

液压传动系统习题集

东北重型机器学院液压教研室

沈阳机电学院液压教研室

一九八二年八月

前 言

本习题集 第一部分是为一九八一年机械工业出版社出版的《液压传动系统》各主要章节所载40余习题所做的参考题解。本题解分别由刘玉琦、韩屋谷（东北重型机器学院液压教研室）和官忠范同志提稿。最后由官忠范同志整理定稿。

第二部分是《液压传动系统》的补充习题 共50个题 此部分由官忠范和杨敢同志选编 便于给出答案的在每题后括号内都给出了参考答案。

不妥或错误之处 请批评指正。

编者

1982. 3

一、《液压传动系统》习题解

2—1 (1) 回路中各元件的作用

在泵调压卸载回路中，当泵空载启动时，二位二通电磁换向阀通电，使溢流阀遥控口接油箱，泵卸载。液压卸工作时，电磁二位二通阀不通电，通往油箱的遥控油路被切断，系统压力由远程调压阀调节。将单向节流阀安置在液动二位二通阀的控制油路上，为了使系统升压时迅速接通远程调压阀的溢油路，而卸载时延迟关闭控制油路，使液动阀的关闭动作在电磁阀之后，起缓冲作用。调整液动阀的动作压力略低于系统的压力调整值。若压力低于调整值，液动阀由于单向节流阀中节流阻尼作用，延迟关闭；而压力升高，液动阀就打开，液动阀打开较快，关闭较慢，因此当系统压力波动时，液动阀总是处于打开位置，使整个系统总是有一个较稳定的工作压力。溢流阀遥控口出口处的阻尼孔亦是为了防止压力转换时的液压冲击。

三位四通电磁换向阀作换向用。

制动阀是使液压缸在行程中任意位置突然停止或换向时起制动缓冲作用。系统采用一个交叉溢流补油回路，用一个制动阀进行双向制动，同时通过单向阀补油。

液压缸两端的缓冲回路是使活塞走到端点时减速制动缓冲，当活塞关闭回油口后，只能经节流阀回油箱。由于节流阀的阻尼作用，使活塞减速直至最后制停。如果活塞运动速度过高，缸盖端部压力高于缓冲阀4的调整压力，缓冲阀打开溢流。

(2) 当系统工作压力为100bar时各阀的调整压力为：

溢流阀1，120bar，高出系统最高工作压力20%；

远程调压阀2，100bar，等于系统最高工作压力；

制动阀3, 105~110 bar;

缓冲阀4, 120~150 bar;

4

2—2 要看A管路有没有负载。A管路压力由外负载来定, 但最高不超过溢流阀调定压力 50 bar。B管路压力由减压阀调定, 最高不超过 15 bar。

若A管路被切断, 液压泵只供给B管路液压油。在活塞运动期间, 减压阀后的压力不超过 15 bar, 减压阀前的压力略高于 15 bar, 因减压阀有压力损失。活塞杆碰到死挡铁停止运动后, A管路压力升高到 50 bar, B管路压力仍为 15 bar。

系统工作压力大于 15 bar, 油液通过减压阀后为 15 bar, 当然有功率损耗。最大功率损耗发生在系统最高工作压力时, 其数值为:

$$\Delta h = \Delta p \cdot Q = (50 - 15) \times 10^5 \times 0.2 \times 10^{-3} = 700 \text{ W}$$

损耗的功率变成热量消失在油液中, 使油液温度升高或通过元件和管路外壁散入空气。

2—3 如题图2—3所示, 对O点取转矩, 令 $\Sigma M_O = 0$

显然
$$P_1 \frac{\pi D^2}{4} l_1 \cos \theta = G l_2 \sin \theta$$

$$P_1 = \frac{4G}{\pi D^2} \frac{l_2}{l_1} \tan \theta$$

同理
$$P_2 = \frac{4G}{\pi(D^2 - d^2)} \frac{l_2}{l_1} \tan \theta$$

在前进过程中, θ 从 -45° 至 0° 时, 压力由最大值 $p_{1\max} = \frac{4G}{\pi D^2} \frac{A_2}{A_1}$

降到 0, 过了中点后, 负载变为超越负载, 缸内压力为 0。而在后退过

程中, 压力由 p_2 的最大值 $p_{2\max} = \frac{4G}{\pi(D^2 - d^2)} \frac{A_2}{A_1}$ 降到 0, 过了中

点后, 压力为 0。由于有杆腔作用面积小于无杆腔面积, 故 $p_2 > p_1$ 。

前进和后退过程中进油腔压力变化规律如题图 2—3 所示。

图 2—59a 中节流阀起调节液压缸活塞运动速度用, 防止由于超越负载引起活塞的加速运动, 而使平衡阀时开时闭, 管路内压力不稳定, 并产生振动。

液压缸内最大压力:

$$p_{1\max} = \frac{4 \times 314 \times 10^4}{\pi \times 0.12^2} \times 2 \times \tan 45^\circ = 80 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

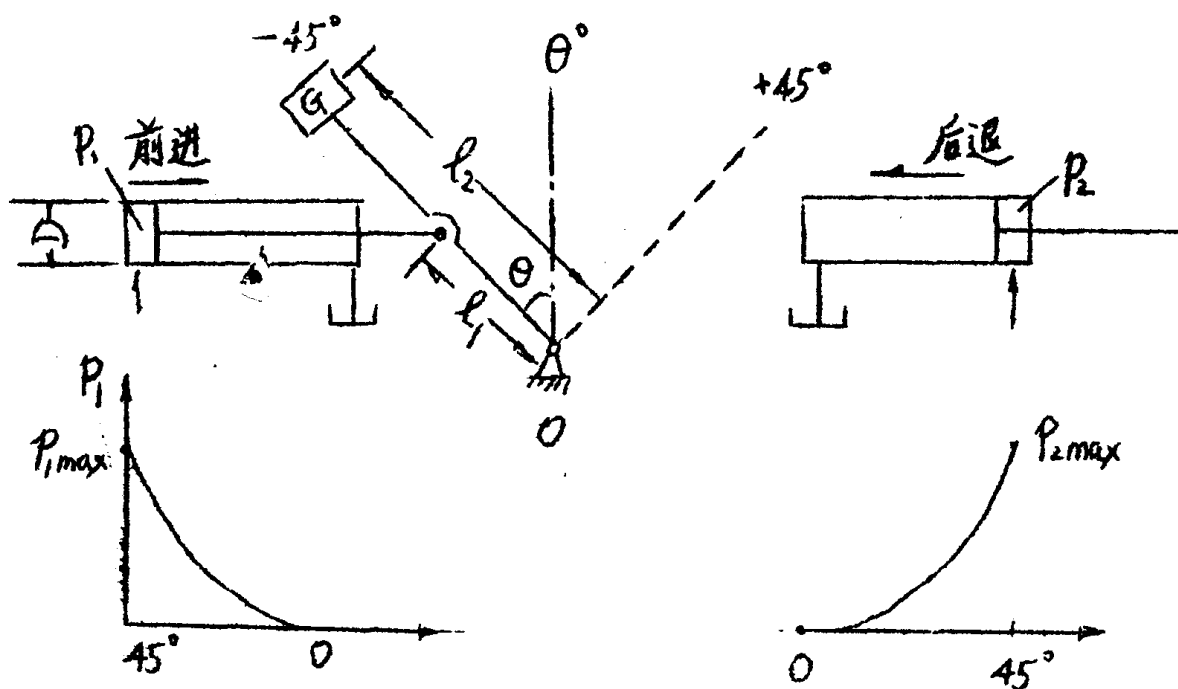
$$p_{2\max} = \frac{4 \times 314 \times 10^4}{\pi(0.12^2 - 0.06^2)} \times 2 \times \tan 45^\circ = 125 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

远控平衡阀压力不宜调得与缸内最大压力相一致, 一般在 40% 范围即可, 而溢流阀调整压力应略大于 125 bar。

若将远控平衡阀改为直控平衡阀, 平衡阀应平衡重锤在 $\pm 45^\circ$ 时不使重锤落下, 故平衡阀的调整值分别为 $p_{1\max}$ 和 $p_{2\max}$, 而溢流阀压力应为:

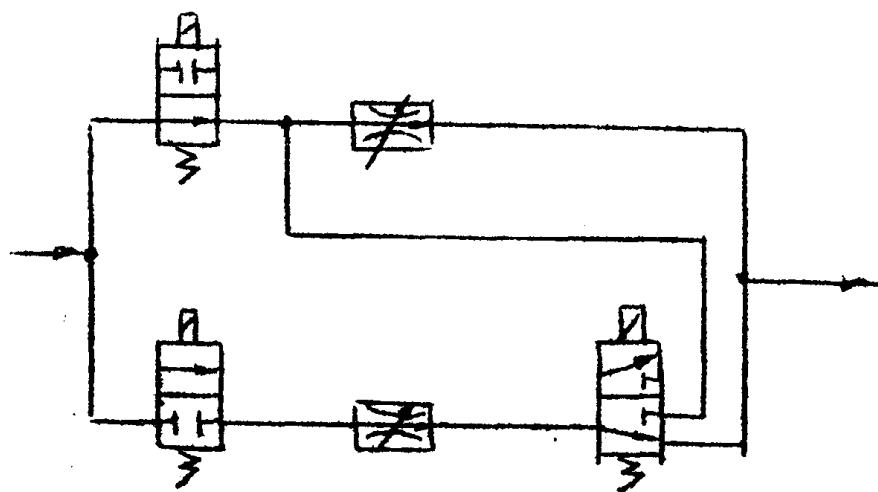
$$p_R = p_{2\max} + p_{1\max} \frac{D^2}{D^2 - d^2} = 2 p_{2\max} = 250 \text{ bar}$$

这是因为在后退过程中系统不仅要克服重锤所引起的工作压力, 而且要克服平衡阀所造成的背压。



题图 2—3

2—4 可以用两个节流阀调出三种速度。如书中图 2—25 和图 2—26 即是这种回路图。三种速度（快进、一工进和二工进）中，快进速度不能调节。如要三种速度均能调节，设法使液压缸的进油或回油分别通过两个节流阀得两种速度，而第三种速度则使两节流阀串联或并联。两节流阀串联时的速度略小于小开口节流阀所调速度，两节流阀并联时的速度稍大于大开口节流阀所调速度，如题图 2—4 所示。



题图 2—4 能调出三种速度的节流调速回路

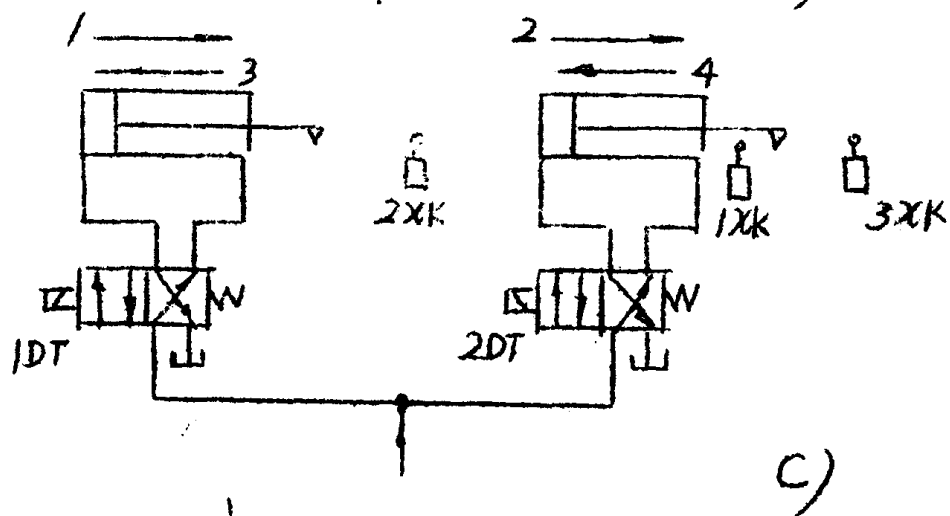
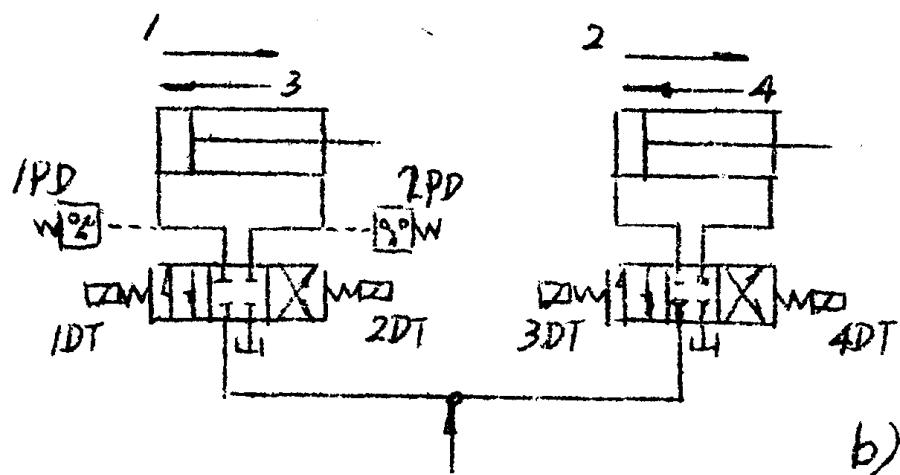
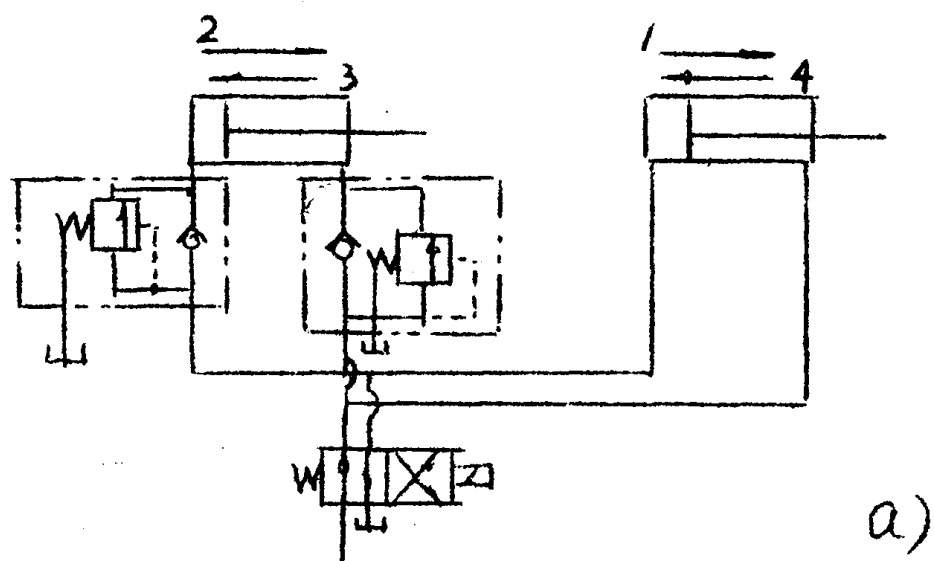
2—5 将图 2—3 2 中右液压缸有杆端的进油路上的单向顺序阀搬至左液压缸有杆端的进油路上，即可实现①→②→④→⑧顺序，如题图 2—5 a 所示。

将图 2—3 3 中 2 PD 搬至左缸有杆端油路上控制 4 DT 动作，可实现①→②→④→⑧顺序。如题图 2—5 b 所示。

图 2—3 4 用行程阀的顺序回路中，①进→②进→⑧退→④退，动作顺序固定，很难改变⑧退→④退的顺序。

将图 2—3 5 中 1 XK 搬至右缸活塞杆的回程端控制 1 DT 断电，可实现①→②→④→⑧顺序。如题图 2—5 c 所示。

综上所述，靠变动电气行程开关位置改变双缸顺序最易实现，而变动压力继电器位置较变动单向顺序阀的配管工作量为小，用行程阀的顺序回路就很难变动顺序。



题图2—5 顺序回路的顺序变动

2—6 两级分流集流阀控制四个缸的同步。有同步精度较高 使用元件少的优点

液控单向阀对单作用柱塞缸起锁紧作用。

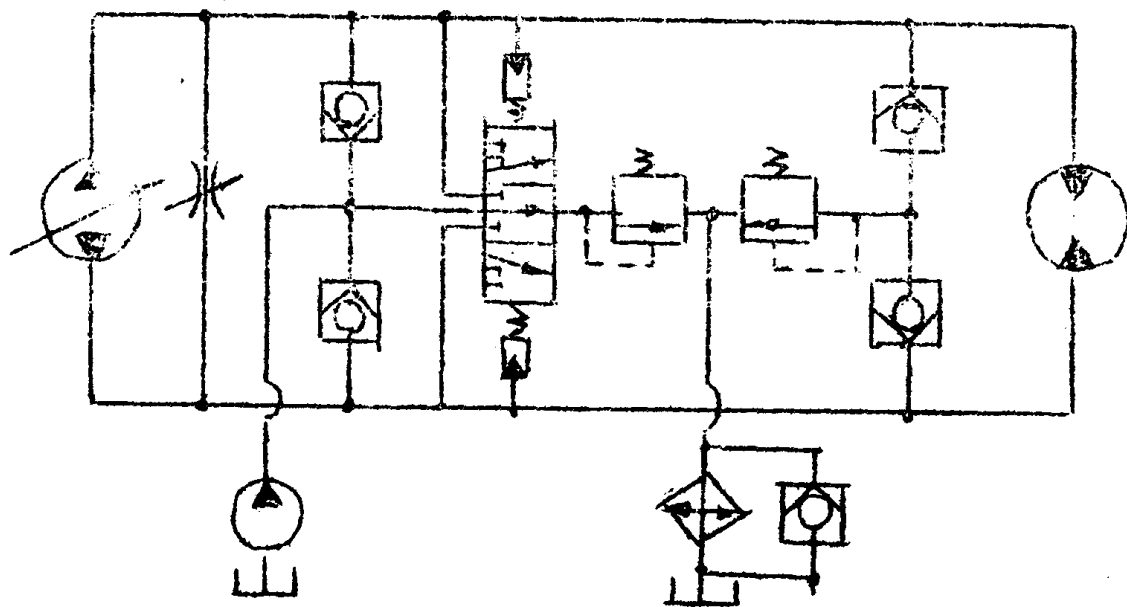
两单向节流阀相背串联在油路上，使单作用柱塞缸在上升（进油节流）和下降（回油节流）均能分别调速。

大钟液压缸设有小型溢流阀，在事故时（炉顶煤气爆炸）缸内压力升高而打开，作安全溢流用。

蓄能器作停泵后关闭大小钟的备用动力源，其有效容积应供大小钟液压缸动作一次的输油量。

由于分流集流阀在额定流量时压降在 $8 \sim 12 \text{ bar}$ 范围内，两级分流集流阀总共压降 $16 \sim 24 \text{ bar}$ ，占系统工作压力的 $13.3 \sim 20\%$ ，压力损失较大。

2—7 可省去一个低压溢流阀，冷却器接在低压溢流阀和高压溢流阀出口的油路上，其液压回路如题图 2—7 所示。



题图 2—7 用三位四通梭阀组代替
三位三通梭阀组后的液压回路图

3—1 当液压缸机械效率 $\eta_{cm}=1$ 时, 液压缸受力平衡方程式为

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 = F$$

当 F 很小或极限情况 $F=0$ 时

$$P_2 = P_1 \frac{A_1}{A_2} - \frac{F}{A_2} = 30 \frac{50}{25} - 0 = 60 \text{ bar}$$

即有杆腔的油压 P_2 有可能为液压泵的调定压力 $P_P=30 \text{ bar}$ 的二倍。

最大承载能力是指 $U_c=0$ 时, 液压缸所能承受的最大外负载。当 $U_c=0$ 时, $Q_2=0$, $\Delta P_{节}=P_2=0$, 则 $P_1=P_P$ 。故最大承载力为

$$F_{max} = P_P A_1 = 30 \times 10^5 \times 50 \times 10^{-4} = 15 \times 10^3 \text{ N}$$

(所用符号意义同图3—16)。

3—2 不考虑管路压力损失, 液压泵的供油压力

$$\begin{aligned} P_P &= \Delta P_B + 2\Delta P_C + \Delta P_D + \frac{F}{A} \\ &= \Delta P_B + 2\left(\frac{Q}{K_C}\right)^2 + \left(\frac{Q}{K_D}\right)^2 + \frac{F}{A} \end{aligned}$$

液压泵的输出功率

$$N_p = P_P Q_P = \left[\Delta P_B + 2\left(\frac{Q}{K_C}\right)^2 + \left(\frac{Q}{K_D}\right)^2 + \frac{F}{A} \right] Q_P$$

液压缸的输出功率

$$N_c = F \cdot U = F \cdot \frac{Q}{A}$$

系统效率

$$\eta = \frac{h_c}{h_p} = \frac{F \cdot Q}{A \left[\Delta p_B + 2 \left(\frac{Q}{K_C} \right)^2 + \left(\frac{Q}{K_D} \right)^2 + \frac{F}{A} \right] Q_p} \quad (1)$$

上式表明, 当节流阀开度增大 Q 增加, h_c 、 h_p 也同时增加, 但 h_c 随 Q 线性增加, 而 h_p 随 Q 非线性增加。故可知, 当

$$\frac{\partial \eta}{\partial Q} = 0$$

时, η 有极大值

$$\begin{aligned} \text{即 } \left[\Delta p_B + 2 \left(\frac{Q}{K_C} \right)^2 + \left(\frac{Q}{K_D} \right)^2 + \frac{F}{A} \right]^{-1} - Q \left[2 \left(\frac{Q}{K_C} \right)^2 + \left(\frac{Q}{K_D} \right)^2 + \Delta p_B \right. \\ \left. + \frac{F}{A} \right]^{-2} \left(2 \frac{Q}{K_C^2} + 4 \frac{Q}{K_D^2} \right) = 0 \end{aligned}$$

化简整理后得:

$$\frac{F}{A} = 2 \left(\frac{Q}{K_C} \right)^2 + \left(\frac{Q}{K_D} \right)^2 - \Delta p_B \quad (2)$$

式(2)表明, 负载压力 $\frac{F}{A}$ 满足式(2)所确定的关系式。系统效率有极大值。将式(2)代入式(1)得:

$$\eta = \frac{F Q}{2 A Q_p \left(\Delta p_B + \frac{F}{A} \right)} \quad (3)$$

显然, η 随 Q 的增大而增大。若 $Q = Q_p$, 则

$$\eta = \frac{1}{2} \frac{F/A}{\left(\Delta p_B + \frac{F}{A} \right)} = 50\% \left(\frac{F/A}{\left(\Delta p_B + \frac{F}{A} \right)} \right)$$

若 $Q = Q_p$ ，且 $\Delta P_B < \frac{F}{A}$ ，则

$$\eta = 50\%$$

实际上， $Q < Q_p$ ， ΔP_B 不一定远远小于 F/A ，且有管路压力损失，故此系统效率最大值无论如何也达不到 50%。

3—3 液压缸有效作用面积：

无杆腔 $A_1 = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} 4^2 = 12.6 \text{ cm}^2$ ；

有杆腔 $A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (4^2 - 3^2) = 5.5 \text{ cm}^2$ ；

由循环图计算各工况液压缸平均速度：

快进 $U_1 = \frac{\ell_1}{t_1} = \frac{0.264}{1} = 0.264 \text{ m/s}$ ；

慢进 $U_2 = \frac{\ell_2}{t_2} = \frac{0.30 - 0.264}{1} = 0.036 \text{ m/s}$ ；

保压 $U_3 = \frac{\ell_3}{t_3} = \frac{0}{t_3} = 0$ ；

快退 $U_4 = \frac{\ell_1}{t_4} = \frac{0.30}{0.5} = 0.6 \text{ m/s}$ 。

计算各工况负载流量：

快进 $Q_1 = A_1 U_1 = 12.6 \times 10^{-4} \times 0.264 = 3.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 20 \text{ L/min}$

慢进 $Q_2 = A_1 U_2 = 12.6 \times 10^{-4} \times 0.036 = 0.45 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \approx 2.7 \text{ L/min}$

保压 $Q_3 = A_1 U_3 = 0$

$$\text{快退 } Q_4 = A_2 U_4 = 5.5 \times 10^{-4} \times 0.6 = 3.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 20 \text{ L/min}$$

计算各工况负载压力:

$$\text{快进 } P_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{1260}{12.6 \times 10^{-4}} = 10 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 10 \text{ bar};$$

$$\text{慢进 } P_2 = \frac{F_2}{A_2} = \frac{1260 \times 2.5}{12.6 \times 10^{-4}} = 25 \text{ bar};$$

$$\text{保压 } P_3 = \frac{F_3}{A_1} = \frac{1260 \times 3}{12.6 \times 10^{-4}} = 30 \text{ bar}$$

$$\text{快退 } P_4 = \frac{F_4}{A_2} = \frac{550}{5.5 \times 10^{-4}} = 10 \text{ bar}$$

计算各工况负载功率:

$$\text{快进 } N_1 = P_1 Q_1 = 10 \times 10^5 \times 3.3 \times 10^{-4} = 0.33 \text{ KW}$$

$$\text{慢进 } N_2 = P_2 Q_2 = 2.5 \times 10^5 \times 0.45 \times 10^{-4} = 0.11 \text{ KW}$$

$$\text{保压 } N_3 = P_3 Q_3 = 30 \times 10^5 \times 0 = 0$$

$$\text{快退 } N_4 = P_4 Q_4 = 10 \times 10^5 \times 3.3 \times 10^{-4} = 0.33 \text{ KW}$$

负载压力、流量、功率循环图如题图3—3所示。图中实线表示泵的流量、压力和功率;虚线表示负载流量、压力和功率。

液压泵的流量由快进(退)工况负载流量所确定。不考虑系统泄漏,液压泵的流量为20 L/min;溢流阀的调整压力由保压工况负载压力所确定,即溢流阀的调整压力为30 bar即可。

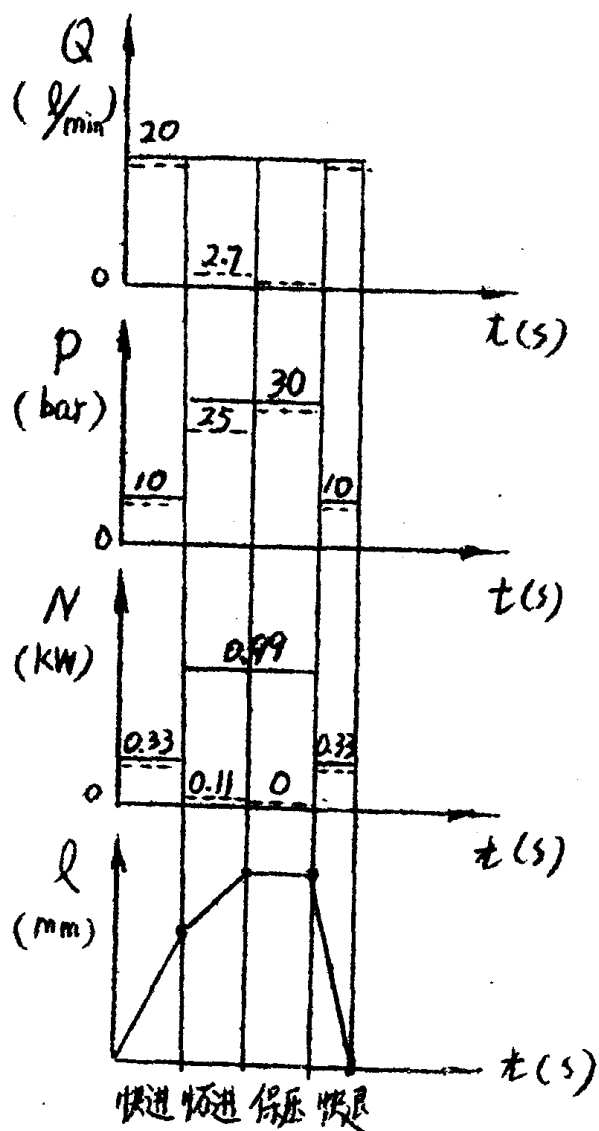
慢进加压工况系统效率:

该工况液压泵输出功率

$$N_p = P_p Q_p = 30 \times 10^5 \times 3.3 \times 10^{-4} = 990 \text{ W} = 0.99 \text{ KW}$$

则该工况的效率

$$\eta = \frac{N_2}{N_p} = \frac{0.11}{0.99} = 12\%$$



题图3—3 压力、流量、功率循环图

一个工作循环系统的平均效率

$$\eta = \frac{20 \times 10 \times 1 + 2.7 \times 25 \times 1 + 0 \times 30 \times 1 + 20 \times 10 \times 0.5}{20(10 \times 1 + 30 \times 1 + 30 \times 1 + 10 \times 0.5)} = 24\%$$

3—4

$$\eta = \frac{20 \times 10 \times 1 + 2.7 \times 25 \times 1 + 0 \times 30 \times 1 + 20 \times 10 \times 0.5}{20[10 \times 1 + (2.5 + 3) \times 1 + 30 \times 1 + 10 \times 0.5]} = 25\%$$

对于功率匹配系统 其系统效率为

$$\eta = \frac{20 \times 10 \times 1 + 2.7 \times 25 \times 1 + 0 \times 30 \times 1 + 20 \times 10 \times 0.5}{20 \times 10 \times 1 + 2.7(25+6) \times 1 + 0 \times 30 \times 1 + 20 \times 10 \times 0.5} = 96\%$$

在最后一计算中，忽略了保压工况由于泵泄漏所消耗的功率。

3—5

1. 控制阀处于左位（非差动连接）、中位（差动连接）时液压缸速度分别为

$$U_0 = \frac{Q_p}{A_1}$$

和

$$U_1 = \frac{Q_p}{A_1 - A_2}$$

则

$$\frac{U_1}{U_0} = \frac{A_1}{A_1 - A_2} = \frac{D^2}{d^2} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 = \left(\frac{100}{50}\right)^2 = 4$$

相应于上述两种情况下的推力比

$$\frac{F_0}{F_1} = \frac{A_1 p_P}{(A_1 - A_2) p_P} = \frac{A_1}{A_1 - A_2} = \frac{D^2}{d^2} = \left(\frac{100}{50}\right)^2 = 4$$

2. 差动回路往返速度（控制阀处于中位和右位时的速度）比：

控制阀处于右位时液压缸速度

$$U_2 = \frac{Q_P}{A_2}$$

则

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{A_2}{A_1 - A_2} = \frac{D^2 - d^2}{d^2} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1 = 3$$

3

$$U_1 = \frac{Q_p}{A_1 - A_2} = \frac{0.5 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} (50 \times 10^{-3})^2} = 0.255 \text{ m/s}$$

$$U_2 = \frac{Q_p}{A_2} = \frac{0.5 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} (100^2 - 50^2) 10^{-6}} = 0.085 \text{ m/s}$$

或 $U_2 = U_1 / 3 = 0.255 / 3 = 0.085 \text{ m/s}$

3—6 这里只作简要说明。

回路中换向阀为比例方向阀，除起一般换向阀作用外，由于其阀芯可控（电控或手控）性，很容易形成不同开度的节流口，此节流口与溢流阀 1 构成溢流节流阀，形成压力匹配回路。节流口处压降

$$\Delta p = p_P - \frac{F}{A_1 \eta_{cm}} = \frac{F_S}{\alpha_0} \approx \text{常数} \quad (1)$$

以上（下）所用符号同教材。

回路中的变量泵与溢流阀 1 等元件构成流量匹配回路。

液压泵流量

$$Q_p = K\alpha_1 \left(p_P - \frac{F_1}{A_1 \eta_{cm}} \right)^m + K\alpha_2 \left(p_P - \frac{F_2}{A_1 \eta_{cm}} \right)^m + \Delta Q \quad (2)$$

式中 α_1 、 α_2 ——比例方向阀 1、2 节流口处的通流面积；

F_1 、 F_2 ——液压缸 1、2 的负载力，(1)中的 F 应为其中数值较大的一个；

ΔQ ——通过溢流阀 1 的溢流量。

合理选择阻尼孔（溢流阀 1 出口下游处节流孔）尺寸和变量泵控制缸尺寸及其复位弹簧， ΔQ 可控制在 2 l/min 以下，即 ΔQ 可以很小。这样，回路又可基本上实现泵的流量与负载流量相匹配。

液压缸速度仅与开口量有关而与负载无关。其调节过程是：开口量增加（减小）， p_p 减小（增加）， ΔQ 减小（增加），节流孔入口压力即变量泵控制缸液压腔压力降低（增加）， Q_p 即液压缸速度增加（减小）直到达到新的平衡为止。

比例方向阀处于中位时，为卸荷工况。

3—7 1. 选定缓冲柱塞长度 $L_0 = 0.025 \text{ m}$ 。

2 由式（3—148）确定缓冲起始点节流口面积

$$\begin{aligned} f_0 &= \frac{S U_0}{K} \left(\frac{S}{F + \frac{m U_0^2}{2 L_0}} \right)^{\frac{3}{2}} \\ &= \frac{U_0}{K} S^{3/2} \left(F + \frac{m U_0^2}{2 L_0} \right)^{-\frac{3}{2}} \\ &= \frac{0.4}{0.0315} \left(\frac{\pi}{4} \times 0.025 - 0.012 \right)^{3/2} \left(740 + \frac{2000 \times 0.4^2}{9.8 \times 2 \times 0.025} \right)^{-\frac{3}{2}} \\ &= 2.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \\ &= 2.5 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$