

手动打孔器弹簧自动化装配设备的设计

郭昌盛^{1,2}

(1 中煤张家口煤矿机械有限责任公司 河北 张家口 076250; 2 河北省高端智能矿山装备技术创新中心 河北 张家口 076250)

摘要: 手动打孔器是文具产品行业内使用较多的设备之一。本文以弹簧自动化装配设备为研究对象, 首先分析了该设备的升降机构, 其主要设计结构为滚珠丝杠装置, 该装置的主要功能为在直线进给和周向运动之间互相转换, 并分析了导程和滚珠丝杠直径的选择方案; 其次对滚轴丝杠零件进行了复核, 保证其满足物料顶升要求; 然后对送料机构进行了研究, 分析传送带驱动力; 最终分析了手动打孔器弹簧自动化装配设备的工作过程。

关键词: 手动打孔器; 自动化; 装配; 设计

0 引言

手动打孔器是文具制造业的主要设备之一^[1]。文具产品总体属于低值产品, 装配环节对文具产品的生产效率影响较大^[2]。手动打孔器结构较为简单, 其底座和把手间连接一组活动支撑件, 活动支撑件的外围套有弹簧。手动打孔器的把手为活动杠杆结构, 通过手动下压把手带动支撑件向下移动并放大作用力, 通过与底座上的凹模配合完成纸品、塑料、皮料、布料等材料的冲孔、切片、切角等工作。目前, 手动打孔器这类小众设备的装配技术及其自动装配设备鲜有报道。

大多数企业采用人工装配的方式完成弹簧的装配, 劳动强度较大, 效率较低, 非熟练人员的效率更加低下^[3]。由于打孔器销售价格和利润不高, 付给该工序工人的工资不能满足工人的需要, 造成员工流动性较大, 熟练工更少, 形成了恶性循环^[4]。因此, 企业急需一种自动化装配设备来缓解该工序的压力。

1 手动打孔器的结构特点

1.1 手动打孔器的工艺分析

手动打孔器由底座、支撑件、弹簧和卡簧 4 种零部件组成, 其安装过程如下:

(1) 将塔形弹簧卡入底座, 保证弹簧的大头与凸台贴合, 大头内圆与凸台的外圆配合, 并保持弹簧基本垂直;

(2) 将支撑件从底座安装孔及塔形弹簧的中间穿过, 保证卡簧槽在上, 刀口部分朝下, 卡簧槽轴向

位置以方便卡簧卡入为准;

(3) 用带刀口的杠杆压住塔形弹簧的小头, 使弹簧向下移动, 直至空出卡簧安装位置;

(4) 保持弹簧压缩状态, 手动卡入卡簧, 完成装配。

在装配的过程中, 既要保持弹簧压缩状态, 又要保证支撑件的卡簧槽轴向位置准确, 还要拿出卡簧, 将其卡入支撑件的卡簧槽中, 单人操作时, 对操作人员的技巧性和熟练性要求非常高。

1.2 打孔器弹簧自动装配的过程分析

打孔器弹簧自动装配需要解决的问题可分为以下几种:

(1) 零部件的预整理排序。为实现自动化装配, 各种配件需按照一致的方向、顺序摆放, 为后续的自动上料定位奠定基础。

(2) 零部件的自动上料预定位。产品装配中各零件之间均有确定的尺寸配合精度、形状与位置误差以及动作流畅性要求, 只有定位准确, 才能实现自动装配。

(3) 自动装配。产品各零部件装配后, 形成过盈、过渡和间隙 3 种配合关系, 在自动装配过程需要施加合适的装配力或力矩。此外, 在自动装配后, 需配备装配质量检测与分选工序。

(4) 装配的自适应问题。零部件在生产的过程因各种外部或内在原因, 产生与设计不一致的情况, 为能够实现自动化装配, 其必须具备自适应能力。

弹簧自动装配用到的零部件包括底座、弹簧、卡簧和支撑件 4 种。底座是装配的基础件, 根据其具有大平面和两个加工精度较高的孔的特点, 采用一

面两销定位。卡簧为大批量生产的标准件,具有半圆弧、平行开口的结构特点,采用与之对应的异形导轨进行预定位。支撑件为轴类零件,采用 V 型块进行定位,保证其定心精度。

2 手动打孔器弹簧自动化装配设备的设计

2.1 升降机构方案设计

选择滚珠丝杠作为升降机构,具体设计参数如表 1 所示。该升降机构具有传动效率高、运动平稳、高精度、高耐磨性、高同步、无背隙和高刚度等诸多优点。

表 1 滚珠丝杠的主体设计要求

工作台最大行程 L_K	1000mm	快速进给速度 $v_{\max}$	60m/min
动摩擦系数 μ	0.003	定位精度	0.02mm/300mm
重复定位精度	0.01mm	全行程定位精度	0.025mm
要求寿命	30000h	导向面阻力	15N
额定转速	3000r/min	驱动电动机	AC 伺服电动机
减速器 A	1	电动机的惯性转矩	0.001kg·m ²

2.2 导程的选择

导程必须与所需的最大速度相匹配,此设计中滚珠丝杠装置的最大速度为 60000mm/min,电动机拟采用 AC 伺服电动机,其最大转速为 3000r/min。综上,可计算出导程的许用最小值 L 为:

$$L \geq \frac{v_{\max}}{n_{\max}} = 20\text{mm} \quad (1)$$

式中: L — 导程 (mm);

$v_{\max}$ — 最大速度 (mm/min);

$n_{\max}$ — 最大转数 (r/min)。

2.3 丝杠轴直径的选择

本设计中丝杠轴的固定方式为:一端固定,一端支撑。丝杠轴的直径计算公式为:

$$n = \alpha \times \frac{60\lambda^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EIg}{\gamma A}} = f \times \frac{d_r}{L^2} \times 10^7 \quad (2)$$

$$\Rightarrow d_r \geq \frac{nL^2}{f} \times 10^{-7}$$

式中: d_r — 丝杠轴直径 (mm);

f — 固定系数。

当安装方式为固定支撑时, $d_r \geq 21.9\text{mm}$,根据机械手册确定丝杠轴直径为 40mm。

3 零件的初步校核

3.1 容许轴向负载的计算

通过测定,已知导向面的阻力 f 为 15N,工作台质量 m_1 为 55kg,工件质量 m_2 为 25kg,最大速度 $v_{\max}$ 为 1m/s,加速时间 t_1 为 0.15s,加速度 a 为 6.67m/s²。

去路加速时:

$$F_{a1} = \mu(m_1 + m_2)g + f + (m_1 + m_2)a = 550\text{N} \quad (3)$$

去路等速时:

$$F_{a2} = \mu(m_1 + m_2)g + f = 17\text{N} \quad (4)$$

去路减速时:

$$F_{a3} = \mu(m_1 + m_2)g + f - (m_1 + m_2)a = -516\text{N} \quad (5)$$

返程加速时:

$$F_{a4} = -\mu(m_1 + m_2)g - f - (m_1 + m_2)a = -550\text{N} \quad (6)$$

返程等速时:

$$F_{a5} = -\mu(m_1 + m_2)g - f = -17\text{N} \quad (7)$$

返程减速时:

$$F_{a6} = -\mu(m_1 + m_2)g - f + (m_1 + m_2)a = 516\text{N} \quad (8)$$

式中: F_a — 轴向负载 (N);

μ — 摩擦系数,取 $\mu = 0.003$;

m_1 — 工作台质量 (kg);

m_2 — 工件质量 (kg);

g — 重力加速度 (m/s²);

a — 加速度 (m/s²);

f — 导向面阻力 (N)。

通过上述计算可知,作用在滚珠丝杠上的最大轴向负载为 550N。

现在选定直径为 40mm、导程为 20mm 的丝杠轴,进行挠曲载荷和容许压缩拉伸负荷的计算。

丝杠轴挠曲载荷:

$$P_1 = \eta_2 \times d_1^4 \times 10^4 / L_b^2 = 3.23 \times 10^5 \text{N} \quad (9)$$

容许压缩拉伸负荷:

$$P_2 = 116 \times d_1^2 = 1.62 \times 10^5 \text{N} \quad (10)$$

式中: P_1 — 挠曲载荷 (N);

P_2 — 拉伸载荷 (N);

η_2 — 安装系数,取 $\eta_2 = 20$;

L_b — 安装间距,取 $L_b = 1100\text{mm}$;

d_1 — 丝杠轴沟槽谷径 (mm),取 $d_1 = 37.4\text{mm}$ 。

由此可见,丝杠轴的挠曲载荷和容许拉伸压缩负荷远大于最大轴向负荷,因此,满足这些条件的滚珠丝杠在使用上没有问题。

3.2 丝杠轴容许转速的计算

通过测量, 已知安装间距 $L_b=1100\text{mm}$, 丝杠轴直径 40mm , 导程 20mm 。则丝杠轴的许用最大转速为:

$$n_{\max} = (\lambda_2 \times d_1 \times 10^7) / L_b^2 = 4667 \text{r/min} \quad (11)$$

实际最大转速为:

$$n_{\max} = v_{\max} / P_h = 3000 \text{r/min} \quad (12)$$

式中: $n_{\max}$ — 最大转速 (r/min);

λ_2 — 安装系数, 取 $\lambda_2=15.1$;

L_b — 安装间距 (mm);

d_1 — 丝杠轴沟槽谷径 (mm);

$v_{\max}$ — 最大速度 (m/s);

P_h — 导程 (mm)。

通过上述计算可得, 选用丝杠轴直径为 40mm 和导程为 20mm 的丝杠轴没有问题。

4 底座送料传送带方案设计

为了便于制造和搬运, 输送带的材质为橡胶, 长度为 5m , 采用硫化橡胶连接。

4.1 传送带宽度计算

传送带的最大运输能力计算公式为:

$$Q = 3.6 S v k \rho \quad (13)$$

式中: Q — 传送量 (t/h);

v — 带速 (m/s);

ρ — 物料堆积密度 (kg/mm^3);

S — 在运行的传送带上物料的最大堆积面积(m^2);

k — 传送带的倾斜系数, 取 $k=0.97$ 。

传送带的截面积为 0.0296m^2 , 传送带的承载托辊槽角为 35° , 物料的堆积角为 20° 时, 依据式 (13) 计算可知, 带宽 $B \geq 200\text{mm}$ 的传送带上允许物料堆积的横断面积都大于计算所需的堆积横断面积, 据此初选宽度为 200mm 的传送带。

4.2 圆周驱动力

4.2.1 计算公式

传动滚筒上所需圆周驱动力 F_U 为传送带所有阻力之和, 计算公式如下:

$$F_U = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (14)$$

式中: F_H — 主要阻力 (N);

F_N — 附加阻力 (N);

F_{S1} — 特种主要阻力 (N);

F_{S2} — 特种附加阻力 (N);

F_{St} — 倾斜阻力 (N)。

对于传送带, 附加阻力 F_N 明显小于主要阻力 F_H , 可引入系数 C 作简化计算, 则公式变为:

$$F_U = C F_H + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (15)$$

式中: C — 与传送带长度有关的系数。

4.2.2 主要阻力计算

传送带的主要阻力 F_H 是物料及传送带移动和承载分支及回程分支托辊旋转所产生阻力的总和。可用式 (16) 计算:

$$F_H = F_{HO} + F_{HU} \quad (16)$$

其中, F_{HO} 和 F_{HU} 的计算分别如下:

$$F_{HO} = f L g [q_{RO} + (q_B + q_G) \cos \sigma] \quad (17)$$

$$F_{HU} = f L g (q_{RU} + q_B \cos \sigma) \quad (18)$$

$$q_{RO} = \frac{G_1}{\alpha_0} \quad (19)$$

$$q_{RU} = \frac{G_2}{\alpha_U} \quad (20)$$

式中: F_{HO} — 承载段主要阻力 (N);

F_{HU} — 回程段主要阻力 (N);

f — 模拟摩擦系数, 取 $f=0.022$;

L — 传送带长度 (m);

g — 重力加速度 (m/s^2);

q_{RO} — 承载分支托辊组每米长度旋转部分质量 (kg/m);

q_{RU} — 回程分支托辊组每米长度旋转部分重量 (kg/m);

σ — 托辊槽角 ($^\circ$);

G_1 — 承载分支每组托辊旋转部分重量 (kg);

α_0 、 α_U — 承载分支托辊间距 (m);

q_G — 每米长度传送物料质量, $q_G=24.45\text{kg/m}$;

q_B — 每米长度传送带质量, $q_B=8.736\text{kg/m}$ 。

已知, 上托辊间距 $\alpha_0=1.2\text{m}$, 下托辊间距 $\alpha_U=3\text{m}$, 上托辊槽角 35° , 下托辊槽角 0° , $G_1=1.38\text{kg}$, $G_2=8.74\text{kg}$ 。通过式 (19)、(20) 计算可知 $q_{RO}=1.15\text{kg/m}$, $q_{RU}=2.91\text{kg/m}$, 则可计算出主要阻力。

4.3 传动功率计算

传动滚筒轴功率 (P_A) 按式 (21) 计算:

$$P_A = \frac{F_U \cdot v}{1000} \quad (21)$$

电动机功率 P_M , 按式 (22) 计算:

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_1 \eta_2 \eta' \eta''} \quad (22)$$

式中： η —传动效率，一般在0.85~0.95之间选取；

η_1 —联轴器效率，每个机械式联轴器效率：

$\eta_1=0.98$ ，液力耦合器： $\eta_1=0.96$ ；

η_2 —减速器传动效率，按每级齿轮传动效率为0.98计算，二级减速机： $\eta_2=0.98 \times 0.98=0.96$ ；

η' —电压降系数，一般取0.90~0.95；

η'' —多电动机功率不平衡系数，一般取 $\eta''=0.90 \sim 0.95$ ，单驱动时， $\eta''=1$ 。

根据计算出的 P_M 值，查电动机型谱，按就大不就小原则选定电动机功率。经确认，选择型号为YGY180M-4的电动机，数量1台。

5 手动打孔器弹簧自动化装配的工作过程

弹簧自动装配设备的总体结构如图1所示，其装配工作过程如下：

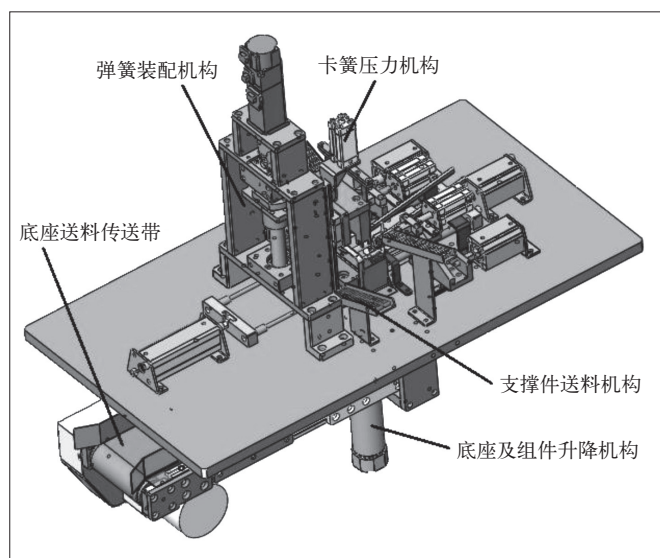


图1 弹簧自动装配原理图

(1) 底座经传送带到达升降机构。

(2) 升降机构上升，将底座送到其定位装置，粗定位推杆插入两定位孔，并通过推杆上的圆锥面使两孔位置导正。

(3) 将底座导正后，支撑件推杆将其推进，使其顶部的内孔与粗定位导杆的端部小圆柱接合，完成精确定位。

(4) 弹簧装配机构中的转接、安装卡爪与弹簧预压机构对接，将弹簧从预压缩模具中转移到装配卡爪上。压缩模具退出，转接、安装卡爪在伺服电动机的带动下将弹簧装入底座上部。

(5) 弹簧装配到位后，卡簧进入卡簧装配通道，支撑构件推杆前进，粗定位推杆配合后退，使支撑构件上的卡簧槽处于正确位置，将卡簧插入支架内，完成弹簧总成的装配。

(6) 弹簧装配机构上升，底座夹紧气缸松开，组件完成装配。在随升降机构下降前，支撑件头部与粗定位推杆接触，气缸做有限次往复运动，检测组件装配后的灵活性。

(7) 升降机构到达起始位置时，产品经缓冲滑道进入周转箱，升降机构平面空出，进入下一个循环。

6 结语

本文以弹簧自动化装配模块为核心，通过优化设计装配，实现了手动打孔器的全自动化装配。为了便于今后建立全自动生产线，上料接口设计成既便于手工上料，也能与零件整理排序设备出口对接的形式。弹簧、支撑件、卡簧上料滑道均可与振动盘出口轨道连接；底座、把手的上料输送带可与涂装输送线对接；塑料底盒的上料装置可与注塑机下料机械手对接。

参考文献：

- [1] M. Britsch, 张奔. 家用纺织品的全自动装配[J]. 国际纺织导报, 2008, 36(09): 51-52.
- [2] 刘维广. 无缝钢管管坯冲孔机金属变形及模具受力分析[D]. 重庆: 重庆大学, 2006.
- [3] 刘文艳. 全自动冲孔机的设计与应用[J]. 机械设计与制造, 2006(08): 134-135.
- [4] 王岩. 气动冲孔机的设计[J]. 汽车工艺与材料, 2005(03): 8-10.

作者简介：郭昌盛（1987.03-），男，汉族，河北张家口人，本科，焊接高级技师（国际焊接技师），研究方向：机械设计制造及其自动化。