

# 原粮包装机凸轮撑袋机构的设计与试验

董欣, 王鹏宏, 刘立意\*, 左彦军, 李紫辉, 贾富国

(东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030)

**摘要:** 针对定量原粮包装机由不同气缸分别驱动撑袋机构与夹袋机构, 导致同步难、效率低、低温环境下气动系统易结露、以及工作环境粉尘较大而引起的气动部件动作迟缓甚至失灵等问题, 该研究设计了一种随夹袋机构同步运动的凸轮撑袋机构。利用一台电机驱动平面六杆机构带动凸轮撑袋机构与夹袋机构, 实现撑袋、夹袋和复位的同步运动; 基于几何坐标变换和矢量法建立撑袋机构的凸轮工作廓线参数方程和空间凸轮机构的压力角求解方法, 确定撑袋运动规律和凸轮工作廓线; 建立凸轮撑袋机构三维模型, 利用 ADAMS 软件对凸轮撑袋机构的撑袋运动规律进行仿真分析, 结果表明: 撑袋运动规律理论计算与仿真分析结果基本一致, 最大压力角  $23^\circ$  小于许用压力角, 满足机构工作要求; 开展气缸驱动与电机驱动撑袋机构的对比试验, 得到后者的生产率达 10 袋/min, 验证了机构设计的合理性, 研究可为北方寒区原粮包装机设计提供一种设计思路和理论分析方法。

**关键词:** 设计; 试验; 原粮包装; 凸轮机构; 压力角

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.15.005

中图分类号: TB486+.3; S233.5

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2022)-15-0042-11

董欣, 王鹏宏, 刘立意, 等. 原粮包装机凸轮撑袋机构的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2022, 38(15): 42-52.

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.15.005 <http://www.tcsae.org>

Dong Xin, Wang Penghong, Liu Liyi, et al. Design and experiment of the cam driven bag opening mechanism for raw grain packing machine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2022, 38(15): 42-52. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2022.15.005 <http://www.tcsae.org>

## 0 引言

原粮一般指未经加工过的粮食总称。原粮包装是将收获后的原粮完整高效地自动装袋封装, 以满足后续原粮加工、存储、运输和销售等需要。原粮一般通过取袋套袋、夹袋与撑袋、充填物料、输送封口等工序实现包装。中国是原粮产量大国<sup>[1]</sup>, 研制高质高效的原粮包装机对减少原粮包装损失和保障粮食安全具有十分重要的现实意义。

撑袋机构是原粮包装机的重要组成部分, 利用撑袋机构与夹袋机构相配合自动地将包装袋完全撑开夹紧, 以便于后续原粮的充填装袋。国内外学者针对撑袋机构开展了相关研究与报导, 如张肖庆等<sup>[2-3]</sup>采用气缸带动吸盘实现撑袋动作, 该方式对包装袋的气密性无要求, 并且对运动轨迹的要求较低; 而针对气密性较差的包装袋, 且传动过程复杂的机构, 徐雪萌等<sup>[4-8]</sup>采用气缸驱动机械装置的方式实现撑袋动作; 辜松等<sup>[9]</sup>采用气缸驱动安装在机械装置上的吸盘实现撑袋动作, 以实现复杂的操作要求, 保障撑袋成功率, 但成本随之增高; 李东星等<sup>[10-11]</sup>

为进一步保证开袋以及撑袋的顺利进行, 采用气缸驱动机械装置上的吸盘并配合充气装置的方式实现撑袋动作。除了利用气缸作驱动外, 电机驱动也是常用的一种驱动方式, 其工作稳定, 受外部环境干扰较小, 更适合粉尘、结露等影响气缸正常工作的环境, 杨传民等<sup>[12-13]</sup>利用电机驱动机械装置实现撑袋动作, 范孝良等<sup>[14]</sup>利用电机驱动安装在机械装置上的吸盘实现撑袋动作; 徐丽明等<sup>[15-16]</sup>设计了利用电机和气缸共同进行驱动的撑袋装置。

国外包装机械自动化程度较高, 包装机械撑袋机构的基本工作原理和国内大同小异。Shibagaki 等<sup>[17-19]</sup>利用电机驱动机械装置实现包装机的撑袋动作; 荷兰 Visser 公司<sup>[20]</sup>和 Crea-Tech 公司<sup>[21]</sup>生产的盆花包装机以及日本纽朗生产的全自动包装机均利用吸盘实现撑袋动作; 瑞士 Gmuier 等<sup>[22-23]</sup>通过气缸驱动配合吸盘和夹爪实现包装袋的撑袋动作。

综上所述, 国内外对包装机撑袋机构的研究大多集中在气缸驱动系统, 且撑袋与夹袋工作由独立的驱动机构完成; 撑袋机构在袋子两侧施加拉力或在内部施加推力的方式将袋撑开<sup>[24]</sup>, 增加了包装机设计的复杂性与成本, 撑袋与夹袋难于同步, 影响了包装生产率。针对电机驱动的原粮包装机撑袋机构的研究报道较少。

目前国内生产中所使用的原粮定量半自动包装机, 大多由不同气缸分别驱动夹袋机构与撑袋机构, 实现包装袋的夹袋与撑袋动作。而中国北方地区原粮在秋季收获后, 进入包装作业期, 由于受低温影响,

收稿日期: 2022-03-20 修订日期: 2022-07-25

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51575098); 公益性行业(农业)科研专项(201002077)

作者简介: 董欣, 教授, 硕士生导师, 研究方向为机械设计及管理。

Email: Dongxin@neau.edu.cn.

\*通信作者: 刘立意, 研究员级高级工程师, 硕士生导师, 研究方向为农业工程测控技术。Email: lyliu2468@sina.com.

包装机的气动系统易结露，作业环境粉尘较大，导致气缸运动速度不稳定、部件动作迟缓甚至失灵，严重影响原粮包装作业。针对上述问题，本文提出一种随电机驱动夹袋机构同步运动的空间凸轮撑袋机构，由一台电机作为动力源，驱动平面六杆机构带动夹袋机构与撑袋机构同步运动。结合原粮包装工艺要求设计凸轮撑袋机构，基于几何坐标变换和矢量法建立撑袋空间凸轮廓线方程和凸轮机构的压力角求解方法；基于 ADAMS 软件进行运动学仿真分析，开展台架对比试验，探寻设计的凸轮撑袋机构可行性和可靠性，旨在为原粮包装机的设计、生产率的提高，生产实际需求方面提供理论依据。

## 1 撑夹袋机构组成和工作原理

### 1.1 工作要求

撑袋和夹袋是原粮包装机的重要工艺环节<sup>[25]</sup>，为确保夹袋与撑袋作业可靠和包装封口质量，原粮包装机撑夹袋机构工作要求如下：

1) 针对容量 50 kg 的原粮高密度塑料编织包装袋(长×宽: 1 050 mm×595 mm)，包装作业生产率高于 10 袋/min，撑袋时间不高于 0.45 s；夹袋机构的末端结构需适应原粮包装袋的几何形状，考虑原粮充填物料效率和结构设计因素，夹袋宽度小于 120 mm；

2) 撑袋和夹袋的两个执行部件由同一动力源驱动，实现撑袋机构与夹带机构的同步运动；

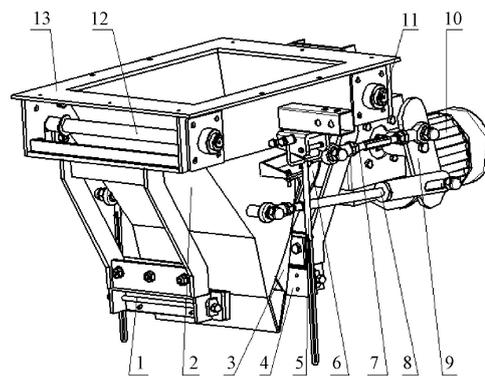
3) 作业时，夹袋机构需满足充填物料时包装袋不脱落的工艺要求。

### 1.2 机构组成与工作原理

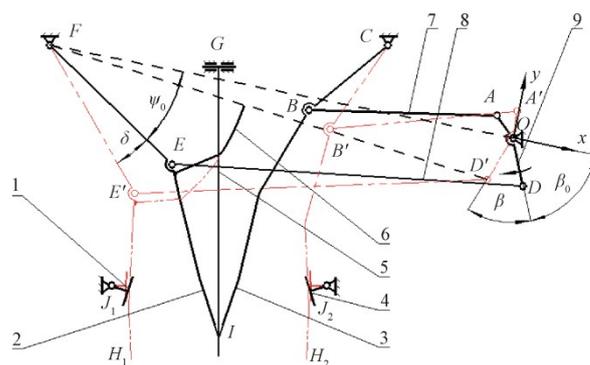
撑夹袋机构由凸轮撑袋机构、夹袋机构、传动机构及机架等构成，如图 1a 所示。其中，凸轮撑袋机构由凸轮 6（空间摆动凸轮）和撑袋杆 5 组成；夹袋机构由前咀夹板 2、后咀夹板 3、前夹袋板 1、后夹袋板 4 等组成；传动机构由电机与减速器 10、转臂 9、拉杆 7 与推杆 8 和前、后咀夹板构成的平面六杆机构组成。

凸轮撑袋机构的凸轮与前咀夹板焊接，撑袋杆与机架铰接；夹袋机构的前、后咀夹板与机架对称配置，由轴承与轴承座 11 通过螺栓与机架固定连接，其转轴 12 通过轴承与机架铰接；前、后夹袋板与机架对称配置，分别通过螺栓与机架固定连接；传动机构中的推杆与拉杆分别与前、后咀夹板和转臂通过铰接实现连接，转臂与电机减速器的输出轴固定连接，电机减速器与机架通过螺栓进行连接。

机构运动简图如图 1b 所示，工作时人工取袋将包装袋套在闭合的前、后咀夹板末端，电机驱动减速器带动转臂转动，并将运动分别传递至拉杆和推杆，从而驱动前、后咀夹板转动至前、后夹袋板位置与其配合夹紧袋口实现夹袋运动；与此同时，凸轮（与前咀夹板焊接）随前咀夹板转动，同步驱动撑袋杆摆动将袋口撑开；待原粮充填后，电机反转，凸轮撑夹袋机构回程复位，包装袋输送至缝袋工序封口，完成原粮包装。



a. 轴测图  
a. Axonometric drawing



b. 机构运动简图  
b. Schematic diagram of mechanism motion

1.前夹袋板 2.前咀夹板 3.后咀夹板 4.后夹袋板 5.撑袋杆 6.凸轮 7.拉杆 8.推杆 9.转臂 10.电机与减速器 11.轴承与轴承座 12.转轴 13.机架  
1. Front supporting plate 2. Front clamping plate 3. Rear clamping plate 4. Rear supporting plate 5. Bag opening rod 6. Cam 7. Pull rod 8. Push rod 9. Rotating arm 10. Motor and gearbox 11. Bearing and bearing holder 12. Rotation shaft 13. Frame

注：O 点为转臂转动中心，F、C 点分别为前后咀夹板转动中心，G 点为撑袋杆摆动中心，J<sub>1</sub>、J<sub>2</sub> 点分别为前后夹袋板与机架的铰接点；A、B 点分别为拉杆与转臂和后咀夹板的铰接点，D、E 点分别为推杆与转臂和前咀夹板的铰接点，I 点为前后咀夹板末端初始位置；A'、B' 点分别为拉杆和转臂在后咀夹板终止位置的铰接点，D'、E' 点分别为推杆与转臂和前咀夹板的终止位置铰接点，H<sub>1</sub>、H<sub>2</sub> 点分别为前后咀夹板末端的运动终止位置；δ 为前、后咀夹板角位移，(°)；ψ<sub>0</sub> 为前咀夹板初始位置角，(°)；β<sub>0</sub>、β 分别为转臂 OD 初始位置角及其角位移，(°)；实线为撑夹袋机构初始位置；双点划线为撑夹袋机构终止位置。

Note: Point O is the rotation center of rotating arm, point F and C are the rotation centers of front and rear clamping plate, point G is the swing center of bag opening rod, point J<sub>1</sub> and J<sub>2</sub> are the jointing points of the front and rear supporting plate hinging on the frame; Point A and B are the jointing points of the pull rod hinging on rotating arm and the rear clamping plate, point D and E are the jointing points of the push rod hinge on the rotating arm and the front clamping plate, point I is the initial position on the end of the front and rear clamping plates; Point A' and B' are the jointing points of the pull rod and the rotating arm on the end positions of the rear clamping plate, point D' and E' are the jointing points of the push rod and the rotating arm on the end positions of the front clamping plate, point H<sub>1</sub> and H<sub>2</sub> are the end positions of the movement of the front and rear clamping; δ is the angular displacement of the front and rear clamping plate, (°); ψ<sub>0</sub> is the initial positional angle of the front clamping plate, (°); β<sub>0</sub> and β are the initial positional angle and angular displacement of the rotating arm OD, (°); The initial position of the bag opening and clamping mechanism is shown by the solid lines; The end position of the mechanism is shown by the double dot-dash lines.

图 1 撑夹袋机构

Fig.1 Bag opening and clamping mechanism

## 2 凸轮撑袋机构理论分析

### 2.1 设计要求

凸轮撑袋机构由凸轮驱动撑袋杆实现撑袋运动和对包装袋的撑袋功能。其设计要求如下：

1) 为进一步提高原粮包装效率, 简化结构, 撑袋杆与前、后咀夹板实现同步运动, 即前、后咀夹板与前、后夹袋板相配合夹紧包装袋口同时, 凸轮驱动撑袋杆需同步将袋口撑开。

2) 为减少撑袋杆磨损, 避免撑袋作业撑袋杆接触点沿其轴线方向产生滑动, 凸轮与撑袋杆的接触位置应保持始终位于初始接触点矢径平面的圆周上, 且凸轮工作廓线与撑袋杆接触点始终接触, 结构互不干涉。

3) 为实现撑袋工艺要求, 撑袋杆的角位移应满足撑袋杆末端的撑开距离要求; 为保证凸轮撑袋机构具有良好的传力特性, 作业中, 凸轮机构的最大压力角  $\alpha_{\max}$  应小于许用压力角  $[\alpha]$ , 即  $\alpha_{\max} \leq [\alpha] = 35^\circ \sim 45^\circ$  [26]。

## 2.2 撑袋机构的撑袋运动规律

### 2.2.1 撑袋运动规律选择

撑袋运动规律 (即撑袋杆运动规律) 是指撑袋杆的运动参数 (角位移、角速度、角加速度) 随时间  $t$  变化的规律。撑袋机构的凸轮转动中心为前咀夹板转轴中心  $F$  (图 1b), 前、后咀夹板张开与前、后夹袋板作用夹紧包装袋口的同时驱动固装于前咀夹板上的凸轮以角速度  $\omega$  顺时针转动。当凸轮转过推程的最大角位移  $\delta_0$  (即推程角) 时, 与其接触的撑袋杆由凸轮驱动转过最大角位移  $\varphi_0$  将袋口两侧完全撑开 (完成撑袋), 与此同时袋口前、后两边分别在前、后咀夹板与前、后夹袋板之间被夹紧 (完成夹袋)。原粮下料充填后, 电动机反转驱动前、后咀夹板回程复位, 凸轮同时随前咀夹板反向转过回程角  $\delta'_0$  ( $\delta'_0 = \delta_0$ ), 撑袋杆回到初始位置, 撑袋运动规律与凸轮廓线相对应。

根据凸轮撑袋机构的设计要求, 考虑正弦加速度运动的角速度、角加速度连续变化, 无刚性和柔性冲击, 适用于中高速轻载情况 [27], 故撑袋杆运动规律选择正弦加速度运动 (摆线运动)。

作业时, 凸轮顺时针转动角速度为  $\omega$ , 凸轮推程阶段转过角位移为  $\delta$  时 (即图 1b 中的  $\delta$ ), 撑袋杆行程角位移为  $\varphi$ , 则凸轮撑袋杆的摆动角位移、角速度与角加速度运动方程分别为

$$\begin{cases} \varphi = \varphi_0 \left[ \frac{\delta}{\delta_0} - \frac{1}{2\pi} \sin \left( \frac{2\pi}{\delta_0} \delta \right) \right] \\ \varepsilon = \frac{\varphi_0}{\delta_0} \omega \left[ 1 - \cos \left( \frac{2\pi}{\delta_0} \delta \right) \right] \\ \sigma = \frac{2\pi\varphi_0\omega^2}{\delta_0^2} \sin \left( \frac{2\pi}{\delta_0} \delta \right) + \frac{\varphi_0}{\delta_0} \gamma \left[ 1 - \cos \left( \frac{2\pi}{\delta_0} \delta \right) \right] \end{cases} \quad (0 \leq \delta \leq \delta_0) \quad (1)$$

式中  $\delta_0$  为凸轮推程的最大角位移, ( $^\circ$ );  $\omega$  为凸轮推程的角速度, ( $^\circ/s$ );  $\gamma$  为凸轮推程的角加速度, ( $^\circ/s^2$ );  $\varphi_0$  为凸轮推程的撑袋杆最大角位移, ( $^\circ$ );  $\varphi$  为凸轮推程的撑袋杆角位移, ( $^\circ$ );  $\varepsilon$  为凸轮推程的撑袋杆角速度, ( $^\circ/s$ );  $\sigma$  为凸轮推程的撑袋杆角加速度, ( $^\circ/s^2$ )。

### 2.2.2 撑袋凸轮的角速度和角加速度

为求解撑袋杆的运动规律, 需要分别建立凸轮角速度和角加速度与驱动的传递关系。电机将运动传递至转

臂驱动平面六杆机构带动凸轮随前咀夹板转动, 与此同时撑袋杆由凸轮驱动形成复合运动。

在图 1b 机构运动简图中, 作辅助线  $OF$  和  $FD'$ 。当转臂  $OD$  转过角位移  $\beta$  时, 前咀夹板转过角位移  $\delta$  (即凸轮角位移)。

由图 1b 可知凸轮角位移

$$\delta = \angle OFD' + \angle D'FE' - \psi_0 \quad (2)$$

根据正弦定理与余弦定理, 建立并推导得凸轮角位移  $\delta$  关于转臂角位移  $\beta$  的函数关系式, 即

$$\begin{cases} \delta = \sin^{-1} \left\{ \frac{l_{OD'} \sin(180^\circ - \beta_0 - \beta)}{[l_{OF}^2 + l_{OD'}^2 - 2l_{OF}l_{OD'} \cos(180^\circ - \beta_0 - \beta)]^{\frac{1}{2}}} \right\} \\ \cos^{-1} \left\{ \frac{l_{OF}^2 + l_{OD'}^2 - 2l_{OF}l_{OD'} \cos(180^\circ - \beta_0 - \beta) + l_{FE'}^2 - l_{D'E'}^2}{2[l_{OF}^2 + l_{OD'}^2 - 2l_{OF}l_{OD'} \cos(180^\circ - \beta_0 - \beta)]^{\frac{1}{2}} l_{FE'}} \right\} - \psi_0 \end{cases} \quad (3)$$

式中  $l_{OD'}$  为转臂  $OD'$  的长度, mm;  $l_{OF}$  为  $F$  点至  $O$  点的距离, mm;  $l_{FE'}$  为  $F$  点至  $E'$  点的距离, mm;  $l_{D'E'}$  为推杆  $D'E'$  杆长, mm;  $l_{OD'}$ 、 $l_{OF}$ 、 $l_{FE'}$ 、 $l_{D'E'}$ 、 $\beta_0$  和  $\psi_0$  由结构设计确定。

凸轮角位移、角速度和角加速度关于转臂角位移  $\beta$  函数分别记为

$$\begin{cases} \delta = f(\beta) \\ \omega = f'(\beta) \\ \gamma = f''(\beta) \end{cases} \quad (4)$$

### 2.2.3 撑袋杆摆动最大角位移与撑袋距离

#### 1) 撑袋杆摆动最大角位移

为求解从动件的撑袋运动规律, 需确定从动撑袋杆摆动的最大角位移  $\varphi_0$ 。撑袋与夹袋示意如图 2, 为使撑袋杆的撑袋部分与包装袋口形成面接触, 避免撑袋杆撑袋过程中扎破包装袋, 撑袋杆设计为由上部刚性段  $OP_1$  和下部柔性段  $P_1Q_1$  构成。

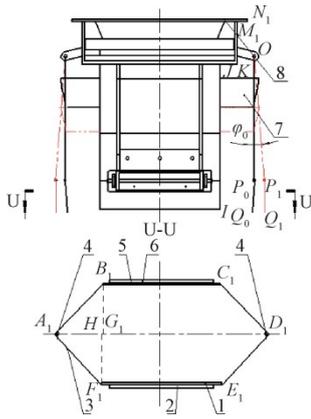
凸轮随前咀夹板转动角位移  $\delta_0$  时, 同步驱动撑袋杆撑开袋口达最大摆动角位移  $\varphi_0$ , 即

$$\varphi_0 = \tan^{-1} \left( \frac{l_{A_H} - l_{OK} - l_{JK}}{l_{R_{N_1}} - l_{O_{N_1}}} \right) \quad (5)$$

式中  $\varphi_0$  为撑袋杆最大角位移, ( $^\circ$ );  $l_{A_H}$  为撑袋距离, 即撑袋杆  $P_1$  点至前咀夹板侧面距离, mm。  $l_{OK}$ 、 $l_{O_{N_1}}$  分别为撑袋杆摆动中心 (图 2)  $O$  点的水平坐标 (至机架侧面水平距离) 和垂直坐标 (至机架上面垂直距离), mm;  $l_{OK}$ 、 $l_{O_{N_1}}$  由结构参数及边界约束条件确定。  $l_{JK}$  为  $J$  点至机架侧面水平距离, mm;  $l_{R_{N_1}}$  为撑袋杆  $P_1$  点至机架上面距离, mm;  $l_{JK}$ 、 $l_{R_{N_1}}$  根据机构结构设计确定, 取  $l_{JK} = 40$  mm,  $l_{R_{N_1}} = 380$  mm。

撑袋距离  $l_{A_H}$  确定后, 撑袋杆最大摆动角位移  $\varphi_0$  为其摆动中心  $O$  点 (图 2) 位置坐标  $l_{OK}$  和  $l_{O_{N_1}}$  的函数, 即

$$\varphi_0 = f(l_{OK}, l_{ON_1})$$



1.前咀夹板 2.前夹袋板 3.包装袋 4.撑袋杆 5.后咀夹板 6.后夹袋板 7.凸轮 8.机架

1.Front clamping plate 2.Front supporting plate 3.Packing bag 4.Bag opening rod 5.Rear clamping plate 6.Rear supporting plate 7.Cam 8.Frame

注：O 点为撑袋杆摆动中心；P<sub>0</sub>点和 P<sub>1</sub>点分别为撑袋杆撑袋前、后与包装袋的接触点；Q<sub>0</sub>点和 Q<sub>1</sub>点分别为撑袋杆末端撑袋前、后的位置点；在 U-U 剖面中，A<sub>1</sub>点和 D<sub>1</sub>点分别为两个撑袋杆撑袋后与包装袋的接触点投影，B<sub>1</sub>点和 C<sub>1</sub>点为后咀夹板夹袋的终止位置点投影，E<sub>1</sub>点和 F<sub>1</sub>点为前咀夹板夹袋的终止位置点投影，H 点和 G<sub>1</sub>点分别为前、后咀夹板的初始位置点投影；LJ 线段为前咀夹板侧面投影；JK 线段为前咀夹板至机架侧面的距离；KM<sub>1</sub>线段为机架侧面投影；N<sub>1</sub>点为机架上表面端点。

Note: Point O is swing center of bag opening rod; Point P<sub>0</sub> and P<sub>1</sub> are the contact points between the bag opening rod and the bag before and after the bag being opened respectively; Point Q<sub>0</sub> and Q<sub>1</sub> are position points on the end of bag opening rod before and after the bag being opened respectively; On the section U-U, point A<sub>1</sub> and D<sub>1</sub> are contact point projections between two bag opening rods and the bag after the bag being opened respectively; Point B<sub>1</sub> and C<sub>1</sub> are projections of final position where the bag had been clamped by rear clamping plate respectively; Point E<sub>1</sub> and F<sub>1</sub> are projections of the final position where the bag had been clamped by front clamping plate respectively; Point H and G<sub>1</sub> are projections of the initial position of front and rear clamping plate respectively; Line LJ is the side projection of front clamping plate; Line JK is the distance between front clamping plate and the side of frame; Line KM<sub>1</sub> is the side projection of frame; Point N<sub>1</sub> is the end point on the upper surface of the frame.

图 2 撑袋和夹袋示意图

Fig.2 Schematic diagram of bag opening and clamping

### 2) 撑袋距离

夹袋机构的前、后咀夹板转动角位移 δ<sub>0</sub>（即凸轮的最大角位移）与前、后夹袋板相互作用将袋口前、后张开夹紧完成夹袋，凸轮同步随前咀夹板转动驱动撑袋杆由初始位置摆动至角位移 φ<sub>0</sub>将袋口左、右撑开撑紧时，撑袋杆水平摆动的距离即为撑袋距离（图 2）。

忽略撑袋杆直径和包装袋厚度的影响，撑袋杆与包装袋接触简化为线接触。由图 2 包装袋口被张开夹紧与撑紧的袋口截面几何关系可知：

$$\begin{cases} l_{A_1B_1} + l_{B_1C_1} + l_{C_1D_1} + l_{D_1E_1} + l_{E_1F_1} + l_{F_1A_1} = 2l_d \\ l_{A_1B_1}^2 - (l_{A_1H} + l_{HG_1})^2 = l_{B_1G_1}^2 \\ l_{A_1F_1}^2 - l_{A_1H}^2 = l_{F_1H}^2 \end{cases} \quad (6)$$

式中 l<sub>B<sub>1</sub>C<sub>1</sub></sub>、l<sub>E<sub>1</sub>F<sub>1</sub></sub> 分别为前、后咀夹板宽度，mm；l<sub>d</sub> 为包装袋宽度，mm；l<sub>B<sub>1</sub>G<sub>1</sub></sub>、l<sub>F<sub>1</sub>H</sub> 均为夹袋宽度的二分之一，mm。

由机构结构设计确定 l<sub>A<sub>1</sub>B<sub>1</sub></sub> = l<sub>C<sub>1</sub>D<sub>1</sub></sub>，l<sub>A<sub>1</sub>F<sub>1</sub></sub> = l<sub>D<sub>1</sub>E<sub>1</sub></sub>，l<sub>B<sub>1</sub>C<sub>1</sub></sub> = 272 mm，l<sub>E<sub>1</sub>F<sub>1</sub></sub> = 280 mm，l<sub>B<sub>1</sub>G<sub>1</sub></sub> = l<sub>F<sub>1</sub>H</sub> = 119 mm，

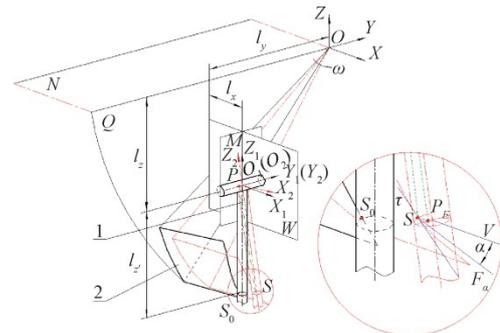
l<sub>HG<sub>1</sub></sub> = (l<sub>E<sub>1</sub>F<sub>1</sub></sub> - l<sub>B<sub>1</sub>C<sub>1</sub></sub>)/2 = 4 mm；包装袋袋宽 l<sub>d</sub> = 595 mm。求解式（6）得 l<sub>A<sub>1</sub>B<sub>1</sub></sub> = 158.5 mm，l<sub>A<sub>1</sub>F<sub>1</sub></sub> = 160.5 mm，撑袋距离 l<sub>A<sub>1</sub>H</sub> = 103 mm。

### 2.3 凸轮工作廓线设计

#### 2.3.1 空间坐标系建立

为建立凸轮工作廓线方程，需要建立空间坐标系。为此，首先建立辅助平面 M、N、W、Q，如图 3 所示。辅助平面 N 面是通过固装在机架上的前、后咀夹板两转轴（图 1）所构成的平面；M 面为通过撑袋杆轴线，且与 N 面转轴垂直所构建的平面；Q 面为 M 面平移 l<sub>x</sub>且与前咀夹板侧面相重合的平面；W 面为通过从动撑袋杆轴线与 M、N、Q 面相垂直的平面，撑袋杆由绕转轴转动的凸轮驱动在 W 面实现间歇摆动运动。

图 3 的原点 O 是 Q 面与前咀夹板转轴的交点，X 轴与凸轮旋转轴线重合；原点 O<sub>1</sub> 为撑袋杆轴线的初始位置与其摆动轴线交点，Y<sub>1</sub> 轴为撑袋杆摆动轴线，W 面上的 Z<sub>1</sub> 轴与撑袋杆初始位置轴线重合，X<sub>1</sub> 轴与撑袋杆初始位置轴线垂直；原点 O<sub>2</sub> 与 O<sub>1</sub> 重合，随撑袋杆绕 Y<sub>1</sub> 轴转动。



1.撑袋杆 2.凸轮 1. Bag opening rod 2. Cam

注：OXYZ 为绝对坐标系，O<sub>1</sub>X<sub>1</sub>Y<sub>1</sub>Z<sub>1</sub> 为撑袋杆的绝对坐标系，O<sub>2</sub>X<sub>2</sub>Y<sub>2</sub>Z<sub>2</sub> 为固结在撑袋杆的动坐标系；S<sub>0</sub> 点为 t=0 时刻凸轮与撑袋杆的初始接触点，S 点为 t 时刻凸轮与撑袋杆的接触点；P 点为接触点 S 的摆动中心，P<sub>E</sub> 点为接触点 S 至 Y<sub>2</sub>O<sub>2</sub>Z<sub>2</sub> 平面垂线的交点；l<sub>x</sub>、l<sub>y</sub>、l<sub>z</sub> 为坐标系 O<sub>1</sub>X<sub>1</sub>Y<sub>1</sub>Z<sub>1</sub> 向坐标系 OXYZ 转换的坐标平移参数，mm；l<sub>z</sub> 为接触点 S 摆动距离，mm；F<sub>a</sub> 为凸轮对撑袋杆的作用力矢量，V 为撑袋杆接触点速度矢量，τ 为凸轮工作廓线切向矢量；α 为凸轮机构的压力角，(°)；ω 为凸轮旋转角速度，(°)·s<sup>-1</sup>；M、N、W、Q 为辅助平面。

Note: OXYZ is the absolute coordinate, O<sub>1</sub>X<sub>1</sub>Y<sub>1</sub>Z<sub>1</sub> is the absolute coordinate of bag opening rod, O<sub>2</sub>X<sub>2</sub>Y<sub>2</sub>Z<sub>2</sub> is the dynamic coordinate fixed on bag opening rod; Point S<sub>0</sub> is the contact point between cam and bag opening rod at time t=0, point S is the contact point between cam and bag opening rod at time t; Point P is the swing center of the contact point S, point P<sub>E</sub> is the intersection point obtained by making the contact point S perpendicular to the plane Y<sub>2</sub>O<sub>2</sub>Z<sub>2</sub>; l<sub>x</sub>, l<sub>y</sub> and l<sub>z</sub> are the coordinate translation parameters from coordinate system O<sub>1</sub>X<sub>1</sub>Y<sub>1</sub>Z<sub>1</sub> to coordinate system OXYZ, mm; l<sub>z</sub> is the swing distance of contact point S, mm; F<sub>a</sub> is the force direction vector of the contact point S on the bag opening rod, V is the motion direction vector of the contact point on the bag opening rod, τ is the tangential vector of the cam working profile; α is the pressure angle at the contact point of the bag opening rod, (°); ω is the rotation angular velocity of the cam, (°)·s<sup>-1</sup>; M, N, W and Q are auxiliary planes.

图 3 凸轮撑袋机构空间坐标系与压力角

Fig.3 Spatial coordinate system and pressure angle of cam driven bag opening mechanism

#### 2.3.2 凸轮工作廓线方程建立

在 t=0 时刻，坐标系 O<sub>2</sub>X<sub>2</sub>Y<sub>2</sub>Z<sub>2</sub> 与 O<sub>1</sub>X<sub>1</sub>Y<sub>1</sub>Z<sub>1</sub> 重合，凸轮与撑袋杆初始接触点为 S<sub>0</sub>，其位置角为 θ<sub>0</sub>（方向与 X<sub>2</sub>

轴逆时针为正)；在  $t$  时刻，凸轮与撑袋杆接触点为  $S$ ，其接触点位置角为  $\theta$ ，如图 4 所示；此时，凸轮角位移为  $\delta$ ，撑袋杆摆动角位移  $\varphi$ 。

在动坐标系  $O_2X_2Y_2Z_2$  中，撑袋杆接触点位置向量：

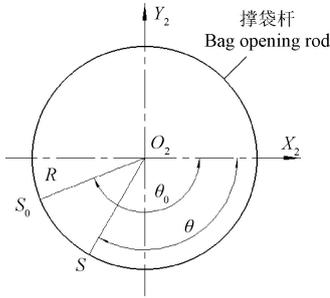
$$\mathbf{C}_2 = [R \cos \theta, R \sin \theta, -l_z]^T \quad (\theta \in [-180^\circ, -90^\circ]) \quad (7)$$

式中  $R$  为撑袋杆半径，mm； $\theta$  为撑袋杆接触点位置角，(°)。

在绝对坐标系  $O_1X_1Y_1Z_1$  中，由坐标系几何变换关系<sup>[28-29]</sup>，撑袋杆接触点位置矢量为：

$$\begin{cases} \mathbf{C}_1 = \mathbf{E}_1 \mathbf{C}_2 \\ \mathbf{E}_1 = \begin{bmatrix} \cos \varphi & 0 & -\sin \varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \varphi & 0 & \cos \varphi \end{bmatrix} \end{cases} \quad (8)$$

式中  $\mathbf{E}_1$  为绕  $Y_1$  轴的旋转变换矩阵。



注： $X_2O_2Y_2$  平面为撑袋杆动坐标系  $O_2X_2Y_2Z_2$  沿  $Z_2$  坐标轴方向的投影； $R$  为撑袋杆半径，mm； $\theta_0$  为初始接触点  $S_0$  处撑袋杆半径与坐标轴  $X_2$  正方向夹角，称为初始接触点的位置角，(°)； $\theta$  为运动过程中接触点  $S$  处撑袋杆半径与坐标轴  $X_2$  正方向夹角，称为接触点位置角，(°)。

Note:  $X_2O_2Y_2$  is the projection plane that the dynamic coordinate system of the bag opening rod that is projected along the direction  $Z_2$ ;  $R$  is the radius of bag opening rod;  $\theta_0$  is the initial position angle of the initial contact point between the radius of the bag opening rod at the initial contact point  $S_0$  and the positive direction of the coordinate axis  $X_2$ , (°);  $\theta$  is the position angle of the contact point between the radius of the bag opening rod at the contact point  $S$  and the positive direction of the coordinate axis  $X_2$ , (°).

图 4 撑袋杆接触点的位置角

Fig.4 Positional angle of contact point on bag opening rod

由式 (7) ~ 式 (8) 得式 (9)：

$$\mathbf{C}_1 = \begin{bmatrix} R \cos \theta \cos \varphi + l_z \sin \varphi \\ R \sin \theta \\ R \cos \theta \sin \varphi - l_z \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (9)$$

在绝对坐标系  $OXYZ$  中，撑袋杆接触点位置矢量为

$$\begin{cases} \mathbf{C}' = \mathbf{T}_x + \mathbf{T}_y + \mathbf{T}_z + \mathbf{C}_1 \\ \mathbf{T}_x = [l_x, 0, 0]^T \\ \mathbf{T}_y = [0, -l_y, 0]^T \\ \mathbf{T}_z = [0, 0, -l_z]^T \end{cases} \quad (10)$$

由式 (9) ~ 式 (10) 得式 (11)：

$$\mathbf{C}' = \begin{bmatrix} R \cos \theta \cos \varphi + l_z \sin \varphi + l_x \\ R \sin \theta - l_y \\ R \cos \theta \sin \varphi - l_z \cos \varphi - l_z \end{bmatrix} \quad (11)$$

式中  $\mathbf{T}_x$ 、 $\mathbf{T}_y$ 、 $\mathbf{T}_z$  分别为  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  方向平移矩阵； $l_x$ 、 $l_y$ 、 $l_z$  为坐标平移参数，mm。

根据共轭曲线原理<sup>[30-31]</sup>，凸轮接触点坐标  $[X, Y, Z]^T$ ：

$$\begin{cases} \mathbf{C} = \mathbf{E}_2 \mathbf{C}' \\ \mathbf{E}_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \delta & \sin \delta \\ 0 & -\sin \delta & \cos \delta \end{bmatrix} \end{cases} \quad (12)$$

式中  $\mathbf{E}_2$  为绕  $X$  轴的旋转变换矩阵； $\delta$  为撑袋凸轮角位移，(°)。

由式 (11) ~ 式 (12) 得凸轮工作廓线方程为

$$\begin{cases} X = R \cos \theta \cos \varphi + l_z \sin \varphi + l_x \\ Y = R \sin \theta \cos \delta - l_y \cos \delta + R \cos \theta \sin \varphi \sin \delta \\ \quad - l_z \cos \varphi \sin \delta - l_z \sin \delta \\ Z = -R \sin \theta \sin \delta + l_y \sin \delta + R \cos \theta \sin \varphi \cos \delta \\ \quad - l_z \cos \varphi \cos \delta - l_z \cos \delta \end{cases} \quad (0 \leq \delta \leq \delta_0) \quad (13)$$

## 2.4 凸轮撑袋机构的压力角

### 2.4.1 压力角公式建立

压力角是衡量凸轮机构运动性能优劣的重要参数。凸轮撑袋机构的压力角是指在不计摩擦情况下，凸轮对撑袋杆作用力方向与其受力点的速度方向之间所夹的锐角，即撑袋杆接触点  $S$  受力  $\mathbf{F}_a$  方向与其受力点速度  $\mathbf{V}$  方向的夹角 (图 3)，其大小直接影响凸轮机构的负荷。为使凸轮对撑袋杆的作用力平滑地传递至撑袋杆上，凸轮撑袋机构的最大压力角  $\alpha_{\max}$  需满足小于许用压力角  $[\alpha]=35^\circ \sim 45^\circ$  的设计要求。

如图 3 所示，凸轮撑袋机构的凸轮随前咀夹板绕转轴 ( $X$  轴) 沿逆时针方向转动，运动  $t$  时刻撑袋杆与凸轮工作廓线接触点  $S$  的摆动中心点为  $P$  ( $P$  点是过接触点  $S$  至  $Y_2Z_2$  平面垂线交点  $P_E$ ，过此  $P_E$  点作与撑袋杆轴线平行线交  $Y_2$  轴的交点)。

为建立凸轮撑袋机构的压力角公式，需要确定速度矢量  $\mathbf{V}$  和力矢量  $\mathbf{F}_a$ 。

接触点速度矢量简化为撑袋杆转轴单位速度矢量  $\mathbf{V}$  为

$$\mathbf{V} = [\cos \varphi, 0, \sin \varphi]^T \quad (14)$$

在绝对坐标系  $OXYZ$  中，由凸轮撑袋机构受力分析可知，撑袋杆接触点力矢量  $\mathbf{F}_a$  由凸轮运动过程中工作廓线接触点的切向矢量  $\boldsymbol{\tau}'$  和撑袋杆接触点  $S$  至其旋转中心  $P$  的矢量  $\overline{SP}$  两个因素决定，即

撑袋杆力矢量

$$\mathbf{F}_a = \boldsymbol{\tau}' \times \overline{SP} \quad (15)$$

其中

$$\begin{cases} \boldsymbol{\tau}' = \mathbf{E}_2' \boldsymbol{\tau} \\ \mathbf{E}_2' = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \delta & -\sin \delta \\ 0 & \sin \delta & \cos \delta \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{\tau} = [\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z}]^T \end{cases} \quad (16)$$

式中  $E'_2$  为切向矢量  $\tau$  绕  $X$  轴的旋转矩阵； $\tau$  为凸轮工作廓线的切向矢量， $\dot{X}$ 、 $\dot{Y}$ 、 $\dot{Z}$  分别为凸轮工作廓线的切矢量  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  方向分量，由凸轮工作廓线参数方程式 (13) 对凸轮角位移  $\delta$  求导得到。

在坐标系  $OXYZ$  下，接触点  $S$  至旋转中心  $P$  矢量、接触点  $S$  和其旋转中心  $P$  点的位置矢量分别为

$$\begin{cases} \overline{SP} = P - S \\ P = \begin{bmatrix} l_x \\ R \sin \theta - l_y \\ -l_z \end{bmatrix} \\ S = \begin{bmatrix} R \cos \theta \cos \varphi + l_z, \sin \varphi + l_x \\ R \sin \theta - l_y \\ R \cos \theta \sin \varphi - l_z, \cos \varphi - l_z \end{bmatrix} \end{cases} \quad (17)$$

由式 (16) ~ 式 (17) 分别求得：

$$\tau' = \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \cos \delta - \dot{Z} \sin \delta \\ \dot{Y} \sin \delta + \dot{Z} \cos \delta \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$\overline{SP} = \begin{bmatrix} -R \cos \theta \cos \varphi - l_z, \sin \varphi \\ 0 \\ -R \cos \theta \sin \varphi + l_z, \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (19)$$

将式 (18) ~ 式 (19) 代入式 (15) 得撑袋杆力矢量，即：

$$F_a = \begin{bmatrix} i & j & k \\ \dot{X} & \dot{Y} \cos \delta - \dot{Z} \sin \delta & \dot{Y} \sin \delta + \dot{Z} \cos \delta \\ -R \cos \theta \cos \varphi - l_z, \sin \varphi & 0 & -R \cos \theta \sin \varphi + l_z, \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (20)$$

据向量数量积，凸轮撑袋机构的压力角为

$$\alpha = \cos^{-1} \left( \frac{F_a \cdot V}{|F_a| |V|} \right) \quad (21)$$

### 2.4.2 压力角影响因素

为保证凸轮撑袋机构运动可靠、结构紧凑不干涉，并具有良好受力状态，压力角应越小越好。影响凸轮撑袋机构压力角的因素根据式 (13) 参数确定，选择撑袋

杆半径  $R$ 、接触点摆动距离  $l_z$ 、初始接触点位置角  $\theta_0$ 、接触点位置角  $\theta$ 、撑袋杆角位移  $\varphi$ 、撑袋杆角位移与接触点位置角拟合关系  $\theta=f(\varphi)$  等因素为压力角影响因素。根据结构参数及边界约束条件确定，取  $4 \text{ mm} \leq R \leq 8 \text{ mm}$ ， $120 \text{ mm} \leq l_z \leq 160 \text{ mm}$ ， $-180^\circ \leq \theta_0 \leq -105^\circ$ ， $-180^\circ \leq \theta \leq -90^\circ$ 。

撑袋距离（即撑袋杆末端的撑开距离）是首先要保证的设计要求。 $l_{OK}$  和  $l_{ON_1}$  为撑袋杆的摆动中心  $O$  点的位置坐标（图 2），影响该坐标的边界条件由结构设计确定，即  $30 \text{ mm} \leq l_{OK} \leq 40 \text{ mm}$ ， $75 \text{ mm} \leq l_{ON_1} \leq 105 \text{ mm}$ ；利用 MATLAB 由式 (5) 和  $l_{OK}$  与  $l_{ON_1}$  的边界条件得到撑袋杆角位移  $\varphi$  与摆动位置关系，如图 5 所示，由此确定影响凸轮撑袋机构压力角因素的撑袋杆角位移  $\varphi$  的取值范围为  $4.5^\circ \leq \varphi \leq 6.5^\circ$ ，且满足撑袋工艺要求。

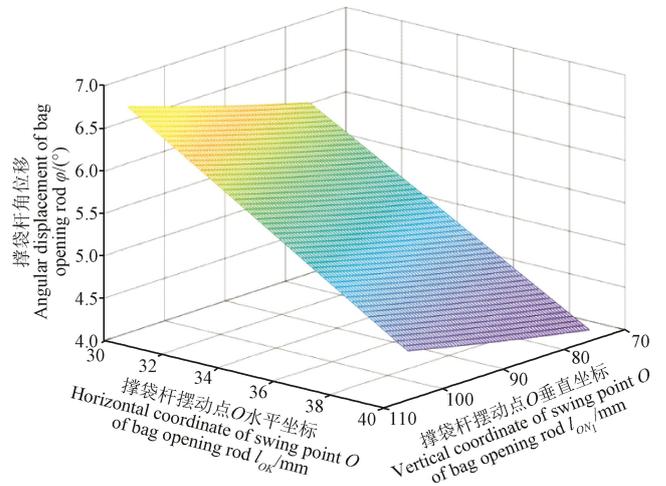


图 5 撑袋杆角位移与摆动位置关系  
Fig.5 Relationship between angular displacement and swing position of bag opening rod

影响凸轮撑袋机构压力角因素的撑袋杆角位移  $\varphi$  与接触点位置角  $\theta$  的关系  $\theta=f(\varphi)$ ，选择线性拟合、指数拟合和多项式拟合三种拟合关系式（表 1）。

表 1 单因素试验设计  
Table1 Single factor test design

因素 Factors	值 Values					单因素试验条件 Test conditions of single factor						
						$R/\text{mm}$	$\varphi/^\circ$	$l_z/\text{mm}$	$\theta_0/^\circ$	$\theta/^\circ$	$\theta = f(\varphi)$	
撑袋杆半径 Radius of bag opening rod ( $R$ )/mm	4	5	6	7	8	—	6	135	-135	-120	线性拟合	
撑袋杆角位移 Angular displacement of bag opening rod ( $\varphi$ )/ $^\circ$	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	5	—	135	-135	-120	线性拟合	
接触点的摆动距离 Swing distance of contact point ( $l_z$ )/mm	120	130	140	150	160	5	6	—	-135	-120	线性拟合	
初始接触点的位置角 Positional angle of initial contact point ( $\theta_0$ )/ $^\circ$	-120	-140	-160	-180		5	6	135	$ \theta_0 - \theta  = 15^\circ$		线性拟合	
接触点的位置角 Positional angle of contact point ( $\theta$ )/ $^\circ$	-170	-150	-130	-110	-90	5	6	135	-180	—	线性拟合	
$\varphi$ 与 $\theta$ 的拟合关系 Fitting function between $\varphi$ and $\theta$	多项式拟合 $\theta = 0.07 \sin(\varphi - 90 - \pi) - 0.01(\varphi - 10)^2 - 6.09$		指数拟合 $\theta = -23.13 \times e^{-0.02(\varphi - 90)}$		线性拟合 $\theta = 90 + 2.5(\varphi - 90)$		5	6	135	-135	-120	—

## 2.4.3 单因素试验设计与结果

依据选择的各单因素取值范围, 利用控制变量法,

设计了6组单因素试验, 如表1所示; 由式(21)得各单因素不同水平下对压力角的影响结果, 如图6所示。

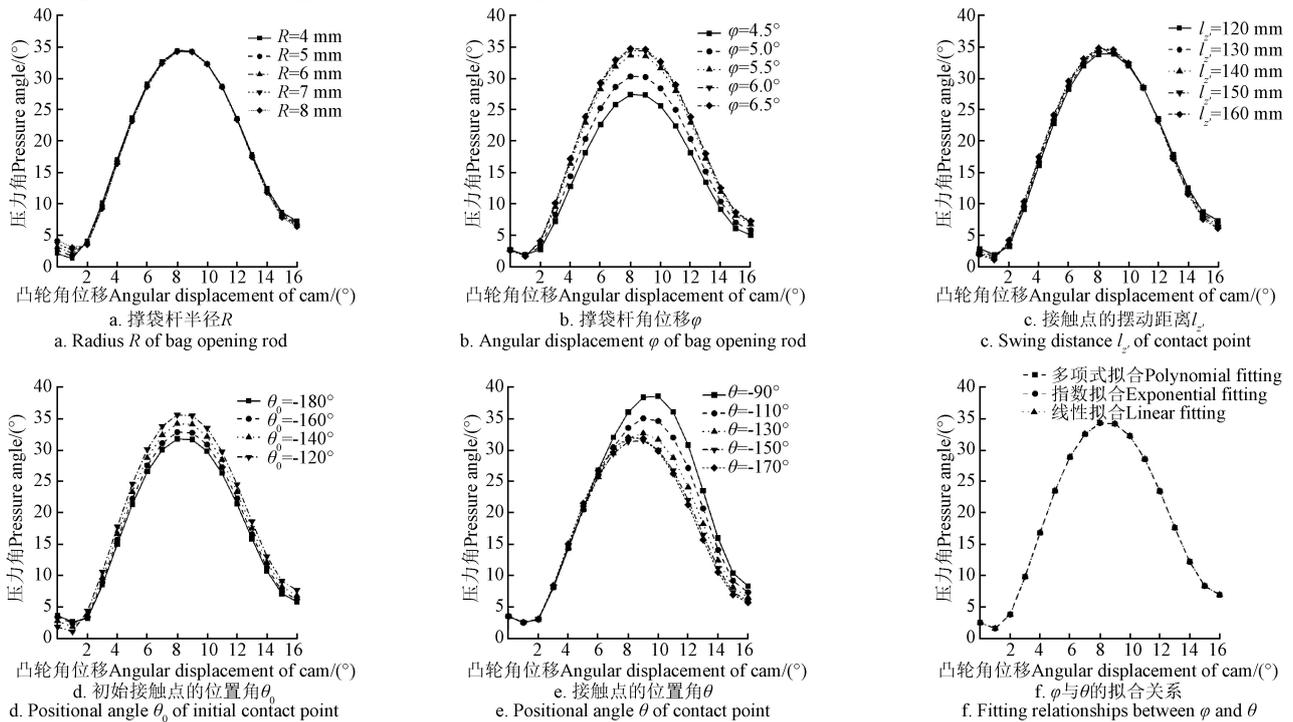


图6 各单因素对凸轮撑袋机构的压力角影响

Fig.6 Effects of each factor on cam mechanism pressure angle

1) 撑袋杆半径  $R$ 

撑袋杆半径对压力角的影响如图6a所示, 推程初始段凸轮角位移小于  $2^\circ$ 时, 初始压力角随撑袋杆半径的减小呈逐渐减小趋势; 当凸轮角位移大于  $2^\circ$ 时, 撑袋杆半径对凸轮撑袋机构的压力角影响很小; 推程结束段凸轮角位移大于  $14^\circ$ 时, 压力角随撑袋杆半径的增大呈逐渐减小变化趋势; 凸轮角位移在  $8^\circ$ 时, 凸轮撑袋机构的最大压力角均值  $\alpha=34.29^\circ < [\alpha]_{\max}$ 。

2) 撑袋杆角位移  $\varphi$ 

撑袋杆角位移对压力角的影响如图6b所示, 凸轮角位移大于  $1^\circ$ 时, 凸轮机构的压力角随撑袋杆角位移的减小呈较明显减小的变化趋势; 凸轮角位移小于  $1^\circ$ 时, 撑袋杆摆动角位移对压力角影响不大; 凸轮角位移  $8^\circ$ 时, 凸轮撑袋机构的最大压力角均值为  $\alpha=32^\circ < [\alpha]_{\max}$ 。

3) 接触点摆动距离  $L_2$ 

接触点摆动距离  $L_2$ 对压力角影响如图6c所示, 凸轮角位移在推程初始段 ( $<2^\circ$ )与结束段 ( $>12^\circ$ )时, 凸轮撑袋机构的压力角随接触点摆动距离的增大呈逐渐减小趋势; 凸轮机构推程中间段凸轮角位移  $2^\circ \sim 12^\circ$ 时, 凸轮撑袋机构的压力角随接触点摆动距离的增大呈逐渐增大变化趋势; 凸轮角位移  $8^\circ \sim 9^\circ$ 时, 凸轮撑袋机构的最大压力角均值  $\alpha=34.42^\circ < [\alpha]_{\max}$ 。

4) 初始接触点位置角  $\theta_0$ 

初始接触点的位置角  $\theta_0$ 对压力角影响如图6d所示, 凸轮角位移小于  $2^\circ$ , 凸轮机构的压力角随初始接触点位置角的增大呈逐渐减小趋势, 凸轮角位移大于  $2^\circ$ 时, 压

力角随初始接触点位置角的增大呈逐渐增大趋势; 当初始接触角为  $-180^\circ$ 和凸轮角位移  $8^\circ$ 时, 凸轮撑袋机构的最大压力角最小, 凸轮角位移  $8^\circ \sim 9^\circ$ 时, 最大压力角均值  $\alpha=33.43^\circ < [\alpha]_{\max}$ 。

5) 接触点位置角  $\theta$ 

接触点位置角  $\theta$ 对压力角影响如图6e所示, 凸轮角位移大于  $2^\circ$ 时, 凸轮机构的压力角随接触点位置角的增大呈先基本不变后逐渐增大的变化趋势, 且压力角峰值呈逐渐滞后的变化趋势; 凸轮角位移小于  $2^\circ$ 时, 接触点位置角的变化对凸轮撑袋机构的压力角影响不大; 当接触点位置角  $-170^\circ$ 和凸轮角位移  $8^\circ \sim 10^\circ$ 时, 最大压力角最小, 凸轮撑袋机构的最大压力角均值  $\alpha=33.85^\circ < [\alpha]_{\max}$ 。

6) 拟合关系  $\theta=f(\varphi)$ 

$\varphi$ 与  $\theta$ 拟合关系对压力角的影响如图6f所示, 接触点位置角  $\theta$ 与撑袋杆角位移  $\varphi$ 的不同拟合关系对凸轮撑袋机构的压力角基本无影响; 当凸轮角位移  $8^\circ$ 时, 凸轮撑袋机构的最大压力角均值  $\alpha=34.36^\circ < [\alpha]_{\max}$ 。

综上所述, 利用控制变量法, 把影响压力角的撑袋杆半径  $R$ 、撑袋杆角位移  $\varphi$ 、接触点摆动距离  $L_2$ 、初始接触点位置角  $\theta_0$ 和接触点位置角  $\theta$ 等多因素问题变成多个单因素问题分别研究, 考虑凸轮撑袋机构应具有优良的运动特性, 使压力角尽可能小, 且满足机构结构设计等要求, 综合给出压力角与各因素的结果为  $R=6$  mm,  $\varphi_0=4.5^\circ$ ,  $L_2=120$  mm,  $\theta_0=-180^\circ$ ,  $\theta=-170^\circ$ ,  $\varphi$ 与  $\theta$ 为线性拟合关系  $\theta = \frac{20}{9}(\varphi - 90) + 20$ ; 凸轮最大角位移  $\delta_0=16^\circ$ ;

在满足撑袋杆角位移的条件下，撑袋杆的摆动中心位置由结构参数及边界约束条件确定  $l_{OK}=39\text{ mm}$ ， $l_{OVi}=88\text{ mm}$ 。

### 3 凸轮撑袋机构设计与仿真分析

#### 3.1 凸轮撑袋机构设计

##### 3.1.1 撑袋运动规律确定

根据压力角与各因素的关系结果，依据凸轮角位移  $\delta$  与转臂角位移  $\beta$  关系式(3)，并由机构工作时间(0.41 s)，电机减速器匀速运动输出轴转角 ( $46^\circ$ ) 与角速度 ( $112.2^\circ/\text{s}$ )，最终由式 (1) 确定撑袋运动规律，即

$$\begin{cases} \varphi=4.5\left[\frac{1}{16}\delta-\frac{1}{2\pi}\sin\left(\frac{\pi}{8}\delta\right)\right] \\ \varepsilon=0.28f'(\beta)\left[1-\cos\left(\frac{\pi}{8}\delta\right)\right] \\ \sigma=0.1\left[f'(\beta)\right]^2\sin\left(\frac{\pi}{8}\delta\right)+0.28f''(\beta)\left[1-\cos\left(\frac{\pi}{8}\delta\right)\right] \end{cases} \quad (0 \leq \delta \leq \delta_0) \quad (22)$$

##### 3.1.2 凸轮工作廓线设计

根据压力角与各因素的关系结果，由式 (13) 得到凸轮工作廓线方程式 (23)。

$$\begin{cases} X=6\cos\theta\cos\varphi+120\sin\varphi+80 \\ Y=6\sin\theta\cos\delta-225\cos\delta+6\cos\theta\sin\varphi\sin\delta- \\ 120\cos\varphi\sin\delta-28.5\sin\delta \\ Z=-6\sin\theta\sin\delta+225\sin\delta+6\cos\theta\sin\varphi\cos\delta- \\ 120\cos\varphi\cos\delta-28.5\cos\delta \end{cases} \quad (0^\circ \leq \delta \leq \delta_0) \quad (23)$$

##### 3.1.3 凸轮撑袋机构的压力角校验

将上述影响压力角因素的结果代入式 (21)，求解得到压力角关系式，即

$$\alpha = \cos^{-1} \left[ \frac{F_x \cos \varphi + F_z \sin \varphi}{(F_x^2 + F_y^2 + F_z^2)^{0.5}} \right] \quad (24)$$

式中  $F_x$ 、 $F_y$  和  $F_z$  分别为撑袋杆接触点处受力  $X$ 、 $Y$  和  $Z$  方向的分量。

利用 MATLAB 由式 (24) 和撑袋运动规律得到凸轮撑袋机构的压力角变化曲线，如图 7 所示。

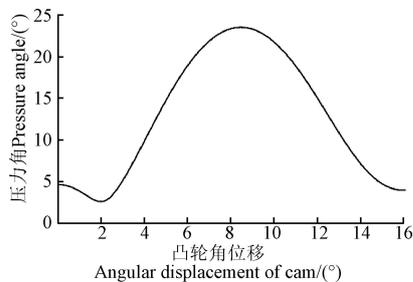


图 7 压力角变化

Fig.7 Change of pressure angle

由图 7 可知，作业时凸轮角位移  $\delta=8^\circ$  时，压力角达最大值，即  $\alpha_{\max}=23^\circ$ 。经校验表明，凸轮撑袋机构的最大压力角  $\alpha_{\max}<[\alpha]=35^\circ\sim 40^\circ$ ，满足设计要求。

#### 3.2 基于 ADAMS 的凸轮撑袋机构运动学仿真

为了验证凸轮撑袋机构的撑袋杆在凸轮驱动下的实际撑袋运动规律与理论计算的撑袋运动一致性，根据前述所得到的凸轮机构参数，对凸轮撑袋机构相关零部件三维建模，考虑传动机构初始位置关系完成虚拟样机建模。

在不影响机构实际运动分析结果的情况下，简化机构模型导入 ADAMS 软件；根据机构运动原理及各运动副的相关作用，对各零件添加相应的约束条件与驱动，即机架与地面添加固定副约束，电机输出轴与机架、转臂与推杆、推杆与前咀夹板、前咀夹板与机架、撑袋杆与机架添加转动副约束，凸轮与撑袋杆添加点-线约束；模拟机构实际工作情况，在电机减速器输出轴上添加旋转驱动，根据实际电机输出轴转速设置驱动、仿真时间及步数，自由度和干涉检测后对凸轮撑袋机构进行仿真分析，仿真模型如图 8 所示。

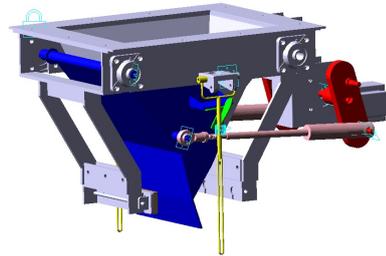


图 8 凸轮撑袋机构仿真模型

Fig.8 Simulation model of cam driven bag opening mechanism

凸轮撑袋机构的撑袋杆运动是由电机与减速器驱动传动机构，通过带动前咀夹板转动同步驱动固装其上的凸轮带动撑袋杆摆动所完成。将由式 (22) 得到的凸轮撑袋机构的撑袋运动规律理论计算结果与仿真分析得到的角位移、角速度和角加速度的撑袋运动结果进行对比分析，如图 9 所示。

由图 9 可知，撑袋运动过程中，撑袋运动规律的仿真分析与理论设计结果基本一致；角速度与角加速度运动曲线均连续变化没有突变，避免了刚性冲击和柔性冲击的发生，减少了对凸轮工作廓面的磨损，撑袋杆角位移仿真值略高于理论设计值，凸轮角位移  $\delta=10.49^\circ$  时，产生最大相对误差 2.25%；凸轮角位移  $\delta=7.07^\circ$  时，角速度仿真值大于理论设计值，产生最大相对误差 3.34%；凸轮角位移分别为  $\delta=4.27^\circ$  和  $\delta=9.95^\circ$  时，角加速度仿真分析与理论设计值产生最大相对误差分别为 6.10% 和 9.46%。产生上述误差的原因，一方面是因为凸轮工作廓线建模误差导致；另一方面是由于软件条件所限导致凸轮机构理论接触点与仿真接触点存在空间位置略有偏移所引起。仿真分析，初步验证了凸轮撑袋机构结构设计的合理性。

### 4 包装生产率对比试验

为进一步验证凸轮撑袋机构设计的合理性、撑袋机构与夹袋机构运动的同步性及其不同驱动方式对包装生产率的影响，对凸轮撑袋机构物理样机进行加工，在原粮包装撑夹袋机构上开展了不同驱动方式（气缸驱动和电机驱动）对原粮包装生产率影响的台架对比试验。

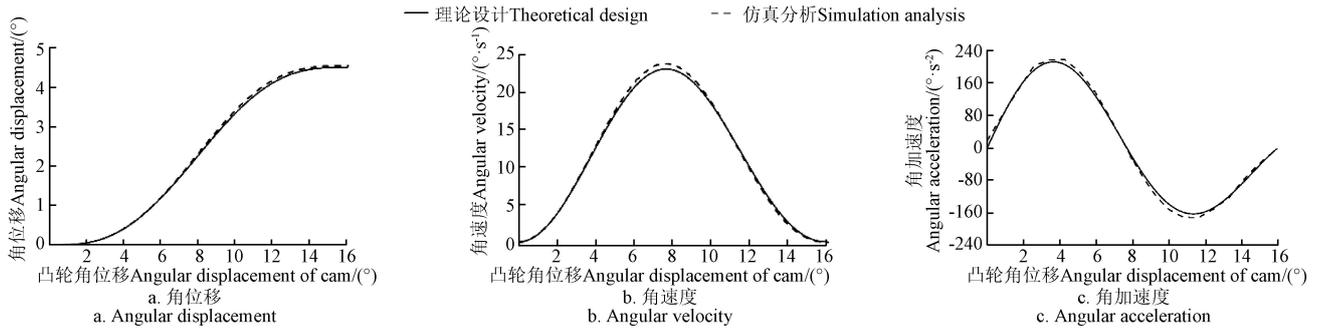


图9 撑袋杆运动规律的理论设计结果与仿真结果

Fig.9 Theoretical design and simulation results of bag opening rod motion

#### 4.1 试验材料

气缸驱动的撑袋机构试验于2019年9月在哈尔滨友为科技有限公司的半自动原粮包装机上进行(图10a),试验装置为气缸驱动的撑夹袋机构,试验材料为装载容量50kg的塑料编织包装袋;电机驱动的凸轮撑夹袋机构试验于2021年8月在东北农业大学收获加工重点实验室进行,试验装置为撑夹袋机构试验台架(图10b),为便于试验观察撑袋效果,试验材料选用装载容量50kg塑料透明包装袋。包装袋尺寸均为1050mm×595mm。采用数码影像设备采集与记录包装工序的时间。

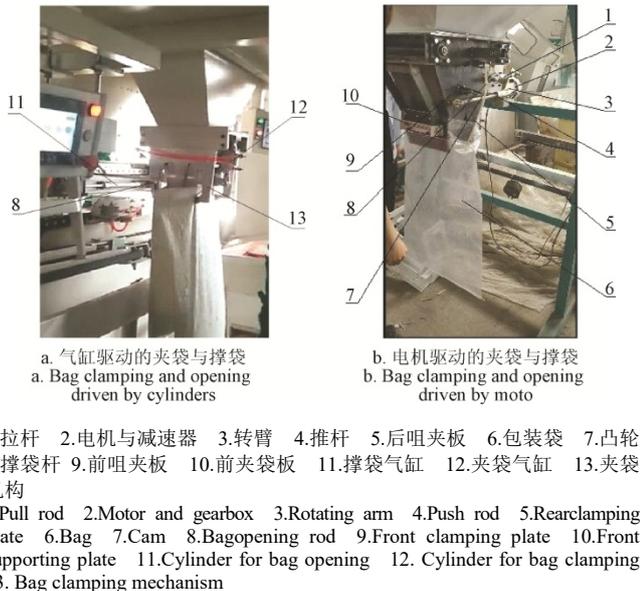


图10 撑夹袋机构试验过程

Fig.10 Experiment process of bag opening and clamping mechanism

#### 4.2 试验方法

在其他试验条件不变的前提下,按气缸驱动和电机驱动2种驱动方式设计了2组试验,每组试验原粮包装各处理10袋,共计20个试样;测定每袋原粮包装的工序时间,并计算各工序时间均值。试验前,由人工将包装袋试样套在撑夹袋机构的执行末端。

一个原粮包装作业循环包括:取袋套袋—夹袋与撑袋—充填—移送—缝口等工序;在完成原粮充填后向缝口工序移送0.5s后开始进入下一循环(即人工套袋)。

试验指标为包装生产率 $\eta$ (袋/min)。

$$\eta = 60 / (t_{td} + t_{jd} + t_{cd} + t_{ct} + t_{sd} + t_{ys}) \quad (25)$$

式中 $t_{td}$ 为人工取袋套袋时间(因物料充填时即可人工取下一袋,故其值一般小于理论值),s; $t_{jd}$ 为夹袋机构往复运动时间(不含夹袋工序的停留时间),s; $t_{cd}$ 为撑袋机构往复运动时间(不含撑袋工序的停留时间),s; $t_{ct}$ 为原粮充填时间,s; $t_{sd}$ 为随动夹持时间,s; $t_{ys}$ 为下一次人工套袋开始时间, $t_{ys}=0.5$ s。

#### 4.3 结果与分析

撑夹袋机构的夹袋与撑袋的验证试验结果表明,在夹袋机构将袋口张开并夹紧同时,凸轮撑袋机构能够同步实现将包装袋沿袋口宽度方向撑开并撑紧的工艺要求。

2种驱动方式撑夹袋机构的作业循环时间对比结果如表2所示。

表2 不同驱动方式的撑夹袋机构作业循环时间  
Table 2 Operating cycle time comparison of bag opening and clamping mechanisms under different driving models

工序 Working process	作业时间 Operating time/s	
	气缸驱动 Cylinder driven	电机驱动 Motor driven
取袋套袋 Bag setting	0.36	0.36
夹袋和撑袋阶段 Phase of bag clamping and opening	1.40	0.41
充填阶段 Phase of filling material	3.31	3.31
夹袋和撑袋复位 Reset of bag clamping and opening	1.12	0.41
随动夹持 Follow-up clamping	0.95	0.95
移送 Transferring	0.50	0.50

由表2可知,在较理想作业条件下,由气缸驱动的夹袋机构与撑袋机构夹袋阶段时间和撑袋阶段时间共为1.40s,夹袋复位时间和撑袋复位时间共为1.12s;原粮包装效率为7.85袋/min。电机驱动的撑夹袋机构开启和工作时间仅为0.41s,回程复位时间0.41s;因撑袋与夹袋同步运动,较气缸驱动的撑夹袋机构作业时工作时间减少1.70s,原粮包装效率达到10袋/min。

本文设计的由一台电动机同时驱动的撑袋机构与夹袋机构从根本上避免了低温结露、粉尘等对气动系统的影响,实现同步撑袋、夹袋和复位运动,保证了包装作业的连续性,从而提高了原粮包装机的生产率。

## 5 结 论

1) 针对中国北方地区原粮定量半自动包装机设计了一种凸轮撑袋机构, 用一台电机驱动夹袋机构与凸轮撑袋机构实现了自动夹袋、撑袋及回程复位的同步运动; 确定了凸轮撑袋机构的撑袋运动规律、空间凸轮工作廓线方程及空间凸轮机构的压力角求解方法。

2) 凸轮撑袋机构运动学仿真分析表明, 凸轮撑袋机构的撑袋运动规律理论计算与仿真分析结果基本一致, 机构最大压力角小于许用压力角, 满足机构工作要求, 验证了凸轮撑袋机构设计的可行性和正确性。

3) 不同驱动方式的撑夹袋机构试验表明, 电机驱动撑夹袋机构的作业生产率达到 10 袋/min, 高于气缸驱动撑夹袋机构的生产率, 满足包装工艺要求。

### [参 考 文 献]

- [1] 国家统计局. 国家统计年鉴 2021[M]. 北京: 中国统计出版社, 2021.
- [2] 张肖庆. 袜子自动化装袋技术的研究[D]. 无锡: 江南大学, 2014.  
Zhang Xiaoqing. Research on the Automatic Bagging Technology of Socks[D]. Wuxi: Jiangnan University, 2014. (in Chinese with English abstract)
- [3] 张明康. 一种果树苹果自动套袋机的设计[J]. 科技风, 2016(14): 113-114.  
Zhang Mingkang. Design of a kind of automatic bagging machine for fruit trees and apples[J]. Technology Wind, 2016(14): 113-114. (in Chinese with English abstract)
- [4] 徐雪萌, 陈留记, 王志山, 等. 给袋式挂面包装机撑袋机构设计与分析[J]. 包装工程, 2019, 40(15): 181-188.  
Xu Xuemeng, Chen Liuji, Wang Zhishan, et al. Design and analysis of bag-opening mechanism of automatic bag-delivering machine for dried noodles[J]. Packaging Engineering, 2019, 40(15): 181-188. (in Chinese with English abstract)
- [5] 陈留记. 给袋式挂面包装机关键技术研究[D]. 郑州: 河南工业大学, 2019.  
Chen Liuji. Research on Key Technology of Automatic Bag Filing and Sealing Machine for Dried Noodles[D]. Zhengzhou: Henan University of Technology, 2019. (in Chinese with English abstract)
- [6] 马娟娟. 全自动包装机器人系统的研制[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2011.  
Ma Juanjuan. The Research of Automatic Packing Robot System[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2011. (in Chinese with English abstract)
- [7] 孙明迁, 唐火红, 骆敏舟, 等. 上袋机械手设计与动态性能分析[J]. 合肥工业大学学报(自然科版), 2015, 38(8): 1013-1017.  
Sun Mingqian, Tang Huohong, Luo Minzhou, et al. Design and dynamic performance analysis of bagging mechanical hand[J]. Journal of Hefei university of technology (Natural Science Edition), 2015, 38(8): 1013-1017. (in Chinese with English abstract)
- [8] 王军, 周东健. 圆锥形筒子纱自动包装生产线的设计[J]. 纺织器材, 2016(3): 49-52.  
Wang Jun, Zhou Dongjian. The design of automatic packing production line for cone cheese[J]. Textile Accessories, 2016(3): 49-52. (in Chinese with English abstract)
- [9] 辜松, 张青, 李恺, 等. 盆花包装机开袋机构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(24): 38-46.  
Gu Song, Zhang Qing, Li Kai, et al. Design and experiment on opening bag mechanism of sleeving machine for potted flowers[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(24): 38-46. (in Chinese with English abstract)
- [10] 李东星, 周增产, 卜云龙, 等. 盆花自动包装机的研制与试验[J]. 农业工程技术(温室园艺), 2014(9): 32-34, 36, 38.
- [11] 樊文涛. 全自动给袋式包装机结构分析与系统研究[D]. 天津: 河北工业大学, 2016.  
Fan Wentao. The Analysis of Mechanism and Research of System in Full-automatic Bag-delivering Packing Machine[D]. Tianjin: Hebei University of Technology, 2016. (in Chinese with English abstract)
- [12] 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 Chuanmin, Wang Hao, Liu Mingyu, et al. Kinematic analysis of spatial combined mechanism for bag opening in automatic bag packing machine[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(5): 35-40. (in Chinese with English abstract)
- [13] 章永华, 何建慧. 谷物包装自动流水线设计[J]. 轻工机械, 2016, 34(5): 80-84.  
Zhang Yonghua, He Jianhui. Design of automatic product line for grain packing[J]. Light Industry Machinery, 2016, 34(5): 80-84. (in Chinese with English abstract)
- [14] 范孝良, 刘一操. 基于真空吸盘的饮水桶自动套袋设备结构设计[J]. 包装工程, 2014, 35(19): 77-81.  
Fan Xiaoliang, Liu Yicao. Equipment structure design for automatic packing of drinking bucket based on vacuum sucker[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(19): 77-81. (in Chinese with English abstract)
- [15] 徐丽明, 葛晓棠, 张铁中. 水果果袋自动撑开机构的研究[J]. 农业工程学报, 2007, 23(4): 138-143.  
Xu Liming, Ge Xiaotang, Zhang Tiezhong. Automatic unfolding-opening mechanism of fruit bag[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2007, 23(4): 138-143. (in Chinese with English abstract)
- [16] 管彦诏. 筒子纱智能生产物流及编织袋包装系统的研究与设计[D]. 济南: 山东大学, 2017.  
Guan Yanzhao. Research and Design of Cheeses Intelligent Production Logistics and Woven Bags Packings System[D]. Jinan: Shandong University, 2017. (in Chinese with English abstract)
- [17] Shibagaki Joji. Bag opening device:CN202657304U[P]. 2013-01-09.
- [18] Kondo N, Shibano Y, Mohri K, et al. Basic studies on robot to work in vineyard, 1: Manipulator and harvesting hand[J]. Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery, 1994, 56(1): 45-53.

- [19] Henderson, Harold E. Bag-hanging and bag-filling machines adapted for synchronous and independent operation and method of using same: 4078358[P].1980-12-23.
- [20] Visser Horti System[EB/OL]. 2014-09-21[2022-03-20]. <http://www.visser.eu/>.
- [21] Crea-Tech International BV[EB/OL].2014-09-21[2022-03-20]. <http://www.crea-tech.nl>.
- [22] Gmuer, Bruno. Method for the automatic supply of bags and bag hanging apparatus, 5337541[P].1992-08-06.
- [23] Gmuer, Bruno. Apparatus for the automatic filling of bags at the discharge spout of a filling hopper, 4320615[P]. 1982-03-23.
- [24] 王胜会. 水果套袋机器人的开发设计及研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2016.  
Wang Shenghui. The Development Design and Research of a Fruit Bagging Robot[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2016. (in Chinese with English abstract)
- [25] 姚学兵. 东北地区全自动粮食包装机研究[J]. 包装工程, 2011, 32(12): 131-133.  
Yao Xuebing. Research on automatic food packaging machines in northeast region[J]. Packaging Engineering, 2011, 32(12): 131-133. (in Chinese with English abstract)
- [26] 闻邦椿. 机械设计手册(第六版)[M]. 北京: 机械工业出版社, 2017: 11-130.
- [27] 孙恒, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2013: 173-175.
- [28] 纪永强. 微分几何[M]. 北京: 高等教育出版社, 2009: 11-19.
- [29] 胡森林, 纪永强, 金亚东, 等. 古典微分几何[M]. 安徽: 中国科学技术大学出版社, 2019: 26-27.
- [30] 陈兵奎, 梁栋, 高艳娥. 齿轮传动共轭曲线原理[J]. 机械工程学报, 2014, 50(1): 130-136.  
Chen Bingkui, Liang Dong, GaoYane. Principle of conjugate curves for gear transmission[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(1): 130-136. (in Chinese with English abstract)
- [31] 汤腾跃. 无误差的摆动从动件空间凸轮综合设计[D]. 杭州: 浙江大学, 2014.  
Tang Tengyue. An Comprehensive Error Free Design for Oscillating Follower Spatial Cam[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2014. (in Chinese with English abstract)

## Design and experiment of the cam driven bag opening mechanism for raw grain packing machine

Dong Xin, Wang Penghong, Liu Liyi\*, Zuo Yanjun, Li Zihui, Jia Fuguo

(School of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China)

**Abstract:** Raw grain generally refers to the unprocessed cereal in agricultural production. In general, the raw grain can be packed from autumn after harvested in northern China. A bag opening mechanism has been one of the most important components in raw grain packing machines. Different cylinders can be usually utilized to drive the bag clamping and opening mechanisms. The performance of this mechanism directly dominates the quality of raw grain packaging. However, the slow action or even failure of pneumatic parts can result in the reduced synchronization and efficiency of machines, due to the condensation at low temperature and the environment of heavy dust. In this study, a bag opening mechanism driven by a cam that moved synchronously with the bag clamping mechanism was designed. The synchronous actions of bag opening, clamping, and resetting were also realized using one motor to drive the planar six-bar-linkage. A systematic investigation was then made to clarify the working requirements, structural composition, and working principle of the bag clamping and opening mechanisms. A sinusoidal acceleration motion was selected as the movement rule for the cam driven bag opening mechanism. The geometric coordinate transformation and the vector method were established for the parameter equation of the cam working profile and the pressure angle solution of the spatial cam mechanism. A single factor test was also carried out to evaluate the performance of the cam driven bag opening mechanism using the influencing factors of the pressure angle. An optimal combination was achieved, where the radius of bag opening rod was 6 mm, the angular displacement of bag opening rod was  $4.5^\circ$ , the swing distance of the contacting point was 120 mm, the initial positional angle of the contacting point was  $-180^\circ$ , and the positional angle of the contacting point was  $-170^\circ$ . A linear fitting was obtained between the angular displacement of bag opening rod and the positional angle of the contacting point. The maximum pressure angle of  $23^\circ$  was less than the allowable pressure angle. Finally, the specific parameters were determined for the movement of cam driven bag opening mechanism, the cam working profile, and the relational expression of the pressure angle. A 3D model was constructed for the cam driven bag opening mechanism. The motion of the cam driven bag opening mechanism was also simulated using ADAMS platform. The theoretical calculation and simulation show that the bag opening movement was basically the same, fully meeting the actual requirements of mechanism. In addition, the physical prototype was manufactured for the bag opening mechanism. A comparative test was performed on the bag clamping and opening mechanisms that driven by cylinders and motor. Consequently, the productivity of 10 bags/min was obtained on the motor-driven type, which was much higher than the cylinder-driven one. The feasibility and accuracy of the cam driven bag opening mechanism were verified to fully meet the requirements of packaging process. This finding can also provide a new idea and theoretical analysis to design the raw grain packing machine in the cold regions.

**Keywords:** design; experiments; raw grain packaging; cam mechanism; pressure angle