

液压传动实验指导

凌更成 编

2011年10月
机电工程学院
特此感谢

液压传动实验指导

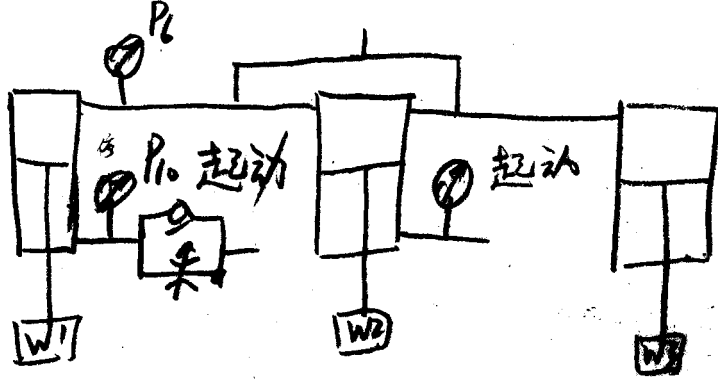
凌更成 编

平世錄卷之四

卷之四

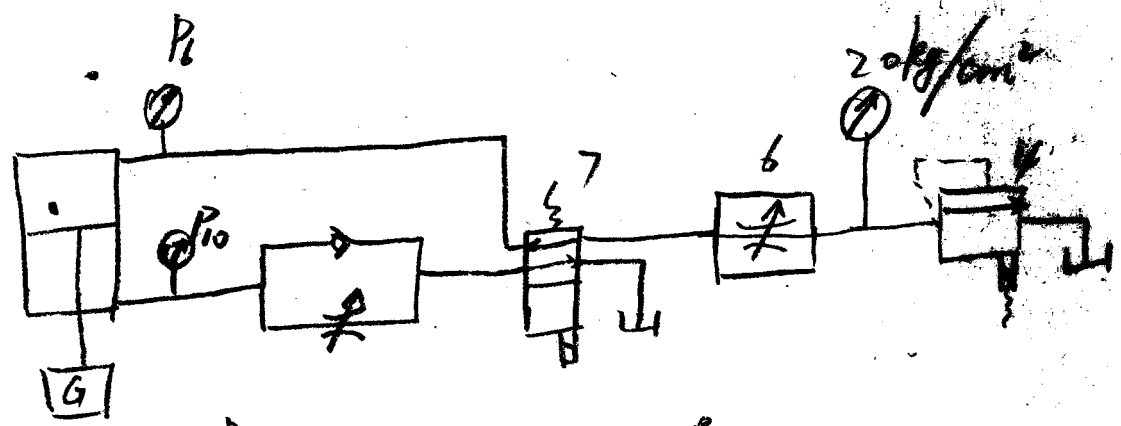
液压传动实验指导

凌更成 编



目 录

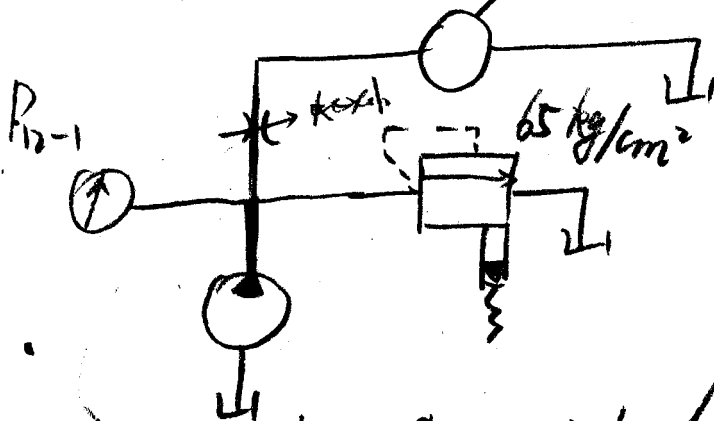
实验一 液压系统中工作压力形成的原理.....	(7)
实验三 液压泵性能实验.....	(51)
实验五 节流调速回路性能实验.....	(80)



$W=0$
 $\begin{cases} P_1 & - \\ P_{10} & - \\ t & - \end{cases}$

$W=1$
 $\begin{cases} P_1 & = \\ P_{10} & - \\ t & - \end{cases}$

体积 $\Delta V = \frac{\Delta V}{t} = q$
 ↓ 齿轮流量计



由大到小, 降 P_{1-1} 10 kg/cm²

要求: 实验 1. 绘制特性曲线

实验 1. $1-P$

2. $P-\eta$ 分析

实验一 液压系统中工作压力形成的原理

§1 实验目的

本实验通过几种形式的负载变化,研究液压缸和液压泵工作压力形成的原理,加深理解“容积式液压传动中,工作压力决定于处界负载,即决定于油液运动时受到的阻力”。通过实验应学会分析液压系统中某处工作压力和该处负载大小的关系,掌握液压系统中压力形成和传递的规律。

§2 实验原理

帕斯卡原理指出:在充满液体的密闭容器内,施加于静止液体表面的压力将以等值同时传到液体的各点。所以在液压系统中,当忽略液体自重时液体静止段内压力到处相等,如实验系统中压力表的示值反映表前管道引出处的压力值。

以一个不完全系统(图1—1)为例,液压缸有杆腔活塞有效面积为 A_2 ,阻力负载为 F 。液压泵从油箱吸油,经压油管供油至液压缸下腔,由于 F 的存在将阻止液压缸下腔密封容积的增大,从而使泵不断排出的油液受到压缩,因此导致油压不断上升,当压力升高到能克服阻力负载 F 时,活塞便被推动上升,这时,因缸的上腔直通油箱, $p_5=0$,则有 $p_3=\frac{F}{A_2}$ 。如果 F 不变,液压缸下腔将维持 p_3 不变,继续推动活塞上移。如果 $F=0$,略去活塞自重和其它阻力时,泵排出的油液可以推动活塞上移,但不能在液压缸下腔建立起压力($p_3=0$)。以上说明,在容积式液压传动中,工作压力决定于外界负载,即决定于油液运动时受到的阻力。

液压系统中液流受到的阻力,往往有三大类:一、外加阻力。如液压缸提升的荷重,推动机械位移的力,液压马达驱动机械回转运动的扭矩等。二、液压阻力。液体流经等截面直管道时,由于液体间和液体与固体壁面的相互摩擦而形成压力损失,它的产生是由于管道对液流的阻力,这种阻力称为沿程阻力;液体流经液压控制元件和辅助装置,或者急剧改变流速大小或者急剧改变流动方向,或者两者兼而有之,由于液流产生撞击、旋涡等现象,在这些局部地方形成压力损失,它的产生是由于局部对液流的阻力,这种阻力称为局部阻力。沿程阻力和局部阻力统称液压阻力。三、密封阻力。如活塞杆作直线往复运动时,它与其密封件间的摩擦所产生的阻力等。

由上可知,在图1—1中液压缸下腔中压力 p_3 是由外加负载 F 决定的,而 F 代表外加阻力和密封阻力之和,液压泵出口处压力 p_1 是由 p_3 和回路压力损失 $\Sigma\Delta p$ 决定的,

所以在活塞上升运动中 p_1 总是大于 p_s 且

$$p_1 = p_s + \Sigma \Delta p$$

在图 1—2 中液压缸上腔直通油箱，即 $p_6 = 0$ ，此时液压缸理论推力为 $F_{理} = p_s A_2$ 。客观上由于活塞杆与端盖在 a 处和活塞与缸筒在 b 处存在密封阻力， a 处存在外泄漏和 b 处存在内泄漏（由高压腔向低压腔的泄漏），加之制造和安装误差，偏载引起活塞和活塞杆倾斜而产生的附加阻力等因素，使液压缸能推动的实际荷重 $F_{有效}$ 总小于理论推力 $F_{理}$ ，为此，在 JB2149—77^[21] 中，用负载效率 η_{cm} 表征它们的关系， η_{cm} 是以 $F_{有效}$ 与 $F_{理}$ 之比来表征的，即

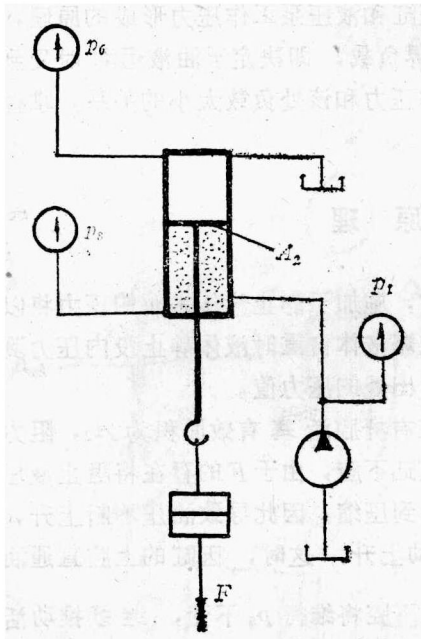


图1-1 压力形成原理图

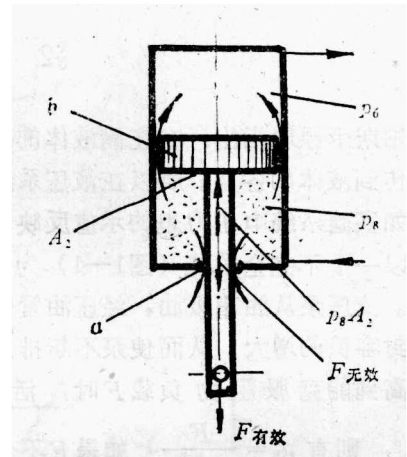


图1-2 液压缸负载效率

$$\eta_{cm} = \frac{F_{有效}}{F_{理}} 100\% \text{ 或 } F_{有效} = F_{理} \cdot \eta_{cm} = F_{理} - F_{无效} \quad (1-1)$$

若将式 (1-1) 中各力改用表压 (压强) 形式表示，则有

$$p_{有效} = \frac{F_{有效}}{A_2}, \quad p_s = \frac{F_{理}}{A_2}, \quad p_{无效} = \frac{F_{无效}}{A_2} \quad (1-2)$$

式中

$p_{有效}$ —— 液压缸有效负载压力 (kgf/cm^2);

p_s —— 液压缸工作腔压力 (kgf/cm^2);

$p_{无效}$ —— 液压缸无效负载压力 (kgf/cm^2).

所以

$$p_{有效} = p_s - p_{无效} \quad (1-3)$$

或

$$p_s = p_{\text{有效}} + p_{\text{无效}}$$

(1-3a)

式(1-3a)为液压缸工作压力决定于外界负载的表达式,它说明要使活塞运动,工作腔的压力 p_s 必须等于液压缸有效负载压力 and 无效负载压力之和。

在图1-4所示的实验装置系统中,设定液压缸11工作,其回油路阻力可以忽略不计,即 $p_6=0$,此时泵2出口工作压力 p_1 由两部分组成,一部分是从泵出口至液压缸进口的油路上各种阻力(如滤油器3,调速阀6,换向阀7,单向阀32或节流阀8,以及接头和管道等)产生的压力损失之和 $\Sigma\Delta p$,另一部分就是液压缸工作腔的压力 p_s ,有

$$p_1 = p_s + \Sigma\Delta p$$

(1-4)

式(1-4)为液压泵出口工作压力决定于外界负载的表达式,它说明液压缸要获得工作压力 p_s ,液压泵的工作压力 p_1 必须等于液压缸工作腔压力和该工况下油路压力损失 $\Sigma\Delta p$ 之和。

当调速阀5和6关闭时,泵排出的全部油液仅通过溢流阀4溢回油箱,泵的工作压力由溢流阀4的局部阻力决定,溢流阀调压弹簧力调定后,液阻基本不变,因此 p_1 也基本不变。

当调速阀6打开到某一开度,泵排出的油一部分供液压缸工作,多余的油仍通过阀4溢回油箱(可通过流量观察计*40观察),但通过阀口溢流的油必须克服调定的液阻,因此可知此时泵的出口压力 p_1 仍然基本不变。液压缸工作中如果外界负载在变化,则 p_s 一定随之变化,这时调速阀6将自动相应调节通过阀的压力损失 $\Delta p_{\text{调}}$,使 $p_s + \Sigma\Delta p$ 恒等于 p_1 ,即当 p_s 增大时, $\Delta p_{\text{调}}$ 减小,反之亦然。

§3 实 验 装 置

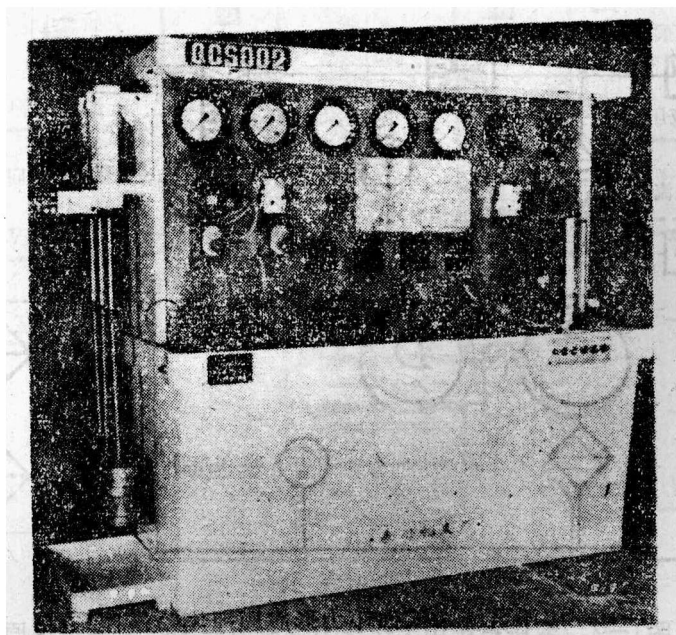


图1-3 QCS002型教学实验台外形图

QCS002 型数学实验台外形如图 1—3 所示，它采用一套液压泵装置，通过调速阀 6 组成压力形成原理实验装置（见图 1—4）。进行本实验时，应将调速阀 5 关闭，切断实验二的油路。

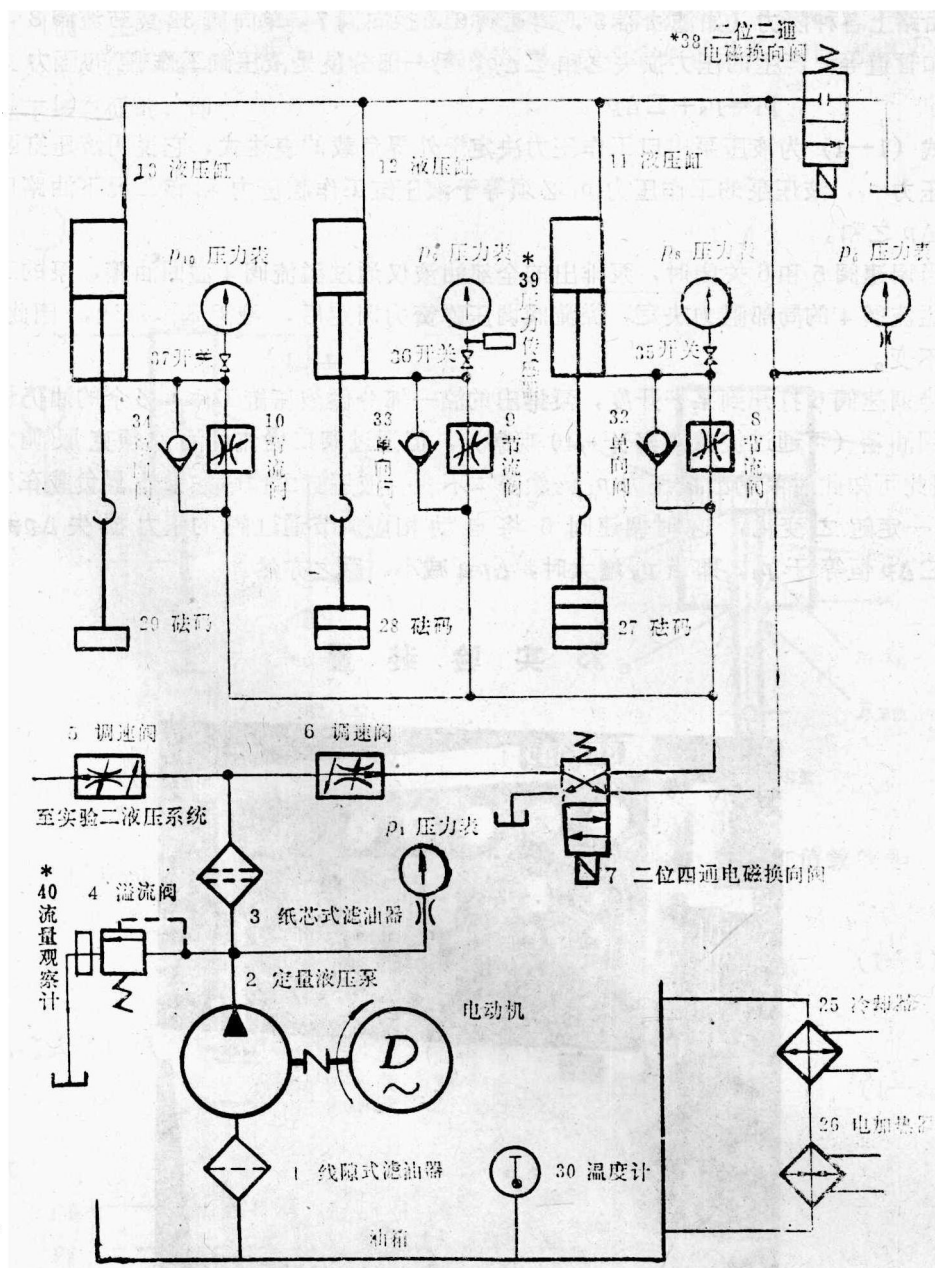


图 1—4 液压系统中工作压力形成原理实验液压系统原理图

一、液压缸：

液压缸11, 12和13为单杆活塞缸, 其结构完全相同, 见图1—5。缸筒由HT20—40铸铁制成, 缸盖用止口定位, O形密封圈防止外漏, 螺钉压紧, 这种结构便于加工和装拆。活塞与活塞杆为一整体零件, 由40cr合金钢经热处理制成。

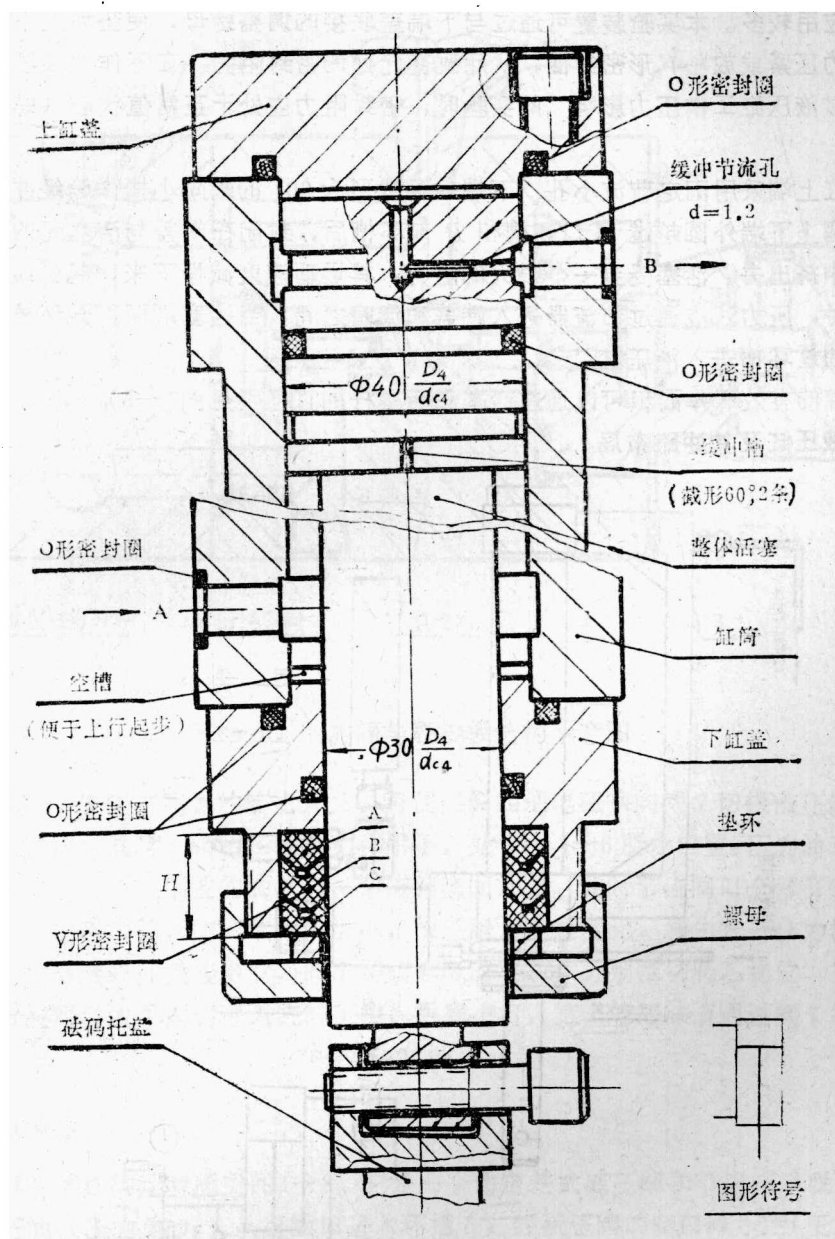


图1—5 液压缸结构示意图

液压缸中的密封, 是指活塞与缸筒内壁和活塞杆与下端盖等处的密封, 用来防止液

压缸内部和外部泄漏，前者采用O形密封圈，后者采用了O形和V形两种密封圈。O形密封圈用耐油橡胶制成，可用作运动件的密封，也可用作固定件的密封，它的外侧、内侧和端面都能起密封作用。V形密封圈由多层涂胶织物压制而成，它是由支承环A、密封环B和压环C三种不同截面的密封组件组成，安装时必须使唇边开口面对压力油作用方向。V形密封圈接触面较长，密封性好，但摩擦力较大，所以在往复运动速度不高的活塞杆处应用较多。本实验装置可通过与下端盖联接的调整螺母，使垫环上下移动，以轴向机械力压紧或放松V形密封圈，从而改变此处的密封阻力。在不作“液压缸中密封阻力变化对液压缸工作压力影响”的实验时，密封阻力应处于正常值状态（螺母只需稍稍旋紧）。

液压缸上端采用固定节流小孔、下端采用截形为 60° 的轴向小槽作为缓冲装置的阻尼，当活塞上下端外圆越过A口环槽和B口环槽后，封闭在端盖与活塞间的油液从固定节流器中挤出去，活塞受到一个很大的阻力，其运动速度减慢下来，起到缓冲作用。活塞起动时，压力油液通过节流器进入端盖和活塞之间，当活塞端面离开环槽后，压力油才直接通过环槽进入液压缸。

液压缸的有效工作面积可以通过活塞和活塞杆的直径（见图1—5）求出。

二、液压缸及其油路布局

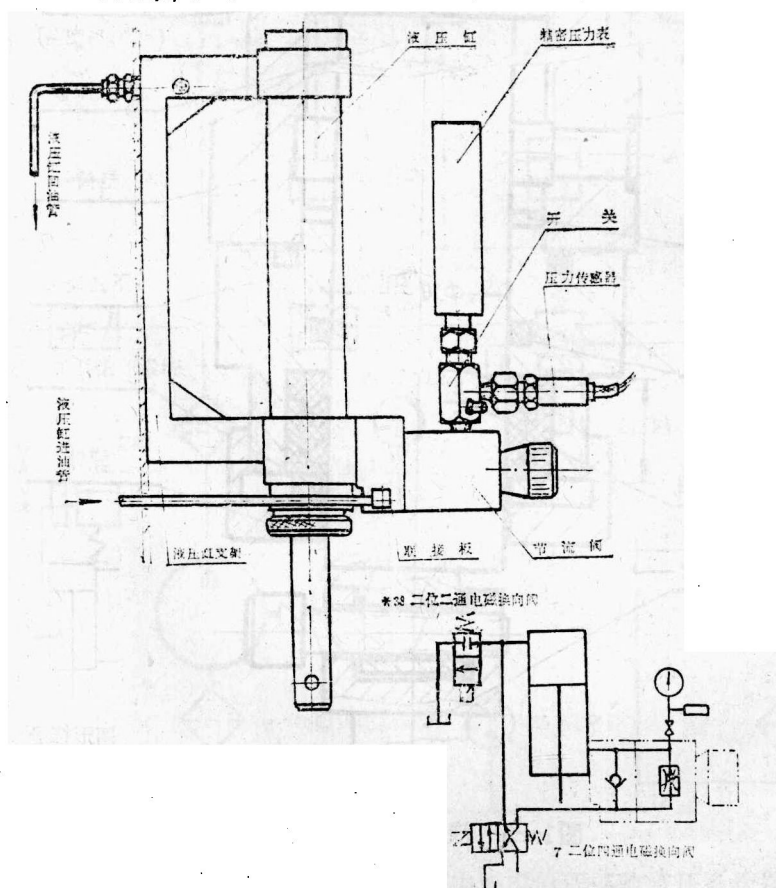


图1—6 液压缸及其进、回油路布局示意图

实验装置中液压缸铅直布局，在砝码托盘上加挂砝码，作为液压缸的有效负载。加不同数量的砝码，即可有级的改变有效负载值。液压缸及其进、回油路布局示意图见图1—6。节流阀8、9、10和液压缸11、12、13通过一块联接板组合在一起，局部结构示意图如图1—7所示。

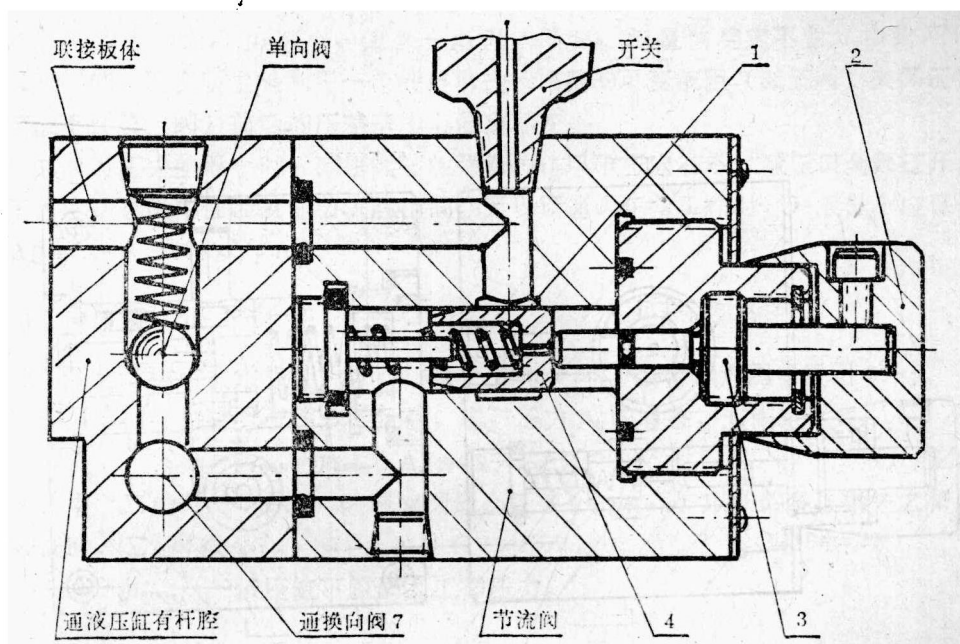


图1—7 节流阀与联接板结构示意图

通过布置在液压缸同侧的旋钮开关，可使二位四通电磁换向阀7切换液压缸的进、回油路。电磁铁断电时，阀芯在弹簧力作用下，处于图1—6所示位置，压力油进入液压缸上腔，活塞下行，缸下腔的油液通过节流阀流回油箱。（此时节流阀口全部打开，液压阻力很小，可忽略不计，如调节阀口大小，液压阻力随之变化，利用它可作为该液压缸的液压负载。）当旋钮开关接电后，阀7和阀*38的电磁铁分别推动阀芯换位，压力油通过全开的节流阀口或单向阀进入缸的下腔，活塞上行，缸上腔的油液通过阀7和阀*38流回油箱。

三、调速阀

调速阀6的结构示意图见图1—8。它是一个由定差式减压阀和节流阀串联而成的组合阀。高压油（压力为 p_1 ）从进油口进入环槽 b ，经减压阀的阀口减压后（压力为 p_2 ）

* 阀*38为22E1-25B，增加它的目的是为了大大减小液压缸上腔的回油阻力。上腔回油量约为下腔进油量的二倍，当下腔进油量较大时，有了这条油路上腔的背压损失就可以忽略不计。

The image contains two technical drawings of a mechanical assembly, likely a valve or actuator.

- Left Drawing (Side View, B-B):** This view shows the side profile of the device. It features a large circular component (possibly a wheel or flywheel) mounted on a shaft. A spring is visible, connected to a lever arm. The entire assembly is housed within a rectangular frame. Section lines indicate the plane of section B-B.
- Right Drawing (Cross-sectional View, A-A):** This view shows the internal components of the device. It includes a central shaft with a lever arm, a spring, and various mechanical linkages. The housing is shown with four screws. Section lines indicate the plane of section A-A.

Both drawings include dimension lines and labels (A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L, M, N, O, P, Q, R, S, T, U, V, W, X, Y, Z) indicating specific parts and dimensions.

从图1—7中可知，液压缸上腔进油时，下腔的油液经过节流阀芯4的三角沟节流口通流截面积大小的调节，可以控制活塞下行运动速度，即控制缸的进油量。为什么液压缸下腔进油路流量的调节不采用节流阀而采用调速阀呢？

$$Q_r = CA_r(p_1 - p_2)^* = CA_r \Delta p^* \quad (1-5)$$

C ——由节流口形状、液体流态、油液性质等因素决定的系数，具体数值由实验得出；

φ ——节流阀特性指数，与节流口形状有关，由实验求得。

14

阀将达不到目的,但采用调速阀就可以满足要求。由图 1—4 可知,调速阀 6 的进油压力 p_1 就是液压泵供油压力(略去管道损失),它由溢流阀 4 调定基本不变。调速阀出口压力 p_3 也就是液压缸下腔工作压力(因为上腔直通油箱,背压为零),当 p_3 加大时,作用在阀芯 4 大端的液压力加大,减压阀因失去平衡而右移,减压口加大,液阻减小, p_2 增加,使 $p_2 - p_3$ 基本保持不变,从而使通过调速阀的流量不变。相反, p_3 减小,减压口减小,液阻增大, p_2 减小,使 $p_2 - p_3$ 基本不变,流量也稳定不变。由此可以看出,调速阀的作用实质上是利用一个能自动进行调整的可变液阻(减压阀)来保证另一个固定液阻(节流阀)前后的压差基本上恒定不变。

调速阀当压力差很小时,减压阀芯在弹簧力作用下压向右端,减压口全部打开,不起减压作用,这时的性能就和节流阀相同。所以调速阀正常工作时,一般最小应保证压力差 $\Delta p_{\text{调 min}} = 4 \sim 5 (\text{kgf/cm}^2)$ 。

四、液压泵

液压泵为双作用式定量叶片泵,排量为 6 ml/rpm 。结构示意图参看图 3—4。

液压泵工作压力决定于系统的负载,出口压力 p_1 的调整,应满足下式:

$$p_1 \geq p_{1\text{min}} = p_{g\text{max}} + \Delta p_{\text{调 min}} + \Sigma \Delta p' \quad (1-6)$$

式中 $\Sigma \Delta p'$ ——回路中除调速阀最小压差 ($\Delta p_{\text{调 min}}$) 以外的各项损失之和,当流速较低时, $\Sigma \Delta p'$ 很小;

$p_{g\text{max}}$ ——液压缸下腔最大工作压力。

五、其它

实验油温可用水冷却器 25 或电加热器 26 人工控制。

油温采用压力式指示温度计 30 (WTZ—280 型) 指示。这种温度计是利用灌充在耐压温包、柔性毛细管和弹簧管组成的密闭系统内流体的温度与压力间的变化来测量油温的。该温度计密闭系统内的流体为氯甲烷或氟里昂 12。

§4 实验方案

容积式液压传动中,工作压力决定于外界负载,即决定于油液运动时受到的阻力。因此,通过液压缸的负载变化,可以得到工作腔的不同压力;通过液压缸及其进、回油路的负载变化,可以得到液压泵出口压力应调的最小值。

根据实验台的可能条件拟定主要的实验内容如下:

一、液压缸 V 形密封圈密封阻力变化,对液压缸工作压力的影响

由式 (1—3a) 有

$$p_8 (\text{或 } p_9 \text{ 或 } p_{10}) = p_{\text{有效}} + p_{\text{无效}} = p_{\text{有效}} + p_{\text{无效1}} + p_{\text{无效2}} \quad (1-7)$$

式中 $p_{\text{有效}}$ 是由外加砝码形成的压力, $p_{\text{无效}}$ 是由活塞、砝码托盘的重量和密封阻力等因素形成的压力。

实验中,设定参数为 $p_{\text{无效}2}$,即活塞杆处V形密封圈的密封阻力(以表压形式表达),建议分3次逐级加大。待测参数为液压缸有杆腔的工作压力 p_s (或 p_6 或 p_{10})。其它影响 p_s 的因素,均需取为常数:为突出 $p_{\text{无效}2}$,可使 $p_{\text{有效}}$ 最小并等于常数,此时可取砝码块数 $n=0$;为使 $p_{\text{无效}1}=\text{常数}$,可选定某一液压缸来作实验,此时回油阻力 $p_6=0$,活塞与砝码托盘的重量、O形密封圈形成的密封阻力和液压缸制造、安装条件均可以认为不变。调定参数为液压泵的工作压力 p_1 ,其值可根据式(1-6)确定。

本项实验为定性要求,所测数据的规律应和理论分析一致。

实验前应完成如下各项准备工作:

1. 调定实验油温,建议在 $20^{\circ}\text{C} \sim 40^{\circ}\text{C}$ 范围。(在本项实验中希望油液温度变化不超过 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 。)
2. 使活塞往复运动到头 3~5 次,排除实验系统内的空气。
3. 测定如下数据:

$$p_{s\min} = p_{\text{有效}} + p_{\text{无效}1} + p_{\text{无效}2\min}$$

本项实验能否取得满意成果,应注意压力表的选择和读值方法。考虑到V形密封圈受力后,引起 $p_{\text{无效}2}$ 变化范围不会很大,且 $p_{\text{无效}2}$ 在液压缸正常工作时与 p_s 相比,其值较小,而普通压力表在起始段误差较大,为提高测试精度,建议采用 0.4 级精密压力表,量程为 $0 \sim 60 \text{ kgf/cm}^2$ 。

二、液压缸外加负载变化,对液压缸工作压力的影响

由于实验装置中的液压缸铅直布局,在托盘上加挂不同砝码作为外加负载,可以测得液压缸工作压力的变化值。砝码重量即液压缸的有效负载。由式(1-2)可得计算式:

$$p_{\text{有效}} = \frac{F_{\text{有效}}}{A_2} = \frac{n \cdot G}{A_2} \quad (1-8)$$

由式(1-3a)有

$$p_s = p_{\text{有效}} + p_{\text{无效}} = \frac{n \cdot G}{A_2} + p_{\text{无效}} \quad (1-9)$$

式中 n ——砝码数量;

G ——每块砝码的重量(kgf);

A_2 ——液压缸有杆腔活塞有效面积(cm^2);

p_s 、 $p_{\text{有效}}$ 、 $p_{\text{无效}}$ ——同前。

实验中设定参数为砝码重量,即 $F_{\text{有效}} = n \cdot G(\text{kgf})$,建议 $n=0, 1, 2, 3, 4$, 设定 5 次。待测参数为液压缸有杆腔的工作压力 $p_s(\text{kgf/cm}^2)$ 。由式(1-9)可知,实验中 $p_{\text{无效}}$ 需保持常数。

调定参数:

1. 泵的工作压力 p_1 ,其值可根据式(1-6)确定。
2. 节流阀 8 的节流口开度 A_T 随 n 的增大可逐级调小,还可避免活塞下降时速度过快产生拉空和冲击。(此时应检查 p_1 值,当 $p_1 \geq 30 \text{ kgf/cm}^2$ 时, A_T 应调至最大,以免损坏压力表;当 $p_1 < 30 \text{ kgf/cm}^2$ 时才可按此项要求对 A_T 进行调定。)