

开盒机的优化设计与运动学分析

王潇¹, 高铭洋², 张志强¹

(1.北京信息科技大学 机电工程学院, 北京 100096; 2.纽约大学工学院, 纽约 11201)

摘要: **目的** 为了解决现有的纸盒包装生产线上开盒机存在的开盒不可靠、工作稳定性不好的问题, 设计一种工作可靠、稳定性较高的纸盒开盒机。**方法** 分析研究机构的功能要求, 采用机构设计方法设计多连杆机构来实现对纸盒的取盒、放盒、开盒工作。采用多刚体动力学约束方程对所设计的开盒机构进行运动学分析。采用 ADAMS 优化设计模块对开盒机构的各个杆件尺寸进行优化。用 SolidWorks 软件对所设计的开盒机进行样机设计。**结果** 用 SolidWorks 的 motion 插件对开盒机构进行运动仿真, 仿真结果表明, 该机构能满足自动开盒功能, 运动轨迹与用 Matlab 求解出的运动方程的轨迹相匹配, 验证了数学模型的准确性。用 Matlab 对优化后的开盒机构运动方程求解, 与优化前相比, 机构的速度峰值减小了约 34%, 加速度峰值减小了约 75%, 机构运行平稳性得到极大改善。**结论** 所设计的高速开盒机构不仅满足自动开盒功能, 而且运行平稳、工作可靠, 为纸盒开盒自动化提供了一种适应性更强的开盒方案。

关键词: 开盒机; 运动学分析; 连杆机构; 优化设计; 虚拟样机

中图分类号: TB486; TH112 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2022)21-0244-08

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2022.21.032

Optimized Design and Kinematics Analysis of Box Opener

WANG Xiao¹, GAO Ming-yang², ZHANG Zhi-qiang¹

(1. Mechanical Electrical Engineering School, Beijing Information Science & Technology University, Beijing 100096, China; 2. Polytechnic Institute of New York University, New York 11201, USA)

ABSTRACT: The work aims to design a carton box opener with high working reliability and stability, so as to solve the problems of unreliable opening and poor working stability of box opener in the existing carton packaging production line. The functional requirements of the mechanism were analyzed and studied and the mechanism design method was adopted to design a multi-link mechanism to realize the work of taking, putting and opening the carton. The kinematics analysis of the designed box opening mechanism was carried out by the constraint equation of multi-rigid body dynamics. The ADAMS optimization design module was used to optimize the size of each link of the box opening mechanism. SolidWorks software was applied to design the prototype of the designed box opener. The motion of the box opening mechanism was simulated with the motion plug-in of SolidWorks. According to the simulation results, the mechanism could meet the automatic box opening function and the motion trajectory matched the trajectory of the motion equation solved by Matlab, which verified the accuracy of the mathematical model. When Matlab was adopted to solve the motion equation of optimized box opening mechanism, compared with the mechanism before optimization, the speed peak was reduced by about 34%, the acceleration peak decreased by about 75%, and the smoothness of the mechanism was greatly improved. The designed high-speed box opening mechanism not only meets the functional requirements of automatic opening, but also runs smoothly and works reliably, providing a more adaptable opening program for carton opening automation.

收稿日期: 2021-05-09

作者简介: 王潇 (1997—), 女, 硕士生, 主攻机器人技术及应用。

通信作者: 张志强 (1964—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为机器人技术及应用。

KEY WORDS: box opener; Kinematic analysis; link mechanism; optimization design; virtual prototype

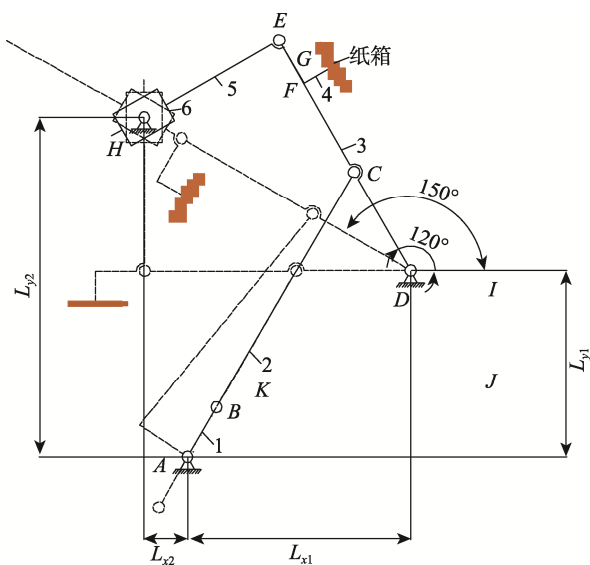
纸盒包装是包装机械行业一个重要分支, 随着全球新兴市场和城市化水平提高, 各类包装产品日趋多样化和高端化, 对纸盒包装技术也提出了新的要求^[1-2]。开盒机构是纸盒包装生产线上一个重要装置, 其工作可靠和稳定性将直接影响着整个纸盒包装生产线。

开盒机构的国内外研究现状主要有: Hartbauer 等^[3]设计制造了最早的抽拉式开盒机构; Ford 等^[4]设计了一种多吸盘错动开盒机构; Biraud 等^[5]设计了一种旋转式开盒机构; 刘天植等^[6]用变胞原理分析了一种典型的盒型结构, 对纸盒的构态变换过程进行分析, 生成了典型纸盒盒片的折叠矩阵, 用于复杂盒型自动折叠机构的运动轨迹设计; 王宏祥等^[7]对行星轮式取盒机构的运动轨迹进行了优化; 黄旺兴^[8]对机电集成式开盒机进行了运动学分析和优化。这些发明和研究在一定程度上提高了开盒机构的工作效率、稳定性和可靠性等某一方面的性能, 但没有同时改善这些性能。

文中设计一种工作可靠、稳定性较高的纸盒开盒机, 采用一种连杆机构带动吸盘组对纸盒反复进行取盒、放盒、开盒运动, 相较于之前的研究, 在一定程度上能提高效率, 工作性能安全可靠。

1 机构简化分析

开盒机由取盒机构和料斗调节机构组成, 其中取盒机构为主要执行机构, 所设计的取盒机构由平面多连杆滑块机构组成, 运动简图见图 1。



1. 曲柄; 2. 连杆 2; 3. 连杆 3; 4. 吸盘组件; 5. 光轴; 6. 旋转滑块。

图 1 机构运动简图

Fig.1 Simplified diagram of mechanism motion

该组合机构有 5 个活动构件 (部件 1, 部件 2, 部件 3, 部件 4、5 为一个活动部件, 部件 6), 6 个转动副 (A 、 B 、 C 、 D 、 E 、 H), 1 个移动副 (部件 5 与部件 6 之间), 该组合机构的自由度为:

$$F = 3n - 2P_L = 1 \quad (1)$$

该机构运动过程中的最小传动角 $\gamma=60^\circ$, 满足设计要求。曲柄 1 作为原动件在电机的带动下做整周转动, 带动连杆 2、连杆 3、吸盘组件 4、光轴 5 运动, 其中吸盘组件 4 和光轴 5 作为一个整体绕铰接点 E 转动。当曲柄 1 运动到与连杆 2 拉直共线位置时, 此时曲柄 1 与连杆 2 的夹角为 180° , 吸盘组件 4 达到上极限位置, 此时吸盘组件 4 可吸取储料槽里面的纸盒; 当曲柄 1 运动到与连杆 2 重叠共线位置时, 此时曲柄 1 与连杆 2 的夹角为 0° , 吸盘组件 4 达到下极限位置, 此时吸盘组件 4 可将吸取的纸盒放置在水平传送带上, 此时完成一个纸盒的取盒和放盒动作^[9]。最后位于水平传送带处的推杆整形装置将纸盒打开并整形, 完成纸盒的开盒动作。

2 取盒机构参数设计

如图 1 所示为取盒机构在 3 个时刻的位姿状态, L_1 为曲柄 1, L_2 为连杆 2 的长度, L_3 为连杆 3 的长度, L_3' 为 DC 间的距离, L_4 为吸盘组件 4 的 EF 间的距离, L_5 为 FG 间的距离, 其中 EF 和 FG 根据吸盘安装板和吸盘尺寸确定。连杆 3 运动到与水平方向夹角分别为 150° 和 180° 时, 有以下方程:

$$L_3 = (L_3' + L_{EH}) \cos 30^\circ \quad (2)$$

旋转滑块 6 的直径设计为 50 mm, 十字轴夹轴孔与轴夹表面之间的高度为 55 mm。为了保证光轴 5 与十字轴夹不干涉, 即图 1 中位置 E 不与旋转滑块 6 干涉, $L_{EH} \geq 80$ mm, 取最小值, 即确定 $L_{EH}=80$ mm, 将此值代入方程 2 中可得 $L_3=517$ mm。

取盒机构整体安装在机架上, 见图 2。根据调节机构确定了储料槽与机架的位置, 其中储料槽的上顶点 H 与固定铰支座 D 水平方向距离 $L_{x3}=116$ mm, 竖直方向距离 $L_{y3}=335$ mm。由图 2 可知, 为使机架 2 与储料槽不发生干涉, 点 I 与点 J 之间的距离 $L_{IJ} \geq 10$ mm, 为使机架 1 与机架 2 固连在一起, 则 $L_{x4} \geq 220$ mm, 取最小值, 即确定 $L_{x4}=220$ mm, 则 $L_{x1} \geq L_{x4} + L_{IJ} + L_{x3}$, 取最小值, 即 $L_{x1}=346$ mm。根据机构的整体尺寸初步确定曲柄的长度 $L_1=100$ mm。从图 1 可以看出, 机构运动过程中的最小传动角 $\gamma=60^\circ$, 满足最小传动角的设计要求。根据图 1 中机构在 3 个时刻的运动状态, 得到方程:

$$(L_2 - L_1) \cos 60^\circ + L_3' = (L_1 + L_2) \cos 60^\circ + L_3' \cos 60^\circ \quad (3)$$

$$L_{y2} = L_{y1} + \tan 30^\circ L_3 \quad (4)$$

$$L_3 = L_{x1} + L_{x2} \quad (5)$$

$$(L_2 - L_1) \cos 60^\circ - (L_3 - L_3') = -L_{x2} \quad (6)$$

$$(L_2 - L_1) \sin 60^\circ + \tan 30^\circ L_3 = L_{y2} \quad (7)$$

将所确定的 3 个值 L_{x1} 、 L_1 、 L_3 代入上述方程 (3) — (7), 得到各个杆件的尺寸: $L_2=392$ mm、 $L_3'=200$ mm、 $L_{y1}=253$ mm、 $L_{y2}=551$ mm、 $L_{x2}=171$ mm。

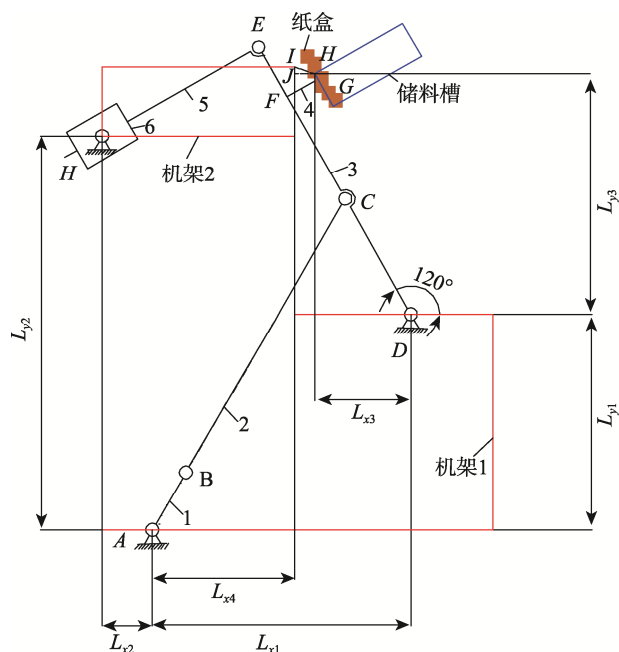


图 2 机构与机架位置关系

Fig.2 Position relationship between mechanism and frame

3 取盒机构运动分析

如图 3 所示,以 A 为坐标原点建立世界坐标系和机架的连体坐标系,以 B 为坐标原点建立杆 AB 的连体坐标系,以 C 为坐标原点建立杆 BC 的连体坐标系,以 E 为坐标原点建立杆 DE 和杆 EF 的连体坐标系,以 H 为坐标原点建立滑块的连体坐标系^[10-11]。

点 A 处支座和杆 AB 为转动铰约束,约束方程为:

$$x_1 - L_1 \cos \phi_1 = 0 \quad (8)$$

$$y_1 - L_1 \sin \phi_1 = 0 \quad (9)$$

点 B 处杆 AB 和杆 BC 为转动铰约束,约束方程为:

$$x_2 - L_2 \cos \phi_2 - x_1 = 0 \quad (10)$$

$$y_2 - L_2 \sin \phi_2 - y_1 = 0 \quad (11)$$

$$x_G = L_1 \cos \phi_1 + L_2 \cos \phi_2 + (L_3 - L_3') \cos \phi_3 - L_4 \sin \phi_4 - L_5 \cos \phi_4 \quad (23)$$

$$y_G = L_1 \sin \phi_1 + L_2 \sin \phi_2 + (L_3 - L_3') \sin \phi_3 + L_4 \cos \phi_4 - L_5 \sin \phi_4 \quad (24)$$

G 点的速度方程为:

$$\dot{x}_G = -L_1 \dot{\phi}_1 \sin \phi_1 - L_2 \dot{\phi}_2 \sin \phi_2 - (L_3 - L_3') \dot{\phi}_3 \sin \phi_3 - L_4 \dot{\phi}_4 \cos \phi_4 + L_5 \dot{\phi}_4 \sin \phi_4 \quad (25)$$

$$\dot{y}_G = L_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1 + L_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 + (L_3 - L_3') \dot{\phi}_3 \cos \phi_3 - L_4 \dot{\phi}_4 \sin \phi_4 - L_5 \dot{\phi}_4 \cos \phi_4 \quad (26)$$

G 点加速度方程为:

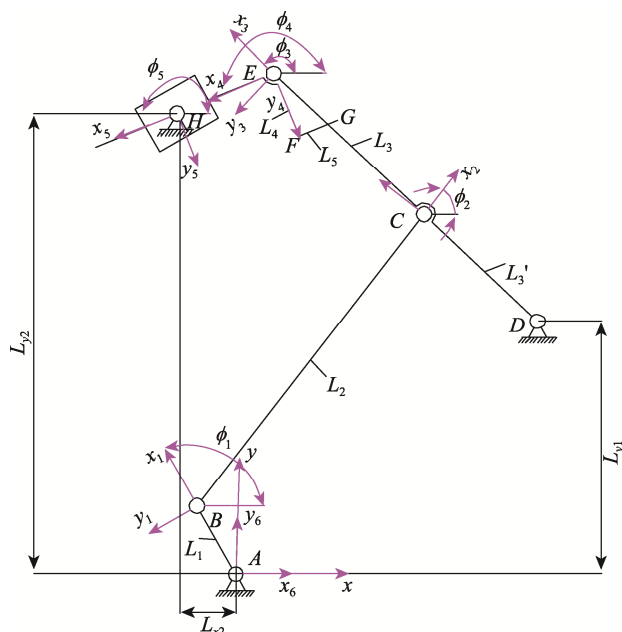


图 3 吸盒机构结构

Fig.3 Structure of suction box mechanism

点 C 处杆 BC 和杆 DE 为转动铰约束,约束方程:

$$x_3 - (L_3 - L_3') \sin \phi_3 - x_2 = 0 \quad (12)$$

$$y_3 - (L_3 - L_3') \cos \phi_3 - y_2 = 0 \quad (13)$$

点 E 处杆 DE 和杆 EF 为转动铰约束,约束方程为:

$$x_4 - x_3 = 0 \quad (14)$$

$$y_4 - y_3 = 0 \quad (15)$$

杆 EF 与滑块和滑移铰约束,约束方程为:

$$-\sin \phi_5 (x_4 - x_5) + \cos \phi_5 (y_4 - y_5) = 0 \quad (16)$$

$$\sin(\phi_4 - \phi_5) = 0 \quad (17)$$

点 H 处滑块和支座为转动铰约束,约束方程为:

$$-L_{x2} - x_5 = 0 \quad (18)$$

$$L_{y2} - y_5 = 0 \quad (19)$$

点 D 处杆 DE 与支座为转动铰约束,约束方程为:

$$L_{x1} - x_3 + L_3 \cos \phi_3 = 0 \quad (20)$$

$$L_{y1} - y_3 + L_3 \sin \phi_3 = 0 \quad (21)$$

根据所选电机可知:

$$\phi_1 = 45^\circ + 18\,000t \quad (22)$$

联立方程 (8) — (22) 可求得 ϕ_2 、 ϕ_3 、 ϕ_4 、 ϕ_5 的角位移、角速度盒角加速度。

G 点的位移方程为:

$$\ddot{x}_G = -L_1 \ddot{\phi}_1 \sin \phi_1 - L_1 \dot{\phi}_1^2 \cos \phi_1 - L_2 \ddot{\phi}_2 \sin \phi_2 - L_2 \dot{\phi}_2^2 \cos \phi_2 - (L_3 - L_3') \ddot{\phi}_3 \sin \phi_3 - (L_3 - L_3') \dot{\phi}_3^2 \cos \phi_3 - L_4 \ddot{\phi}_4 \cos \phi_4 + L_4 \dot{\phi}_4^2 \sin \phi_4 + L_5 \ddot{\phi}_4 \sin \phi_4 + L_5 \dot{\phi}_4^2 \cos \phi_4 \quad (27)$$

$$\ddot{y}_G = L_1 \ddot{\phi}_1 \cos \phi_1 - L_1 \dot{\phi}_1^2 \sin \phi_1 + L_2 \ddot{\phi}_2 \cos \phi_2 - L_2 \dot{\phi}_2^2 \sin \phi_2 + (L_3 - L_3') \ddot{\phi}_3 \cos \phi_3 - (L_3 - L_3') \dot{\phi}_3^2 \sin \phi_3 - L_4 \ddot{\phi}_4 \sin \phi_4 - L_4 \dot{\phi}_4^2 \cos \phi_4 + L_5 \ddot{\phi}_4 \cos \phi_4 + L_5 \dot{\phi}_4^2 \sin \phi_4 \quad (28)$$

将取盒机构的设计值代入方程(23)和方程(24), 用 Matlab 进行数值求解, 此结果即为机构执行末端 G 点的运动轨迹, 然后利用 SolidWorks 中的 motion 模块进行运动算例仿真分析得到 G 点的虚拟仿真运动轨迹曲线, 将数值仿真与虚拟仿真结果进行对比, 结果见图 4, 发现数值计算结果与虚拟仿真结果几乎完全吻合, 证明了数学模型的准确性。

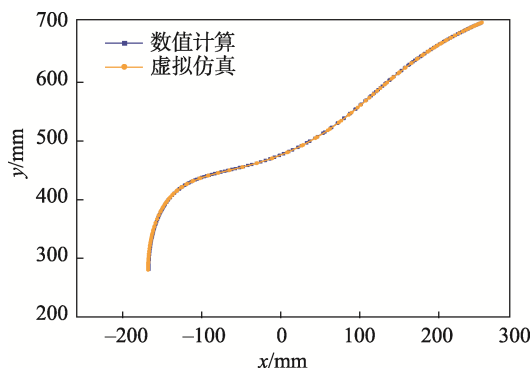


图 4 G 点运动轨迹曲线
Fig.4 G-point motion trajectory curve

将设计值代入方程(25) — (28) 中, 得到机构执行末端的速度和加速度变化曲线, 见图 5—8, 由图 5 和图 6 可知, 取盒机构运动速度在一个运动周期内由负变正, 在 0.005 s 和 0.001 5 s 时, 速度峰值达到负最大值和正最大值, 速度变化幅度较大; 由图 7 和图 8 可知, 加速度在 0.005 s 时由负值突变成正值, 在 0.015 s 时由最大正值突变为最大负值, 变化幅度较大。在运动周期开始和结束时, 吸盘组件进行吸盒和放盒动作, 加速度的突变会对吸盒和放盒动作有一定程度的影响, 应通过优化降低加速度的变化幅度。

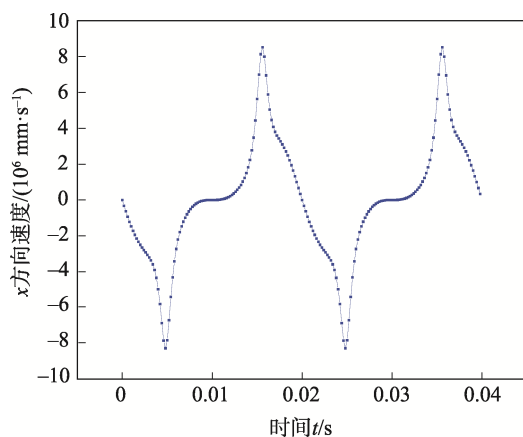


图 5 G 点 x 方向速度曲线
Fig.5 G-point speed curve in x-direction

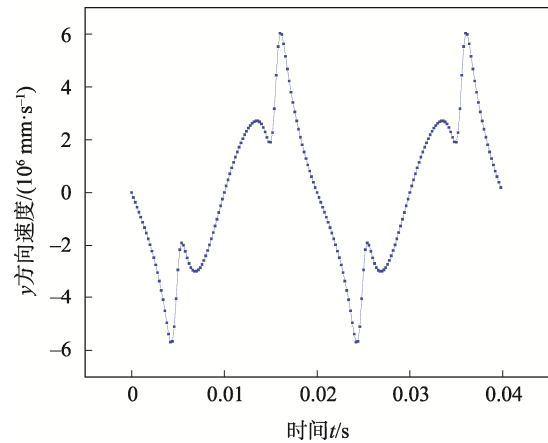


图 6 G 点 y 方向速度曲线
Fig.6 G-point speed curve in y-direction

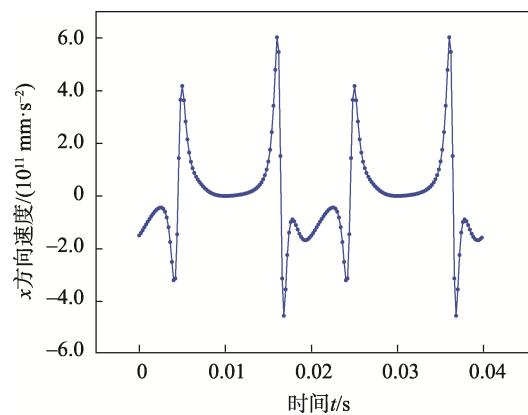


图 7 G 点 x 方向加速度曲线
Fig.7 G-point acceleration curve in x-direction

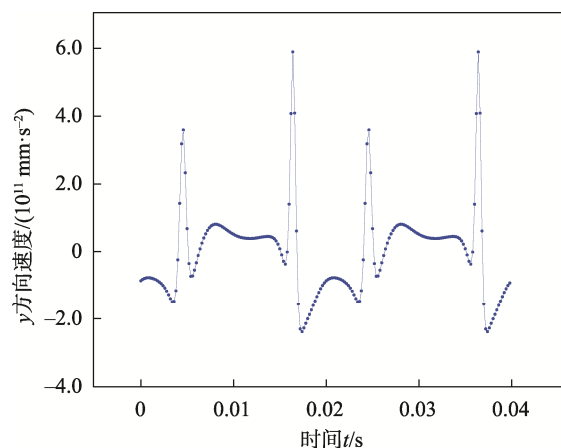


图 8 G 点 y 方向加速度曲线
Fig.8 G-point acceleration curve in y-direction

4 取盒机构参数优化

4.1 优化设计

4.1.1 目标函数

取 G 点的加速度为目标函数, 令函数:

$$f(X) = \sqrt{\ddot{x}_G^2 + \ddot{y}_G^2}$$

式中: X 为优化设计变量, 此时, 将 G 点加速度取得最小值这一优化问题转换为寻找一组设计变量 X 使 $f(X)$ 的值最小^[12]。

用 ADAMS 对设计变量的影响度进行分析, 得到设计变量 L_3 、 L_3' 、 L_{x2} 对 $f(X)$ 的影响程度最高, 因此开盒机构的优化变量包括开盒机构连杆长度 L_3 、 L_3' 和连杆的安装位置 L_{x2} 。将所有设计变量写为列向量, 即:

$$\mathbf{X} = [L_3 \ L_3' \ L_{x2}]$$

对目标函数进行优化时这些设计变量需满足一定的约束条件。

4.1.2 约束条件

根据图 1 中连杆机构 3 个位置的几何关系得出方程如下。

$$(L_2 - L_1) \cos 60^\circ + L_3' = (L_1 + L_2) \cos 60^\circ + L_3' \cos 60^\circ \quad (29)$$

$$L_{y2} = L_{y1} + \tan 30^\circ L_3 \quad (30)$$

$$L_3 = L_{x1} + L_{x2} \quad (31)$$

$$(L_2 - L_1) \cos 60^\circ - (L_3 - L_3') = -L_{x2} \quad (32)$$

$$(L_2 - L_1) \sin 60^\circ + L_3 \tan 30^\circ = L_{y2} \quad (33)$$

由机构曲柄存在的条件: 最短杆和最长杆之和小于或等于其余两杆之和; 连架杆和机架至少有一个是最短杆, 设计变量需满足如下关系:

$$L_1 + \sqrt{L_{x1}^2 + L_{y1}^2} \leq L_2 + L_3' \quad (34)$$

$$100 \leq L_1 \leq \min\{L_2, L_3, L_3'\} \quad (35)$$

4.1.3 优化方法

中文所研究的开盒机构优化问题为多目标优化设计, 采用 ADAMS 软件里面的优化设计模块, 根据机构的初始尺寸建立优化模型、添加约束关系。建立好模型后, 创建设计变量并设置设计变量的取值范围, 然后对优化模型的设计点坐标进行参数化处理。最后建立机构的目标函数和约束条件, 通过多次仿真, 每次仿真改变设计变量的取值, 最终得到一组较优的开盒机构尺寸值为:

$$[L_3, L_3', L_{x2}] = [460, 210, 150]$$

4.2 优化结果分析

根据优化前后的连杆尺寸, 对优化前与优化后取盒机构的执行末端进行运动学仿真分析, 得到 G 的速度、加速度分别在 x 和 y 方向的变化曲线。从图

9—10 可以看出, 优化后开盒机构的速度曲线有明显改善, 优化后的速度曲线波动较小, 比优化前机构的运动速度更加平稳, 速度峰值降低了约 34%。从图 11—12 可以看出, 优化后的加速度曲线有明显改善, 比优化前曲线更平滑, 加速度峰值减小了约 75%, 机构运行稳定性得到了极大改善。

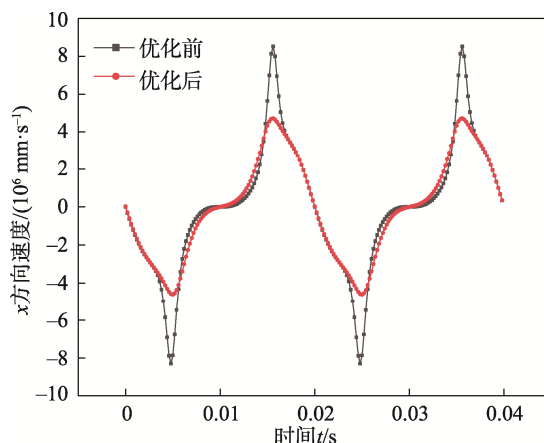


图 9 G 点 x 方向速度优化曲线

Fig.9 G-point speed optimization curve in x-direction

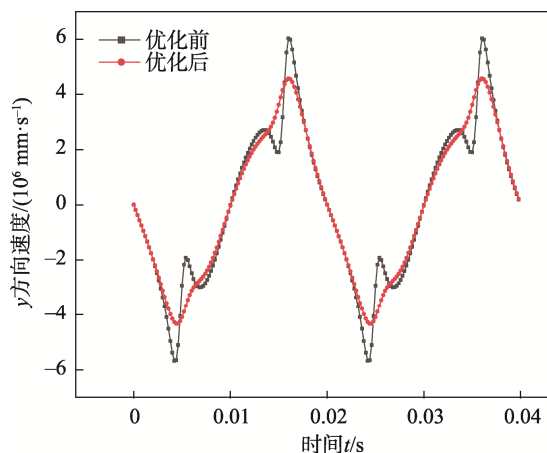


图 10 G 点 y 方向速度优化曲线

Fig.10 G-point speed optimization curve in y-direction

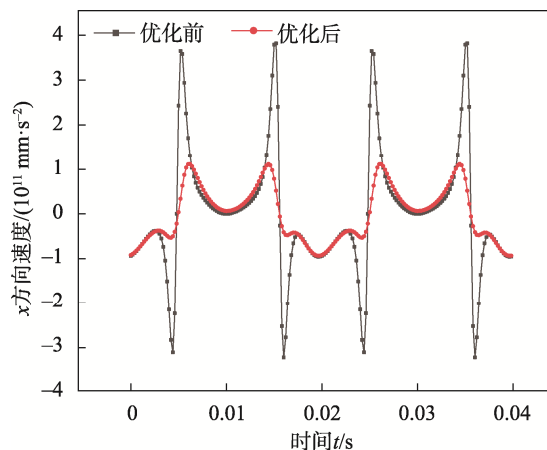


图 11 G 点 x 方向加速度优化曲线

Fig.11 G-point acceleration optimization curve in x-direction

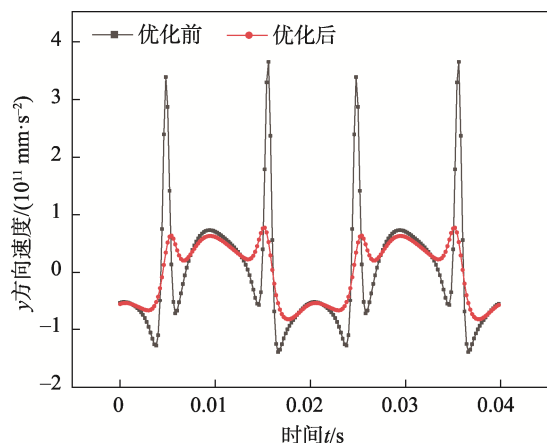


图 12 G 点 y 方向加速度优化曲线

Fig.12 G-point acceleration optimization curve in y-direction

5 开盒机整体样机设计

结合开盒机工作环境及曲柄连杆机构的特点,设计了一种全自动高速开盒机构,主要由料斗调节装置和取盒装置组成,用 SolidWorks 软件进行样机结构三维建模,整体机构见图 13^[13]。

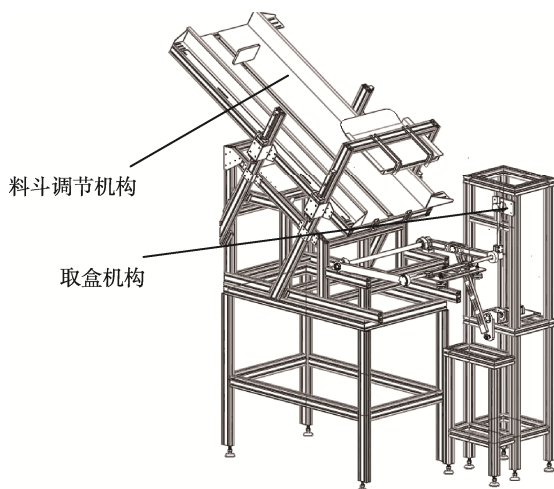


图 13 开盒机整体结构三维模型

Fig.13 Three-dimensional model of overall structure of box opener

5.1 可调节储料装置的设计

料斗调节装置主要是用来储存折叠状态的纸盒物料,并通过调节机构来适应不同规格的纸盒。具体结构见图 14,主要由料斗底板、侧挡板 1、侧挡板 2、上整形板、配重块、导轨滑块、丝杆等组成。料斗底板和上整形板之间放置折叠状态的纸盒,侧挡板 2 上的安装孔设计为长孔,通过调节侧挡板 1 的安装位置可以改变两侧挡板之间的距离,以此来适应长度方向

不同规格的纸盒。料斗底板、侧挡板、上整形板等作为一个料斗整体通过滑块安装板与滑块固连,料斗底部固定一丝杆,通过调节丝杆可使料斗整体通过滑块在导轨上滑动,滑块在导轨上滑动来调节料斗底板与上整形板之间的距离,以此来适应高度、方向、规格不同的纸盒,其中 4 个导轨滑块组对称布置在料斗两侧来调节料斗的高度。料斗底部的配重块底部连接导轨滑块,用来对料堆进行整形^[14-15]。

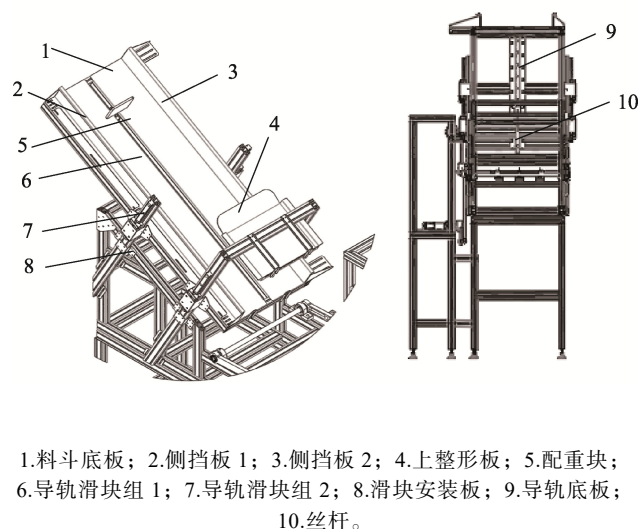


图 14 料斗调节机构三维模型

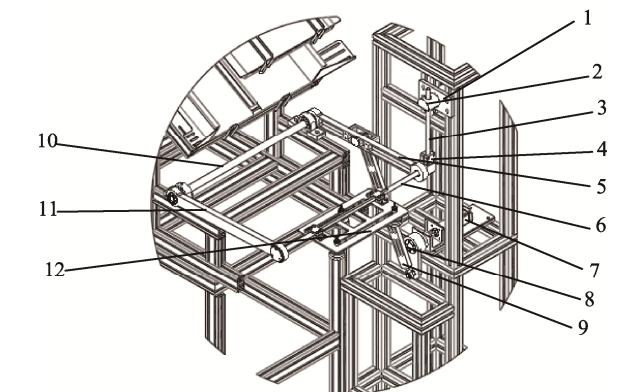
Fig.14 Three-dimensional model of adjustable storage device structure

5.2 取盒机构的设计

开盒机构主要功能是将纸盒从储料装置处吸取,然后放置在输送带上,为此利用优化后的杆件尺寸设计了一种高速自动开盒装置,具体机构见图 15,主要由电机、曲柄、连杆、摇杆 1、摇杆 2、翻转轴、吸盘组件、旋转滑块、滑块安装板等组成。

曲柄与连杆通过鱼眼轴承铰接,连杆与摇杆 1 通过角接触球轴承铰接;摇杆 1 一端与左右摇杆连接轴通过胀紧套固定,另一端与翻转轴通过深沟球轴承铰接;左右摇杆连接轴两端由立式轴承座支撑;摇杆 2 一端与左右摇杆连接轴通过胀紧套固定,另一端与翻转轴通过深沟球轴承铰接;翻转轴与光轴通过十字轴夹固连,光轴在与旋转滑块过盈配合的直线轴承里滑动;旋转滑块与滑块安装板通过深沟球轴承铰接,滑块安装板固定在机架上。

工作时,电机带动曲柄旋转,曲柄将动力通过连杆、摇杆 1 传递给翻转轴,使翻转轴旋转,翻转轴将动力传递给吸盘组,使吸盘完成翻转动作。当曲柄连杆机构到达第 1 个极限位置时,吸盘组到达储料装置处吸取纸盒,当机构到达第 2 个极限位置时,吸盘组到达输送带上方,吸盘将吸取的纸盒放置在输送带上,曲柄继续旋转,机构进入下一个循环。



1.滑块安装板; 2.旋转滑块; 3.光轴; 4.十字轴夹; 5.摇杆 1;
6.翻转轴; 7.电机; 8.曲柄; 9.连杆; 10.左右摇杆连接轴; 11.摇杆 2;
12.吸盘组件。

图 15 取盒机构三维模型

Fig.15 Three-dimensional model of box opening mechanism

6 结语

通过机构的功能要求进行分析,设计了多连杆机构以实现机构的开盒功能。对曲柄连杆机构进行运动学分析,通过各个刚体之间的约束关系建立约束方程,然后将约束方程联立,利用 Matlab 软件编程求出各个刚体的瞬时位姿,以及机构执行末端的运动轨迹、位移、速度、加速度。用 SolidWorks 中的 motion 插件对机构进行仿真,仿真轨迹与运动学方程轨迹一致,验证了数学模型的准确性。用 ADAMS 对机构进行建模仿真并优化,优化后的速度峰值和加速度峰值比优化前的分别减小了约 34%和 75%,机构运行平稳性得到了极大改善。最后用 SolidWorks 对整个开盒机构进行样机设计,包括储料装置的设计和开盒装置的设计,都满足了纸盒开盒工作的要求,为纸盒包装生产线上开盒机构的发明与改进提供一定的参考。

参考文献:

- [1] 戴宏民,戴佩燕. 工业 4.0 和包装机械智能化[J]. 中国包装, 2016, 36(3): 51-56.
DAI Hong-min, DAI Pei-yan. 4.0 Intelligent Industry and Packaging Machinery[J]. China Packaging, 2016, 36(3): 51-56.
- [2] HAUPTMANN M, MAJSCHAK J P. New quality level of packaging components from paperboard through technology improvement in 3D forming[J]. Packaging Technology and Science, 2011, 24(7): 419-432.
- [3] HARTBAUER E A. Magazine Structure and Carton Opening Device for Packaging Machines: US, 2956483[P]. 1960-10-18.
- [4] FORD C, DISRUD J. Carton Opening Method and Apparatus: US, 6050063[P]. 2000-04-18.
- [5] BIRAUD K, MARTINI P. Carton Opening Device Capable of Opening Cartons of Differing Geometries: US, 20090313957[P]. 2009-12-24.
- [6] 刘天植, 张新昌. 纸盒的高速自动折叠机构及其原理[J]. 包装工程, 2008, 29(2): 41-43.
LIU Tian-zhi, ZHANG Xin-chang. High Speed Carton Automatic Folding Mechanism and Its Principle[J]. Packaging Engineering, 2008, 29(2): 41-43.
- [7] 王宏祥, 赵凯凤, 王仁蛟. 药品纸盒包装机取盒机构优化设计[J]. 机械设计与制造, 2015(5): 69-71.
WANG Hong-xiang, ZHAO Kai-feng, WANG Ren-jiao. The Optimum Design of Box-Taking Mechanism for Medicine Cartoning Machine[J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(5): 69-71.
- [8] 黄旺兴. 机电集成式开盒机运动综合与分析[D]. 上海: 上海应用技术大学, 2019: 7-37.
HUANG Wang-xing. Motion Synthesis and Analysis of Electromechanical Box Opener[D]. Shanghai: Shanghai Institute of Technology, 2019: 7-37.
- [9] 潘银松. 机械原理[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2016: 20-30.
PAN Yin-song. Mechanical Principle[M]. Chongqing: Chongqing University Press, 2016: 20-30.
- [10] 艾海明, PRIMIN M, 张清利. 基于点源矢量逆向求解方程解析方法[J]. 西南大学学报(自然科学版), 2020, 42(9): 87-94.
AI Hai-ming, PRIMIN M, ZHANG Qing-li. An Analytical Method for Inverse Solution Equation Based on Point Source Vector[J]. Journal of Southwest University (Natural Science Edition), 2020, 42(9): 87-94.
- [11] 黄昔光, 刘聪聪, 黄旭, 等. 空间连杆机构位移分析的共形几何代数方法[J]. 机械工程学报, 2021, 57(9): 39-50.
HUANG Xi-guang, LIU Cong-cong, HUANG Xu, et al. Displacement Analysis of Spatial Linkage Mechanisms Based on Conformal Geometric Algebra[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(9): 39-50.
- [12] 李鹏斌, 颜华, 王品隆, 等. 移栽机小株距栽植机构杆件优化与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(S2): 72-78.
LI Peng-bin, YAN Hua, WANG Pin-long, et al. Optimization and Test of Small Plant Spacing Planting Mechanism Rod for Transplanter[J]. Transactions of the

- Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 52(S2): 72-78.
- [13] 王鑫. 连续式开箱机的设计[D]. 武汉: 湖北工业大学, 2019: 10-25.
- WANG Xin. Design of Continuous Unpacking Machine[D]. Wuhan: Hubei University of Technology, 2019: 10-25.
- [14] 王超, 刘彩玲, 李永磊, 等. 蔬菜移栽机气动下压式高速取苗装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(5): 35-43.
- WANG Chao, LIU Cai-ling, LI Yong-lei, et al. Design and Experiment of Pneumatic Punching High-Speed Seedling Picking Device for Vegetable Transplanter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(5): 35-43.
- [15] 任晓智, 孙迪, 薛山, 等. 香蕉套袋绑紧防护装置的设计和研究[J]. 包装工程, 2020, 41(11): 181-188.
- REN Xiao-zhi, SUN Di, XUE Shan, et al. Design and Research of Electric Banana Bagging Binding Device[J]. Packaging Engineering, 2020, 41(11): 181-188.

责任编辑: 曾钰婵