

钻镗两用组合机床液压系统设计

1 技术要求

在设计液压系统时，首先应明确以下问题，并将其作为设计要求及依据。

1.1 主机的用途、工艺过程、总体布局以及对液压传动装置的位置和空间尺寸的要求。

1.2 主机对液压系统的性能要求

如自动化程度、调速范围、运动平稳性、换向定位精度以及对系统的效率、温升等的要求。

1.3 液压系统的工作环境，

如温度、湿度、振动冲击以及是否有腐蚀性和易燃物质存在等情况。根据加工需要，该系统的工作循环是：快速前进—工作进给—快速退回—原位停止。

调查研究及计算结果表明：

快进快退速度约为 4.5m/min (0.075m/s)；

工进速度应能在 $20\sim 120\text{mm/min}$ ($0.003\sim 0.002\text{m/s}$)范围内无级调速；

最大行程为 400mm (其中工进行程为 180mm)；

最大切削力为 18kN ；

运动部件自重为 25kN ；

启动换向时间 $t=0.05\text{s}$ ；

采用水平放置的平导轨，静摩擦系数 $f_s=0.2$ ，动摩擦系数 $f_d=0.1$ 。

2 确定执行元件

由于液压缸工作直接是往复直线运动，结构简单，与液压马达 + 齿轮齿条机构、液压马达+螺旋机构相比较经济，参考同类型组合机床选择执行元件为液压缸。

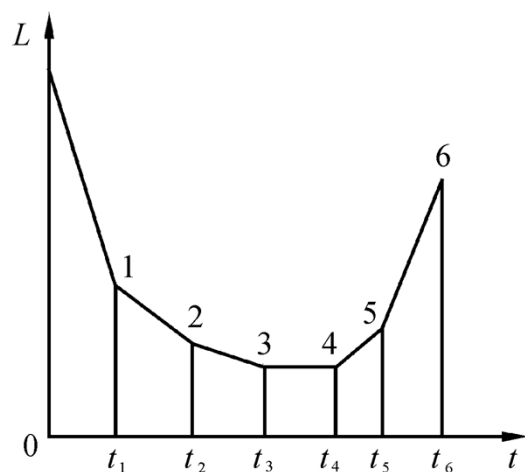
运动形态	执行元件
直线运动	液压缸
	液压马达+齿轮齿条机构
	液压马达+螺旋机构

3 液压系统工况分析

3.1 运动分析

3.1.1. 位移循环图 $L-t$

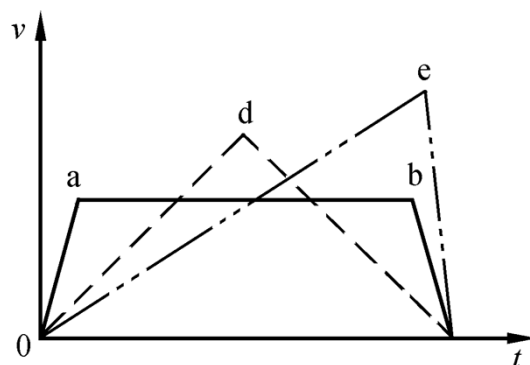
图 3-1 为液压机的液压缸位移循环图，纵坐标 L 表示活塞位移，横坐标 t 表示从活塞启动到返回原位的时间，曲线斜率表示活塞移动速度。该图清楚地表明液压机的工作循环分别由快速下行、减速下行、压制、保压、泄压慢回和快速回程六个阶段组成。



3-1 位移循环图

3.1.2. 速度循环图 $v-t$ (或 $v-L$)

工程中液压缸的运动特点可归纳为三种类型。图 3-2 为三种类型液压缸的 $v-t$ 图，第一种如图中实线所示，液压缸开始作匀加速运动，然后匀速运动，



3-2 速度循环图

最后匀减速运动到终点；第二种，液压缸在总行程的前一半作匀加速运动，在另

一半作匀减速运动，且加速度的数值相等；第三种，液压缸在总行程的一大半以上以较小的加速度作匀加速运动，然后匀减速至行程终点。 $v-t$ 图的两条速度曲线，不仅清楚地表明了三种类型液压缸的运动规律，也间接地表明了三种工况的动力特性。

3.2 动力分析

3.2.1. 液压缸的负载及负载循环图

(1) 液压缸的负载力计算。

(2) 工作机构作直线往复运动时，液压缸必须克服的负载由六部分组成：

$$F = F_c + F_f + F_i + F_G + F_m + F_b$$

式中： F_c 为切削阻力； F_f 为摩擦阻力； F_i 为惯性阻力； F_G 为重力； F_m 为密封阻力； F_b 为排油阻力。

① 切削阻力 F_c ：

为液压缸运动方向的工作阻力，对于机床来说就是沿工作部件运动方向的切削力，此作用力的方向如果与执行元件运动方向相反为正值，两者同向为负值。该作用力可能是恒定的，也可能是变化的，其值要根据具体情况计算或由实验测定。

② 摩擦阻力 F_f ：

为液压缸带动的运动部件所受的摩擦阻力，它与导轨的形状、放置情况和运动状态有关，其计算方法可查有关的设计手册。图 3-3 为最常见的两种导轨形式，其摩擦阻力的值为：

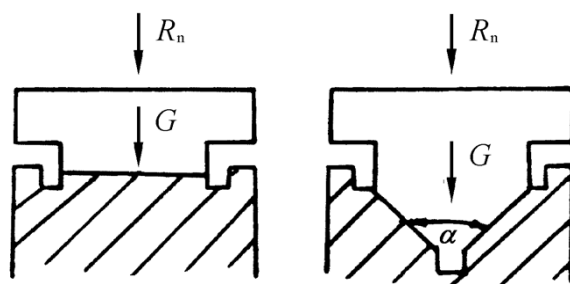


图 3-3 导轨形式

平导轨：

$$F_f = f \sum F_n$$

V 形导轨：

$$F_f = f \sum F_n / [\sin(\alpha/2)]$$

式中： f 为摩擦因数，参阅下表选取； $\sum F_n$ 为作用在导轨上总的正压力或沿 V 形导轨横截面中心线方向的总作用力； α 为 V 形角，一般为 90° 。

本设计采用水平放置的平导轨。

③惯性阻力 F_i 。

惯性阻力 F_i 为运动部件在启动和制动过程中的惯性力，可

下式计算：

$$F_i = ma = \frac{G}{g} \frac{\Delta v}{\Delta t} (N)$$

摩擦因数 f

导轨类型	导轨材料	运动状态	摩擦因数 (f)
滑动导轨	铸铁对铸铁	启动时	0.15~0.20
		低速 ($v < 0.16\text{m/s}$)	0.1~0.12
		高速 ($v > 0.16\text{m/s}$)	0.05~0.08
滚动导轨	铸铁对滚柱(珠)		0.005~0.02
	淬火钢导轨对滚柱(珠)		0.003~0.006
静压导轨	铸铁	-	0.005

表 3-1

式中： m 为运动部件的质量(kg)； a 为运动部件的加速度(m/s^2)； G 为运动部件的重量(N)； g 为重力加速度， $g=9.81 (\text{m/s}^2)$ ； Δv 为速度变化值(m/s)；

Δt 为启动或制动时间(s)，一般机床 $\Delta t=0.1\sim 0.5\text{s}$ ，运动部件重量大的取大值。

④重力 F_G ：垂直放置和倾斜放置的移动部件，其本身的重量也成为一种负载，当上移时，负载为正值，下移时为负值。

⑤密封阻力 F_m ：密封阻力指装有密封装置的零件在相对移动时的摩擦力，其值与密封装置的类型、液压缸的制造质量和油液的工作压力有关。在初算时，可按缸的机械效率($\eta_m=0.9$)考虑；验算时，按密封装置摩擦力的计算公式计算。

⑥排油阻力 F_b ：排油阻力为液压缸回油路上的阻力，该值与调速方案、系统所要求的稳定性、执行元件等因素有关，在系统方案未确定时无法计算，可放在液压缸的设计计算中考虑。

3.2.2 液压缸运动循环各阶段的总负载力。

液压缸运动循环各阶段的总负载力计算，一般包括启动加速、快进、工进、快退、减速制动等几个阶段，每个阶段的总负载力是有区别的。

①启动加速阶段：

这时液压缸或活塞处于由静止到启动并加速到一定速度，其总负载力包括导

轨的摩擦力、密封装置的摩擦力(按缸的机械效率 $\eta_m = 0.9$ 计算)、重力和惯性力等项, 即:

$$F = F_f + F_i \pm F_G + F_m + F_b$$

②快速阶段: $F = F_f \pm F_G + F_m + F_b$

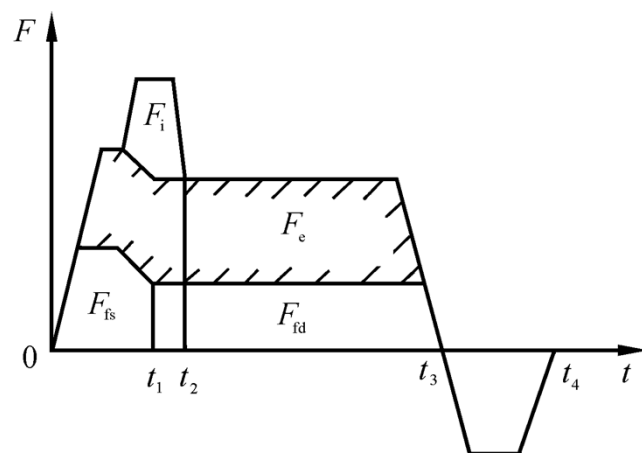
③工进阶段: $F = F_f + F_c \pm F_G + F_m + F_b$

④减速: $F = F_f \pm F_G - F_i + F_m + F_b$

对简单液压系统, 上述计算过程可简化。例如采用单定量泵供油, 只需计算工进阶段的总负载力, 若简单系统采用限压式变量泵或双联泵供油, 则只需计算快速阶段和工进阶段的总负载力。

3.2.3 液压缸的负载循环图

对较为复杂的液压系统, 为了更清楚的了解该系统内各液压缸(或液压马达)的速度和负载的变化规律, 应根据各阶段的总负载力和它所经历的工作时间 t 或位移 L 按相同的坐标绘制液压缸的负载时间($F-t$)或负载位移($F-L$)图, 然后将各液压缸在同一时间 t (或位移)的负载力叠加。



3-4 负载循环图

图 3-4 为一部机器的 $F-t$ 图, 其中: $0 \sim t_1$ 为启动过程; $t_1 \sim t_2$ 为加速过程; $t_2 \sim t_3$ 为恒速过程; $t_3 \sim t_4$ 为制动过程。它清楚地表明了液压缸在动作循环内负载的规律。图中最大负载是初选液压缸工作压力和确定液压缸结构尺寸的依据。

3.3 液压缸在工作过程各阶段的负载

启动加速阶段:

$$F = (F_f + F_a) \frac{1}{\eta_m} = (fG + \frac{G \Delta v}{g \Delta t}) \frac{1}{\eta_m}$$

$$= (0.2 \times 25000 + \frac{25000}{9.8} \times \frac{0.075}{0.05}) \frac{1}{0.9} N$$

$$= 9810 N$$

快进或快退阶段:

$$F = \frac{F + f G}{\eta_m} = \frac{0.1 \times 25000}{0.9} N = 2780 N$$

工进阶段:

$$F = \frac{F + F + f G}{\eta_m} = \frac{18000 + 0.1 \times 25000}{0.9} N = 22780 N$$

液压缸在各阶段的速度和负载值

工作阶段	速度 $v/(m \cdot s^{-1})$	负载 F/N	工作阶段	速度 $v/(m \cdot s^{-1})$	负载 F/N
起动加速		9810	工进	最小 0.0003, 最大 0.002	22780
快进、快退	0.075	2780			

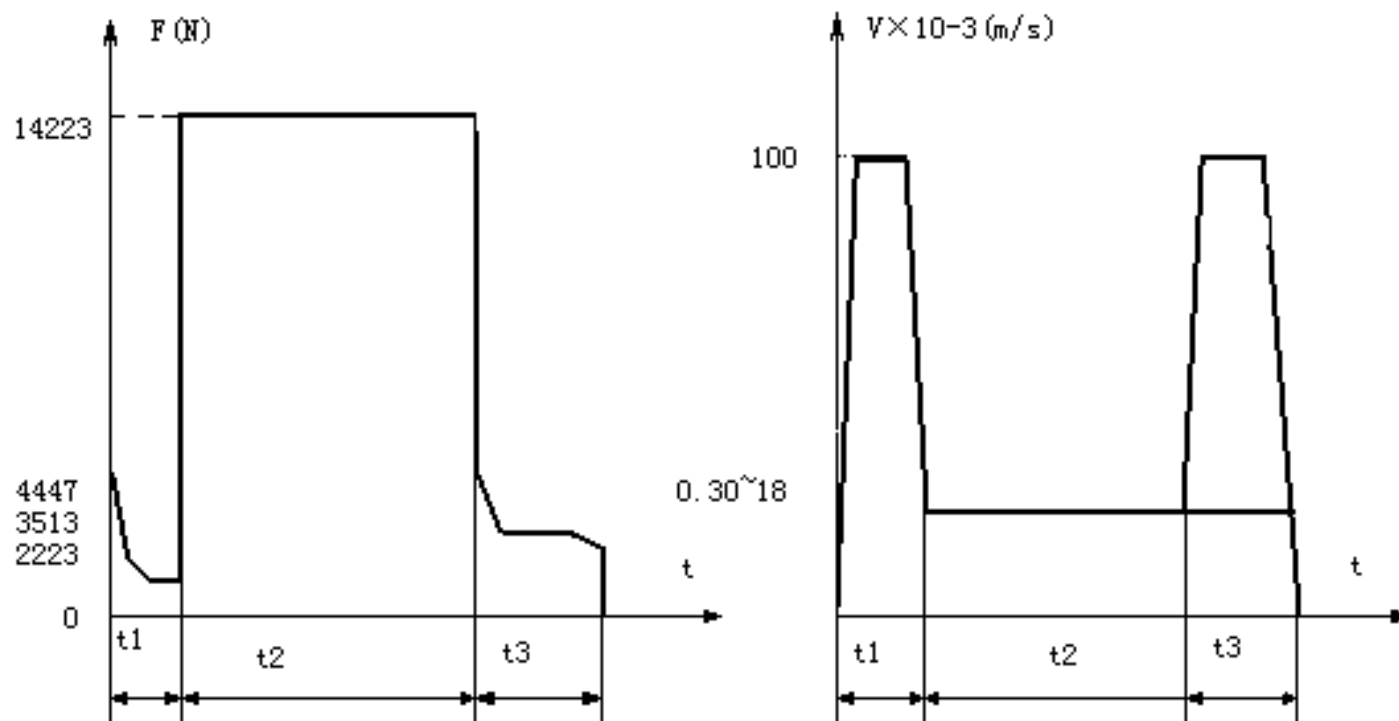
表 3-2

快进、工进时间和快退时间表 3-2

快进: $t = L / v = 220 \times 10^{-3} / 0.075 = 2.93 s$

工进: $t = L / v = 180 \times 10^{-3} / (0.0003 \sim 0.002) = 90 s \sim 600 s$

快退: $t = (L + L) / v = 400 \times 10^{-3} / 0.075 = 5.3 s$



3-5 液压缸 F—t 与 v—t 图

3

确定执行元件的主要参数

4.1 液压缸的设计计算

4.1.1. 初定液压缸工作压力

液压缸工作压力主要根据运动循环各阶段中的最大总负载力来确定，此外，还需要考虑以下因素：

- (1) 各类设备不同特点和使用场合。
- (2) 考虑经济和重量因素，压力选得低，则元件尺寸大，重量重；压力选得高一些，则元件尺寸小，重量轻，但对元件的制造精度，密封性能要求高。

所以，液压缸的工作压力的选择有两种方式：一是根据机械类型选；二是根据切削负载选。

如表 4-1、表 4-2 所示。

按负载选执行文件的工作压力

负载/N	<5000	500~10000	10000~20000	20000~30000	30000~50000	>50000
工作压力/MPa	≤0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	>5

表 4-1

按机械类型选执行文件的工作压力

机械类型	机 床				农业机械	工程机械
	磨床	组合机床	龙门刨床	拉床		
工作压力/MPa	$a \leq 2$	3~5	≤8	8~10	10~16	20~32

表 4-2

由负载值大小查表 3-1，参考同类型组合机床，取液压缸工作压力为 3MPa。

4.2 液压缸主要尺寸的计算

液压缸的有效面积和活塞杆直径，可根据缸受力的平衡关系具体计算。

4.2.1 确定液压缸的主要结构参数

由表 1 看出最大负载为工进阶段的负载 $F=22780\text{N}$ ，则

$$D = \frac{4 \times 22780}{3.14 \times 3 \times 10^6} m = 9.84 \times 10^{-2} m$$

查设计手册，按液压缸内径系列表将以上计算值圆整为标准直径，取
D=100mm。

为了实现快进速度与快退速度相等，采用差动连接，则 $d=0.7D$ ，所以
 $d=0.7 \times 100\text{mm}=70\text{mm}$

同样，圆整成标准系列活塞杆直径，取 $d=70\text{mm}$ 。由 $D=100\text{mm}$ ， $d=70\text{mm}$ 算出液压缸无杆腔有效作用面积为 $A_1 = 78.5\text{cm}^2$ ，有杆腔有效作用面积 $A_2 = 40.1\text{cm}^2$ 。

工进采用调速阀调速，查产品样本，调速阀最小稳定流量
 $q_{V\min} = 0.05\text{L/min}$ ，因最小工进速度 $v_{\min} = 20\text{mm/min}$ ，则

$$\frac{q_{V\min}}{v_{\min}} = \frac{0.05 \times 10^3}{20 \times 10^{-1}} \text{cm}^2 = 25\text{cm}^2 < A_2 < A_1$$

故能满足低速稳定性要求。

4.3 液压缸的流量计算

液压缸的最大流量： $q_{\max} = A \cdot v_{\max}$ (m³/s)

式中：A 为液压缸的有效面积 A_1 或 A_2 (m²)； v_{\max} 为液压缸的最大速度 (m/s)。

液压缸的最小流量： $q_{\min} = A \cdot v_{\min}$ (m³/s)

式中： v_{\min} 为液压缸的最小速度。

液压缸的最小流量 q_{\min} ，应等于或大于流量阀或变量泵的最小稳定流量。

若满足此要求时，则需重新选定液压缸的工作压力，使工作压力低一些，缸的有效工作面积大一些，所需最小流量 q_{\min} 也大一些，以满足上述要求。

流量阀和变量泵的最小稳定流量，可从产品样本中查到。

4.3.1 复算工作压力

执行元件背压的估算值

系统类型	背压 P_b / MP_a
一般轻载节流调速系统	0.2~0.5
回油路带调速阀的调速系统	0.5~0.8
中低压系统	回油路带背压阀 0.5~1.5
	带补油泵的闭式回路 0.8~1.5
中高压系统	同上
高压系统	如锻压机械等 比中低压高 50%~100%

计算时背压可忽略不计
表 4-3

根据表 4-3，本系统的背压估计值可在 $0.5 \sim 0.8 MP_a$ 范围内选取，故暂定：

工进时， $P_b = 0.8 MP_a$ ；快速运动时， $P_b = 0.5 MP_a$ 。液压缸在工作循环各阶段的工作压力 P_1 即可按公式计算。

差动快进阶段

$$P_1 = \frac{F}{A_1 - A_2} + \frac{A_2}{A_1 - A_2} P_b = \frac{2780}{(78.5 - 40.1) \times 10^{-4}} P_b + \frac{40.1 \times 10^{-4} \times 0.5 \times 10^6}{(78.5 - 40.1) \times 10^{-4}} P_b = 1.25 MP_a$$

工作进给阶段

$$P_1 = \frac{F}{A_1} + \frac{A_2}{A_1} P_b = \frac{2780}{78.5 \times 10^{-4}} P_b + \frac{40.1 \times 10^{-4}}{78.5 \times 10^{-4}} \times 0.8 \times 10^6 P_b = 3.31 MP_a$$

快速退回阶段

$$P_1 = \frac{F}{A_2} + \frac{A_1}{A_2} P_b = \frac{2780}{40.1 \times 10^{-4}} P_b + \frac{78.5 \times 10^{-4} \times 0.5 \times 10^6}{40.1 \times 10^{-4}} P_b = 1.67 MP_a$$

4.3.2 计算液压缸的输入流量

因快进、快退速度 $v_1 = 0.075 m/s$ ，最大工进速度 $v_2 = 0.002 m/s$ ，则液压缸各阶段的输入流量需为：

快进阶段

$$q_{v1} = (A_1 - A_2) v_1 = (78.5 - 40.1) \times 10^{-4} \times 0.075 m^3/s = 17.3 L/min$$

工进阶段

$$q_{v1} = A_1 v_2 = 78.5 \times 10^{-4} \times 0.002 m^3/s = 0.94 L/min$$

快退阶段

$$q_{v1} = A_2 v_1 = 40.1 \times 10^{-4} \times 0.075 m^3/s = 18 L/min$$

计算液压缸的输入功率

快进阶段

$$P = p_1 q_{v1} = 1.25 \times 10^6 \times 0.016 \times 10^{-3} W = 360 W = 0.36 kW$$

工进阶段

$$P = p_1 q_{v1} = 3.31 \times 10^6 \times 0.016 \times 10^{-3} W = 50 W = 0.05 kW$$

快退阶段

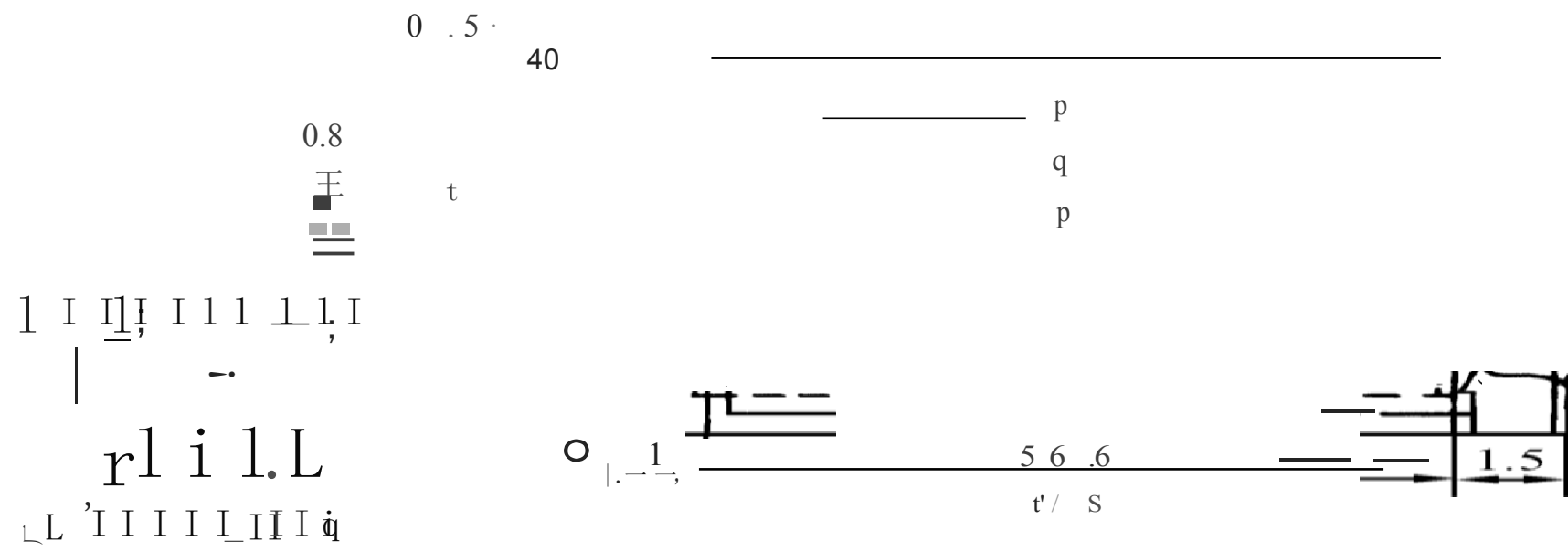
$$P = p_1 q_{v1} = 1.67 \times 10^6 \times 0.016 \times 10^{-3} W = 500 W = 0.5 kW$$

液压缸在各工作阶段的压力、流量和功率

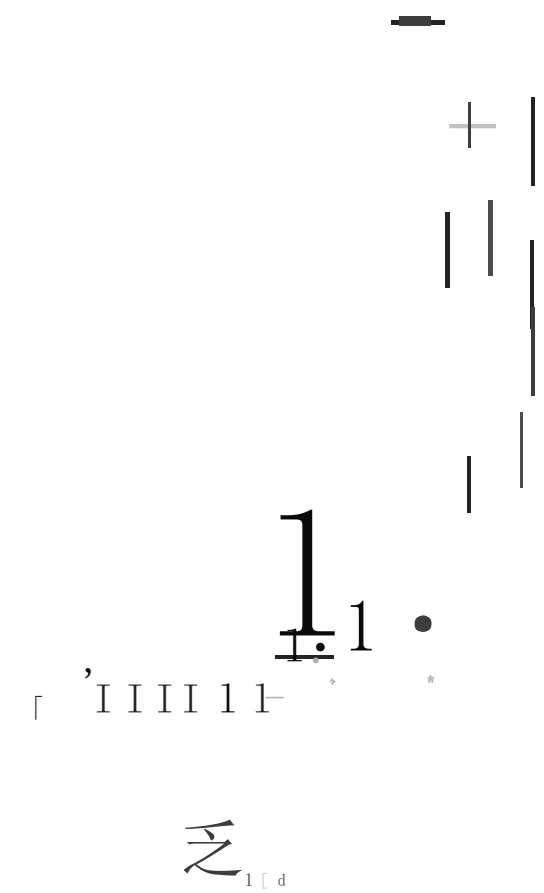
工作阶段	工作压力 P_1 / MP_a	输入流量 $q_{v1} / (L \cdot \min^{-1})$	输入功率 P / kW
快速前进	1.25	17.3	0.36
工作进给	3.31	0.94	0.05

快速退回	1.67	18	0.5
------	------	----	-----

表 4-4



4-5 液压缸工况图



- s. 佳, q-1 b

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/116141023022010104>