



铸型输送机液压系统设计

摘要：步移式铸型输送机是铸造车间的一种专用设备，其功用是有节奏地把输送小车向前移动一个小车距离，并能实现精确定位。输送小车的步移和定位（先步移和定位）拟采用液压传动完成。液压传动属于自动控制领域的一门重要学科。它的发展已有二三百年的历史。然而它在工业上真正得到推广和使用，是20世纪中叶以后的事。液压传动技术广泛应用于国民经济的各个领域，已成为衡量一个国家工业水平的重要标志之一。液压传动是以有压液体作为工作介质来实现能量传递、转换和控制的一种传动形式。将各种液压元件组成不同功能的基本控制回路，若干基本控制回路再经过有机组合，就构成了一个完整的液压传动系统。一个液压系统通常都是液压元件(包括能源元件、执行元件、控制元件、辅助元件)和工作介质两大部分组成。

关键词： 液压系统； 液压传动； 执行元件； 控制回路

The Design of Hydraulic System for Casting Conveyor

Abstract: Movement of step type casting conveyor is a kind of special equipment in casting workshop, its function is moving the deliver car forward a car distance in rhyme, and can realize the precise positioning. The deliver car's move and positioning (the first move and positioning) will be completed by the hydraulic transmission. The hydraulic drive is an important discipline in the field of

automatic control. Its development has been three hundred years of history. However, it is after the mid-20th century that it really get the promotion and use in industry. Hydraulic drive technology is widely used in various fields of national economy and has become one of the important indicator for measuring a country's industrial level. Hydraulic transmission is a transmission form of using pressure liquid as the working medium to achieve the energy transfer, conversion and control. Various hydraulic components make up the basic control loop that has different functions, a number of basic control loop through organic combination and constitutes a complete hydraulic drive system in the end. A hydraulic system is usually composed of two sections. they are hydraulic components (including energy components, actuators, the control elements, auxiliary components) and working medium.

Keywords: Hydraulic system; Hydraulic transmission; Auxiliary components; control loop

1 前言

输送机的历史悠久，中国古代的高转筒车和提水的翻车，是现代斗式提升机和刮板输送机的雏形。输送机是在一定的线路上连续输送物料的材料搬运机械，又称连续输送机。输送机可进行水平、倾斜输送机，也可组成空间输送线路，输送线路一般是固定的。输送机输送能力大，运距长，还可在输送过程中同时完成若干工艺操作，所以应用十分广泛。

本次设计的是步移式铸型输送机液压系统，因为液压系统有以下特点^[1]：

(1) 在同等的体积下，液压装置能比其他装置产生更多的动力，在同等的功率下，液压装置的体积小，重量轻，功率密度大，结构紧凑，液压马达的体积和重量只有同等功率电机的12%。

(2) 液压装置工作比较平稳，由于重量轻，惯性小，反应快，液压装置易于实现快速启动，制动和频繁的换向。

(3) 液压装置可在大范围内实现无级调速，(调速范围可达到2000)，还可以在运行的过程中实现调速。

(4) 液压传动易于实现自动化，他对液体压力，流量和流动方向易于进行调解或控制。

(5) 液压装置易于实现过载保护。

(6) 液压元件已实现了标准化，系列化，通用化，从而为液压系统的设计制造和使用维护以及缩短机器设备的研发生产周期、降低成本提供了有力条件。

当然液压技术还存在许多缺点。例如，液压在传动过程中有较多的能量损失，液

压传动易泄露，不仅污染工作场地，限制其应用范围，可能引起失火事故，而且影响执行部分的运动平稳性及正确性。对油温变化比较敏感，液压元件制造精度要求较高，造价昂贵，出现故障不易找到原因，但在实际的应用中，可以通过有效的措施来减小不利因素带来的影响。

我国的液压技术是在新中国成立以后才发展起来的。自从1952年试制出我国第一个液压元件——齿轮泵起，迄今大致经历了仿制外国产品，自行设计开发和引进消化提高等几个阶段^[2]。

近年来，通过技术引进和科研攻关，产品水平也得到了提高，研制和生产出了一些具有先进水平的产品。

目前，我国的液压技术已经能够为冶金、工程机械、机床、化工机械、纺织机械等部门提供品种比较齐全的产品。

但是，我国的液压技术在产品品种、数量及技术上、与国际水平以及主要行业的要求还有不少差距，每年还需要进口大量的液压元件。

回望过去，展望未来，液压技术的发展将朝着以下方向^[3]：

- (1) 提高元件性能，创制新型元件，体积不断缩小。
- (2) 高度的组合化，集成化，模块化。
- (3) 融入微电子技术，逐步走向智能化。

本次设计严格按照指导要求进行，其间得到老师和同学们不少的帮助，在此向你们表示诚挚的感谢。

由于本人水平和知识所限，其中有错误在所难免，恳请老师予以指导修正。

2 主机功能结构及技术要求

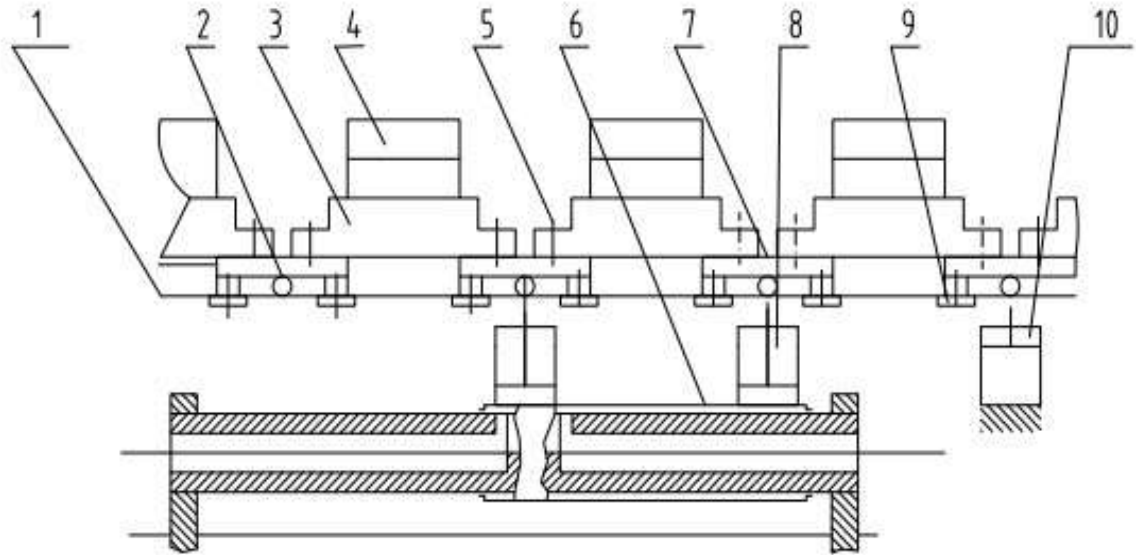
步移式铸型输送机是铸造车间的一种专用设备，其功用是有节奏地把输送小车向前移动一个小车距离，并能实现精确定位。该机由铸型输送小车及其传动装置组成（见图1），每一个小车的车体中心都有一个定位孔，车体左右有两个滚轮2分别支承在两滚道1上，其后各一导轨9夹于两滚道中间。每两个小车的台面3以回转铰轴5相连接，车台面上放置着铸型砂箱4。由于每个车体和车台面连接之间的距离彼此对应相等，故每个小车之间的距离相等，均为1m。

输送小车的步移和定位（先步移后定位）拟采用液压传动完成，已知小车步移所需牵引力为49KN，要求循环周期为12S。

3 液压执行机构的设计计算

3.1 执行元件类型、数量、安装位置

根据输送小车的动作和工况要求，所要求的液压系统拟采取三种液压缸的执行元件配置方案。



1—滚道；2—滚轮；3—小车台面；4—铸型；
5—回转铰轴；6—步移缸；7—车体；
8—插销缸；9—导轮；10—定位缸

图 1 铸型输送机传动示意图

Figure 1 The transmission schemes of casting conveyor

三种液压缸在铸型输送机的安放位置如图 1 所示。工作时，当插销油缸上升插入车体后，定位缸才拔销，然后两个刚性连接的步移缸同步地通过两个插销缸将输送小车向前移动一个小车距离，随之定位缸插销插入小车定位孔里使小车定位。接着插销缸拔销，最后步移缸返回原位，等待下个周期的步移动作。

表 1 铸型输送机的执行元件配置方案

Table 1 The configuration scheme of execution element for casting conveyor

名称	数量	功能	结构型式和特点
步移液压缸	2	驱动小车移动	为了增大步移缸的推力而不致缸的尺寸过大，步移缸采用两个双杆活塞杆并联，两个缸的活塞杆固定，两个缸体刚性连为一体，并作往复运动。
插销液压缸	2	连接步移缸和小车，带动小车前移	设在两步移缸刚性连接前后部位，用以连接步移缸和小车，带动小车前移；为了改善活塞杆的受力情况，插销缸采用双杆活塞杆。

名称	数量	功能	结构型式和特点
定位液压缸	1	小车定位	保证输送带与各主机、辅机间正确的相对位置关系，采用双杆活塞杆。

三种液压缸的动作顺序为：插销缸活塞上升（插销）→定位缸下降（拔销）→步移缸前移→定位缸上升定位（插销）→插销缸下降（拔销）→步移缸后退返回。这些动作严格按顺序进行，动作间互不重叠。

步移缸前进和返回行程均与小车车距相等， $L_1 = 1m$ ；定位缸单向行程 L_2 及插销缸的单向行程 L_3 相等，即 $L_2 = L_3 = 56mm$ 。

为了满足循环周期为 12s 的要求，循环周期按下列情况细分：步移缸前移后退各 4s；插销缸插销和拔销分别为 1.3 和 0.9s(可调)；定位缸拔销和插销各 0.9s。辅助时间合计 4s。据此作出的执行周期动作顺序图见图 2。

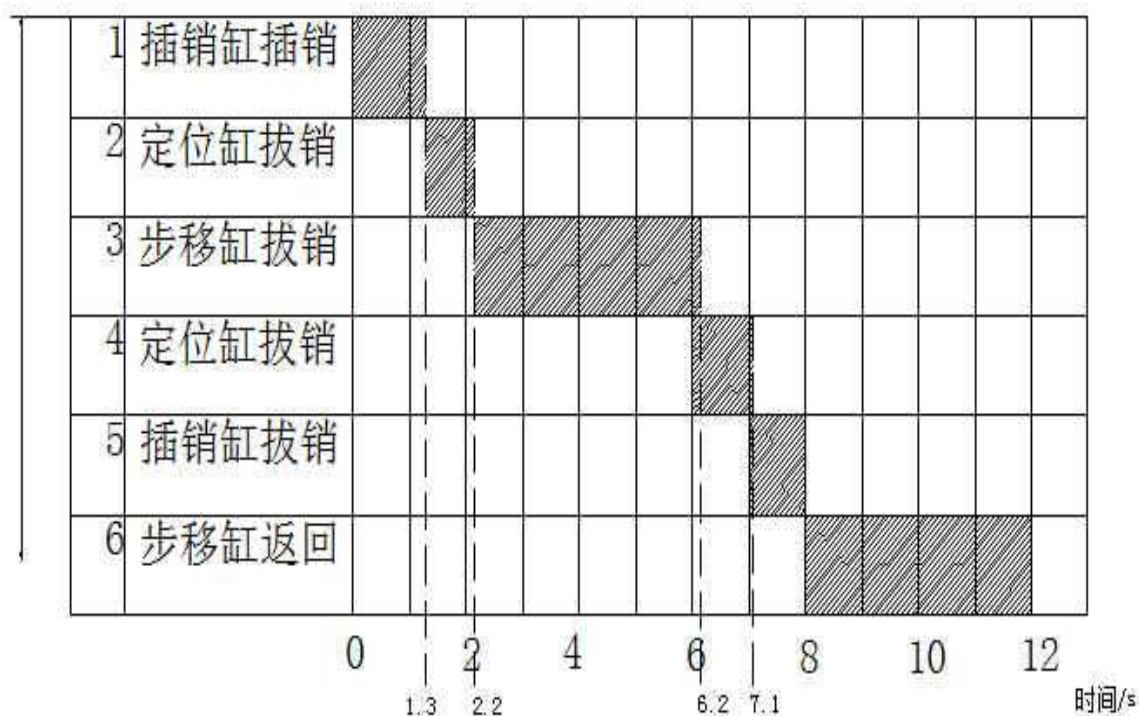


图 2 铸型输送机周期动作顺序图

Figure 2 The sequence diagram of cycle action for casting conveyor

3.2 速度计算分析和载荷计算分析

对于步移缸的外负载，忽略摩擦负载和惯性负载，只考虑工作负载即牵引力

$F_e = 40kN$ 。各液压缸运动速度的计算及结果见表 2。对于插销缸的外负载，忽略摩擦负载和惯性负载，只考虑工作负载即小车步移所需要的牵引力 40kN，该系统总共有两个插销液压缸，故每个液压缸需要克服的阻力为 20kN。

表 2 液压缸运动速度计算

Table 2 The calculation of movement speed for hydraulic cylinder

执行元件	计算式	速度/ (m/s)	说明
步移液压缸	$v_1 = L_1 / t_1 = 1/4$	0.25	
插销液压缸	插销 $v_2 = L_2 / t_2 = 5.6 \times 10^{-2} / 1.3$	4.3×10^{-2}	步移缸的往返速度相等，定位液
	拔销 $v_3 = L_3 / t_3 = 5.6 \times 10^{-2} / 0.9$	6.2×10^{-2}	
定位液压缸	$v_4 = L_4 / t_4 = 5.6 \times 10^{-2} / 0.9$	6.2×10^{-2}	压缸往返速度相等。

4 液压系统主要参数的确定

4.1 系统压力的初步确定

对于步移缸，按下表 3^[4]，预选缸的设计压力 $p_1 = 5MPa$ 。

表 3 按负载选择设计压力

Table 3 The design pressure based on load

负载/kN	<5	5~10	10~20	20~30	30~50	50
设计压力/MPa	0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	>5

4.2 活塞杆的直径

液压缸活塞杆直径 d 按工作时的受力情况来决定，如下表 4^[14]所示。计算出的活塞杆直径 d ，按表 5^[4]圆整。

表 4 液压缸活塞杆直径推荐值

Table 2 The recommended value of piston rod diameter for the hydraulic cylinder

活塞杆受力情况	受拉伸			受压缩，工作压力 P_1 /MPa		
				$P_1 \leq 5$	$5 \leq P_1 < 7$	$P_1 > 7$
活塞杆直径	(0.3~0.5)D			(0.5~0.55)D	(0.6~0.7)D	0.7D

表 5 活塞杆直径 d 系列 (GB/T 2348---1993)

Table 5 The diameter of d series for piston rod (GB/T 2348-1993)

4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36
40	45	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160		
180	200	220	250	280	320	360								

对于步移缸，按表 4，预选缸的设计压力 $p_1 = 5MPa$ 。根据受力情况取活塞杆的外径 $d=100mm=0.1m$ (标准值)。

4.3 缸筒的内径

忽略各种损失，则由力平衡方程(1)^[5]

$$2 \times (\pi/4)(D^2 - d^2)p_1 = F_e \quad (1)$$

可求出步移缸的内径 D 为

$$D = \sqrt{\frac{2F_e}{\pi p_1} + d^2} = \sqrt{\frac{2 \times 40 \times 10}{\pi \times 5 \times 10^6} + (100 \times 10^{-3})^2} m = 0.122 m = 122 mm$$

按 GB/T 2348---1993^[6]，取标准值 $D=125mm=0.125m$ 。

从而，可算得步移缸的有效作用面积 A 的实际工作压力 p_1 为

$$A = (\pi/4)(D^2 - d^2) = (\pi/4) \times (0.125^2 - 0.1^2) = 7.775 \times 10^{-3} (m^2)$$

$$p_1 = F_e / (2A) = 40 \times 10^3 / (7.775 \times 10^{-3}) Pa = 5.14 \times 10^6 Pa = 5.14 MPa$$

对于插销缸和定位缸，经受力分析及考虑到液压缸的刚性及美观，将其活塞杆直径取为

$$d_2 = 80 mm = 0.08 m$$

缸内径取为 $D_2 = 100 mm = 0.1 m$ (均为标准值^[6])。

4.4 液压缸的流量

液压缸的流量与缸径和活塞的运动有关系，当液压缸的供油量 Q 不变时，除去在行程开始和结束时有一加速和减速阶段外，活塞在行程的中间大多数时间保持恒定速度 v_m ，液压缸的流量可以计算如下：

$$Q = \frac{vA}{\eta_{cv}} \quad (2)$$

式中：A 活塞的有效工作面积 对于双杆液压缸 $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$

η_{cv} 活塞的容积效率 采用弹性密封圈时 $\eta_{cv} = 1$ ，采用活塞环时， $\eta_{cv} = 0.98$

$$Q_{max} = \frac{A v_{max}}{\eta_{cv}} \quad v_{max} \text{ 为液压缸的最大运动速度 m/s}$$

$$Q_{\min} = \frac{A v_{\min}}{\eta_{cv}} \quad v_{mi} \text{ 为液压缸的最大运动速度 m/s}$$

代入数据:

对于步移液压缸:

$$Q = 2 \times (\pi/4)(D^2 - d^2)v_1 = 2 \times (\pi/4)(0.125^2 - 0.1^2) \times 0.25 = 13247L/min$$

对于插销液压缸:

插销时所需流量:

$$Q = 2 \times (\pi/4)(D^2 - d^2)v_{\min} = 2 \times (\pi/4)(0.1^2 - 0.08^2) \times 0.043 = 14.58L/min$$

拔销时所需流量:

$$Q = 2 \times (\pi/4)(D^2 - d^2)v_{\max} = 2 \times (\pi/4)(0.1^2 - 0.08^2) \times 0.062 = 21.02L/min$$

对于定位液压缸:

$$Q = (\pi/4)(D^2 - d^2)v_4 = 2 \times (\pi/4)(0.1^2 - 0.08^2) \times 0.062 = 10.51L/min$$

作出的流量循环图如图 3 所示。由图可看出，步移缸所需流量最大。

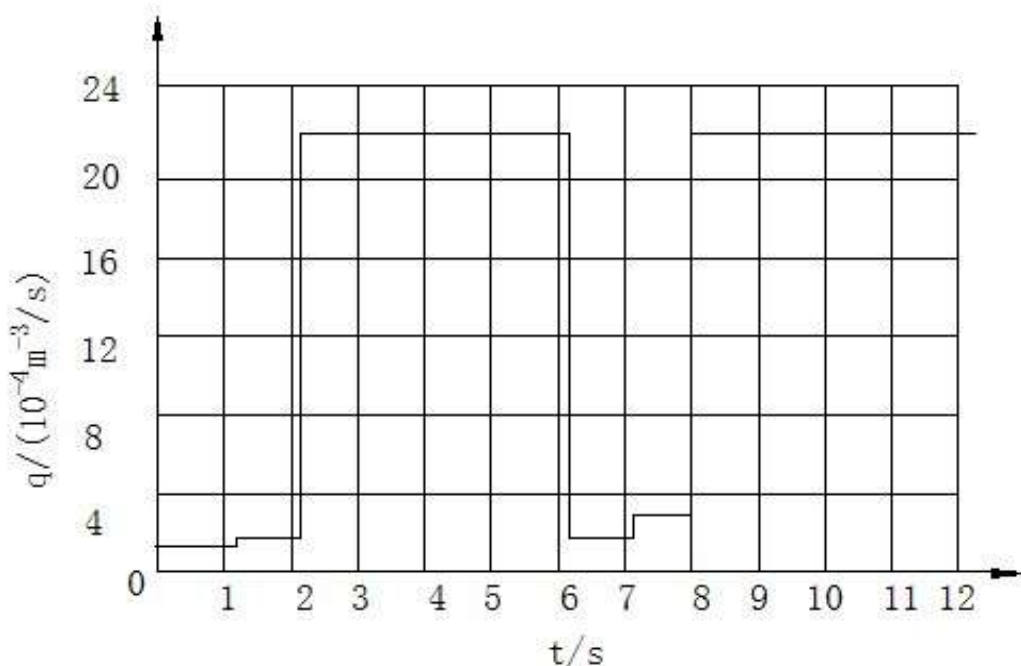


图 3 流量循环图

Figure 3 The chart of flow circulation

5 拟定液压系统图

5.1 制定液压回路方案

油路连接方案 铸型输送机液压系统共两类三种执行元件，工作性质不同，且

有严格的动作顺序，为此，总体上讲作为工作执行元件的步移液压缸、作为辅助执行元件的定位液压缸和插销液压缸各划分为一个支路并且相互并联，而定位液压缸与两插销液压缸又相互并联，两插销液压缸相互并联。

速度控制回路方案 步移液压缸，由于其往返速度相同，且不需要调速，但为了满足往返运动到断点避免冲击达到准确定位的要求，采用双向减速回路，即在进油路上装设两个单向行程减速阀，当步移缸运行至接近终点时压下行程减速阀的阀芯而减速。

考虑到定位液压缸的插销和拔销速度相同，且不需要调速；而两插销液压缸插销和拔销时间要求可以调节，为此在各插销缸支路上采用回油节流调速回路，在实现调速功能的同时由此保证两缸同步。

由于已选用减速和节流调速回路，故系统必然为开放式循环方式。

油源型式 由流量循环图可知，系统中三个液压缸所需要流量以步移缸最大，但考虑到各缸运行时间较短，故选用单定量泵供油油源，而泵的流量需按步移缸的要求确定。

换向回路方案 考虑系统流量较大，为保证换向平稳，故对步移缸单独使用一个三位四通电液动换向阀换向；而并联的定位缸与两插销缸则共用另外一个三位四通电液动换向阀换向；并采用活动挡块压下电气行程开关控制器换向阀电磁铁的通断电实现自动换向。电液动换向阀则采用辅助泵供油的控制方案。

顺序动作方式 步移缸与辅助缸的动作顺序控制，采用活动挡块压下电气行程开关控制换向阀电磁铁的通断电的行程控制方式；而并联的定位缸与两插销缸之间的顺序控制则采用单向顺序阀的压力控制方式。

压力控制回路方案 在主液压泵出口并联一溢流阀，实现系统调压溢流；在主液压泵出口并联一个远控卸荷阀（由辅助泵供油并采用一个二位四通电磁换向阀切换控制），用于使步移缸返回后，等待下一个周期开始的时间继电器发令前，液压泵卸荷，以实现节能。在辅助泵出口并联一个溢流阀，以限定其最高供油压力。

5.2 组成液压系统原理图

在初步选定上述主回路的基础上，再增加一些辅助回路，如在两液压泵出口分别设一压力表及压力表开关，以便观测泵的压力；在泵的进口分别设置过滤器，以保证油液清洁，即可组成图所示的铸型输送机完整的液压系统。系统的动作顺序表如表 6 所列。系统的工作原理简述如下：

当按下启动按钮后，辅助泵 2 启动，同时电磁铁 5YA 通电使二位四通电磁换向阀

切换至下位，主液压泵 1 空载（卸荷）启动，周期时间继电器到时后发信，使电磁铁 5YA 断电，卸荷阀 6 关闭，液压系统按下列顺序开始运行。

①插销缸插销—定位缸拔销 周期时间继电器发信，使电磁铁 3YA 通电，换向阀 9 切换至右位，此时的油液流动路线为

进油路：主泵 1 的压力油→单向阀 3→换向阀 9（右位）→插销缸 16 和 17 的下腔，使两插销缸的活塞杆伸出（插销），当活塞上升至上死点时，油压升高，压力油打开顺序阀 13 进入定位缸 18 的上腔，使定位缸活塞杆下降（拔销）。

回油路：两插销缸 16、17 上腔→单向节流阀 14、15→单向顺序阀 12 中的单向阀→与定位缸下腔回油一起→换向阀 9（右位）→油箱。

②步移缸前进 定位缸拔销后，压下行程开关 3SQ，使电磁铁 1YA 通电，换向阀 8 切换至左位，3YA 断电，换向阀 9 复至中位。此时的油液流动路线为

进油路：主泵 1 的压力油→单向阀 3→换向阀 8（左位）→单向行程减速阀 10→步移缸 19 左腔，使步移缸缸筒向前移动，当步移缸快行至终点时，缸体压下单向行程减速阀 10，进行节流减速，缸缓慢停止。

回油路：步移缸 19 右腔→单向行程减速阀 11→换向阀 8（左位）→油箱。

③定位缸插销—插销缸拔销 步移缸前移到左端点时压下行程开关 4SQ，使电磁铁 1YA 断电（换向阀 8 复至中位），同时使 4YA 通电（换向阀 9 切换至左位），此时的油液流动路线为

进油路：主泵 1 的压力油→单向阀 3→换向阀 9（左位）→定位缸 18 的下腔，使定位缸活塞杆上升（插销）。当活塞上升至上死点时，系统压力升高，打开单向顺序阀 12，压力油→单向节流阀 14、15 中的单向阀→插销缸上腔，使插销缸活塞返回（拔销）；

回油路：定位缸上腔→单向顺序阀 13 的单向阀后和插销缸下腔的回油一起→换向阀 9（左位）→油箱。

④步移缸返回 两插销缸返回到终点时，档铁压下行程开关 1SQ 和 2SQ，使电磁铁 2YA 通电（换向阀 8 切换至右位），4YA 断电（换向阀 9 复至中位）。此时的油液流动路线为

进油路：主泵 1 的压力油→单向阀 3→换向阀 8（右位）→单向行程减速阀 11→步移缸 19 右腔，使步移缸缸筒向后退回，当步移缸快行至右端终点时，缸体压下单向行程减速阀 11，进行节流，缸缓慢停止。

回油路：步移缸 19 左腔→单向行程减速阀 10 的单向阀→换向阀 8（右位）→油

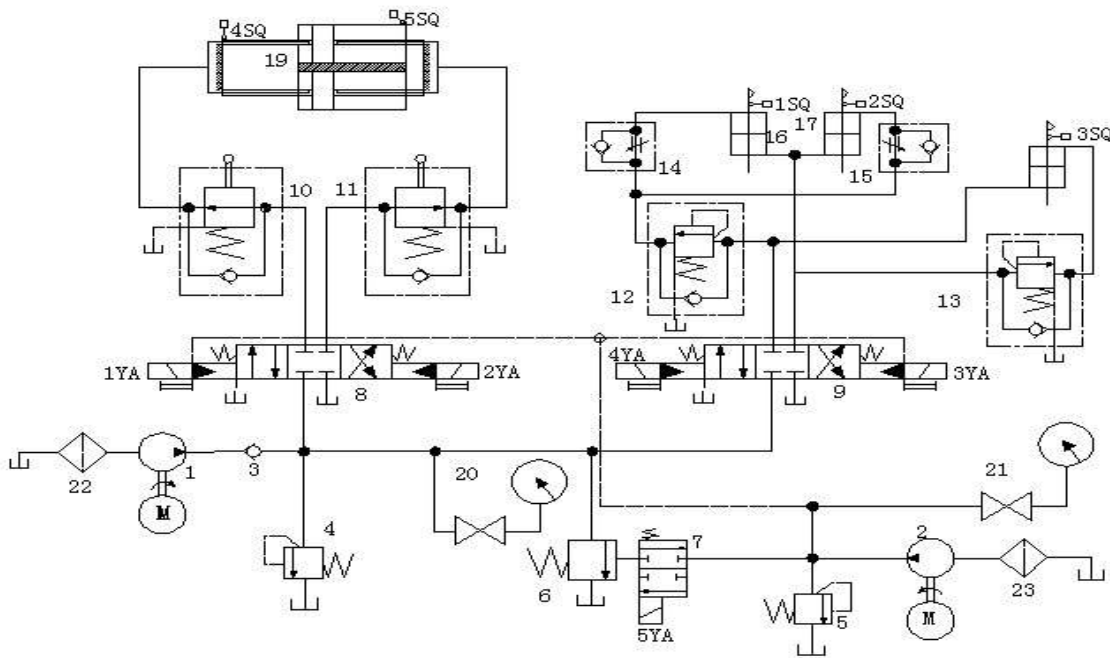
箱。

⑤卸荷 当步移缸返回原位压下行程开关 5SQ 时，使电磁铁 2YA 断电（换向阀 8 复至中位）、5YA 通电（换向阀 7 切换至下位），辅助泵 2 的压力油打开卸荷阀 6，主泵 1 经阀 6 卸荷。输送下车停止不动，直至周期时间继电器发信，才重复上述工作循环。

表 6 铸型输送机液压系统电磁铁动作顺序表

Table 6 The order form of electromagnet work for hydraulic system of casting conveyor

序 号	信号来源	动作名称	电磁铁状态				
			1YA	2YA	3YA	4YA	5YA
1	按下启动按钮	液压泵 1、2 启动					+
2	周期时间继电器	插销缸插销（定位缸拔销）			+		
3	压下行程开关 3SQ	步移缸前移	+				
4	压下行程开关 4SQ	定位缸插销（插销缸 B 拔销）					+
5	压下行程开关 1SQ、2SQ	步移缸返回		+			
6	压下行程开关 5SQ	液压泵卸荷					+



1—主液压泵；2—辅助液压泵；3—单向阀；

4、5—溢流阀；6—卸荷阀；7—二位四通电磁换向阀；

8、9—三位四通电液动换向阀；10、11—单向行程减速阀；

12、13—单向顺序阀；14、15—单向节流阀；16、17—插销阀；

18—定位缸；19—步移缸；20、21—压力表及其开关；

图 4 铸型输送机液压系统原理图

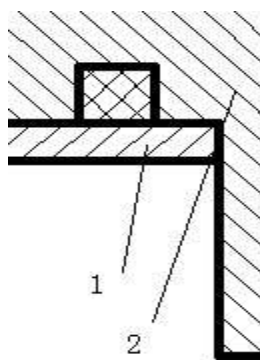
Figure 4 The diagram of hydraulic system for casting conveyor

6 液压缸的结构设计

6.1 缸筒设计

6.1.1 缸筒结构的选择

连接方式如下图 5:



1-缸筒；2-端盖

图 5 焊接连接

Figure 5 welded connection

上图所示为焊接连接式，它适用于端盖与缸筒的焊接，其结构简单，重量轻，径向尺寸小，但缸底内径加工不方便，焊接易引起变形，油缸的清洗不是很方便。

缸筒的要求：

有足够强度，能够承受动态工作压力，长时间工作不会变形；有足够刚度，承受活塞侧向力和安装反作用力时不会弯曲；内表面和导向件与密封件之间摩擦少，可以保证长期使用。

缸筒材料的选取及强度给定

部分材料的机械性能如下表 7^[6]：

表 7 缸筒常用无缝钢管材料机械性能

Table 7 Mechanical properties of commonly used seamless steel tube material for cylinder

材料	$\sigma_b \geq / MPa$	$\sigma_a \geq / MPa$	$\delta_a \geq / \%$
20	420	250	25
30	500	300	18
35	540	320	17
45	610	360	14

材料	$\sigma_b \geq / MPa$	$\sigma_a \geq / MPa$	$\delta_a \geq / \%$
15MnVn	750	500	26
27SiMn	1000	850	12
30CrMo	950	800	12
35CrMo	1000	850	12

本次设计选取 45 号钢

从表中可以得到:

缸筒材料的屈服强度 $\sigma_s=360MP$;

缸筒材料的抗拉强度 $\sigma_b=610MP$;

现在利用屈服强度来引申出:

缸筒材料的许用应力 $[\sigma]=\sigma_s/n=360/5=72MP$ 。

其中 $n=5$ 是选取的安全系数, 来源于下表 8^[4]:

表 8 液压缸的安全系数

Table 8 Safety coefficient of hydraulic cylinder

材料名称	静载荷	交变载荷		冲击载荷
		不对成	对称	
刚, 锻铁	3	5	8	12

6.2 缸筒的计算

6.2.1 液压缸的效率

油缸的效率 η 由以下三种效率组成^[8]:

(A) 机械效率 η_m , 由各运动件摩擦损失所造成, 在额定压力下, 通常可取 $\eta_m \approx 0.9$ 。

(B) 容积效率 η_v , 由各密封件泄露所造成, 通常容积效率 η_v , 为:

装弹性体密封圈时 $\eta_v \approx 1$

装活塞环时 $\eta_v \approx 0.98$

(C) 作用力效率 η_d , 由出油口背压所产生的反作用力而造成。

$$\eta_m = 0.9$$

$$\eta_v = 1$$

$$\eta_d = 0.9$$

$$\eta = \eta_m \eta_v \eta_d \tag{3}$$

所以总效率为 0.8。

6.2.2 液压缸缸径的计算

对于步移缸，按表 2，预选缸的设计压力 $p_1 = 5\text{MPa}$ 。根据受力情况取活塞杆的外径 $d=100\text{mm}=0.1\text{m}$ (标准值)。

忽略各种损失，则由力平衡方程^[10]

$$2 \times (\pi/4)(D^2 - d^2)p_1 = F_e \quad (4)$$

可求出步移缸的内径 D 为

$$D = \sqrt{\frac{2F_e}{\pi p_1} + d^2} = \sqrt{\frac{2 \times 40 \times 10}{\pi \times 5 \times 10^6} + (100 \times 10^{-3})^2} \text{m} = 0.122 \text{m} = 122 \text{mm}$$

按 GB/T 2348---1993^[7]，取标准值 $D=125\text{mm}=0.125\text{m}$ 。

6.2.3 流量的计算

由上述各缸的几何参数及速度（见表 2）计算出的各液压缸所需流量结果。

步移液压缸

$$\begin{aligned} q_1 &= 2 \times (\pi/4)(D^2 - d^2)v_1 \\ &= 2 \times (\pi/4) \times (0.125^2 - 0.1^2) \times 0.25 = 132.47 \text{L/min} \end{aligned} \quad (5)$$

插销液压缸

$$\begin{aligned} q_2 &= 2 \times (\pi/4)(D_2^2 - d_2^2)v_1 \\ \text{插销} \quad &= 2 \times (\pi/4) \times (0.1^2 - 0.08^2) \times 4.3 \times 10^{-2} = 14.58 \text{L/min} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} q_3 &= 2 \times (\pi/4)(D_2^2 - d_2^2)v_1 \\ \text{拔销} \quad &= 2 \times (\pi/4) \times (0.1^2 - 0.08^2) \times 6.2 \times 10^{-2} = 21.02 \text{L/min} \end{aligned} \quad (7)$$

定位液压缸

$$\begin{aligned} q_4 &= (\pi/4)(D_2^2 - d_2^2)v_1 \\ &= (\pi/4) \times (0.1^2 - 0.08^2) \times 6.2 \times 10^{-2} = 10.51 \text{L/min} \end{aligned} \quad (8)$$

步移缸往返流量相等；定位缸往返流量相等。

6.2.4 缸筒壁厚的计算

缸筒壁厚可以使用下式进行计算：

当 $\delta/D \leq 0.08$ 时（可用薄壁缸筒的实用计算式）^[10]

$$\delta \geq \frac{P_{\max} D}{2[\sigma]} \text{(m)} \quad (9)$$

P_{\max} ——最高允许压力（MPa）

$[\sigma]$ ——缸筒材料的许用应力 (MPa)

根据缸径查手册^[11]预取 $\delta=3$

此时 $\delta/D=3/125=0.024 \leq 0.08$

满足使用薄壁缸筒计算式的要求，下面利用上式来计算：

最高允许压力一般是额定压力的 1.5 倍，根据给定参数 $P=5\text{MP}$ ，所以：

$$P_{\max}=5 \times 1.5=7.5\text{MP}$$

许用应力在选取材料的时候给出：

$$[\sigma]=\sigma_s/n=360/5=72\text{MP}$$

根据式 (10)：

$$\delta \geq \frac{P_{\max} D}{2[\sigma]} (m) \quad (10)$$

得到壁厚： $\delta=6.51\text{mm}$ 。为保证安全，取壁厚为 8mm。

缸筒的加工要求：

缸筒内径 D 采用 H7 级配合，表面粗糙度 R_a 为 0.8，需要进行研磨；

热处理：调制， $\text{HB} \geq 240$ ；

缸筒内径 D 的圆度、锥度、圆柱度不大于内径公差之半；

缸通直线度不大于 0.04mm；

油口的孔口及排气口必须有倒角，不能有飞边、毛刺；

在缸内表面镀铬，外表面刷防腐油漆。

6.3 活塞设计

6.3.1 活塞结构的设计

活塞结构的类型常见的活塞结构有以下几种：

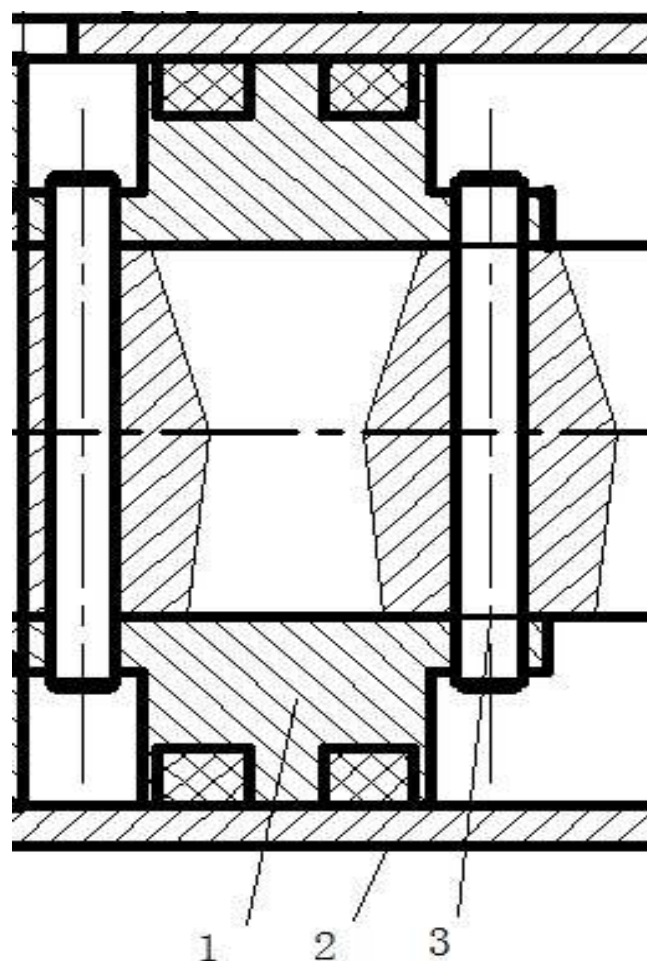
单支承活塞结构。这种结构又有使用整圈式单开口支承环，安装在活塞中央部位。当用于双作用活塞时，在活塞的两端头装活塞环；当用于单作用活塞时，仅在活塞承压的端头装活塞环。主要使用整圈式无切口支承环。由于活塞体由两个零件组成，便于套装支承环。活塞体的两零件装配后必须同轴，以保证活塞正常运行。双支承活塞结构主要用于较长的活塞，或质（重）量较大的活塞。有时用一根支承环认为其宽度太大时，也使用双支承活塞结构。

组合式活塞环与支承环活塞结构。这种结构主要用于短活塞，如鼓形活塞和锥台形活塞。

活塞分为整体式和组合式，组合式制作和使用比较复杂，所以在此选用整体式活

塞，形式如下图 6：

此整体式活塞中，密封环和导向套是分槽安装的。



1-活塞；2-缸体；3-销轴；

图 6 活塞设计

Figure 6 The design of piston

6.3.2 活塞的密封

考虑到系统运行时的压力比较小 ($<6\text{MPa}$)，且液压缸的运行往返速度也比较小 ($<0.5\text{m/s}$)，故选用 O 型密封圈。O 型密封圈是一种断面形状为圆形的耐油橡胶圈，是液压设备中应用得最多、最广泛的一种密封圈，可用于静密封和动密封。O 型密封圈是一

种挤压型密封，其基本原理是依靠密封件发生弹性变形，在密封基础面上造成接触压力，接触压力大于被密封介质的压力，则不发生泄露，反正则发生泄露。O型密封圈既可以用于外径或内径密封，也可以用于断面密封。它的特点是结构简单，单圈即可对两个方向起密封作用，动摩擦阻力较小，对油液、压力和温度的适应性好。其缺点是在用作动密封时，启动摩擦阻力较小，磨损后不能自动补偿，使用寿命短^[12]。

6.3.3 活塞的材料

选用 45 号钢

6.3.4 活塞的尺寸及加工公差

选择活塞厚度为活塞杆直径的 1 倍，因为活塞杆直径是 94mm，所以活塞的厚度为 94mm。

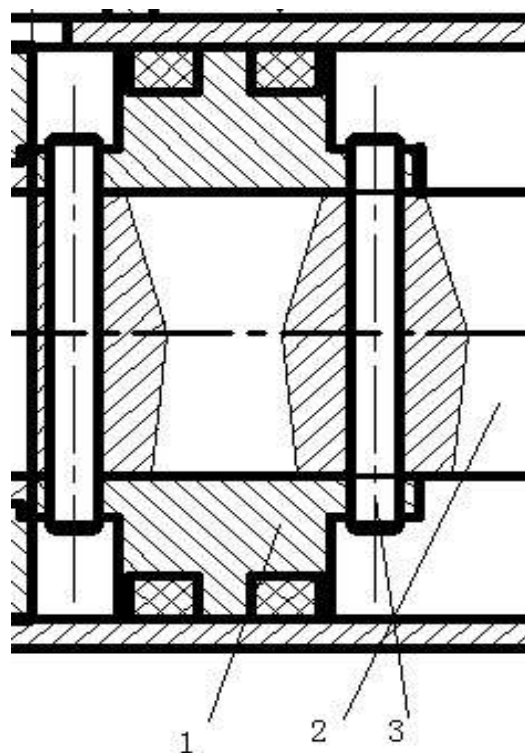
活塞的配合因为使用了组合形式的密封器件，所以要求不高，这里不加叙述。

活塞外径对内孔的同轴度公差不大于 0.02mm，断面与轴线的垂直度公差不大于 0.04mm/100mm，外表面的圆度和圆柱度不大于外径公差之半。

6.4 活塞杆的设计

6.4.1 活塞杆与活塞的连接形式

活塞杆与活塞采用销轴连接方式如上图 7，它加工、装配方便，但承载能力小，用于轻载场合^[13]。



1-活塞；2-活塞杆；3-销轴；

图 7 活塞杆与活塞的连接形式

Figure7 The connection form of the piston rod and piston

6.4.2 活塞杆材料和技术要求

(1)、因为没有特殊要求，所以选用 45 号钢作为活塞杆的材料，本次设计中活塞杆只承受压应力，所以不用调制处理，但进行淬火处理是必要的，淬火深度可以在 0.5—1mm 左右。

(2)、安装活塞的轴颈和外圆的同轴度公差不大于 0.04mm，保证活塞杆外圆和活塞外圆的同轴度，避免活塞与缸筒、活塞杆和导向的卡滞现象。安装活塞的轴间端面与活塞杆轴线的垂直度公差不大于 0.025mm，保证活塞安装不产生歪斜。

(3)、活塞杆外圆粗糙度 R_a 选择为 $0.8 \mu m$

(4)、因为是运行在低载荷情况下，所以省去了表面处理。

6.4.3 活塞杆的计算

表 4 液压缸活塞杆直径推荐值

Table 4 The hydraulic cylinder piston rod diameter recommended value

活塞杆受力情况	受拉伸	受压缩，工作压力 P_1 /MPa
---------	-----	---------------------

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/027061065026006031>