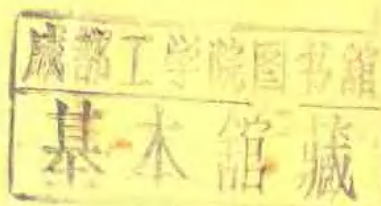


5783  
40372  
T2

446605

# 机床液压传动

(試用教材)



(下)



成都工學院機械系機制專業

一九七五年四月

# 目 录

## 第七章 机床液压系统的基本回路

|                         |        |
|-------------------------|--------|
| § 7-1 速度调节回路 .....      | ( 1 )  |
| 一、概述 .....              | ( 1 )  |
| 二、节流调速 .....            | ( 2 )  |
| 三、节流调速系统中速度的稳定 .....    | ( 12 ) |
| 四、容积式调速 .....           | ( 15 ) |
| 五、容积调速系统中速度的稳定 .....    | ( 19 ) |
| 六、其他形式调速 .....          | ( 24 ) |
| 七、调速方案的选择 .....         | ( 26 ) |
| § 7-2 实现快速运动的方法 .....   | ( 27 ) |
| 一、用行程节流阀 .....          | ( 27 ) |
| 二、用节流阀和二位三通电磁阀 .....    | ( 29 ) |
| 三、用快速泵 .....            | ( 30 ) |
| 四、用变量泵 .....            | ( 32 ) |
| 五、差动油缸 .....            | ( 32 ) |
| § 7-3 启动、停止、卸载、换向 ..... | ( 33 ) |
| 一、开关 .....              | ( 33 ) |
| 二、卸载 .....              | ( 33 ) |
| 三、制动及准确停车 .....         | ( 36 ) |
| 四、换向 .....              | ( 36 ) |
| § 7-4 顺序动作的保证 .....     | ( 37 ) |
| 一、行程控制 .....            | ( 37 ) |
| 二、压力控制 .....            | ( 39 ) |
| 三、时间控制 .....            | ( 41 ) |
| 四、小结 .....              | ( 44 ) |
| § 7-5 同步运动 .....        | ( 45 ) |
| 一、串联油缸 .....            | ( 46 ) |
| 二、并联油缸 .....            | ( 46 ) |
| 三、并联油缸加机械固结 .....       | ( 46 ) |
| 四、分流阀 .....             | ( 46 ) |

|       |                   |      |
|-------|-------------------|------|
|       | 五、随动同步.....       | (46) |
| § 7-6 | 周期运动(间歇运动)回路..... | (47) |
|       | 一、流量控制.....       | (47) |
|       | 二、容积控制.....       | (48) |
| § 7-7 | 增压回路.....         | (49) |

## 第八章 机床液压系统的設計

|       |                           |       |
|-------|---------------------------|-------|
| § 8-1 | 液体流动时的某些特性.....           | (52)  |
|       | 一、动量原理与能量守恒定律.....        | (52)  |
|       | 二、液体的二种流动状态——层流与紊流.....   | (56)  |
|       | 三、伯努利方程.....              | (57)  |
|       | 四、流量计算公式.....             | (58)  |
| § 8-2 | 液压系统的一些基本计算问题.....        | (65)  |
|       | 一、液压系统的液压损失.....          | (65)  |
|       | 二、液压系统的容积损失计算.....        | (70)  |
|       | 三、液压系统的发热计算.....          | (71)  |
|       | 四、液压冲击.....               | (74)  |
| § 8-3 | 拟定液压系统方案、拟定液压系统简图.....    | (78)  |
|       | 一、研究机床对液压系统的要求.....       | (78)  |
|       | 二、确定液压系统方案.....           | (80)  |
|       | 三、拟定机床液压系统简图.....         | (82)  |
| § 8-4 | 液压系统的计算.....              | (85)  |
|       | 一、确定液压机的工作负荷及其主要参数.....   | (85)  |
|       | 二、计算流量并选用油泵.....          | (93)  |
|       | 三、选择标准液压元件及设计非标准液压元件..... | (94)  |
|       | 四、选用油管.....               | (95)  |
|       | 五、计算实际工作压力.....           | (97)  |
|       | 六、计算功率、选用电机.....          | (100) |
|       | 七、油箱容量的计算.....            | (101) |
| § 8-5 | 计算例题.....                 | (102) |
|       | 一、计算油缸工作面积.....           | (103) |
|       | 二、计算流量并选用泵.....           | (104) |
|       | 三、选用油管.....               | (104) |
|       | 四、选取元件规格.....             | (105) |
|       | 五、计算系统实际工作压力.....         | (106) |
|       | 六、计算油泵需要的电机功率.....        | (111) |
|       | 七、发热及油箱容量计算.....          | (112) |

|       |                      |       |
|-------|----------------------|-------|
| § 8-6 | 绘制液压系统装配图 .....      | (113) |
|       | 一、油泵传动及油箱设计 .....    | (113) |
|       | 二、阀类元件安装布置及组合 .....  | (115) |
| § 8-7 | 液压系统的试车与调整 .....     | (117) |
| § 8-8 | 液压系统的使用维护与故障排除 ..... | (119) |
|       | 一、液压系统的使用维护 .....    | (119) |
|       | 二、液压系统的故障排除 .....    | (120) |

## 第九章 液压随动系统

|       |                             |       |
|-------|-----------------------------|-------|
| § 9-1 | 液压随动系统的概念和分类 .....          | (125) |
|       | 一、液压随动系统的概念 .....           | (125) |
|       | (一) 液压扭矩放大器 .....           | (125) |
|       | (二) 液压随动系统的特点 .....         | (126) |
|       | 二、液压随动系统在机床上的应用 .....       | (127) |
|       | (一) 变量泵手动伺服机构 .....         | (127) |
|       | (二) 大型机床工作台的手动机构 .....      | (128) |
|       | (三) 液压仿形装置 .....            | (129) |
|       | (四) 电液脉冲马达在数字控制机床上的应用 ..... | (130) |
|       | (五) 具有电液伺服阀的随动系统 .....      | (132) |
|       | 三、液压随动系统的分类 .....           | (134) |
| § 9-2 | 液压伺服阀 .....                 | (135) |
| § 9-3 | 液压仿形刀架 .....                | (140) |
|       | 一、液压仿形刀架的几个结构问题 .....       | (140) |
|       | 二、液压仿形刀架斜置于拖板上的问题 .....     | (142) |
|       | 三、仿形刀架安放位置问题 .....          | (146) |
|       | 四、多次走刀的问题 .....             | (146) |
|       | 五、仿形刀架液压随动系统的定态特性 .....     | (147) |
|       | 六、液压仿形装置的工作精度 .....         | (152) |
|       | 七、伺服阀的加工工艺 .....            | (155) |
|       | 八、液压仿形刀架可能出现的故障及其消除方法 ..... | (159) |
| § 9-4 | 液压随动系统的稳定性问题 .....          | (160) |
|       | 一、稳态概念 .....                | (160) |
|       | 二、稳定性计算 .....               | (161) |
|       | 三、影响稳定性的因素 .....            | (176) |

## 第十章 液体静压技术在机床中的应用

|        |              |       |
|--------|--------------|-------|
| § 10-1 | 液体静压轴承 ..... | (178) |
|--------|--------------|-------|

|                            |       |
|----------------------------|-------|
| 一、静压轴承的特点 .....            | (178) |
| 二、静压轴承的工作原理与分类 .....       | (180) |
| 三、静压轴承的设计计算 .....          | (188) |
| 四、计算举例 .....               | (204) |
| 五、静压轴承用油、供油压力及油泵选择 .....   | (210) |
| 六、静压轴承的供油系统 .....          | (210) |
| 七、静压轴承的结构介绍 .....          | (212) |
| § 10-2 液体静压导轨 .....        | (215) |
| 一、静压导轨的工作原理与特点 .....       | (215) |
| 二、静压导轨的设计计算 .....          | (217) |
| 三、静压导轨的调试和使用中的问题 .....     | (232) |
| 四、静压导轨在机床上的应用 .....        | (233) |
| § 10-3 液体静压丝杠——螺母付 .....   | (239) |
| 一、静压丝杠——螺母付的工作原理 .....     | (240) |
| 二、静压丝杠——螺母结构介绍 .....       | (241) |
| 三、静压丝杠——螺母设计计算中的几个问题 ..... | (242) |

## 第十一章 液压射流技术及其在机床上的应用

|                          |       |
|--------------------------|-------|
| § 11-1 射流的基本概念 .....     | (248) |
| 一、什么叫射流 .....            | (248) |
| 二、射流的速度分布 .....          | (248) |
| 三、射流的附壁效应及附壁式射流元件 .....  | (249) |
| 四、射流的动量交换及动量交换式元件 .....  | (253) |
| 五、射流技术的特点 .....          | (256) |
| § 11-2 附壁式射流元件 .....     | (258) |
| 一、附壁性与凹劈 .....           | (258) |
| 二、元件参数对性能的影响 .....       | (259) |
| 三、元件的设计 .....            | (264) |
| 四、元件的测试 .....            | (267) |
| § 11-3 射流技术在机床上的应用 ..... | (269) |
| 一、射流控制双头深孔镗磨机床 .....     | (269) |
| 二、液压射流控制的动力头 .....       | (271) |
| 三、Y54A 插齿机“射流”让刀技术 ..... | (272) |
| 四、线路设计、安装及调整中的几个问题 ..... | (274) |
| § 11-4 液压射流仿形刀架 .....    | (275) |
| 一、工作原理 .....             | (275) |
| 二、偏向比例放大元件的结构参数 .....    | (276) |

|                        |       |
|------------------------|-------|
| 三、仿形刀架调整过程中的几个问题 ..... | (278) |
|------------------------|-------|

## 第十二章 液压系统试验及液压元件的维修制造

|                         |       |
|-------------------------|-------|
| § 12-1 液压元件的试验 .....    | (281) |
| 一、油泵的试验 .....           | (281) |
| 二、油马达的试验 .....          | (283) |
| 三、溢流阀的试验 .....          | (284) |
| 四、电磁换向阀的试验 .....        | (285) |
| 五、调速阀的性能试验 .....        | (287) |
| § 12-2 液压参数的动态测量 .....  | (289) |
| 一、概述 .....              | (289) |
| 二、压力的测量 .....           | (291) |
| 三、流量的测量 .....           | (294) |
| 四、扭矩的测量 .....           | (296) |
| 五、转速的测量 .....           | (298) |
| 六、油液的粘度测定 .....         | (300) |
| § 12-3 液压元件的加工及维修 ..... | (302) |
| 一、阀类元件的加工工艺 .....       | (302) |
| 二、油泵的修复 .....           | (304) |
| 三、液动机的修复 .....          | (305) |

## 附 录

|                                      |       |
|--------------------------------------|-------|
| 〔附表 1〕 液压系统图形符号 (摘录 GB 786-65) ..... | (307) |
| 〔附表 2〕 中低压液压元件型号说明 .....             | (310) |
| 〔附表 3-1〕 管道入口处的局部阻力系数 .....          | (311) |
| 〔附表 3-2〕 管道出口处局部阻力系数 .....           | (312) |
| 〔附表 3-3〕 管道扩大处的局部阻力系数 .....          | (314) |
| 〔附表 3-4〕 管道缩小处的局部阻力系数 .....          | (315) |
| 〔附表 3-5〕 弯管局部阻力系数 .....              | (316) |
| 〔附表 3-6〕 分支管的局部阻力系数 .....            | (317) |
| 〔附表 3-7〕 滤网的局部阻力系数 .....             | (317) |
| 〔附表 3-8〕 阀的局部阻力系数 .....              | (318) |

## 第七章 机床液压系统的基本回路

前一章已介绍了几种典型机床的液压系统。实际上已在机床中应用了的液压系统，其数目不胜枚举。但是，无论多么复杂的机床液压系统，都是由一些基本回路所组成。因此，熟悉液压系统的基本回路，掌握它们的作用原理，组成及特性，对于设计一个液压系统或分析现有的液压系统，都是最必要的基础。

应该指出，具有某个使用目的的回路，由于所用元件，各元件的连接方式及所采用的控制方法不同，往往有好多种实现方法，本章仅介绍实现各种回路的一些基本方法。

### § 7-1 速度调节回路

#### 一、概述

由于工艺或工作性能等方面的需要，要求机床工作部件的速度能够改变。故驱动工作部件运动的液压执行机构，其速度也应当能够调节。对液压执行机构（液动机）的调速，有下列基本要求：

1. 能满足工作部件所要求的调速范围。即能满足所要求的最大调速范围  $R$ ，

$$R = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \text{ 或 } \frac{n_{\max}}{n_{\min}}。 (V_{\max} \text{—最大速度, } V_{\min} \text{—最小速度; } n_{\max} \text{—最}$$

大转数,  $n_{\min}$ —最小转数。) 并且在调速范围内调速灵敏。

2. 具有驱动部件所需的力或转矩。
3. 负载变化时，工作部件的速度变化要在允许的范围内，且没有振动，运动均匀。也就是说，液压系统应当具有足够的刚性。
4. 功率损耗少，效率高，发热小。

对驱动工作部件的液动机（油缸或油马达）进行速度调节的基本原理是：改变进入液动机的流量或改变液动机油腔的有效工作容积（油缸的有效作用面积，油马达的排量）。按照调速的基本原理，调速的方法基本可分为三种。

#### 1. 节流调速

这种调速方法用于定量泵及定量液动机（油缸及定量油马达都属于定量液动机）所组成的系统。它是在油泵流量不变时，用流量控制阀来改变输入到液动机的流量，以达到无级调节液动机速度的目的。而多余油液经与它并联的溢流阀排回油池。

#### 2. 容积调速

这种调速方法用于变量泵或变量油马达所组成的系统。它依靠改变油泵或油马达的

排量来改变液压机的速度。这种调速方法的特点是油泵输出的压力油全部为液压机所接受，即油泵输出功率全部为液压机所接受（不计泄漏的影响），而没有节流调速那样白白将油泵输出的一部份压力油经溢流阀排回油池的功率浪费现象，因此容积调速的效率较高。此外，由于是采用调节泵的排量和油马达的排量来调速的，因此容积调速的范围较大。所以在大功率的需要无级调速的液压传动系统中愈来愈广泛的使用容积调速，

### 3. 分级调速

这种调速方法用于几个定量泵并联的液压系统。它依靠不同数目的泵的同时工作，改变输往液压机的流量，来实现液压机的分级调速。

除了上面这几种基本的调速方法外，往往还把这几种基本的方法加以联合应用，如为了扩大调速范围，常采用几个定量泵和节流阀来实现有级和无级的联合调速（分级节流调速），如 B690 液压牛头刨床，又如采用变量泵和节流阀来实现容积节流联合调速。

## 二、节流调速

在第四章中我们知道节流阀把压力和负载，流量和速度这两对矛盾用流量方程联系了起来。但是，压力仍然决定于负载，流量仍然决定于容积变化，这是液压系统内部的矛盾性，是内因。由于存在压力差就会有泄漏，由于液体流动就会有压力损失，这是事物间的互相联系和互相影响，是外因。我们要注意，外因总是通过内因起作用的。节流调速的中心环节就是节流阀和反映在它上面的压力与流量关系。节流阀在节流调速回路的安装位置有三种方式：装在执行机构的进油路上，装在执行机构的回油路上及装在与执行机构并联的支油路上。这三种方式，分别称为进油路节流，回油路节流及旁油路节流。

分析这三种节流调速方式的特点，找出节流阀应用上所发生的矛盾，进而讨论为解决这些矛盾而出现的方法。

### 1. 进油路节流调速的工作原理和性能

#### （一）工作原理

图 7-1 是将节流阀 2 串接在油泵和油缸之间，限制进入油缸的油流来调速，称为进油路调速。我们仔细研究一下它的工作情况。

1) 在油缸上有阻力  $P$ （切削力，导轨摩擦力等），压力油在油缸上的推力必须克服这一阻力才能运动，则有

$$p_1 F = P + p_2 F \quad (7-1)$$

式中：  $F$ ——油缸的有效面积；

$p_1$ ——油缸右腔的压力；

$p_2$ ——油缸左腔的压力。

由于油缸直接回油箱  $p_2 = 0$ ，（不计管道压力损失），故有，

$$p_1 F = P$$

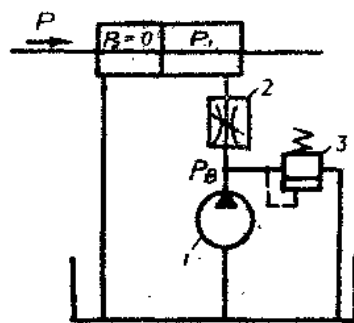


图 7-1 进油路节流调速系统图



或

$$p_1 = \frac{P}{F} \quad (7-2)$$

这个式子也说明了压力决定于负载。

2) 为了保证有油流经过节流阀进入油缸, 油泵输出压力  $p_B$  必须大于  $p_1$ 。即节流阀上必须有压差  $\Delta p$ ,

$$\Delta p = p_B - p_1 = p_B - \frac{P}{F} \quad (7-3)$$

在设计及使用节流阀时, 一般取  $\Delta p$  为 2-3 公斤/厘米<sup>2</sup>。

3) 油泵的流量一部分通过节流阀进入油缸, 多余的油经溢流阀回油箱。油泵的流量至少应满足油缸最高速度的需要, 因此, 油泵经常有一部分油从溢流阀回油箱, 溢流阀经常是开启的, 这样油泵的输出压力  $p_B$  由溢流阀调整确定, 并基本上不变, 由式 (7-3) 可得

$$p_B = \frac{P}{F} + \Delta p.$$

4) 由节流阀流量公式 (4-10), 通过节流阀进入油缸的流量  $Q$

$$Q = Kf \sqrt{\Delta p},$$

将 (7-3) 式代入

$$Q = Kf \sqrt{p_B - \frac{P}{F}} \quad (7-4)$$

或

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{Kf}{F} \sqrt{p_B - \frac{P}{F}} \quad (7-5)$$

这就是进油路节流调速公式。这个公式中忽略了油管及其它阀类中的压力损失, 与实际情况有出入, 但是我们利用这个公式可对调速系统作一些定性分析。

(二) 进油路节流调速的一些性能

籍助于公式 (7-5), 可以得出进油路节流调速系统有以下性能:

- 1) 进入油缸的油量也就是油缸的速度与节流阀开口面积  $f$  成正比;
- 2) 负载  $P$  的变化将使节流阀原来调好的速度改变。如负载加大, 使节流阀二端的压力差减小, 速度降低, 反之将使速度加大。这个现象在一般采用简单节流阀调速的液压系统中很易观察到, 这就是说它的负载——速度特性较软。以  $Q$  或  $v$  为纵坐标,

负载  $P$  为横坐标, 可得到负载速度特性曲线如图 7-2。

3) 油缸能产生的最大推力为  $P_{\text{最大}} = p_B F$ , 在  $p_B$  已调定的情况下, 不会随了速度的变化而改变。故称为等扭矩调节 (当执行机构为液压马达时, 其最大输出扭矩不变)。

4) 工作过程中, 油泵流量  $Q$  和油泵供油压力是不变的, 因之带动油泵的电动机的功率也是不变的。而流量  $Q$  和油压  $p_B$  却按最高速度和最大负载来选择, 这样当这个系统在低速, 低负载下工作时, 有相当大的一部分功率是白白消耗掉的, 消耗在节流阀 (压力) 和溢流阀 (流量、压力) 上, 使工作油发热。

## 2、回油路节流调速

我们先看一下回油路调速工作情况 (图 7-3), 把节流阀串接在回油路上, 限制了油缸的回油量, 根据油流连续性原理, 限制了回油路的流量也就是限制了进入油缸的流量, 所以同样可以达到调速的目的。为了使油缸克服工作阻力  $P$  而运动, 必须

$$P + p_2 F = p_1 F$$

式中  $p_2$ ——油缸回油腔的压力, 由于回油路上有节流阀,  $p_2$  不等于零;

$p_1$ ——油缸进油腔压力, 不考虑其它阀和油管的阻力,  $p_1 = p_B$ 。

其中,  $p_B$ ——油泵供油压力;

$$\text{得 } p_2 = p_B - \frac{P}{F}.$$

通过节流阀的流量  $Q$  (也就是进出油缸二腔的流量) 决定于节流阀的开口  $f$  和节流阀二端压差  $\Delta p$ , 即

$$Q = Kf \sqrt{\Delta p}$$

但这里节流阀的出口压力为零, 所以  $\Delta p = p_2$ ,

$$\text{即 } Q = Kf \sqrt{p_B - \frac{P}{F}}.$$

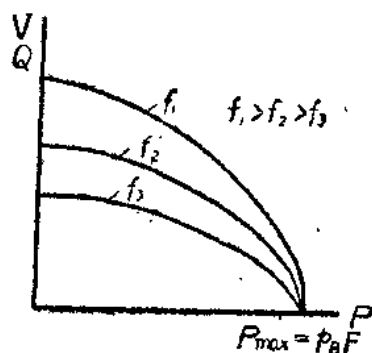


图 7-2 进油路节流调速速度—负载特性

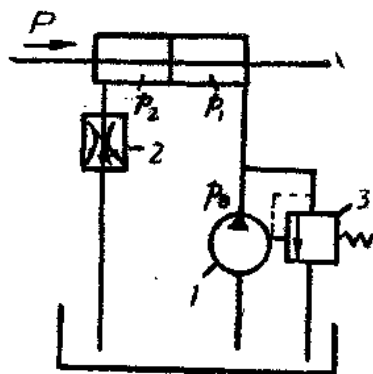


图 7-3 回油路节流调速系统图

$$v = \frac{Kf}{F} \sqrt{\frac{P}{p_B} - \frac{P}{F}}$$

可见回油路调速和进油路调速的调速公式完全一样，上节所说进油路调速的工作情况与负载速度特性对回油路调速也完全适用。当然下面我们还要讲到不是这个关系式所能包含的性能，那么进油路和回油路调速的性能就不一样了。

### 3、旁油路节流调速的工作情况（图 7-4）

1) 为了使油缸运动，同理，

$$p_2 F + P = p_1 F,$$

而

$$p_2 = 0,$$

$$p_1 = p_B,$$

所以

$$P = p_B F,$$

$$p_B = \frac{P}{F} \quad (7-6)$$

2) 节流阀两端压差即是  $p_B$ ，所以通过节流阀的流量  $Q_1$ ，

$$Q_1 = Kf \sqrt{\Delta p} = Kf \sqrt{p_B} = Kf \sqrt{\frac{P}{F}} \quad (7-7)$$

定量泵供给的油一部分由节流阀放出，余下的油进入油缸。即进入油缸的流量为

$$Q' = Q_0 - Q_1$$

即

$$Q' = Q_0 - Kf \sqrt{\frac{P}{F}} \quad (7-8)$$

或

$$v = \frac{Q_0 - Kf \sqrt{\frac{P}{F}}}{F} \quad (7-9)$$

式中  $Q_0$ ——定量油泵的流量

这就是旁油路调速公式。

3) 溢流阀平时不打开，也就是它的压力调整值比最大负载所需的压力高，这个阀只起安全保护作用；

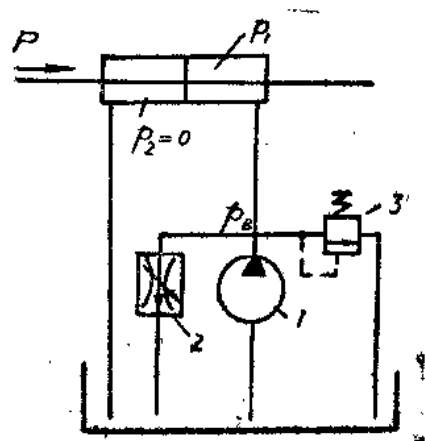


图 7-4 旁油路节流调速系统图

4) 油泵流量按最大速度选取, 但是还必须在工作过程中保证  $Q_0 \geq Kf\sqrt{\frac{P}{F}}$ , 实

际上这牵涉到节流阀开口  $f$  与负载  $P$  的配合, 当  $f = \frac{Q_0}{K\sqrt{\frac{P}{F}}}$  时, 油全部从节流阀放走

, 已没有油进入油缸, 如再增大开口  $f$ , 已不起调速作用, (节流阀是个液阻, 液阻太小, 油路被短路)。

旁油路节流调速的一些性能

1) 节流阀开口为零时, 油缸为最大速度, 随着节流阀开口的增大, 油缸速度逐渐减小。

(2) 负载  $P$  变化同样要引起速度变化 (式 7-9), 其负载速度曲线如图 7-5。可见其特性比进油路及回油路调速更软。

3) 随着开口  $f$  的增大, 系统能够承受的最大负载将减小, 也就是低速时承载能力小。如图 7-5, 当开口为  $f_1, f_2$  时, 负载  $P$  还未到达  $P_{\text{大}}$ , 油泵的油已全部通过节流阀回油, 油缸已不能动了 (图上  $f_2, f_1$  时, 曲线与  $P$  交点小于  $P_{\text{大}}$ )。这是不符合一般机床的调速要求的。旁油路节流调速, 在低速时, 速度很不稳定, 调速范围也较前二种油路小得多。

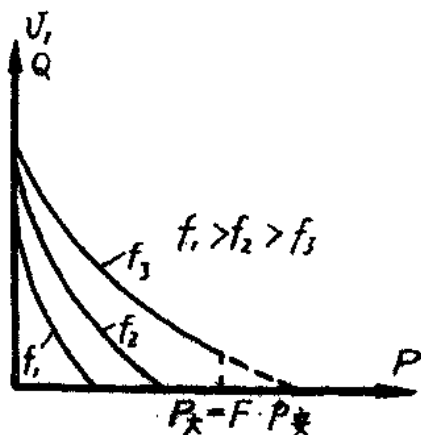


图 7-5 旁油路节流调速  
速度——负载特性

4) 工作过程中油泵的油压  $p_B = \frac{P}{F}$ , 是随负载而变化的, 虽然油泵的流量  $Q_0$

不变, 但油泵电动机实际需要的功率是随负载而变化的, 所以在低载运行时效率较前二种油路高, 发热较小。

4、三种节流调速方案性能的比较

(一) 调速公式不能包括的性能

除了在上节中分析调速公式得出的一些性能外, 这里我们进一步分析比较它们的性能。

1) 承受负切削力的能力

回油路调速时, 油缸回油腔有背压力。如果工作时碰到负切削力 (如顺铣时, 铣刀拉了工作台往前运动), 这个背压力有阻止负切削力拉工作台往前运动的作用, 并且拉的力量愈

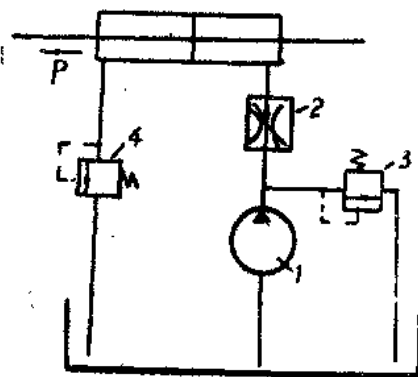


图 7-6 背压阀接入进油  
路调速系统

，大背压力也愈大，故这种系统能在有负切削力的条件下工作。而在进油路（及旁油路调速时，油缸回油腔没有背压力，负切削力就可能拉工作台油缸向前运动，油缸的速度便失去控制，油缸的前压力腔出现空隙，就会损坏刀具，机床不能正常工作。为此在进油路调速系统的回油路上增加一个背压阀4，在负切削力  $P'$  不超过  $P_{背} \cdot F$ （ $P_{背}$ ——背压阀的开启压力； $F$ ——油缸的有效面积）时能正常工作。但这样必须相应增加油泵的供油压力，增加功率消耗。

### 2) 运动的平稳性

由于动静摩擦力差，机床工作台在低速运行时会出现“爬行”（工作台一停一走），这就限制机床工作台能达到的最低的稳定速度。“爬行”和运动系统刚性、装配质量以及导轨润滑等有关，但在其它条件相同的情况下，工作台开始爬行的速度，旁油路调速高于进油路调速，进油路调速又高于回油路调速，也就是说回油路调速能得到最低的稳定速度，其主要原因在于回油路上节流阀有“阻尼”（阻力和速度成正比）作用。

### 3) 停车后的起动冲击

回油路调速系统中，当机床停止后，油缸回油腔中的存油在重力作用下会漏掉一部分，回油腔出现空隙，这样当第二次起动时，由于油泵来油不经过节流阀，全部油量进入前腔，使油缸（工作台）以很快的速度向前运动一段距离，直到消除回油腔的空隙为止。这种冲击运动可能会损坏机件，为此回油路调速在机床停车时要避免回油腔通油箱。而采用进油路调速时，只要在开车时把节流阀关小就能避免冲击。有些机床在进油及回油路中同时各装一个节流阀，用同一手把控制以避免开车时冲击（思考一下，旁油路调速有无此问题）。

### 4) 在死挡铁上停止运动，实现压力控制的方便性

进油路调速系统中，当油缸碰上死挡铁后，油缸停止运动，其前腔压力上升到与油泵的供压相同（图7-1中， $p_1$ 上升到 $p_B$ ）。我们可以利用这个压力变化来控制下一个动作。但在回油路调速系统中，碰上死挡铁后，油缸前腔压力变化很小，不能实现压力控制，虽然由于此时油缸回油腔压力变为零，也可利用回油腔压力变化来实现压力控制，但电路上就麻烦一些。

## （二）综合比较表

综合上述三种节流调速方案的性能，列表于下：

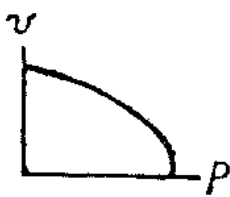
### （三）小结

1) 由上述比较、从调速范围，低速稳定性及承受负切削力的能力等方面来看，回油路调速性能最好，进油路次之，旁油路最差。

2) 回油路调速并不是一切都好，在便于实现压力控制及停车后的起动冲击方面就不如进油路调速。实际生产，如在一些组合机床的液压系统中，由于考虑到前一原因，往往宁肯采用进油路调速（加一背压阀）。

3) 节流调速的共同优点是液压系统简单而能在很大的范围内实现无级调速，故获得广泛应用。

4) 速度随负载而变化是简单节流调速的共同缺点，而其中尤以旁油路调速最甚。

| 调速方案<br>性能                                    | 进 油 路                                                                                                 | 回 油 路                         | 旁 油 路                                                                                            |
|-----------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 调速方法                                          | 开大节流阀开口，速度增加                                                                                          | 同 左                           | 关小节流阀开口，速度增加                                                                                     |
| 速度—<br>负载特性                                   |  <p>差，但在一定范围内还可以</p> | 同 左                           |  <p>较前二种更软</p> |
| 承载能力                                          | 最大负载由溢流阀调整总压力决定，属于等扭矩调节                                                                               | 同 左                           | 最大负载随节流阀开口增大而减小，低速承载能力差                                                                          |
| 调速范围<br>$\frac{V_{\text{最大}}}{V_{\text{最小}}}$ | 较大，可达 100                                                                                             | 一般可较进油路达到更低的速度，调速范围较进油路稍大     | 由于低速不稳定，调速范围小。                                                                                   |
| 运动平稳性                                         | 运动平稳性稍次，不能在负切削力下工作                                                                                    | 运动平稳性最好，可以在负切削力下工作            | 运动平稳性差，不能在负切削力下工作                                                                                |
| 功率消耗                                          | 功率消耗与负载，速度无关，低载，低速时效率低。                                                                               | 同 左                           | 功率与负载成正比，低载时相对效率较高，发热较小。                                                                         |
| 发热和泄漏的影响                                      | 油通过节流孔发热后，进入缸，影响油缸泄漏。                                                                                 | 油通过节流孔后回油箱冷却，油泵、缸、阀泄漏对速度影响小。  | 油泵、缸及阀的泄漏都影响速度，刚性差。                                                                              |
| 其 它                                           | (1) 停车后启动没有冲击。<br>(2) 便于实现压力控制。                                                                       | (1) 停车后启动有冲击。<br>(2) 压力控制不方便。 | (1) 有冲击。<br>(2) 便于实现压力控制。                                                                        |

这点决定了进、回油路调速广泛应用于负载变化不大的机床中（如磨床工作台传动系统中）。旁油路调速由于速度负载特性极差，在不解决此问题的情况下很少应用（虽然它的功率消耗小，效率较高）。

5) 低速、低载时效率低是节流调速的另一共同缺点。这点决定了节流调速系统用于功率不大，发热限制不大的系统中。

#### 5、采用单出杆油缸的特点：

在以上分析中，我们都采用了双出杆油缸，即活塞两方的有效面积相等。现再讨论采用单出杆油缸的情况，以便进一步了解节流调速的问题。以下仅就回油路节流调速的情况进行分析。

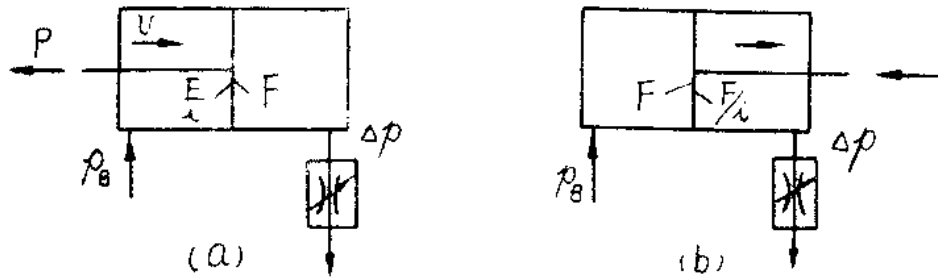


图 7-7

令  $F$  为无活塞杆腔的活塞面积， $F/i$  为有活塞杆腔的活塞有效面积， $i > 1$ ，为两方面的比值。当活塞杆处于油缸进油腔，如图 7-7(a)，基本关系式为：

$$p_B \cdot F/i - \Delta p \cdot F = P$$

$$\Delta p = p_B/i - \frac{P}{F}$$

$$v = \frac{K_f}{F} \sqrt{\frac{p_B}{i} - \frac{P}{F}}$$

当活塞杆处于油缸回油腔时，如图 7-7(b)，基本关系式为：

$$p_B \cdot F - \Delta p \cdot F/i = P$$

$$\Delta p = i p_B - \frac{P i}{F}$$

$$v = \frac{Q i}{F} = \frac{K_f i}{F} \sqrt{i p_B - \frac{P i}{F}}$$

对速度负载特性进行分析表明：后一种情况的速度负载特性较软。因为油缸进油腔压力就是油泵压力  $p_B$ ，是恒定的，负载的变化就表现为油缸回油腔压力的变化，因为

油缸回油腔有效面积小，同样的负载变化，压力 $\Delta p$ 的变化就较大。对于同一个节流阀， $\Delta p$ 变化大， $Q$ 的变化也随之增大。而且由于活塞有效面积小，同样的 $Q$ 的变化，反映为速度 $v$ 的变化也较大。所以，当活塞杆处于与节流阀联接的油腔那一方时，系统的速度负载特性较软。另外，由于活塞的有效工作面积小了，对于同样的 $P$ 和 $v$ 而言，压力要增高，流量要减小，即节流阀的开口是必须缩小，这就增加了节流阀堵塞的可能性。

对于往复运动的系统，往一个方向运动时属于前种情况，换向后即属于后种情况。我们要善于根据两种情况的特点，合理地拟定液压系统。

#### 6、双节流阀调速系统

为了避免节流阀堵塞，应设法降低节流阀两端的压力差。可把两个结构尺寸相同，工作性能一样的节流阀串联在回油路中。这样，当通过节流阀的流量 $Q$ 不变时，每个节流阀的压力差将减少一半，等于 $\frac{\Delta p}{2}$ ，其通流截面就需要加大，这就改善了节流阀抗堵塞的性能。系统图见图7-8。系统的速度负载特性与上面分析的单节流阀回油路调速的性能。

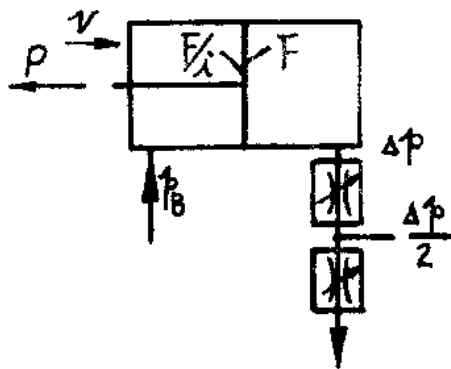


图 7-8

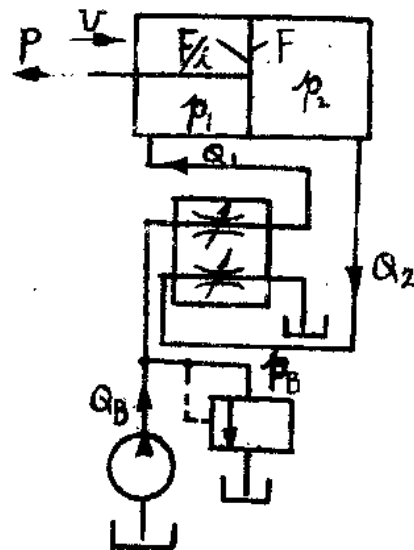


图 7-9

情况相同。两个串联的节流阀可以同步调节（压力差各为 $\frac{\Delta p}{2}$ ），也可以不同步调节，

即每个节流阀的压力差不相等，其和仍等于 $\Delta p$ 。

如果把上述两个节流阀中的一个装在进油路上，另一个装在回油路上。其工作情况与上面所介绍的系统相似，也能改善抗堵塞性能。因为一方面控制油缸的进油量，另一方面又控制油缸的排油量，所以工作速度更为稳定。系统原理图见图7-9。油缸活塞上力的平衡关系：



$$P_1 \frac{F}{i} - p_2 F = P$$

$$P_1/i - p_2 = \frac{P}{F} \quad (7-10)$$

由活塞的运动关系:

$$V = \frac{Q_1 i}{F} = \frac{Q_2}{F} \quad (7-11)$$

由节流阀流量公式 (4-10) 得出:

$$Q_1 = Kf \sqrt{p_B - p_1} \quad (7-12)$$

$$Q_2 = Kf \sqrt{p_1} \quad (7-13)$$

(7-12) 代入 (7-11) 整理后可得:

$$p_1 = p_B - \left( \frac{vF}{iKf} \right)^2 \quad (7-14)$$

(7-13) 代入 (7-11) 整理后可得:

$$p_2 = \left( \frac{vF}{Kf} \right)^2 \quad (7-15)$$

(7-14) 和 (7-15) 代入 (7-10) 整理后可得:

$$v = \frac{Kf}{F} \sqrt{\frac{i^3}{1+i^3}} \sqrt{p_B - \frac{P}{F}} \quad (7-16)$$

此式即为活塞工作速度，也就是系统的速度负载特性方程。与图 7-7 (a) 所示系统的工作速度相比，增加了系数  $\sqrt{\frac{i^3}{1+i^3}}$ 。这个系统的速度负载特性比两个节流阀都串联在有活塞杆腔一边的系统的速度负载特性要硬一些，但比两个节流阀都串联在无活塞杆腔一边的系统的速度负载特性却要软一些。当活塞的往复运动都可能做为工作进给时，这样的系统还是合理的。本系统的压力和速度变化曲线如图 (7-10) 所示。