

单面多轴钻孔组合机床液压系统设计

摘要

现代机械一般多是机械、电气、液压三者紧密联系，结合的一个综合体。液压传动与机械传动、电气传动并列为三大传统形式，液压传动设计在现代机械设计工作中占有重要地位。因此，《液压传动》课程是工科机械类专业都开设的一门重要课程。它既是一门理论课，也与生产实际有着紧密联系。为了学好这门重要课程，除了在教学中系统讲授外，还应设置课程设计教学环节，使学生理论联系实际，掌握液压传动系统设计的技能和方法。

关键词：现代机械 液压传动系统 液压传动课程设计

1、技术要求

自动线上的一台单面多轴钻孔组合机床的动力滑台为卧式布置（导轨为水平导轨，其静、动摩擦因数 $\mu_s=0.2$ ； $\mu_d=0.1$ ），拟采用液压缸驱动，以完成工件钻削加工时的进给运动；工件的定位、夹紧均采用液压控制方式，以保证自动化的要求。由液压与电气配合实现的自动循环要求为：定位→夹紧→快进→工进→快退→原位停止→夹具松开→拔定位销。工作部件终点定位精度无特殊要求。工件情况及动力滑台的已知参数如表 1 所列。

2、运动分析和负载分析

以下着重对动力滑台的液压缸进行分析计算。

(1) 运动分析 与相近金属切削机床所类比，确定滑台液压缸快速进退的速度相等，且 $v_1=v_3=0.1\text{m/s}$ ；按 $D_1=13.9\text{mm}$ 孔的切削用量计

表 1 工件情况及动力滑台的已知参数

工件情况				动力滑台				
钻孔直径 D / mm	数量	切削用量		工况	行程 L / mm	速度 v / m · s ⁻¹	运动部件 重力 G / N	启动、 制动时 间 Δ t / s
		主 轴 转 速 n / r · min ⁻¹	进 给 量 S / mm · r ⁻¹					
D ₁ :13.9	14	n ₁ :360	S ₁ :0.147	快进	L ₁ :100	v ₁ : 待定	9800	0.2
D ₁ :8.5	2	n ₂ :550	S ₂ :0.096	工进	L ₂ :50	v ₂ : 待定		
材料为铸铁, 硬度 HB240				快退	L ₃ :150	v ₃ : 待定		

算缸的工进速度为 $v_2=n_1=S_1=360 \times 0.147 / 60\text{mm} / \text{s}=0.88\text{mm} / \text{s}=0.88 \times 10^{-3}\text{m} / \text{s}$ 。

从而可计算出各工况的动作时间为：快进 $t_1=L_1 / v_1=100 \times 10^{-3} / 0.1=1\text{s}$ ；工进 $t_2=L_2 / v_2=50 \times 10^{-3} / (0.88 \times 10^{-3})=56.6\text{s}$ ；快退 $t_3=(L_1+L_3) / v_3=(100+50) \times 10^{-3} / 0.1=1.5\text{s}$ 。

由表 1 及上述分析计算得到的各工况运动速度及动作时间可画出滑台液压缸的行程-时间循环图(L-t 图)和速度-时间循环图(v-t 图) 1 所示。

(2) 负载分析 滑台液压缸的工作负载为钻削阻力负载。利用如下铸铁工件钻孔的轴向钻削阻力经验公式 $F_e=25.5DS^{0.8}HB^{0.6}$

计算得工作负载

$$\begin{aligned}
 F_e &= 14 \times 25.5D_1S_1^{0.8}HB^{0.6} + 2 \times 25.5D_2S_2^{0.8}HB^{0.6} \\
 &= [14 \times 25.5 \times 13.9 \times 0.147^{0.8} \times 240^{0.6} + 2 \times 25.5 \times 8.5 \times 0.096^{0.8} \times 240^{0.6}] \\
 &= 30468\text{N}
 \end{aligned}$$

式中, F_e 为轴向钻削阻力, N; D 为钻孔孔径, mm; S 为进给量, mm / r; HB 为铸件硬度。

表 2 动力滑台液压缸外负载计算结果

工况	计算公式	外负载 / N	说明
启动	F_{fs}	1960	静摩擦负载: $F_{fs} = \mu_s(G+F_n) = 0.2 \times (9800+0) = 1960\text{N}$ 动摩擦负载: $F_{fd} = \mu_d(G+F_n) = 0.1 \times (9800+0) = 980\text{N}$ 惯性负载: $F_i = \frac{G \Delta v}{g \Delta t} = \frac{9800 \times 0.1}{9.81 \times 0.2} = 500\text{N}$ $\frac{\Delta v}{\Delta t}$: 平均加速度 (m/s^2)
加速	$F_{fd} + \frac{G \Delta v}{g \Delta t}$	1480	
快进	F_{fd}	980	
工进	$F_e + F_{fd}$	31448	
反向启动	F_{fs}	1960	
加速	$F_{fd} + \frac{G \Delta v}{g \Delta t}$	1480	
快退	F_{fd}	980	

依据负载计算公式可计算出摩擦负载、惯性负载及各工况下的外负载，计算过程及其结果一并列入表 2

综上所述计算结果，即可绘出图 1 所示液压缸的负载-时间循环图 (F-t 图)。

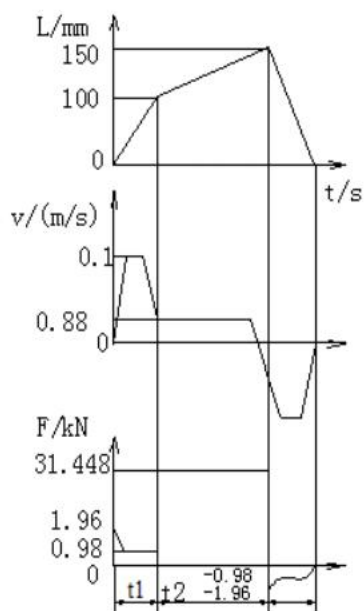


图1 液压缸的L-t、v-t和F-t图

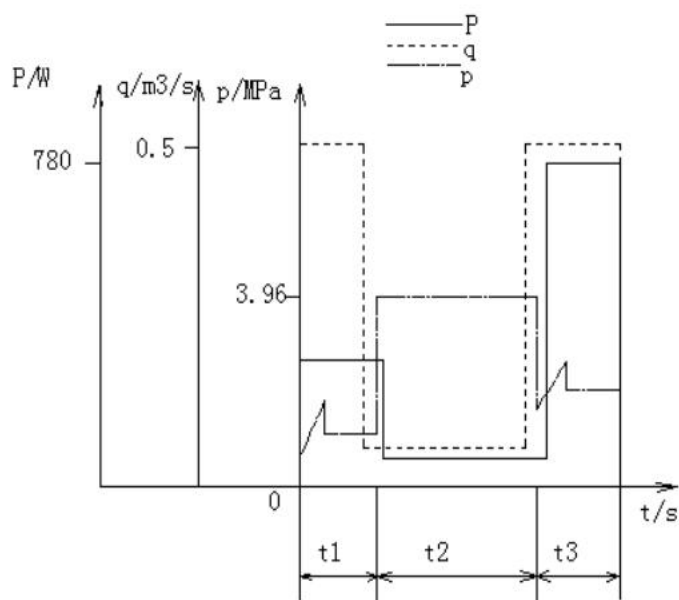


图2 液压缸的工况图

3、确定液压缸主要参数

(1) 预选系统设计压力

本钻孔组合机床属于半精加工机床，载荷最大时为慢速工进阶段，其他工况时载荷都不大，预选液压缸的设计压力 $P_1=4\text{MPa}$ 。

(2) 计算液压缸的主要结构尺寸

为了满足工作台快速进退速度相等，并减小液压泵的流量，将液压缸的无杆腔作为主工作腔，在快进时差动连接，则液压缸无杆腔与有杆腔的有效面积 A_1 与 A_2 应满足 $A_1=A_2$ （即液压缸内径 D 与活塞杆直径 d 间应满足 $D=\sqrt{2}d$ ）。

为防止工进结束时发生前冲，液压缸要保持一定回油背压。暂取背压 0.6MPa ，并取液压缸机械效率 $\eta_{cm}=0.9$ ，则可算得液压缸无杆腔

的有效面积

$$A_1 = \frac{F}{\eta_{cm} (P_1 - \frac{P_2}{2})} = \frac{31448}{0.9 \times (4 - \frac{0.6}{2}) \times 10^6} = 94 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

液压缸内径

$$D = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 94 \times 10^{-4}}{\pi}} = 0.109 \text{ (m)}$$

按 GB/T 2348-1993，将液压缸内径圆整为 $D=110\text{mm}=11\text{cm}$ 。

因 $A_1=A_2$ ，故活塞杆直径为

$$d = D/\sqrt{2} = 110/\sqrt{2} = 78.1\text{mm} \approx 80\text{mm} \text{ (标准直径)}$$

则液压缸实际有效面积为

$$A_1 = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi \times 11^2}{4} = 95 \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (11^2 - 8^2) = 44.7 \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$A = A_1 - A_2 = 50.3 \text{ (cm}^2\text{)}$$

差动连接快进时，液压缸有杆腔压力 P_2 必须大于无杆腔压力 P_1 ，其差值估取 $\Delta P = P_2 - P_1 = 0.5\text{MPa}$ ，并注意到启动瞬间液压缸尚未移动，

此时 $\Delta P=0$ ；另外，取快退时的回油压力损失为 0.7MPa。

(3) 编制液压缸的工况图

根据上述条件计算得到液压缸工作循环中各阶段的压力、流量和功率（见表 3），并可编制其工况图（见图 2）。

4、拟定液压系统图

(1) 制定液压回路方案

① 调速回路 由工况图可以看到，液压系统功率较小，负载为阻力负载且工作中变化小，故采用调速阀的进油节流调速回路。为防止在钻孔通时负载突然消失引起滑台前冲，回油路设置背压阀。由于已选用节流高速回路，故系统必然为开式循环。

表 3 液压缸工作循环中各阶段的压力、流量和功率

工作阶段		计算公式	负载 F / N	回油腔 压力 P ₂ / MPa	工作腔压 力 P ₁ / MPa	输入流量 q / (×10 ⁻³ m ³ / s)	输入功 率 P / W
快 进	启动	$P_1 = \frac{\frac{F}{\eta_{cm}} + A_2 \Delta P}{A}$ q=A ₁ v ₁ ; P=P ₁ q	1960	—	0.48	—	—
	加速		1480	1.27	0.77	—	—
	恒速		980	1.16	0.66	0.5	330
工进		$P_1 = \frac{\frac{F}{\eta_{cm}} + P_2 A_2}{A_1}$ q=A ₁ v ₂ ; P=P ₁ q	31448	0.6	3.96	0.83×10 ⁻²	33
快 退	启动	$P_1 = \frac{\frac{F}{\eta_{cm}} + P_2 A_1}{A_2}$ q=A ₂ v ₁ ; P=P ₁ q	1960	—	0.48	—	—
	加速		1480	0.7	1.86	—	—
	恒速		980	0.7	1.73	0.45	780

② 油源型式 由工况图可知，系统在快速进、退阶段为低压、大流量的工况且持续时间短，而工进阶段为高压、小流量的工况且持

续时间长，两种工况的最大流量与最小流量之间比约达 60，从提高系统效率和节能角度，宜选用高低压双泵组合供油或采用限压式变量泵供油。两者各有利弊，现决定采用双联叶片泵供油方案。

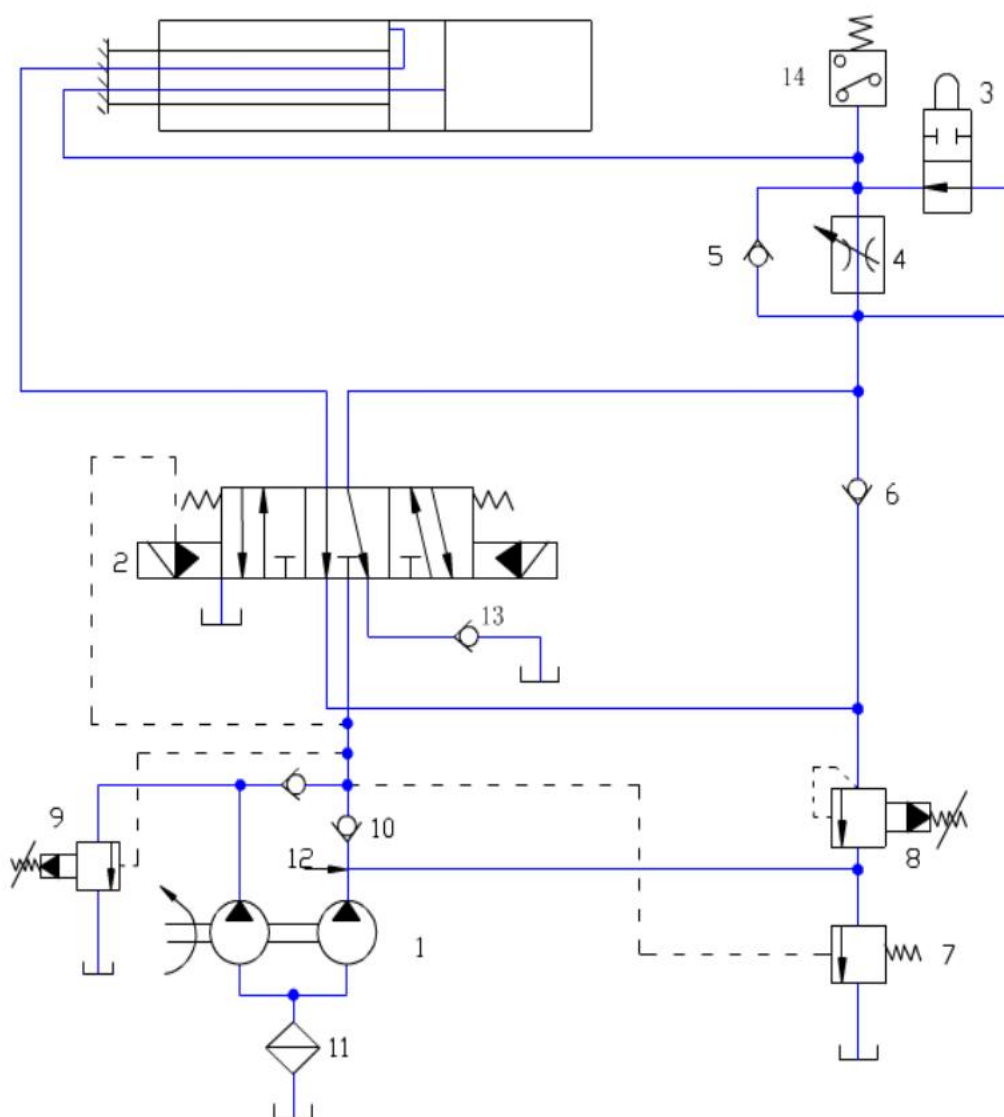


图 3 钻孔组合机床液压系统图

1-双联叶片泵；2-三位五通电动换向阀；3-二位二通机动换向阀（行程阀）；4-调速阀；5, 6, 10, 13-单向阀；7-外控顺序阀；8, 9 溢流阀；11-过滤器；14-压力继电器

③ 换向与速度换接回路 系统已选定差动回路作快速回路，同时考虑到工进→快退时回油量较大，为保证换向平稳，故选用三位五通 Y 型中位机能的电液动换向阀作主换向阀并实现差动连接。由于本

机床工作部件终点的定位精度无特殊要求，故采用行程控制即活动挡块压下电气行程开关，控制换向阀电磁铁的通断电即可实现自动化换向和速度换接。

④ 压力控制回路 在高压泵出口并联一溢流阀，实现系统的溢流定压；在低压泵出口并联一外控顺序阀，实现系统高压工作阶段的卸荷。

⑤ 定位夹紧回路 为了保证工件的夹紧力可靠且能单独调节，在该回路上串接减压阀和单向阀；为保证定位→夹紧的顺序动作，采用压力控制方式，即在夹紧缸进油路上接单向顺序阀，只有当定位缸达到顺序阀的调压值时，夹紧缸才动作；为保证工件确已夹紧后滑台液压缸才能动作，在夹紧缸进油口处装一压力继电器。

⑥ 辅助回路 在液压泵进口设置一过滤器以保证吸入液压泵的油液清洁。

(2) 拟定液压系统图

在选定各种回路的基础上，经整理所组成的液压系统图如图 3 所示。

5、液压元件的选择

(1) 液压泵及其驱动电机计算与选定

① 液压泵的最高工作压力的计算 由工况图 2 或表 3 可以查得液压缸的最高工作压力出现在工进阶段，即 $P_1=3.96\text{MPa}$ ，而压力继电器的调整压力应比液压缸最高工作压力大 0.5MPa 。此时缸的输入流量较小，且进油路元件较少，故泵至缸间的进油路压力损失估取 Δ

$P=0.8\text{MPa}$. 则小流量泵的最高工作压力 P_{p1} 为

$$P_{p1}=3.96+0.5+0.8=5.26 \text{ (MPa)}$$

大流量泵仅在快速进退时向液压缸供油, 由图 2 可知, 快退时液压缸的工作压力比快进时大, 取进油路压力损失为 $\Delta P=0.4\text{MPa}$, 则大流量泵最高工作压力 P_{p2} 为

$$P_{p2}=1.86+0.4=2.26 \text{ (MPa)}$$

② 液压泵的流量计算 双泵最小供油量 q_p 按液压缸的最大输入流量 $q_{1\max}=0.5\times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$ 进行估算。取泄漏系数 $K=1.1$, 双泵最小供油量 q_p 应为

$$q_p \geq q_v = Kq_{1\max} = 1.2 \times 0.5 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s} = 0.6 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s} = 36\text{L}/\text{min}$$

考虑到溢流阀的最小稳定流量为 $\Delta q=3\text{L}/\text{min}$, 工进时的流量为 $q_1=0.83\times 10^{-5}\text{m}^3/\text{s}=0.5\text{L}/\text{min}$, 小流量泵所需最小流量 q_{p1} 为

$$q_{p1} \geq q_{v1} = Kq_1 + \Delta q = 1.2 \times 0.5 + 3 = 3.6 \text{ (L}/\text{min)}$$

大流量泵最小流量 q_{p2} 为

$$q_{p2} \geq q_{v2} = q_p - q_{p1} = 36 - 3.6 = 32.4 \text{ (L}/\text{min)}$$

③ 确定液压泵的规格 根据系统所需流量, 拟初选双联液压泵的转速为 $n_1=1000\text{r}/\text{min}$, 泵的容积效率 $\eta_v=0.9$, 可算得小流量泵排量的参考值为

$$V_{g1} = \frac{1000q_v}{n_1\eta_v} = \frac{1000 \times 3.6}{1000 \times 0.9} = 4.0 \text{ (mL}/\text{r)}$$

大流量泵排量的参考值为

$$V_{g2} = \frac{1000q_v}{n_1\eta_v} = \frac{1000 \times 32.4}{1000 \times 0.9} = 36 \text{ (mL}/\text{r)}$$

根据以上计算结果查阅产品样本，选用规格相近的 YB₁-40 / 6.3 型双联叶片泵，其小泵排量为 $V_1=6.3 \text{ mL / r}$ ；大泵排量 $V_2=40 \text{ mL / r}$ ；泵的额定转速为 $n=960 \text{ r / min}$ ，容积效率 $\eta_v=0.90$ ，反算得到大、小泵的额定流量分别为

$$q_{p1} = V_1 n \eta_v = 6.3 \times 960 \times 0.90 = 5.44 \text{ (L / min)}$$

$$q_{p2} = V_2 n \eta_v = 40 \times 960 \times 0.90 = 34.56 \text{ (L / min)}$$

双泵流量为 q_p 为

$$q_p = q_{p1} + q_{p2} = 5.44 + 34.56 = 40 \text{ (L / min)}$$

与系统所需流量向符合。

④ 确定液压泵驱动功率及电动机的规格 由工况图 2 知，最大功率出现在快退阶段，已知泵的总效率为 $\eta_p=0.90$ ，则液压泵快退所需的驱动功率为

$$P = \frac{p_q q_p}{\eta_p} = \frac{2.26 \times 10^6 (5.44 + 34.56) \times 10^{-3}}{0.80 \times 60 \times 10^3} = 1.883 \text{ (kW)}$$

⑤ 选用电动机型号 查设计手册，选用 Y 系列 (IP44) 中规格相近的 Y112M-6-B3 型卧式三相异步电动机，其额定功率 2.2kW，转速为 940r / min。用此转速驱动液压泵时，小泵和大泵的实际输出流量分别为 5.33 L / min 和 33.84 L / min；双泵总流量为 39.17 L / min；工进时的溢流量为 $5.33 - 0.5 = 4.83 \text{ L / min}$ ，仍能满足系统各工况对流量的要求。

(2) 液压控制阀和液压辅助元件

首先根据所选择的液压泵规格及系统工作情况，算出液压缸在各工作阶段的实际进、出流量，运动速度和持续时间（见表 4），以便

为其他液压控制阀及辅件的选择及系统的性能计算奠定基础。

根据系统工作压力与通过各液压控制阀及部分辅助元件的最大流量，查产品样本所选择的元件型号规格如表 5 所列。

管件尺寸由选定的标准元件油口尺寸确定。本系统属于中压系统，但考虑到将泵组和阀组安装到油箱顶盖上，故取经验系数 $\alpha = 10$ ，得油箱容积量为

$$V = \alpha q_p = [10 \times 39.17] L = 391.7 L \approx 400 L$$

表 4 液压缸在各阶段的实际进出流量、运动速度和持续时间

工作阶段	流量 / (L / min)		速度 / (m / s)	时间 / s
	无杆腔	有杆腔		
快进	$q_{\text{进}} = \frac{A_1(q_{p1} + q_{p2})}{A}$ $= \left[\frac{95(5.33 + 33.84)}{50.3} \right]$ $= 73.98$	$q_{\text{出}} = q_{\text{进}} \frac{A_2}{A_1}$ $= 73.98 \times \frac{44.7}{95}$ $= 34.81$	$v_1 = \frac{q_{p1} + q_{p2}}{A}$ $= \frac{(5.33 + 33.84) \times 10^{-3}}{60 \times 50.3 \times 10^{-4}}$ $= 0.13$	$t_1 = \frac{L_1}{v_1}$ $= \frac{100 \times 10^{-3}}{0.13}$ $= 0.77$
工进	$q_{\text{进}} = 0.5$	$q_{\text{出}} = q_{\text{进}} \frac{A_2}{A_1}$ $= 0.5 \times \frac{44.7}{95}$ $= 0.24$	$v_2 = \frac{q_{\text{进}}}{A_1} = \frac{0.5 \times 10^{-3}}{60 \times 95 \times 10^{-4}}$ $= 0.88 \times 10^{-3}$	$t_2 = \frac{L_2}{v_2}$ $= \frac{50 \times 10^{-3}}{0.88 \times 10^{-3}}$ $= 56.6$
快退	$q_{\text{出}} = q_{\text{进}} \frac{A_1}{A_2}$ $= 39.17 \times \frac{95}{44.7}$ $= 83.24$	$q_{\text{进}} = q_{p1} + q_{p2}$ $= 5.33 + 33.84$ $= 39.17$	$v_3 = \frac{q_{\text{进}}}{A_2} = \frac{39.17 \times 10^{-3}}{60 \times 44.7 \times 10^{-4}}$ $= 0.15$	$t_3 = \frac{L_3}{v_3}$ $= \frac{150 \times 10^{-3}}{0.15}$ $= 1.0$

表 5 钻孔组合机床液压系统中控制阀和部分辅助元件的型号规格

序号	名称	通过流量 / (L/min)	额定流量 / (L/min)	额定压力 / MPa	额定压降 / MPa	型号
1	双联叶片泵	—	40 / 6.3	6.3	—	YB ₁ -40 / 6.3
2	三位五通电动换向阀	73.98	100	6.3	0.3	35DY-100BY
3	行程阀	73.98	100	6.3	0.3	22C-100BH
4	调速阀	<1	6	6.3		Q-6B
5	单向阀	83.24	100	6.3	0.2	I-100B
6	单向阀	34.81	63	6.3	0.2	I-63B
7	顺序阀	33.84	63	6.3		XY-63B
8	背压阀	<1	10	6.3		B-10B
9	溢流阀	4.83	10	6.3		Y-10B
10	单向阀	33.84	63	6.3	0.2	I-63B
11	过滤器	39.17	50	6.3		XU-50×200
12	单向阀	83.24	100	6.3	0.2	I-100B
13	压力继电器	—	—	6.3	—	DP ₁ -63B
14	减压阀	33.84	63	6.3		J-63B
15	单向阀	33.84	63	6.3	0.2	I-63B
16	二位四通电磁换向阀	33.84	40	6.3	0.3	24D-40B
17	压力继电器	—	—	6.3	—	DP ₁ -63B
28	压力继电器	—	—	6.3	—	DP ₁ -63B

6、系统油液温升验算

由表 4 可知，本液压系统的进给缸在其工作循环持续时间中，快速进退仅占 3%，而工作进给达 97%，所以温升可概略用工进时的数值来代表。

工进阶段的回路效率 $\eta_c = \frac{p_1 q_1}{p_{p1} q_{p1} + p_{p2} q_{p2}}$ 代入数据 $\eta_c = 0.067$ ，前已

取双联液压泵的总效率 $\eta_p = 0.80$ ，现取液压缸的总效率 $\eta_{cm} = \eta_A = 0.95$ ，则本液压系统的效率

$$\eta = 0.80 \times 0.067 \times 0.95 = 0.051$$

工进工况液压泵的输入功率为 $P_{pi} = \frac{p_{p1} q_{p1} + p_{p2} q_{p2}}{\eta_p}$ 代入数据得

$$P_{pi} = 611.34W。$$

工进阶段的发热功率

$$P_h = P_{pi} (1 - \eta) = 611.34 \times (1 - 0.051) = 580.16 \text{ W}$$

当油箱的长、宽、高比例在 1:1:1 到 1:2:3 范围内，且油面高度为油箱高度的 80% 时，油箱散热面积近似符为 $A = 6.66 \sqrt[3]{V^2}$ 取油箱有效面积 0.4 m^3 ，散热系数 K 为 $15 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 则温升 t 得

$$t = \frac{P_h}{KA} = \frac{580.16}{15 \times 6.66 \sqrt[3]{0.4^2}} ^\circ\text{C} = 10.7 ^\circ\text{C}$$

温升在许可范围内。

参考文献：

- [1]王广怀. 液压技术应用. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2001
- [2]张利平. 现代液压技术应用 220 例 (第 1 版). 北京: 化学工业出版社, 2004
- [3]陈松楷. 机床液压系统设计指导手册. 广州: 广东高教出版社, 1993
- [4]李壮云. 液压元件与系统 (第 2 版). 北京: 机械工业出版社, 2005
- [5]王春行. 液压控制系统. 北京: 机械工业出版社, 2004