

[新设备·新材料·新方法]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2020.04.012

旋转式吹瓶机开合模凸轮槽优化研究

包钊华¹, 吴明晖¹, 周 围²

(1. 上海工程技术大学 机械与汽车工程学院, 上海 201620; 2. 驻湘潭地区军事代表室, 湖南 湘潭 411100)

摘 要:针对旋转式吹瓶机凸轮机构运动平稳性差,不同尺寸高密度聚乙烯瓶合模位置存在差异,及运动过程中移动位置难以准确确定的问题,课题组建立了不同凸轮曲线的运动模型,分析了不同凸轮曲线的运动学、动力学特点,优化了现有圆柱凸轮的凸轮曲线。在摆线运动规律理论上以合模始末位置位移、速度和加速度及运动过程两处位移为约束条件建立了七次多项式运动规律曲线,并通过 ADAMS 建立吹瓶机凸轮机构模型,模拟其实际开合模的情况。仿真结果表明:优化后实现了对两处模具调节位置位移的控制,同时合模点加速度减小至 17.15 mm/s^2 ,冲击点由曲线连接点转移至运动过程中,合模点处冲击明显下降。研究使旋转头开合模振动降低,满足了优化的要求,实际使用中能通过调节可适应不同尺寸瓶子的生产。

关 键 词:吹瓶机;凸轮曲线;凸轮运动模型;合模点;ADAMS

中图分类号:TQ321.66;TH133.5 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2020)04-0064-05

Optimization of Cam Curve Groove for Opening and Closing Die of Rotary Bottle Blowing Machine

BAO Zhaohua¹, WU Minghui¹, ZHOU Wei²

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China;

2. Military Representative Office of the Army Equipment Department in Xiangtan District, Xiangtan, Hunan 411100, China)

Abstract: Aiming at the problem that the rotary mechanism of the rotary bottle blow machine has poor motion stability, the difference of the clamping position of different HDPE bottles and the difficulty in accurately determining the moving position during the movement, the motion models of different cam curves were established, the kinematics and mechanical characteristics of different cam curves were analyzed and compared, and the cam curve of the existing cylindrical cam was optimized. On the basis of the theory of cycloidal motion law, the seventh-order polynomial motion law curve was established with the displacement of the clamping position, the velocity acceleration and the two displacements of the motion process. The model of the blower cam mechanism was established by ADAMS to simulate the actual opening and closing mode. The simulation results show that the optimization of the positional displacement of the two molds is realized after optimization, and the acceleration of the clamping point is reduced to 17.15 mm/s^2 . The impact point is transferred from the curve connection point to the movement process, and the impact at the clamping point is significantly reduced. The results show that the vibration of the opening and closing mode of the rotating head can meet the requirements of optimization. In practical use, it can adapt to the production of bottles of different sizes by adjusting.

Keywords: rotary bottle blowing machine; cam curve; cam motion model; ADAMS

吹瓶机是一种利用“挤出吹塑”原理成型中空制品的设备^[1]。旋转式吹瓶机由于其运动的连续性能相较于直线式吹瓶机具有更高的生产效率。凸轮轮廓

曲线设计为实现吹瓶机运动的关键技术之一,直接关系到开合模运动的平滑性,设备运动的平稳性及使用寿命等。

收稿日期:2019-12-09;修回日期:2020-04-20

第一作者简介:包钊华(1996),男,江苏无锡人,硕士研究生,主要研究方向为塑料机械。E-mail:609579696@qq.com

吹瓶机在旋转头部分实现模具开合,其中凸轮曲线的设计直接影响机构动力学性能。如果凸轮曲线设计不好,在生产过程中,当旋转速度增高时,会使滚轮与凸轮之间的接触力迅速增大,产生较大的冲击。一方面会导致其使用寿命大幅缩减^[2];另一方面,对其所需的驱动功率要求更高,能耗也随之增加^[3]。同时,为了适应不同类型,不同大小高密度聚乙烯(HDPE)瓶的生产,对凸轮曲线不同位置处又有特殊的位移要求,其准确性对整体性能至关重要^[4]。针对以上问题,课题组基于某公司旋转式吹瓶机一代产品,对模具运动规律建立数学模型并通过解析法对其开合模凸轮机构进行设计优化,以提高其动力学性能。

1 旋转头凸轮曲线设计

1.1 设计分析

旋转头凸轮机构凸轮为一空间圆柱凸轮,其运动循环图如图1所示。图2所示为常用满足“推、停、回”运动的凸轮轮廓曲线展开图,其中推程、回程段均满足等速运动规律。旋转头的下模座安装于后法兰盘,其位置相对固定,上模座安装于前法兰盘,通过上模座与圆柱凸轮间的配合实现上模座运动,从而达到开合模具的目的。

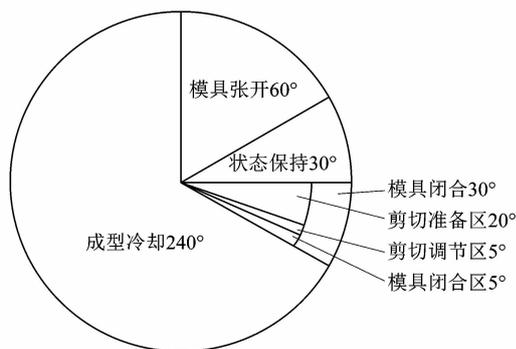


图1 吹瓶机运动循环图

Figure 1 Cyclic motion chart of bottle blowing machine

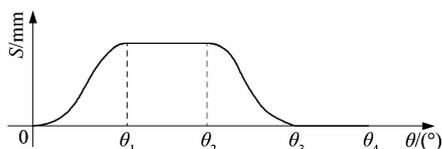


图2 常用运动规律图

Figure 2 Common motion characteristics

$0 \sim \theta_1$ 为吹瓶机完成开模,以模具打开为起点至其完全张开占用角度为 60° 。此时接瓶器穿过上下模,

由于弹簧在闭合阶段存在变载荷,275 N的预紧力在开模段不断压缩至1 025 N,此段易发生由振动冲击引起的HDPE瓶提前脱落,优化后应保证塑料瓶在开模期间能顺利进入接瓶器,若发生脱落将影响后续生产。

$\theta_1 \sim \theta_2$ 为过渡段,保持模具常开准备下一步合模。该段实际空间内存在气路管路、接瓶器及送料螺杆的相关零部件,同时挤出的部分塑料也将该段后半部分通过,模具需要保持打开状态以避免与相关部件发生干涉,占用角度为 30° 。

$\theta_2 \sim \theta_3$ 为设计主要阶段,上下模在此段内完成剪料、合模工作。模具闭合占用角度 30° ,前 20° 为剪切准备区,此段结束时必须将所需的适量HDPE塑料挤压出螺杆,并等待剪切。中间 5° 为剪切调节区,此段由气压剪实现对已挤出塑料的剪断,由于挤料及剪切位置固定,为适应不同PET瓶模具,需使其位于剪切位置时模具闭合程度恰当。若开度过大,剪切后的塑料将受重力影响而掉落;若开度过小,则在剪切前塑料将由于受拉而变形,产生飞边等不良影响。更换不同模具时,通过微调凸轮在前板的安装位置实现开度的校准。为适应常用HDPE瓶模具,此段限制了最低点及最高点处位移量。后 5° 为模具闭合区,将模具快速闭合。由于在该段内需完成剪料、合模两个步骤,各步骤对凸轮曲线有不同要求。剪料区对上下模有相对位置要求,即安装后凸轮曲线上某点有某一确定位移要求。此外该段总体要求在短时间内完成,即要求运动速度快、曲线陡;同时在合模瞬间需产生尽量小的冲击,故又要求运动曲线在连接点处相对平缓,因此该段设计最为重要,同时又是主要设计难点。

$\theta_3 \sim \theta_4$ 为HDPE瓶成型阶段,模具内存在较大压力,需保持闭合。

旋转头凸轮原采用绘图法进行设计。绘图法设计简单明了,但精度低,难以控制精确位置与曲线准确的运动规律,不易进行优化设计,故课题组将建立上模运动模型,分析其理论受力情况,并建模仿真验证。

1.2 开模段运动曲线优化

课题组以产量为144件/min的旋转式吹瓶机为例。图3所示为凸轮机构结构简图,其中圆柱凸轮部分安装固定于前板,法兰随主轴逆时针旋转,旋转法兰盘外径810 mm,可安装12个模具,即最小线速度为 324π mm/s,大于1 000 mm/s,为高速运动工况^[5]。

模具完全闭合时位移为0;设 s 为从动件位移; v 为从动件速度; a 为从动件加速度;其中 j 为从动件跃度; h 为从动件最大位移; β 为最大旋转角度。

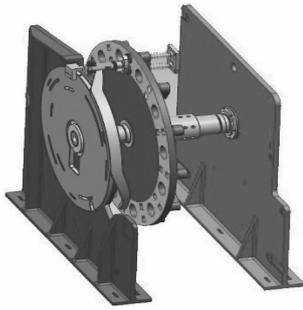


图3 凸轮机构结构简图

Figure 3 Structure of cam mechanism

原凸轮曲线以线性运动为基础,通过理论轮廓线及滚子外形获得的包络线将初始位置柔顺连接,为等速运动^[6],可得其速度、加速度分别为:

$$v = ds/d\theta = h/\beta; \quad (1)$$

$$a = d^2s/d\theta^2. \quad (2)$$

在运动初始位置及终止位置,滚子运动方向理论加速度为 ∞ ,存在刚性冲击,难以减缓,故选择改变运动规律。除此以外的常用基本运动规律有等加速等减速运动规律、简谐运动规律、摆线运动规律,其运动特性不同适用于不同运动场合。

等加速等减速位移方程为:

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{2h}{\beta^2}\theta^2, 0 \leq \theta < \frac{\beta}{2}; \\ s &= h - \frac{2h}{\beta^2}(\beta - \theta)^2, \frac{\beta}{2} \leq \theta < \beta. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

等加速等减速运动规律在运动初始位置、拐点及运动终止位置处存在加速度突变,即存在柔性冲击,不适用于高速不停歇运转,同时该运动对机构刚度有特殊要求^[7]。类似的,简谐运动在拐点处消除了速度突变然而其始末位置仍存在柔性冲击,只适用于中低速中载的工况。等加速等减速和简谐两种运动规律均不满足设计要求。

摆线位移规律曲线通过滚轮在圆柱滚动获得,滚轮某点运动一周产生的运动曲线即为所求曲线^[8]。其运动方程为:

$$s = h \left(\frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi\theta}{\beta} \right); \quad (4)$$

$$v = \frac{ds}{d\theta} = \frac{h}{\beta} \left(1 - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} \right); \quad (5)$$

$$a = \frac{d^2s}{d\theta^2} = \frac{2\pi h}{\beta^2} \sin \frac{2\pi\theta}{\beta}; \quad (6)$$

$$j = \frac{d^3s}{d\theta^3} = \frac{4\pi^2 h}{\beta^3} \cos \frac{2\pi\theta}{\beta}. \quad (7)$$

由式(4)~(7)可得其运动规律曲线。在整个周

期内,该运动的加速度连续,且首尾端加速度均为0;跃度连续且始末位置为有限值。故摆线运动规律不存在刚性和柔性冲击,适用于中高速运动场合,符合设计要求。

1.3 合模段凸轮曲线优化

原合模段曲线设计与开模段相同,生产过程中合模时冲击明显,产生较大噪音。合模段模具平均运动速度相较于开模段更高,要求运动平缓、冲击小。在此基础上,由于柔性化生产的需要,对 $\theta_2 \sim \theta_3$ 段一定角度范围的剪切调节区域进行位移控制,故对剪切调节区间首尾两处有额外的位置要求。合模由上文推导可知,在高速运动情况下,以上运动规律理论上仅摆线运动不存在冲击,然而其位移曲线确定,无法调节,故无法满足设计要求。高次多项式在求解系数矩阵时会引入位移、速度和加速度等约束条件,故在理论设计上可直接消除其刚性和柔性冲击^[9]。高次多项式运动规律曲线能满足本段始末位置与前后段平缓连接的要求^[10],同时提高幂次还能更好控制其运动位置^[11],实现对除始末位置要求外曲线段内其余点的位移量控制。由上文可知,初始位置与中间停歇区域相连,要求实现平稳连接,两处运动规律需相同,即位移、速度和加速度均相等;同理在末尾端也需满足该约束条件,同时回程段内部对某两处位置有额外位移约束条件,共引入8个约束条件,为满足剪料区调节要求,决定采用七次多项式运动规律,其位移、速度和加速度方程式分别为:

$$s = \sum_{n=0}^7 C_n \theta^n; \quad (8)$$

$$v = \sum_{n=1}^7 n C_n \theta^{n-1}; \quad (9)$$

$$a = \sum_{n=2}^7 A_n^2 C_n \theta^{n-2}. \quad (10)$$

引入约束条件为初始位置 x_0 处位移 $s = s_0$,速度 $v = v_0$,加速度 $a = a_0$;终止位置 x_1 处位移 $s = s_1$,速度 $v = v_1$,加速度 $a = a_1$;中间 x_2, x_3 处位置位移 $s = s_2, s = s_3$,共8个约束方程,可得其约束条件的矩阵形式为:

$$\begin{bmatrix} x_0^7 & x_0^6 & x_0^5 & x_0^4 & x_0^3 & x_0^2 & x_0 & 1 \\ 7x_0^6 & 6x_0^5 & 5x_0^4 & 4x_0^3 & 3x_0^2 & 2x_0 & 1 & 0 \\ 42x_0^5 & 30x_0^4 & 20x_0^3 & 12x_0^2 & 6x_0 & 2 & 0 & 0 \\ x_1^7 & x_1^6 & x_1^5 & x_1^4 & x_1^3 & x_1^2 & x_1 & 1 \\ 7x_1^6 & 6x_1^5 & 5x_1^4 & 4x_1^3 & 3x_1^2 & 2x_1 & 1 & 0 \\ 42x_1^5 & 30x_1^4 & 20x_1^3 & 12x_1^2 & 6x_1 & 2 & 0 & 0 \\ x_2^7 & x_2^6 & x_2^5 & x_2^4 & x_2^3 & x_2^2 & x_2 & 1 \\ x_3^7 & x_3^6 & x_3^5 & x_3^4 & x_3^3 & x_3^2 & x_3 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_7 \\ C_6 \\ C_5 \\ C_4 \\ C_3 \\ C_2 \\ C_1 \\ C_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_0 \\ v_0 \\ a_0 \\ s_1 \\ v_1 \\ a_1 \\ s_2 \\ s_3 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

式(11)为八元非齐次线性方程组,因其系数矩阵 A 与其增广矩阵 B 的秩满足:

$$\dim(A) = \dim(B) = 8. \quad (12)$$

故该方程组有唯一解。

2 计算求解

模具打开的极限距离为 150 mm,根据旋转头的运动循环图及不同位置模具开合程度,可得到各约束条件,带入方程求解最终获得凸轮曲线的理论方程。开模段为摆线规律:初始位置转角 $x_0 = 0^\circ$,位移为 $s_0 = 0$

mm;终止位置转角 $x_1 = 60^\circ$,位移为 $s_1 = 150$ mm。代入方程,通过 MATLAB 可得如图 4 所示运动规律曲线。合模段初始位置转角 $x_0 = 0^\circ$,位移 $s_0 = 0$ mm,速度 $v_0 = 0$ mm/s,加速度 $a_0 = 0$ mm/s²;终止位置转角 $x_1 = 0^\circ$,位移 $s_1 = 150$ mm,速度 $v_1 = 0$ mm/s,加速度 $a_1 = 0$ mm/s²;中间位置位移转角分别为 $x_2 = 0^\circ, x_3 = 0^\circ, s_2 = 35$ mm, $s_3 = 5$ mm,代入方程可得矩阵增广矩阵 B ,通过 MATLAB 可解得其未知数列向量^[12-13],绘出运动规律曲线如图 5 所示。

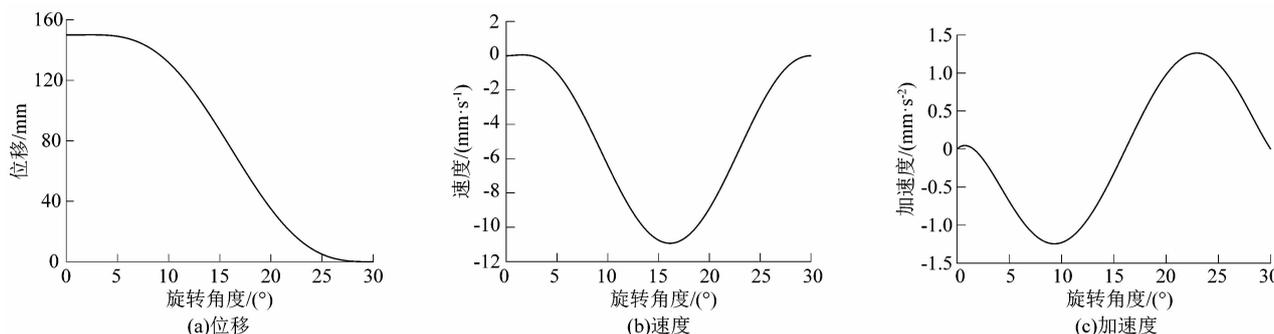


图 4 开模段运动规律

Figure 4 Law of motion of opening section

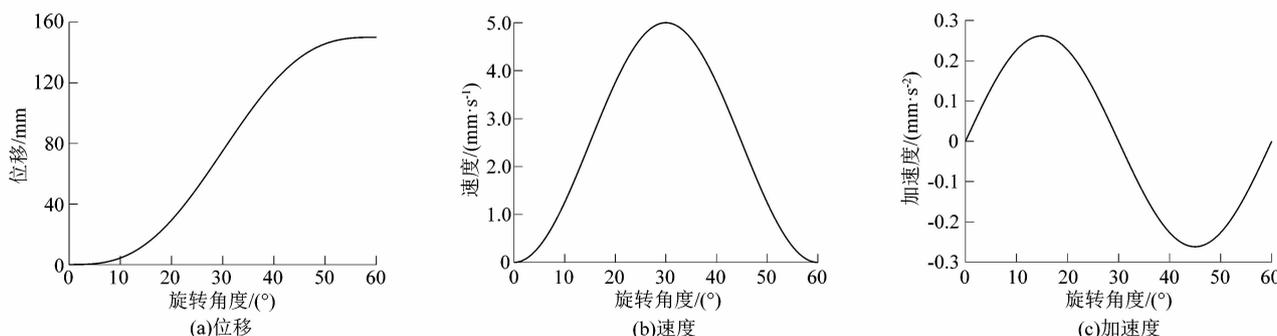


图 5 合模段运动规律

Figure 5 Law of motion of closing section

3 仿真分析

通过 UG 中函数命令建立凸轮曲线,并通过偏执区域命令获得优化后凸轮槽。简化旋转头模型并导入 ADAMS 进行仿真,固定凸轮盘,模具安装盘为旋转约束,依次设置其余各约束,将上模与凸轮关系设置为接触并引入碰撞与库伦摩擦,以钢与钢摩擦状态对摩擦力进行设置^[14]。设置主轴为旋转驱动,转速为 12 r/min,解算后可得上模运动特性图。图 6 所示为旋转头中某一上模旋转一周的位移曲线,位移仿真结果与理论位移规律一致,满足开、合模段的位移要求。

进一步研究速度曲线,相较于理论模型由于仿真时额外考虑了金属接触时的碰撞,运动时产生了微小

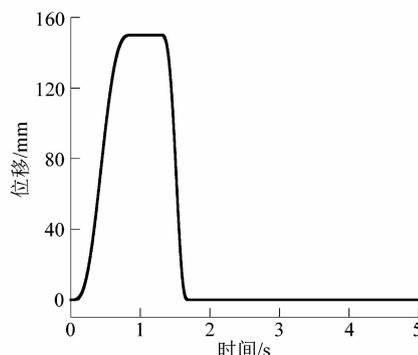


图 6 改进后凸轮位移变化

Figure 6 Change of displacement of improved cam

的纵向运动,因此速度曲线在原理论曲线基础上产生波动。由于速度曲线总体变形趋势符合理论速度曲线规律,故进一步研究其加速度曲线有实际意义。

如图7所示,加速度第1个峰值位于运动开始后0.31 s,其加速度值为 49.26 m/s^2 ,第2个峰值出现于运动开始后1.54 s,其加速度值为 66.85 m/s^2 。结合位移曲线可知,开模段加速度峰值位置处于开模运动中间段,始末位置处加速度值相对较小;合模段加速度峰值位置处于剪切调节区,运动1.70 s处为合模点,此处加速度值为 17.15 mm/s^2 ,速度为 3.18 mm/s 。在原凸轮曲线中,在不同运动规律连接处加速度分别为: $357.66, 96.60, 265.79$ 和 716.04 m/s^2 ,改进后冲击均相对较小。从仿真结果可知,改进后凸轮曲线满足模具各处位置要求;摆线运动、七次多项式曲线运动冲击均小于原曲线,且摆线运动段实际总体加速度波动略小于七次多项式曲线,七次多项式曲线运动冲击主要存在于剪切准备区,消除了合模点的冲击。

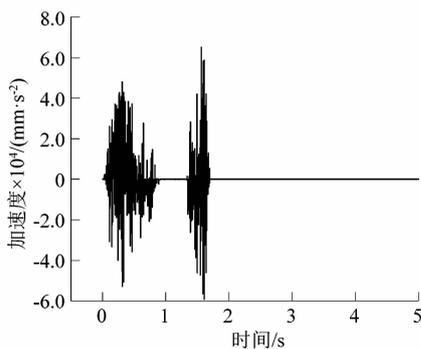


图7 改进后凸轮加速度变化

Figure 7 Change of acceleration of improved cam

4 结语

课题组建立了常用凸轮曲线运动模型,并分析其运动特性,依据冲击大小选择摆线运动规律为开模段凸轮曲线。课题组提出了应用多项式运动规律解决同一段曲线有大于两处位置要求问题的方法,通过建立七次多项式实现了合模段调节区位置控制的需求,改进后合模点处加速度降低至 17.15 mm/s^2 ,理论上消除了始末位置的柔性冲击。相较于原凸轮曲线,实际

使用中旋转头开模时接瓶顺利,无提前掉落现象;合模时冲击及噪音明显降低,设备振动较小。改进圆柱凸轮曲线后模具开合运动平稳,力学性能得到了提升,验证了优化的合理性,具有进一步推广的理论或应用价值。

参考文献:

- [1] 李卫民,李铭.大型中空吹塑设备气针的结构设计和优化[J].机械设计与制造,2013(8):233-236.
- [2] 岳进,王自勤,田丰果,等.凸轮滚子轴承疲劳寿命及滚子接触应力计算[J].制造业自动化,2014(18):71-74.
- [3] 李世康,李强,安俊斌,等.高转速转管炮凸轮曲线槽的优化与设计[J].火炮发射与控制学报,2017,38(2):40-43.
- [4] OUYANG Tiancheng, WANG Pan, HUANG Haozhong, et al. Mathematical modeling and optimization of cam mechanism in delivery system of an offset press[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 110:100-114.
- [5] 曹灵生.凸轮的热处理[J].金属加工:热加工,2012(增刊2):93-96.
- [6] 杨钧,高强.基于AB运动控制系统的凸轮曲线研究[J].机电工程,2015,32(8):1044-1049.
- [7] 宋楠.光栅刻划系统等速凸轮机构设计[J].长春工业大学学报(自然科学版),2014,35(5):511-515.
- [8] 左硕,孟婵,王亚诚,等.纺织鞋面印花机网框凸轮升降机构设计及优化[J].现代制造工程,2018(3):125-129.
- [9] 赵漫漫,吴佳,何雪明,等.高速凸轮变系数多项式凸轮曲线的研究[J].食品与机械,2018,34(3):98-102.
- [10] XIA Bizhong, LIU Xincheng, SHANG Xin, et al. Improving cam profile design optimization based on classical splines and dynamic model[J]. Journal of Central South University, 2015, 24(8):1817-1825.
- [11] YU Jianwu, HONG Luo, HU Junzhi. Reconstruction of high-speed cam curve based on high-order differential interpolation and shape adjustment [J]. Applied Mathematics and Computation, 2019, 356: 272-281.
- [12] 左硕,孟婵,李培波,等.摆线凸轮在织物印花机网框升降机构中的应用[J].东华大学学报,2018,44(1):123-127.
- [13] 吴卓,徐伟,刘广利,等.基于MATLAB的平面凸轮机构通用凸轮曲线设计[J].科学技术与工程,2010,10(4):997-1000.
- [14] LIN Shunhong, ZHU Xincal, LI Changjiang, et al. Parametric modeling and simulation of the cylindrical indexing cam mechanism based on Pro/E and ADAMS [J]. Hydromechanics Engineering, 2015, 43(12):110-115.