

电动液压传动

水利电力出版社

內 容 提 要

本书敘述了电动液压傳动的原理，如它的力学特性曲綫，調节特性，过渡过程
和动力学等。在最后一章中闡述了电动液压和电动傳动在机床中的应用范围。

本书适用于設計机器的傳动设备的工程技术人员，也可供有关高等学校师生的
参考。

М. Г. ЧИЛИКИН А. М. КОРЫТИН В. Н. ПРОКОФЬЕВ
СИЛОВОЙ ЭЛЕКТРОГИДРОПРИВОД
ГОСЭНЕРГОИЗДАТ МОСКВА 1955

电 动 液 压 傳 动

根据苏联国立动力出版社1955年莫斯科版翻譯

費 祥 麟譯

*

2143S647

水利电力出版社出版（北京西郊科学路二里沟）

北京市书刊出版业营业許可証出字第105号

水利电力出版社印刷厂排印

新华书店北京科技发行所发行 各地新华书店經售

*

850×1168 1/32开本 * 5%印張 * 157千字

1959年8月北京第1版

1959年8月北京第1次印刷(0001—3,380册)

統一书号：15143·1719 定价(第10类)1.00元

序 言

由于电动液压傳动的质量高，因而能广泛地应用在各个工业部門中，例如：应用在鍛压机器中，应用在冶金生产的許多輔助机构中，在起重运输装置中，在船用机构中，以及特別广泛地应用在机床制造中。

在本书中研討这样的电动液压傳动，在其中按容积式原理工作的水力机械被用作泵和液压原动机。

在工程設計人員面前最常提出的任务是从可能有的电动傳动和电动液压傳动中，亦即从按根本不同的原則工作的装置中选择傳动装置。在这种情况下，从力学和动力特性曲綫方面来比較所拟定的装置的合适性(желательность)具有特別的意义，这种特性曲綫显示每一傳动型式的可能性，以及由效率来評价的傳动的經濟性。这尤其是因为液压傳动的效率不总是高的。

电动傳动的广泛发展促使苏联学者从事研究电动傳动的經典理論，因而在現时，电动傳动的技术上和經濟上的評价已不是十分困难的事。

由于电动傳动的經典理論获得更深入的发展，所以就自然地选择它作为全面比較两个不同系統，以及在分析由不同电动傳动和液压傳动配合起来的复杂系統时的基础。

本书的目的是闡述应用于容积式調节系統的电动液压傳动的理論，并使它系統化。研討具有节流調节而无調速器的系統，这是最复杂的情况。調速器能在最大程度上保証速度与載荷的独立性，而这在无調速器的节流調节系統中是不能达到的。

在今后的研究中，不仅应研討具有調速器的节流調节的电动液压傳动，还应加补充的規定，其中包括在某些表示液压傳动工作的方程式中引入修正系数，例如在液压傳动的不稳定过程时計及工作液体的压缩性。

在最后一章中，在本书所闡述的材料的基础上研討了比較两种傳动系統的可能性，并从它們被应用于具体的工作机构的材料中近似地确定它們各自的应用范围。

由于电动液压傳动理論的闡述方法未會建立，所以在书中不可避免有缺点和錯誤。著者請求讀者將关于本书缺点的意見寄到下面的地址：

Москва, Шлюзовая набережная, д. № 10, Госэнергоиздат.

著者

目 录

緒論	4
第一章 液压傳动的各部分	20
1-1 工作液体	20
1-2 局部阻力	24
1-3 齿輪式水力机械	28
1-4 滑片式水力机械	32
1-5 作平面运动的活塞式水力机械	34
1-6 作空間运动的活塞式水力机械	36
1-7 水力机械的通用特性曲綫	38
第二章 电动液压傳动的力学特性曲綫	40
2-1 一般原理	40
2-2 液压原动机速度用容积式調节的液压傳动的力学特性曲綫	41
2-3 节流閥与液压原动机串联的液压傳动的力学特性曲綫	55
2-4 节流閥与液压原动机并联的液压傳动的力学特性曲綫	61
2-5 电动液压傳动的力学特性曲綫	69
第三章 电动液压傳动的調节特性	77
3-1 一般原理	77
3-2 液压原动机速度用容积式調节的电动液压傳动的調节特性	80
a) 具有不可調节的液压原动机的系統	80
b) 具有可調节的液压原动机的系統	87
3-3 节流閥与液压原动机串联的电动液压傳动的調节特性	92
3-4 节流閥与液压原动机并联的电动液压傳动的調节特性	99
第四章 液压傳动的力学	105
4-1 液压傳动稳定运动的方程式	105
4-2 液压傳动不穩定运动的方程式	107

第五章	电动液压传动中的过渡过程	110
5-1	一般原理	110
5-2	液压原动机速度用容积式调节的电动液压传动的过渡过程	113
	a) 泵的调节参数改变时的过渡过程	113
	b) 液压原动机的调节参数改变时的过渡过程	130
5-3	节流阀与液压原动机串联的系统中的过渡过程	134
5-4	节流阀与液压原动机并联的液压系统中的过渡过程	138
第六章	电动液压传动的动力学	142
6-1	一般原理	142
6-2	液压原动机速度用容积式调节的电动液压传动的动力学	145
6-3	节流阀与液压原动机串联的电动液压传动的动力学	152
6-4	节流阀与液压原动机并联的电动液压传动的动力学	156
6-5	水力机械和电动机功率的选择	160
第七章	电动液压相似	164
7-1	电力和水利机械的特性的相似	164
7-2	液压传动在静力状态中的电力置换略图	169
7-3	液压系统在动力状态中的电力置换略图	173
第八章	比较电动液压传动和电动传动时的一些问题	175
8-1	比较电动液压传动和电动传动的方法	175
8-2	电动液压传动和电动传动的应用范围	176
	参考文献	189

緒 論

社会主义生产在高度技术基础上的更趋完善，规定了在国民经济的各部门中广泛实行生产过程的机械化和自动化。

生产过程的自动化导致创造机器的新结构，导致机器在高生产效能的自动化机组中的新配置。

新的机构的制造向传动装置提出了更高的要求。

在传动装置的特性曲线与能量需用处的特性曲线不相适应的所有情况下，要用各种不同的中介机构，它们用适当的方式转换传动装置的机械能并称为传动器(转换器)。

装置类似的传动器的必要性多半决定于传动装置的技术上的不适合性，或者传动装置的复杂性和价格昂贵，传动器具有完全适合工作机构要求的特性曲线。

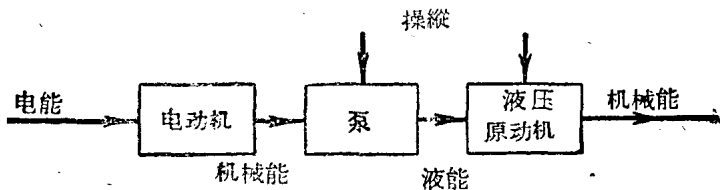
各式各样的系统，例如齿轮传动，皮带传动，摩擦离合器，摩擦转换器等等被广泛地用作传动器。

自上世纪末，以及特别自本世纪三十年代起，开始利用具有液体链接的液压机构作为传动器。这样的液压机构称为液压传动。

液压传动使我们有利用最简单和价廉的具有鼠笼式转子的异步电动机的最大可能性。

电动机与液压传动的组合称为电动液压传动。

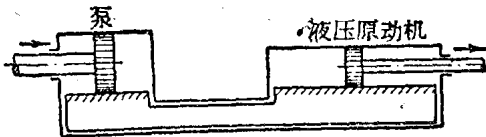
电动液压传动的结构略如图B-1所示。



图B-1 电动液压传动的结构略图

在绝大多数情况下，电动液压传动用在必须保证原动机的速度与载荷（轴上的力或力矩）之间没有关系或关系尽可能小的场合。

除了电力和水力机械以外，电动液压传动可能有操纵泵和液压原动机的构件，它们保证调整传动装置具有给定的工作情况。在这种情况下，即当操纵构件作用在控制调节装置上，而不是作用在液压原动机上时（在绝大多数情况下应用这样的装置），可以利用这个结构略图，假如是不单独地叙述控制调节装置，而把它与液压原动机共同来研究。

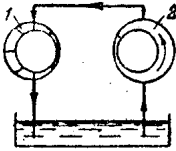


图B-2 液压传动的原理图

液压传动略图 图B-2所示为往复直线运动的液压传动略图，在其中工作液体保证了主动链接（泵的活塞）和从动链接（液压缸筒的活塞，液压原动机承受的载荷）之间的几何联系。根据这个略图，只要用容积式水力机械（通常是回轉式的）代替一个或二个液压缸筒，就能做成旋轉运动的液压传动。图B-3所示为具有开路工作液流的旋轉运动的液压传动的原理图。箭头表示泵的可调节性，它在带动它的原动机的轉数不变时能用改变比容（亦即主动轴每一轉所輸送的液体容积）的方法改变所輸送的液量。所以，改变泵的流量能相应地改变液压原动机的轉数。在这样的略图中，逆轉仅可能用改接液压原动机的輸油管路（就是使进出口互換）来实现。

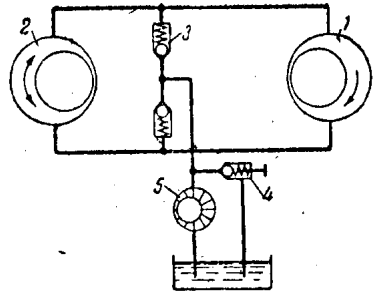
图B-4所示为具有閉路液流的液压传动的略图。此处从液压原动机中出来的工作液体直接进入泵中。虽然在这种情况下冷却工作液体的条件較差，但同时由于应用了可双面调节流量（用双重箭头表示在图B-4上）的泵，逆轉簡化了，首先，它可以改变

方向，其次利用輔助泵，可以在它的吸油管中保證足夠高的壓力，就是說可以應用更快速的泵。



图B-3 具有开路工作液流的旋轉运动的液压傳动的原理图

1—液压原动机；2—泵。

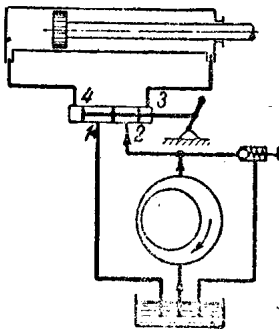


图B-4 具有閉路工作液流的旋轉运动的液压傳动的原理图

1—液压原动机；2—泵；3—止回閥；
4—溢流閥；5—輔助泵。

因为在逆轉时低压和高压輸油干管改变了位置，所以輔助油管借助止回閥联接了起来，止回閥能自动使輔助泵与低压輸油管联接起来，这低压的数值借助专门調整好的溢流閥保持不变，溢流閥把多余的流量排入集合油槽。

图B-5所示为可調整的往复直綫运动的液压傳动的略图；在其中液压缸筒負担了液压原动机的作用，它的规格化产品有截面积为 S 的連杆，这面积等于活塞截面积 S 的一半。在这种情况下，当活塞向右和向左运动时容易获得同一的速度。



图B-5 可調整的往复直綫运动的液压傳动略图

1, 2, 3, 4—輸油管，

在所研究的略图中，可調整的泵从集合油槽中吸入工作液体并把它沿輸油管2輸往滑閥。安全閥用于发生事故状态时，它在过載时，也就是說压力过高时，把泵的多余流量經過滑閥排入集合油槽。

液力缸筒借助輸油管3和4与滑閥联接，而輸油管1联接滑閥与集合油槽。

輸油管 1, 2, 3 和 4 借助滑閥的不同联接可以获得液压傳动的不同工作情况。当滑閥停留在表示輸油管 1 和 3 以及 2 和 4 成对联接的位置 $\left| \begin{smallmatrix} 1 \sim 3 \\ 2 \sim 4 \end{smallmatrix} \right|$ 时, 获得液压缸筒活塞以速度 $V = \frac{Q}{S}$ 向右的緩慢工作行程, 式中 Q 为泵的流量。当滑閥在 $\left| \begin{smallmatrix} 1 \sim 4 \\ 2 \sim 3 \end{smallmatrix} \right|$ 位置时, 通常实现以速度 $V = \frac{Q}{S - s}$ 向左的空轉行程, 对于规格化液压缸筒 ($S = 2 \cdot s$), 它比向右的运动速度大一倍, 因为在这种情况下 $V = \frac{2 \cdot Q}{S}$ 。

规格化液压缸筒 ($S = 2 \cdot s$) 使能在两个方向获得同一的运动速度, 而且滑閥在 $\left| \begin{smallmatrix} 1 \sim 4 \\ 2 \sim 3 \end{smallmatrix} \right|$ 位置时得向左的运动, 而在 $\left| \begin{smallmatrix} 1 \sim 1 \\ 2 \sim 3 \sim 4 \end{smallmatrix} \right|$ 位置时得向右的运动, 即在后面一种情况下, 輸油管 2, 3 和 4 彼此联接。

主要由于在开动着的可調节泵以及分配滑閥中存在漏損, 所以液压缸筒活塞的实际移动速度要小些。現今的液压缸筒制造得如此严密, 以致在其中的漏損实际上不影响活塞的运动速度。

漏損 q_v 减少了工作液体的实际流量 $Q_0 = Q - q_v$, 式中 Q 为泵的几何流量(图 B-6)。因为活塞速度 V 正比于实际流量 Q_0 , 而压降 Δp 正比于所克服的力 F 的数值, 所以图 $Q_0 = f(\Delta p)$ 同时表示了 $V = f(F)$, 亦即系統中的漏損导致系統的特性曲綫刚度的損失。要特別指出, 漏損近似地正比于压降 Δp 而变化, 即 q_v 曲綫近似地为直綫。

漏損 q_v 的数值实际上不取决于泵所配定的液量 Q , 所以在运动速度小时, 即当 Q 小时, 漏損的大小将与所配定的液量差不多, 这导致当活塞連杆所克服的力 F 的大小改变时, 速度的很大波动或甚至因而使連杆停止。例如, 在某些流量很小的机床中, 力的改变或者导致所加工表面的不够光洁, 或者甚至使工具損坏。

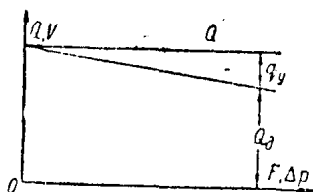


图 B-6 漏損对液压缸筒
活塞速度的影响

这些情况迫使在本世紀20年代中从事液压傳动的工程师采取其他的調节速度的方法。所以，液压傳动的各种調节方法多半是彼此相互补充的，而不是相互替代的，况且，通常每一种調节方法有它自己的、往往相当有限的应用范围。

在所有上述的略图中，速度的調节是由輸入液量的配定来保証的。从輸入液量的配定过渡到回流液量的配定(图B-7)几乎没有增加系統的特性曲綫的刚度。在这种系統中，流量是由不可調节的泵2实现的，它从集合油槽1中吸入工作液体并把多余的流量經溢流閥3排出，后者使压入压力保持不变。液力缸筒4的活塞杆的速度决定于通过可調节的泵5的回流液量的配定。在发生用許可压力不可克服的阻力的情况下，活塞停止，同时为了不使回油管中发生过低的压力，装置了止回閥6，在这种情况下它能使輔助泵不从液力缸筒4中吸取工作液体，而从集合油槽1中吸取工作液体。

但是类似的系統，甚至在装置專門的减压閥时，也很少能提高特性曲綫的刚度，而且为了在所克服的力有很大改变时获得液压原动机速度的均匀性，必須轉到应用节流調节的方法。自本世紀20年代起，在各种各样的系統中开始設有調速器，而从30年代起，具有調速器的节流調节系統被普遍地应用在所有这样的情况下，此时工作构件必須获得小的运动速度。

要注意到，漏損值(图B-

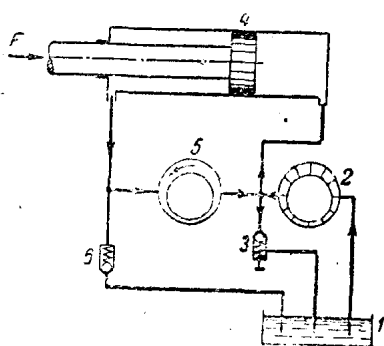


图 B-7 用配定回流液量的
可調节的液压傳动的原理图

1—油槽；2—不可調节的泵；3—溢流閥；
4—液力缸筒；5—可調节的泵。

6) 正比于压降。假如漏损值正比于压降的平方根, 如象对于许多节流阀那样, 则在压降 Δp 的很大变化范围内, 漏损比在与压降成正比时为小(图B-8), 因而曲线 $q_y = K \Delta p^\alpha$ 当 $\alpha < 1$ 时必与直线 $q_y = K' \cdot \Delta p$ 相交。

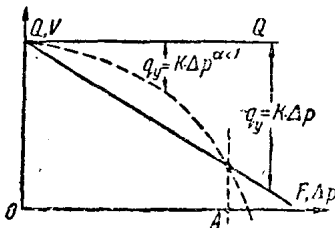


图 B-8 当漏损的特性曲线方程式 $q_y = K \cdot \Delta p^\alpha$ 的幂指数 α 有不同值时液压传动的特性曲线

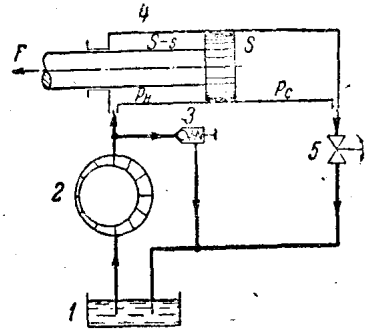


图 B-9 用节流调节的液压传动的原理图

1—油箱; 2—不可调节的泵; 3—溢流阀; 4—液压缸筒; 5—节流阀。

漏损的减少表示速度的降低小, 也就是说在相应于漏损减少的压降的变化范围内, 特性曲线的刚度增大了。

但是漏损的直线变化规律是具有分配滑阀的可调节泵的结构所固有的, 所以其他形状的特性曲线, 仅能在特性曲线与泵中的漏损完全无关的情况下获得。解决这个任务的原理图之一如图 B-9 所示。不可调节的泵 2 从集合油箱 1 中吸入工作液体, 它以由专门调整好的溢流阀 3 保持的不变压力 p_n 进入液力缸筒 4, 溢流阀把泵的多余流量排入集合油箱 1。

运动速度决定于根据所克服的力 F 的大小通过节流阀的回流液量的配定, 力 F 决定了回流压力 p_c 。所以, 工作机构的速度显然决定于所克服的力 F 的大小, 而且在速度小时, 特性曲线的刚度比在包含有可调节的辅助泵的系统为大。

这由试验的计算所证明。

从液压缸筒活塞的平衡条件得:

$$p_n(S-s) - \frac{F}{\eta} - p_c \cdot S = 0,$$

式中 η ——液压缸筒的效率，因而：

$$\frac{p_n}{m} - p_c = \frac{F}{S \cdot \eta}, \quad (B-1)$$

式中 $m = \frac{S}{S-s}$ ——液压缸筒活塞的两端的面积之比，对于规格化结构等于 2；

S ——活塞连杆的截面积。

假如活塞杆向右，则方程式采取形式：

$$p_n - \frac{p_c}{m} = \frac{F}{S \cdot \eta}. \quad (B-2)$$

因为 p_n 值用溢流阀保持不变，所以 p_c 和 F 成直线关系，而且方程式 (B-1) 的 p_c 表示在图 B-10, a 上，而方程式 (B-2) 的 p_c 表示在图 B-10, b 上。

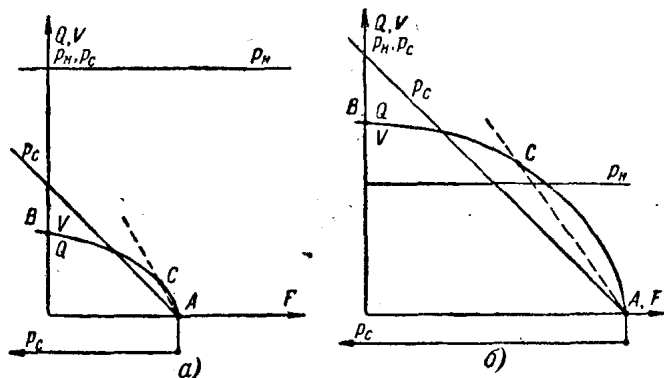


图 B-10 回流量配定的节流调节的液压传动的特性曲线

通过节流阀的液量决定于它的特性曲线方程式：

$$Q = K \cdot \Delta p^\alpha = K \cdot p_c^\alpha, \quad (B-3)$$

而液压缸筒活塞的移动速度正比于用可调节的节流阀所配定的液量。对于如图 B-9 所示的略图：

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{K \cdot p_c^\alpha}{S}, \quad (B-4)$$

而假如活塞杆伸向右方，則：

$$V = \frac{Q}{S-s} = \frac{m \cdot Q}{S} = \frac{m \cdot K \cdot p_c^\alpha}{S} \quad (\text{B-5})$$

$\alpha < 1$ 时，液压缸筒活塞的移动速度与所克服的力之间的关系用实线表示在图 B-10, a 和 b 上。

假如节流阀的特性曲线方程式的幂指数 $\alpha = 1$ ，即假如通过节流阀的液量按前面所研究过的具有可调节泵的略图中的同样规律改变，则 $V = f(F)$ 关系用虚线 AC (在图 B-10, a 和 b 上的虚线) 表示。从力学特性曲线的图示中可以明白看出， $\alpha < 1$ 的节流阀，在由点 B 和 C 制约的所克服的力 F 的变化区段内，保证特性曲线有较大的刚度，并且假如研究给定点的特性曲线的刚度，甚至有更大的区段。

所以，当 $\alpha = 1$ 时，所研究过的节流调节系统，原则上保证有与前面所研究的、用可调节泵配定量量的系统相同的力学特性曲线刚度。

因而，节流调节系统仅适用于这些场合，在这些场合中，它们应用特性曲线方程式的幂指数小于 1，即 $\alpha < 1$ 的节流阀。

对液压传动要求的提高，从力学特性曲线刚度的观点看来，需要寻求提高速度均匀性的新方法，而在 30 年代中出现了具有按另外一些原则制成的节流调节的液压传动。这些原则在于用称为调速器的专门的减压阀来保证定量调节的节流阀上的压降不变。压降不变，除与液压原动机所克服的阻力的大小有关之外，保证了所配定的液量不变，也就是说保证了速度不变。这些系统在本书中没有加以研究。但是，必须注意到，虽然在工作范围内，所配定的液量和速度的变化不取决于液压原动机所克服的阻力，但是所配定量量的任何过分的降低要引起特性曲线刚度的损失。

增加液压传动外特性曲线刚度的意图并不是出现具有调速器的最完善系统的唯一原因。当压降大和所配定量小时，出现节流阀的最坏的“阻塞”现象，关于“阻塞”现象将在第一章中简略地加以说明。此外，在同样条件下，由于节流阀的过份灵敏，很难进行它的精确调整。正是由于这些情况才出现了许多新的、具有

节流调节的系统，如：具有定量调节输入液量而不是定量调节回流液量的系统，具有分路节流阀的系统，具有许多串联节流阀的系统等等。

图 B-11 所示为具有调速器的节流调节液压传动的原理图，

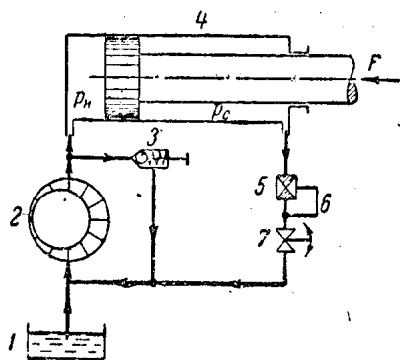


图 B-11 具有能在定量调节回流液量的节流阀前保持压力不变的调速器的节流调节液压传动的原理图

1—油槽；2—不可调节的泵；3—溢流阀；
4—液压缸筒；5—减压阀；6—油管；
7—节流阀。

这个调速器保证节流阀前的压力不变并定量调节回流液量。不可调节的泵 2 从集合油槽 1 中吸入工作液体并保证液压缸筒 4 的活塞的移动。多余的流量通过溢流阀 3 排出，溢流阀使压入压力保持不变 $p_n = \text{常数}$ 。

依据液压缸筒右面部分中所克服的阻力 F 的大小，就产生一定的回流压力 p_c ，同时向右移动着的活塞使工作液体通过减压阀 5 和可定量调节的节流阀 7 而压入集合油槽。减压

阀的用途是在节流阀前建立不变的减压 p_p （在回流压力 $p_c \geq p_p$ 关系之外），这可由根据油管 6 传到减压阀的压力 p_p 的变化改变调节间隙的开度来实现。

溢流阀和减压阀的作用原理从图 B-12 中可明白看出，图上描绘了具有能在定量调节回流液量的节流阀前保持压力不变的调速器的节流调节液压传动的略图。这样的液压传动，例如，被用于钻镗床，车床，金刚钻镗床，这些机床需要在速度不大时精确调节液压缸筒活塞的运动速度。这样的液压传动被用于插床，以及用在磨床中。

在图 B-12 上表有减压阀 1，在阀中工作液体通过腔 6 和间隙 7 进行入腔 8，而且在腔 6 中的压力等于回流压力 p_c ，它根据所克服阻力 F 的大小在宽广范围内，即从 $p_n = 60 \sim 65$ (大气压)

= 常数到 $p_p = 0.5 \sim 3$ (大气压) —— 在节流閥 2 前的减压的范围内变化。

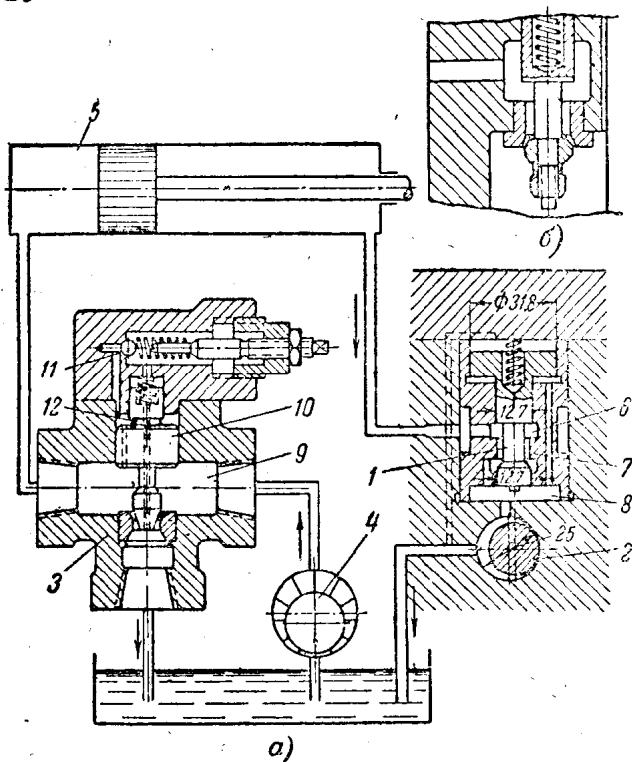


图 B-12 具有能在定量调节回流液量的节流閥前保持不变压力的调速器的节流调节液压傳动的略图

1—减压閥；2—节流閥；3—溢流閥；4—不可调节的泵；5—液压缸筒；6—腔；7—間隙；8—腔；9—腔；10—主閥；11—腔；12—腔。

导致腔 8 中 p_p 增高的压力 p_c 的任何增高，使调速器的减压閥 1 上升，因而减小了节流閥隙并相反的降低了 p_p 。所以，节流閥前的压力实际上保持不变，如象确定液压缸筒的活塞运动速度的定量调节的液量那样。

所研究的液压傳动由不可调节的泵 4 供应工作液体，它的多余流量通过双重串联的溢流閥 3 排出，溢流閥能在所保持的不变压力 p_n 变动最小的情况下使工作液体的大部液量排出。

这个調整压力 $p_n = 60 \sim 65$ 大气压，为了克服最大的阻力 F 需要選擇得更大些。

溢流閥的工作如下。在流通的腔 9 中压力的增高相应地提高了腔 12 中的压力并作用在可操縱的球形閥 11 上，当它关闭时腔 9 和 12 中的压力相同。仅当流通腔 9 中的压力超过球形閥的調整压力时，閥才被开启而工作液体将通过它流出，工作液体必須穿过主閥 10 的旁側鉗孔，而这使腔 12 中的压力由于在旁側鉗孔中的液力阻力降得比腔 9 中的压力为低。但是此时閥 10 上升，开启了主回流孔并降低了流通腔 9 中的压力。

所研討的液压傳动系統能使定量調节的液量对于圓柱形减压閥(图 B-12, a) 在 $50 \sim 2,500$ 公分³/分范圍內以及对于錐形减压閥(图 B-12, b) 在 $70 \sim 6,500$ 公分³/分范圍內变化；下限是这样确定的：少于 50 公分³/分的液量是减压閥 1 几乎完全闭合时通过閥隙的液量，这就变成先前研討过的系統(图 B-8)，对于这种系統，液量与压降之間的直綫关系是不許可的，而对于閉合的减压閥 1 将有这种关系。

不但如此，用錐形减压閥时如定量調节的液量 $Q \leq 27$ 公分³/分，以及用圓柱形减压閥时如定量調节的液量 $Q \leq 38$ 公分³/分，則会导致調速器更快的阻塞以及不能获得系統的穩定工作。

关于在这种情况下 p_c 值对定量調节的液量的影响表明在表 B-1 中，这个表是在温度为 50°C 和溢流閥的調整压力 $p_n = 60$ 大气压时用“3 号錠子”油获得的。

表 B-1

p_c		20	30	40	60	閥 的 形 式
Q	公分 ³ /分	31	32	32.5	59	錐 形
Q	公分 ³ /分	40	40	44	49	圓柱形

所研討的系統的主要缺点在于，定量調节的液量的任何减小，必須靠增加在同一最大压入压力 p_n 下工作的、不可調节泵 4

的通过溢流閥 3 的排出流量，即液压傳动从原动机所取的功率将不变。所以，定量調节的液量的减小伴随有效率的变坏，它在这种情况下是不会高的。正因为如此，按所研究的略图制成的液压傳动，仅应用在效率与运轉优点及所研究的液压傳动的制造和利用价值比較起来不甚重要的場合。

略图(图 B-13)具有类似的特性，在其中，調速器借助减压閥 5 来保証节流閥上的压降不变 $\Delta p = p_c - p_v = \text{常数}$ 。

图 B-14 所示为溢流閥 3，节流閥 2 和調速器 1 的装置，它們相应于具有定量調节回流流量和在节流閥上压降不变的节流調节系統。在这个略图中，不可調节的泵 4 在借助溢流閥 3 所保持的不变压入压力 p_n 下工作。

液压缸筒 5 是液压原动机，在它右面的腔中的压力 p_c 决定于 p_n 和所克服的阻力 F 。回流流量用可調节的节流閥 2 定量調节，在节流閥上的压降 $\Delta p = p_c - p_v$ 用减压閥 1 保持不变。当 p_c 由于在液压缸筒連杆上的 F 减小而增高时，减压閥的彈簧被压缩且套筒(套在彈簧上的)向左移动。但是此时間隙 6 减小而减压 p_v 增大，因而在节流閥上的压降相同，也就是說所定量調节的液量相同。

在液压傳动的效率有重要意义的情況下，必須采用另外的略图。在图 B-15 上，不可調节的泵 1 通过可定量調节的节流閥 3 和减压閥 4 供应工作液体，它借助减压閥的节流間隙的改变在节流閥上保持压降 $\Delta p = p_v - p_n$ 不变，液压缸筒 6 的压入压力 P_n 沿管路 5 傳到减压閥上。

压力 p_c (在液压缸筒右面腔中的) 决定于活塞的运动速度和回油管路 7 的阻力，而左面腔中的压力决定于所克服的力 F 。为

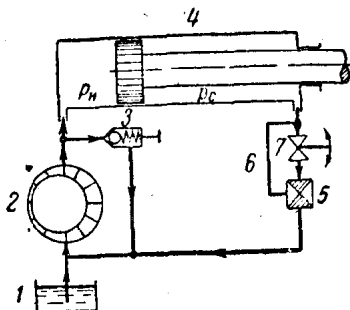


图 B-13 具有能在定量調节回流流量的节流閥上保証压降不变的調速器的节流調节液压傳动的原理图

1—油槽； 2—不可調节的泵； 3—溢流閥；
4—液压缸筒； 5—减压閥； 6—油管；
7—节流閥。