

# 液压回路静态特性图解法的应用

赵 渊

(机械系)

## 提 要

本文举例说明液压回路静态特性图解分析法的具体应用,尤其偏重液压调速回路的分析。

## 前 言

西德Schlösser与Kroonenberg于1966年提出的液压回路静态特性图解法<sup>[1]</sup>在最近几年渐受到重视。它的基本原理最近几年已在日本、苏联等国的书刊中加以介绍。国内于1980年新编教材《金属切削机液压传动》也作了简要介绍。实践证明用它分析液压回路可得到良好效果,有助于对液压回路特性深入了解,可预先指出回路存在的问题并能够更明确地解释一些过去没有解释清楚的问题。

---

2. 本法测定天然碱中的氯离子,酸度影响较大,致使电位读数较长时间不能稳定,我们实验中加入酒石酸氢钾作为缓冲剂来控制溶液酸度,从而解决了这个问题,使测定结果的精密度大为提高。

3. 离子强度调节剂( $\text{NaNO}_3$ )的浓度,对测定结果有一定影响,实验中确定用 $0.5\text{MNaNO}_3$ ,所测结果与容量法(银量法)基本上一致。

当试样中含钙镁盐类很少时,可以只用( $\text{NaNO}_3$ )作为离子强度调节剂,实验中发现二价离子(如镁盐)对测定的电位值有影响,所以,当试样中含钙镁盐类较高,在做工作曲线时,应该采用 $\text{NaNO}_3 \sim \text{MgSO}_4$ (或 $\text{Mg}(\text{NO}_3)_2$ )作为离子强度调节剂,以使标准溶液和试液保持大体相同的离子强度和化学成分。

## 参 考 文 献

〔1〕 于天仁、张效年等编写

“电化学方法及其在土壤研究中的应用” 科学出版社 1980

〔1〕 黄德培等编写

“离子选择电极的原理及应用” 新时代出版社1982

鉴于国内有关这方面的资料很少，有些同志对它不太了解，本文举例说明它的具体应用，尤其偏重比较重要的调速回路的分析。

这种方法的基础是液压阻力的合成原理，是很容易理解的，限于篇幅本文不加介绍，请读者参考资料〔1〕、〔3〕、〔7〕等。

## 一、受摩擦负载情况

以油马达或油缸带动的输送机构，其回路属于这种情况。

图1是用变量泵驱动定量马达的回路。曲线1是受摩擦负载的执行元件的特性曲线，直线 $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ ... $P_i$ 是变量泵特性曲线族。曲线1与直线族的交点 $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$ ... $A_i$ 即泵的工作点。当马达转速变化时摩擦负载的大小也变。实际上，负载曲线1（即BCD线）就是回路特性曲线。

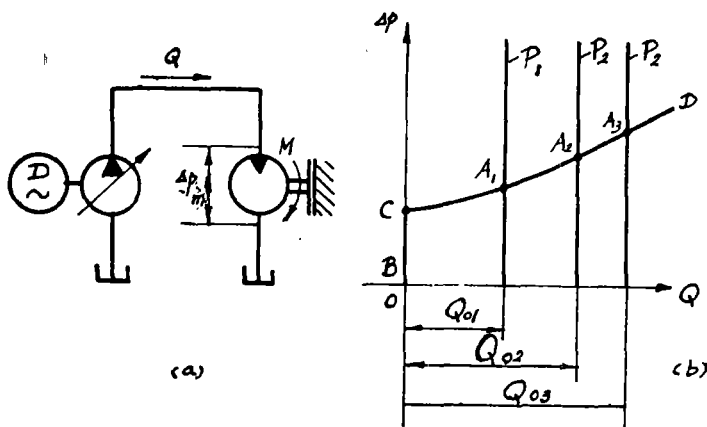


图 1

图2是定量泵—液流阀液压源通过节流阀及定量马达带动摩擦负载的回路。这时

$$\Delta P = \Delta P_m + \Delta P_R$$

$$Q_m = Q_o - Q_s$$

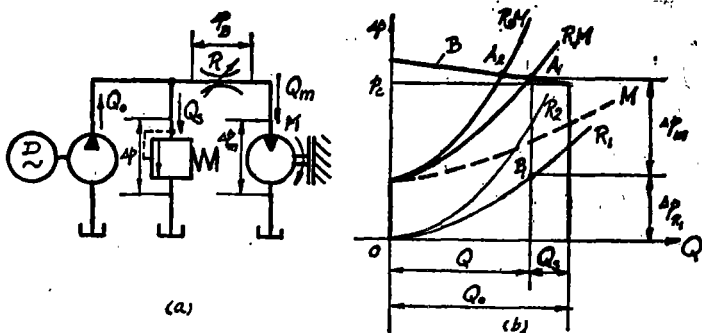


图 2

图2中, 虚线M表示负载曲线,  $R_1$ 、 $R_2$ 表示节流阀在不同开度下的特性曲线。曲线 $R_1M$ 、 $R_2M$ 是曲线M与曲线 $R_1$ 、 $R_2$ 合成的曲线(按 $\Delta P = \Delta P_m + \Delta P_R$ 关系合成)。它与液压源曲线B的交点 $A_1$ 、 $A_2$ 即泵的工作点,  $B_1$ 点是 $R_1M$ 曲线的压力分配点。显然, 当工作点 $A_1$ 、 $A_2$ 处于曲线B的垂直线部分上时, 因 $Q_s = 0$ , 故 $Q_m = Q_o$ , 所以尽管改变节流阀的开度也不能使马达变速。

## 二、受定扭矩负载情况

起重机卷扬机构属于这种情况。通常起重机多用定量泵——定量马达系统。

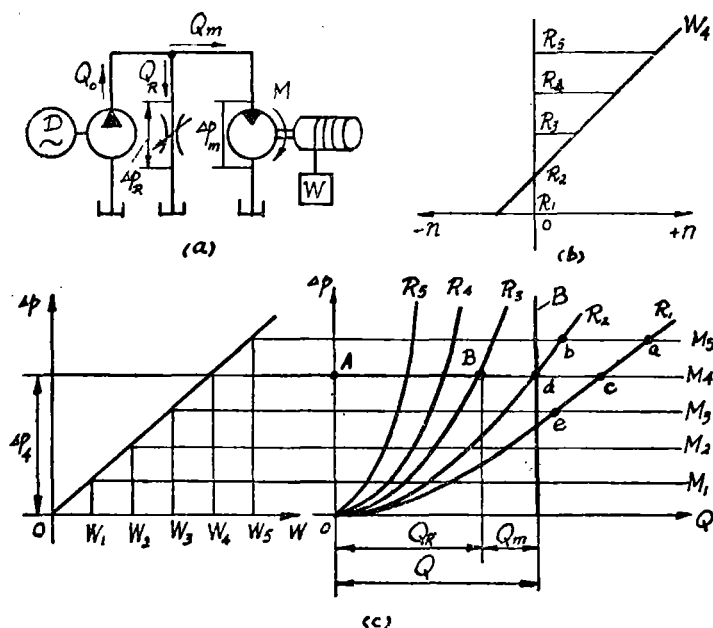


图 3

图3的液压回路是旁油路节流调速回路, 属于并联液阻情况, 即 $\Delta P_R = \Delta P_m$ ,  $Q_o = Q_R + Q_m$ 。图3(c)的左半边是负载——压差曲线, 右半边是节流阀特性曲线族 $R$ 与泵的特性曲线 $B$ 。根据负载与压差的关系可得图3(c)左半边的 $W-\Delta P$ 曲线。根据不同的起重重量 $W$ , 求得相应的 $\Delta P$ 值, 再作 $M_1$ 、 $M_2$ 、 $M_3$ …… $M_i$ 等平行线族,  $M$ 线族与 $R$ 线族的交点就是流量分配点,  $M$ 与 $B$ 的交点就是泵的相应工作点。如图3(c), 当负载为 $W_4$ 时, 相应压力差是 $\Delta P_4$ , 节流阀开度为 $R_3$ 时,  $R_3$ 与 $M_4$ 的交点 $B$ 就是流量分配点;  $M_4$ 与线 $B$ 的交点 $d$ 就是泵的工作点。马达流量 $Q_m$ 相应由 $Bd$ 线段表示。

如果节流阀开度调节为 $R_2$ , 压力差仍是 $\Delta P_4$ 时, 直线 $M_4$ 与 $R_2$ 及直线 $B$ 的交点重合为 $d$ 点, 这时 $Q = Q_R$ ,  $Q_m = 0$ , 即没有工作液体流经油马达, 就不能吊起重物 $W$ , 如果将节流阀再开大, 处于 $R_1$ 曲线位置时, 流量分配点为 $c$ 点, 则 $Q_m$ 为负值。如果重物已吊在空中时, 重物不仅不能上升反而下降。油马达处于油泵状态工作, 即 $Q_R = Q_o + Q_m$ , 亦即 $Q_o = Q_R$ 。

-  $Q_m$ 。

图3(b)是负载为 $W_4$ 时,节流阀开度与转速(即流量 $Q_m$ )的关系曲线。

从上述分析可知,采用图3(a)的液压回路,当泵的输出流量和负载一定的条件下,有一个允许的节流阀最大开度,节流阀开度超过此开度后就会出现危险,甚至造成事故。在上述情况负载越大相应的节流阀开度应越小。

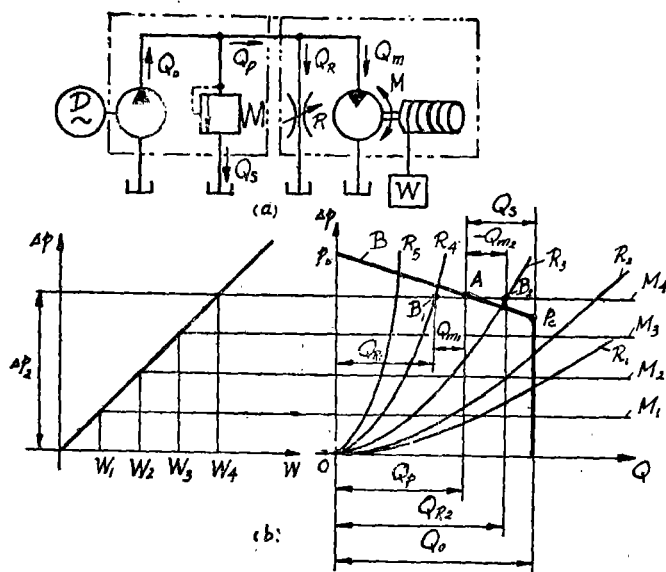


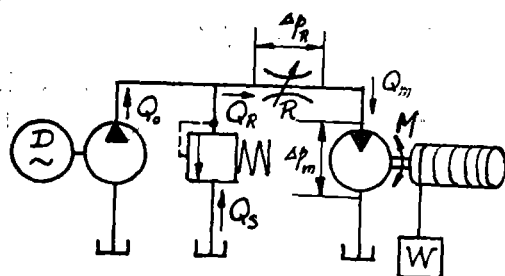
图 4

图4是定量泵—溢流阀液压与定量马达和节流阀并联配置的提升机构回路。它与图3的区别只多了一个溢流阀。当系统压力低于溢流阀的开启压力 $P_c$ 时,它完全与图3相同。当系统压力超过 $P_c$ 值后,溢流阀有溢流量 $Q_s$ 溢出。当负载为 $W_4$ 时,相应压力为 $\Delta P_4$ ,开度为 $R_4$ 情况下,工作点为A点,流量分配点为 $B_1$ 点。在其他条件不变情况下,将节流阀开度增大成 $R_3$ 曲线情况,流量分配点就为 $B_2$ 点,这时流经节流阀的流量 $Q_{R2} < Q_p$ ,因而马达输入流量 $Q_m$ 成为负值,马达处于泵的工作状态。

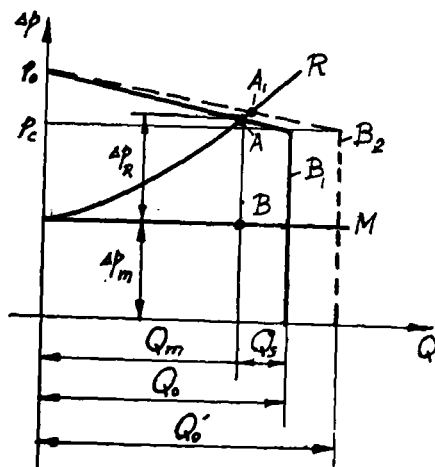
总之,从上述图3、图4的分析可知,流量分配点必须在泵或液压源特性曲线范围以内,否则是危险的。

应当指出,图4属于旁油路节流调速回路,液压系统的工作压力一般应低于 $P_c$ 值,折线部分不是工作区域。溢流阀起安全阀作用。这点将在调速回路中举例说明。

图5是进油路节流调速的提升机构回路。当负载 $W$ 一定时,相应扭矩 $M$ 及马达的压力差 $\Delta P_m$ 都是定值。因属于串联液阻故 $\Delta P = \Delta P_m + \Delta P_R$ ,  $Q_m = Q_R$ 。作图时应先作出液压源曲线 $B_1$ ,然后作出相应于负载 $W$ 引起的马达压力差 $\Delta P_m$ 的扭矩 $M$ 直线。再按 $\Delta P = \Delta P_m + \Delta P_R$ 关系作相应的节流阀在某一开度下的曲线 $R$ 。 $R$ 与 $B$ 的交点 $A_1$ 即泵的工作点, $B$ 点即压力分配点。



(a)



(b)

图 5

办法是改用调节范围较大的节流阀或适当地调节溢流阀调定压力。必要时再配合适当改变泵的流量。

从上述几个例子说明,选择元件和解决具体问题时,应当从整个回路工作要求、特点及元件相互关系方面全面地考虑。

### 三、调速回路图解分析

液速调速回路是重要的基本回路。现以图解法分析这些回路。

#### 1. 节流调速回路

前面讨论中已涉及节流调速回路的某些问题,现再详细加以讨论。

##### (1) 旁油路节流调速回路

图6 是常见的旁油路节流调速回路。对它可将泵——溢流阀——节流阀看成为一个单元(即定量泵——溢流阀——节流阀液压源)。

图5的回路如图3、图4旁油路节流调速是不同的。如果泵的工作点在液压源曲线的垂直直线上,即系统工作压力  $\Delta P \leq P_c$  时,溢流阀没有打开,泵的全部流量都流经节流阀 R 进入马达,则  $Q_0 = Q_m$ ,  $Q_s = 0$ 。这时,尽管调节节流阀的开度,只要  $P_c \geq \Delta P$ ,就不可能改变马达的转速。只有当  $P_c < \Delta P$  时,调节节流阀开度才能调整马达速度。

图5回路如图3、图4旁油路节流回路的另一个区别是改变泵的流量大小对马达转速影响不同,对图3、图4的回路,当节流阀开度调节范围不变时,泵的流量如果变化就会使马达流量有较大的变化,就可以加宽马达速度的调节范围。对图5系统而言,当负载一定节流阀的开度调节范围一定,在溢流阀的调定压力  $P_0$  与开启压力  $P_c$  不变的条件下,即使泵的流量可以调节,对马达转速的调节范围变化影响也不大。从图25(b)可以看出,当泵的流量从  $Q_0$  增大为  $Q'_0$ ,引起泵的工作点从 A 点变到  $A_1$  点, A 点与  $A_1$  点相差不大。

因此,对图5的回路仅仅采取改变泵的流量来扩大马达的调速范围效果不大,更有效的

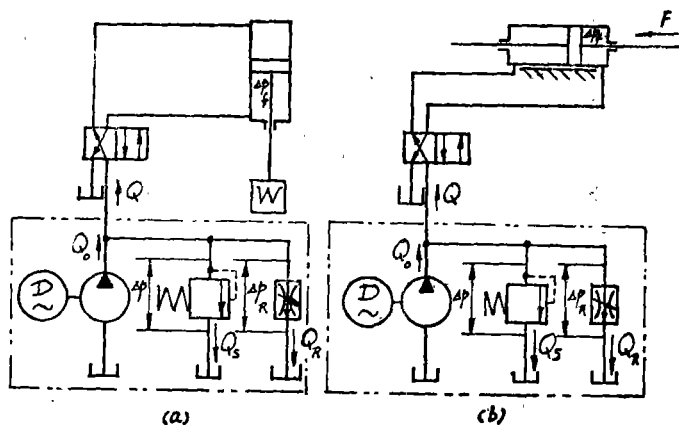


图 6

它的输出流量 $Q$ 与系统工作压力 $\Delta P$ 的特性曲线族如图7(a)的 $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$ 、 $R_4$ ……等曲线。图7(a)中虚线是泵泄漏量 $Q_L$ 与压力差 $\Delta P$ 的曲线。对旁油路节流调速系统而言，泵的工作压力随负载变化而变化，因此泵的泄漏量也随负载不同而不同，它又直接影响到执行元件的速度，所以不能忽略泄漏引起的影响。

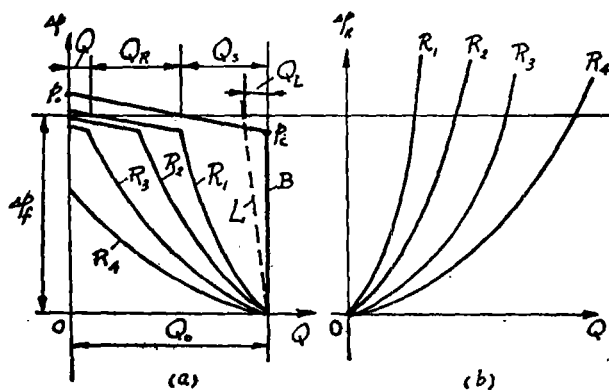


图 7

从图7(a)可知，当系统压力低于溢流阀的开启压力 $P_c$ 值时，液压源输出流量 $Q = Q_0 - (Q_R + Q_L)$ 。当系统压力超过 $P_c$ 值时，溢流阀有溢流量 $Q_s$ 流回油箱，这时 $Q = Q_0 - (Q_R + Q_L + Q_s)$ ，液压源实际流量是很小的，而且压力增加不大就使流量变化很大，甚至系统压力略有升高流量就很快降为零。也就是说在当压力超过 $P_c$ 值后，实际上就不可能进行调速，即只有当系统压力低于 $P_c$ 值才有调速性能。为了扩大速度调节范围，一般对旁油路调流系统都使开启压力 $P_c$ 值较高，即将溢流阀的调定压力调节到系统允许的最高压力，因此溢流阀只起安全阀的作用。

## (2) 进油路节流调速回路

图2(b)图5是进油路节流调速回路。

现在讨论进油路节流调速的溢流阀调定压力的调节问题。

不少人认为节流调速回路只要改变节流阀开度大小就会达到调速目的, 但是对进油路节流调速和回油路节流调速回路有时只调节节流阀开度却不能得到满意的速度, 甚至有时完全不起调速作用。这是什么原因呢? 用图解分析法可清楚解释它。

根据前述, 进油路节流调速回路存在以下关系:

$$\Delta P = \Delta P_R + \Delta P_f$$

$$Q = Q_R = Q_o - Q_s$$

式中  $\Delta P$ ——系统工作压力, 即溢流阀的工作压力;

$\Delta P_R$ ——节流阀前后的压力差;

$\Delta P_f$ ——负载所需的压力差;

$Q$ ——负载所需的流量;

$Q_o$ ——泵的输出流量;

$Q_s$ ——溢流阀的溢流量。

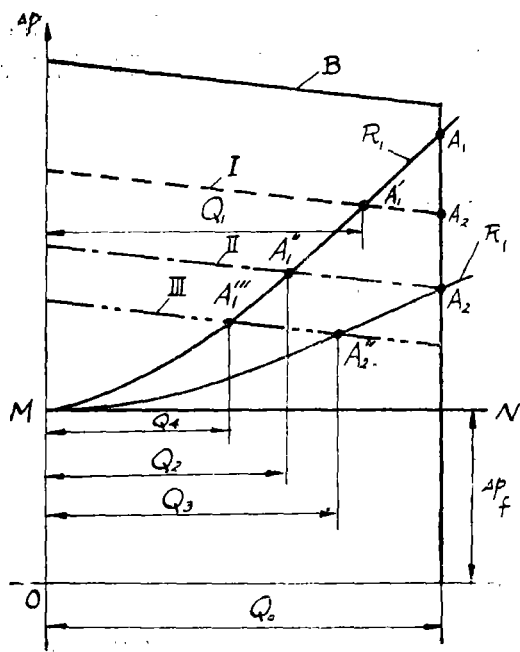


图 8

图 8 是进油路节流调速回路的图解分析图。在图 8 中, 直线 MN 代表外负载引起压力差  $\Delta P_f$ 。曲线  $R_1$ 、 $R_2$  分代表节流阀最小开度与最大开度的  $Q - \Delta P$  曲线, 折线 B 代表液压源特性曲线。这时泵对应节流阀最小与最大开度的工作点是  $A_1$  及  $A_2$ 。因为  $A_1$  及  $A_2$  点都在折线 B 的垂直直线上, 因此溢流阀溢出流量  $Q_s = 0$ , 流经节流阀的流量为  $Q_o$ , 是定值。这时调节节流阀只能改变通过节流阀压差  $\Delta P_R$ , 而不能改变流量大小, 回路没有调速机能。节流阀开度愈小,  $\Delta P_R$  值愈大, 系统消耗的动力愈大, 效率愈低。如果将溢流阀调定压力调低一些, 调成斜线 I 的位置。泵的工作点变为  $A_1'$  及  $A_2'$ , 相应的流量调节范围由  $Q_o$  到  $Q_1$ , 但在  $A_2$  点到  $A_2'$  点之间调节节流阀的开度时仍无调速作用。将溢流阀的调定压力再调低, 如斜线 II, 使开启压力点恰好与最大开度曲线  $R_2$  与液压源曲线交点 A 重合, 流量调节范围是由  $Q_o$  到  $Q_2$  之间, 这时在一定节流阀调节开度范围下的最大流量调节范围。

如果将溢流阀调定压力再调低, 如斜线 III, 工作点相应为  $A_1''$  及  $A_2''$ 。这时流量调节范围反而变小, 由  $Q_o$  到  $Q_4$ 。

上述图解分析说明当节流阀开度调节范围和泵的最大输出流量一定时, 溢流阀压力调得过高或过低时都会使回路流量调节范围变小, 甚至完全丧失调节机能。要得到较宽的调速范围, 必须使系统的工作压力大于溢流阀的开启压力, 处于图 8 中斜线 II 的位置或比 II 线略高一点的位置最好。因此, 在调整进(回)油路节流调速回路时, 不仅要根据速度要求调节

节流阀开度而且应根据负载大小及速度大小相应调整溢流阀的调定压力。这不仅可保证得到满意的速度,也可得到较大的调节范围并可使系统的溢流损失较小,提高系统的效率。

这个问题还可以用另一种图解法加以说明。我们可将泵—溢流阀—节流阀组成回路单元视为一个液压源。绘制此液压源的输出流量及输出压力差的特性曲线。图9(a)是它的特性曲线图,图中折线B是没有节流阀时的特性曲线,曲线 $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$ ……是对应节流阀不同开度的特性曲线。图9(a)的R线族是根据 $\Delta P = \Delta P_R + \Delta P_l$ ,由图9(b)的节流阀 $\Delta P - Q$ 曲线及图9(a)的折线B绘制的。

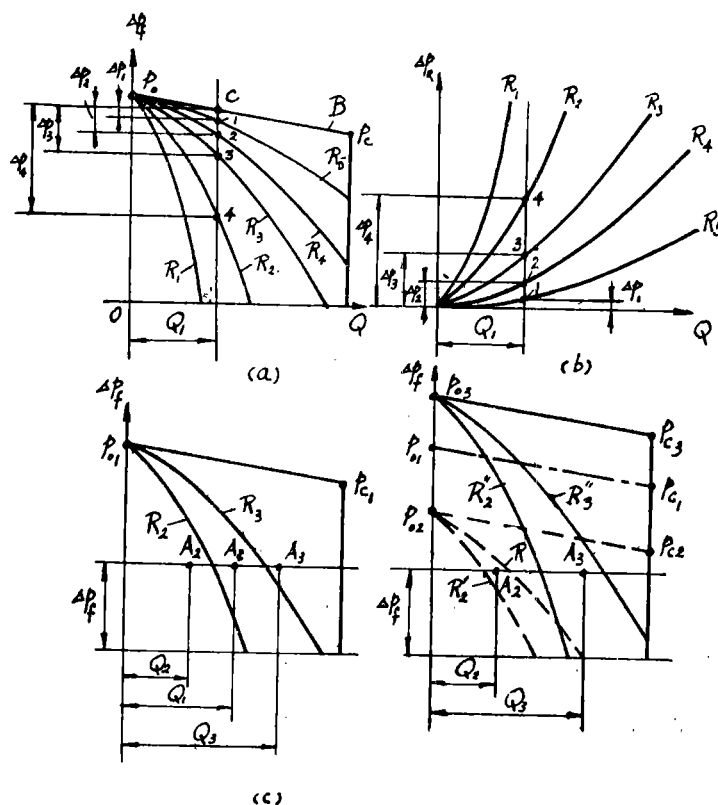


图9

当外负载要求的压力差为 $\Delta P_l$ ,相应速度要求流量为 $Q_1$ 、 $Q_2$ 、 $Q_3$ 时,在图9(c)上相应工作点要求为 $A_1$ 、 $A_2$ 、 $A_3$ 。图9(c)中曲线 $R_2$ 、 $R_3$ 表示相应的节流阀开度下的液压源特性曲线,显然 $A_1$ 点落在 $R_2$ 与 $R_3$ 曲线之间是可以调节节流阀开度大小适应工作负载的速度要求。当溢流阀调定压力如图9(c)为 $P_{01}$ 时,是无法在 $R_2$ 、 $R_3$ 开度调节范围下满足 $A_2$ 、 $A_3$ 的速度要求的。对 $A_2$ 点来说,必须如图9(d)将压力调低到 $P_{02}$ ,对 $A_3$ 点来说必须将压力调高到 $P_{03}$ 位置才行。

从图9也可以看出,当系统工作点落在图9(a)的特性曲线的垂直线部分上,就完全丧失调速机能。工作点落在相应节流阀调节开度曲线范围曲线之外,就无法满足速度要求,必须调整溢流阀的压力,才有可能满足速度要求。

上述分析对回油路节流调速也是适用的。



### (3) 回油路节流调速回路

当回油路节流调速回路采用双出杆油缸而且左右油腔有效面积相同, 受正负载时, 图解分析完全与进油路情况相同, 不再重复。

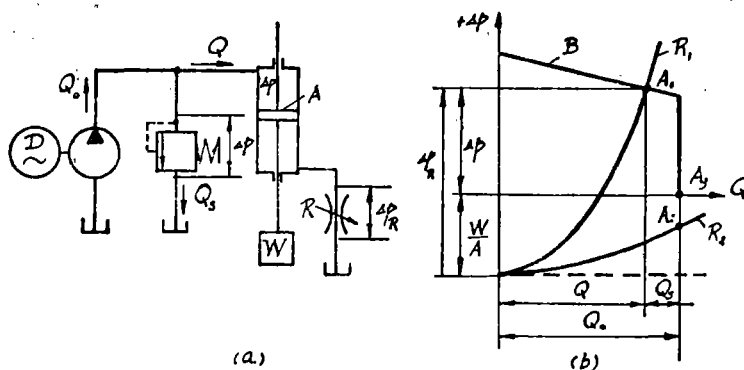


图10

图10中负载是负负载, 节流阀的压力差  $\Delta P_R = \Delta P + \frac{F}{A}$ , 此处A——活塞有效面积, F——负载力,  $\Delta P$ ——泵的工作压力。  $\Delta P = \Delta P_R - \frac{F}{A}$ 。其图解如图10(b), A<sub>1</sub>点是节流阀开度为R<sub>1</sub>的工作点。这时通过流量Q比在同样开度下的受正负载情况要大, 因为节流阀的压差变大, 要得到和受正负载时相同的速度就应使节流阀开度小些。

当采用单出杆油缸时, 因为节流阀的通过流量不等于液压源的流量, 压力差也须经过折算, 不能再直接用节流阀特性曲线与液压源交点求工作点的方法作图。在作图前根据活塞前后的有效面积  $\frac{A_1}{A_2}$  的比值n, 将节流阀的压力差、流量折算成液压源的压力及流量后再作图。折算压力差  $\Delta P_R' = \frac{1}{n} \Delta P_R$ , 折算流量 (即液压源流量)  $Q = nQ_R$ 。

图11是单出杆油缸回油路节流调速回路的图解。图11(b)是折算后的节流阀曲线R'的绘制方法。图11(c)是受正负载时图解分析图, 图11(d)是受负负载情况。

## 2. 容积—节流调速回路

目前最常用的容积—节流调速系统有:

- 1) 限压式变量叶片泵—调速阀系统;
- 2) 压差式变量叶片泵—节流阀系统;
- 3) 压力反馈式柱塞泵—节流阀系统。

### (1) 限压式变量泵—调速阀系统

图12(a)是限压式变量叶片泵—调速阀系统液压回路图。图12(b)是泵的特性曲线, 因泵的最大工作流量及工作压力点P<sub>0</sub>、P<sub>c</sub>是可调节的, 所以图12(b)是在某一调整情况下的特性曲线的一条具体曲线。

如果将泵与调速阀视为一个单元液压源, 在不同的调速阀开度下, 则液压源的特性曲线如图12(d)的R曲线族。图12(c)中是调速阀特性曲线族R及在某一调定压力下背压阀特性曲

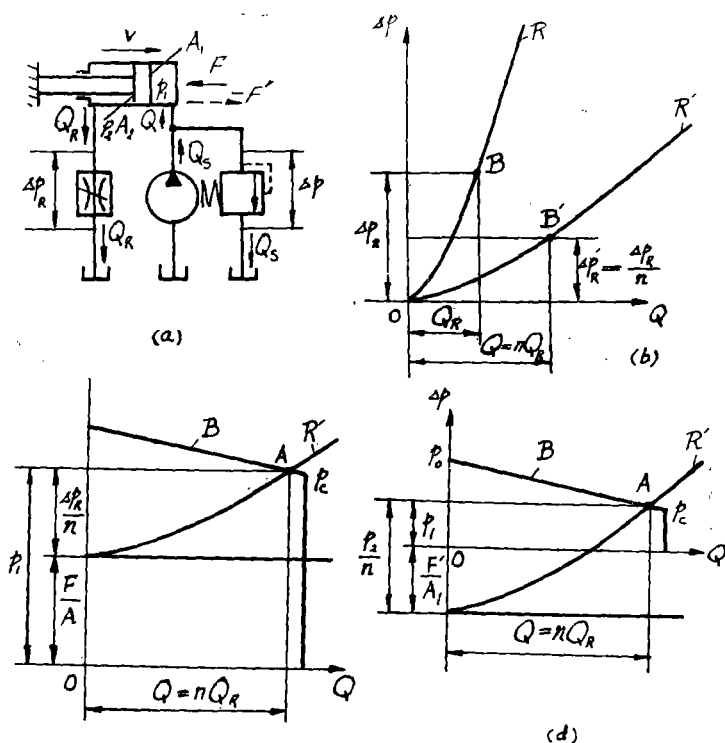


图11

线B。图12(d)是图解分析图， $\frac{F_1}{A_1}$ 直线表示外负载所需要的压力差，曲线B'是由于背压阀引起的折算压力差。曲线族R中任一曲线与B'的交点就是在某一开度下的工作点。

从图12(d)可以看出，这个系统在负载引起的压力差变化时，流量在一定压力差变化范围内是稳定的。只要工作点不超过压力转折点Pc时，系统的工作流量就是稳定的，也就使执行元件运动稳定。

应当指出，限压式变量叶片泵的静态特性是不好的，实际泵的特性曲线不是如图12(b)那样理想的形状，当超过Pc点以后，因有较大内力变化影响，内泄漏和摩擦力都在变化，Pc点至Po之间的直线实际上多是曲线而且升压与降压曲线不重合。只要有足够的“稳定裕量”对系统的工作速度影响不大。

## (2) 压力式变量叶片泵—节流阀系统

压差式叶片泵又称稳流叶片泵。它的结构与外反馈限压式变量叶片泵相似，主要差别是控制变量系统不同，实际上，是将图12(a)中调速阀的定差减压阀用来直接控制定子偏心量大小，使泵自动变量维持节流阀前后压差稳定而使流量稳定。

这种系统的回路图见图13(a)。当节流口开度一定时泵的Q—ΔP特性曲线呈直线形如图13(b)，很接近理想泵。

根据变量叶片泵流量公式知，

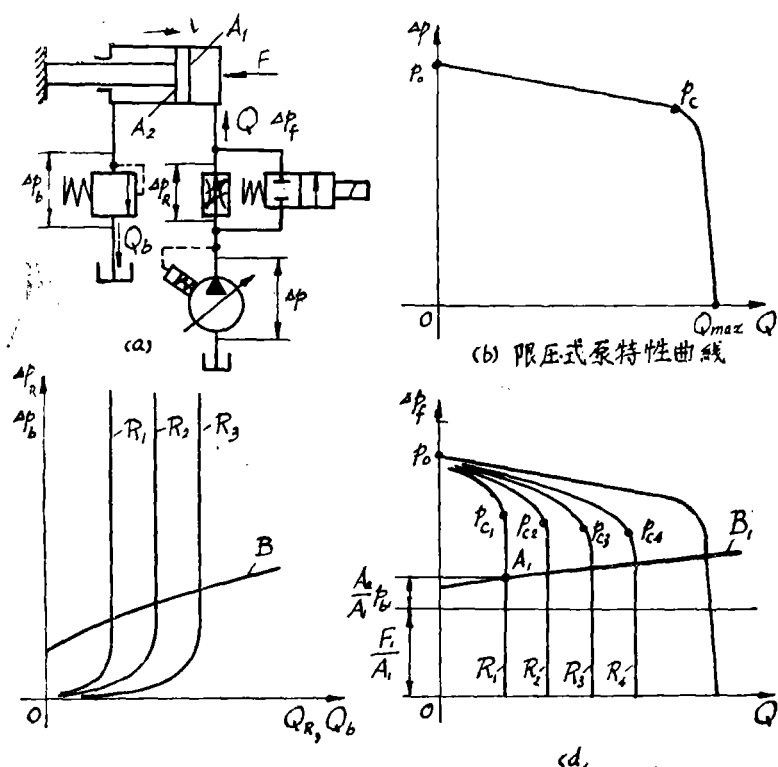


图12

$$Q = Ce$$

式中  $C$ ——结构常数；  
 $e$ ——定子与转子中心的偏心量。

控制活塞的力平衡方程式如下：

$$P_0 a_1 + P_0 a_2 = P_1 a + P_s$$

因在结构上取  $a = a_1 + a_2$ ，则

$$P_s = (P_0 - P_1) a = \Delta P a,$$

$$P_s = \frac{\Delta P}{a}.$$

而弹簧压缩量与压力差  $\Delta P$  有以下关系

$$x = x_t - x_0.$$

$$k x_0 = \Delta P_0 a,$$

$$k x_t = P_s = \Delta P a,$$

$$x = \frac{a}{k} (\Delta P - \Delta P_0)$$

$$e = e_0 - x = e_0 - \frac{a}{k} (\Delta P - \Delta P_0).$$

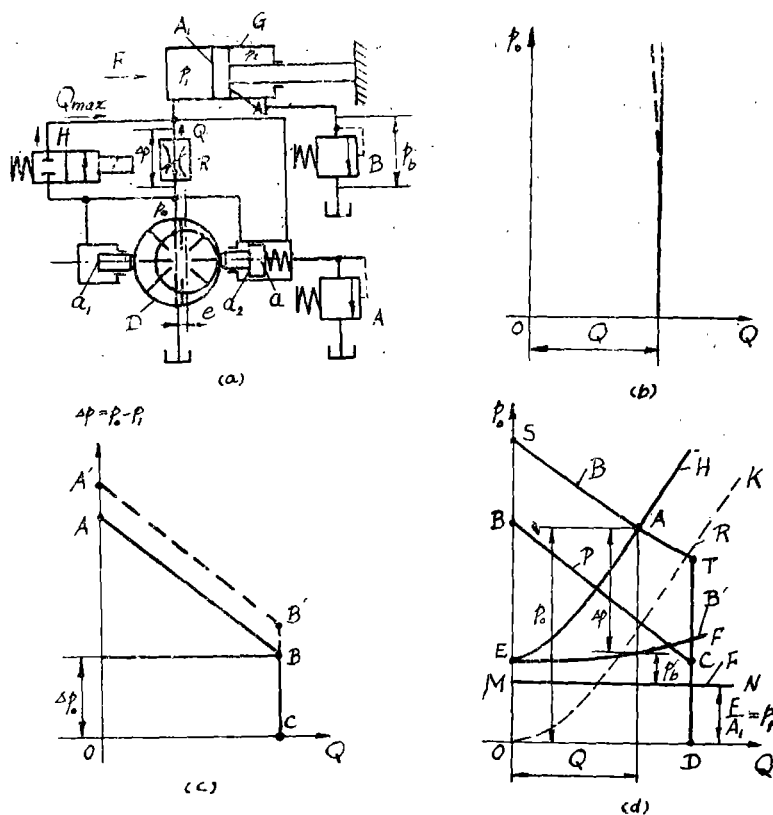


图13

式中

$P_0, P_1$ ——图13(a)中节流阀R的前后压力；

$a_1, a_2, a$ ——图13(a)中控制活塞相应面积；

$e_0$ ——最大偏心量；

$x_t$ ——弹簧的总压缩量；

$x_0$ ——弹簧的予压缩量；

$x$ ——弹簧在工作时的附加压缩量；

$k$ ——弹簧刚度；

$\Delta P_0$ ——予压缩量引起的压力差。

当  $\Delta P \leq \Delta P_0$  时， $Q = Ce_0$ 。

当  $\Delta P > \Delta P_0$  时， $Q = Ce_0 - \frac{Ca}{k} (\Delta P - \Delta P_0)$  (A)

图13(c)是根据式(A)绘制的。当  $\Delta P \leq \Delta P_0$  时，相当直线BC；当  $\Delta P > \Delta P_0$  时，相当为斜线AB。当予压缩量  $x_0$  增大时，因  $\Delta P_0$  增大，使斜线AB平移至  $A'B'$  的位置。图13(c)的  $Q - \Delta P$  曲线只代表节流阀前后压力差与泵的流量关系，不是泵特性曲线。

根据图13(a)，负载是串联配置的，按串联液阻合成关系，泵的输出压力与流量的关系

如图13(a)的曲线STD(即折线B),它的压力 $P_0$ 是由负载引起压力 $P_1 = \frac{F}{A_1}$ 节流阀压力差 $\Delta P$ 和背压阀折算压力 $P'_b = \frac{A_2}{A_1} P_b$ 合成的。图13(d)中MN直线表示负载曲线,曲线EF(即曲线B')是负载及背压阀引起泵口输出压力的合成曲线。虚线OK(即曲线R)是节流阀特性曲线,它与曲线B'的合成曲线EA(即曲线H)是合成液阻曲线。曲线B与曲线H的交点A是泵的工作点。在A点的相应流量为 $Q$ ,相应压力为 $P_0 = P_1 + P'_b + \Delta P$ 。显然曲线ST部分及曲线EH是随负载变化而上下平行移动的。泵的工作原理保证在一定的弹簧予压缩量下,曲线R的关系与节流阀压力差是稳定的,所以工作点A也将随负载变化沿 $Q$ 的垂直线平行移动。如果果将A点的压力与流量关系绘成曲线图即是图13(b)的直线形状。图13(b)的虚线是限压泵实际特性曲线。图13(d)是在一定弹簧予压缩量及节流阀开度下的压差式叶片泵的特性曲线。

从上述分析可看出,这种调速回路外负载变化不影响流量,保证速度的稳定性。它的速度负载特性取决于泵的泄漏,即容积效率,因为这种泵自动补偿内泄漏,其特性十分接近理想泵。

### (3) 压力反馈式柱塞泵——节流阀系统

这种系统的回路图见图14(a)。图中锁线方框部分是压力反馈式柱塞原理图。大连组合机床研究所生产的EBZC型柱塞泵属于此类泵。

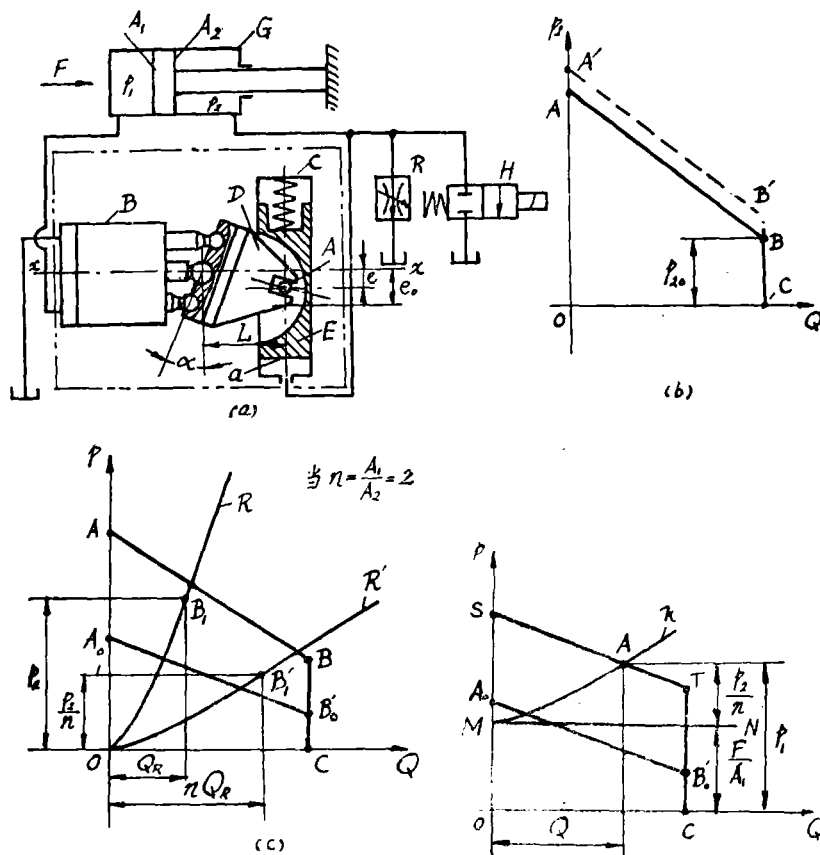


图14

根据斜盘式轴向柱塞泵的流量公式知:

$$Q = ctg\alpha$$

式中  $c$ ——结构常数;  
 $\alpha$ ——斜盘倾角。

$$tg\alpha = \frac{e}{L}$$

式中  $e$ ——销钉A距xx轴线的垂直距离;

$L$ ——变量斜盘旋转中心O与销钉A中心的沿xx方向的距离。

当  $P_2 \leq P_{20}$  时

$$Q = ctg\alpha \frac{ce_0}{L} \quad (Ba)$$

当  $p_2 > p_{20}$  时

$$Q = \frac{ce}{L} = \frac{c}{L} (e_0 - x)$$

$$x = x_t - x_0$$

$$kx_0 = P_{20}a$$

$$kx_t = P_2a$$

$$x = \frac{a}{k} (P_2 - P_{20}) \quad (Bb)$$

式中  $e_0$ —— $e$ 的最大值, 即活塞E在xx轴线以下的最大位置量;

$P_{20}$ ——开始能推动活塞E的回油路压力,  $P_{20} = kx_0$ ;

$P_2$ ——回油路压力,  $P_2 = kx_t$ ;

$x, x_0, x_t$ ——弹簧的附加压缩量、预压缩量、总压缩量;

$k$ ——弹簧刚度系数;

$a$ ——活塞E的有效面积。

根据式(Ba)和式(Bb)可以绘制图14(b)的 $Q-P_2$ 关系曲线, 它和图13(c)相似。

根据串联液阻合成原理及座标系统一致的原则, 先将节流阀的特性曲线 $R$ 及 $Q-P_2$ 曲线析换成折算曲线如图14(c)的 $R'$ 曲线及A、B、C折线。泵的输出压力 $P_1 = P_2 \frac{A_2}{A_1} + \frac{F}{A_1}$ 。再将负载引起的压力曲线MN及A、B、C曲线合得曲线STC, 即泵的流量与压力的特性曲线, 再将 $R'$ 曲线绘在图上即求得工作点A。图14(d)即回路的图解分析图。

曲线STC的ST部分随负载的变化而平移, 工作点A边将 $Q$ 的垂直线而平移, 因此负载变化边不影响系统流量的变化, 保证系统速度是稳定的。

从图13与图14分析, 两种调速系在很多方面是相同的, 实际上这两种系统在本质上是相同的。两个系统的差别仅是节流阀放置位置不同。从原理上说, 可以将压差式变量叶片泵与节流阀接成回油路系统, 同样可以把压力反馈式柱塞泵与节流阀接成进油路控制系统。

## 结 论

(1) 回路静态特性曲线图解分析法有助于正确分析及选用基本回路及元件。

(2) 这种图解方法可以简捷明确地说明过去不易简捷解释的一些问题。

如本文调速回路中提到的几个问题:

(a) 节流调速时,有时不仅要调整节流阀的开度而且须要相应调整溢流阀调定压力的原因?

(b) 容积——节流调速回路为什么有的要用节流阀,有的却要用调速阀?

(c) 压差式泵及压力反馈式柱塞泵容积——节流调速系统是否有本质差别:它们的节流阀位置是否可以改变?

存在的问题:

(a) 由于目前我国液压元件的技术文件不够完善,尤其很少提供元件的特性曲线方向的资料,使图解法的应用受到限制,目前主要作用定性分析。我们现在所用的元件特性曲线主要来源于理论分析的结果或元件的试验报告的一般结论,而不是元件的实际具体的特性曲线,所以只能作定性分析。如果今后元件的技术资料完善,或有简便快速的元件试验方法,能快速求得元件具体的特性曲线,用图解法作定量分析也是可能的。

(b) 用图解法分析复杂液压回路问题尚得深入研究。

## 参 考 文 献

[1] W.M.J. Schlösser and H.H. Kroonenberg,

"Graphic Analysis of Stationary Operating Conditions of Hydraulic Transmissions"

《Hydraulic, Pneumatic Power》 Vol.12, No.141, Sept., 1966.

[2] 章宏甲主编:

"全国高等学校试用教材"《金属切削机床液压传动》江苏科学技术出版社,1980年。

[3] 佐藤三录:

"回路的特性曲线与动作点"《油压与空气压》日文第五卷第2号 1974年4月

[4] Е.А. Цуханова,

《ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПРОСЕЛЬНЫХ УПРАВЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ ГИДРОПРИВОДОВ》(НАУКА) 1978

[5] J. Prokeš,

《Hydraulic Mechanisms in Automation》(Elsevier) 1977

[6] 清华大学精仪系液压教材编写组:《金属切削机床液压传动》人民教育出版社,1978年。

[7] 赵渊:《液压回路静态特性图解法及其应用》

郑州工学院机床教研室 1980年印