

一种热封剪切装置的设计与仿真

刘光宇, 齐迎春

(吉林大学, 长春 130025)

摘要: **目的** 为了实现大型或多件物品热收缩包装过程中薄膜高效精准的热封、剪切, 设计、分析并优化一种热封剪切装置。**方法** 基于双膜裹包和热封、剪切工艺要求, 从机械设计角度出发, 结合生产实际, 对机械结构进行设计, 并进行运动仿真和结构优化。**结果** 通过仿真分析, 证实切刀和热封板之间实现了“先封后切”工序, 一次热封剪切过程持续时间约为 1 s, 热封板间工作压力约为 250 N, 装置的整体工作性能良好。**结论** 该装置设计合理、工作稳定、动作精准, 能够实现热收缩包装中的热封剪切功能。

关键词: 热封剪切; 热收缩; 包装机; CAD; 动力学仿真

中图分类号: TB486 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2018)03-0136-05

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2018.03.026

Design and Simulation of a Heat Sealing and Cutting Device

LIU Guang-yu, QI Ying-chun

(Jilin University, Changchun 130025, China)

ABSTRACT: The work aims to achieve highly efficient and precise heat sealing and cutting of the film in the heat shrink packaging process of large or multi-items, and design, analyze and optimize a heat sealing and cutting device. Based on the double film wrapping, heat sealing and cutting process requirements, from the perspective of mechanical design, combined with the actual production, the mechanical structure was designed and the motion simulation and structural optimization were conducted. Through the simulation analysis, it was confirmed that the process of "first sealing and then cutting" was realized between the cutter and the heat sealing plate. The duration of the heat sealing and cutting process was about 1 s, the working pressure between the heat sealing plates was about 250 N, and the overall working performance of the device was good. The device is designed reasonably, and it works stably and accurately. It can achieve the heat sealing and cutting function for heat shrink packaging.

KEY WORDS: heat sealing and cutting; heat shrink; packaging machine; CAD; dynamic simulation

热收缩包装始于 20 世纪六七十年代, 具有强度高、透明度好等特点, 广泛应用于各类产品包装^[1-2]。热封剪切装置是包装机械上的典型机构, 常用热封形式有板式热封、高频热封、热感应热封等^[3]。目前包装设备中的热封剪切结构, 在结构形式上一般为热封机构与剪切机构分体设计; 在动力输入上, 多结合气动技术的使用, 缺点为存在气动装置稳定性较差。文中主要研究一种应用于收缩包装机上的热封剪切装置, 用以将裹包完成的集装件包装膜进行封合以及切

断, 从机械结构优化设计的角度, 探究一种电机驱动、板式热封的热封剪切装置, 采用三维软件建模并进行运动仿真, 分析该装置的结构性能和运动性能。

1 热封剪切装置总体设计

1.1 总体结构及工艺方案

针对矿泉水热收缩集装、瓶装矿泉水(550 mL/瓶)

收稿日期: 2017-08-20

基金项目: 国家自然科学基金(51205157)

作者简介: 刘光宇(1995—), 男, 吉林大学本科生, 主攻方向包装机械设计与制造。

通信作者: 齐迎春(1979—), 女, 博士, 吉林大学副教授, 主要研究方向包装机械设计与制造。

4行6列排布组成包装件进行设计,包装速度为8~22件/min。该装置在同一工位完成薄膜的热封与剪切,其中热封合采用板式热封,电阻丝调温加热,温度控制在145~160℃之间^[4-9],见图1—2。热封机构由上下相向运动的热封板组成,上加热板由电机带动凸轮进行驱动,行程控制取决于凸轮的轮廓;下热封板与上板共用同一电动机,行程小于上板,因此上下板凸轮轮廓线不同。切刀装在上热封板上,工作时,热封板先接触待封合膜,热封板上端连接带有压缩弹簧的立柱,当上下热封板相向运动接触时,凸轮继续其升程段转动,从而触发弹簧压缩,使切刀由切刀槽中推出,完成切断工作。随后两热封板随着凸轮的回程而分离,完成一次热封剪切。凸轮的转动控制着热封和剪切的时间,凸轮和压缩弹簧配合控制热封和剪切的时序。

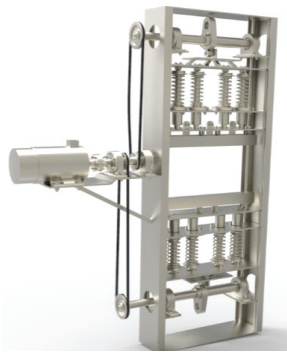
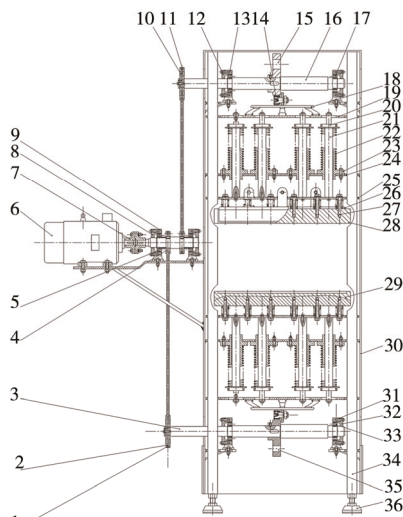


图1 热封剪切装置三维模型

Fig.1 Three-dimensional model of heat sealing and cutting device



1.V型带 2.大带轮(下) 3.下凸轮轴 4.小带轮 5.轴承 6.调速变频电动机 7.联轴器 8.轴承端盖 9.轴承座 10.大带轮(上) 11.V型带 12.轴承端盖 13.轴承座 14.凸轮滚针轴承 15.凸轮(上) 16.上凸轮轴 17.轴承 18.分力压板 19.连接板 20.连接杆 21.导向杆 22.弹簧 23.导向套 24.固定平板 25.切刀固定板 26.切断刀 27.拧紧螺钉 28.上热封板 29.下热封板 30.龙门框架 31.轴承座 32.轴承端盖 33.轴承 34.导向柱 35.凸轮(下) 36.可调地脚

图2 热封剪切装置

Fig.2 Heat sealing and cutting device

1.2 驱动凸轮设计^[10-11]

凸轮作为整个装置的关键部件,其形状、尺寸直接关系到热封与剪切功能的实现,决定装置工作性能的好坏。由于包装过程速度较快,包装精度要求较高,故应使凸轮受力尽可能趋于平稳。凸轮的升程段采用余弦加速度运动规律,存在少许柔性冲击。回程段采用正弦加速度运动规律,理论上不产生冲击。所设计的上板、下板驱动凸轮轮廓线见图3。

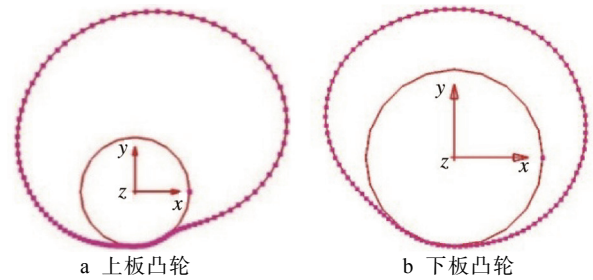


图3 驱动凸轮轮廓线

Fig.3 The profile of drive cam

1.2.1 上板驱动凸轮

凸轮的设计为滚子从动件盘形凸轮机构,凸轮的基圆半径 $r_0=60$ mm,从动件的升程 $h=144$ mm,推程运动角 $\delta_0=210^\circ$,回程运动角 $\delta'_0=120^\circ$,近休止角 $\delta'_s=30^\circ$ 。

1) 凸轮推程轮廓线运动方程。由余弦加速度运动方程,带入相应数据,可得推程运动方程:

$$S = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\delta_0} \delta \right) = 72 \left(1 - \cos \frac{6}{7} \delta \right) \quad (1)$$

$$\frac{dS}{d\delta} = \frac{\pi h}{2\delta_0} \sin \frac{\pi}{\delta_0} \delta = 61.7 \sin \frac{6}{7} \delta \quad (2)$$

$$\frac{d^2S}{d\delta^2} = \frac{\pi^2 h}{2\delta_0^2} \cos \frac{\pi}{\delta_0} \delta = 52.9 \cos \frac{6}{7} \delta \quad (3)$$

式中: $0 < \delta \leq 7\pi/6$ 。

2) 凸轮回程轮廓线运动方程。由正弦加速度运动方程,带入相应数据,可得回程运动方程:

$$S = h \left\{ 1 - \frac{(\delta - \delta_0 - \delta_s)}{\delta'_0} + \frac{1}{2\pi} \sin \left[\frac{2\pi}{\delta'_0} (\delta - \delta_0 - \delta_s) \right] \right\} = 144 \times \left\{ 2.75 - \frac{3}{2\pi} \delta + \frac{1}{2\pi} \sin(3\delta - 3.5\pi) \right\} \quad (4)$$

$$\frac{dS}{d\delta} = \frac{h}{\delta'_0} \left\{ \cos \left[\frac{2\pi}{\delta'_0} (\delta - \delta_0 - \delta_s) \right] - 1 \right\} = \frac{216}{\pi} [\cos(3\delta - 3.5\pi) - 1] \quad (5)$$

$$\frac{d^2S}{d\delta^2} = -\frac{2\pi h}{\delta'_0^2} \sin \left[\frac{2\pi}{\delta'_0} (\delta - \delta_0 - \delta_s) \right] = -\frac{648}{\pi} \sin(3\delta - 3.5\pi) \quad (6)$$

式中: $7\pi/6 < \delta \leq 11\pi/6$ 。

3) 凸轮近休止轮廓线运动方程。在近休止 δ'_s 阶段, $s=0, v=0, a=0$ ($11\pi/6 < \delta \leq 2\pi$)。

1.2.2 下板驱动凸轮

下板驱动凸轮从动件的升程 $h=144$ mm, 推程运动角 $\delta_0=210^\circ$, 回程运动角 $\delta'_0=120^\circ$, 近休止角 $\delta'_s=30^\circ$ 。

1) 凸轮推程轮廓线运动方程:

$$S = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\delta_0} \delta \right) = 20 \left(1 - \cos \frac{6}{5} \delta \right) \quad (7)$$

$$\frac{dS}{d\delta} = \frac{\pi h}{2\delta_0} \sin \frac{\pi}{\delta_0} \delta = 24 \sin \frac{6}{5} \delta \quad (8)$$

$$\frac{d^2S}{d\delta^2} = \frac{\pi^2 h}{2\delta_0^2} \cos \frac{\pi}{\delta_0} \delta = 28.8 \cos \frac{6}{5} \delta \quad (9)$$

式中: $0 < \delta \leq 5\pi/6$ 。

2) 凸轮远休止轮廓线运动方程。在远休止 δ_s 阶段, $s=h, v=0, a=0$ ($5\pi/6 < \delta \leq 7\pi/6$)。

3) 凸轮回程轮廓线运动方程:

$$S = h \left\{ 1 - \frac{(\delta - \delta_0 - \delta_s)}{\delta'_0} + \frac{1}{2\pi} \sin \left[\frac{2\pi}{\delta'_0} (\delta - \delta_0 - \delta_s) \right] \right\} =$$

$$40 \times \left\{ 2.75 - \frac{3}{2\pi} \delta + \frac{1}{2\pi} \sin(3\delta - 3.5\pi) \right\} \quad (10)$$

$$\frac{dS}{d\delta} = \frac{h}{\delta'_0} \left\{ \cos \left[\frac{2\pi}{\delta'_0} (\delta - \delta_0 - \delta_s) \right] - 1 \right\} =$$

$$\frac{60}{\pi} [\cos(3\delta - 3.5\pi) - 1] \quad (11)$$

$$\frac{d^2S}{d\delta^2} = -\frac{2\pi h}{\delta'^0_0} \sin \left[\frac{2\pi}{\delta'_0} (\delta - \delta_0 - \delta_s) \right] =$$

$$-\frac{180}{\pi} \sin(3\delta - 3.5\pi) \quad (12)$$

式中: $7\pi/6 < \delta \leq 11\pi/6$ 。

4) 凸轮近休止轮廓线运动方程。在近休止 δ'_s 阶段, $s=0, v=0, a=0$ ($11\pi/6 < \delta \leq 2\pi$)。

该装置中, 上热封板、切刀结构、下热封板的结构分别见图4—5。该机构设计为“先封后切”的工作顺序, 即热封板先与待封包装膜接触, 而后切刀下落完成整个工序过程。整个热封切断过程按照设计时间应为1 s, 故设计热封板和切刀的下落时间差为1 s。这个时间差的产生主要由一组螺钉-弹簧机构来协助完成。如图4所示, 螺钉拧在上热封板上, 螺钉帽通过垫片与切刀固定板相连接。凸轮轮廓实际上可分为2个升程, 第1行程是驱动机构整体向下运动, 第2行程则是推动切刀运动。当凸轮的第1行程结束时, 上下两热封板会出现刚性接触而顶住, 此时凸轮进行第2段行程, 弹簧开始压缩, 将切刀顶出, 完成包装膜的切断工作。而后凸轮开始进入回程阶段, 凸轮回程弹簧同时开始释放, 协助凸轮快速回程。整个上下

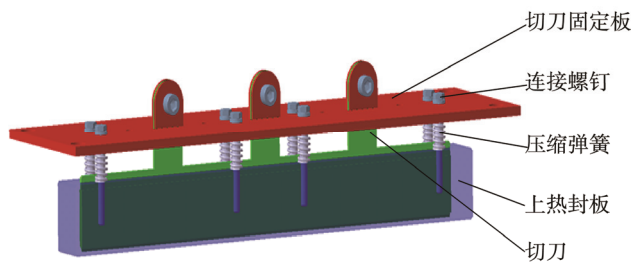


图4 上热封板及切刀结构
Fig.4 Structure of upper heat sealing plate and cutter

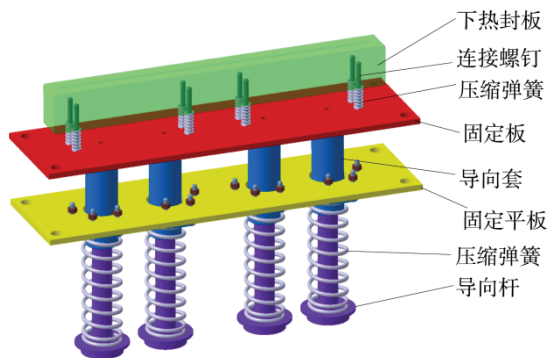


图5 下热封板结构
Fig.5 Structure of lower heat sealing plate

运动的过程由图2中的导向柱34进行导向。

该装置中, 选用 YVF2-80M 变频调速电动机, YL2 型联轴器, 电动机输出轴轴承为 7208C, 上下凸轮轴轴承为 6208, 凸轮滚针轴承为 CF18B, 刀片采用碳素钢材。

2 建模

设计采用三维 CAD 软件 CATIA 进行建模, 应用 CATIA 软件的 Compute Clash (干涉分析) 模块对部件之间存在的干涉进行检测, 并对间隙进行计算, 确保模型装配的准确性, 通过干涉分析找出模型问题并予以修正。检测以及修正完毕后, 应用 CATIA 的 DMU 运动机构模块对零部件之间的运动关系进行约束, 并对运动部件施加驱动。观察机构运动状态、各个零部件之间的协调运动情况以及评价机械结构设计的合理性, 检查是否符合机构设计的预期状态。通过检测验证了该装置机械设计的可行性。

3 仿真

3.1 ADAMS 动力学仿真

对已经建立的 CATIA 三维模型进行合理简化, 然后导入 ADAMS 软件中进行仿真测试。创建约束和驱动, 根据机构各零件间的运动关系, 对其施加相应的连接 (固定副、转动副、移动副、凸轮副等); 对

涉及凸轮与压缩弹簧配合运动的连接,在柔性连接模块下创建压缩弹簧,并调整参数;对凸轮的转动副在驱动模块下施加旋转驱动,驱动转速为 $90\ (^{\circ})/\text{s}$,仿真时间为 4 s, 500 步^[12-15]。

3.2 仿真结果分析

由图 6 可知,热封板和切刀存在行程上的差异。在 1.856~2.688 s 期间,热封板静止不动,上下热封板由于接触而停止移动,此时切刀继续下落而后回程,通过图像测量位移约为 13 mm,符合预期的切断行程,其他时间段切刀和热封板的位移动作一致。以上说明热封板和切刀实现了“先封后切”的工步配合,落刀时间和位移迅速精准,设计具备可行性。

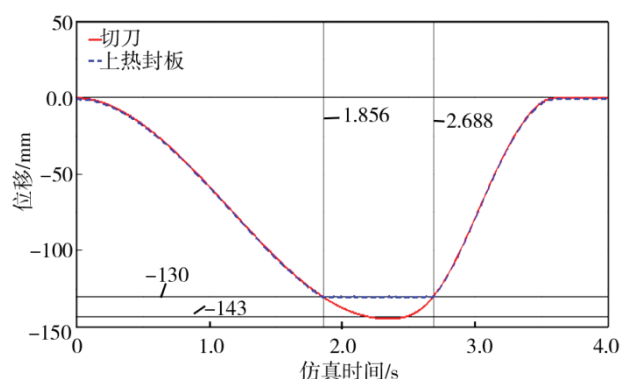


图 6 热封板与切刀位移

Fig.6 Heat sealing plate and cutter displacement

切刀的速度和加速度变化情况见图 7。在 0~2.34 s 时,切刀向下运行,处于下落状态,以 1.16 s 为界限速度先增大后减小。在 2.34~3.664 s,切刀向上运动,凸轮处于回程,以 3.032 s 为界限速度先增大后减小。在 3.664 s 之后,切刀速度为 0,此时凸轮处于近休止状态。通过时间差计算,可以看出切刀具有明显的急回特性,整条曲线切刀速度变化平稳,机构工作状况良好。切刀的加速度变化较为平稳,在零点上下浮动。由牛顿第二定律可知,加速度的平稳变化反映的是受力情况的稳定,此处则表明切刀受力状况良

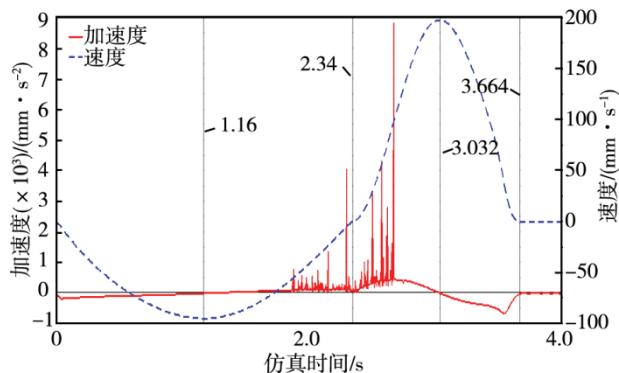


图 7 切刀速度变化

Fig.7 Cutter speed change

好,工作稳定。在 2.34 s 附近出现的波动现象应由凸轮回程初始时刻压缩弹簧释放产生的振动所致,但其对前述的热封剪切工序并无影响。

凸轮与热封板间的受力情况见图 8。凸轮在一个回转周期内总体受力较为平稳,最大受力不超过 250 N,受力状况良好。上下热封板间从 1.856 s 时开始接触,到 2.688 s 结束,结束时间相对前述切刀的回程时刻 2.34 s 稍有滞后。这是由于压缩弹簧释放延后所致。板间接触热封符合预期设计时间,落刀期间(1.856~2.34 s)内始终存在一定大小的接触力压紧薄膜,压紧力在 250 N 附近波动。

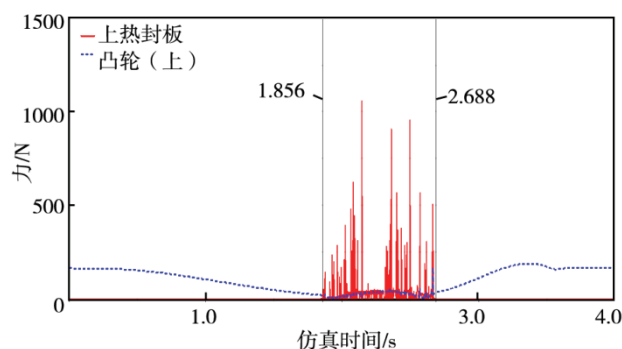


图 8 凸轮及热封板间受力变化

Fig.8 Variation of force of cam and heat sealing plate

凸轮的的压力角直接关系到凸轮的受力情况以及机械效率的高低。一般来讲凸轮的压力角越小越好,对于直动的从动件来讲,一般最大压力角在不超过 30° 左右的情况下传力性能较好。从图 9 中可以看出,大部分位置上凸轮的压力角小于 25° ,符合要求,但有待于进一步优化。

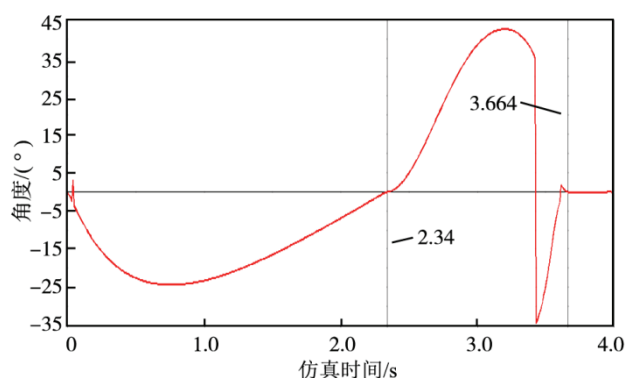


图 9 凸轮(上)的压力角变化

Fig.9 Variation of pressure angle of cam

通过上述仿真分析可见,在一次工作循环过程中,凸轮的运转运动平稳精准,受力情况良好。切刀和热封板之间的配合实现了预设定的“先封后切”工步顺序,整个热封剪切过程符合预期的切断行程持续约 0.832 s,与设计时间 1 s 相近。热封板间工作时压力稳定。总之,此次样机仿真可以说明该装置机械结

构合理,工作稳定准确,具备高效的热封剪切能力,装置总体性能良好。

4 结语

通过对该次设计的热封剪切装置进行三维建模以及模拟仿真,论证了该设计的可行性,研究了该装置的工作特性和力学性能。结果表明,该装置结构简单、工作平稳精准,效率较高,相对于多数气动驱动的热封剪切设备,其机械结构工作更为可靠,便于维护。此外,在包装机械上,膜的封合和剪切是常见的工序,该装置不仅局限于热收缩包装机上的使用,亦可通过局部改进去实现其他包装设备上的同类功能,通用性较强,具有很强的实际应用价值。

参考文献:

- [1] 黄俊彦,崔立华.热收缩包装技术及其发展[J].包装工程,2005,26(3):59—62.
HUANG Jun-yan, CUI Li-hua. The Technology and Development of Heat Shrink Packaging[J]. Packaging Engineering, 2005, 26(3): 59—62.
- [2] 陈文娜.绿色包装新材料—BOPET-G热收缩薄膜的应用趋势[J].塑料包装,2013,23(2):37—40.
CHEN Wen-na. The Development and Application Trend of BOPET—G[J]. Plastics Packaging, 2013, 23(2): 37—40.
- [3] 翁茂荣.高速平板式铝塑泡罩包装机研究与开发[D].西安:陕西科技大学,2012.
WENG Mao-rong. Research and Development of High-Speed Plate-Type Aluminum-Plastic Blister Packaging Machine[D]. Xian: Shaanxi University of Science and Technology, 2012.
- [4] 赵漫漫,卢立新.热封温度对PET/Al/PE包装膜热封性能的影响[J].合成树脂及塑料,2008,25(1):57—61.
ZHAO Man-man, LU Li-xin. Effect of Heat Sealing Temperature on Heat-sealing Performance of PET/Al/PE Packaging Laminated Film[J]. China Synthetic Resin and Plastics, 2008, 25(1): 57—61.
- [5] 段裘铭,周子懿,方嵩,等.新型热压封口包装机械的创新设计[J].科技广场,2016(6):60—62.
DUAN Qiu-ming, ZHOU Zi-yi, FANG Song, et al. Innovative Design of Hot Sealing Machine[J]. Science Mosaic, 2016(6): 60—62.
- [6] 潘继生,潘云龙,阎秋生,等.食品软包装复合膜热封过程的变形仿真分析[J].包装与食品机械,2014,32(5):30—34.
PAN Ji-sheng, PAN Yun-long, YAN Qiu-sheng, et al. Deformed Simulation Analysis of Flexible Food Packaging Composite Membrane in Heat Sealing Process[J]. Packaging and Food Machinery, 2014, 32(5): 30—34.
- [7] 金莎莎,陈照峰,徐滕州,等.真空绝热板阻隔膜PA/VMPET/Al/PE热封工艺[J].宇航材料工艺,2014,44(4):60—63.
JIN Sha-sha, CHEN Zhao-feng, XU Teng-zhou, et al. Heat-Sealing Process of PA/VMPET/Al/PE Film of Vacuum Insulation Panel[J]. Aerospace Materials & Technology, 2014, 44(4): 60—63.
- [8] 张鹏,钱承玉,张磊.药用低密度聚乙烯膜热封性能和热粘性能的研究[J].塑料包装,2016,26(2):22—24.
ZHANG Peng, QIAN Cheng-yu, ZHANG Lei. The Study on Heat Sealing and Hot Tack Performance of LDPE Films for Medical Packaging[J]. Plastics Packaging, 2016, 26(2): 22—24.
- [9] HU Sheng-hai, ZHAO Xiao-li, DENG Kun-xiu, et al. Parallel Horizontal Sealing Mechanism Design and Experimental Research about Heat Sealing Parameters[J]. Key Engineering Materials, 2010, 419/420: 241—244.
- [10] 刘建波.一种基于ADAMS的凸轮设计方法[J].船电技术,2014,34(12):78—80.
LIU Jian-bo. A Design Method of Cam Based on ADAMS[J]. Marine Electric & Electronic Engineering, 2014, 34(12): 78—80.
- [11] 田涛,邓双城,杨朝岚,等.基于ADAMS软件的偏置直动尖顶推杆盘形凸轮机构设计[J].新技术新工艺,2015(11):31—33.
TIAN Tao, DENG Shuang-cheng, YANG Zhao-lan, et al. Structure Design of Bias Direct Action Steeple Disk Cam Mechanism Based on ADAMS Software[J]. New Technology & New Process, 2015(11): 31—33.
- [12] 徐宏海,王文涛,刘学翱,等.RV减速器工作频率理论计算与ADAMS仿真[J].机械传动,2015,39(7):38—41.
XU Hong-hai, WANG Wen-tao, LIU Xue-ao, et al. Theoretical Calculation and ADAMS Simulation of RV Reducer Operating Frequency[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015, 39(7): 38—41.
- [13] 董惠敏,夏永,李亚美,等.基于ADAMS仿真驱动的8MW风电齿轮箱均载设计[J].机械传动,2015,39(7):53—58.
DONG Hui-min, XIA Yong, LI Ya-mei, et al. Load Sharing Design of 8 MW Wind Power Gearbox Based on ADAMS Simulation Driving[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015, 39(7): 53—58.
- [14] 袁永宝,沈景凤,黄一晴.基于ADAMS的平压平模切机全清废机构的凸轮改进设计[J].机械传动,2014,38(11):174—177.
YUAN Yong-bao, SHEN Jing-feng, HUANG Yi-qing. Improved Design of the Cam in the Fall-Clearing Mechanism of the Platen Die-Cutting Machine based on ADAMS[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2014, 38(11): 174—177.
- [15] 何海琴,李延平,常勇.基于Pro/E和ADAMS的新型凸轮机构建模及仿真分析[J].机械传动,2016,40(2):88—90.
HE Hai-qin, LI Yan-ping, CHANG Yong. Simulation Analysis and Modeling of New Type Cam Mechanism based on Pro/E and ADAMS[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016, 40(2): 88—90.