

5.1 速度控制回路

液压传动系统中的**速度控制回路**包括：

- ◆ 调节液压执行元件速度的**调速回路**；
- ◆ 使液压执行元件获得快速运动的**快速运动回路**；
- ◆ 快速运动和工作进给速度以及工作进给速度之间的**速度换接回路**。

一、调速回路

（一）、节流调速

1、用节流阀的节流调速回路

节流调速回路由定量泵、溢流阀、节流阀和执行元件组成。

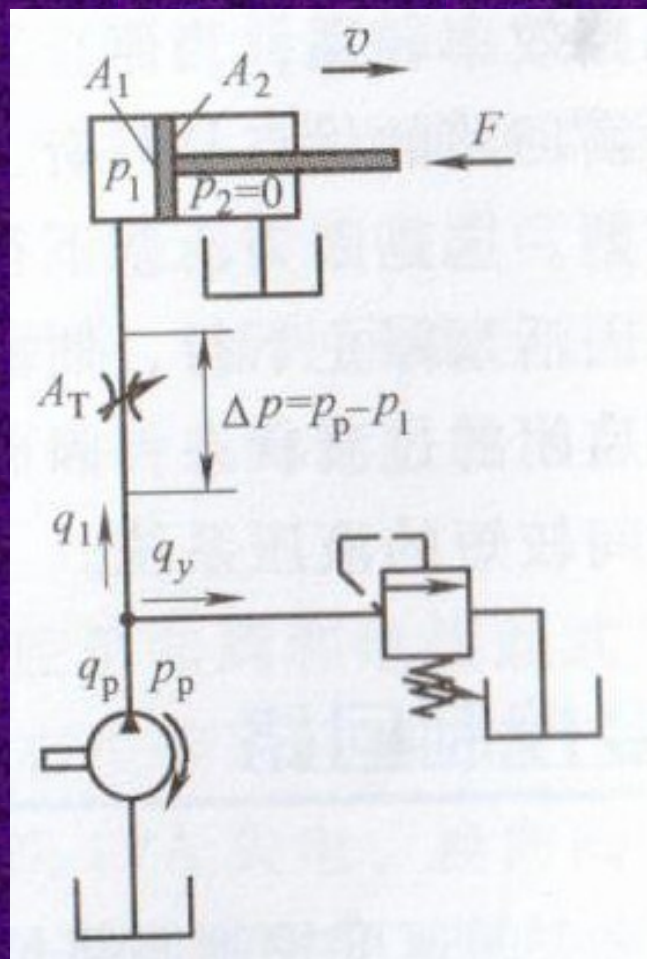
优点：结构简单，成本低，使用维护方便。

缺点：有节流损失，且流量损失较大，发热多，效率低。

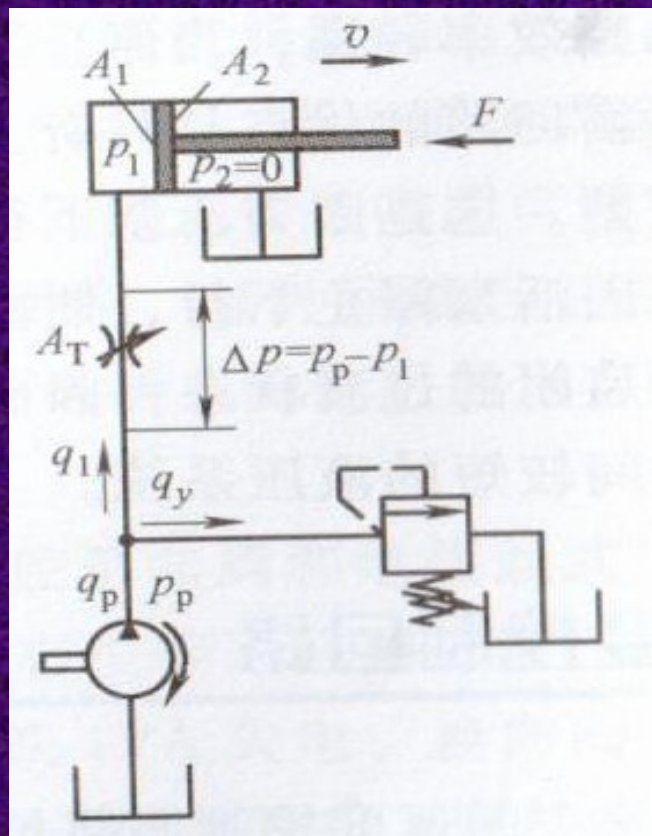
故仅适用于小功率液压系统。

(1)、进油路节流调速回路

将节流阀串联在泵与阀之间，即构成进油节流阀调速回路（见下图）。



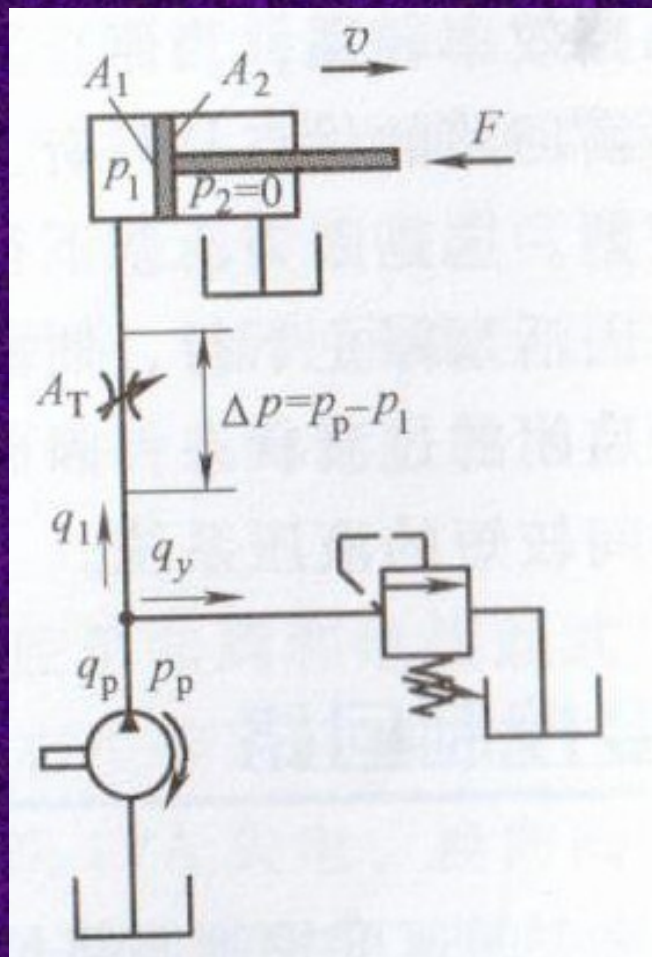
第五章 第一节 速度控制回路



泵输出的油液一部分经节流阀进入缸的工作腔，泵多余的油液经溢流阀回油箱。由于溢流阀有溢流，泵的出口压力 p_p 保持恒定

。调节节流阀流通面积，即可改变通过节流阀的流量，从而调节缸的速度。

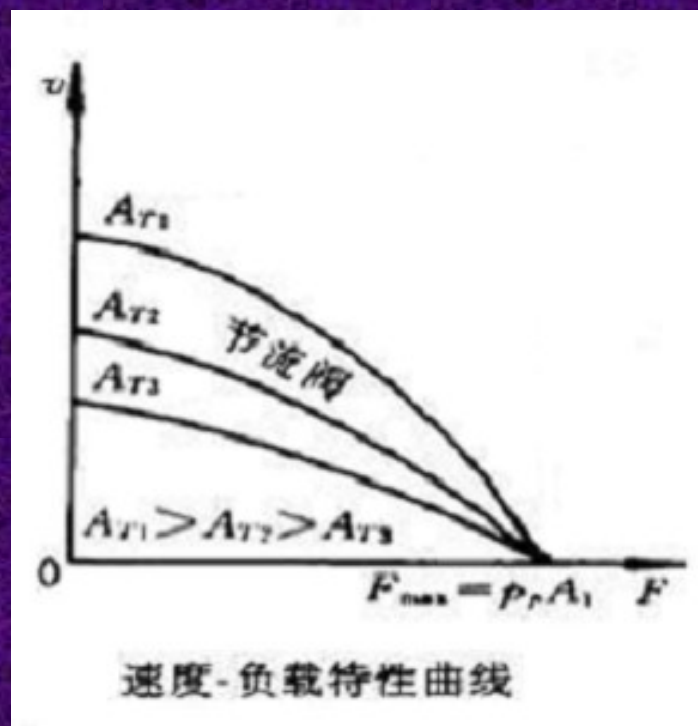
设 p_1 、 p_2 分别为缸的进油腔和回油腔的压力（由于回油通油箱， $p_2 \approx 0$ ）， F 为缸的负载，通过节流阀的流量为 q_1 ，泵的出口压力为 p_p ， A_T 为节流阀孔口截面积； C_d 为流量系数；



则缸的运动速度为：

$$v = \frac{q}{A_1} = \frac{KA_T}{A_1} \left(P_P - \frac{F}{A_1} \right)^m$$

上式即为进油节流阀调速回路的负载方程。



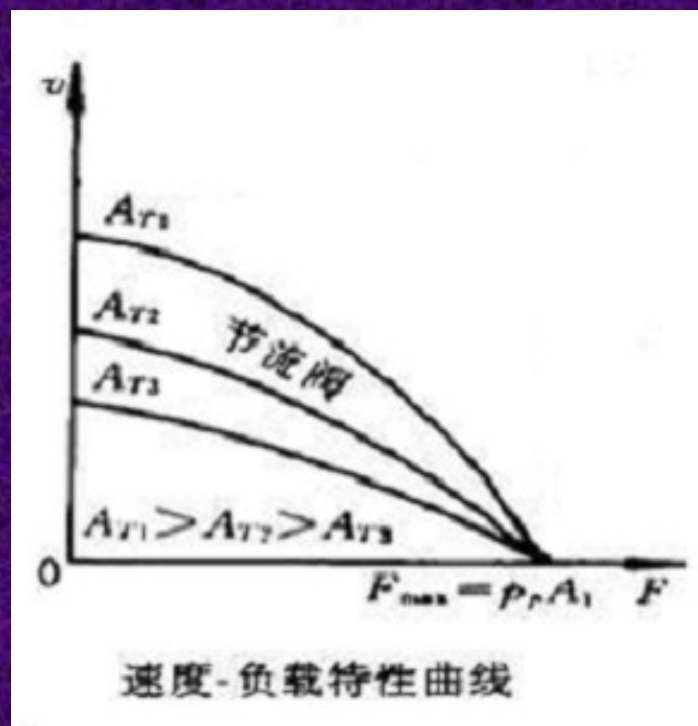
A. 速度负载特性

按负载方程选用不同 A_T 的值，可作出一组速度—负载特性曲线（见左图）。

曲线表明速度随负载变化的规律，曲线越陡，表明负载变化

对速度的影响越大，即速度刚度越小。

由图可以看出：①当节流阀流通面积一定时，重载区比轻载区的速度刚度小；

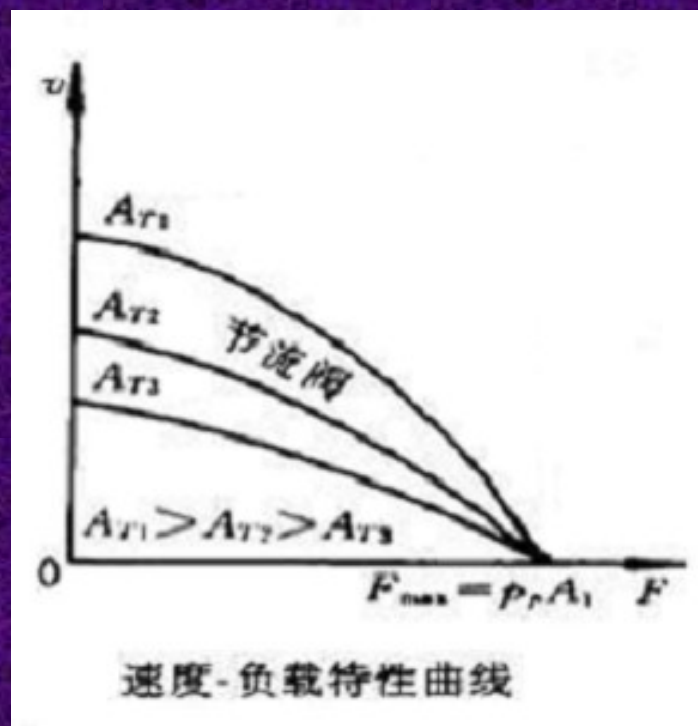


② 在相同负载下工作时，节流阀通流面积大的比小的速度刚度小，即速度高时速度刚度差；

③ 多条特性曲线汇交于横坐标轴上的一点，该点对应的 F 值即为最大负载，这说明最大负载能力

F_{max} 与速度调节无关，因最大负载时缸停止运动（ $v = 0$ ），故由上式可知该回路的最大负载能力为：

$$F_{max} = p_p A_1$$



可见，进油节流阀调速回路适用于轻载、低速、负载变化不大和对速度稳定性要求不高的小功率场合。

B . 回路效率

1) η_c

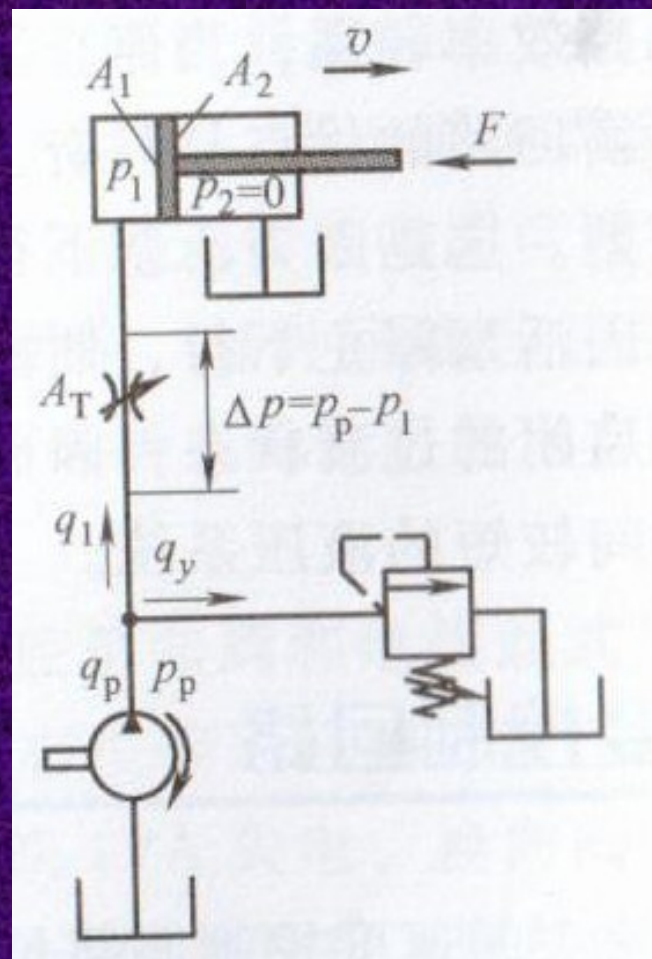
$$\eta_c = \frac{F \cdot v}{p_p \cdot q_p} = \frac{P_i - \Delta P}{P_i}$$

2) 能量损失（功率损失）

$$\Delta P = P_i - P_o = p_p \cdot q_p - F \cdot v$$

$$F \cdot v = p_1 \cdot A_1 \cdot \frac{q_T}{A_1} = p_1 \cdot q_T$$

$$\begin{aligned} \Delta P &= p_p \cdot q_p - p_1 \cdot q_T = p_p \cdot (q_T + q_y) - (p_p - \Delta p) \cdot q_T \\ &= p_p \cdot q_y + \Delta p \cdot q_T \end{aligned}$$

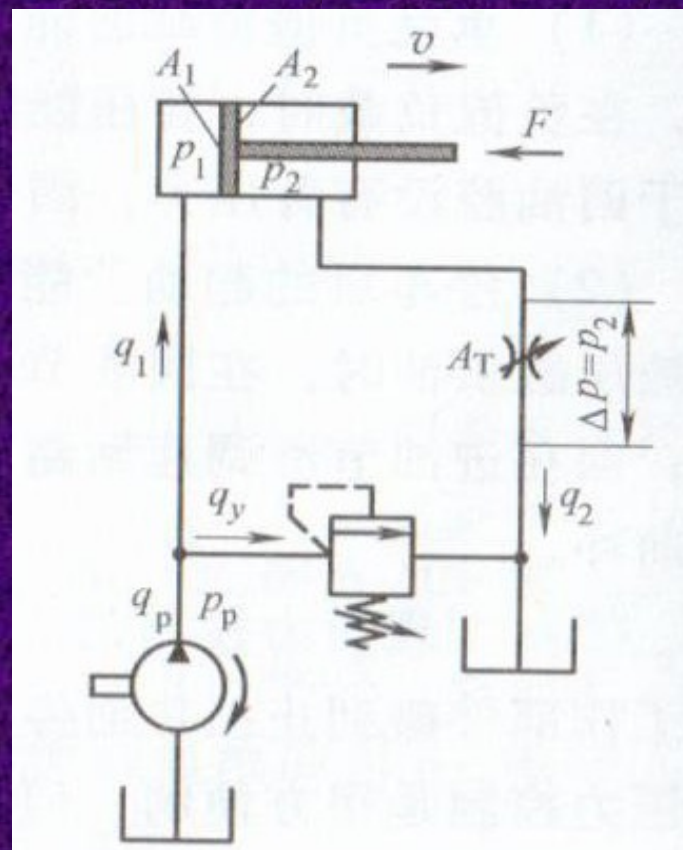


前项为溢流损失，后项为节流损失，显然效率较低。

(2) 回油节流阀调速回路

如图所示，将节流阀串接在缸的回油路上，即构成回油节流阀调速回路（泵的出口压力恒定）。用节流阀调节缸的回油流量，实现调速。

缸的运动速度为：



$$v = \frac{q_2}{A_2} = \frac{KA_T}{A_2} \left(P_p \frac{A_1}{A_2} - \frac{F}{A_2} \right)^m$$

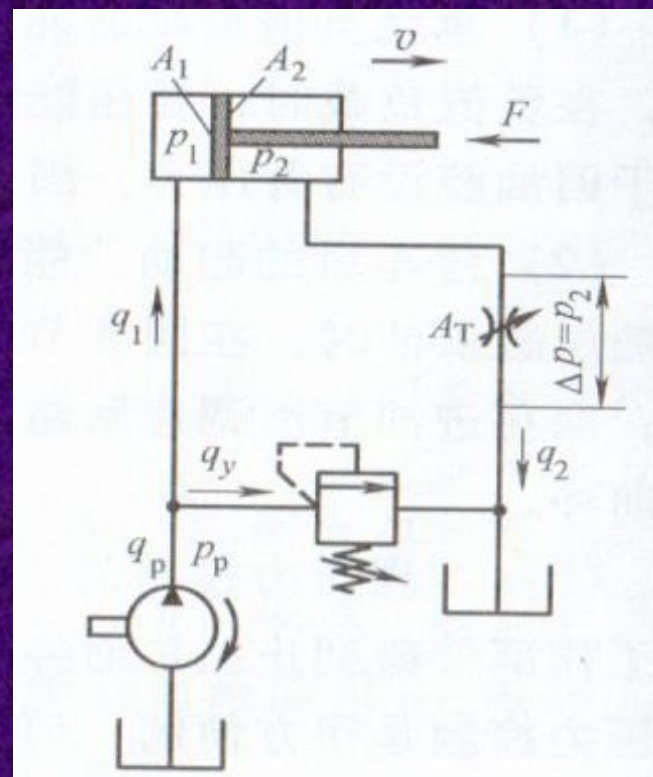
$$v = \frac{q_2}{A_2} = \frac{KA_T}{A_2} \left(P_P \frac{A_1}{A_2} - \frac{F}{A_2} \right)^m$$

A. 速度负载特性

比较该式和前式可以发现，回油节流阀调速与进油节流阀调速的速度—负载特性及速度刚度基本相同，

若缸两腔有效面积相同（双出杆腔），则两种节流阀调速回路的速度—负载特性和速度刚度就完全一样。

因此，前面对进油节流阀调速回路的分析和结论都适用于本回路。



B. 回路效率

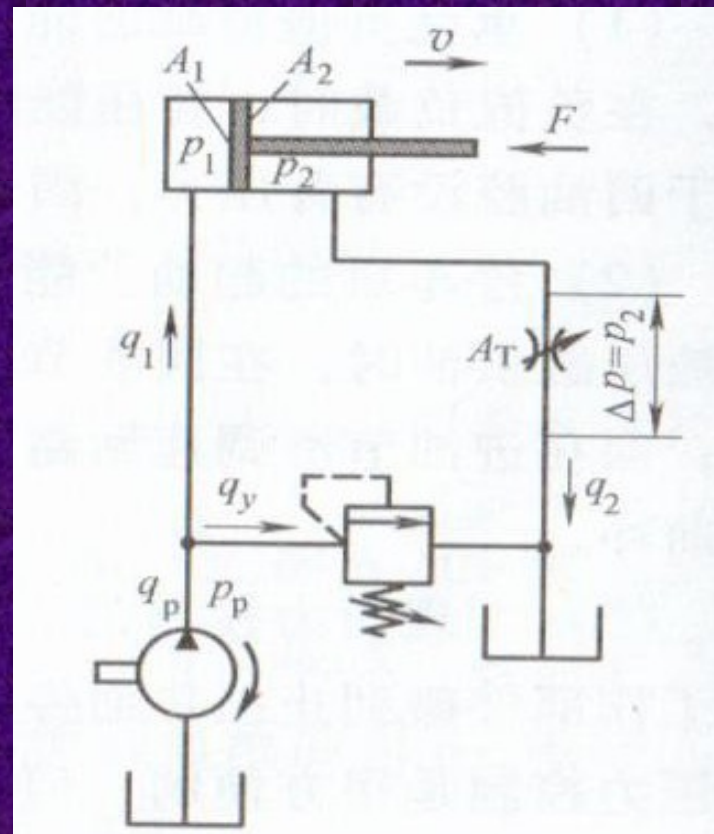
1) η_c

$$\eta_c = \frac{F \cdot v}{p_p \cdot q_p} = \frac{P_i - \Delta P}{P_i}$$

2) 能量损失（功率损失）

$$p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2 + F$$

$$p_p \cdot A_1 = \Delta p \cdot A_2 + F$$



$$\Delta P = p_p \cdot q_p - F \cdot v = p_p \cdot (q_1 + q_y) - (p_p \cdot A_1 - \Delta p \cdot A_2) \cdot \frac{q_1}{A_1}$$

$$= p_p \cdot q_y + \Delta p \cdot q_T$$

前项为溢流损失，后项为节流损失，显然与前相同。

上述两种回路也有不同之处：

- 1) 回油节流阀调节回路的节流阀使缸的回油腔形成一定的背压（ $p_2 \neq 0$ ），因而能承受负值负载，并提高了缸的速度平稳性。
- 2) 进油节流阀调速回路容易实现压力控制。因当工作部件在行程终点碰到死挡铁后，缸的进油腔油压会上升到等于泵压，利用这个压力变化，可使并联于此处的压力继电器发讯，对系统的下步动作实现控制，但可靠性差，一般不采用。

2) 若回油使用单杆腔，无杆腔进油流量大于有杆腔回油流量。故在缸径缸速相同的情况下，进油节流阀调速回路的节流阀开口较大，低速时不易堵塞。因此，进油节流阀调速回路能获得更低的稳定速度。

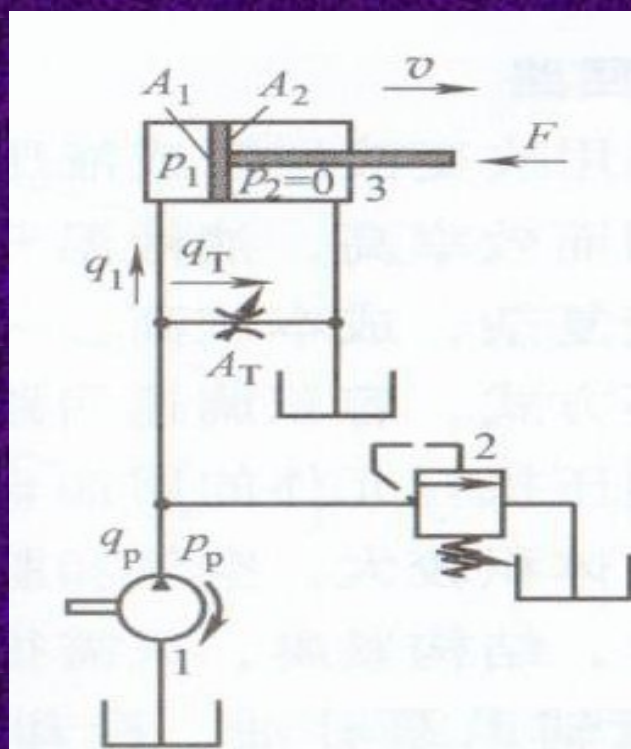
3) 长期停车后缸内油液会流回油箱，当泵重新向缸供油时，在进油节流阀调速回路中，由于进油路上没有节流阀控制流量，会使活塞向前冲；而在回油节流阀调速回路中，活塞前冲很小，甚至没有前冲。

4) 发热及泄漏对进油节流阀调速的影响均大于回油节流阀调速。

因为进油节流阀调速回路中，经节流阀发热后的油液直接进入缸的进油腔；而在回油节流阀调速中，经节流阀发热后的油液直接流回油箱冷却。

为了提高回路的综合性能，一般采用进油节流阀调速，并在回油路上加背压阀，使其兼具二者的优点。

(3) 旁路节流阀调速回路



如图所示，这种回路是把节流阀接在与执行元件并联的旁油路上。

通过调节节流阀的通流面积，来控制泵溢回油箱的流量，即可实现调速。

由于溢流已由节流阀承担，故溢流阀实为安全阀，常态时关闭，过载时打开，其调定压力为最大工作压力的 **1.1 ~ 1.2** 倍，故泵工作过程中的压力随负载而变化。

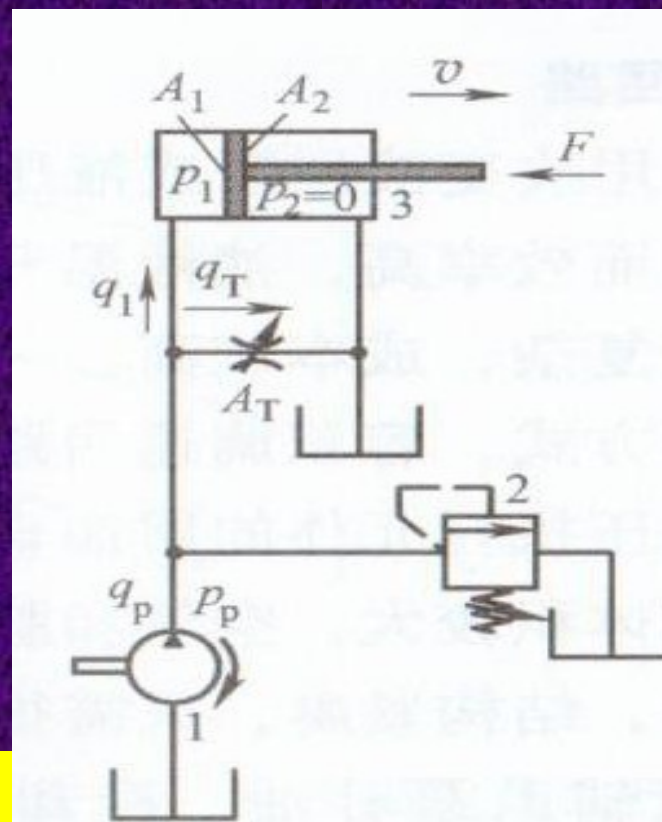
A. 速度负载特性

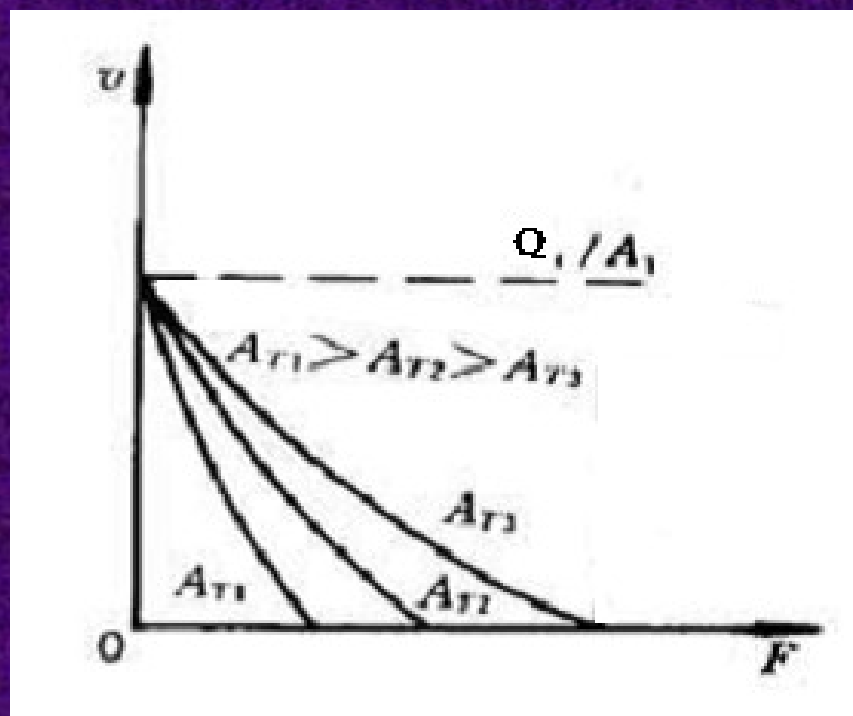
设泵的输出流量为 q_p ，则缸的运动速度为

$$v = \frac{q_1}{A_1} = \frac{q_p - q_T}{A_1}$$

$$= \frac{q_p - KA_T \Delta P}{A_1} = \frac{q_p - KA_T \left(\frac{F}{A_1} \right)}{A_1}$$

当开口调成 $q_T = q_p$ 时， $v = 0$





按上式选取不同的 A_T 值可作出一组速度—负载特性曲线（见图）。

由曲线可见：当节流阀通流面积 A_T 一定而负载增加时，速度下降较前两种回路更为严重，即特性很软，速度稳定性很差；

在重载高速时，速度刚度较好，这与前两种回路恰好相反。其最大承载能力随节流口 A_T 的增加而减小。即旁路节流调速回路的低速承载能力很差，调速范围也小。

B. 回路效率

1) η_c

$$\eta_c = \frac{F \cdot v}{p_p \cdot q_p} = \frac{P_i - \Delta P}{P_i}$$

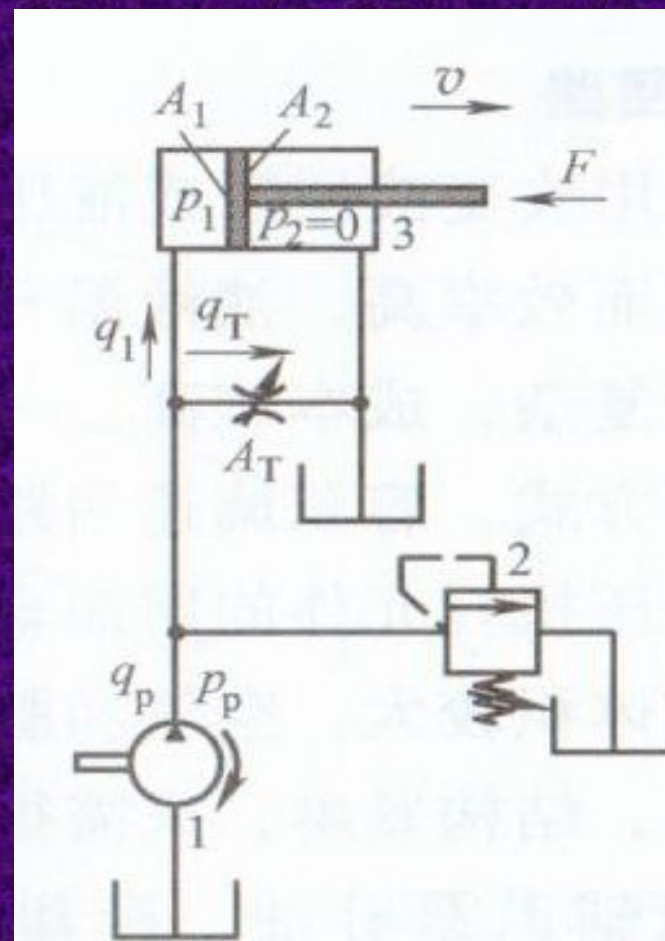
2) 能量损失（功率损失）

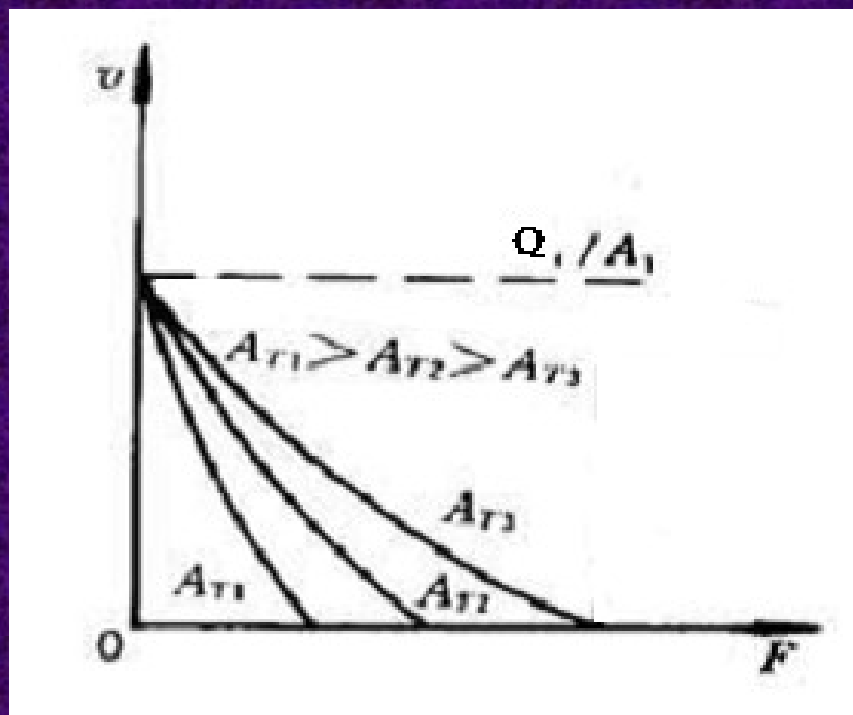
$$\Delta P = p_p \cdot q_p - F \cdot v = p_p \cdot q_p - p_p \cdot A_1 \cdot \frac{q_1}{A_1}$$

$$= p_p \cdot q_p - p_p \cdot (q_p - q_T)$$

$$= p_p \cdot q_T = \Delta p \cdot q_T$$

这种回路只有节流损失而无溢流损失；泵压随负载变化，即节流损失和输入功率随负载而增减。因此，本回路比前两种回路效率高。





由于本回路的速度—负载特性很软，低速承载能力差，故其应用比前两种回路少，只用于高速、重载、对速度平稳性要求不高的较大功率的系统，如牛头刨床主运动系统、输送机械液压系统等。

2 、采用调速阀的节流调速回路

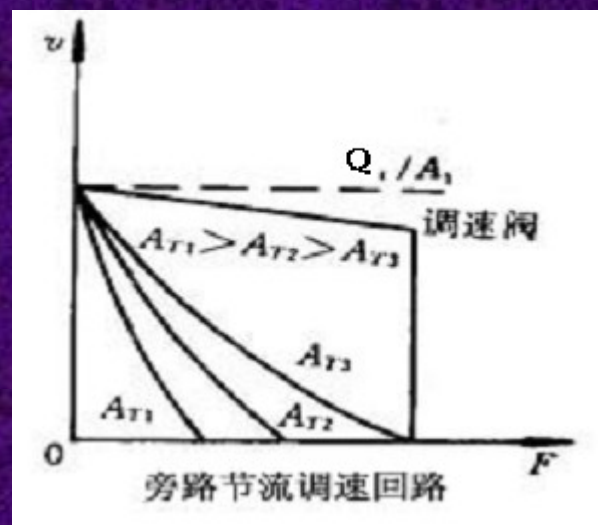
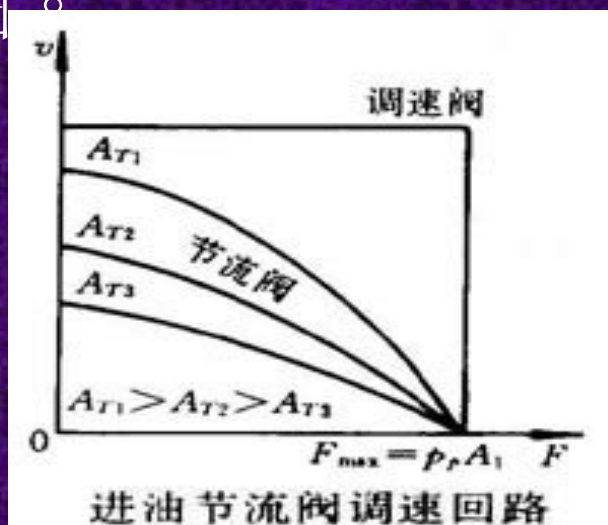
采用节流阀的节流调速回路，节流阀两端的压差和缸速随负载的变化而变化，故速度平稳性都差。

调速阀装在进油路上，回油路上或旁油路上都可以达到改善速度负载特性使速度稳定性最高的目的。

第五章 第一节 速度控制回路

若用调速阀代替节流阀，由于调速阀本身能在负载变化的条件下保证节流阀进出油口间压差基本不变，通过的流量也基本不变，所以回路的速度负载特性将得到改善，旁路节流调速回路的承载能力也不因活塞速度降低而减小。

采用调速阀与采用节流阀的速度—负载特性对比见图。



(二) 容积调速回路概述

液压马达速度: $n_M = q \eta_{MV} / v_M = n_p v_p \eta_{pV} \eta_{MV} / v_M$

液压缸速度: $v = q/A = n_p v_p \eta_{pV} / A$

通过改变泵或马达的排量来进行调速的方法称为容积调速。

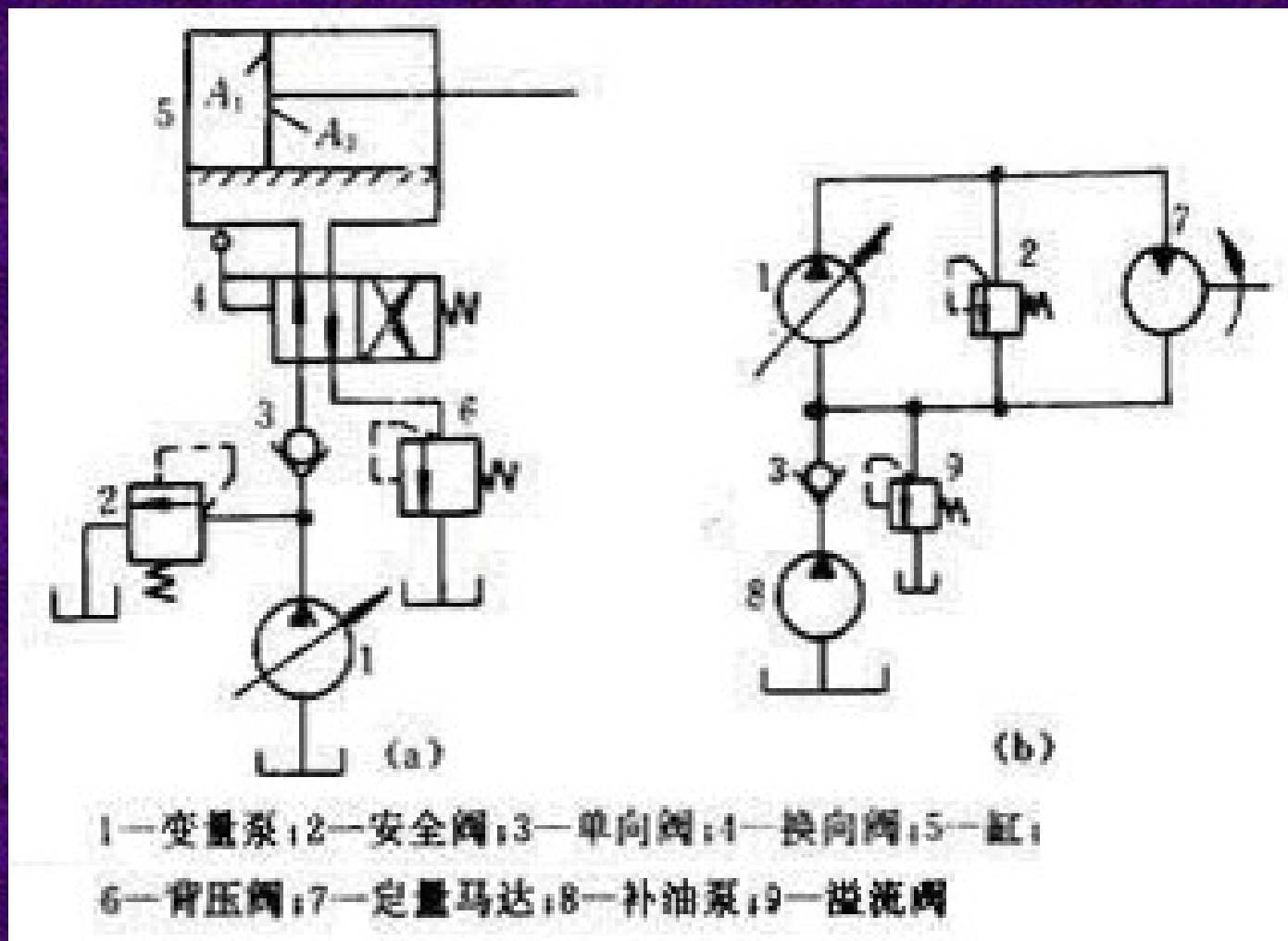
其主要优点是没有节流损失和溢流损失，因而效率高，系统温升小，适用于高速大功率调速系统。

容积调速回路根据油液的循环方式有开式回路和闭式回路两种。

在开式回路中，泵从油箱吸油，执行元件的回油直接回油箱，油液能得到较好的冷却；但油箱体积大，空气和脏物容易侵入回路，影响正常工作。

在闭式回路中，执行元件的回油直接与泵的吸油腔相连，结构紧凑，只需很小的补油箱，空气和脏物不易混入回路，但油液的散热条件差，为了补充（回路中的）泄漏、并进行换油和冷却，需附设补油泵（其流量为主泵的 **10 % ~ 15 %**，压力为 **0.3 ~ 0.5MPa**）。

1、变量泵—定量执行元件组成的容积调速回路



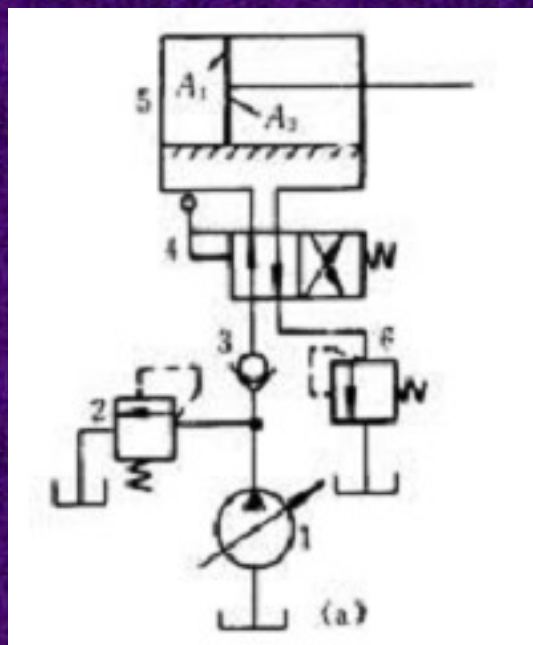


图 a 为变量泵一缸容积调速回路，改变变量泵 1 的流量可实现对缸的无级调速。单向阀 3 用来防止停机时油液倒流入油箱和空气进入系统。

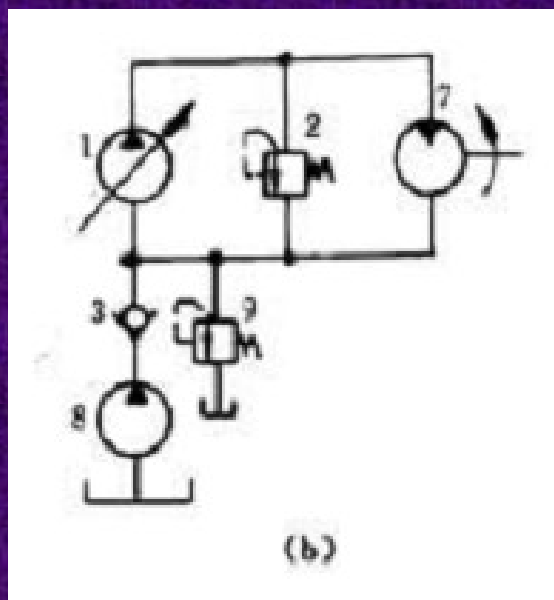
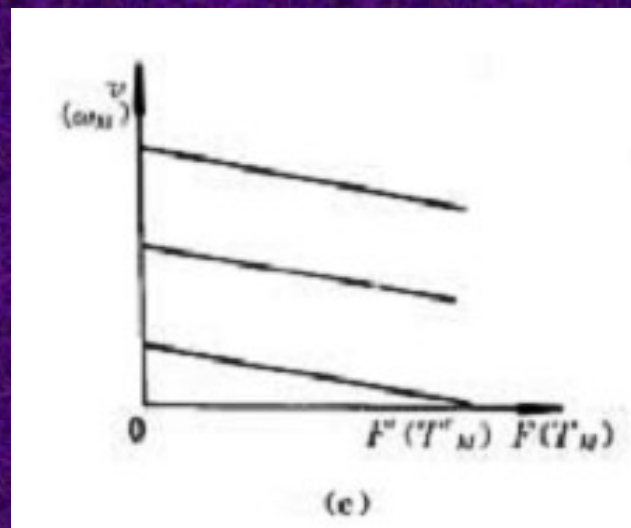


图 b 为变量泵一定量马达容积调速回路。此回路为闭式回路，补油泵 8 将冷油送入回路，而从溢流阀 9 溢出回路中多余的热油。



(1) . 执行元件的速度负载特性

速度—负载特性曲线（见图 c）。由图可见，由于变量泵有泄漏，执行元件运动速度 v （或 ω ）会随负载 F （或 T_M ）的加大而减小，

即速度刚性要受负载变化的影响。

负载增大到某值时，执行元件停止运动（见图 c

中的 F' 或 T'_M ），表明这种回路在低速下的承载能力很差。所以在确定该回路的最低速度时，应将这一速度排除在调速范围之外。

(2) . 执行元件输出力 F (转矩 T_M) 和功率 P_M

1) 马达转速 ω_M 、 液压缸的速度 v_C

$$\omega_M = \frac{2\pi q_p}{V_M} \cdot \eta_{MV} = \frac{2\pi n_p \cdot v_p \cdot \eta_{pV}}{V_M} \cdot \eta_{MV}$$

$$v = \frac{q_p}{A} = \frac{n_p \cdot v_p \cdot \eta_{pV}}{A}$$

改变泵排量 v_p , 可使 ω (v) 和成比例地变化。

2) 马达的输出扭矩 T_M 、液压缸的输出力

$$T_M = \frac{\Delta p \cdot v_M}{2\pi} \cdot \eta_{Mm} = \frac{p \cdot v_M}{2\pi} \cdot \eta_{Mm}$$

$$F = p \cdot A$$

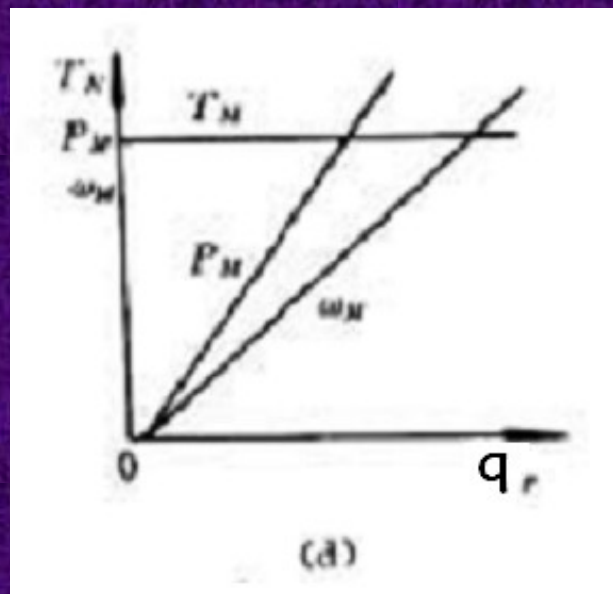
马达的转矩 T_M (活塞的输出力 F) 和回路的工作压力 p 都由负载转矩 (或负载力) 决定, 不因调速而发生变化。

3) 输出功率 P_M 、 P

$$P_M = T_M \cdot \omega_M = T_M \cdot 2\pi n_M$$

$$P = F \cdot v$$

功率随着 ω (v) 的变化而变化，变功率。故称这种回路为恒转矩（恒推力）变功率容积调速回路。



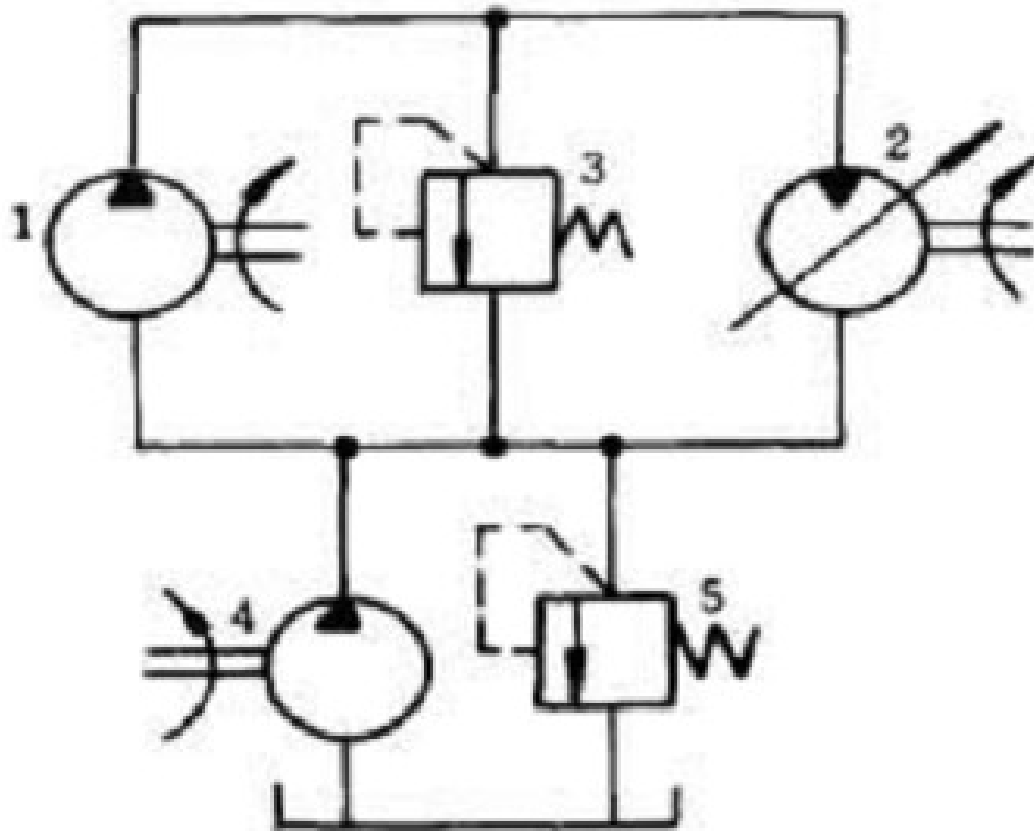
4) 特性曲线

见图 d。图中 q 应是 v

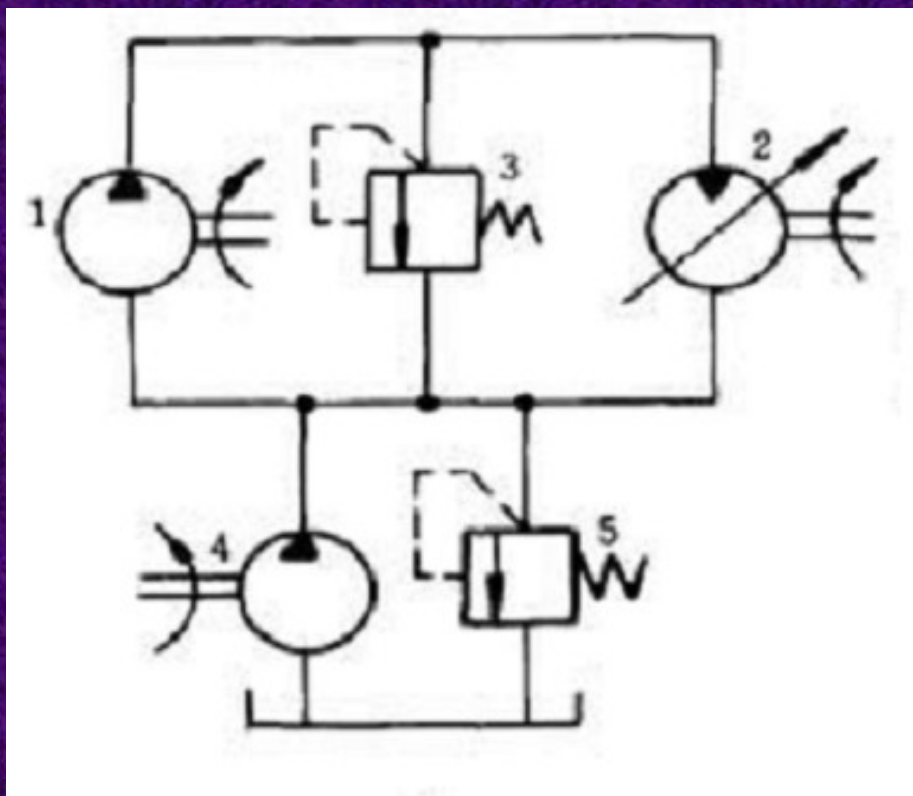
由于泵和执行元件有泄漏，所以当 v_p 还未调到零值时，实际的

$\omega(v)$ 、 $T_M(F)$ 和 P_M 也都为零值。

2、定量泵—变量油马达组成的容积调速回路



1—定量泵；2—变量马达；3—高压安全阀；
4—补油泵；5—低压溢流阀

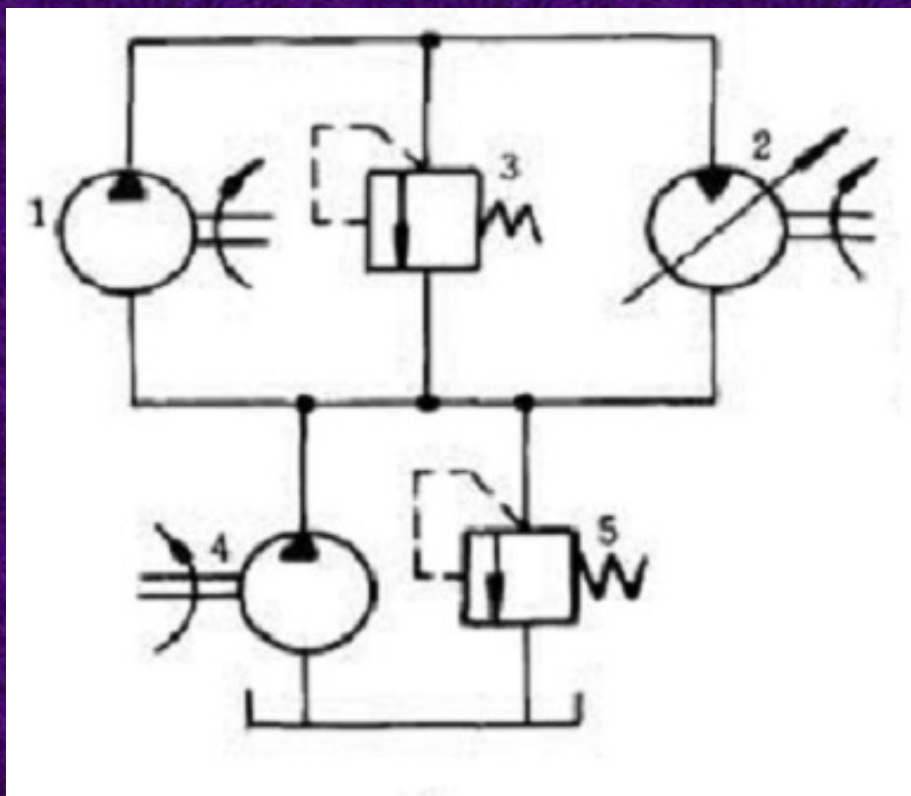


如图所示，这种回路的泵的 ω_p 和 v_p 均为常数，

1). 马达转速 ω_M

$$\begin{aligned}\omega_M &= \frac{2\pi q_p}{V_M} \cdot \eta_{MV} \\ &= \frac{2\pi n_p \cdot v_p \cdot \eta_{pV}}{V_M} \cdot \eta_{MV}\end{aligned}$$

v_M 改变时，马达转速 ω_M 与马达的排量 v_M 成反比（按双曲线规律）变化。

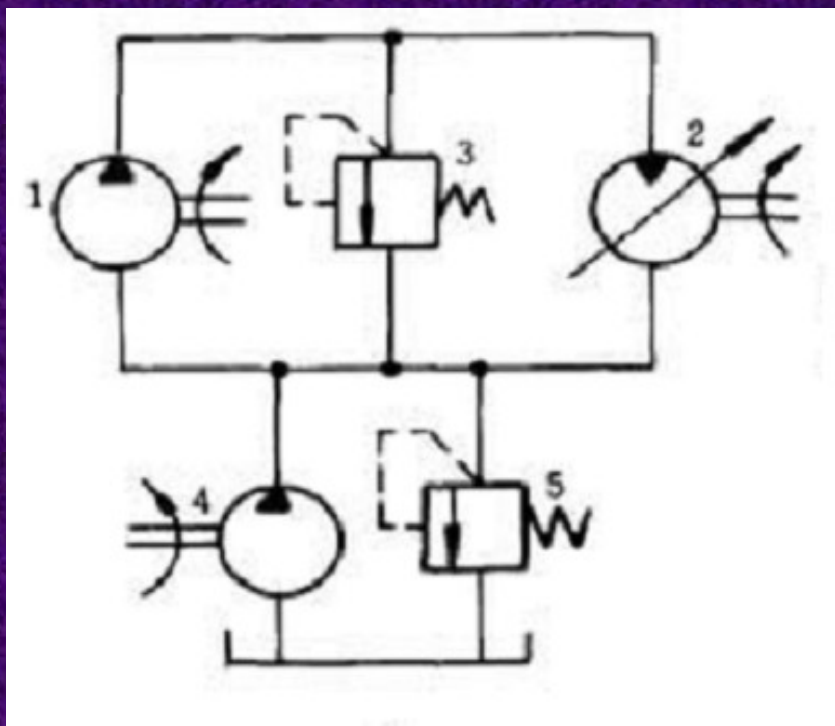


2) . 马达的输出扭矩

$$T_M = \frac{\Delta p \cdot v_M}{2\pi} \cdot \eta_{Mm}$$

$$= \frac{p \cdot v_M}{2\pi} \cdot \eta_{Mm}$$

马达排量 v_M 改变时， 马达扭矩 T_M 与马达排量 v_M 成正比变化。当 v_M 减小到一定程度， T_M 不足以克服负载时， 马达便停止转动。



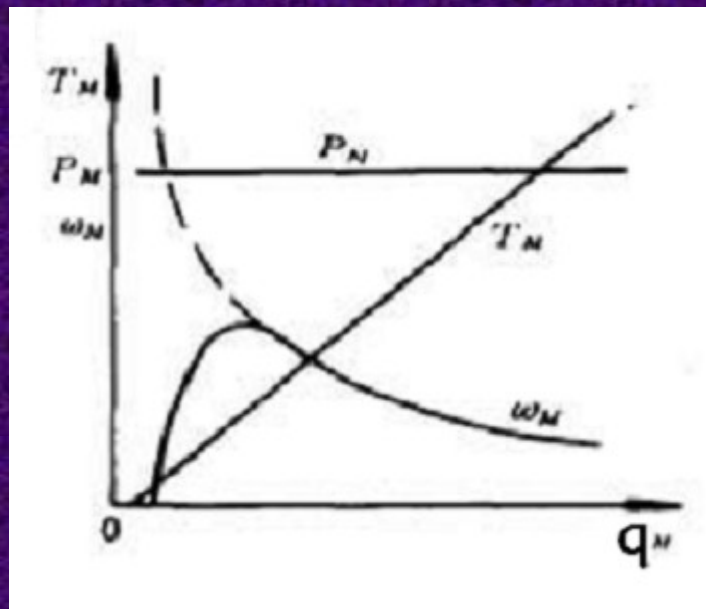
3) . 输出功率 P_M

$$P_M = T_M \cdot \omega_M$$

$$= \frac{p_p \cdot v_M}{2\pi} \cdot \eta_{Mm} \cdot 2\pi \frac{q_p}{v_M} \eta_{MV}$$

$$= p_p \cdot q_p \cdot \eta_{Mm} \cdot \eta_{MV}$$

在不考虑泵和马达效率变化的情况下，由于定量泵的最大输出功率不变，故在改变 v_M 时，马达的输出功率 P_M 也不变，为恒功率。故称这种回路为恒功率变转矩容积调速回路。

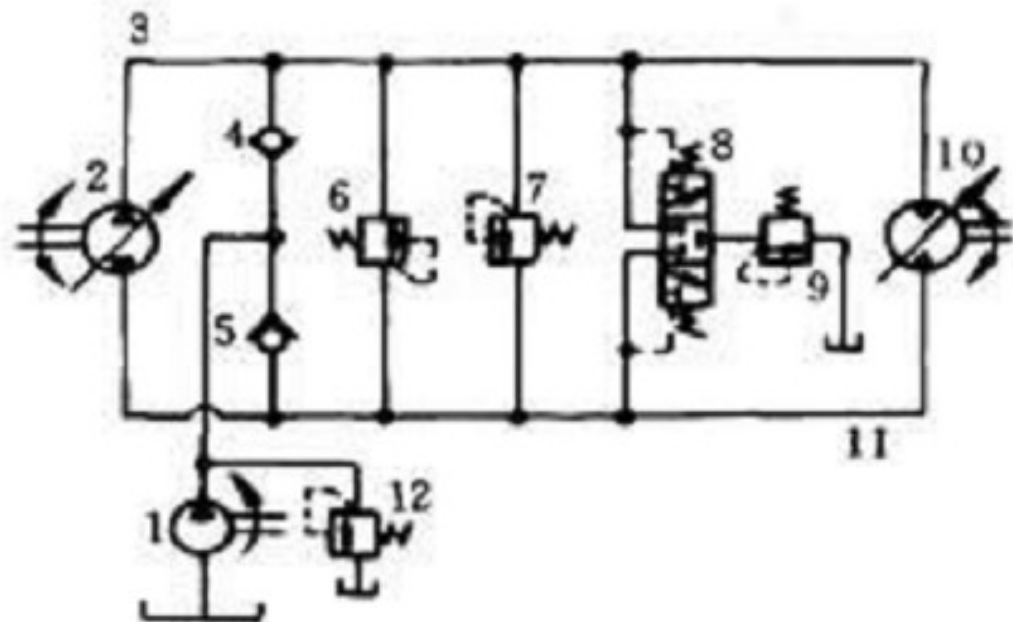


4) . 特性曲线

见左图。图中 q 应是 V_m

这种回路，能最大限度发挥原动机的作用。要保证输出功率为常数，马达的调节系统应是一个自动的恒功率装置，其原理就是保证马达的进、出口压差 Δp_M 为常数。

3、变量泵—变量油马达组成的容积调速回路

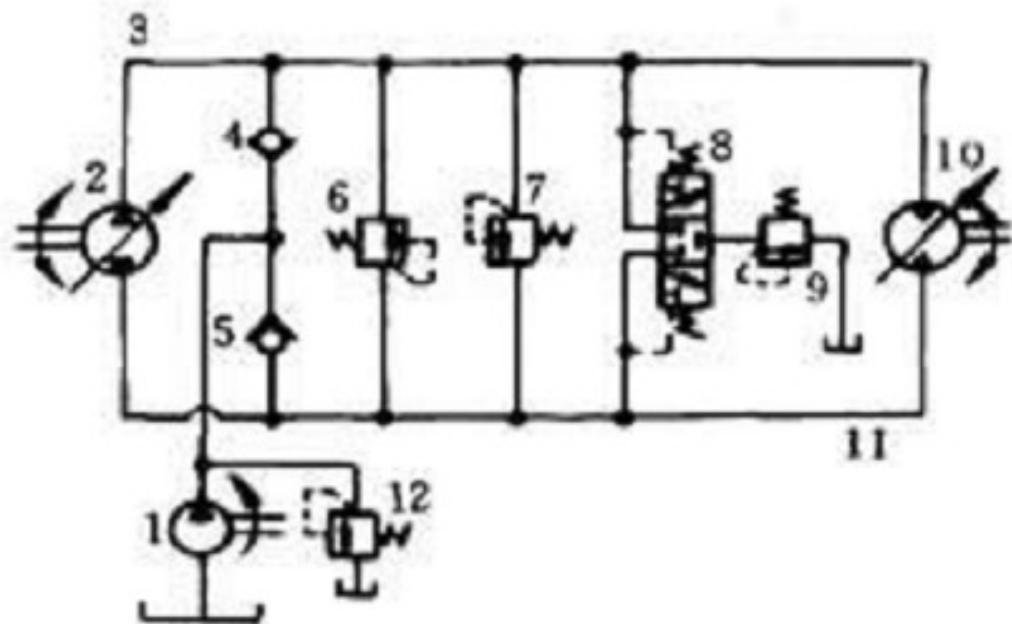


1—补油泵；2—双向变量泵；3—上管路；4、5—单向阀；
6、7—高压安全阀；8—液动滑阀（梭阀）；9—低压溢流阀；
10—双向变量马达；11—下管路；12—补油泵的安全阀

如图所示，该回路有变量泵和变量马达组成。

单向阀4、5的作用是始终保证补油泵来的油液只能进入

双向变量泵的低压腔。



1—补油泵；2—双向变量泵；3—上管路；4、5—单向阀；
6、7—高压安全阀；8—液动滑阀（梭阀）；9—低压溢流阀；
10—双向变量马达；11—下管路；12—补油泵的安全阀

液动滑阀 8 的作用是始终保证低压溢流阀 9 与低压管路相通，使回路中的一部分热油由低压管路经溢流阀 9 排出。

当高、低压管路的压差很小时，液动滑阀处于中位，切断了低压溢流阀 9 的油路，此时补油泵供给的多余的油液就从低压安全阀 12 流掉。

该回路中， ω_p 为常数， v_p 和 v_M 都可调，故扩大了马达的调速范围。

分解成前述二种情况：

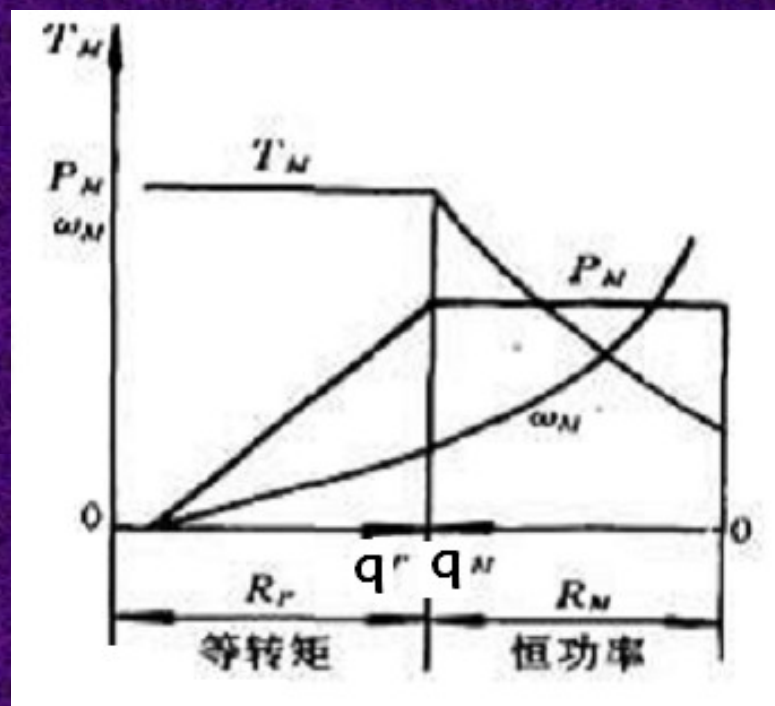
1) . 变量泵与定量油马达

将 ω_M 由低速向高速调节时，低速阶段应将 v_M 固定在最大值上。

$$\omega_M = \frac{2\pi n_p \cdot v_p \cdot \eta_{pV}}{V_{M \max}} \cdot \eta_{MV}$$

改变 v_p 使其从小到大逐渐增加， ω_M 也由低向高增大，直到 v_p 达到最大值。

在此过程中，马达最大转矩 T_M 不变，而 P_M 逐渐增大，这一阶段为等转矩调速，调速范围为 R_p 。



2) . 定量泵与变定量油马达
高速阶段时，应将 v_M 固定在最大值上，图中 q 应是 v ，

$$\omega_M = \frac{2\pi n_p \cdot v_{p \max} \cdot \eta_{pV}}{V_{M \max}} \cdot \eta_{MV}$$

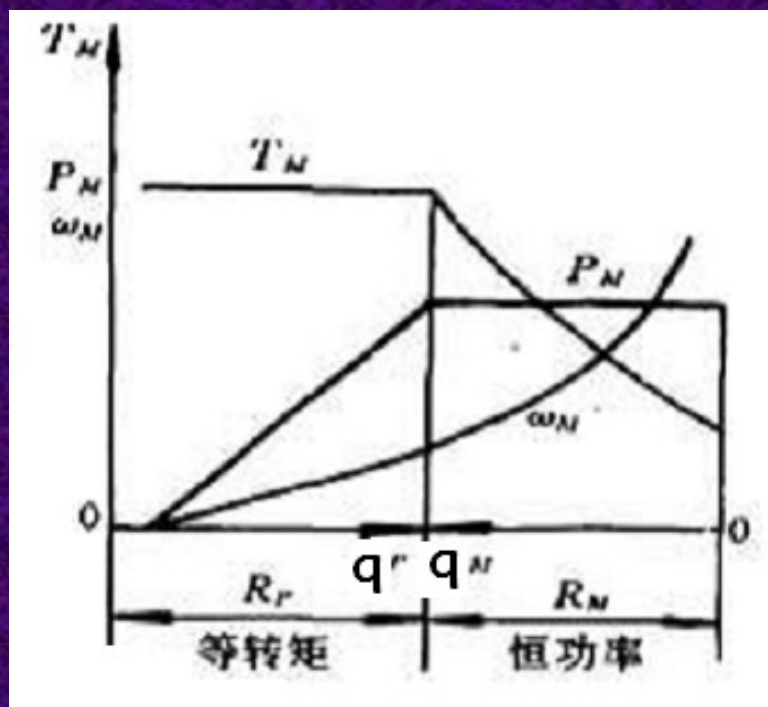
v_M 由大变小，而 ω_M 继续升高，直至马达允许的最高转速为止。

在此过程中， T_M 由大变小，而 P_M 不变，这一阶段为恒功率调节，调节范围为 R_M 。

第五章 第一节 速度控制回路

这种调速回路，实际上是上述两种调速回路的组合，其总调速范围为上述两种回路调速范围之乘积，即 $R=R_p \cdot R_M$ 。

下图所示为此回路的输出特性。

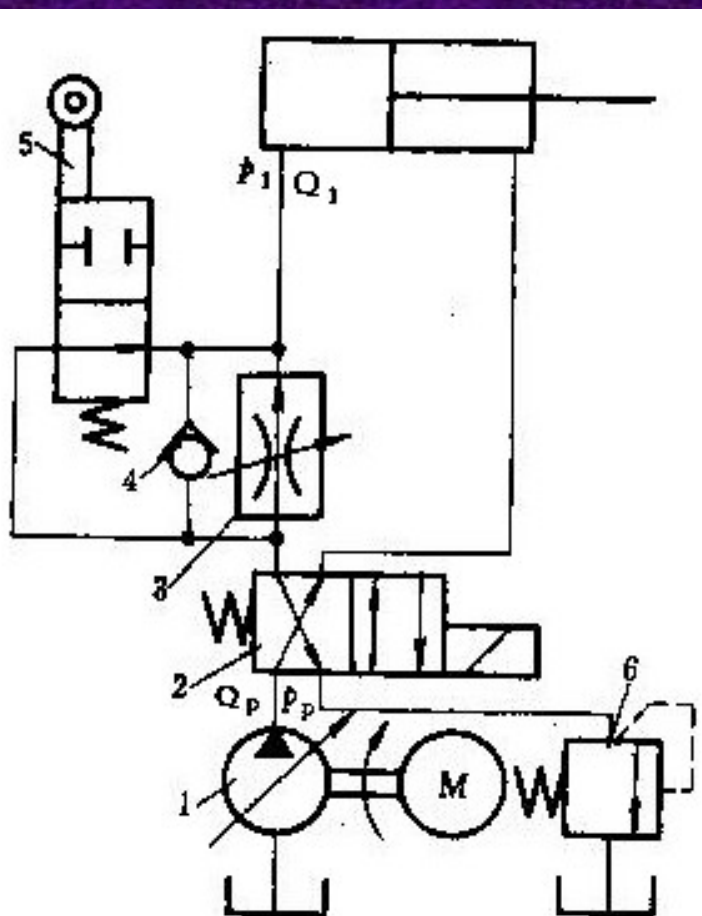


(三) 容积节流调速回路概述

容积节流调速回路的工作原理是：用压力补偿变量泵供油，用流量控制阀调定进入缸或由缸流出的流量来调节活塞运动的速度，并使变量泵的输油量自动与缸所需流量相适应。

这种调速回路没有溢流损失，效率较高，速度稳定性也比单纯的容积调速回路要好。

1. 限压式变量泵与调速阀组成的容积节流调速回路



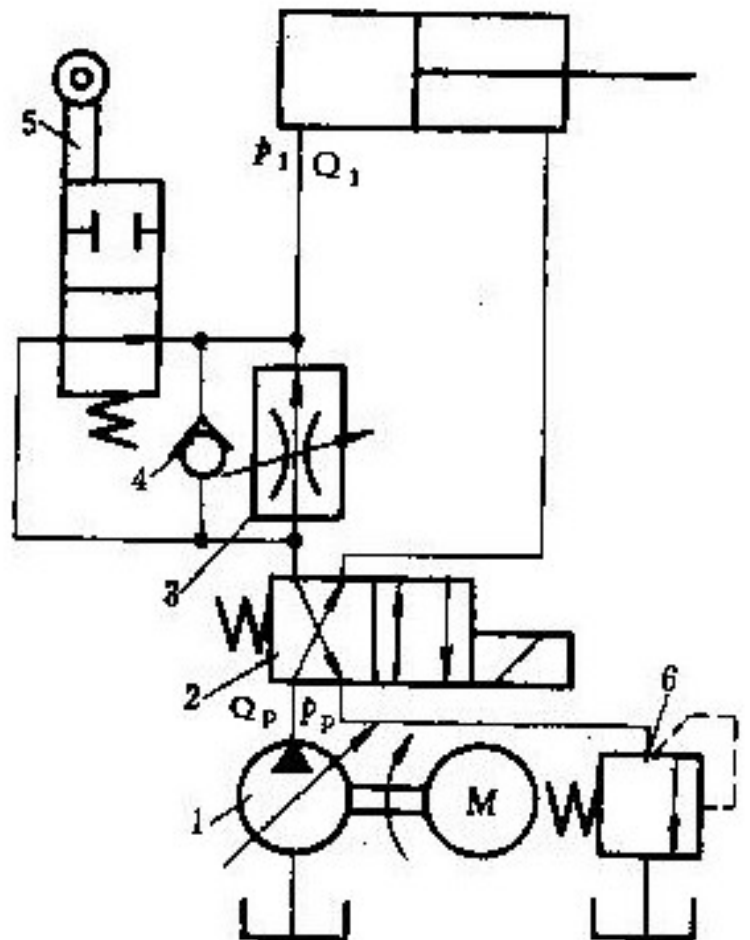
1—变量泵 2—换向阀 3—调速阀
4—单向阀 5—行程阀 6—背压阀

1) 调速原理

如图所示，调速阀 3 也可放在回油路上，但对单杆缸，为获得更低的稳定速度，应放在进油路上。

电磁阀 2 右位工作时油经行程阀 5 进入液压缸左腔，缸右腔回油，活塞空载右移。

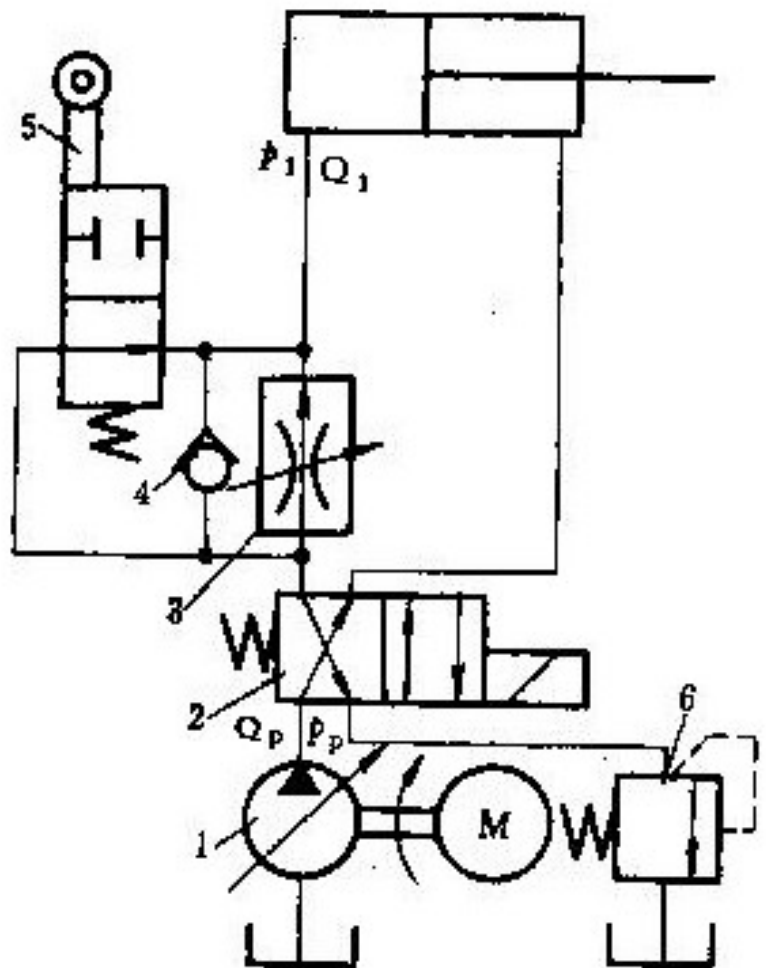
此时因负载小，压力低于变量泵的限定压力，泵的



1—变量泵 2—换向阀 3—调速阀
4—单向阀 5—行程阀 6—背压阀

当移动部件上的挡块压下行程阀 5 时，压力油只能经调速阀流 3 进入缸左腔，缸右腔回油，活塞以调速阀调节的慢速右移，实现工作进给。

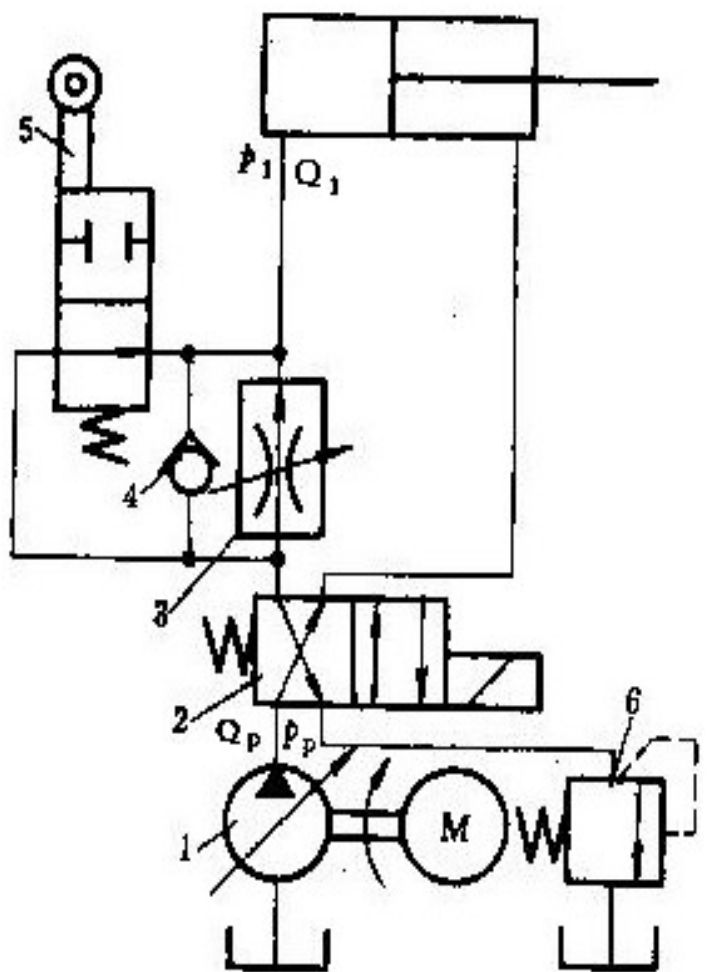
当换向阀左位工作时，压力油进入缸右腔，缸左腔经单向阀 4 回油，因退回时空载，泵的供油量最大，故快速退回。



1—变量泵 2—换向阀 3—调速阀
4—单向阀 5—行程阀 6—背压阀

当回路处于工进阶段时，限压式变量泵的输出流量 q_p 与进入液压缸的流量 q_1 总是相适应。

即当调速阀的开口一定时，能通过调速阀的流量 q_1 为定值。若 $q_p > q_1$ ，则泵出口的油压便上升，使泵的偏心自动减小， q_p 减小，直至 $q_p = q_1$ 为止；

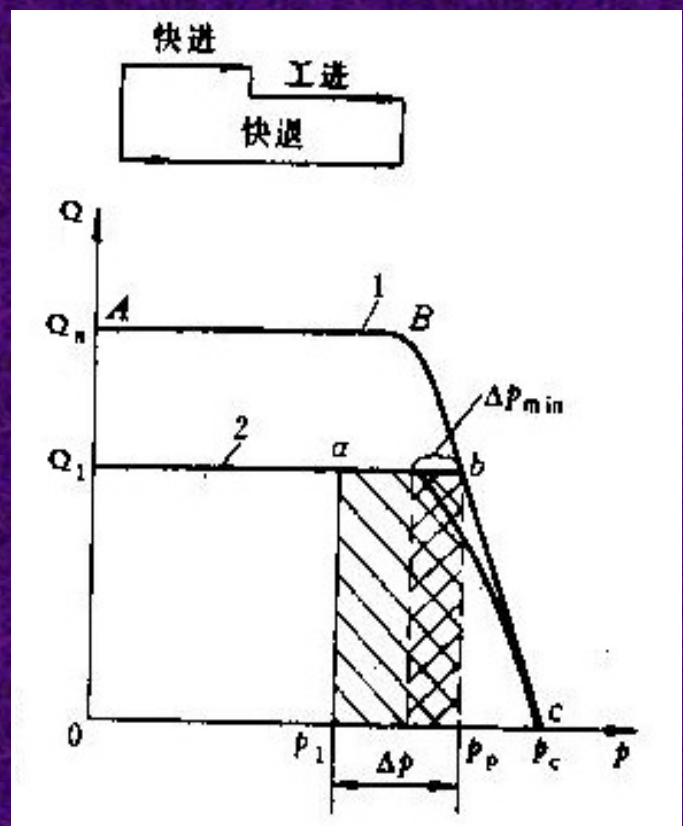


1—变量泵 2—换向阀 3—调速阀
4—单向阀 5—行程阀 6—背压阀

若 $q_p < q_1$ ，则泵出口的油压会降低，使泵的偏心自动增大， q_p 增大，直至 $q_p = q_1$ 为止。

调速阀能保证 q_1 为定值， q_p 也就为定值，故泵的出口压力 p_p 也为定值。故又称此回路为定压式容积节流调速回路。

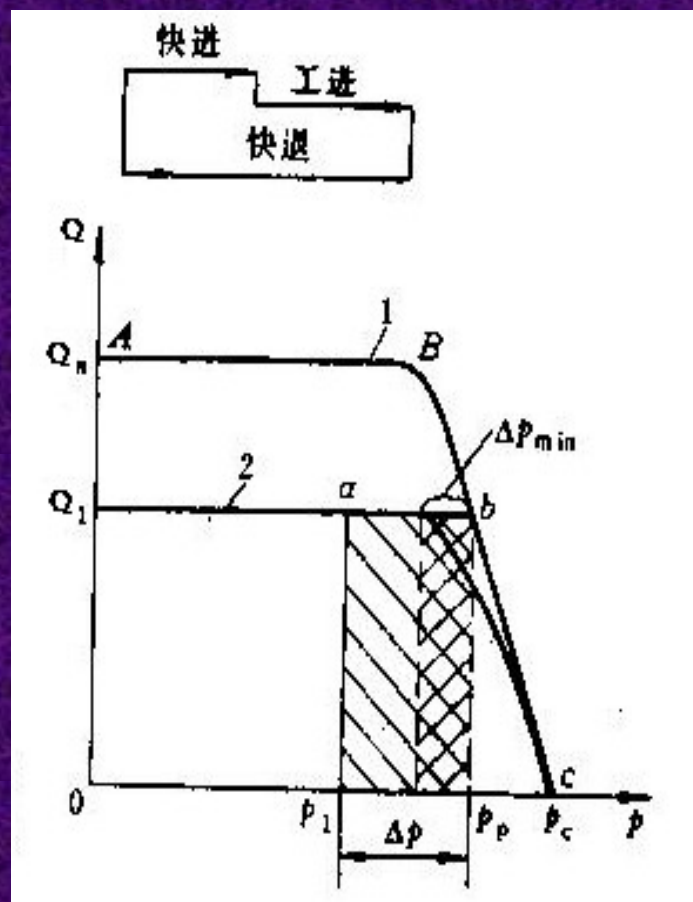
这种回路适用于负载变化不大的中、小功率场合，如组合机床的进给系统等。



2) 调速特性

曲线 1 为限压式变量叶片泵的流量 - 压力曲线；
曲线 2 为调速阀出口的（液压缸进油腔）的流量 - 压力特性曲线，其左段为水平线，说明当调速阀的开口一定时，液压缸的负载变化引起液压缸的工作压力 p_1 变化，但通过调速

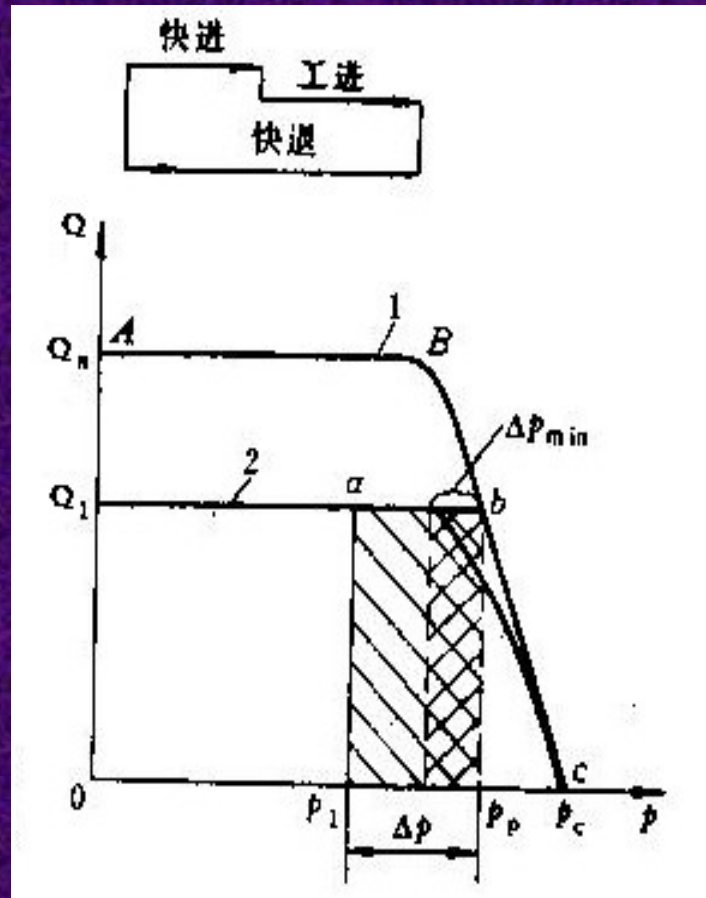
的流量 q_1 为定值。该节流阀的减压阀与曲线 1 的交点 b 即为液压泵出口的工作点，也是调速阀前的工作点，该点的工作压力为 p_p 。曲线 2 上的 a 点对应的压力为液压缸的压力 p_1 。图中大写 Q 应为小写 q



若液压缸长时间在轻载下工作，缸的工作压力 p_1 小，调速阀两端的压力差 Δp 大 ($\Delta p = p_p - p_1$)，调速阀的功率损失大 ($abp_p p_1$)，效率低。

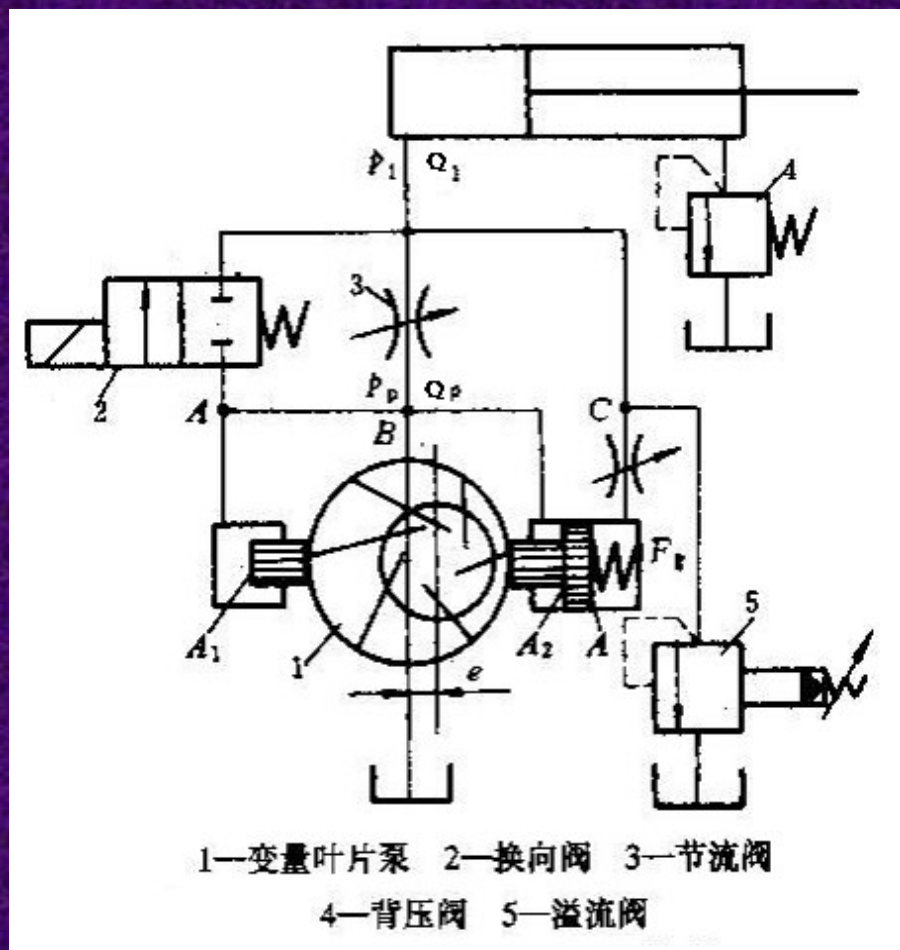
故在实际使用时，除应调节变量泵的最大偏心满足液压缸快速运动所需要的流量（即调好特性曲线 **1AB** 段，还应调节泵的限压螺钉，改变泵的限定压力（即调节特性曲线 **1BC** 段的左右位置），使 Δp 稍大于调速阀两端的最小压差 Δp_{min} 。

第五章 第一节 速度控制回路



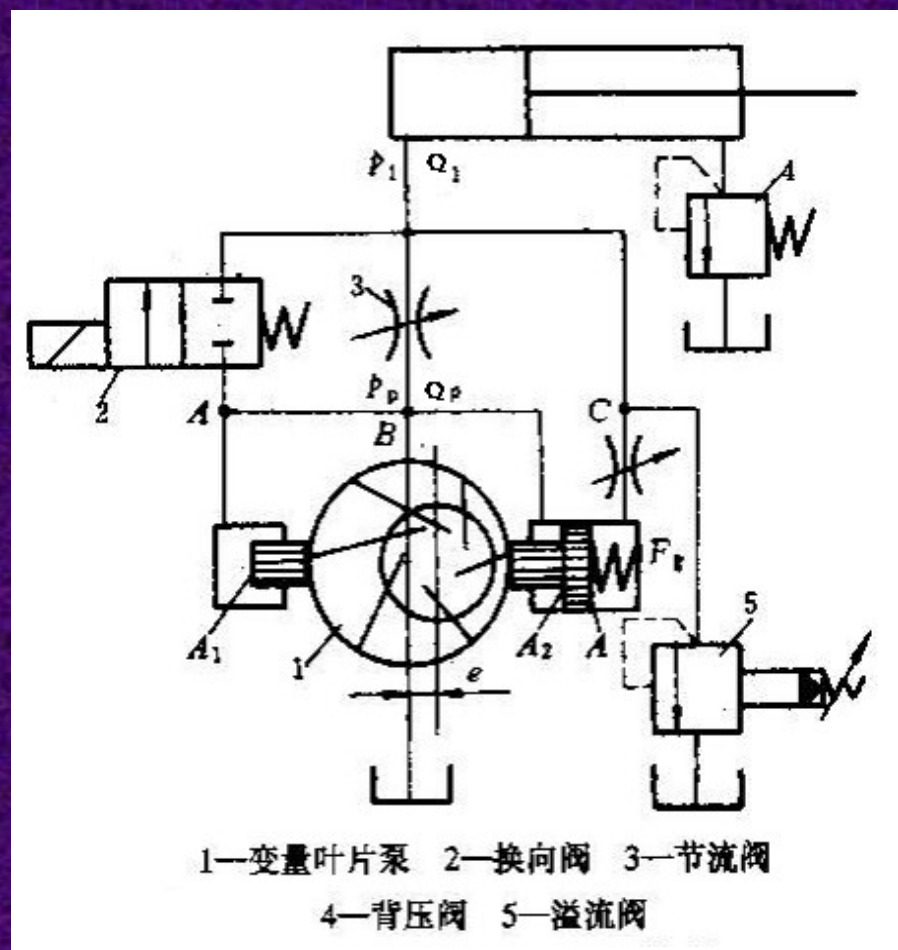
显然，当液压缸的负载最大时，
使 $\Delta p = \Delta p_{\min}$ 是泵特性曲线
调整得最佳状态。

2. 变压式变量泵和节流阀组成的容积节流调速回路



液压泵定子左右各有一控制缸，左缸柱塞的直径与右缸活塞杆的直径相等。

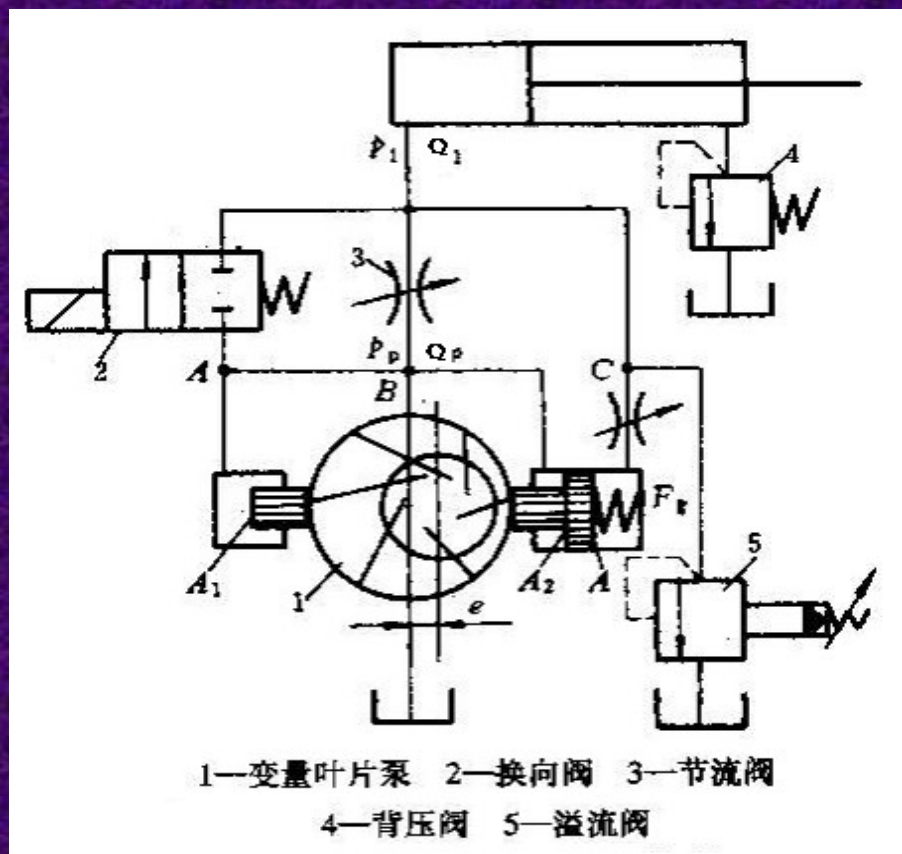
泵的出口连一节流阀 3，且泵体内的孔道将左缸、节流阀的进油口及右缸的有杆腔连通。



当图中电磁铁 2 通电左位工作时，压力油经电磁阀进入液压缸左腔，此时节流阀两端压差为零（不计电磁阀损失），A、B、C 各点等压，液压泵定子两端所受液压推力相等，故其在右缸弹簧的作用下

移至最左端，使之与转子的偏心达到最大值，输出最大流量，使缸实现快速运动。

第五章 第一节 速度控制回路

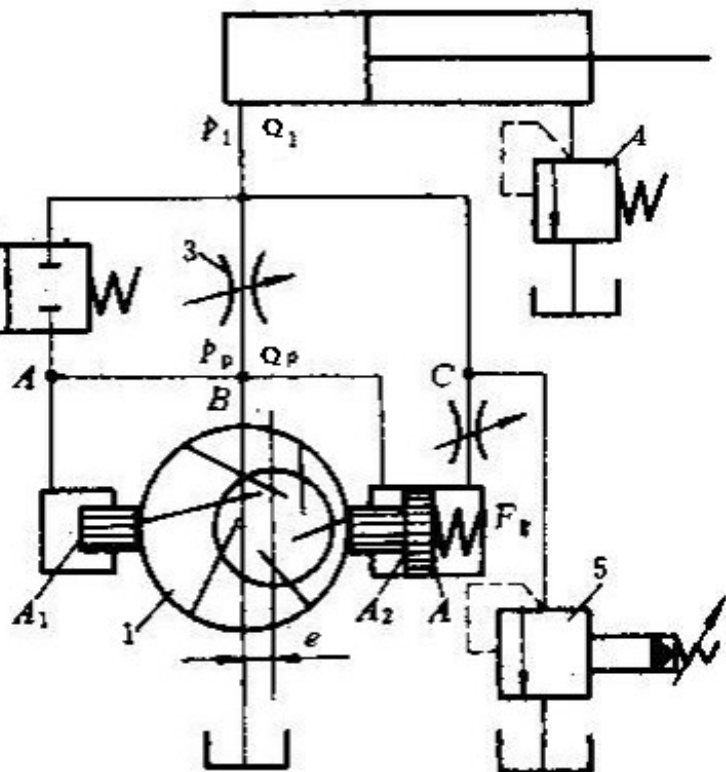


当电磁铁右位工作时（图示位置），压力油经节流阀进入液压缸左腔，即构成了容积节流调速回路。此时，节流阀控制进入液压缸的流量 q_1 ，并使液压泵的流量 q_p 自动与之匹配。如，当 $q_p > q_1$

时， p_p 升高，使控制缸

压推力增大，定子右移，偏心减小，液 q_p 减小，直至 $q_p = q_1$ ；当 $q_p < q_1$ 时， p_p 减小，使控制缸向右的推力减小，定子左移，偏心增大， q_p 增大，直至 $q_p = q_1$

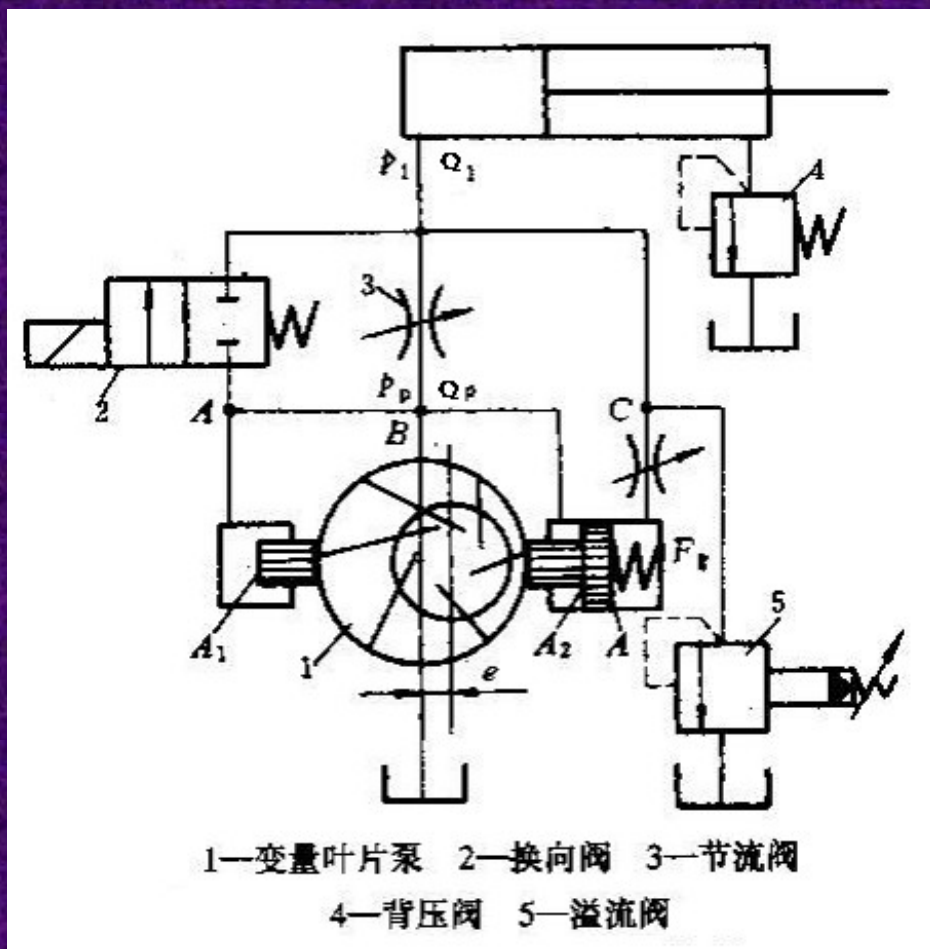
第五章 第一节 速度控制回路



面积为 A_1 ，活塞缸左腔有效面积为 A_2 ，右腔面积为 $A(A_1 + A_2 = A)$ ，则回路工作时定子水平方向的受力平衡方程为

$$p_p \cdot A_1 + p_p \cdot A_2 = p_1 \cdot A + F_s$$

$$p_p - p_1 = \frac{F_s}{A}$$



$$p_p - p_1 = \frac{F_s}{A}$$

由于弹簧刚性小，且工作中其伸缩量很小， F_s 可视为定值，故节流阀前后的压差 $\Delta p = p_p - p_1$ 也为定值。

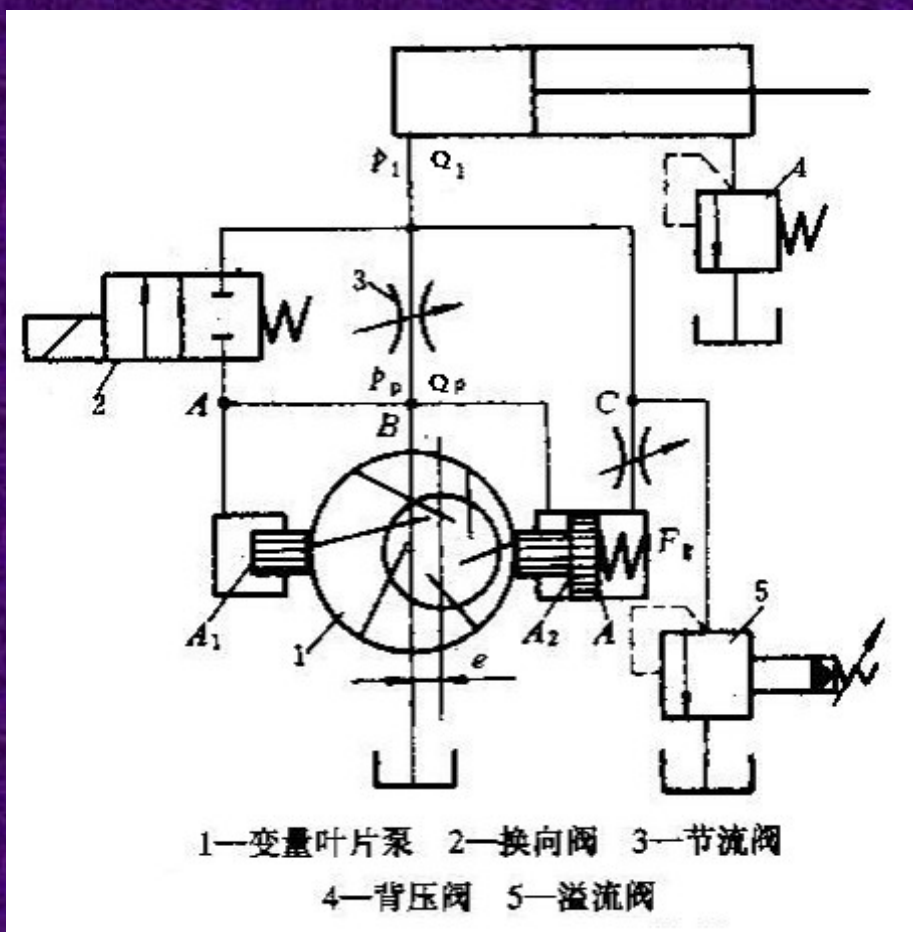
由此可知，此种回路能保证节流阀开口一定时，

进入液压缸的流量为定值，有良好的速度 - 负载特性。液压泵的流量为定值，故也称稳流量泵。

第五章 第一节 速度控制回路

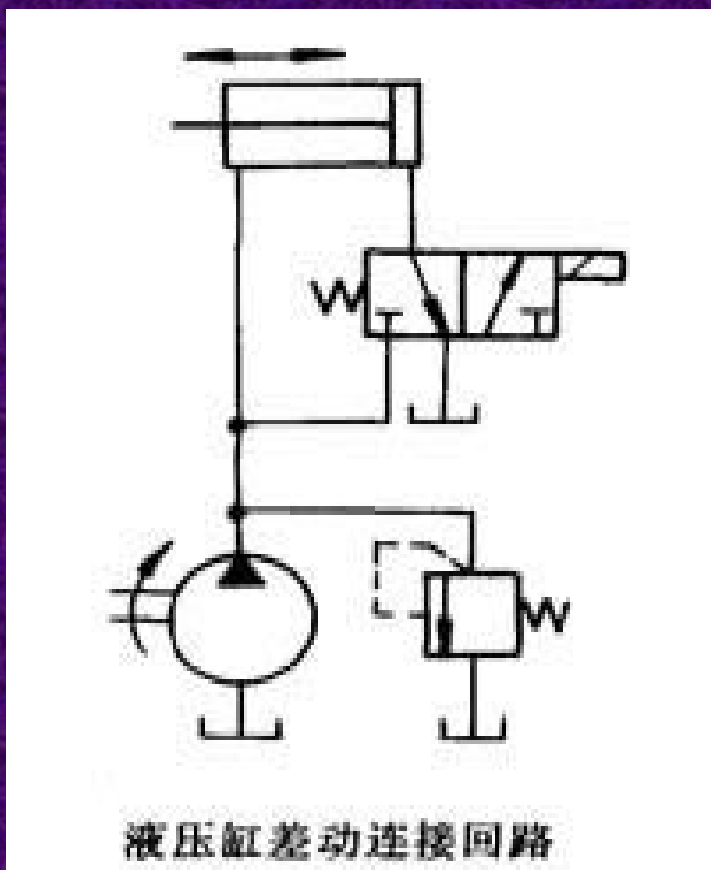
由于负载变化时，泵出口的压力 p_p 也随之改变，故称为变压式容积节流调速回路。

此种回路克服了定压式容积节流调速回路负载变化大时效率的缺点，其效率较高，能适用于负载变化大、速度比较低的中小功率系统。



二、快速运动回路

快速运动回路的功用是，加快执行元件的空载运行速度，以提高系统的工作效率和充分利用功率，常用的方法有以下几种：



1、差动连接的快速运动回路：

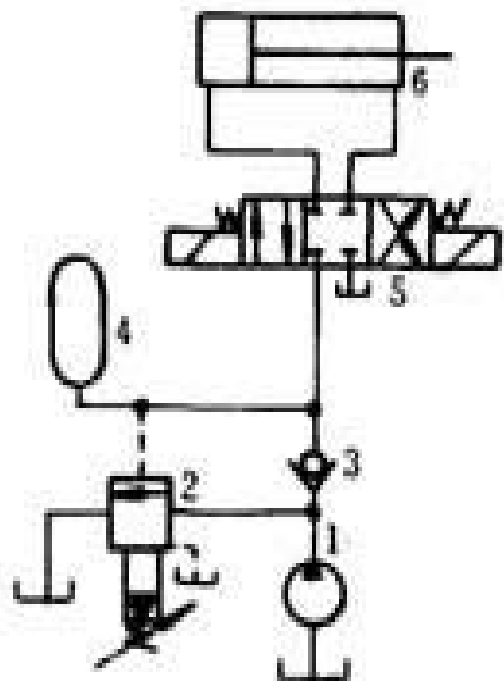
当换向阀处于右位时，缸成差动连接，泵输出的油和缸返回的油合流，进入缸的无杆腔，实现活塞快速运动。

当活塞两端有效面积为 2 : 1 时，快进速度将是非差动连接的 2 倍。

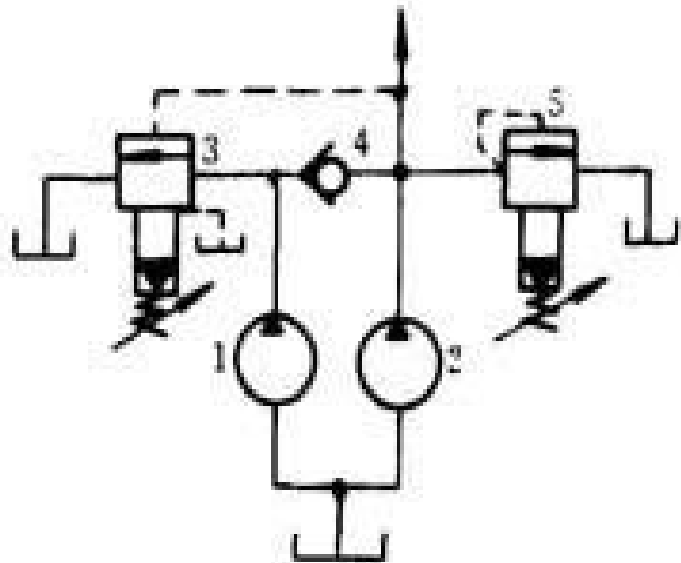
2、采用蓄能器的快速运动回路：

当换向阀处于左位或右位时，泵和蓄能器同时向缸供油，实现快速运动。

当换向阀处于中位时缸停止工作，泵经单向阀向蓄能器充液，蓄能器压力升高到液控顺序阀的调定压力时，泵卸荷。



采用蓄能器的快速运动回路



双泵供油回路

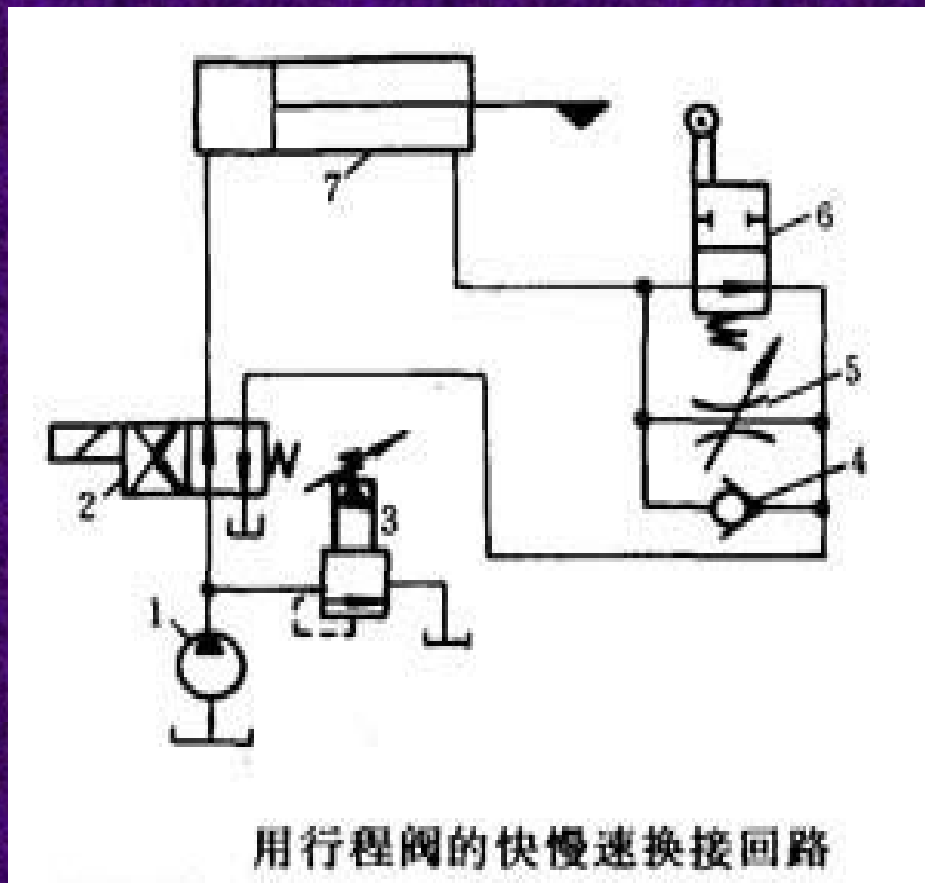
3 、 双泵供油的快速运动回路:

图中 1 为大流量泵，2 为小流量泵，两泵同时向系统供油时可实现执行元件的快速运动。

转入工作行程中，系统压力升高，打开液控顺序阀 3 （卸荷阀）使大流量泵卸荷，仅由泵 2 向系统供油。

三、速度换接回路

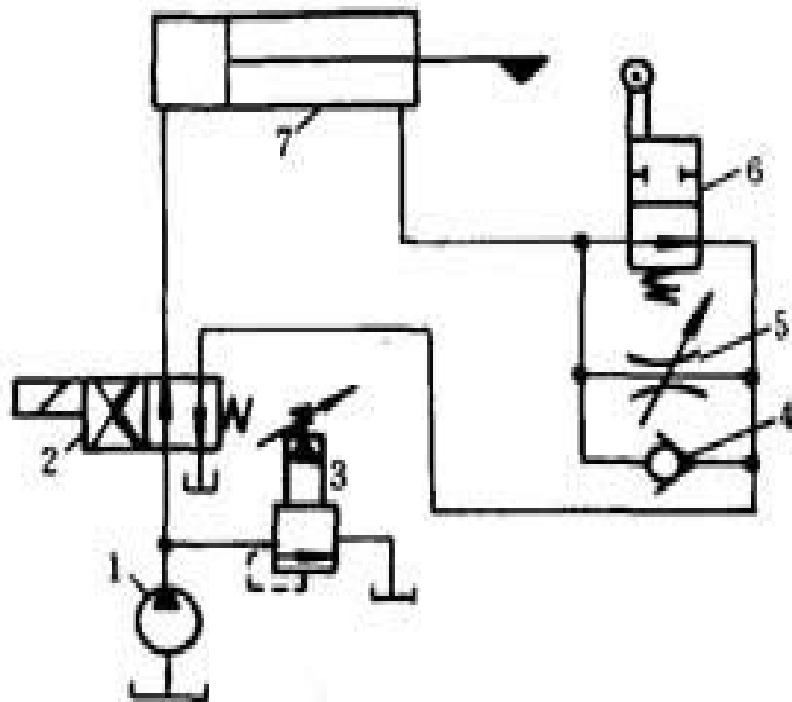
速度换接回路的功用是，使执行元件在一个工作循环中，从一种运动速度变换到另一种运动速度。



1、快速与慢速的换接回路

左图所示为用行程阀的快慢速换接回路。

在图示状态下，活塞快进，当活塞杆上的挡块压下行程阀 6 时，缸右腔油液经节流阀 5 流回油箱，活塞转为慢速工进；



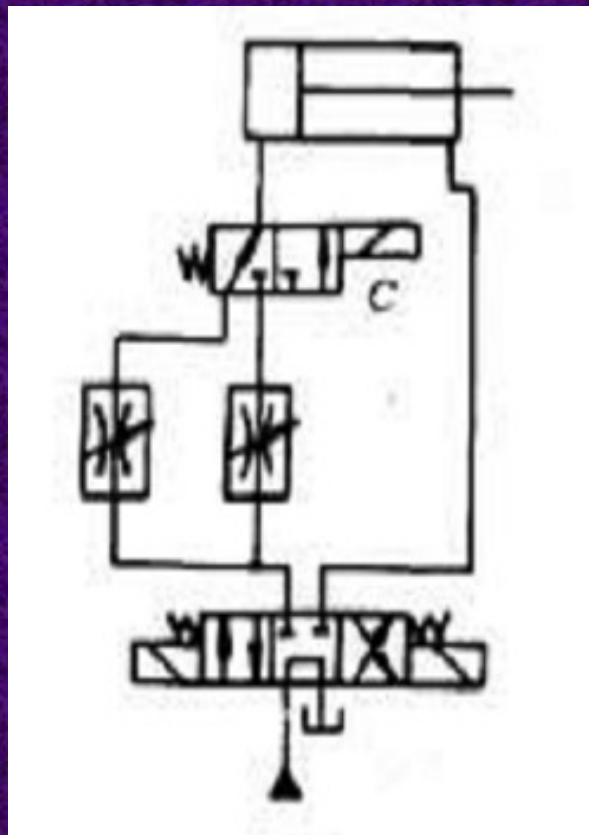
用行程阀的快慢速换接回路

当换向阀 2 左位接入回路时，活塞快速返回。

此回路的优点是速度换接过程比较平稳，换接点的位置精度高；

缺点是行程阀的安装位置不能任意布置。

若将行程阀改为电磁阀，通过挡块压下电气行程开关来操纵，则其平稳性和换接精度均不如行程阀好。



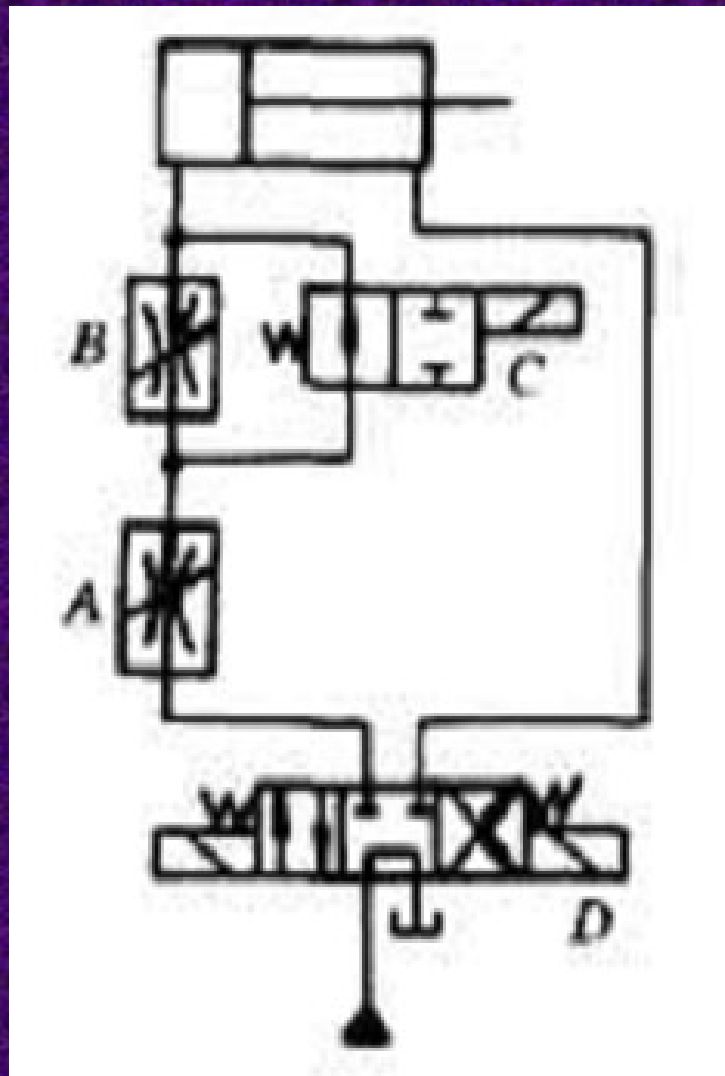
2 、两种不同慢速的换接回路

1) . 两调速阀并联

由换向阀 C 换接，两调速阀各自独立调节流量，互不影响；

但一个调速阀工作时，另一个调速阀无油通过，其减压阀居最大开口位置，速度换接时大

量油液通过该处使执行元件突然向前冲。因此，它不宜用于“在加工过程中实现速度换接”，只能用于速度预选场合。



2.) 两调速阀串联

调速阀 B 的流量调得比 A 小，从而实现两种慢速的换接。

此回路的速度换接平稳性好。