

包装技术与工程

## 糖果包装机推糖机构运动分析

马骏, 王俊元, 杜文华, 段能全, 吴秀玲, 王海鹏  
(中北大学, 太原 030051)

**摘要:** **目的** 研究理论条件下,推糖机构末端执行件推糖头的运动情况。**方法** 对推糖机构中连杆机构和凸轮机构建立数学模型,并进行运动特性分析,通过 Matlab 编程,绘制推糖机构的运动学曲线,同时借助 SolidWorks 软件建立机构模型,并对其中的推糖头进行运动轨迹仿真。**结果** 推导出连杆机构的运动学公式,得出推糖头的理论运动轨迹,直观形象地仿真出推糖机构的运动情况。**结论** 针对该推糖机构所建立的数学模型,为推糖机构的设计与改进提供了重要的理论依据;该机构能够可靠、精确、稳定地实现推糖头预期的运动轨迹。

**关键词:** 推糖机构; 运动分析; 数学模型; 轨迹

**中图分类号:** TB486.401 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2014)21-0001-05

## Kinematic Analysis of Feeding Mechanism for Candy Packaging Machine

MA Jun, WANG Jun-yuan, DU Wen-hua, DUAN Neng-quan, WU Xiu-ling, WANG Hai-peng  
(North University of China, Taiyuan 030051, China)

**ABSTRACT: Objective** To study the kinematics of the executive link of feeding mechanism for candy packaging machine under theoretical conditions. **Methods** The dynamic characteristics of the linkage and cam mechanism were analyzed based on their mathematical models. The kinematic curves of the feeding mechanism were obtained with Matlab. Trajectory of this mechanism was simulated by establishing the model of the feeding mechanism using SolidWorks software. **Results** The kinematic formula for linkage was derived, the theoretical trajectory of the feeding mechanism was obtained, and the movement of the feeding mechanism was simulated. **Conclusion** The correctness of these mathematical models was shown by theoretical analysis and simulation results, which provided an important theory for the design and improvement of the feeding mechanism. This mechanism could ensure the kinematic trajectory in a reliable, accurate and stable way.

**KEY WORDS:** feeding mechanism for candy packaging machine; kinematic analysis; mathematical model; trajectory

块状固体物料(如糖果、饼干等)根据包装方式、要求、总体布局等不同,采用的送料机构也有所不同。在扭结式糖果包装中,当糖条被切糖刀切成块后,需要将糖块顺次推到回转工序盘内,然后由工序盘上的夹紧装置将糖块连纸张一起夹住进行抄纸、扭结等工序。推糖机构将糖条切断后送来的糖块间歇地推入工序盘,要求推糖工作行程轨迹近似

于直线,而退回行程轨迹为凹形曲线,以避让送到推糖工位的糖条,从而减少糖条的停顿时间。通过对实现这一预期运动轨迹的连杆-凸轮空间组合机构<sup>[1-2]</sup>进行研究,建立了连杆-凸轮机构的数学模型,并进行运动特性分析,得到推糖头的理论运动轨迹,以确保该机构能可靠、精确、稳定地实现预期运动轨迹<sup>[3]</sup>。

收稿日期: 2014-06-06

基金项目: 山西省自然科学基金(2013011025-1); 高等学校博士学科点专项科研基金(20131420120002)

作者简介: 马骏(1989—),男,山西太原人,中北大学硕士生,主攻机构学及机电一体化系统设计。

## 1 推糖机构组成

推糖机构是糖果包装机的主要运动机构之一,其推糖头运动轨迹见图1,工作行程轨迹近似于直线,退回行程轨迹为凹形曲线。推糖机构可简化为连杆-凸轮机构,运动简图见图2。该机构自由度为 $2^{[4-5]}$ ,曲柄及凸轮E为主动件,以等角速度逆时针方向转动。摆杆使推糖杆作往复移动,上凸轮E与下凸轮F的配合转动使推糖杆绕摆杆上部轴心摆动,摆杆摆动1次,上凸轮和下凸轮各回转1圈,推糖头完成1次往复运动。

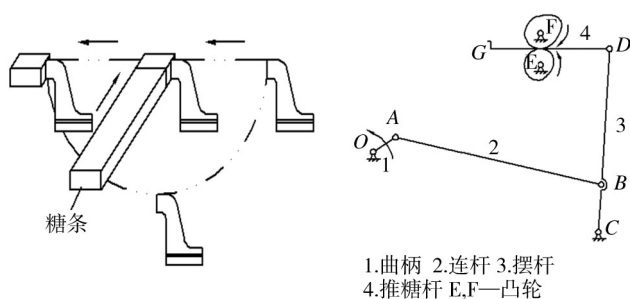


图1 推糖头运动轨迹

图2 推糖机构运动简图

Fig.1 Trajectory of feeding mechanism for candy packaging machine

Fig.2 Kinematic sketch of feeding mechanism for candy packaging machine

实际生产中考虑到该机构曲柄长度短,曲柄销受冲击载荷大,且工作行程小,因此在推糖机构中采用偏心轮机构。把曲柄端部转动副的半径加大至超过曲柄的长度,便可转化为偏心轮-连杆机构,见图3。转化后的机构与原机构的运动特性完全相同。

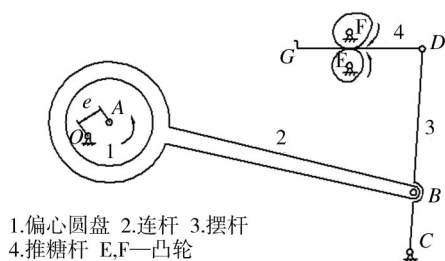


图3 偏心轮-连杆机构

Fig.3 Eccentric cam-linkage mechanism

推糖头预期运动轨迹由2部分构件共同实现:一是连杆机构,实现推糖头的水平运动,偏心轮转动1周,推糖头完成1次水平往复运动;二是凸轮机构,实

现推糖头的垂直运动,凸轮转动1周,推糖头完成1次垂直往复运动。推糖头在水平、垂直复合运动下,形成其所要求的凹形运动轨迹。

## 2 推糖机构数学模型建立

### 2.1 连杆机构运动分析

取推糖机构中曲柄摇杆机构  $OABC$ , 见图4。其中,  $\overline{B_1B_2}=2c\sin(\psi/2)$ ,  $\overline{OB_1}=b+a$ ,  $\overline{OB_2}=b-a$ 。则在  $\triangle OB_1B_2$  中:

$$[2c\sin(\psi/2)]^2 = (b+a)^2 + (b-a)^2 - 2(b+a)(b-a) \cdot \cos \theta \quad (1)$$

在  $\triangle OB_1C$  中:

$$(b+a)^2 = c^2 + d^2 - 2cd \cos(\psi_0 + \psi) \quad (2)$$

在  $\triangle OB_2C$  中:

$$(b-a)^2 = c^2 + d^2 - 2cd \cos \psi_0 \quad (3)$$

在  $\triangle A'B'C$  中:

$$(d-a)^2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \gamma_{\min} \quad (4)$$

式中,  $a$  为曲柄长度;  $b$  为连杆长度;  $c$  为摇杆长度;  $\psi$  为摆角;  $\theta$  为极位夹角;  $\gamma_{\min}$  为最小传动比。

据式(1)~(4), 在已知  $c$ ,  $\psi$ ,  $\theta$  和  $\gamma_{\min}$  时, 即可求出  $a$ ,  $b$ ,  $d$  及角  $\psi_0$ 。由已知的尺度综合知:  $a=5.5$  mm,  $b=360$  mm,  $c=98$  mm,  $d=358$  mm,  $\psi_0=80^\circ$ ,  $\psi=6.5^\circ$ ,  $\gamma_{\min}=77.8^\circ$ ,  $\theta=0.2^\circ$ 。

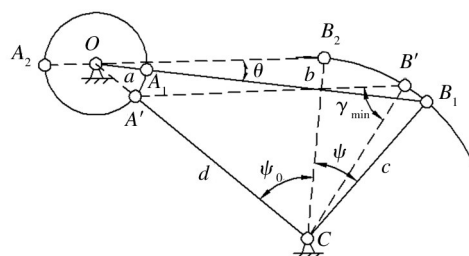


图4 曲柄摇杆机构  $OABC$  的运动

Fig.4 Motion of the crank and rocker  $OABC$  mechanism

取杆组  $OABCD$  任一运动瞬间进行运动分析, 见图5。以  $O$  点为圆心建立直角坐标系, 各杆与坐标系的夹角设为  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta_3$ ,  $\theta_4$ 。  $O, C$  间的水平距离为  $\Delta x$ , 竖直距离  $\Delta y$ 。

根据各杆长度及曲柄角速度, 以水平方向为起点逆时针转动, 则:

$$\theta_1 = \omega t \quad (5)$$

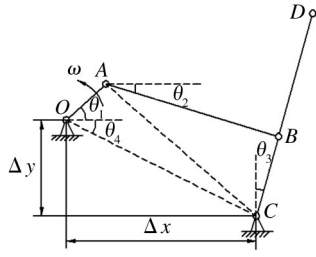


图5 杆组OABCD运动简图

Fig.5 Kinematic sketch of rod group OABCD

$$\theta_4 = \arcsin \frac{\Delta y}{\sqrt{(\Delta x)^2 + (\Delta y)^2}} \quad (6)$$

在 $\triangle ABC$ 中:

$$l_{AC}^2 = l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - 2l_{AB}l_{BC}\cos(\frac{\pi}{2} + \theta_2 - \theta_3) \quad (7)$$

在 $\triangle AOC$ 中:

$$l_{AC}^2 = l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - 2l_{OA}l_{OC}\cos(\theta_1 - \theta_4) \quad (8)$$

由式(7)和(8)得:

$$\sin \theta_1 \cos \theta_3 - \cos \theta_2 \sin \theta_3 = \frac{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - l_{AB}^2 - l_{BC}^2 - 2l_{OA}l_{OC}\cos(\theta_1 - \theta_4)}{2l_{AB}l_{BC}} \quad (9)$$

又:

$$l_{OA}\cos \theta_1 + l_{AB}\cos \theta_2 - l_{BC}\sin \theta_3 = \Delta x \quad (10)$$

$$l_{OA}\sin \theta_1 - l_{AB}\sin \theta_2 - l_{BC}\cos \theta_3 = -\Delta y \quad (11)$$

$$\theta_3 = \arcsin \frac{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - l_{AB}^2 - l_{BC}^2 - 2l_{OA}l_{OC}\cos(wt - \arcsin \frac{\Delta y}{\sqrt{(\Delta x)^2 + (\Delta y)^2}})}{2l_{BC}\sqrt{(\Delta y + l_{OA}\sin wt)^2 + (l_{OA}\cos wt - \Delta x)^2}} - \arctan \frac{l_{OA}\sin wt + \Delta y}{l_{OA}\cos wt + \Delta x}$$

同理可解得:

$$\theta_2 = \arcsin \frac{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 + l_{AB}^2 - l_{BC}^2 + 2l_{OA}l_{OC}\cos(wt - \arcsin \frac{\Delta y}{\sqrt{(\Delta x)^2 + (\Delta y)^2}})}{2l_{BC}\sqrt{(\Delta y + l_{OA}\sin wt)^2 + (l_{OA}\cos wt - \Delta x)^2}} - \arctan \frac{\Delta x - l_{OA}\cos wt}{\Delta y + l_{OA}\sin wt}$$

至此,可知角度参数 $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ 与时间参数 $t$ “停”型运动规律<sup>[11]</sup>,3段运动规律如下所述。

$$D \text{ 点位移: } \begin{cases} x_D = x_C + l_{CD}\sin \theta_3 \\ y_D = y_C + l_{CD}\cos \theta_3 \end{cases}; \text{速度:}$$

$$\begin{cases} \dot{x}_D = l_{CD}\sin \dot{\theta}_3 \\ \dot{y}_D = l_{CD}\cos \dot{\theta}_3 \end{cases}; \text{加速度: } \begin{cases} \ddot{x}_D = l_{CD}\sin \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{y}_D = l_{CD}\cos \ddot{\theta}_3 \end{cases}$$

## 2.2 凸轮机构运动分析

为了使推糖头的退回行程为凹形曲线,设置双凸轮机构<sup>[9-10]</sup>。上、下旋转凸轮具有明显的“升—降—

由式(10)得:

$$\cos \theta_2 = \frac{\Delta x - l_{OA}\cos \theta_1 + l_{BC}\sin \theta_3}{l_{AB}} \quad (12)$$

由式(11)得:

$$\sin \theta_2 = \frac{\Delta y + l_{OA}\sin \theta_1 - l_{BC}\cos \theta_3}{l_{AB}} \quad (13)$$

将式(12)(13)代入式(9)得:

$$(\Delta y + l_{OA}\sin \theta_1)\cos \theta_3 + (l_{OA}\cos \theta_1 - \Delta x)\sin \theta_3 = \frac{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - 2l_{OA}l_{OC}\cos(\theta_1 - \theta_4)}{2l_{BC}} \quad (14)$$

即:

$$\sin(\theta_3 + \varphi_1) = \frac{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - 2l_{OA}l_{OC}\cos(\theta_1 - \theta_4)}{2l_{BC}\sqrt{(\Delta y + l_{OA}\sin \theta_1)^2 + (l_{OA}\cos \theta_1 - \Delta x)^2}} \quad (15)$$

解得:

$$\theta_3 = \arcsin \frac{l_{OA}^2 + l_{OC}^2 - l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - 2l_{OA}l_{OC}\cos(\theta_1 - \theta_4)}{2l_{BC}\sqrt{(\Delta y + l_{OA}\sin \theta_1)^2 + (l_{OA}\cos \theta_1 - \Delta x)^2}} - \varphi_1 \quad (16)$$

$$\text{式中, } \varphi_1 = \arctan \frac{\Delta y + l_{OA}\sin \theta_1}{l_{OA}\cos \theta_1 - \Delta x}。$$

将式(5)和(6)代入式(16)得:

凸轮推程运动角 $\delta_0 = \frac{\pi}{2}$ ,采用五次多项式运动规律<sup>[12-13]</sup>。从动件推糖杆的垂直位移、速度、加速度方程分别为:

$$\begin{cases} s = h[10(\frac{2\delta}{\pi})^3 - 15(\frac{2\delta}{\pi})^4 + 6(\frac{2\delta}{\pi})^5] \\ \dot{s} = \frac{2h}{\pi}[30(\frac{2\delta}{\pi})^2 - 60(\frac{2\delta}{\pi})^3 + 30(\frac{2\delta}{\pi})^4] \\ \ddot{s} = \frac{4h}{\pi^2}[60(\frac{2\delta}{\pi}) - 180(\frac{2\delta}{\pi})^2 + 120(\frac{2\delta}{\pi})^3] \end{cases} \quad \delta \in [0, \frac{\pi}{2}] \quad (17)$$

式中: $h$ 为从动件推程最高点; $\delta$ 为凸轮转角。

凸轮回程运动角 $\delta'_0 = \frac{\pi}{2}$ ,采用五次多项式运动规律。从动件推糖杆的垂直位移、速度、加速度方程分别为:

$$\begin{cases} s_r = h[1 - 10\left(\frac{2\delta'}{\pi}\right)^3 + 15\left(\frac{2\delta'}{\pi}\right)^4 - 6\left(\frac{2\delta'}{\pi}\right)^5] \\ \dot{s}_r = -\frac{2h}{\pi}[30\left(\frac{2\delta'}{\pi}\right)^2 - 60\left(\frac{2\delta'}{\pi}\right)^3 + 30\left(\frac{2\delta'}{\pi}\right)^4] \\ \ddot{s}_r = -\frac{4h}{\pi^2}[60\left(\frac{2\delta'}{\pi}\right) - 180\left(\frac{2\delta'}{\pi}\right)^2 + 120\left(\frac{2\delta'}{\pi}\right)^3] \end{cases} \quad (18)$$

式中: $\delta'$ 为凸轮转角, $\delta' \in [\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{4}]$ 。

凸轮休止角 $\varphi = \pi$ ,从动件推糖杆的垂直运动特性分别与 $D$ 点进程 $y$ 方向运动特性相一致,使推糖杆在行程中保持水平,作刚体平移运动。

### 3 推糖机构运动学分析结果

通过对推糖机构进行位移、速度和加速度分析<sup>[14-16]</sup>,可以判断机构在运动过程中是否平稳、干涉,以及构件正常运动所需要的空间。以糖果包装机速度为120块/min为例<sup>[17]</sup>, $\Delta x=336$  mm,  $\Delta y=122$  mm,  $w=4\pi$  rad/s,通过Matlab编程得到推糖机构 $D$ 点的位移、速度、加速度曲线,见图6—8。

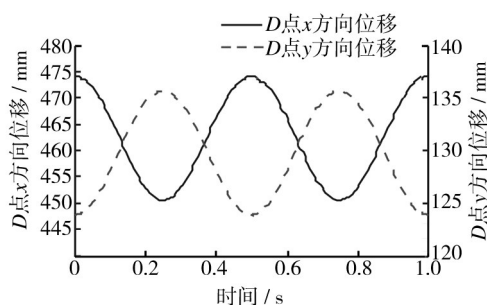


图6  $D$ 点位移-时间曲线

Fig.6 The displacement-time curve for dot  $D$

从图6—8,可知 $D$ 点 $x$ 方向坐标最小为450.6 mm,最大为474.1 mm; $y$ 方向坐标最小为123.9 mm,最大为135.7 mm,因此该机构能够在限定的空间内完成运动过程。 $D$ 点 $x$ 方向推糖行程最大速度为148.8 mm/s,退回行程最大速度为146.3 mm/s; $y$ 方向推糖行程最大速度为74.9 mm/s,退回行程最大速度为73.6 mm/s。可

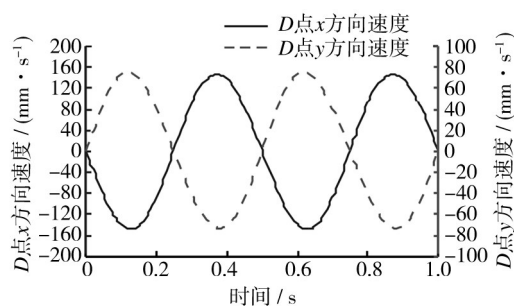


图7  $D$ 点速度-时间曲线

Fig.7 The speed-time curve for dot  $D$

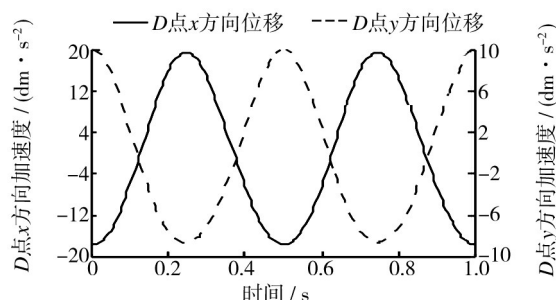


图8  $D$ 点加速度-时间曲线

Fig.8 The acceleration-time curve for dot  $D$

见,速度曲线连续无突变,具有较好的安全性。 $D$ 点 $x$ 方向推糖行程最大加速度为1935.9 mm/s<sup>2</sup>,退回行程最大加速度为1774.6 mm/s<sup>2</sup>;  $y$ 方向推糖行程最大加速度为996.8 mm/s<sup>2</sup>,退回行程最大加速度为861.7 mm/s<sup>2</sup>。可见,加速度曲线无突变、无刚性和柔性冲击,可用于高速场合。

根据凸轮从动件运动规律,分别取 $h=30$  mm及 $h=-30$  mm设计上、下凸轮,凸轮角速度与偏心轮转速一致,取 $w=4\pi$  rad/s。通过Matlab编程,将推糖头水平运动和垂直运动合成,得到推糖头退回行程运动轨迹,这是推糖头理想的运动轨迹,见图9。

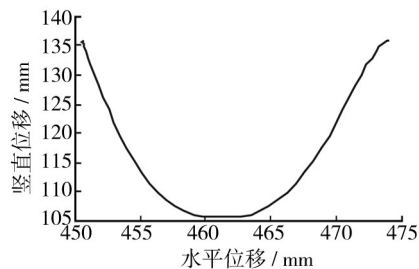


图9 推糖头退回行程运动轨迹

Fig.9 Trajectory for return stroke of feeding mechanism for candy packaging machine



#### 4 推糖机构仿真模型建立

连杆-凸轮组合机构中偏心轮的偏心距  $e=5.5$  mm, 以  $\omega=4\pi$  rad/s 的角速度逆时针匀速转动, 连杆  $l_{OA}=5.5$  mm,  $l_{AB}=360$  mm,  $l_{BC}=98$  mm,  $l_{CD}=282$  mm,  $l_{DG}=235$  mm,  $\Delta x=336$  mm,  $\Delta y=122$  mm。根据上述参数建立推糖机构 SolidWorks 模型, 见图 10。2 个驱动马达以 120 r/min 逆时针方向转动, 可以直观形象地仿真出推糖机构的运动情况, 验证了推糖头运动轨迹为凹型曲线, 实现预期运动轨迹。

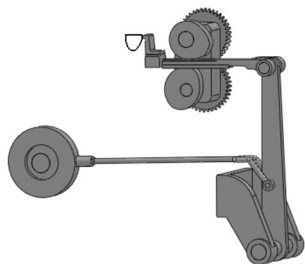


图 10 推糖机构仿真模型

Fig.10 Simulation model of the feeding mechanism for candy packaging machine

#### 5 结语

对推糖机构建立了数学模型, 推导出各角度参数  $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$  与时间  $t$  参数的关系, 已知杆长便可求得各节点处位移、速度和加速度。通过仿真实验, 验证了该数学模型的正确性与可靠性, 为推糖机构的设计与改进提供了重要的理论依据, 该机构能够可靠、精确、稳定地实现推糖头预期运动轨迹。

#### 参考文献:

- [1] 张春林, 余跃庆. 高等机构学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006.  
ZHANG Chun-lin, YU Yue-qing. Advanced Mechanisms[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2006.
- [2] 常勇, 杨富富, 李延平. 糖果包装机中凸轮连杆-组合机构的尺寸综合研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(17): 2023—2030.  
CHANG Yong, YANG Fu-fu, LI Yan-ping. Research on Size Synthesis of Cam-linkage Mechanism in a Candy Packaging Machine[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(17):

2023—2030.

- [3] 杨传民, 田少龙, 杨锰, 等. 码垛机器人末端执行器的设计[J]. 包装工程, 2014, 35(3): 60—63.  
YANG Chuan-min, TIAN Shao-long, YANG Meng, et al. Design of End-effector of Palletizing Robots[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(3): 60—63.
- [4] 黄真, 刘婧芳, 李艳文. 150 年机构自由度的通用公式问题[J]. 燕山大学学报, 2011, 35(1): 1—14.  
HUANG Zhen, LIU Jing-fang, LI Yan-wen. 150-year Unified Mobility Formula Issue[J]. Journal of Yanshan University, 2011, 35(1): 1—14.
- [5] ZHAO Jing-shan, ZHOU Kai, FENG Zhi-jing. A Theory of Degrees of Freedom for Mechanisms [J]. Mechanism and Machine Theory, 2004, 39(6): 621—643.
- [6] 田野, 孙智慧, 郑赛男, 等. 包装机中推料机构分析及优化[J]. 包装工程, 2013, 34(21): 66—70.  
TIAN Ye, SUN Zhi-hui, ZHENG Sai-nan, et al. Analysis and Optimization of Feeding Mechanism of Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2013, 34(21): 66—70.
- [7] ZHANG W J, LI Q, GUO L S. Integrated Design of Mechanical Structure and Control Algorithm for a Programmable Four-bar Linkage[J]. IEEE/ASME Trans on Mechatronics, 1999, 4(4): 356—358.
- [8] 袁清珂, 张明天, 刘大慧, 等. 空间机构计算机建模与分析方法[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2009, 49(10): 1589—1592.  
YUAN Qing-ke, ZHANG Ming-tian, LIU Da-hui, et al. Computer Modeling and Analysis of Spatial Mechanisms[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2009, 49(10): 1589—1592.
- [9] CAO Ju-jiang, LI Yan. Study on the Induced Curvature and Strength Design of the Globoidal Cam Mechanism[J]. Advanced Manufacturing Technology, 2009, 33(1): 22—24.
- [10] JI Z, MANNA Y A. Size Minimization of Disc Cams with Roller-followers Under Pressure Angle Constraint[J]. Mechanical Engineering Science, IMechE, 2008, 222(12): 2475—2484.
- [11] 杨传民, 汪浩, 刘铭宇, 等. 给袋式包装机撑袋空间组合机构的运动分析[J]. 包装工程, 2014, 35(5): 35—40.  
YANG Chuan-min, WANG Hao, LIU Ming-yu, et al. Kinematic Analysis of Spatial Combined Mechanism for Bag Opening in Automatic Bag Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(5): 35—40.
- [12] 苟志波. 纸巾机凸轮连杆机构动态仿真研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.

(下转第 58 页)

- [J]. 农业机械学报, 2006, 37(8): 194—196.
- XU Ke-fei, SUN Zhi-hui, LI Meng-meng. Simulation Research on Plastic Packaging Film Heat-seal Parameters[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(8): 194—196.
- [5] YIANGKAMOLSING C, HISHINUMA K. Failure Analysis and Improvement of Heat Sealing Testing Method[C]// Proceedings of the 17th IAPRI World Conference on Packaging, 2010.
- [6] 戴宏民, 戴佩燕, 周均. 中国包装机械发展的成就及问题[J]. 包装学报, 2012, 4(1): 61—65.
- DAI Hong-min, DAI Pei-yan, ZHOU Jun. Achievements and Problems in China's Packaging Machinery Developments[J]. Packaging Journal, 2012, 4(1): 61—65.
- [7] 刘螺. 全伺服往复包装机械: 中国, CN200910179692.X[P]. 2010-01-09.
- LIU Luo. Full Servo Reciprocating Type Packaging Machinery: China, CN200910179692.X[P]. 2010-01-09.
- [8] 王爱宗, 王清源. 全自动往复横封包装机: 中国, CN201210517956.X[P]. 2013-04-03.
- WANG Ai-zong, WANG Qing-yuan. Automatic Reciprocating Type Transverse Sealing Packaging Machine: China, CN201210517956.X[P]. 2013-04-03.
- [9] MASAO F. Apparatus for and Method of Transverse Sealing for a Form-fill-seal Packaging Machine: United States, 5347795[P]. 1994-09-20.
- [10] MASAO F. Transverse Sealer for Packaging Machine: United States: 5279098[P]. 1994-01-18.
- [11] 李光. 基于COSMOSMotion的包装机横封机构运动仿真[J]. 包装工程, 2010, 31(5): 83—85.
- LI Guang. Kinematic Simulation of Traverse Seal Mechanism of Packaging Machine Based on COSMOSMotion[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(5): 83—85.
- [12] 尚峰磊, 陈双平, 王宪龙, 等. 一种新型的无菌砖包机双滑块并联横封机构的设计与分析[J]. 机械设计, 2012, 29(8): 44—47.
- SHANG Feng-lei, CHEN Shuang-ping, WANG Xian-long, et al. Design and Analysis of a New Kind of Dual-slider Parallel Mechanism Used for Horizontal Sealing of Aseptic Brick Type Packaging Machine[J]. Journal of Machine Design, 2012, 29(8): 44—47.
- [13] 刘扬, 贺兵. 枕式包装机横封机构平衡设计[J]. 包装工程, 2008, 29(12): 83—85.
- LIU Yang, HE Bing. Mechanism Balance Design of Traverse Seal of Pillow-style Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2008, 29(12): 83—85.
- [14] 乔峰丽, 苗鸿宾. 包装机横封机构仿真研究[J]. 包装工程, 2008, 29(1): 75—77.
- QIAO Feng-li, MIAO Hong-bin. Simulation on Traverse Seal Mechanism of Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2008, 29(1): 75—77.
- [15] 陈向科. 施密特平行轴联轴器理论研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2007.
- CHEN Xiang-ke. Theory Research of Schmidt Offset Coupling [D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2007.
- =====
- (上接第5页)
- GOU Zhi-bo. Research on the Dynamic of The Cam-Linkage System of the Tissue Machine[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012.
- [13] 邹慧君, 李瑞琴, 郭为忠, 等. 机构学10年来主要研究成果和发展展望[J]. 机械工程学报, 2003, 39(12): 22—30.
- ZOU Hui-jun, LI Rui-qin, GUO Wei-zhong, et al. Research Trends and Prospects of Mechanisms in China in the Past Decade[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(12): 22—30.
- [14] 田晓鸿. 基于ADAMS的推烟机构推手中曲柄滑块机构的动态研究[J]. 包装工程, 2014, 35(5): 46—49.
- TIAN Xiao-hong. Dynamics Study on the Slider-crank Mechanism in Smoke Pusher Hand Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(5): 46—49.
- [15] CAO Ju-jiang, TIAN Xiao-hong, LI Long. Analysis of the Simulation Movement in Cigarette Packaging Machine Pusher Device[J]. Advanced Manufacturing Technology, 2011, 314/316: 801—804.
- [16] 席晓燕. 基于ADAMS的含间隙酒瓶装箱机构优化设计[J]. 包装工程, 2013, 34(1): 69—74.
- XI Xiao-yan. Optimal Design of Wine Bottle Packaging Machine with Clearance Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2013, 34(1): 69—74.
- [17] 杜文华, 赵慧文, 段能全, 等. 一种颗粒包装机摆动式充填机构的设计[J]. 包装工程, 2013, 34(3): 77—79.
- DU Wen-hua, ZHAO Hui-wen, DUAN Neng-quan, et al. Design of a Swing-type Filling Device of Particle Automatic Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2013, 34(3): 77—79.