

果蔬包装机凸轮连杆式切断机构运动分析与优化

郑兆启¹ 李树君² 马季威³ 王冰^{3,4} 李超¹ 崔亮³

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 中国机械工业集团有限公司, 北京 100080;
3. 中国农业机械化科学研究院, 北京 100083; 4. 中国包装和食品机械有限公司, 北京 100083)

摘要: 针对目前果蔬包装机中存在切刀刮膜和切口不正等问题,提出了一种基于连杆机构和凸轮机构的果蔬包装机切断机构。建立了切断机构的运动数学模型,并以此为依据建立了切断机构基于 ADAMS 的参数化模型,得到该机构主要参数变化对机构运动的影响规律。通过二次规划算法优化分析计算,得出一组最优参数组合。利用此参数组合的运动学仿真分析表明,下切刀的加速度最大值为 7 971 mm/s²,切割距离为 20.4 mm。根据优化结果加工组装试验样机,以 PVC 膜切断率为主要检测指标对该试验样机进行试验,结果表明,对 11、12、13 μm 3 种厚度的 PVC 保鲜膜切断率都在 98% 以上,切断机构满足果蔬包装机作业要求。

关键词: 果蔬包装机; 凸轮连杆; 切断机构; 运动分析; 优化

中图分类号: TB486+.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)S0-0374-06

Motion Analysis and Optimization on Cam-link Cutting Mechanism of Fruit-vegetable Packaging Machine

Zheng Zhaoqi¹ Li Shujun² Ma Jiwei³ Wang Bing^{3,4} Li Chao¹ Cui Liang³

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China 2. China National Machinery Industry Corporation, Beijing 100080, China 3. Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, Beijing 100083, China
4. China National Packaging and Food Machinery Corporation, Beijing 100083, China)

Abstract: Nowadays, aiming at the problems of packaging film scraping and incision deviation caused by the cutting mechanism in the fruit-vegetable packaging machine, a cutting mechanism of fruit-vegetable packaging machine based on the linkages and the cam mechanism was proposed. Firstly, the motion mathematical model of the cutting mechanism was established. Then, by using the virtual prototype of ADAMS, the parametric model of movement characteristics of cutting mechanism was completed according to these mathematic equations. And the influence of the main parameters of the mechanism on the movement of the mechanism were analyzed, including the link length of l_1 , l_2 , l_3 and rise rotation angle β of the cam. Meanwhile, depending on the analysis method of sequential quadratic programming (SQP) algorithm, the optimal aggregative index could be obtained under the condition that l_1 was 247 mm, l_2 was 154 mm, and l_4 was 139.5 mm. In this situation, the kinematic simulation analysis showed that the maximum value of acceleration of the lower cutter was 7 971 mm/s², and the cutting distance was 20.4 mm. Finally, based on the above simulation and analysis, the prototype was processed with the optimized parameters. And the prototype test using the PVC film cutting rate as the main indexes was carried out. The results showed that the cutting rate was above 98% for the PVC film with thickness of 11 μm, 12 μm, 13 μm, which indicated that the cutting mechanism could satisfy operation demand of the fruit-vegetable packaging machine.

Key words: fruit-vegetable packaging machine; cam-link; cutting mechanism; motion analysis; optimization

收稿日期: 2016-07-20 修回日期: 2016-08-20
基金项目: “十二五”国家科技支撑计划项目(2014BAD04B02)和北京市科技计划项目(Z151100001015010)
作者简介: 郑兆启(1989—),男,博士生,主要从事食品和包装技术装备研究,E-mail: zhengzhaoqi@163.com
通信作者: 李树君(1962—),男,研究员,博士生导师,主要从事农产品、食品加工工程技术装备及产业化研究,E-mail: lisj@caams.org.cn

引言

果蔬产业在我国是仅次于粮食作物的第二大产业,水果、蔬菜年产量居世界第一位^[1],由于国内果蔬包装主要依靠人工,生产效率低,劳动强度大,易产生食品安全问题,因此急需进行果蔬机械化包装方面的研究。果蔬包装机是卧式枕型包装机的一种,其中横封切断机构是果蔬包装机包装的关键部件之一,关系到整个包装机的生产效率和包装产品的质量^[2]。目前果蔬包装机中存在切刀刮膜和切口不正等问题,切断机构的运动参数对此有重要影响,对于切断机构不仅要保证切断率,更要保证切断过程中的稳定性,在高速条件下转动导杆机构产生的较大的加速度会导致冲击振动,引起零件产生疲劳损坏,导致工作精度和可靠性的下降。机构的设计优化一般包括运动学和动力学两方面,针对果蔬包装机切断机构目前存在的问题,本文通过对整体机构的运动学分析来实现切断机构设计和优化。包装机械常用的执行横封的切断机构有偏心链轮、转动导杆、摆杆滑块和摆动气缸等机构形式^[3],实现切断机构不等速运动^[4],通过建立机构的数学模型,按照包装工艺要求改进运动曲线^[5-9]。

为了较好地满足果蔬包装机横封薄膜切断的性能要求,本文基于连杆机构和凸轮机构的基础,设计一套凸轮连杆式切断机构,并对该切断机构进行运动学建模,通过 ADAMS 建立虚拟样机,分析主要参数对机构运动特性的影响,通过优化试验,确定切断机构最佳参数组合,以满足包装机包装工艺要求。

1 果蔬包装机切断机构工作原理

果蔬包装机进行切断配合的部分机构如图 1 所示,主要由输送机构^[10]、纵封机构以及切断机构等组成。果蔬包装机全部工作装置的动力由伺服电动机提供,输送机构向前输送包装产品和 PVC 膜;然后通过纵封机构实现 PVC 膜沿纵向封合形成筒形,产品即被包在筒内,实现了 PVC 膜对包装盒的纵向包覆;纵向包覆后通过切断机构实现产品两端 PVC 膜的切断分离。由于切断过程中输送机构带动 PVC 膜继续前进,因此切断过程要求快速切断,PVC 膜被切断后,切断机构的切刀部件需要立即实现分离,防止出现切刀刮膜;切断机构在高速运动的同时要尽量减小机构加速度降低部件冲击。

2 凸轮连杆式切断机构与运动数学模型

2.1 凸轮连杆式切断机构

图 2 为凸轮连杆式切断机构的运动简图。从图

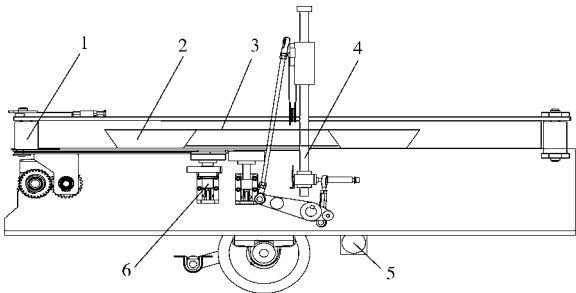


图 1 切断机构试验样机结构图

Fig. 1 Structure diagram of cutting mechanism prototype

1. 输送机构 2. 包装盒 3. PVC 膜 4. 切断机构 5. 伺服电动机 6. 纵封机构

中可以看出,该切断机构是以一个盘形凸轮为原动件以及多连杆构成的平面凸轮连杆组合式机构。凸轮 G 以顺时针方向转动,且角速度为定值,从动件摆杆 OA 在凸轮 G 的带动下运动。通过连杆 AD 将动力传递到 D 点后,在摆杆 EF 带动下,再通过连杆 EI 、 FH 带动上下滑块运动,其中上刀座、下切刀分别固定安装在上、下滑块上,从而实现切刀对 PVC 膜的切割运动。

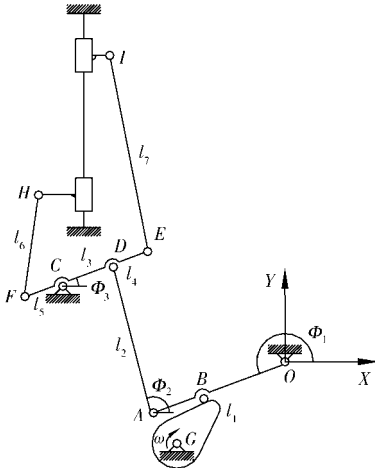


图 2 切断机构运动简图

Fig. 2 Motion diagram of cutting mechanism

2.2 凸轮连杆式切断机构运动数学模型

建立如图 2 所示的笛卡尔平面直角坐标系,以 O 点为坐标原点,水平方向为 X 轴,竖直方向为 Y 轴。数学模型相关参数及含义见表 1。

表 1 机构运动有关参数

Tab. 1 Parameters of mechanism motion

参数	含义	参数	含义
l_1/mm	摆杆 OA 的长度	$\Phi_1/(\circ)$	摆杆 OA 的初始相位角
l_2/mm	连杆 AD 的长度	$\Phi_2/(\circ)$	连杆 AD 的相位角
l_3/mm	摆杆 EF 的 CD 段长度	$\Phi_3/(\circ)$	摆杆 EF 的相位角
l_4/mm	摆杆 EF 的 CE 段长度	$\varphi/(\circ)$	摆杆 OA 的转角
l_5/mm	摆杆 EF 的 CF 段长度	$\theta/(\circ)$	摆杆 OA 的升程回程转角
l_6/mm	连杆 FH 的长度	$\alpha/(\circ)$	凸轮 G 的转角
l_7/mm	连杆 EI 的长度	$\beta/(\circ)$	凸轮 G 的升程转角
$\omega/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$	凸轮 G 的角速度	$\beta'/(\circ)$	凸轮 G 的回程转角

2.2.1 凸轮相关参数数学模型

凸轮 G 为盘形槽凸轮,为满足切断机构作业要求,凸轮为升-停-降型凸轮,其实际凸轮廓线由推程阶段、远休止阶段、回程阶段组成,为减小运动冲击,摆动滚子从动件采用简谐运动规律。利用解析法原理及摆动滚子从动件摆杆规律求解凸轮的理论廓线^[11-13],如图3所示。从动摆杆简谐运动规律的数学方程^[14]为

$$\varphi = \begin{cases} \frac{\theta}{2} \left(1 - \cos \frac{\alpha\pi}{\beta} \right) & (0^\circ < \alpha < 62.6^\circ) \\ \frac{\theta}{2} \left(1 + \cos \frac{\alpha\pi}{\beta'} \right) & (297.4^\circ < \alpha < 360^\circ) \end{cases} \quad (1)$$

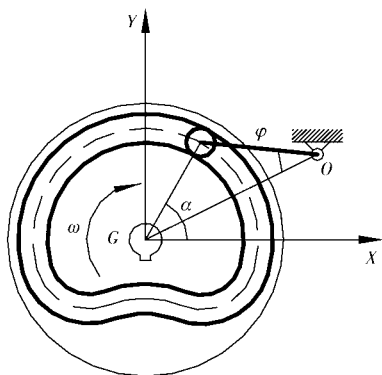


图3 凸轮轮廓曲线
Fig. 3 Cam profile curve

2.2.2 机构位移方程

通过使用解析法对该机构建立参数方程并求解,最终得出切刀机构切割点的静轨迹和动轨迹的坐标方程。

A 点的位移坐标方程为

$$\begin{cases} x_A = l_1 \cos(\varphi + \Phi_1) \\ y_A = l_1 \sin(\varphi + \Phi_1) \end{cases} \quad (2)$$

D 点的位移坐标方程为

$$\begin{cases} x_D = l_3 \cos \Phi_3 + x_C \\ y_D = l_3 \sin \Phi_3 + y_C \end{cases} \quad (3)$$

根据矢量方程

$$l_{OC} + l_{CD} = l_{OA} + l_{AD} \quad (4)$$

可得方程为

$$\begin{cases} x_C + l_3 \cos \Phi_3 = x_A + l_2 \cos \Phi_2 \\ y_C + l_3 \sin \Phi_3 = y_A + l_2 \sin \Phi_2 \end{cases} \quad (5)$$

将式(5)整理后可得

$$\begin{cases} x_C - x_A + l_3 \cos \Phi_3 = l_2 \cos \Phi_2 \\ y_C - y_A + l_3 \sin \Phi_3 = l_2 \sin \Phi_2 \end{cases} \quad (6)$$

$$d \cos \Phi_2 + b \sin \Phi_3 - c = 0 \quad (7)$$

式(7)中

$$d = 2(x_A - x_C)l_3 \quad (8)$$

$$b = 2(y_A - y_C)l_3 \quad (9)$$

$$c = l_3^2 - l_2^2 + (x_A - x_C)^2 + (y_A - y_C)^2 \quad (10)$$

可得^[15]

$$\Phi_3 = 2 \arctan \left(\frac{b - \sqrt{d^2 + b^2 - c^2}}{d + c} \right) \quad (11)$$

E 点的位移坐标方程为

$$\begin{cases} x_E = l_4 \cos \Phi_3 + x_C \\ y_E = l_4 \sin \Phi_3 + y_C \end{cases} \quad (12)$$

F 点的位移坐标方程为

$$\begin{cases} x_F = l_5 \cos \Phi_3 + x_C \\ y_F = l_5 \sin \Phi_3 + y_C \end{cases} \quad (13)$$

I 点的位移坐标方程通过 RRP 双杆组方程^[16]

可得

$$\begin{cases} x_I = x_I \\ y_I = y_E + \sqrt{l_7^2 - (x_E - x_I)^2} \end{cases} \quad (14)$$

2.2.3 速度和加速度方程

以时间 t 为参数变量,对位移方程(1)~(14)分别进行一次和二次导数运算并整理,可得到切刀机构 I 点的速度和加速度方程。

I 点的绝对速度方程为

$$\begin{cases} \dot{x}_I = 0 \\ \dot{y}_I = \dot{y}_E - \frac{\dot{x}_E(x_E - x_I)}{\sqrt{l_7^2 - (x_E - x_I)^2}} \end{cases} \quad (15)$$

I 点的绝对加速度方程为

$$\begin{cases} \ddot{x}_I = 0 \\ \ddot{y}_I = \ddot{y}_E - \frac{\ddot{x}_E(x_E - x_I) + \dot{x}_E^2}{\sqrt{l_7^2 - (x_E - x_I)^2}} - \frac{\dot{x}_E^2(x_E - x_I)^2}{\sqrt{[l_7^2 - (x_E - x_I)^2]^3}} \end{cases} \quad (16)$$

3 主要参数对切断机构运动特性影响分析

根据所建立的运动数学模型,利用 ADAMS 建立切断机构的参数化模型^[17],如图4所示。模型添加连接和驱动后,对模型中各个杆件的关键点通过建立 Point 点来实现参数化,改变各个 Point 点的参数值来改变机构的结构参数,如杆长、转角等,从而获得不同结构参数下切刀部件运动曲线、加速度。

3.1 试验指标的选取

切断机构作业时,上切刀座和下切刀要进行相对运动从而实现对 PVC 膜的有效切割,切割后要实现立即分离,防止出现 PVC 膜撕拉切刀;同时要防止由于加速度过大造成的机械冲击和振动。因此选取切断机构上切刀座最低点和下切刀最高点的切割距离 S (mm) 以及下切刀的加速度 a (mm/s^2) 作为影响指标,其变化如图5、6所示,从图中可以看出上切刀座和下切刀之间的切割距离在 0.6 s 达到最小值,出现负值说明切刀开始对 PVC 膜进行切割,

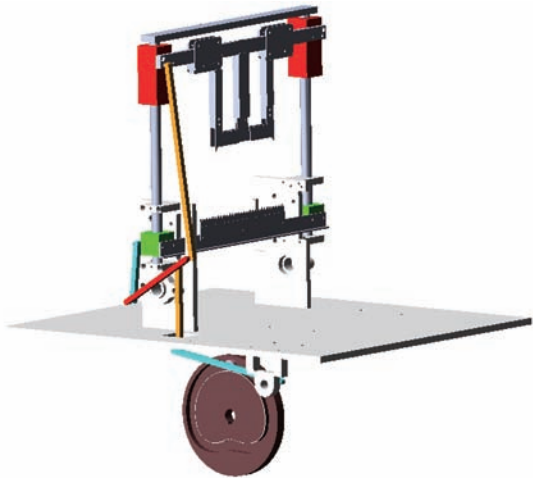


图4 凸轮连杆式切断机构参数化模型
Fig. 4 Parametric model of cam-link cutting mechanism

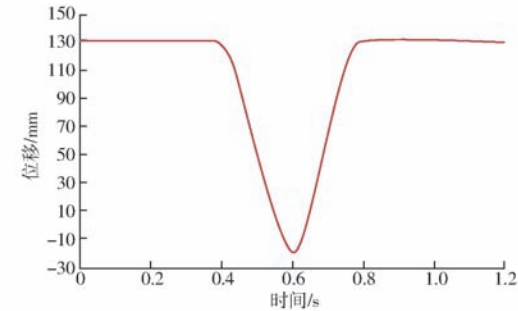


图5 上切刀座最低点和下切刀最高点之间的切割距离 S
Fig. 5 Distance S between upper cutter holder and lower cutter

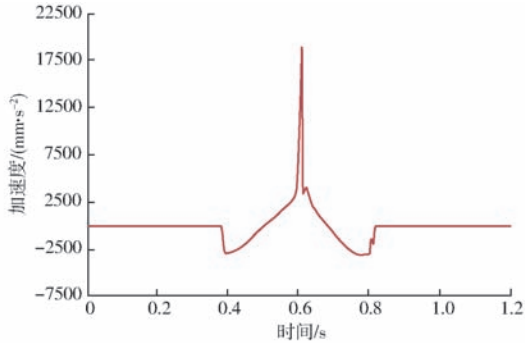


图6 下切刀的加速度 a
Fig. 6 Acceleration a of lower cutter

由于切刀在发生切割的一瞬间要立即反向运行,此时下切刀的加速度达到最大值。

以切断机构凸轮 G 的升程转角 β 和杆长 l_1 、 l_2 、 l_4 为变量,分析变量对 0.6 s 时的切断机构切割距离 S 以及下切刀的加速度 a 的影响,其他相关参数取值为: $l_5 = 40$ mm, $l_6 = 102.8$ mm, $l_7 = 370$ mm, $\omega = 5.2124$ rad/s, $\Phi_1 = 171.22^\circ$, $\varphi = 17.6^\circ$ 。

3.2 凸轮 G 的升程转角 β

凸轮 G 的升程转角 β 与回程转角 β' 是相同的,故只研究凸轮 G 的升程转角 β 对切割距离 S 和切刀的加速度 a 的影响,如图 7 所示。随着凸轮 G 的升程转角 β 增大,切断机构切割距离 S 不变,切割距离

只与凸轮的停止阶段有关,而加速度逐渐减小。凸轮 G 的升程转角 β 为 72.6° 时,切刀的最小加速度为 8107 mm/s²。

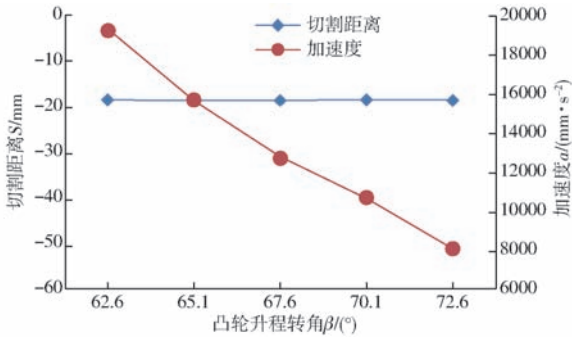


图7 转角 β 对切割距离 S 和切刀加速度 a 的影响
Fig. 7 Effects of rotating angle β on distance S and acceleration a of cutting mechanism

3.3 摆杆 OA 的长度 l_1

摆杆 OA 的长度 l_1 对切割距离 S 和切刀加速度 a 的影响如图 8 所示。随着摆杆 OA 长度 l_1 的增大,切断机构切割距离 S 基本呈线性减小,加速度逐渐增大。在 l_1 为 218 mm 时切割距离 S 为正值,无法实现对 PVC 膜的切割;当 l_1 大于 257 mm 时,对 PVC 膜的有效切割大于 19 mm,切刀的加速度在 $8100 \sim 8220$ mm/s² 范围内变动。

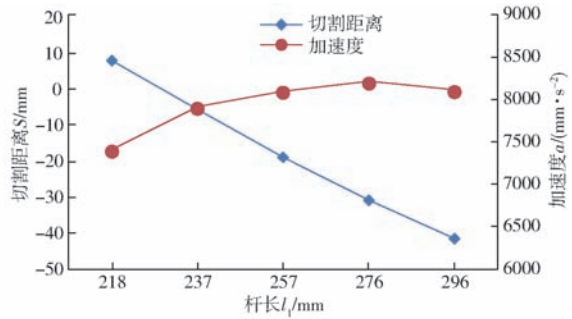


图8 l_1 对切割距离 S 和切刀加速度 a 的影响
Fig. 8 Effects of l_1 on distance S and acceleration a of cutting mechanism

3.4 连杆 AD 的长度 l_2

连杆 AD 的长度 l_2 对切割距离 S 和切刀加速度 a 的影响如图 9 所示。随着连杆 AD 长度 l_2 的增大,切断机构切割距离 S 基本呈线性增大,加速度基本呈线性减小。当 l_2 为 145 ~ 154 mm 时,对 PVC 膜的有效切割距离为 19 ~ 35 mm,同时切刀的加速度为 $8107 \sim 11980$ mm/s²。

3.5 摆杆 EF 的 CE 段长度 l_4

摆杆 EF 的 CE 段长度 l_4 对切割距离 S 和切刀加速度 a 的影响如图 10 所示。随着 l_4 长度的增大,切断机构切割距离 S 基本呈线性减小,加速度基本不变化。当 l_4 为 113 mm 时无法实现对 PVC 膜的切

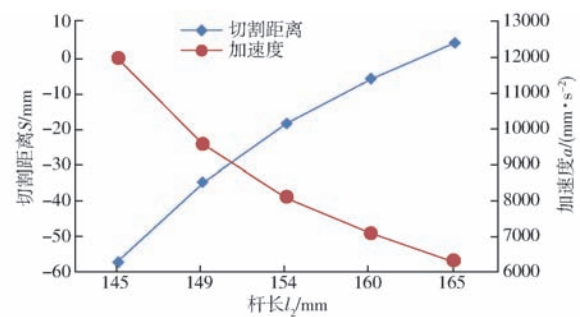


图9 l_2 对切割距离 S 和切刀加速度 a 的影响

Fig. 9 Effects of l_2 on distance S and acceleration a of cutting mechanism

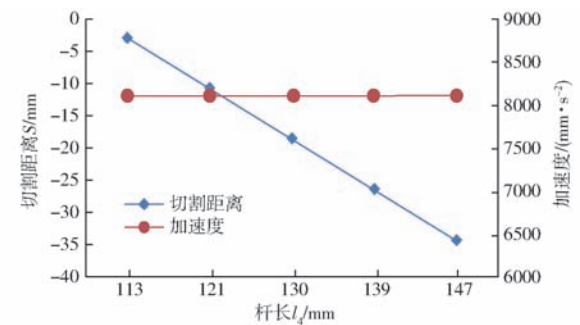


图10 l_4 对切割距离 S 和切刀加速度 a 的影响

Fig. 10 Effects of l_4 on distance S and acceleration a of cutting mechanism

割;当 l_4 大于130 mm时,对PVC膜的有效切割大于19 mm,切刀的加速度为8 114 mm/s²变化不大。

4 参数优化分析

4.1 优化方法和目标

为了使凸轮连杆式切断机构具有良好的作业效果,以下切刀的加速度 a 的最大值作为目标值,使其尽可能小作为优化目标,设置0.6 s的有效切割距离 $S \geq 20$ mm作为约束条件,根据第3节的结论设定变量 l_1 (247 ~ 267 mm)、 l_2 (145 ~ 154 mm)、 l_4 (120 ~ 140 mm),通过ADAMS的二次规划算法(OPTDES-SQP)^[18-19]进行优化计算,要求在保证切断机构能有效地对PVC膜实现切断的前提下,尽可能减小切刀的加速度,降低部件冲击。

4.2 优化结果分析

通过二次规划算法优化分析计算,最终得到较优参数组合为: $l_1 = 247$ mm, $l_2 = 154$ mm, $l_3 = 90$ mm, $l_4 = 139.5$ mm, $l_5 = 40$ mm, $l_6 = 102.8$ mm, $l_7 = 360$ mm, $\omega = 5.2124$ rad/s, $\Phi_1 = 171.22^\circ$, $\theta = 17.6^\circ$, $\beta = 72.6^\circ$, $\beta' = 72.6^\circ$ 。在此组合下优化前与优化后的下切刀加速度 a 对比曲线如图11所示,优化前下切刀的加速度 a 最大值为19 252 mm/s²,在切刀反向运动时出现明显加速度峰值,产生机械冲击;优化后的下切刀的加速度 a 最大值为7 971 mm/s²,过渡

较为平稳,机械运动改善。优化前后切断机构上切刀座最低点和下切刀最高点之间的切割距离 S ,如图12所示,对PVC膜的有效切割距离为20.4 mm,满足切断机构的切割工艺需求。

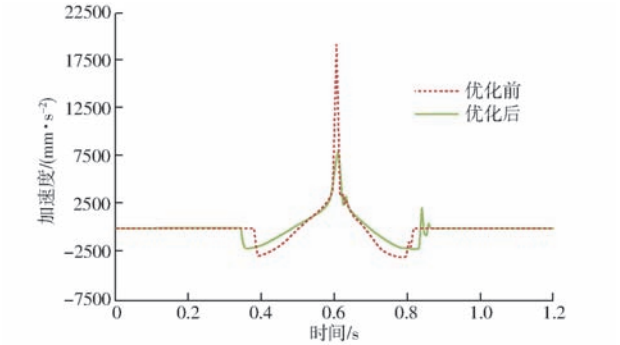


图11 优化前后的下切刀的加速度 a

Fig. 11 Acceleration a of lower cutter before and after optimization

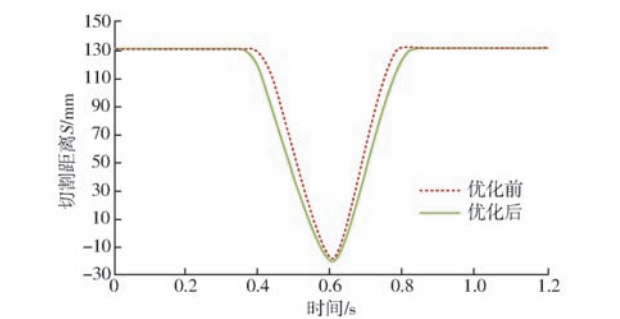


图12 优化前后的切割距离 S

Fig. 12 Distance S before and after optimization

5 试验分析

根据对果蔬包装机凸轮连杆式切断机构的运动分析及仿真优化的最佳试验结果和参数,加工出具有凸轮连杆式切断机构的试验样机,并以PVC膜切断率为主要监测指标对样机进行试验。包装机切断机构试验装置如图13所示,由一台伺服电动机(ECMA-C10804R7型)驱动。试验选用厚度为11、12、13 μm PVC保鲜膜和保鲜盒,通过输送机构输送PVC保鲜膜和保鲜盒^[10],纵封机构完成PVC保鲜膜对包装盒的纵向包覆,切断机构实现对PVC膜的端切,试验过程中凸轮 G 的角速度5.2124 rad/s。



图13 切断机构测试现场

Fig. 13 Scene of cutting mechanism test

凸轮连杆式切断机构的试验结果如表 2 所示,对 11、12、13 μm 3 种厚度的 PVC 保鲜膜切断率都在 98% 以上,试验样机工作时运行平稳,无振动冲击现象,切断机构满足包装机作业要求。

表 2 切断率
Tab.2 Results of cutting-out rate

参数	PVC 保鲜膜厚度/ μm		
	11	12	13
试验切断次数	100	100	100
成功切断次数	100	98	99
切断率/%	100	98	99

6 结论

(1)设计了果蔬包装机凸轮连杆式切断机构,对切断机构作业时的运动状态进行了分析,建立了

切断机构的运动数学模型。
(2)根据数学模型建立了切断机构基于 ADAMS 的参数化模型,得到切断机构主要参数变化对机构运动的影响规律。通过二次规划算法优化分析计算,得出一组最优参数组合: $l_1 = 247\text{ mm}$, $l_2 = 154\text{ mm}$, $l_3 = 90\text{ mm}$, $l_4 = 139.5\text{ mm}$, $l_5 = 40\text{ mm}$, $l_6 = 102.8\text{ mm}$, $l_7 = 360\text{ mm}$, $\omega = 5.212\text{ 4 rad/s}$, $\Phi_1 = 171.22^\circ$, $\theta = 17.6^\circ$, $\beta = 72.6^\circ$, $\beta' = 72.6^\circ$,此参数条件下下切刀的加速度最大值为 $7\,971\text{ mm/s}^2$,切割距离为 20.4 mm ,满足切断机构工艺需求。
(3)根据优化结果加工组装试验样机,并以 PVC 膜切断率为主要监测指标对样机进行试验,结果表明对 11、12、13 μm 3 种厚度的 PVC 保鲜膜切断率都在 98% 以上,机器运行平稳,切断机构满足包装机作业要求。

参 考 文 献

1 金山,伍小红.我国果蔬加工产业现状与发展策略[J].科技信息,2011(24):72-75.
2 赵惠文.枕形包装机横封器的性能研究[D].太原:中北大学,2014.
3 杨良渠,杜力.包装机械原理与设计[M].成都:西南交通大学出版社,2014.
4 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 Fengli,MIAO Hongbin. Simulation on traverse seal mechanism of packaging machine[J]. Packaging Engineering,2008,29(1):75-77. (in Chinese)
5 HICKS B J,MEDLAND A J,MULLINEUX G. A constraint-based approach for the optimum redesign of a packaging operation[J]. Packaging Technology and Science,2003,16(4):135-148.
6 DESOKI Ahmed,MORIMURA Hiroaki,HAGIWARA Ichiro. General design of the forming collar of the vertical form, fill and seal packaging machine using the finite element method[J]. Packaging Technology and Science,2011,24(1):31-47.
7 吴晓敏.枕式包装机端封机构力学特性的研究[D].武汉:湖北工业大学,2012.
8 杨传民,刘铭宇,汪浩,等.给袋式包装机取袋机构运动学分析[J].农业机械学报,2013,44(增刊2):161-166.
YANG Chuanmin,LIU Mingyu,WANG Hao,et al. Kinematic analysis of bag-picking mechanism in automatic bag-delivering packaging machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(Supp.2):161-166. (in Chinese)
9 梅菊,黄松和,李超军.基于 ADAMS 与 ANSYS 的凸轮连杆长摆臂系统的刚柔耦合分析[J].包装工程,2016,37(7):103-106.
MEI Ju,HUANG Songhe,LI Chaojun. Analysis of rigid-flexible coupling cam system with long swing rod based on ANSYS and ADAMS[J]. Packaging Engineering,2016,37(7):103-106. (in Chinese)
10 郑兆启,李树君,王冰,等.鲜切果蔬包装机输送机构仿真与试验[J].农业机械学报,2016,47(7):252-258.
ZHENG Zhaoqi,LI Shujun,WANG Bing,et al. Simulation and experiment on conveying mechanism of fresh-cut fruit and vegetable packaging machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2016,47(7):252-258. (in Chinese)
11 温建民,付本国.摆动滚子从动件盘形凸轮的自动化设计[J].中国工程机械学报,2006,4(4):465-469.
WEN Jianmin,FU Benguo. Parametric design of oscillating-roller-followed disk cam[J]. Chinese Journal of Construction Machinery,2006,4(4):465-469. (in Chinese)
12 吴清华.摆动滚子从动件盘形凸轮机构的反求设计与凸轮数控加工程序的自动生成[D].上海:上海海事大学,2007.
13 杨仁民,张学昌,韩俊翔.铝箔卷装盒机封口机构动力学仿真及参数优化[J].包装工程,2016,37(7):85-91.
YANG Renmin,ZHANG Xuechang,HAN Junxiang. Dynamics simulation and structural parameter optimization of sealing mechanism of aluminum foil cartoning machine[J]. Packaging Engineering,2016,37(7):85-91. (in Chinese)
14 管荣法.凸轮与凸轮机构[M].北京:国防工业出版社,1993.
15 金鑫,李树君,杨学军,等.膜上移栽钵苗栽植机构运动分析与参数优化[J].农业机械学报,2012,43(增刊):29-34.
JIN Xin,LI Shujun,YANG Xuejun,et al. Motion analysis and parameter optimization for pot seedling planting mechanism based on up-film transplanting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2012,43(Supp.):29-34. (in Chinese)
16 申永胜.机械原理教程[M].2版.北京:清华大学出版社,2005.
17 MSC Software. MSC Software 高级培训教程[M].北京:清华大学出版社,2004.
18 杨洪杰,葛修润,王建华,等.序列二次规划(SQP)算法在三维下限分析中的应用[J].上海交通大学学报,2004,38(6):992-995.
YANG Hongjie,GE Xiurun,WANG Jianhua,et al. Application of SQP algorithm in 3D lower sequential quadratic programming limit analysis[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University,2004,38(6):992-995. (in Chinese)
19 罗建.序列二次规划(SQP)算法及其在航天器追逃中的应用[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2012.