

基于 PLC 与伺服的枕式包装机电子凸轮特性设计

陈明霞, 郑谊峰

(桂林理工大学, 桂林 541000)

摘要: **目的** 分析枕式包装机横封旋转轴的运动特点和规律, 提出一种基于 PLC、伺服放大器和伺服电机的电子凸轮系统, 用于代替现有凸轮机械结构。**方法** 研究枕式包装机横封轴的机械结构和运动轨迹, 采用物理建模法建立运动模型, 重点论述电子凸轮的运动过程、模型建立和关键参数的求取。**结果** 与传统高阶数学模型相比, 该模型简单且易于编程实现, 同时提高了横封旋转轴运动过程中不同时间点速度的可控性, 实现了柔性变速旋转。**结论** 解决了因机械凸轮长期磨损造成精度损失而导致裁剪效果、包装精度变差等问题, 从而提高了包装精度, 增加了横封切刀的寿命, 减小了设备机械振动。

关键词: PLC; 伺服放大器; 伺服电机; 电子凸轮; 物理建模

中图分类号: TB486 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)23-0167-05

Electronic CAM Characteristic Design of Pillow Packer Based on PLC and Servo

CHEN Ming-xia, ZHENG Yi-feng

(Guilin University of Technology, Guilin 541000, China)

ABSTRACT: The work aims to analyze the movement characteristics and rules of the transverse sealing rotation shaft of pillow packer, and put forward an electronic cam system based on PLC, servo amplifier and servo motor, which is used to replace the existing cam mechanical structure. The mechanical structure and motion track of the transverse sealing shaft of the pillow packer were studied, and the motion model was established in the physical modeling method. The motion process, the model establishment and solution to key parameters of the electronic cam were emphatically discussed. Compared with the traditional high order sub mathematical model, the model was simple and easy to program. Meanwhile, it improved the controllability of the speed at different time points in the course of motion of the transverse sealing rotation shaft, and realized the flexible variable speed rotation. The model solves the problems of worsened cutting effect and packaging accuracy due to the loss of accuracy caused by the long-term wear of the mechanical cam. Thus, the packaging accuracy is improved, the service life of the transverse sealing cutter is increased, and the mechanical vibration of the equipment is reduced.

KEY WORDS: PLC; servo amplifier; servo motor; electronic cam; physical modeling

枕式包装机由喂入链、纵封圆辊和旋转式横封装置组成。将包装薄膜穿过成型器, 并夹于纵封圆盘中间, 由纵封圆盘完成纵向热封并牵引至旋转式横封装置, 通过旋转式横封装置实现包装薄膜的横向热封和切断^[1]。与传统横封和切断结构相比, 旋转式横封结构具有连续和高速的优点, 并且集封合、切断和连续性于一体, 使其成为枕式包装机的主流^[2]。为了同时保证高速性、包装效果及刀具寿命, 研究横封结构的运动轨迹以及控制效果变得尤为有意义。目前, 旋转

式横封结构的主要控制方式为变速控制, 可由异步电机配合机械凸轮实现控制。传统机械凸轮为机械结构, 其容易磨损导致精度降低, 同时, 高速凸轮应具有很高的轮廓制造精度和较低的表面粗糙度^[3], 这使得传统机械凸轮在自动包装机上的使用受到了一定的限制。随着可编程逻辑控制器与伺服放大器的发展, 通过给予脉冲量和脉冲频率对伺服电机实现精确调速^[4], 可用于模拟机械凸轮运动轨迹即“电子凸轮特性曲线”, 从而对旋转式横封装置进行变速控制,

收稿日期: 2017-06-02

作者简介: 陈明霞 (1971—), 女, 教授级高级工程师, 主要研究方向为运动控制、过程控制、装备自动化技术。

提高包装机的灵活性、包装精度以及刀具寿命,同时,简化上位机控制难度和降低整机成本。

1 横封系统的组成及 I/O 分布

在食品包装行业的主流枕式包装机通过纵封圆辊将包装袋底部纵封口热合,并送至横封轴进行端口热合完成包装,具有连续包装的特点。包装流程见图 1。

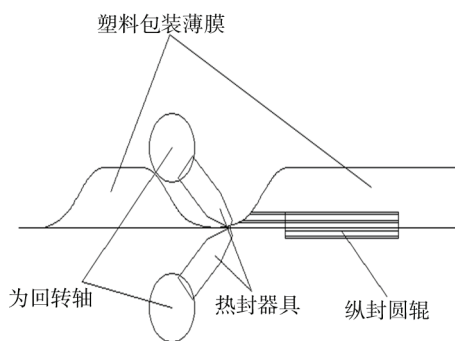


图 1 包装流程
Fig.1 Packaging process

横封旋转结构通过机械齿轮将上下横封轴回转轴连接,通过伺服电机带动底部横封回转轴,从而实现上下回转轴的联动,在热封器上安装电热丝进行加热,并由热封器具上的刀片进行切断,见图 2。

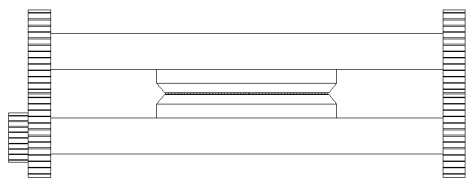


图 2 横封旋转装置结构
Fig.2 Structure of transverse sealing rotation device

热封器上部具有一定宽度,用于安装刀具和增加包装薄膜的接触面积。通过热封器的咬合,形成一定热封压力,使得包装薄膜融化并热合,再由刀具进行切断工作。

控制器 PLC、伺服放大器和伺服电机构成开环控制系统,而伺服放大器与伺服电机通过光栅码盘反馈,形成内部闭环控制系统,从而保证了伺服电机脉冲频率和脉冲数量的精确控制,见图 3^[5-7]。

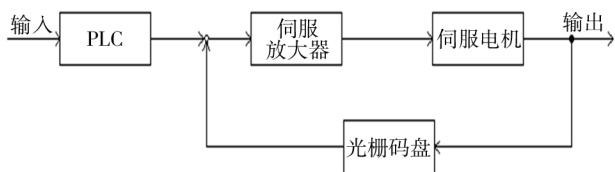


图 3 系统结构
Fig.3 System structure

设计采用三菱 FX3u-80M 型 PLC、三菱

MR-J2S-A 系列伺服放大器及三菱 HF-KP23B 型交流伺服电机,系统 I/O 分布见表 1—2。

表 1 输入分布
Tab.1 Input distribution

序号	输入	说明
1	X20	启动
2	X21	停止
3	X22	紧急停止
4	X04	原点回归传感器

表 2 输出分布
Tab.2 Output distribution

序号	输出	说明
1	Y0	伺服放大器脉冲给定
2	Y1	伺服放大器使能
3	Y4	伺服放大器驱动方向
4	Y25	运行指示灯
5	Y26	停止指示灯
6	Y27	故障指示灯

2 建立横封旋转轴运动模型

枕式包装机在包装过程中,横封轴在刀具咬合时应是较低的速度,确保热封时间的充分性^[8]。同时,较低的速度有利于减小刀具的碰撞力,降低磨损,从而增加刀具的使用寿命。再者横封轴在回转工作时也应充分考虑与纵封圆辊速度的匹配^[9],过快的速度会在横封加热器上下咬合,进行热封及切断时由于速度与纵封圆辊不匹配从而使包装形成拖拽,低速则会在横封加热器处形成堆积。其运动轨迹应设计为匀变速圆周运动,符合机械凸轮轨迹特性,即“电子凸轮特性”,不仅利于编程实现,而且对速度的控制更为精确^[10],路程曲线更为圆滑,见图 4。在横封轴原点回归并且预热过程完成后,上热封器旋转至最低点 L ,上下刀具咬合。之后,匀加速上升至最高点 H ,再匀减速至最低点 L ,往复循环匀变速运动,在 L 点以最低速运行,保证了接触时间和降低了刀具碰撞。

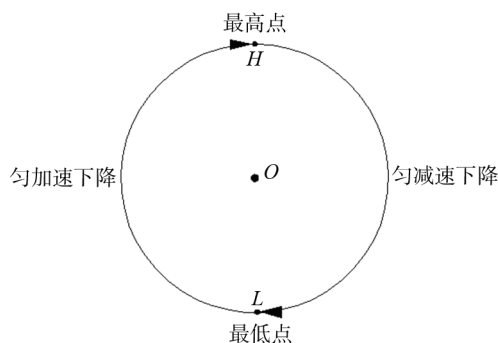


图 4 运动轨迹
Fig.4 Motion track

根据横封回转轴的运动物理性, 建立物理运动模型, 其运动的速度与时间的 $v-t$ 曲线见图 5。

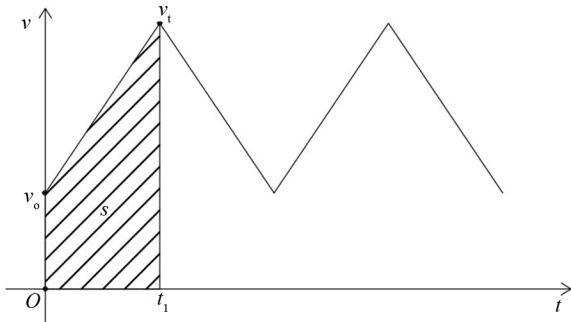


图 5 系统 $v-t$ 曲线
Fig.5 System $v-t$ curve

根据 $v-t$ 曲线性质可知, 路程 S 等于图 5 中某一时段对应曲线的积分面积^[10], 即:

$$S = \int_{t_0}^{t_1} v_0 + \frac{v_t - v_0}{t_1 - t_0} t dt \quad (1)$$

在设计中, 端封回转轴原点回归后先以低速匀速运转到最低点 L , 再加速至最高点 H , 所用时间为 $1/2$ 个周期, 之后以图 5 的运动轨迹, 循环匀变速圆周运动。设一个包装周期为 T , 路程为 S , 到达最高点 H 所用时间为 t_1 , 则 $t_1 = T/2$, 路程为 $S/2$ 。同时, 不妨设 $t_0 = 0$, 根据式 (1) 可得:

$$\frac{S}{2} = \int_0^{T/2} v_0 + \frac{v_t - v_0}{T/2} t dt \quad (2)$$

由式 (2) 可得:

$$\frac{S}{2} = v_0 \cdot \frac{T}{2} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{v_t - v_0}{T/2} \right) \cdot \left(\frac{T}{2} \right)^2 \quad (3)$$

从式 (3) 中可知, $\frac{v_t - v_0}{T/2}$ 实际上是匀变速运动

中的加速度, 令 $a = \frac{v_t - v_0}{T/2}$, 则式 (3) 可整理成:

$$\frac{S}{2} = v_0 \cdot \frac{T}{2} + \frac{1}{2} \cdot a \cdot \left(\frac{T}{2} \right)^2 \quad (4)$$

从式 (4) 可知横封回转轴进行匀变速运动, 根据物理学运动定律, 在匀变速运动过程中, 式 (4) 也等效于式 (5)。

$$\frac{S}{2} = \frac{v_t + v_0}{2} \cdot \frac{T}{2} \quad (5)$$

则系统路程与时间的关系方程可描述为:

$$s = \frac{v_t + v_0}{2} \cdot t \quad (6)$$

3 横封旋转轴运动轨迹分析及参数计算

在建立完系统运动模型之后, 计算速度 v_t , v_0 等参数, 系统在实际运行过程中, 在横封热封器咬合时, 横封旋转轴与纵封原盘的速度不相同, 快则拖拽包装纸, 慢则会形成堆积, 继而影响下一个包装的质量^[11],

应对热封器的结构以及运动轨迹进行分析。

横封旋转轴热封器机械结构见图 6a, 对结构进行分析以及设备运行过程中可发现, 由于热封器宽度的存在, 上下热封器咬合时第一时间接触的点并非是上下刀具。通过对热封器的结构分析发现, 上下热封器在进行圆周运动时, 实际运动轨迹为圆心相同, 半径为旋转半径 r_1 和半径为斜边 r_2 的 2 个不同的圆, 其轨迹见图 6b。其中, 虚线为旋转半径 r_1 的轨迹圆, 实线为斜边 r_2 的轨迹圆。

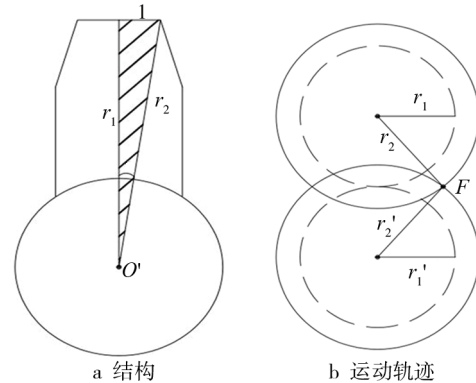


图 6 热封器
Fig.6 Structure of heat sealer

从图 6b 中可清晰看出, 上下热封器在圆周运动的过程中, 咬合时第一时间接触到的是以 r_2 和 r_2' 分别为半径圆的交点 F , 则 F 点的速度 v_F 应当与纵封圆辊的速度相一致。设纵封圆辊的直径为 d , 则:

$$v_F = \frac{\pi d}{T} \quad (7)$$

从热封器的机械结构中测得旋转半径 r_1 , 则可计算出热封器匀变速圆周运动中路程为:

$$S = 2\pi r_1 \quad (8)$$

通过计算可得 r_1 和 r_2 的夹角为 θ , 设最高点 H 到交点 F 的路程为 S_2 , 则可得: $S_2 = \frac{S}{2} - \frac{\theta}{360^\circ} \cdot S$ (9)

把式 (8) 代入式 (9) 得:

$$S_2 = \pi r_1 - \frac{\pi r_1 \theta}{180^\circ} \quad (10)$$

根据式 (6), 其中 $v_t = v_F = \pi d / T$, $v_0 = v_H$, 将式 (10) 代入, 可得:

$$\pi r_1 - \frac{\pi r_1 \cdot \theta}{180^\circ} = \frac{\pi d / T + v_H}{2} \cdot \left(\frac{T}{2} - \frac{\theta}{360^\circ} \cdot T \right) \quad (11)$$

$$v_H = \frac{4\pi r_1}{T} - \frac{\pi d}{T} = \frac{\pi(4r_1 - d)}{T} \quad (12)$$

由物理学公式:

$$v_t = v_0 + at \quad (13)$$

$$a = \frac{v_t - v_0}{t} \quad (14)$$

将 $v_t = v_F = \pi d / T$, $v_0 = v_H = \pi(4r_1 - d) / T$, $t = \frac{T}{2} - \frac{\theta}{360^\circ} \cdot T$

代入式(14), 计算出:

$$a = \frac{360^\circ(\pi d)}{(180^\circ - \theta)T^2} \quad (15)$$

$$\text{将 } v_0 = v_F = \pi d/T, \quad v_i = v_L, \quad a = \frac{360^\circ(\pi d)}{(180^\circ - \theta)T^2},$$

$t = \frac{\theta}{360^\circ} \cdot T$ 代入式(13), 可计算出最低点速度:

$$v_L = \frac{\pi d}{T} + \frac{(\pi d) \cdot \theta}{(180^\circ - \theta)T} = \frac{180^\circ \pi d}{(180^\circ - \theta)T} \quad (16)$$

通过计算所得到的 v_H , v_L , v_F 均为线速度, 而伺服电机的工作频率是由伺服放大器的脉冲频率 f 决定, 因而需把线速度转化成脉冲频率, 再由 PLC 传给伺服放大器, 继而控制伺服电机^[12]。设计所使用的伺服放大器脉冲分辨率 $P_t = 131\ 092$ 脉冲/转, 由式(17)可计算出横封旋转轴运行 1 周所需脉冲数:

$$N = \frac{P_t}{n \cdot k} \cdot \frac{1}{J} \quad (17)$$

式中: n 为减速机比; k 为机械齿轮比; J 为伺服放大器的电子齿轮比^[13]。通过式(18)的比例关系, 可以计算出 v_H , v_L , v_F 对应的脉冲频率:

$$\frac{N}{f} = \frac{S}{v} \quad (18)$$

将 v_H , v_L , v_F 转换成脉冲频率 f_{v_H} , f_{v_L} , f_{v_F} 。

$$f_{v_H} = \frac{N \cdot v_H}{S} = \frac{(4r_1 - d) \cdot P_t}{2r_1 \cdot T \cdot n \cdot k \cdot J}, \quad f_{v_L} = \frac{N \cdot v_L}{S} = \frac{90^\circ \cdot P_t}{(180^\circ - \theta) \cdot T \cdot n \cdot k \cdot J}, \quad f_{v_F} = \frac{N \cdot v_F}{S} = \frac{d \cdot P_t}{2T \cdot r_1 \cdot n \cdot k \cdot J}。$$

设置包装速度为 120 包/min, 即 $T = 0.5$ s, 回转半径 $r_1 = 57.5$ mm, $l = 5$ mm, 纵封圆辊直径 $d = 85$ mm, $\theta = 7.42^\circ$, 电子齿轮比 $J = \frac{1}{100}$ 得到横封旋转轴路程时间 $S-t$, $v-t$ 图, 即电子凸轮特性曲线, 将电子凸轮特性曲线与机械凸轮特性曲线进行对比见图 7。根据所研究的方法模拟电子凸轮, 在位移曲线上, 电子凸轮与机械凸轮在斜率、拐点的圆滑性上相一致, 其误差

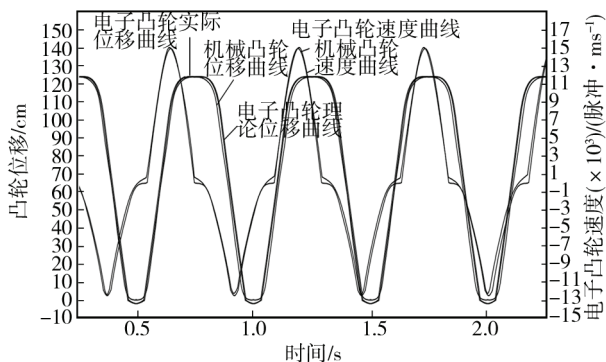


图7 电子凸轮与机械凸轮曲线对比

Fig.7 Comparison of curves of electronic cam and mechanical cam

可以忽略不计。在速度曲线上, 所模拟的电子凸轮其速度很好地跟随了机械凸轮, 尤其上下刀具咬合时的速度拐点圆滑性较好, 其误差也可忽略不计。

4 结语

文中设计所模拟的电子凸轮特性曲线, 其位移曲线与机械凸轮位移曲线相一致, 具有机械凸轮的特性。同时, 在包装速度为 120 包/min 的生产速度下, 包装纸无拖拽或堆积现象, 且热封器接触时, 无明显碰撞声, 所产生的振荡可忽略不计。该设计提高了系统的包装精度, 加大了系统的柔性, 减少了刀具磨损, 提高了设备寿命。

参考文献:

- [1] 赵燕, 陈秋霞, 文凯. 枕式包装机控制系统设计[J]. 包装与食品机械, 2015, 33(2): 42—45.
ZHAO Yan, CHEN Qiu-xia, WEN Kai. Design of Control System for Pillow Type Packaging Machine[J]. Packaging and Food Machinery, 2015, 33(2): 42—45.
- [2] 唐善华, 仲洪生. 枕式包装机横切机构的传动问题分析及对策[J]. 食品与机械, 2003(3): 27—28.
TANG Shan-hua, ZHONG Qi-sheng. Pillow Packaging Machine and Cutting Device of Transmission Problem Analysis and Countermeasure of[J]. Food and Machinery, 2003(3): 27—28.
- [3] 刘丽兰, 刘宏昭, 吴子英, 等. 机械系统中摩擦模型的研究进展[J]. 力学进展, 2008, 38(2): 201—213.
LIU Li-lan, LIU Hong-zhao, WU Zi-ying, et al. Progress in The Study of Friction Models in Mechanical Systems[J]. Advances in Mechanics, 2008, 38(2): 201—213.
- [4] 卫光, 郭坤. 三伺服枕式包装机电子凸轮控制系统的应用[J]. 包装与食品机械, 2012, 30(6): 57—59.
WEI Guang, GUO Kun. Research and Application of Electronic CAM Control System for Three Servo Pillow Packaging Machine[J]. Packaging and Food Machinery, 2012, 30(6): 57—59.
- [5] 曾斌, 韩志彬. 基于伺服直线电机的无机凸轮的研究[J]. 电子制作, 2013(24): 29.
ZENG Bin, HAN Zhi-bin. Research on Non Mechanical CAM Based on Servo Linear Motor[J]. Electronic Manufacture, 2013(24): 29.
- [6] 裴静, 尹曙辉. 机械凸轮开关的电子化改造[J]. 科技经济导刊, 2016(28): 74.
PEI Jing, YIN Shu-hui. Technology Economic Transformation of Electronic Mechanical[J]. CAM Switch, 2016(28): 74.
- [7] 王兆义, 杨新志. 三菱 FX3U 系列 PLC 技术特点[J]. 电世界, 2007, 48(9): 1—3.
WANG Zhao-yi, YANG Xin-zhi. MITSUBISHI FX3U Series PLC Technical Features[J]. Electric World,

- 2007, 48(9): 1—3.
- [8] 林瑶瑶, 仲崇权. 伺服驱动器转速控制技术[J]. 电气传动, 2014, 44(3): 21—26.
LIN Yao-yao, ZHONG Chong-quan. Servo Drive Speed Control of Electric Transmission Technology[J]. 2014, 44(3): 21—26.
- [9] SARAVANAKUMAR D, MOHAN B, MUTHURAMALINGAM T. A Review on Recent Research Trends in Servo Pneumatic Positioning Systems[J]. Precision Engineering, 2017, 49: 481—492.
- [10] 柴敬, 袁强, 汪志力, 等. 物理模型试验方法的应用分析[J]. 西安科技大学学报, 2013, 34(5): 505—511.
CHAI Jing, YUAN Qiang, WANG Zhi-li, et al. Application Analysis of Physical Model Test Method[J]. Journal of Xi'an University of Science and Technology, 2013, 34(5): 505—511.
- [11] PENG Bi, GONG Shi-hua, HUANG Yu, et al. Research on Tension Control of Winding Systems Using Electronic CAM[J]. Advanced Materials Research, 2012, 2075(590): 272—278.
- [12] 赖宋红. 电子凸轮控制技术的应用[J]. 仪器仪表用户, 2014(6): 84—85.
LAI Song-hong. Application of Electronic CAM Control Technology[J]. Instruments and Meters, Users, 2014(6): 84—85.
- [13] WU X, HUANG X H, HUANG W G, et al. The Working Methods of the Servo Cam Grinder and Its Accuracy Compensation Strategy[J]. Advanced Materials Research, 2012, 1898(542): 1176—1181.
- [14] 王程, 贺炜. 凸轮机构 CAD/CAM 研究的回顾与展望[J]. 机械传动, 2008, 32(6): 119—121.
WANG Cheng, HE Wei. Review and Prospect of CAD/CAM Research on CAM Mechanism[J]. Mechanical Transmission, 2008, 32(6): 119—121.
- [15] 董伟良. 凸轮的变异研究和电子凸轮发展[J]. 上海应用技术学院学报(自然科学版), 2004, 4(3): 190—194.
DONG Wei-liang. Study on Variation of CAM and Development of Electronic CAM[J]. Journal of Shanghai Institute of Technology(Natural Science Edition), 2004, 4(3): 190—194.