

目 录

引 言	1
第一章 明确液压系统的设计要求	2
第二章 负载与运动分析	3
第三章 负载图和速度图的绘制	5
第四章 确定液压系统主要参数	6
4. 1 确定液压缸工作压力	6
4. 2 计算液压缸主要结构参数	6
4. 3 绘制液压缸工况图	8
第五章 液压系统方案设计	9
5. 1 选用执行元件	9
5. 2 速度控制回路的选择	9
5. 3 选择快速运动和换向回路	10
5. 4 速度换接回路的选择	10
5. 5 组成液压系统原理图	11
5. 5 系统图的原理.....	12
第六章 液压元件的选择.....	15
6. 1 确定液压泵的规格和电动机功率.....	15
6. 2 确定其它元件及辅件.....	16
6. 3 主要零件强度校核.....	18
第七章 液压系统性能验算.....	20
7. 1 验算系统压力损失并确定压力阀的调整值.....	20
7. 2 油液温升验算.....	21
设计小结.....	23
参考文献.....	24

引 言

液压系统已经在各个部门得到越来越广泛的应用，而且越先进的设备，其应用液压系统的部门就越多。

液压传动是用液体作为来传递能量的，液压传动有以下优点：易于获得较大的力或力矩，功率重量比大，易于实现往复运动，易于实现较大范围的无级变速，传递运动平稳，可实现快速而且无冲击，与机械传动相比易于布局和操纵，易于防止过载事故，自动润滑、元件寿命较长，易于实现标准化、系列化。

液压传动的基本目的就是用液压介质来传递能量，而液压介质的能量是由其所具有的压力及力流量来表现的。而所有的基本回路的作用就是控制液压介质的压力和流量，因此液压基本回路的作用就是三个方面：控制压力、控制流量的大小、控制流动的方向。所以基本回路可以按照这三方面的作用而分成三大类：压力控制回路、流量控制回路、方向控制回路。

第一章 明确液压系统的设计要求

设计一卧式单面多轴钻孔组合机床动力滑台的液压系统（含图）。动力滑台的工作循环是：快进→工进→快退→停止。液压系统的主要参数与性能要求如下：切削力 $F_t=20000\text{N}$ ，移动部件总重力 $G=10000\text{N}$ ，快进行程 $l_1=100\text{mm}$ ，工进行程 $l_2=50\text{mm}$ ，快进快退的速度为 4m/min ，工进速度为 0.05m/min ；加速、减速时间 $\Delta t=0.2\text{s}$ ，静摩擦系数 $f_s=0.2$ ，动摩擦系数 $f_d=0.1$ 。该动力滑台采用水平放置的平导轨，动力滑台可在任意位置停止。

第二章 负载与运动分析

负载分析中，暂不考虑回油腔的背压力，液压缸的密封装置产生的摩擦阻力在机械效率中加以考虑。因工作部件是卧式放置，重力的水平分力为零，这样需要考虑的力有：夹紧力，导轨摩擦力，惯性力。

在对液压系统进行工况分析时，本设计实例只考虑组合机床动力滑台所受到的工作负载、惯性负载和机械摩擦阻力负载，其他负载可忽略。

(1) 工作负载 F_w

工作负载是在工作过程中由于机器特定的工作情况而产生的负载，对于金属切削机床液压系统来说，沿液压缸轴线方向的切削力即为工作负载，即

$$F_t = 12700\text{N}$$

(2) 阻力负载 F_f

阻力负载主要是工作台的机械摩擦阻力，分为静摩擦阻力和动摩擦阻力两部分。导轨的正压力等于动力部件的重力，设导轨的静摩擦力为 F_f ，则

$$\text{静摩擦阻力 } F_{fs} = 0.2 \times 20000 = 4000\text{N}$$

$$\text{动摩擦阻力 } F_{fd} = 0.1 \times 20000 = 2000\text{N}$$

(3) 惯性负载

最大惯性负载取决于移动部件的质量和最大加速度，其中最大加速度可通过工作台最大移动速度和加速时间进行计算。已知启动换向时间为 0.05s，工作台最大移动速度，即快进、快退速度为 4.5m/min，因此惯性负载可表示为

$$F_m = m \times \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{20000}{9.81} \times \frac{7}{60 \times 0.15} \text{ N} = 1585.68\text{N}$$

如果忽略切削力引起的颠覆力矩对导轨摩擦力的影响，并设液压缸的机械效率 $\eta_w = 0.9$ ，根据上述负载力计算结果，可得出液压缸在各个工况下所受到的负载力和液压缸所需推力情况，如表 1 所示。

表 1 液压缸总运动阶段负载表 (单位: N)

工况	负载组成	负载值 F/N	推力 F/η_w /N
----	------	---------	------------------

启动	$F = F_{fs}$	4000	4444.44
第二章 加速 负载与运动分析	$F = F + F_m$	3585.68	3984.08
快进	$F = F_{fd}$	2000	2222.22

负载分析中，暂不考虑回油腔的背压力，液压缸的密封装置产生的摩擦阻力在机械效率中加以考虑。因工作部件是卧式放置，重力的水平分力为零。这样需要考虑的力有：夹紧力，导轨摩擦力，惯性力。

在对液压系统进行工况分析时，本设计实例只考虑组合机床动力滑台所受到的工作负载、惯性负载和机械摩擦阻力负载，其他负载可忽略。

(1) 工作负载 F_w

工作负载是在工作过程中由于机器特定的工作情况而产生的负载，对于金属

(2) 阻力负载 F_f

阻力负载主要是工作台机械摩擦阻力，分为静摩擦阻力和动摩擦阻力两部分。导轨的正压力等于动力部件的重力，设导轨的静摩擦力为 F_f ，则

$$\text{静摩擦阻力 } F_{fs} = 0.2 \times 20000 = 4000\text{N}$$

$$\text{动摩擦阻力 } F_{fd} = 0.1 \times 20000 = 2000\text{N}$$

(3) 惯性负载

最大惯性负载取决于移动部件的质量和最大加速度，其中最大加速度可通过工作台最大移动速度和加速时间进行计算。已知启动换向时间为 0.05s，工作台最大移动速度，即快进、快退速度为 4.5m/min，因此惯性负载可表示为

$$F_m = m \times \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{20000}{9.81} \times \frac{7}{60 \times 0.15} \text{ N} = 1585.68\text{N}$$

如果忽略切削力引起的颠覆力矩对导轨摩擦力的影响，并设液压缸的机械

表 1 液压缸总运动阶段负载表 (单位: N)

工况	负载组成	负载值 F/N	推力 F/η_w /N
启动	$F = F_{fs}$	4000	4444.44
加速	$F = F + F_m$	3585.68	3984.08
快进	$F = F_{fd}$	2000	2222.22

反向启动	$F = F_{fs}$	4000	4444.44
加速	$F = F_{fd} + F_m$	3585.68	3984.08
快退	$F = F_{fd}$	2000	2222.22
制动	$F = F_{fd} - F_m$	414.32	460.36

反向启动	$F = F_{fs}$	4000	4444.44
加速	$F = F + F$	3585.68	3984.08
快退	$F = F_{fd}$	2000	2222.22

第三章 负载图和速度图的绘制

根据负载计算结果和已知的个阶段的速度，可绘制出工作循环图如图 1 (a) 所示，所设计组合机床动力滑台液压系统的速度循环图可根据已知的设计参数进行绘制，已知快进和快退速度 $v_1 = v_3 = 7\text{m/min}$ 、快进行程 $L_1=400-100=300\text{mm}$ 、工进行程 $L_2=100\text{mm}$ 、快退行程 $L_3=400\text{mm}$ ，工进速度 $v_2 = 50\text{mm/min}$ 。

快进、工进和快退的时间可由下式分析求出。

$$\text{快进} \quad t_1 = \frac{L_1}{v_1} = \frac{300 \times 10^{-3}}{\frac{7}{60}} = 2.57\text{s}$$

$$\text{工进} \quad t_2 = \frac{L_2}{v_2} = \frac{100 \times 10^{-3}}{\frac{0.05}{60}} = 120\text{s}$$

$$\text{快退} \quad t_3 = \frac{l_1}{v_1} + \frac{l_3}{v_3} = \frac{0 \times 300}{7 \times 1000} + \frac{60 \times 400}{7 \times 1000} \text{s} = 6\text{s}$$

根据上述已知数据绘制组合机床动力滑台液压系统绘制负载图 (F-t) 如图 1 (b) ，速度循环图如图 1 (c) 所示。

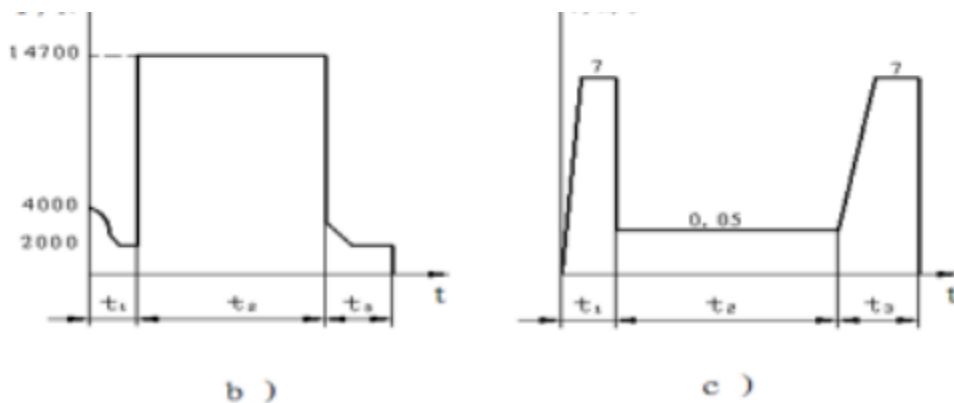


图 1 速度负载循环图

a) 工作循环图 b) 负载速度图 c) 负载速度图

5

第三章 负载图和速度图的绘制

根据负载计算结果和已知的个阶段的速度，可绘制出工作循环图如图 1 (a) 所示，所设计组合机床动力滑台液压系统的速度循环图可根据已知的设计参数进行绘制，已知快进和快退速度 $v_1 = v_3 = 7\text{m/min}$ 、快进行程 $L_1 = 400 - 100 = 300\text{mm}$ 、工进行程 $L_2 = 100\text{mm}$ 、快退行程 $L_3 = 400\text{mm}$ ，工进速度 $v_2 = 50\text{mm/min}$ 。

$$\text{快进} \quad t_1 = \frac{L_1}{v_1} = \frac{300 \times 10^{-3}}{\frac{7}{60}} = 2.57\text{s}$$

$$\text{工进} \quad t_2 = \frac{L_2}{v_2} = \frac{100 \times 10^{-3}}{\frac{0.05}{60}} = 120\text{s}$$

$$\text{快退} \quad t_3 = \frac{L_3}{v_3} = \frac{400 \times 10^{-3}}{\frac{7}{60}} = 3.43\text{s}$$

根据上述已知数据绘制组合机床动力滑台液压系统绘制负载图 (F-t) 如图 1 (b) ，速度循环图如图 1 (c) 所示。

图 1 速度负载循环图

a) 工作循环图 b) 负载速度图 c) 负载速度图

5

第四章 确定液压系统主要参数

4.1 确定液压缸工作压力

由表 2 和表 3 可知，组合机床液压系统在最大负载约为 17000 N 时宜取 3MP。

表 2 按负载选择工作压力

负载/ KN	<5	5~10	10~20	20~30	30~50	>50
工作压力/MPa	< 0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	≥ 5

表 3 各种机械常用的系统工作压力

机械类型	机 床				农业机械 小型工程机械 建筑机械 液压凿岩机	液压机 大中型挖掘机 重型机械 起重运输机械
	磨床	组合 机床	龙门 刨床	拉床		
工作压力/MPa	0.8~2	3~5	2~8	8~10	10~18	20~32

4.2 计算液压缸主要结构参数

由于工作进给速度与快速运动速度差别较大，且快进、快退速度要求相等，从降低总流量需求考虑，应确定采用单杆双作用液压缸的差动连接方式。通常利用差动液压缸活塞杆较粗、可以在活塞杆中设置通油孔的有利条件，最好采用活塞杆固定，而液压缸缸体随滑台运动的常用典型安装形式。这种情况下，应把液压缸设计成无杆腔工作面积 A_1 是有杆腔工作面积 A_2 两倍的形式，即活塞杆直径 d 与缸筒直径 D 呈 $d = 0.707D$ 的关系。

工进过程中，当孔被钻通时，由于负载突然消失，液压缸有可能会发生前冲的现象，因此液压缸的回油腔应设置一定的背压(通过设置背压阀的方式)，选取此背压值为 $p_2 = 0.8\text{MPa}$ 。

快进时液压缸虽然作差动连接(即有杆腔与无杆腔均与液压泵的来油连接)，但连接管路中不可避免地存在着压降 Δp ，且有杆腔的压力必须大于无杆腔，估算时取 $\Delta p \approx 0.5\text{MPa}$ 。快退时回油腔中也是有背压的，这时选取背压值

$$p_2 = 0.6\text{MPa}.$$

工进时液压缸的推力计算公式为

$$F/\eta_m = A_1 p_1 - A_2 p_2 = A_1 p_1 - (A_1 / 2) p_2,$$

式中：F——负载力

η_m ——液压缸机械效率

A_1 ——液压缸无杆腔的有效作用面积

A_2 ——液压缸有杆腔的有效作用面积

p_1 ——液压缸无杆腔压力

p_2 ——液压有杆腔压力

因此，根据已知参数，液压缸无杆腔的有效作用面积可计算为

$$A = \frac{F}{\eta_p \left(p_1 - \frac{p_2}{2} \right)} = \frac{16333.33 \times 10^6}{3 - \frac{0.8}{2}} = 0.006282 \text{m}^2$$

液压缸缸筒直径为

$$D = \sqrt{4A_1/\pi} = 89.46 \text{mm}$$

由于有前述差动液压缸缸筒和活塞杆直径之间的关系， $d = 0.707D$ ，因此活塞杆直径为 $d = 0.707 \times 89.46 = 63.32 \text{mm}$ ，根据 GB/T2348—1993 对液压缸缸筒内径尺寸和液压缸活塞杆外径尺寸的规定，圆整后取液压缸缸筒直径为 $D = 110 \text{mm}$ ，活塞杆直径为 $d = 80 \text{mm}$ 。

此时液压缸两腔的实际有效面积分别为：

$$A_1 = \pi D^2/4 = 63.585 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$A_2 = \pi(D^2 - d^2)/4 = 32.43 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

工作台在快进过程中，液压缸采用差动连接，此时系统所需要的流量为

$$q_{\text{快进}} = (A_1 - A_2) \times v_1 = 23.07 \text{ L/m in}$$

工作台在快退过程中所需要的流量为

$$q_{\text{快退}} = A_2 \times v_3 = 22.7 \text{ L/m in}$$

工作台在工进过程中所需要的流量为

$$q_{\text{工进}} = A_1 \times v_1' = 0.318 \text{ L/min}$$

根据上述液压缸直径及流量计算结果，进一步计算液压缸在各个工作阶段中的压力、流量和功率值，如表 4 所示。

表 4 各工况下的主要参数值

工况	推力 F'/N	回油腔 压力 P_2/MPa	进油腔 压力 P_1/MPa	输入流量 $q/\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$	输入功 率 P/Kw	计算公式
快进	5556	0	1.54	--	--	$p_1 = (F' + A_2 \Delta p) / (A_1 - A_2)$

							$q = (A_1 - A_2)v_1$ $P = p_1 q$ $p_2 = p_1 + \Delta p$
加速	6949	2.31	1.81	--	--		
快速	2778	1.49	0.99	22.73	0.375		

工进		27788	0.8	3.29	0.95	0.052	$p_1 = (F' + p_2 A_2) / A_1$ $q = A_1 v_2$ $P = p_1 q$
快退	起动	2180	0	0.49	--	--	$P_1 = (F' + p_2 A_1) / A_2$ $q = A_2 v_3$ $P = p_1 + q$
	加速	6949	0.6	2.84	--	--	
	快退	2778	0.6	1.82	20.02	0.607	
	制动	414.3	0.6	1.3	--	--	

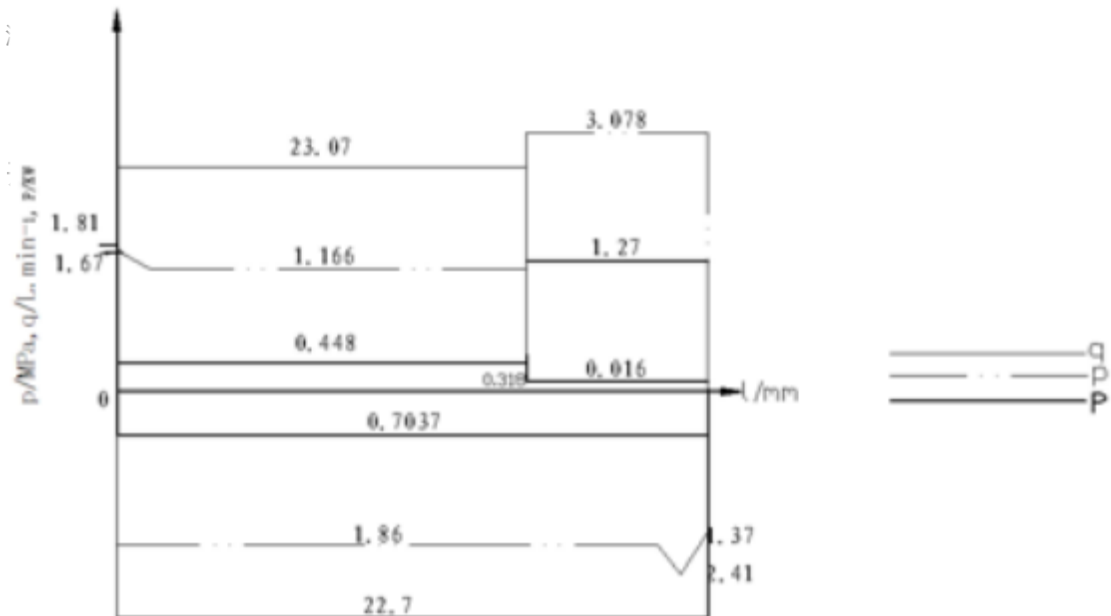


图 2 组合机床液压缸工况图

工进		27788	0.8	3.29	0.95	0.052	$p_1 = (F' + p_2 A_2) / A_1$ $q = A_1 v_2$ $P = p_1 q$
快退	起动	2180	0	0.49	--	--	$P_1 = (F' + p_2 A_1) / A_2$ $q = A_2 v_3$
	加速	6949	0.6	2.84	--	--	
.....		

注： $F' = F / \eta_m$ 。

4.3 绘制液压缸工况图

并据表 4 可绘制出液压缸的工况图，如图 2 所示。

图 2 组合机床液压缸工况图

第五章 液压系统方案设计

根据组合机床液压系统的设计任务和工况分析，所设计机床对调速范围、低速稳定性有一定要求，因此速度控制是该机床要解决的主要问题。速度的换接、稳定性和调节是该机床液压系统设计的核心。此外，与所有液压系统的设计要求一样，该组合机床液压系统应尽可能结构简单，成本低，节约能源，工作可靠。

5.1 选用执行元件

因系统运动循环要求正向快进和工进，反向快退，且快进，快退速度相等，因此选用单活塞杆液压缸，快进时差动连接，无杆腔面积 A_1 等于有杆腔面积 A_2 的两倍。

5.2 速度控制回路的选择

工况图表明，所设计组合机床液压系统在整个工作循环过程中所需要的功率较小，系统的效率和发热问题并不突出，因此考虑采用节流调速回路即可。虽然节流调速回路效率低，但适合于小功率场合，而且结构简单、成本低。该机床的进给运动要求有较好的低速稳定性和速度-负载特性，因此有三种速度控制方案可以选择，即进口节流调速、出口节流调速、限压式变量泵加调速阀的容积节流调速。

钻镗加工属于连续切削加工，加工过程中切削力变化不大，因此钻削过程中负载变化不大，采用节流阀的节流调速回路即可。但由于在钻头钻入铸件表面及孔被钻通时的瞬间，存在负载突变的可能，因此考虑在工作进给过程中采用具有压差补偿的进口调速阀的调速方式，且在回油路上设置背压阀。

由于选定了节流调速方案，所以油路采用开式循环回路，以提高散热效率，防止油液温升过高。

从工况图中可以清楚地看到，在这个液压系统的工作循环内，液压要求油源交替地提供低压大流量和高压小流量的油液。而快进快退所需的时间 t_1 和工进所需的时间 t_2 分别为

$$t_1 = (l_1/v_1) + (l_3/v_3) = [(60 \times 300)/(7 \times 1000) + (60 \times 400)/(7 \times 1000)]s = 6s$$

$$t_2 = l_2/v_2 = (60 \times 100)/(0.05 \times 1000)s = 120s$$

$t_2/t_1 = 20$ 因此从提高系统效率、节省能量角度来看，如果选用单个定量泵作为整个系统的油源，液压系统会长时间处于大流量溢流状态，从而造成能量的大量损失，这样的设计显然是不合理的。

如果采用一个大流量定量泵和一个小流量定量泵双泵串联的供油方式，由双联泵组成的油源在工进和快进过程中所输出的流量是不同的，此时液压系统在整

个工作循环过程中所需要消耗的功率估大，除采用双联泵作为油源外，也可选用限压式变量泵作油源。但限压式变量泵结构复杂、成本高，且流量突变时液压冲击较大，工作平稳性差，最后确定选用双联液压泵供油方案，有利于降低能耗和生产成本，如图 3 所示。

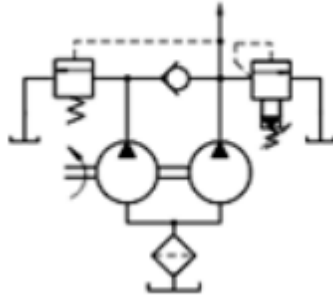


图 3 双泵供油油源

5. 3 选择快速运动和换向回路

根据本设计的运动方式和要求，采用差动连接与双泵供油两种快速运动回路来实现快速运动。即快进时，由大小泵同时供油，液压缸实现差动连接。

本设计采用二位二通电磁阀的速度换接回路，控制由快进转为工进。与采用行程阀相比，电磁阀可直接安装在液压站上，由工作台的行程开关控制，管路较简单，行程大小也容易调整，另外采用液控顺序阀与单向阀来切断差动油路。

5. 4 速度换接回路的选择

所设计多轴钻床液压系统对换向平稳性的要求不高，流量不大，压力不高，所以选用价格较低的电磁换向阀控制换向回路即可。为便于实现差动连接，选用三位五通电磁换向阀。为了调整方便和便于增设液压夹紧支路，应考虑选用 Y 型中位机能。

由前述计算可知，当工作台从快进转为工进时，进入液压缸的流量由 23.07 L/min 降 0.318 L/min，可选二位二通行程换向阀来进行速度换接，以减少速度换接过程中的液压冲击，如图 4 所示。由于工作压力较低，控制阀均用普通滑阀

式结构即可。由工进转为快退时，在回路上并联了一个单向阀以实现速度换接。为了控制轴向加工尺寸，提高换向位置精度，采用死挡块加压力继电器的行程终点转换控制。

个工作循环过程中所需要消耗的功率估大，除采用双联泵作为油源外，也可选用限压式变量泵作油源。但限压式变量泵结构复杂、成本高，且流量突变时液压冲击较大，工作平稳性差，最后确定选用双联液压泵供油方案，有利于降低能耗和生产成本。如图 3 所示。

10

图 3 双泵供油油源

以上内容仅为本文档的试读部分，为节省篇幅，只呈现了全文约一半的内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/597166031022006064>

根据本设计的运动方式和要求，采用差动连接与双泵供油两种快速运动回路来实现快速运动。即快进时，由大小泵同时供油，液压缸实现差动连接。

本设计采用二位二通电磁阀的速度换接回路，控制由快进转为工进。与采用行程阀相比，电磁阀可直接安装在液压站上，由工作台的行程开关控制，管路较简单，行程大小也容易调整，另外采用液控顺序阀与单向阀来切断差动油路。因此速度换接回路为行程与压力联合控制形式。

5. 4 速度换接回路的选择

所设计多轴钻床液压系统对换向平稳性的要求不高，流量不大，压力不高，所以选用价格较低的电磁换向阀控制换向回路即可。为便于实现差动连接，选用三位五通电磁换向阀。为了调整方便和便于增设液压夹紧支路，应考虑选用 Y 型中位机能。

由前述计算可知，当工作台从快进转为工进时，进入液压缸的流量由 23.07 L/min 降 0.318 L/min，可选二位二通行程换向阀来进行速度换接，以减少速度换接过程中的液压冲击，如图 4 所示。由于工作压力较低，控制阀均用普通滑阀式结构即可。由工进转为快退时，在回路上并联了一个单向阀以实现速度换接。