[研究·设计]
DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.03.004

快递纸箱包装机合页机构设计

程子敬，刘　卉，席加庚，魏顺富，白富瑞，曹心煜，邵　浩，刘博文，黄　根

（天津科技大学 机械工程学院，天津　300222）

摘　要:针对目前快递纸箱普遍依赖人工包装导致效率低的问题,设计了新型快递纸箱合页机构。采用阶梯轴结构和步进电机,实现合页机构的驱动功能;采用凸轮和连杆机构,设计了合页机构的传动和执行部分;利用SolidWorks2014软件1:1建立合页机构的三维模型,解决了机构的干涉问题,并结合ANSYS软件实现合页机构的稳定运行;采用机器人正逆运动学理论分析合页机构中各关节之间的位置和姿态。应用结果表明合页机构具有安全、省力及能耗低等优点,能提高快递纸箱的包装效率,并可有效降低工人的劳动强度。

关　键　词:快递纸箱包装机;合页机构;阶梯轴结构;SolidWorks软件;ANSYS软件

中图分类号:TB486　　**文献标志码**:A　　**文章编号**:1005-2895(2018)03-0018-06

Design of Joint Mechanism for Expressage Carton Packing Machine

CHENG Zijing, LIU Hui, XI Jiageng, WEI Shunfu, BAI Furui,
CAO Xinyu, SHAO Hao, LIU Bowen, HUANG Gen

(School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science and Technology, Tianjin 300222, China)

Abstract: Aiming at the problems of low efficiency and labor force, the paper put forward the joint mechanism of the expressage carton. The driving function of the joint mechanism was realized by using the step shaft structure and stepping motor; the transmission and execution parts of the joint mechanism were designed with CAM and connecting rod mechanism; adopted SolidWorks2014 software 1:1 to establish a three-dimensional model of the joint mechanism to solve the interference problem of the mechanism and realized the stability of joint mechanism by combining the ANSYS software. By using the theory of positive and inverse kinematics of the robot, the position and posture of the joints in the joint mechanism were analyzed. The application results show that the joint mechanism has the advantages of safety, energy saving and low energy consumption, which can improve the packaging efficiency of the express carton, and can effectively reduce the labor intensity of the workers.

Keywords: expressage carton packing machine; joint mechanism; step shaft structure; SolidWorks; ANSYS

随着购物网站的发展,网络购物已经成为大众购物的主流方式之一。由于网购订单量的增加,人工包装已满足不了行业的需求,而传统的大型包装机其自动化机械包装的型号过于单一,不适用于以品种繁多散件为主的快递包装。为满足当前快递包装的需求,课题组提出一种快递纸箱包装机,其合页机构能适应不同尺寸(7~9#)纸箱的包装,可精准实施折叠工序,解决快递纸箱包装难题[1-4]。

合页机构作为快递纸箱包装机的一部分,也是整个包装机的核心所在。由于每完成一次合页动作,需要合上纸箱的4个页面,所以合页动作的实现需要从空间4个方向施力。但是由于纸箱合页动作的不连续性,需要先将纸箱的2个小页面合上,再将纸箱的2个大页面合上。故合页机构设计的难点就是如何实现合页动作的先后顺序,保证空间上的同步性。

1　合页机构的结构分析

根据快递纸箱合页的要求,进行了合页机构的设计如图1所示,利用SolidWorks2014软件1:1建立合页

收稿日期:2017-12-15;**修回日期**:2018-01-22

基金项目:天津科技大学大学生实验室创新基金(1601A101X);国家级大学生创新创业训练计划(201710057051)。

第一作者简介:程子敬(1995),男,河南商丘人,本科,主要研究方向为凸轮连杆机构。通信作者:刘卉(1961),女,学士,副教授,主要研究方向为机械结构设计。E-mail:liuhui@tust.edu.cn

机构的三维模型,解决了合页机构的干涉问题。机构仿照机器人的四爪,分别从空间4个不同的方向,向合页机构的中心点施力,实现快递纸箱合页的动作。整个合页机构分为两部分:合小页机构和合大页机构。合小页机构是由双边凸轮、合小页推杆、合小页连杆、合小页摇杆组成,在步进电机的驱动下,通过阶梯轴旋转,将力矩逐级传递下去,完成纸箱小页面的封合动作;合大页机构是由合大页凸轮、合大页推杆、合大页连杆和合大页卡爪组成,同样通过步进电机的驱动,完成纸箱大页面的封合动作。

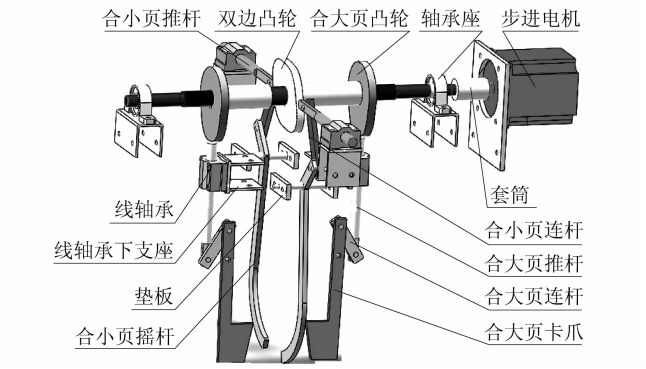


图1　合页机构的三维图

Figure 1　Three dimensional diagram of joint mechanism

合页机构在设计的过程中,利用凸轮的轮廓曲线规律,可得出推杆运动规律。纸箱合页动作的顺序:①合小页摇杆推程,将快递纸箱的2个小页面合上;②合小页摇杆回程,退回到初始位置;③合大页卡爪推程,将快递纸箱的2个大页面合上;④合小页摇杆再一次推程,进一步压紧纸箱的页面;⑤合大页卡爪和合小页摇杆同时回程,退回至各自的初始位置。凸轮相位配合规律如图2所示。根据推杆的运动规律,反推出凸轮的轮廓曲线规律如图3所示。

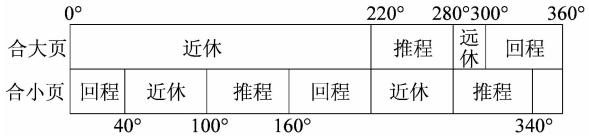


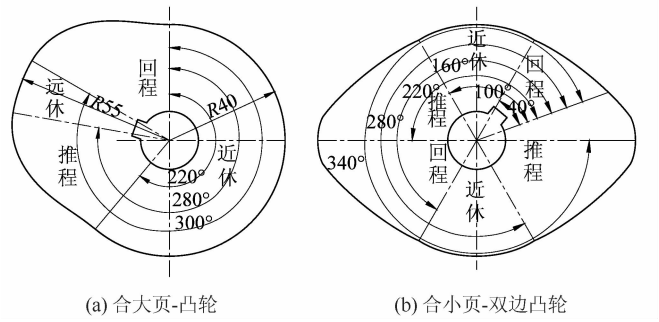
图2　相位配合规律

Figure 2　Rule of phase matching

2　合页机构的受力分析

2.1　合页机构-合小页的受力分析与设计

图4所示为合页机构-合小页的受力简图,可看出凸轮在步进电机的驱动下,对合小页推杆产生一个与水平方向夹角为α的力F_R。F_R是合小页机构实现转



(a) 合大页-凸轮　　(b) 合小页-双边凸轮

图3　合大页-凸轮和合小页-双边凸轮的轮廓曲线

Figure 3　Curves of joint large page-cam and joint small page-bilateral cam

向运动的驱动力,凸轮的形状关乎到整个合小页机构的运动状态,包括力F_R的方向以及合小页摇杆的开合角(图4中的杆件3张合的角度)。因此,将机构设计成有一定轮廓规律的双边凸轮考虑:①图4中的合小页机构是关于中心线对称的,为了同时满足左右两边合小页摇杆运动速度相同的条件,把凸轮设计成双边对称结构;②为了改善合小页机构的受力情况并提高机构的效率,设计的双边凸轮的最大压力角$\alpha_{max} < 30°$[5]。在合页机构合小页的过程中,整个合小页机构受力大小的关系有:

$$N = F_R \cdot \sin\alpha;$$

$$F_{21} = F_R \cdot \cos\alpha;$$

$$F_{21} = F_{12} = F_{32} = F_{23} = F。$$

式中:N为双边凸轮对杆件1的水平分力;F_{ij}为杆件i对杆件j的作用力。

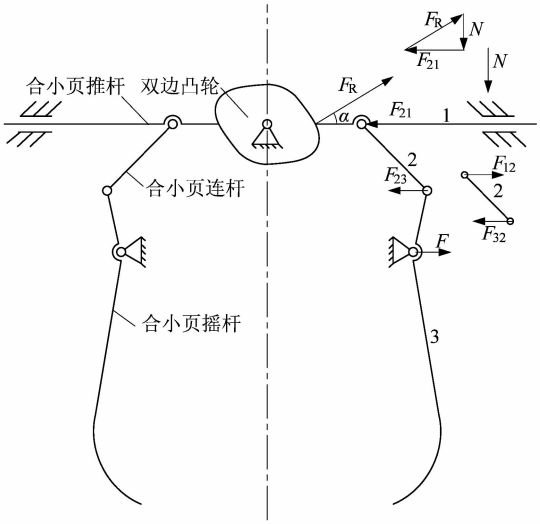


图4　合页机构-合小页的受力简图

Figure 4　Joint mechanism-force diagram of joint small page

2.2　合页机构-合大页的受力分析与设计

图 5 所示凸轮的工作原理与双边凸轮是一样的。合大页机构的运动规律以及合大页凸轮对推杆的作用力 F'_R 与 2 个凸轮的形状有关。2 个凸轮的设计考虑有:①因为快递纸箱的箱盖有 2 个对称的小页面和 2 个对称的大页面共 4 个页面,合大页机构的功能是实现合上 2 个对称的大页面,与 2 个合小页的凸轮的运动规律是相同的;②为了改善合大页机构的受力情况和提高机构的效率,设计的凸轮最大压力角 $\alpha_{max} < 30°$。在合页机构合大页的过程中,整个合大页机构的受力大小的关系有:

$$N' = F'_R \cdot \sin\alpha;$$

$$F'_{21} = F'_R \cdot \cos\alpha;$$

$$F'_{21} = F'_{12} = F'_{32} = F'_{23} = F'。$$

式中:N'为合大页凸轮对杆件 1 的水平分力;F'_{ij}为杆件 i 对杆件 j 的作用力。

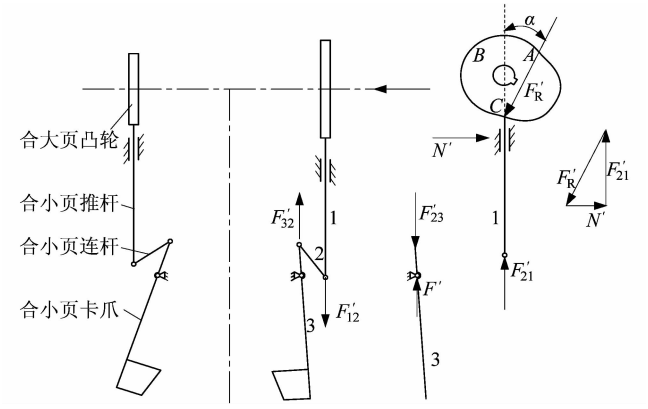


图 5　合页机构-合大页的受力简图

Figure 5　Joint mechanism-force diagram of joint large page

2.3　基于 ANSYS 软件的合页机构稳定性分析

合页机构受力转动时有逛量,通过加大推程,将材料定为铝板解决了逛量的问题[6]。在合页机构中,与快递纸箱直接接触的部件有合小页摇杆和合大页卡爪。当合页机构受到纸箱的作用力(力垂直于合大页卡爪和合小页摇杆末端横截面),产生弯曲变形时,结构破坏最严重的是合大页卡爪和合小页摇杆两部分。因此,对合大页卡爪和合小页摇杆进行基于 ANSYS 软件的稳定性分析[7-8],结果如图 6 所示。在 ANSYS 软件中,模拟施加合大页卡爪和合小页摇杆的外力为 500 N 时,由图 6 可以看出这 2 部分都会产生弯曲变形。但由于一开始为了解决逛量问题而选择了密度小、强度高的铝材料来制造合大页卡爪和合小页摇杆,所以弯曲变形问题得到了解决。通过多次的纸箱包装测试实验,得出在采用铝材料的情况下,快递纸箱不会对合大页卡爪和合小页摇杆产生使其弯曲破坏的力。即便在人为产生几何干涉的情况下,合大页卡爪和合小页摇杆,仍然没有发生严重的弯曲变形。

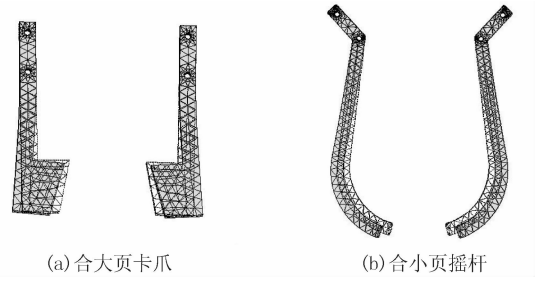


图 6　合大页卡爪和合小页摇杆稳定性分析

Figure 6　Stability analysis of joint large sheet jaw and small page rocker

3　合页机构的运动分析

在合页机构运动分析中,为了方便计算相邻连杆和凸轮的复杂参数,需要在相邻连杆和凸轮上建立一个坐标系,描述所建立的坐标系之间存在的位置关系,文中把操作臂转化为细长的杆件[9-10]。合页机构的运动分析就是利用机器人操作臂的运动学知识,处理执行端的位置与关节角度、长度等的关系。由于合小页机构和合大页机构的运动分析过程是一样的,文中只对合小页机构进行正逆运动学分析。由于合小页机构左右对称,故只对合小页机构的右侧部分建立坐标系。

3.1　合页机构-合小页的连杆坐标系

运用 D-H 参数法[11]建立合页机构的连杆坐标系如图 7 所示,各参数如表 1 所示,从而建立起变换矩阵。表 1 中:α_{i-1}是绕 X_i轴,从轴 Z_{i-1}到轴 Z_i的旋转角度;a_{i-1}是沿 X_i轴,从轴 Z_{i-1}到轴 Z_i的距离;d_i 是沿 Z_i轴,从轴 X_{i-1}到轴 X_i的距离;θ_i 是沿 Z_i轴,从轴 X_{i-1}到轴 X_i的旋转角度。

表 1　D-H 参数表

Table 1　Table of D-H parameter

i	α_{i-1}/(°)	a_{i-1}	d_i	θ_i
1	0	0	0	θ_1
2	-90	0	L_1	0
3	90	a_2	d_3	θ_3
4	0	L_3	0	θ_4
5	0	L_4	0	0

3.2　合页机构-合小页的正运动学分析

由合页机构-合小页的连杆坐标系及 D-H 参数表,可建立合小页摇杆坐标系与双边凸轮基坐标系之间的齐次变换矩阵,从而可以求出运动学方程。

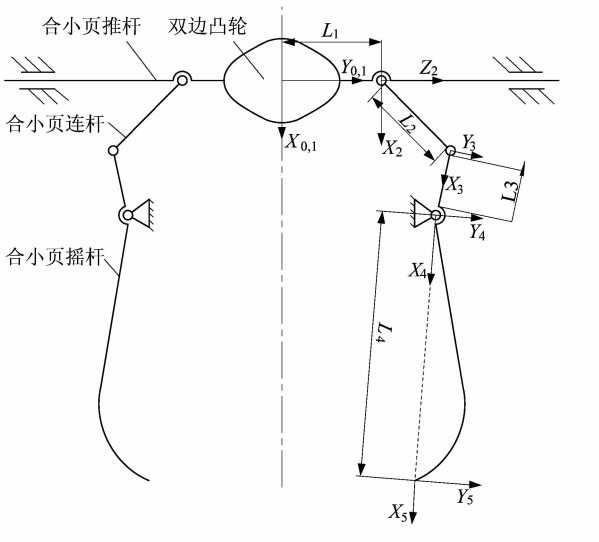


图7　合小页连杆坐标系

Figure 7　Rod coordinate system of joint small page

正逆运动学分析中特做以下设定:

$c_i = \cos\theta_i$;$s_i = \sin\theta_i$;

$c_{\alpha i-1} = \cos\alpha_{i-1}$;$s_{\alpha i-1} = \sin\alpha_{i-1}$;

$c_{12} = \cos(\theta_1 + \theta_2)$;

$s_{12} = \sin(\theta_1 + \theta_2)$;

$\theta_{1345} = \theta_1 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5$。

其一般表达式为

$$ {}^{i-1}_{i}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} c_i & -s_i & 0 & a_{i-1} \\ s_i c_{\alpha_{i-1}} & c_i c_{\alpha_{i-1}} & -s_{\alpha_{i-1}} & -s_{\alpha_{i-1}} d_i \\ s_i s_{\alpha_{i-1}} & c_i s_{\alpha_{i-1}} & c_{\alpha_{i-1}} & c_{\alpha_{i-1}} d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (1) $$

把相应的参数代入方程式(1),可得

$$ {}^{0}_{1}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} c_1 & -s_1 & 0 & 0 \\ s_1 & c_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (2) $$

$$ {}^{1}_{2}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & L_1 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3) $$

$$ {}^{2}_{3}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} c_3 & -s_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ s_3 & c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (4) $$

$$ {}^{3}_{4}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} c_4 & -s_4 & 0 & L_2 \\ s_4 & c_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (5) $$

$$ {}^{4}_{5}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} c_5 & -s_5 & 0 & L_3 \\ s_5 & c_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (6) $$

$$ {}^{5}_{6}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & L_4 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}。 \quad (7) $$

由变换矩阵得到合页机构合小页摇杆坐标系和双边凸轮基坐标系的变换矩阵:

$$ {}^{0}_{6}\boldsymbol{T} = {}^{0}_{1}\boldsymbol{T} \cdot {}^{1}_{2}\boldsymbol{T} \cdot {}^{2}_{3}\boldsymbol{T} \cdot {}^{3}_{4}\boldsymbol{T} \cdot {}^{4}_{5}\boldsymbol{T} \cdot {}^{5}_{6}\boldsymbol{T}。 \quad (8) $$

令

$$ {}^{0}_{6}\boldsymbol{T} = \begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}。 \quad (9) $$

则有

$$ \left.\begin{aligned} & n_x = c_{1345}; \\ & o_x = -s_{1345}; \\ & a_x = 0; \\ & p_x = -L_1 s_1 + L_2 c_{13} + L_3 c_{134} + L_4 c_{1345}; \\ & n_y = s_{1345}; \\ & o_y = c_{1345}; \\ & a_y = 0; \\ & p_y = L_1 c_1 + L_2 s_{13} + L_3 s_{134} + L_4 s_{1345}; \\ & n_z = 0; \\ & o_z = 0; \\ & a_z = 0; \\ & p_z = 0。 \end{aligned}\right\} \quad (10) $$

3.3　合页机构-合小页的逆运动学分析

进行逆运动学分析目的是实现对合页机构合小页部分的精确控制。而逆运动学分析得到的合页机构合小页的各个连杆的运动参数,是合页机构合小页进行控制的依据[12-13]。

当${}^{0}_{6}\boldsymbol{T}$中的数值已知时,可由公式(8)~(10)解出θ_i。

在公式(8)两边同乘${}^{0}_{1}\boldsymbol{T}(\theta_1)$后,得到

$$ {}^{0}_{1}\boldsymbol{T}^{-1}\cdot{}^{0}_{6}\boldsymbol{T}={}^{1}_{2}\boldsymbol{T}\cdot{}^{2}_{3}\boldsymbol{T}\cdot{}^{3}_{4}\boldsymbol{T}\cdot{}^{4}_{5}\boldsymbol{T}\cdot{}^{5}_{6}\boldsymbol{T}={}^{1}_{6}\boldsymbol{T}。 \tag{11} $$

由公式(2)可得

$$ {}^{0}_{1}\boldsymbol{T}^{-1}=\begin{bmatrix} c_1 & s_1 & 0 & 0 \\ -s_1 & c_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}。 \tag{12} $$

故可将公式(11)表示为:

$$ \begin{bmatrix} c_1 & s_1 & 0 & 0 \\ -s_1 & c_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}={}^{1}_{6}\boldsymbol{T}。 \tag{13} $$

由公式(3)~(7)得

$$ {}^{1}_{6}\boldsymbol{T}={}^{1}_{2}\boldsymbol{T}\cdot{}^{2}_{3}\boldsymbol{T}\cdot{}^{3}_{4}\boldsymbol{T}\cdot{}^{4}_{5}\boldsymbol{T}\cdot{}^{5}_{6}\boldsymbol{T}= $$

$$ \begin{bmatrix} c_{345} & -s_{345} & 0 & L_2c_3+L_3c_{34}+L_4c_{345} \\ s_{345} & c_{345} & 0 & L_1+L_2s_3+L_3s_{34}+L_4s_{345} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}。 \tag{14} $$

1) 令公式(13)和(14)两端元素(1,1)和(2,2)对应相等,得到

$$ \left.\begin{aligned} n_xc_1+n_ys_1&=c_{345}; \\ o_yc_1-o_xs_1&=c_{345}。 \end{aligned}\right\} \tag{15} $$

则有

$$ \theta_1=\arctan\frac{o_y-n_x}{o_x+n_y}。 \tag{16} $$

2) 若 θ_1 已知。令公式(13)和(14)两端元素(1,1)和(2,1)对应相等,得

$$ \left.\begin{aligned} n_xc_1+n_ys_1&=c_{345}; \\ n_yc_1-n_xs_1&=s_{345}。 \end{aligned}\right\} \tag{17} $$

可求得 θ_3,θ_4 和 θ_5 的和为

$$ \theta_{345}=\arctan\frac{n_yc_1-n_xs_1}{n_xc_1+n_ys_1}。 \tag{18} $$

3) ${}^{3}_{6}\boldsymbol{T}^{-1}\cdot{}^{0}_{6}\boldsymbol{T}={}^{0}_{1}\boldsymbol{T}\cdot{}^{1}_{2}\boldsymbol{T}\cdot{}^{2}_{3}\boldsymbol{T}={}^{0}_{3}\boldsymbol{T}$。 (19)

利用公式(5)~(7)得

$$ {}^{3}_{6}\boldsymbol{T}={}^{3}_{4}\boldsymbol{T}\cdot{}^{4}_{5}\boldsymbol{T}\cdot{}^{5}_{6}\boldsymbol{T}= $$

$$ \begin{bmatrix} c_{45} & -s_{45} & 0 & L_2+L_3c_4+L_4c_{45} \\ s_{45} & c_{45} & 0 & L_3s_4+L_4s_{45} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}。 \tag{20} $$

则有

$$ {}^{3}_{6}\boldsymbol{T}^{-1}=\begin{bmatrix} c_{45} & s_{45} & 0 & -L_2c_{45}-L_3c_5-L_4 \\ -s_{45} & c_{45} & 0 & L_3s_{45}+L_4s_5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}。 \tag{21} $$

故可将公式(19)表达为

$$ \begin{bmatrix} c_{45} & s_{45} & 0 & -L_2c_{45}-L_3c_5-L_4 \\ -s_{45} & c_{45} & 0 & L_3s_{45}+L_4s_5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}\cdot $$

$$ \begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}={}^{0}_{3}\boldsymbol{T}。 \tag{22} $$

由公式(2)~(4)得

$$ {}^{0}_{3}\boldsymbol{T}={}^{0}_{1}\boldsymbol{T}\cdot{}^{1}_{2}\boldsymbol{T}\cdot{}^{2}_{3}\boldsymbol{T}=\begin{bmatrix} c_{13} & -s_{13} & 0 & -L_1s_1 \\ s_{13} & c_{13} & 0 & L_1c_1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}。 \tag{23} $$

令公式(23)和(24)两端元素(1,1)和(2,2)对应相等,即

$$ \left.\begin{aligned} n_xc_{45}+n_ys_{45}&=c_{13}; \\ o_yc_{45}-o_xs_{45}&=c_{13}。 \end{aligned}\right\} \tag{24} $$

因此可求得 θ_4 和 θ_5 的和为

$$ \theta_{45}=\arctan\frac{o_y-n_x}{o_x+n_y}。 \tag{25} $$

则

$$ \theta_3=\theta_{345}-\theta_{45}。 \tag{26} $$

由于 θ_{45} 已知,故只需再求解 θ_5 即可。令公式(23)和(24)两端元素(1,4)和(2,4)对应相等,得到

$$ \left.\begin{aligned} p_xc_{45}+p_ys_{45}-L_2c_{45}-L_4+L_1s_1&=L_3c_5; \\ p_yc_{45}-p_xs_{45}+L_3s_{45}-L_1c_1&=-L_4s_5。 \end{aligned}\right\} \tag{27} $$

假设2 个参数 M,N,令

$$ \theta_5=\arctan(M/N)。 \tag{28} $$

式中:$M=(-p_yc_{45}+p_xs_{45}-L_3s_{45}+L_1c_1)\cdot L_3$;$N=(p_xc_{45}+p_ys_{45}-L_2c_{45}-L_4+L_1s_1)\cdot L_4$。

从而得到的 θ_1,θ_3,θ_4,θ_5 便为合页机构的运动学逆解。利用正运动学知识求解了合小页摇杆相对于双边凸轮的变换矩阵${}^{0}_{6}\boldsymbol{T}$,利用逆运动学知识求解了连杆坐标系之间的夹角,为控制合页机构的运动提供了依据[14-16]。

4 结语

1) 课题组采用四杆机构加凸轮机构实现了多型号纸箱的包装,机构结构简单,响应快,控制方便。

2) 合小页机构的凸轮为双边凸轮,目的是保持合小页机构左右两边运动的同步性,合大页机构的凸轮具有特定的轮廓线的特点,保证了合小页-凸轮推程

时,合大页-凸轮近休状态,反之亦然。

3）合页机构转动受到破坏时,产生弯曲变形最严重的部分是合大页卡爪和合小页摇杆,采用铝材料解决了这个问题。同时通过利用机器人正逆运动学的分析方法,建立起凸轮、连杆之间的变换关系,为控制合页机构的运动提供了依据。

参考文献:

［1］ 张有良,彭英民,苟向民.全自动高速纸箱包装机的设计及电气控制[J].包装与食品机械,2007,25(6):44－47.

［2］ 王志星.纸箱机械发展趋势[J].包装世界,2002(6):37－38.

［3］ 张明科.全自动纸箱包装机的设计与实践[J].产业与科技论坛,2014,13(6):84－85.

［4］ 李丽阁,张有良,段移丽,等.纸箱包装机纸板取送机构的设计与研究[J].包装与食品机械,2014,32(4):28－30.

［5］ 孙桓,陈作模,葛文杰.机械原理[M].北京:高等教育出版社,2006:153－155.

［6］ 濮良贵,陈国定,吴立言.机械设计[M].北京:高等教育出版社,2013:46－50.

［7］ 杨世明.机械设计[M].下册.北京:电子工业出版社,2013:121.

［8］ 倪洪启,王建彬,王帅军,等.基于 Dynaform 的汽车翼子板的有限元分析[J].交通工程技术,2015,42(2):46－48.

［9］ CRAIG J J. Introduction to roboitcs:mechanics and control [M]. 3th ed. Beijing:China Machine Press,2006:49－98.

［10］ GABAY M,ZAOURAR S. Vector bin packing with heterogeneous bins:application to the machine reassignment problem [J]. Annals of operations research,2016,242(1):161－194.

［11］ DENAVIT J,HARTENBERG R S. A kinematic notation for lowerpair mechanisms based on matrices [J]. Journal of applied mechanics,1995,22:215－221.

［12］ 李振伟,张红兵.基于 MOTOMAN-UP6 的自由曲面精整加工研究[J].机床与液压,2010,38(9):19－20.

［13］ 于富友.基于嵌入式控制系统的双臂机器人避碰算法研究及实现[D].北京:北方工业大学,2011:11－14.

［14］ 陈伟华.工业机器人笛卡尔空间轨迹规划的研究[D].广州:华南理工大学,2010:15－17.

［15］ 李少坤.喷涂机器人的设计及其运动误差分析[D].武汉:华中科技大学,2012:19－20.

［16］ 陈健,李晓明.基于 SFM 的移动机器人运动轨迹的计算方法研究[J].机电工程,2015,32(11):1524－1528.

(上接第 7 页)

［8］ WANG C,HSU C H,LIN J H. Scaling laws in electrospinning of polystyrene solutions[J]. Macromolecules,2006,39(22):7662－7672.

［9］ FONG H,CHUN I,RENEKER D H. Beaded nanofibers formed during electrospinning[J]. Polymer,1999,40(16):4585－4592.

［10］ THOMPSON C J,CHASE G G,YARIN A L,et al. Effects of parameters on nanofiber diameter determined from electrospinning model[J]. Polymer,2007,48(23):6913－6922.

［11］ 沈文霞.物理化学核心教程[M].北京:科学出版社,2009.

［12］ LIN T,WANG H X,WANG H M,et al. The charge effect of cationic surfactants on the elimination of fibre beads in the electrospinning of polystyrene[J]. Nanotechnology,2004,15(9):1375－1381.

［13］ ZHENG J Y,ZHUANG M F,YU Z J,et al. The effect of surfactants on the diameter and morphology of electrospun ultrafine nanofiber [J]. Journal of nanomaterials,2014,2014(6):9.

［14］ SHIN Y M,HOHMAN M M,BRENNER M P,et al. Experimental characterization of electrospinning: the electrically forced jet and instabilities[J]. Polymer,2001,42(25):9955－9967.

［15］ FALLAHI D,RAFIZADEH M,MOHAMMADI N,et al. Effect of LiCl and non-ionic surfactant on morphology of polystyrene electrospun nanofibers[J]. E-Polymers,2013,8(1):650.

(上接第 17 页)

参考文献:

［1］ 田志伟.一种可变约束欠驱动机械手的设计研究[D].无锡:江南大学,2016:1.

［2］ 王洛智,唐跃,赵全玲.新型抓胎机械手结构优化及动作分析[J].机电工程,2017,34(4):361－365.

［3］ Festo公司. Multi choice Gripper 宣传手册[DB/OL].[2017-07-07]. https://www.festo.com.cn/group/zh/cms/10221.htm.

［4］ 于靖军,裴旭,毕树生,等.柔性铰链机构设计方法的研究进展[J].机械工程学报,2010,46(13):2－13.

［5］ ZHANG Jun,LIU Guangyuan. Self-adaption grasping force analysis for an apple sorting hand-claw with robustness[J]. Robotica,2014,34(4):1－15.

［6］ 章军.六关节三指苹果抓取机械手的自适应柔性分析[J].农业工程学报,2010,26(1):140－144.

［7］ 王宗培,段卫国.步进电机概述[J].伺服控制,2008(6):30.

［8］ 陈春华,章军,田志伟,等.电动推杆驱动串联双铰链柔性机械手的状态分析[J].机械制造,2015,53(2):31－33.

［9］ 陈春华.电动推杆驱柔性机械手结构与控制研究[D].无锡:江南大学,2015:36.

［10］ 百度文库.摩擦系数表[DB/OL].[2017-7-7]. https://wenku.baidu.com/view/539b448fbceb19e8b8f6ba52.html.

［11］ 黄华江.实用化工计算机模拟—MATLAB 在化学工程中的应用[M].北京:化学工业出版社教材出版中心,2006:63－64.

［12］ 邓薇.MTALAB 函数速查手册[M].北京:人民邮电出版社,2010:242－243.

［13］ 杨娜,袁庆庆,宋斌.基于 MATLAB 和 LabVIEW 的永磁同步电机控制系统设计[J].机电工程,2017,34(3):278－281.

［14］ 周博,薛世峰.MATLAB 工程与科学绘图[M].北京:清华大学出版社,2015:54－65.