

邵阳职业技术学院

毕 业 设 计

产品设计	工艺设计	方案设计
		√

设计题目： 塑料管材自动车槽切断装置的方案设计

学生姓名： 张宇航

学 号： 201810300784

系 部： 电梯工程学院

专 业： 机电一体化技术

班 级： 机电 1181

指导老师： 李文滔

二 〇 二 一 年 六 月 一 日

目 录

一、设计要求.....	2
(一) 设计目的及意义.....	2
(二) 设计内容.....	2
二、切断部分设计.....	4
(一) 切断部分设计要求.....	4
(二) 切断部分设计方案.....	4
(三) 切断部分工作原理.....	5
(四) 切断部分结构设计.....	6
三、夹紧部分设计.....	17
(一) 夹紧机构设计要求.....	17
(二) 夹紧部分方案设计.....	17
四、纵横行走部分的设计.....	18
(一) 纵横行走装置设计要求.....	18
(二) 纵横行走部分方案设计.....	18
(三) 直线导轨的选择计算.....	18
五、液压传动系统设计.....	21
(一) 液压传动机构.....	21
(二) 液压传动原理图.....	21
六、电气控制的设计.....	23
(一) 电气控制设计要求.....	23
(二) 电气控制设计方案.....	23
(三) PLC 控制流程.....	24
七、成果.....	25
参考文献.....	26
致谢.....	27

塑料管材自动车槽切断装置的方案

[摘要]

随着中国城市化进程的发展，塑料管件在诸多领域被广泛应用，塑料管材往往需要进行定长切断并进行车槽以便于管件与管件之间的连接，随着该行业的需求增长及质量要求提高，实现塑料管材的自动化高效精确切断和车槽显得十分重要。为了提高塑料管材切断与车槽的工作效率和自动化水平，本次设计设计了一套机电液一体化的塑料管材自动车槽切断装置。

[关键词] 机电一体化 液压 自动车槽 切断装置

一、设计任务

（一）设计目的及意义

随着中国城市化进程的发展，塑料管件在诸多领域被广泛应用，塑料管材往往需要进行定长切断并进行车槽以便于管件与管件之间的连接，随着该行业的需求增长及质量要求提高，实现塑料管材的自动化高效精确切断和车槽显得十分重要。为了提高塑料管材切断与车槽的工作效率和自动化水平，设计一套机电液一体化的塑料管材自动车槽切断装置。首先很有必要。

机电一体化产品广泛应用各种加工业，切断技术也有了飞速的发展，手工切断已经适应不了现代工业发展的要求。如今已进入以通用机械时代。几十年来，切断技术的研究和发展一直比较活跃，设计在不断的修改，品种也在不断的增加，应用领域也在不断的扩大。而目前市面上有很多型号的塑料管材自动车槽切断装置结构复杂，调节，维修不方便，生产效率低，智能化低等不足。

塑料管材自动车槽切断装置的切断机构属于机械技术领域，它解决了现有的自动切断机所存在的精度不高，操作复杂，智能化低等问题。本课题针对目前市场上的切断机设计的不足，对塑料管材自动车槽切断装置进行改造创新，增加智能化程度，设计出具有控制方便，性能稳定，结构简单，调节、维修方便，安全可靠，低能耗，在切断过程中能使棒料位置稳定、切断长度准确，生产率高，运行平稳，提高产品质量，提高生产效率等优点的具有广泛应用前景的方案。

与一般现在市面上的切断机相比，本次设计的这种切断机有以下优点：

1. 实现了机械工程和自动控制的有效结合，机械部分采用机械优化设计，整个设计过程中都进行了综合技术比较与经济评价，实现了预定的功能。

2. 整个运动过程都采用了液压传动控制，与气压传动相比，液压传动有可在大范围内实现无级调速；液压传递运动均匀、平稳；易于实现过载保护等优点。

所设计的塑料管材自动车槽切断装置，融合了液压自动控制、机器人技术和 PLC 控制技术。PLC 控制各个液压换向阀的电磁铁，由液压缸驱动机械手完成顺序切断过程，实现了机械设计、电器控制和液压传动控制的有效结合。此塑料管材自动车槽切断装置是一种既能有效的提高生产率，又在价格和使用方面能被广大用户所接受的一种新型的自动控制切断机。

（二）设计内容

设计采用机电一体化系统设计思想对整体造型、机械结构、控制系统进行设计，此塑料管材自动车槽切断装置电一体化系统主要由四个部分组成：机械本体、电子控制单元、执行器和动力源。工作原理是电动机通过带传动带动切断片做高速旋转运动，电机与工作

台之间采用铰支撑方式，升降液压缸可推动切断片进行上下移动带动刀片完成顺序切断动作。切断机采用 PLC 控制各个液压换向阀的电磁铁，实现棒料的自动下料和切断以及检测工作。随动工作台前进速度也可以通过夹紧机械手夹紧棒料使之与棒料速度同步。横向切断时的切断速度可以通过液压缸来调节。现场运行情况表明，此切断机具有动作快、运动平稳以及与计算机联机方便等优点，能够降低工人的劳动强度，实现自动控制，提高劳动生产率。

二、切断部分设计

(一) 切断部分设计要求

为了保证棒料的剪断，剪应力应超过材料的许应剪应力 $[\tau]$ ，即切断棒料的条件为：

$$\tau = \frac{Q}{A} \leq [\tau] \quad (2-1)$$

查资料可知棒料的许用剪应力为： $[\tau] = 128 \sim 285 \text{ MPa}$ ，取最大值 285 MPa 。由于本切断机切断的最大棒料粗度为： $d_{\max} = 35 \text{ mm}$ 。

则本机器的最小切断力 Q 由（2-1）得：

$$Q > \frac{[\tau] \times \pi d_{\max}^2}{4} = \frac{285 \times 3.14 \times 35^2}{4}$$
$$Q > 274063 \text{ N}$$

取切断机的 $Q = 280000 \text{ N}$

项目设计采用机电一体化设计思想，要求塑料管材自动车槽切断装置采用 PLC 对棒料的切断过程及检测进行自动控制，并能根据 PLC 定长信号分别切断两条连续的棒料，完成了系统的硬件和软件设计后可以实现对棒料的准确定长切断，切断后自动返回初始位置。原始棒料尺寸范围在角钢： $100 \times 100 \times 10$ 圆钢： $\leq \phi 50$ 槽钢： 120×53 钢管： $\phi 135 \times 6$ ，切断成 $0.1 \sim 1 \text{ m}$ 之间的棒料，其切口深度为 $5 \sim 35 \text{ mm}$ ，再用压断机进行压断处理。

(二) 切断部分设计方案

切断部分主要有砂轮切片、电动机和传动机构组成。现在设计的在切断部分有两种方案可行：第一，电动机通过带传动带动切断片转动。第二，电动机通过圆锥齿轮传动方式带动切断片转动。但考虑到切断过程中电动机带动切断片进行高速旋转运动，所以优先选取第一种方案，原因是圆锥齿轮传动不宜应用在转速太高的场合，并且在运用齿轮进行传动时，还应考虑怎样消除震动和用什么方法润滑齿轮，这样就会使设计成本增加，而带传动则具有结构简单，传动平稳、价格低廉和缓冲吸振等优点。切断部分结构如图 2-1 所示。

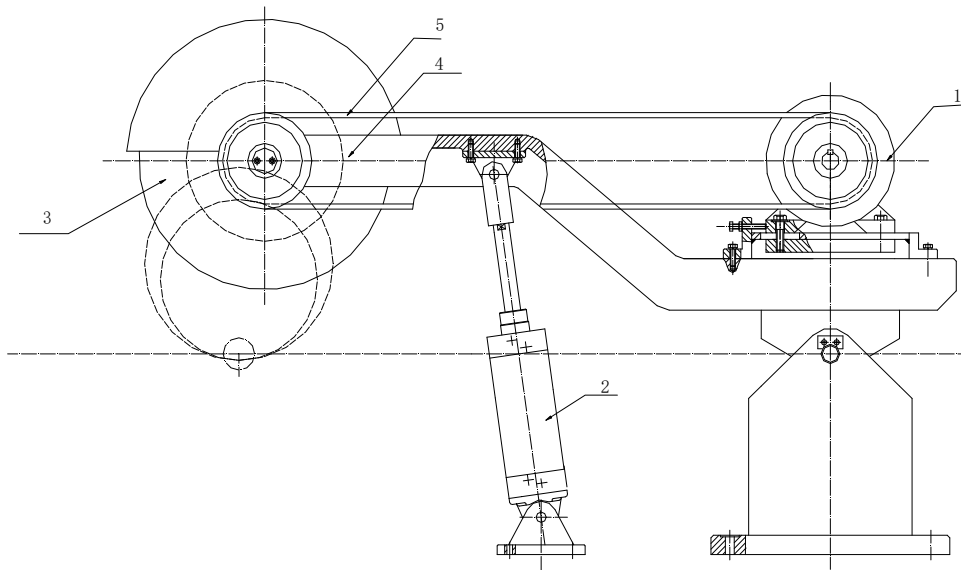


图 2-1 切断部分结构图

1-电动机；2-升降液压缸；3-砂轮片；4-支撑板；5-传送带

(三) 切断部分工作原理

切断部分的原理如图 2-2 所示，电动机带动割切片高速旋转运动，电机与工作台之间采用铰链支撑方式，升降液压缸可推动切断片进行上下移动，完成切断运动。横向行走液压缸可推动工作台横向移动，控制切断的长度。纵向行走液压缸可使工作台纵向移动，使切断片能切断两根棒料。其中电动机和液压缸电磁阀都需要通过由 PLC 机控制，实现其按照顺序完成动作。

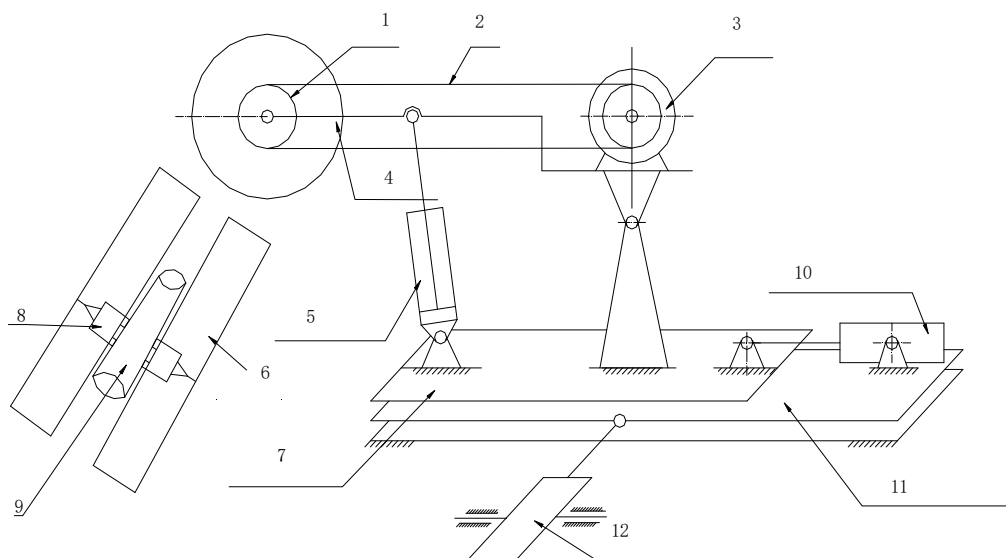


图 2-2 切断部分原理简图

1-带轮；2-传送带；3-电机；4-砂轮；5-升降液压缸；6-进料道；7-横向行走板；8-夹具；

9-待加工棒料；10-横向行走液压缸；11-纵向行走板；12-纵向行走液压缸

(四) 切断部分结构设计

1. 切断片的选取

设计任务所需电机的最小功率为 $P_{\min} = 2.2KW$ ，主轴转速：2800r.p.m 条件下，轮片的最大线速度为 $40m/s$ 。最终选取砂轮片的型号为 A 型，其规格为 $400 \times 3.2 \times 32$ ，磨料为棕刚玉，粒度为 20#，硬度为 R。

2. 电机的选取

根据切断系统的要求，应考虑电动机的种类、型式、额定电压、额定转速和额定功率、工作方式，在决定电动机功率时考虑到电动机的发热，允许过载能力启动能力等问题，现选用比较适合的 Y 系列三相异步电动机，这是由于 Y 系列三相异步电动机的功率等级和安装尺寸与国外同类型的先进产品相当，因而具有与国外同类型产品之间良好的互换性，供配套出口及引进设备替换。选取功率为 3.0KW，额定电压：380V，频率：50HZ，额定转速为 2880r. p. m，额定转矩 $2.3N \cdot m$ ，型号为 Y100-2，电动机选用三角型启动方法启动。

带传动设计，根据带截面形状的不同，带传动可分为：平带传动、多楔带传动、圆带传动、V 带传动等。在一般的机械中由于 V 带的楔形增压原理，结构紧凑，允许的传动比大，且多标准化并大批量生产，所以被广泛应用。

本设计中选用 V 带传动。由于 V 带传动中的带及带轮槽型均已标准化，所以设计的主要内容包括带的型号、确定基准长度、根数、中心距、带轮的材料、基准直径以及结构尺寸、初拉力和压轴力、张紧装置等参数。

(1) 确定计算功率

由《机械设计》查得工作情况系数 $K_A = 1.2$ [4]（电机带动砂轮切断铁棒，载荷性质为载荷变动较大），则计算功率为 P_{ca}

$$P_{ca} = K_A \cdot P = 1.2 \times 3 = 3.6KW \quad (2-2)$$

公式中：

K_A —工作系数；

P —所需传递的额定功率，KW。

(2) 初选带的型号

根据 P_{ca} 和 n_1 ，由《机械设计》查的初选普通 V 带。

(3) 确定带轮的基准直径 d_{d1} 和 d_{d2} ，并验算带速 v

1) 《机械设计》查得 V 带的最小基准直径 $d_{d\min} = 75\text{mm}$ ，考虑到带轮太小，其弯曲应力过大，所以要使 $d_{d1} \geq d_{d\min}$ ，取 $d_{d1} = 160\text{mm}$

2) 验算带的速度 v

$$v = \frac{\pi d_{d1} \cdot n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 160 \times 2880}{60 \times 1000} = 24.1\text{m/s} \quad (2-3)$$

带速不宜过高或过低，一般应使 $v = 5 \sim 25\text{m/s}$ ，因为 $5\text{m} \leq 24.1 \leq 25\text{m}$ 带速符合要求。

3) 计算大带轮的基准直径 d_{d2} ，并根据《机械设计》加以取整

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} \cdot d_{d1} \quad (2-4)$$

由于电机转速与砂轮转速基本同步，选速比 $n_1/n_2 = 1$ ，则基准直径 d_{d2}

$$d_{d2} = d_{d1} = 160\text{mm}$$

(4) 确定中心距 a 并选择 V 带的基准长度 L_d

1) 根据带传动总尺寸的限制条件或要求的中心距初定中心距 a_0

$$\text{由综合式} \quad 0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2}), \quad (2-5)$$

考虑到结构要求，初选 $a_0 = 900\text{mm}$

带的初始长度 L_{d0} ：

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \quad (2-6) \\ &= 2 \times 900 + \frac{\pi}{2}(160 + 160) + \frac{(160 - 160)^2}{4 + 900} \\ &= 2302\text{mm} \end{aligned}$$

由《机械设计》V 带的基准长度系列及长度系数表中取带的 $K_l = 0.87$ ，带基准长度

$$L_d = 2000\text{mm}$$

2) 最后确定中心距 a

$$a = a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 900 + \frac{2000 - 2302}{2} = 749\text{mm} \quad (2-7)$$

$$\text{则} \quad a_{\min} = a - 0.015L_d = 765 - 0.015 \times 2000 = 735\text{mm} \quad (2-8)$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 765 + 0.030 \times 2000 = 825\text{mm} \quad (2-9)$$

最后取 $a = 735 \sim 825\text{mm}$

(5) 验算带轮包角 α_1

$$\begin{aligned}\alpha_1 &\approx 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times \frac{57.3^\circ}{a} \\ &= 180^\circ - \frac{150 - 150}{765} \times \frac{57.3^\circ}{750} \\ &= 180^\circ > 120^\circ \quad (\text{合适})\end{aligned}\tag{2-10}$$

(6) 确定带的根数 z

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{K_A P}{(P_0 + \Delta P_0) K_L K_a}\tag{2-11}$$

其中:

P_r —额定功率, KW ;

由《机械设计》查得: $\Delta P_0 = 0.3KW$;

由《机械设计》查得包角系数 $K_a = 1$;

由《机械设计》查得长度系数 $K_L = 1.03$;

采用非化纤结构的普通带, 取材质系数 $K = 0.75$ 。

由《机械设计》查得 V 带处于临界打滑状态所能传递的最大功率 $P_0 = 2.2KW$ 。

$$P_r = (2.2 \times 1 \times 1.03) \times 0.75 = 1.70KW$$

$$z \geq \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{3.6}{1.70} = 2.12$$

取 $z = 3$ 根。

(7) 确定单根带的初拉力 F_0

$$F_0 = 500 \times \left(\frac{(2.5 - K_a) P_{ca}}{K_a z v} \right) + qv^2\tag{2-12}$$

查得 $q = 0.1$ [4], 对于新安装的带, 初拉力为 $1.5(F_0)_{\min}$; 对于运转后带初拉力 $1.3(F_0)_{\min}$

$$F_0 = 500 \times \left(\frac{(2.5 - 1) \times 3.6}{1.0 \times 3 \times 24.1} \right) + 0.1 \times 24.1^2 = 95.4N$$

(2-13)

(8) 计算带对轴的压力 Q

$$Q = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 95.4 \times 3 \times \sin \frac{180^\circ}{2} = 572.6N\tag{2-14}$$

(9) 张紧装置的选择

各种材质的 V 带都不是完全的弹性体，在预紧力的作用下，经过一定时间的运转后，就会由于塑性变形而松弛，使初拉力降低。为了保证带传动的能力，应定期检查初拉力的数值。如发现不足时，必须重新张紧，才能正常工作。常见的张紧装置有以下几种：定期张紧装置、自动张紧装置和采用张紧轮的装置。因为在本方案中中心距不能调节，可采用张紧轮将带张紧。张紧轮放在松边内侧，使带只受单向弯曲，同时张紧轮还应尽量靠近大轮，以免过分影响小带轮的包角。

(10) 带轮的设计

带轮的设计要求及设计内容

1) 带轮的材料

带轮的材料主要采用铸铁，常用材料的牌号为 HT150 或 HT200，转速较高时宜采用铸钢，或用钢板冲压后焊接而成。在本次设计中，采用了比较常见的 HT150。

2) 带轮的结构尺寸

由于带轮的基准直径 $d_d = 160\text{mm}$ ，轴的直径 $d = 30\text{mm}$ ，根据带轮的选择原则：即当 $2.5d \leq d_d \leq 300\text{mm}$ 时采用腹板式结构，铸造带轮的结构如图 2-3 所示。

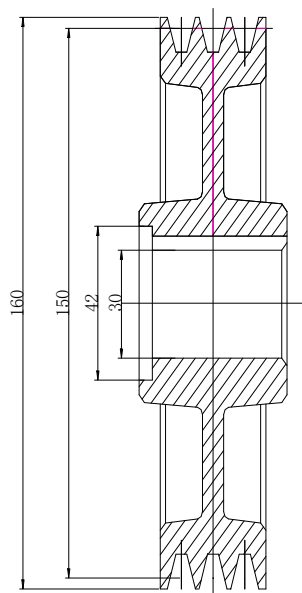


图 2-3 带轮的结构

4. 升降液压缸的设计

(1) 液压缸设计要求

根据主机系统设计的要求，应考虑液压系统的执行件的数量、运动形式、工作循环、行程范围、各执行件的运作顺序、液压元件承受的负载、运动速度、变化范围。对液压系统的性能要求有调速性能，运动平稳性能、转换精度、可靠性程度、使用与维修的方便性等

(2) 选择安装方式

根据结构设计的要求，要实现砂轮片的上下移动完成切断，要求液压缸在上下伸缩的同时，还要绕点转动，所以选用铰链连接安装方式。

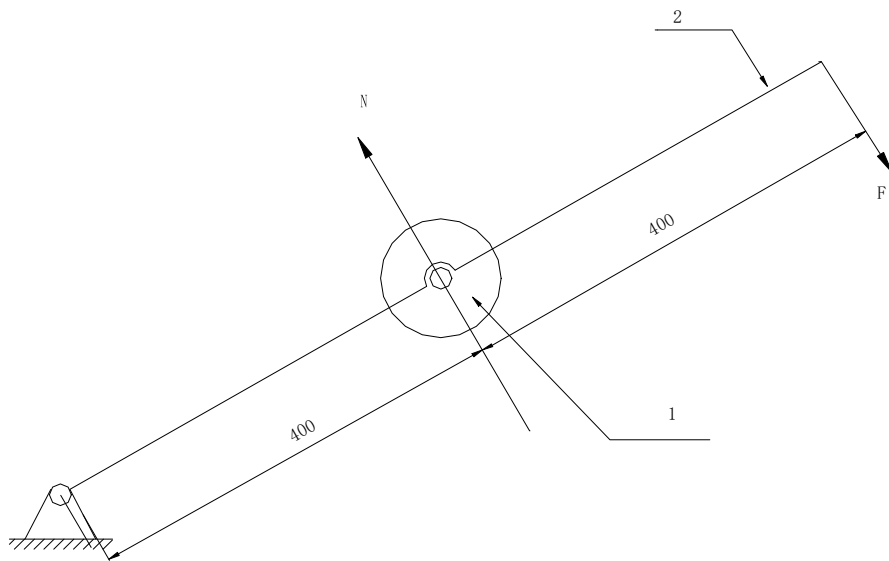


图 2-4 手动切断机受力示意图

1-砂轮片；2-手柄

(3) 负载大小

根据手动切断机的工作原理（如图 2-4 所示），

图中 $F=300N$ 估算得砂轮片的支反力为 $N = 600$ 。

再由所设计切断机的切断受力示意图（如图 2-5 所示）

由于砂轮所受的支反力相同，算得液压缸所承受的力即理论推力为 $F' = 1200N$

(4) 工作压力

当前所用的液压缸的负载小于 $5Kg$ 的工作压力一般在 $0.8MPa$ 左右，所以选取其正常工作压力为 $1MPa$ [5]。因为在设计时一般要求安全系数比较高，所以在选取液压缸的时候一般要求有较大余量，所以在缸径选择时，其工作压力一般按 $1MPa$ 计算。

(5) 缸径选择

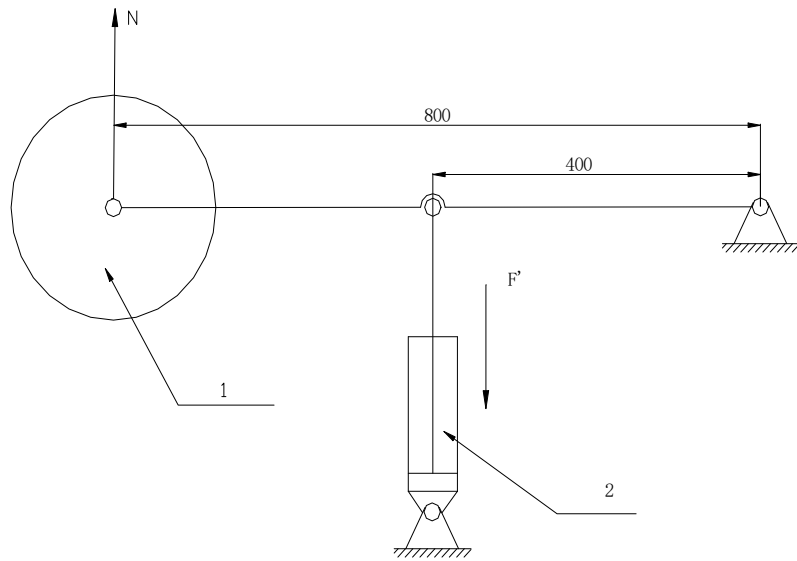


图 2-4 塑料管材自动车槽切断装置受力示意图

1-砂轮片；2-液压缸

理论推力为 $1200N$ 时，需选择其缸径为 $40mm$ 。考虑到安全系数，初选缸径为 $60mm$ 。

(6) 行程大小

根据机构简图（如图 2-6 所示），其中实线为机构初始位置，在初始位置时，砂轮片的直径在最大状态，当砂轮切断到终位（图 2-6 中虚线部分）时，连杆所转过的角度为 10° ，此时砂轮直径为最小直径。

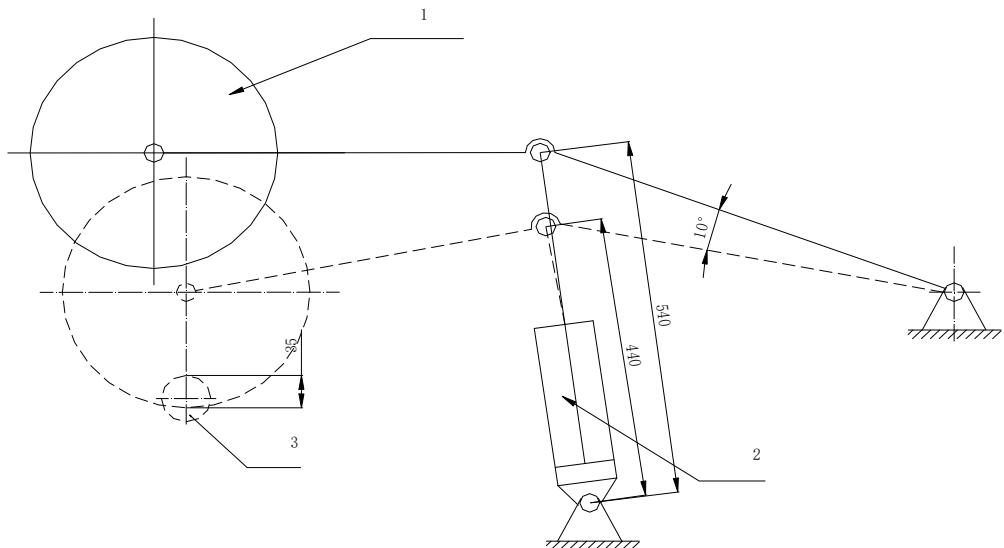


图 2-6 气缸行程计算简图

1-砂轮；2-液压缸；3-工件

在初始位置时测得液压缸的总长度为 $L_1 = 540mm$ ，在终了位置时测得液压缸的总长为 $L_2 = 440mm$ ，所以在此过程中气缸的行程

$$L = L_1 - L_2 = 100\text{mm} \quad (2-15)$$

即升降液压缸的行程为 $L = 100\text{mm}$

(7) 液压缸稳定性校核

1) 液压缸直径校核

液压工作压力 $P_{\text{工作}} = 1 \times 10^6 \text{Pa}$ ，则液压缸直径

$$D = \sqrt{\frac{4F_{\text{理论力}}}{\pi \times P_{\text{工作}}}} = \sqrt{\frac{4 \times 1200}{\pi \times 1 \times 10^6}} = 39.1\text{mm} \quad (2-16)$$

取 $D = 40\text{mm}$ 。考虑到安全系数，选缸径为 60mm 合理。

2) 液压缸活塞杆选择及校核

$$F_{\text{液压缸}} = \frac{\pi \times D^2 \times P_{\text{理论}}}{4} \quad (2-17)$$

$$= \frac{\pi \times 0.05^2 \times 1 \times 10^6}{4} = 1962.5.1(\text{N}) > F_{\text{理论}} = 1200 \text{N}$$

故设计符合要求。

由 $d/D = 0.2 \sim 0.3$ ，可计算出活塞杆直径 d

$$d = (0.2 \sim 0.3)D = 12 \sim 18\text{mm} \quad (2-18)$$

可取活塞杆直径 $d = 12\text{mm}$ 。

$$\text{通过公式} \quad \frac{4F_{\text{工作}}}{\pi d^2} \leq [\sigma] \quad (2-19)$$

对 d 进行校核，

其中 $[\sigma] = 120\text{MPa}$ ；

$F_{\text{理论}} = 1200\text{N}$ ；

$$\text{则} \quad d \geq \sqrt{\frac{4 \times 1200}{\pi \times 120}} = 3.6\text{mm} < 12\text{mm}$$

选活塞杆直径为 $d = 12\text{mm}$ 的液压缸符合要求。

在所需要的 $l_{\text{杆长}} \geq 2s_{\text{行程}}$ 的前提下 $L/d \geq 15$ ，须进行稳定校核，应使活塞杆承受的力 F 不能超过使它保持稳定工作所允许的临界压力 F_{cr} ，但考虑到安全性，安全因数 $n = F_{\text{cr}} / F_{\text{工作}}$ 应大于规定的许用安全因数 n_{st} ，以免发生纵向弯曲，破坏液压缸的正常工作。

($F_{\text{工作}} = PA$ 为液压缸杆工作负载； $n_{\text{st}} = 4$) 关于稳定安全因数可在设计手册中查到。

两端铰支链接的、细长压杆的临界力的欧拉公式

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} \quad (2-20)$$

其中:

$$\text{截面的惯性矩: } I = \frac{\pi}{64} d^4;$$

杆件的两端都是铰链连接: $\mu = 1$;

$$F_{cr} = n_{st} F_{\text{工作}} = 4 \times 1 \times 10^6 \times \pi \times (60 \times 10^{-3})^2 N = 45216N \quad (2-21)$$

$$l = \sqrt{\frac{\pi^2 EI}{\mu F_{cr}}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \times (210 \times 10^9 Pa) \times \frac{\pi}{64} d^4}{1 \times 45216}} = 0.215m = 215mm$$

(2-22)

则所选取的杆长不超过 215mm, 且大于行程 $2 \times 100mm$, 所以选取液压缸活塞杆的长度 200mm,

3) 缸筒壁厚的计算

缸筒壁厚可按薄壁筒公式计算:

$$\delta = \frac{DP_p}{2[\sigma]} \quad (2-23)$$

式中: δ —— 缸筒壁厚(mm);

D —— 液压缸内径(60mm);

P_p —— 实验压力, 取 $P_p = 2P_{\text{工作}} = 2 \times 10^5 Pa$;

材料为: ZQ 的许用应力 $[\sigma] = 2.4MPa$

可计算出壁厚 δ

$$\delta = \frac{60 \times 2 \times 10^5}{2 \times 2.4 \times 10^6} = 2.5mm$$

(2-24)

因此, 液压缸外径 D'

$$D' = 60 + 2 \times 2.5 = 65mm$$

(2-25)

(8) 确定液压缸型号

综上所述，根据《液压与气压传动》，选用型的标准液压缸 ZQ-60/12×200-F2 合适，缸径为 60mm，活塞杆直径为 12mm，液压缸行程为 200mm，带防尘罩 F 数量为 2。

5. 滚动轴承的选取及校核

在结构设计中，采用了既有转速高的优点，又能够承受少量轴向力的角接触球轴承，（其中轴向力的主要来源是安装或拆卸带轮时所承受的载荷估算载荷大小为 100N）。据分析，在安装和拆卸带轮时的力相同的情况下，拆卸带轮时，轴承所受的力更大，所以选取轴向力 F_A 的方向向右，如图 2-6 所示。

图中 M 为电极的输出转矩，F 为砂轮的切断阻力，在切断过程中，电极的输出转矩与砂轮所受的切断阻力矩大小相同，方向相反，在切断时相互抵消，所以在计算过程中不再考虑电极输出转矩和切断阻力对轴承的影响。

由于轴承受一定的轴向力，所以选取接触角 $\alpha = 25^\circ$ 的角接触球轴承。其代号为 7207ACJ，基本额定动载荷 $C_r = 22.5KN$ ，基本额定静载荷 $C_{or} = 16.5KN$ 。

轴承的校核计算

(1) 计算轴承所受的径向力 R_1 、 R_2 ，其受力如图 2-6 所示

由力矩平衡条件 $\Sigma M_2 = 0$ 得径向力 R_1

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{F_1 \times 200 - F_2 \times 20}{180} & (2-26) \\ &= \frac{800 \times 200 - 550 \times 20}{180} \\ &= 836N \end{aligned}$$

由 $\Sigma M_1 = 0$ 得径向力 R_2

$$\begin{aligned} R_2 &= \frac{F_2 \times 200 - F_1 \times 20}{180} & (2-27) \\ &= \frac{550 \times 200 - 800 \times 20}{180} \\ &= 522N \end{aligned}$$

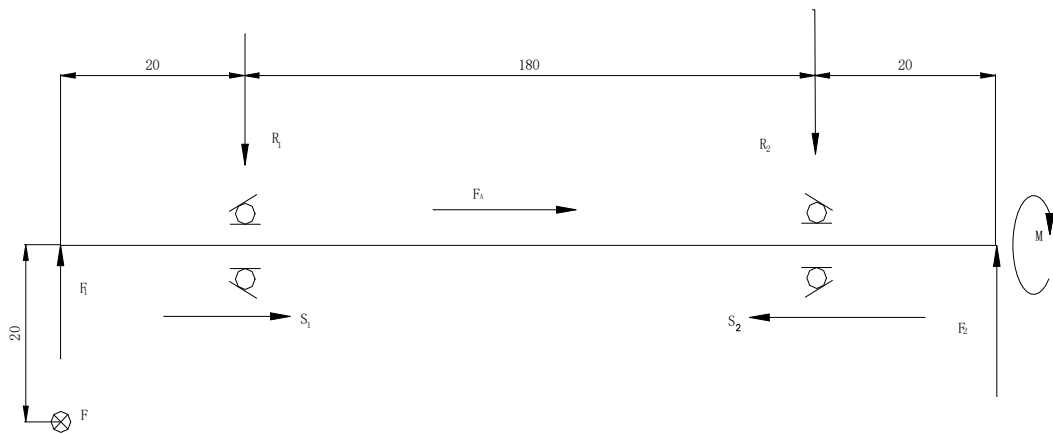


图 2-6 轴承计算简图

(2) 计算派生轴向力 S_1 、 S_2

所选的轴承型号为 7207ACJ，其派生轴向力 $S = 0.63R$

则
$$S_1 = 0.63R_1 = 0.63 \times 863 = 527N \quad (2-28)$$

$$S_2 = 0.63R_2 = 0.63 \times 522 = 329N \quad (2-29)$$

(3) 求轴承所受的轴向力 A_1 、 A_2

$$S_1 + F_A = 527 + 100 = 627N > S_2$$

故轴承 2 被压紧，轴承 1 被放松，所以有

$$A_2 = F_A + S_1 = 527 + 100 = 627N$$

$$A_1 = S_1 = 527N$$

(4) 计算当量动载荷 P_1 、 P_2

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{527}{863} = 0.63 \quad (2-30)$$

$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{627}{522} = 1.2 \quad (2-31)$$

由《简明机械零件手册》查得 7207ACJ 型轴承的轴向载荷影响的判断系数 $e = 0.68$

因为 $A_1 / R_1 = 0.63 < e$ ，所以 $X_1 = 1, Y_1 = 0$ ；

$$A_2 / R_2 = 1.20 > e，所以 \quad X_2 = 0.41, Y_2 = 0.87$$

由《机械设计》查得，当轴承受中等冲击或中等惯性力时，取载荷系数 $f_d = 1.5$ ，由于

轴承 1、2 均不受力矩载荷的作用，所以取 $f_{m1} = 1.0$ ， $f_{m2} = 1.0$ 。

$$\begin{aligned} \text{则} \quad P_1 &= f_d \times f_{m1} (X_1 R_1 + Y_1 A_1) & (2-32) \\ &= 1.5 \times 1.0 \times (1.0 \times 836 + 0 \times 527) \\ &= 1254 N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_2 &= f_d \times f_{m2} (X_2 R_2 + Y_2 A_2) & (2-33) \\ &= 1.5 \times 1.0 \times (0.41 \times 522 + 0.87 \times 627) \\ &= 1140 N \end{aligned}$$

(5) 计算所需轴承的动载荷

由《机械设计》查得，当轴承的工作温度小于 120°C 时，其温度系数 $f_t = 1.0$ 比较两当量动载荷知， $P_1 > P_2$ ，所以应该按 P_1 计算（球轴承应取 $\varepsilon = 3$ ）则所需轴承的额定动载荷为 c'

$$\begin{aligned} c' &= \frac{P}{f_t} \varepsilon \sqrt[3]{\frac{60n \times L_{10h}}{10^6}} & (2-34) \\ &= \frac{1254}{1.0} \sqrt[3]{\frac{60 \times 2840 \times 365 \times 12}{10^6}} \\ &= \frac{1254}{100} \sqrt[3]{60 \times 2840 \times 4830} \\ &= 11286 N \end{aligned}$$

(6) 确定轴承型号

由《简明机械零件手册》查得轴径 $d = 35\text{mm}$ 时，应选轴承的代号为 7207ACJ[8]，其额定载荷为 $C_r = 22.5\text{KN} > c' = 11.286\text{KN}$ 。

故选用代号为 7207ACJ 的轴承合适。

三、夹紧部分设计

(一) 夹紧机构设计要求

夹紧机构不但要求在切断之前机械手能够根据事先收到的信号准确地运动到每个工位，而且在切断过程中要夹紧运动着的棒料，使砂轮与棒料同步。

(二) 夹紧部分方案设计

夹紧部分是由液压缸推动机械手实现夹紧和放松的。这部分的两可可行性方案是：一是用一个机械手同时负责夹紧两根铸棒，根据需要对被切断的那条进行夹紧。二是用两个机械手，每个机械手负责夹紧一根铸棒。第一种方案中，机械手可通过一个二位液压缸和一个三位液压缸实现对棒料的夹紧。第二种方案中，每个机械手都需要两个二位液压缸来实现对棒料的夹紧。考虑到第一种方案设计工作量小，安装方便，而且控制简单，所以优先使用第一种方案。

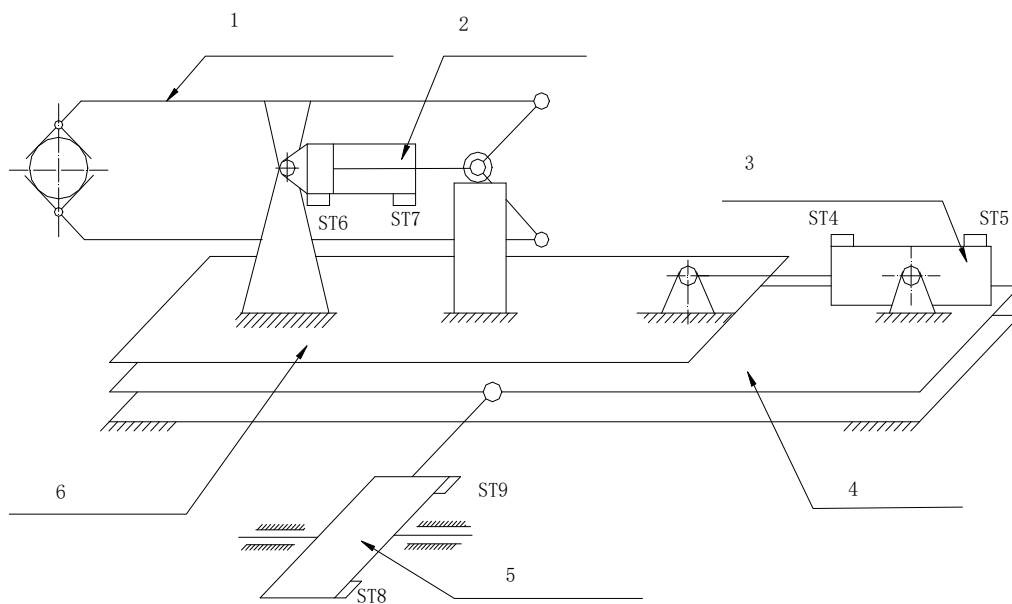


图 3-1 夹紧部分原理图

1-夹紧机械手；2-夹紧气压缸；3-横向行走气压缸；4-纵向行走板；5-纵向行走液压缸；6-横向行走板

夹紧部分原理如图 3-1 所示，夹紧气缸能使夹紧机械手夹紧或放松工件，当活塞向右移动时，机械手夹紧工件，当活塞向左移动时，机械手放松工件。横向行走气缸推动工作台左右移动，能控制机械手使之夹紧左边或右边的工件，从而对夹紧的工件进行切断。纵向行走液压缸的作用是当完成一次切断过程完成时，推动工作台使之恢复到初始位置。整个工作过程都由 PLC 控制实现。其中 ST4-ST9 为控制液压缸的行程开关。

四、纵横行走部分的设计

(一) 纵横行走装置设计要求

纵横行走装置主要是为了配合切断装置和夹紧装置，使砂轮片和夹紧机械手能够在走刀过程中横向移动，迅速准确地达到工作位，在切断过程中能够随着棒料纵向移动，切完后在返回初始位置。

(二) 纵横行走部分方案设计

纵横行走装置主要是为了实现切断机砂轮片的纵向和横向移动，使之完成切断动作。为了设计和制造方便，在方案设计中纵、横向行走装置的原理大致相同，即采用结构简单而又便于控制的液压传动方式，液压缸带动纵向行走板或横向行走板在导轨上滑动。

在设计过程中，考虑到能量的损耗程度，纵横行走装置采用了直线导轨，既提高了运动系统的运动精度，又很大程度的减小了摩擦力，达到了节能的效果。

(三) 直线导轨的选择计算

1. 选定条件

(1) 载荷 根据粗略计算，导轨上横向行走部分的总质量为200kg

所以重量 $W = m \cdot g = 200 \times 10 = 2000N$

(2) 行程 根据设计结构的要求，选定行程 $L_s = 2.5m$

(3) 往复次数 $n_1 = 2$ (次/分)

(4) 寿命要求 假设机器寿命为5年，则导轨寿命为 L

$$L = 5 \times 365 \times 24 = 35000 \text{ 小时}$$

假设安装4个滑块，要计算一个滑块的负载 P_0 ，可用下式

$$P_0 = \frac{W}{4} = \frac{2000}{4} = 5000N$$

同时由于两个滑块装在一个导轨上，因此接触系数 $f_c = 0.81$ 。

2. 选择方式

(1) 根据静态安全系数选型号

$$\frac{C_0 \times f_c}{P_0 \times f_w} \geq f_s \quad (4-1)$$

其中 f_s — 静态安全系数

f_w — 载荷系数 (在无外部冲击或振动、低速时取 1.5)

C_0 —基本额定静载荷

现设静态安全系数 $f_s = 5$

$$\begin{aligned} \text{则有} \quad C_0 &\geq \frac{f_s \times P_0}{f_c} & (4-2) \\ &= \frac{5 \times 500}{0.81} \\ &= 3086 \text{kgf} \end{aligned}$$

在正常运行时一般选取安全系数为 5，根据上述情况，选取 SGB35FL 的导轨比较理想。

(2) 根据寿命要求选型号

根据标准寿命 L 计算公式 $L = 0.54 \times 17500 = 9450 \text{km}$

若使用 17500 小时，则总的移动距离为 L

$$L = \left(\frac{f_T \times f_H \times f_c}{f_w} \times \frac{C}{P_0} \right)^3 \times 50 \quad (4-3)$$

其中 f_T ——温度系数（由手册查得当导轨的工作温度小于 100°C 时，其温度系数取 1.0[8]）

f_H ——硬度系数（为了使直线运动系统达到最佳承载能力，需要保持导轨的硬度在 HRC58-62，由手册查得 f_H 为 1.0[8]）

C ——基本动载荷

$$\text{所以} \quad L = \left(\frac{f_T \times f_H \times f_c}{f_w} \times \frac{C}{P_0} \right)^3 \times 50$$

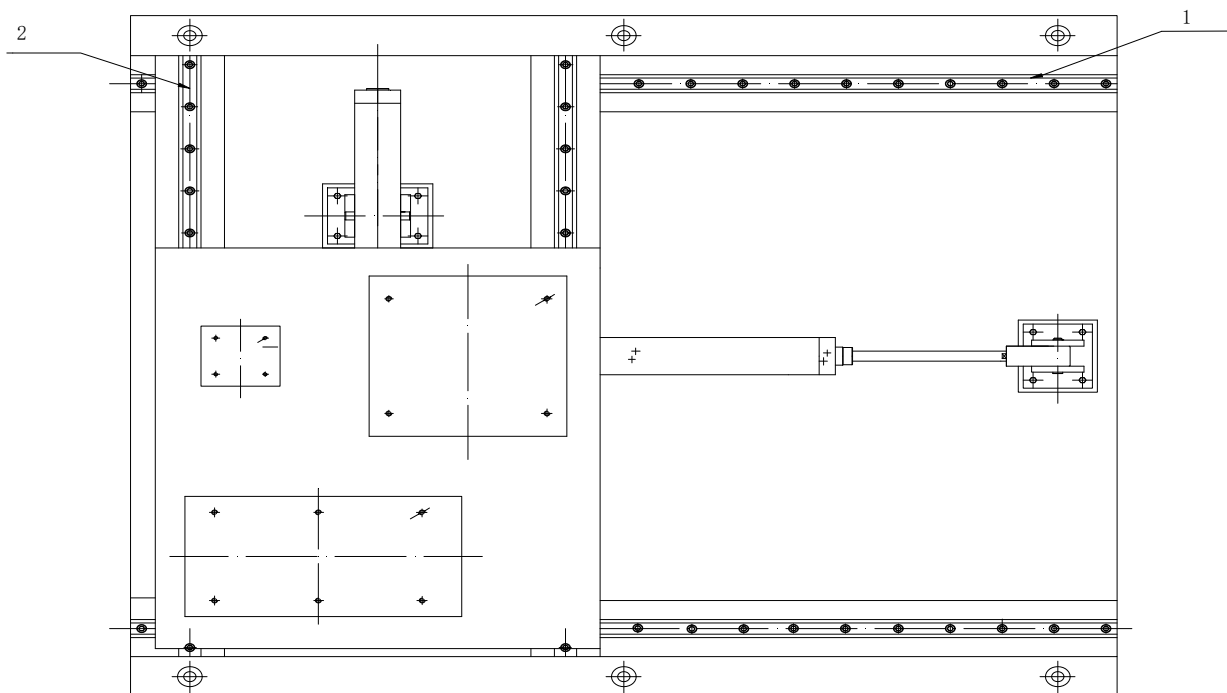
$$9450 = \left(\frac{1 \times 1 \times 0.81}{1.5} \times \frac{C}{250} \right)^3 \times 50$$

$$\text{解得} \quad C = 3000 \text{kgf}$$

因此，选取 SGB45FL（ $C = 3800 \text{kgf}$ ）

(3) 复查

理论上选取 SGB35FL 或上一级似乎比较恰当，但考虑到标准寿命，选择 SGB45FL 更理想。纵横行走部分的结构图如图 4-1 所示：



4-1 纵横行走部分的结构图

1-横向行走导轨；2-纵向行走导轨

五、液压传动系统设计

(一) 液压传动机构

根据切断机的机构原理，绘制的机构简图如图 5-1 所示，其中 ST0-ST4 为控制液压缸的行程开关。

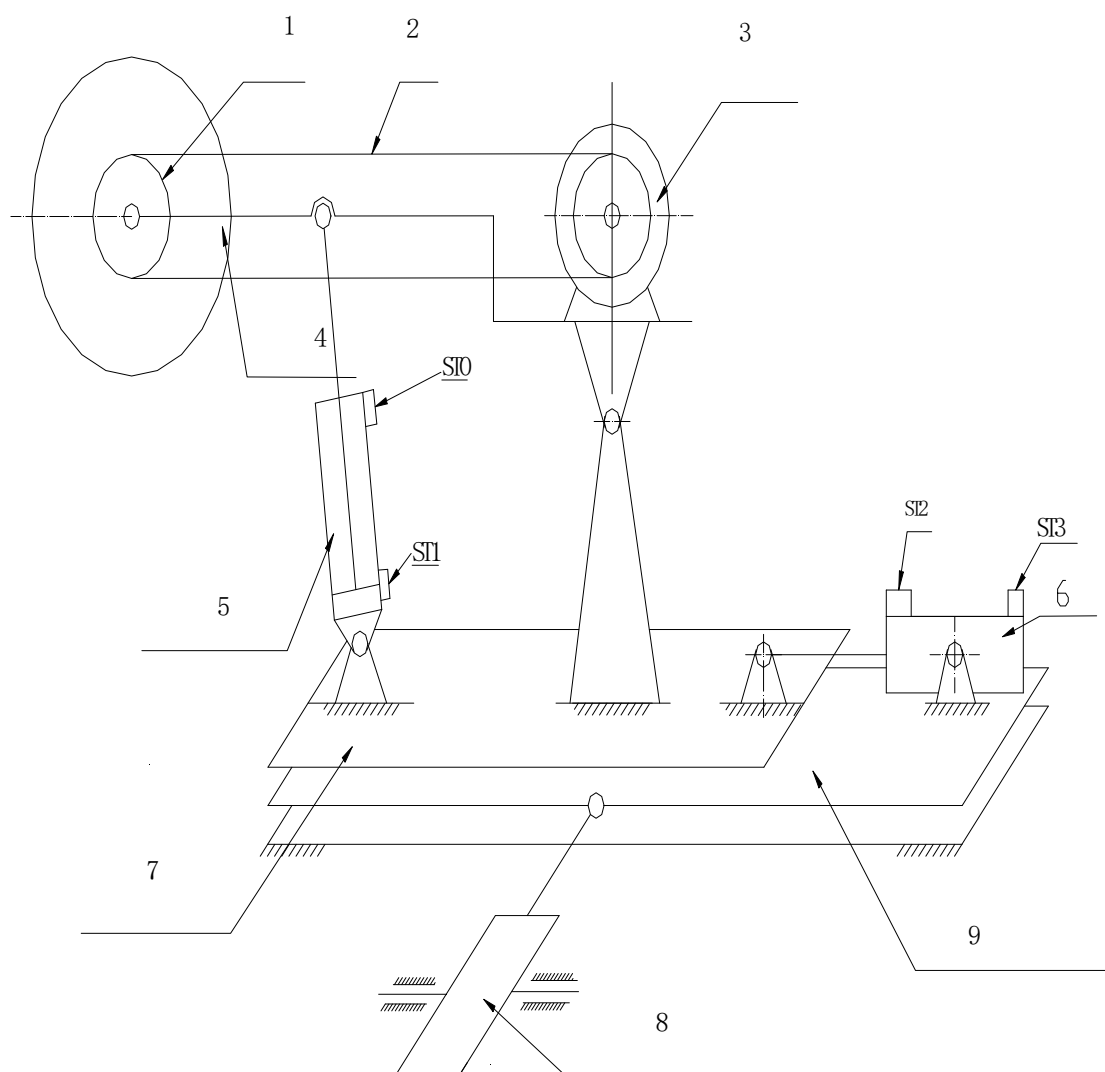


图 5-1 切断机机构简图

1-带轮；2-传送带；3-电机；4-砂轮；5-升降液压缸；6-横向行走液压缸；7-横向行走板；8-纵向行走液压缸；9-纵向行走板

(二) 液压传动原理图

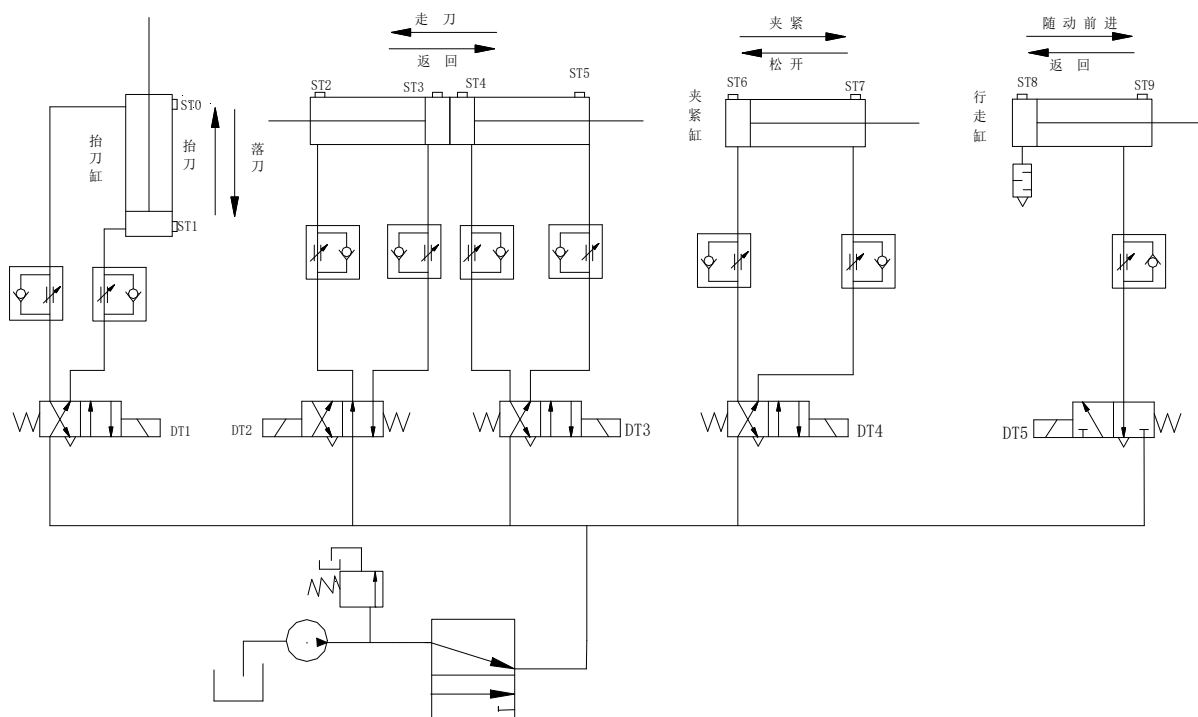


图 5-2 液压传动原理图

(三) PLC 控制流程

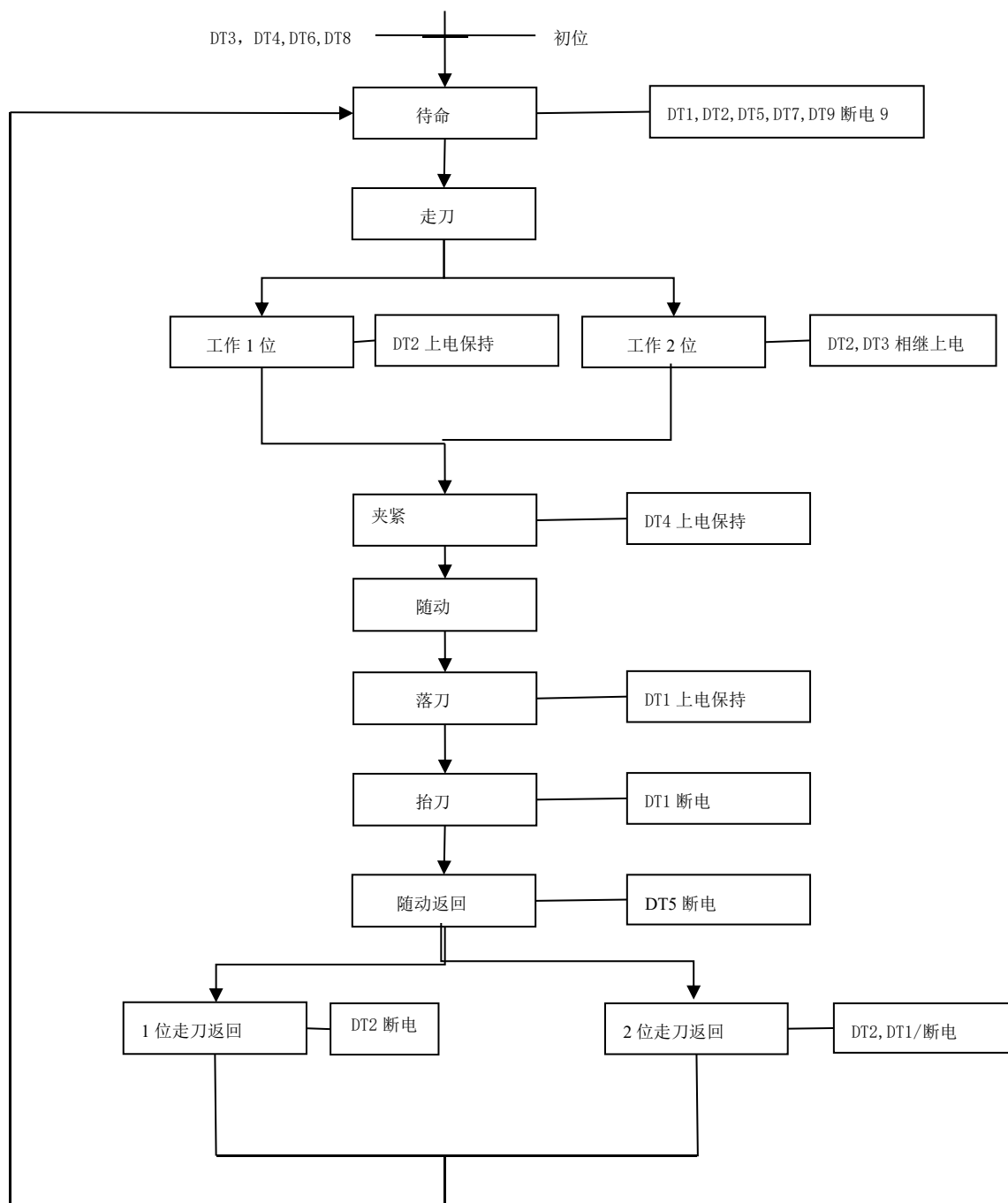


图 6-2 控制流程图

七、成果

本设计所设计的塑料管材自动车槽切断装置结构简单，性能安全可靠，操作方便可行，智能化程度高，很好的实现了其预定功能。设计过程中，主要考虑了机器的性能以及经济性，在保证其完成工作要求的前提下，尽可能的提高其性价比，由 PLC 控制液压传动系统的塑料管材自动车槽切断装置，又具有控制方便，性能稳定，调节、修改方便、生产率高等优点，具有广阔的应用前景。

参考文献

- [1] 梁景凯, 盖玉先. 机电一体化技术与系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2016, 13(10):33.
- [2] 徐 灏. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2019:5-30.
- [3] 陆鑫盛, 周洪. 气动自动化系统的优化设计[M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 2017:34-67.
- [4] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M]. 8 版. 北京: 高等教育出版社, 2016:5-25.
- [5] 刘延俊. 液压与气压传动[M]. 1 版. 北京: 清华大学出版社, 2012:66-87.
- [6] 刘鸿文. 材料力学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2012:10-30.
- [7] 孙 恒. 机械原理[M]. 8 版. 北京: 高等教育出版社, 2014:19-20.
- [8] 蔡春源. 简明机械零件手册[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2017:3-25
- [9] 李红萍. 工控组态技术及应用—组态王[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2016:6-6
- [10] 黄大宇, 梅瑛. 机械设计课程设计[M]. 吉林: 吉林大学出版社, 2016:68-70.
- [11] 王永华. 现代电气控制及 PLC 应用技术[M]. 2 版. 北京: 北京航空大学出版社, 2014:5-7.
- [12] 陈建明. 电气控制与 PLC 应用练习与实践[M]. 4 版. 北京: 电子工业出版社, 2012(8):71-73.

致谢

时光飞逝，三年的大学生活将随着本次毕业设计的完成而画上完美的句号。

感谢李文滔老师在本次设计中对我的悉心指导，不论是从题目的选择到具体的写作过程，还是设计初稿与定稿，都透露出老师的心血和汗水。在本次毕业设计写作期间，李老师一丝不苟的工作作风，治学严谨的态度，让我受益匪浅，深受感动。多谢李老师在专业知识上的指导和提出的一些富于创造性的建议，在这样无私的帮助和熏陶下，我终于顺利完成了我的毕业设计。在此，向李老师至于我深深地感谢和崇高的敬意。

通过毕业设计的锻炼，使我们运用专业知识的能力得到了进一步提高，知识得到了巩固，使我们对设备的整体设计思想有了更进一步的认识，通过对塑料管材自动车槽切断装置的设计，我运用了各门专业课程，再一次夯实了我的知识。