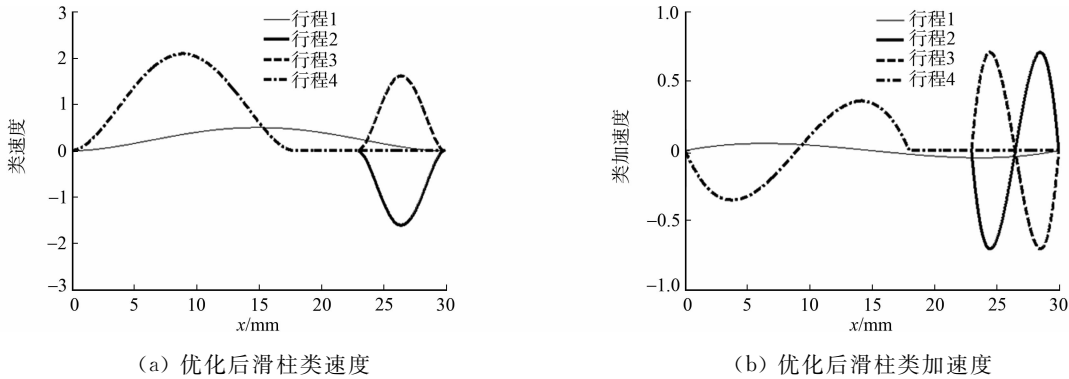


图 5 优化后滑柱类速度、类加速度图像

Fig. 5 Optimized image of sliding column analogous velocity and analogous acceleration

4 锁紧凸轮的建模与运动学仿真

4.1 基于 Matlab 和 ADAMS 软件的锁紧凸轮建模及运动学仿真

对锁紧凸轮进行运动学仿真,在机械系统动力学自动分析(ADAMS)中建立锁紧凸轮的简易模型^[8-10]。对主要零部件凸轮和滑柱建模,其中,锁紧凸轮的模型通过曲线表达,根据锁紧凸轮廓线方程,在 Matlab 中提取廓线上的点坐标,将得到的坐标导入 ADAMS 中,生成锁紧凸轮的廓线。优化后的凸轮机构最终生成的模型,如图 6 所示。对滑柱和凸轮分别建立移动副约束,滑柱与凸轮之间建立点线副。将凸轮的移动副定义为驱动,并根据凸轮的运动情况采用 IF 函数^[11]建立驱动函数,驱动函数包括 4 段,每一段的运动速度相同。

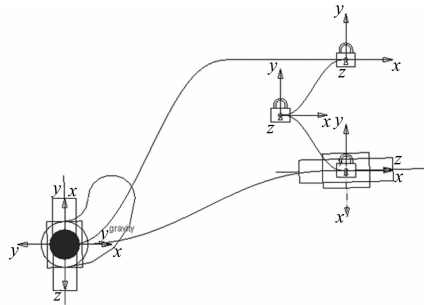
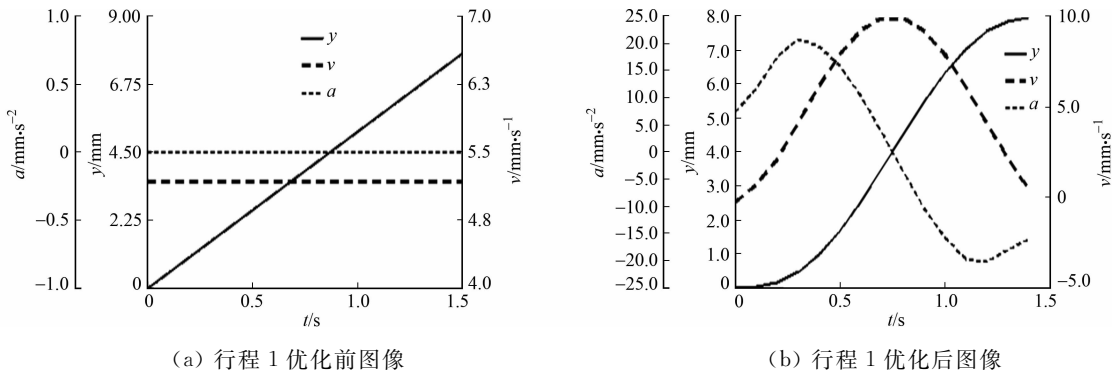


图 6 锁紧凸轮机构简易模型

Fig. 6 Simple model of locking cam mechanism

对锁紧凸轮机构进行运动学分析,对各行程优化前与优化后的滑柱运动规律进行对比。行程 1 为滑柱由起始点 A 移至第 1 中间点 B,优化前、后的滑柱位移、速度和加速度图像,如图 7(a), (b)所示。行程 2 为滑柱由第 1 中间点 B 移至锁紧点 C,优化前、后的滑柱位移、速度和加速度图像,如图 7(c), (d)所示。行程 3 为滑柱由锁紧点 C 移至第 2 中间点 D,其各点相对坐标与行程 2 一致,在此不做赘述。行程 4 为滑柱由第二中间点 D 经点 E 移至起始点 A,优化前、后的滑柱位移、速度和加速度图像,如图 7(e), (f)所示。图 7 中: y 为位移; v 为速度; a 为加速度。



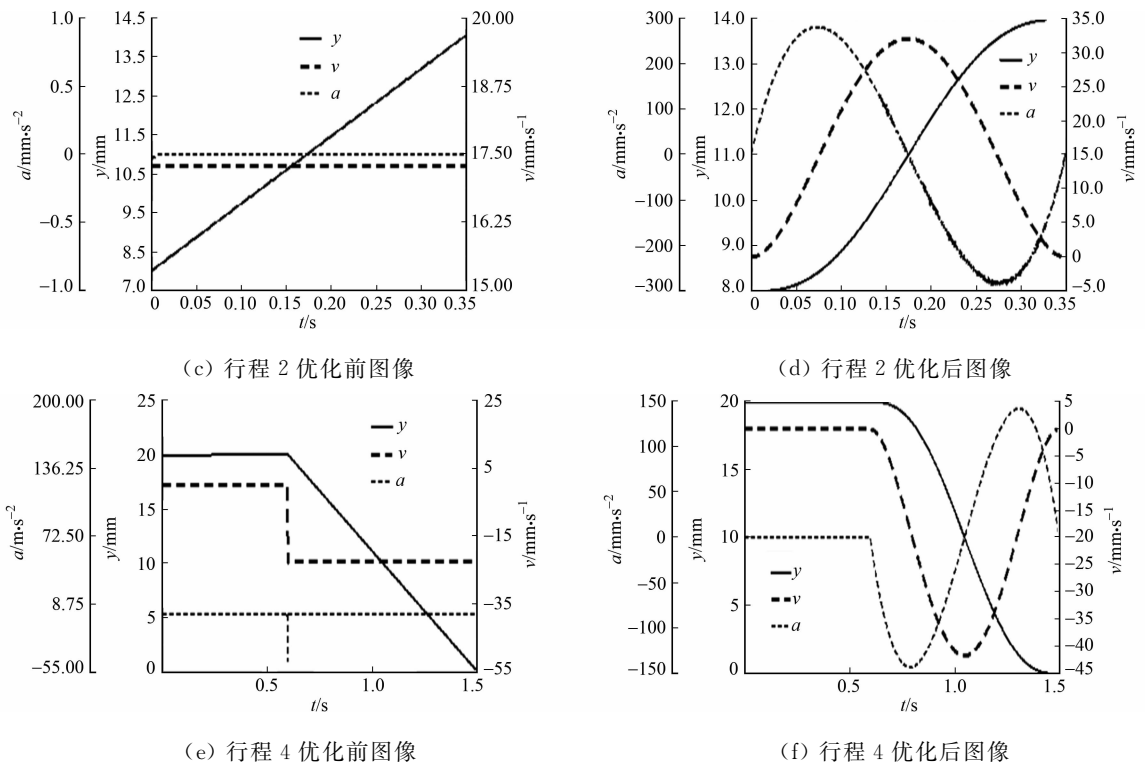


图 7 各行程优化前后位移、速度、加速度图像对比

Fig. 7 Images comparison of displacement, velocity and acceleration image before and after optimization of each process

在进行运动学分析时,由于未考虑零件的弹性变形,运动学仿真中读取到的最大加速度数值受软件本身步数或步长的影响,加速度理论上在速度突变处都为无穷大.分析以上特性曲线,优化前、后凸轮机构从动件滑柱的速度、加速度,结果如表 1 所示.表 1 中: $|v|_{\max}$ 为速度绝对值的最大值; $|a|_{\max}$ 为加速度绝对值的最大值;括号内的值为理论值.由表 1 可知:优化后的速度与加速度变化更加平稳,加速度绝对值的最大值较优化前有较大的改善.

表 1 锁紧凸轮优化前后参数的对比

Tab. 1 Comparison of parameters before and after optimization of locking cam

参数	状态	行程 1	行程 2	行程 3	行程 4
$ v _{\max}/\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$	优化前	5.18	17.30	17.30	22.57
	优化后	9.91	32.14	32.14	41.67
$ a _{\max}/\text{mm} \cdot \text{s}^{-2}$	优化前	$3.71 \times 10^{-4}(\infty)$	$3.50 \times 10^{-3}(\infty)$	$3.50 \times 10^{-3}(\infty)$	$4.42 \times 10^4(\infty)$
	优化后	20.79	286.97	286.97	142.81

4.2 基于 SolidWorks 和 ADAMS 软件的锁紧凸轮建模与动力学仿真

由于锁紧凸轮建模较为复杂,因此,在 SolidWorks 中建立锁紧凸轮机构的三维模型.采用 SolidWorks 中方程式驱动曲线的命令,将凸轮廓线的表达式分段输入方程式框中,设定自变量 x 的范围,生成锁紧凸轮的廓线.对于平面凸轮,可以根据滑柱的大小,建立与滑柱直径相同的柱体,长度为槽深,让其沿着优化后的凸轮廓线进行实体扫描切除,可得到凸轮槽.建立其他零部件三维模型,对锁紧凸轮机构进行装配,装配完成的锁紧凸轮机构,如图 8 所示.

将得到的三维模型导入 ADAMS^[12-13] 中,模型中不运动的零部件采用固定副约束,对凸轮与滑柱分别以移动副约束.凸轮与滑柱之间建立实体接触约束,定义相关接触参数^[14-16].对锁紧凸轮机构添加重力、弹簧力约

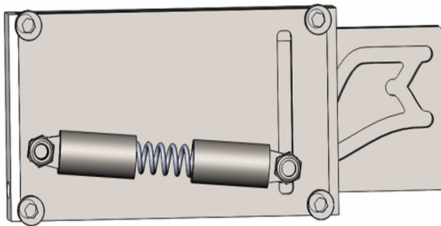


图 8 优化后锁紧凸轮机构装配图
Fig. 8 Assembly drawing of optimized locking cam mechanism

束,定义弹簧力相关参数. 建立与运动学仿真同样的驱动形式,根据运行周期编辑运行时间,设定仿真步数为 1 000. 对优化前、后的锁紧凸轮分别进行动力学仿真,结果如图 9 所示.

由图 9 可知:除接触力和弹簧力导致速度与加速度存在部分波动外,优化前、后的凸轮在 1.3,1.8,2.1,3.5 s 处的位移、速度和加速度都出现了较大的波动,即对应图中标识的点 1,2,3,4 处,这 4 处分别对应凸轮廓线的 A 点、B 点、C 点、D 点附近位置,是凸轮廓线的尖点. 滑柱运动到这 4 处时,会出现运动不确定的现象,产生一定的冲击. 由图 9 还可知:这 4 处的速度与加速度分别对应各行程内的最大速度和最大加速度.

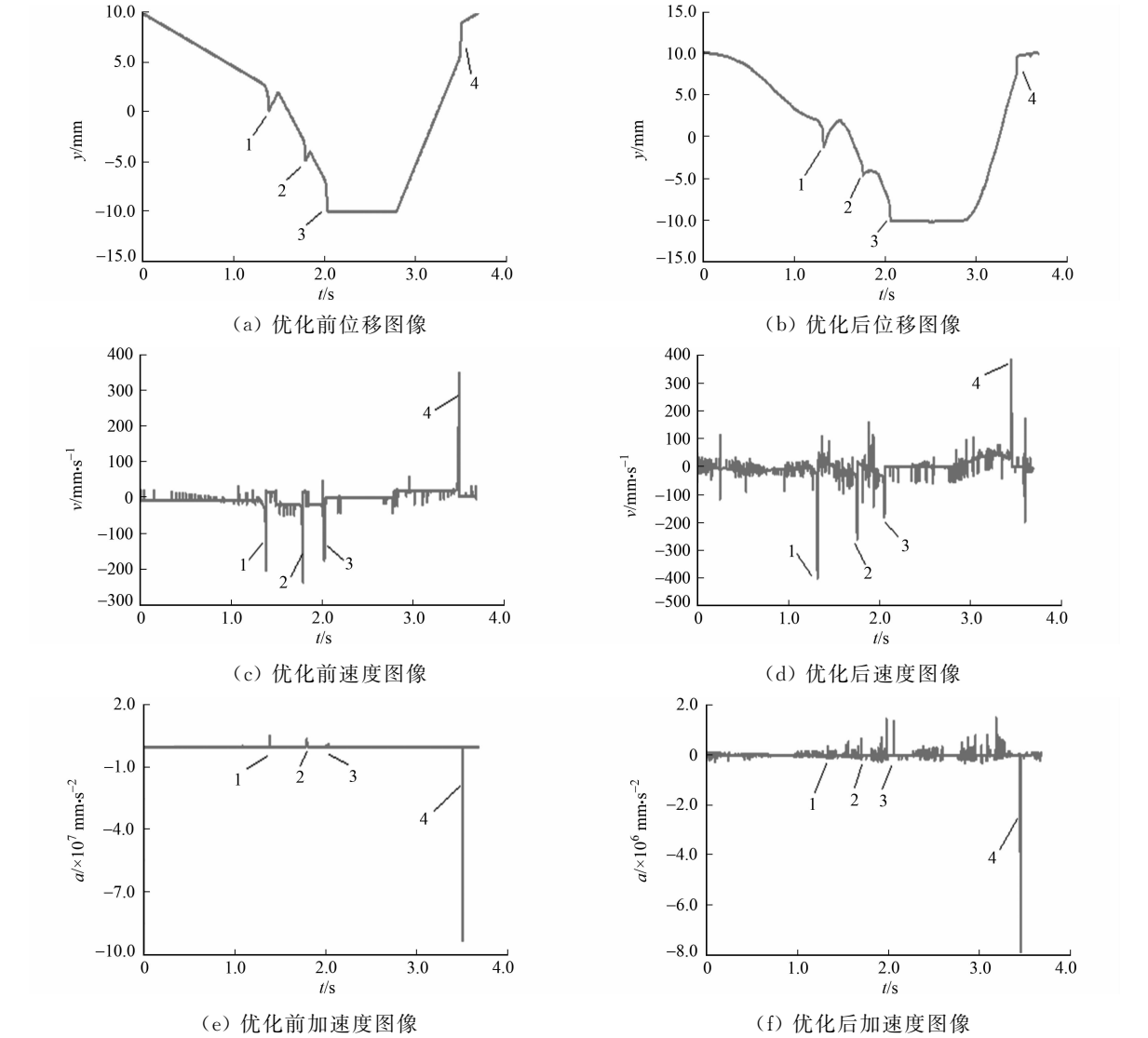


图 9 锁紧凸轮动力学仿真结果对比

Fig. 9 Comparison of simulation results of locking cam dynamics

对优化前、后的锁紧凸轮的特性曲线进行分析,结果如表 2 所示. 与前面运动学分析类似,对各个行程的运动学仿真结果,即速度绝对值和加速度绝对值分别进行比较. 由表 2 可知:各行程优化后的速度都比优化前大,优化后的加速度皆小于优化前.

表 2 动力学仿真优化前后参数对比

Tab. 2 Comparison of parameters before and after dynamic simulation optimization					
参数	状态	行程 1	行程 2	行程 3	行程 4
$ v _{\max}/\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$	优化前	202.70	235.82	173.72	351.13
	优化后	400.51	260.17	179.29	388.12
$ a _{\max}/\text{mm} \cdot \text{s}^{-2}$	优化前	5.33×10^6	3.59×10^6	1.44×10^6	9.30×10^7
	优化后	5.25×10^5	6.31×10^5	1.36×10^6	7.89×10^6

基于以上分析,优化后从动件的加速度减小,并发现这种锁紧凸轮机构都存在从动件在各行程的衔接位置出现运动不确定的现象,关于从动件出现运动不确定现象的改进也正在研究中.

5 结束语

对锁紧凸轮机构的组成和运动过程进行分析,建立锁紧凸轮的廓线方程及从动件滑柱的位移、速度和加速度方程.针对锁紧凸轮机构存在的刚性冲击问题,运用解析法,采用五次多项式优化原锁紧凸轮的理论廓线.在 ADAMS 软件中,建立简易模型对优化前、后的凸轮机构进行运动学仿真,优化后从动件的加速度大幅减小,凸轮机构的刚性冲击消除.利用 SolidWorks 建立锁紧凸轮机构的三维模型,在 ADAMS 中进行动力学仿真,也得到了这一结论.同时,发现优化前、后凸轮机构从动件的速度和加速度在各行程的衔接位置都出现较大的波动,这类锁紧凸轮机构在行程衔接位置都会出现从动件运动不确定的现象.锁紧凸轮的研究方法对今后锁紧凸轮的研究有一定的参考价值,为锁紧装置中凸轮机构的进一步研究提供了问题点.

参考文献:

- [1] 顾理强.快速卡连接器推退机构耐久性改进研究[D].上海:上海交通大学,2011.
- [2] 阮理.汽车后排化妆镜的设计[D].上海:上海交通大学,2013.
- [3] 周小淞,张亚,连云飞.机械式惯性开关设计[J].机械研究与应用,2015,28(6):95-97,100. DOI:10.16576/j.cnki.1007-4414.2015.06.034.
- [4] 连云飞,王利.引信惯性加速度开关的设计[J].火力与指挥控制,2016,41(3):154-157. DOI:10.3969/j.issn.1002-0640.2016.03.037.
- [5] 邹慧君.机械原理教程[M].北京:机械工业出版社,2001.
- [6] 石永刚,吴央芳.凸轮机构设计与应用创新[M].北京:机械工业出版社,2007.
- [7] 吴佳,何雪明,何楷,等.多项式拟合法在旋盖机凸轮曲线设计中的研究与应用[J].食品与机械,2018,34(6):75-80,151. DOI:10.13652/j.issn.1003-5788.2018.06.016.
- [8] 李大印.渔线轮移动凸轮机构优化设计过程的二次开发[D].西安:西安工业大学,2018.
- [9] 徐芳,周志刚.基于 ADAMS 的凸轮机构设计及运动仿真分析[J].机械设计与制造,2007(9):78-80. DOI:10.3969/j.issn.1001-3997.2007.09.032.
- [10] DAI Wen,LIU Qiang,YUAN Song-mei. The modeling and simulation of accessory joint based on ADAMS secondary development[J]. Mechanical Engineer,2007(9):76-78.
- [11] 蒲明辉,张冬磊,卢煜海,等.基于 MSC. ADAMS 的分插机构中补偿机构运动仿真及改进[J].机械传动,2017,41(9):93-97. DOI:CNKI:SUN:JXCD.0.2017-09-018.
- [12] 陈文华,货青川,张旦闹. ADAMS2007 机构设计与分析范例[M].北京:机械工业出版社,2011.
- [13] 安淑女,王洪欣.单自由度冲压机构优化设计及其运动仿真[J].华侨大学学报(自然科学版),2016,37(5):547-551. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201605005.
- [14] 葛正浩,张凯,张双琳.共轭凸轮开口机构的反求设计及动力学研究[J].机械设计,2017,34(12):65-68. DOI:10.13841/j.cnki.jxsj.2017.12.012.
- [15] 朱晔,葛正浩,苏鹏刚,等.基于 ADAMS 的平行分度凸轮机构的动力学仿真[J].包装工程,2009,30(6):1-4. DOI:10.19554/j.cnki.1001-3563.2009.06.002.
- [16] 王莹.纸杯机卷封凸轮机构参数化设计与运动仿真[J].包装工程,2011,32(17):73-75,101. DOI:10.19554/j.cnki.1001-3563.2011.17.021.

(责任编辑:黄晓楠 英文审校:崔长彩)