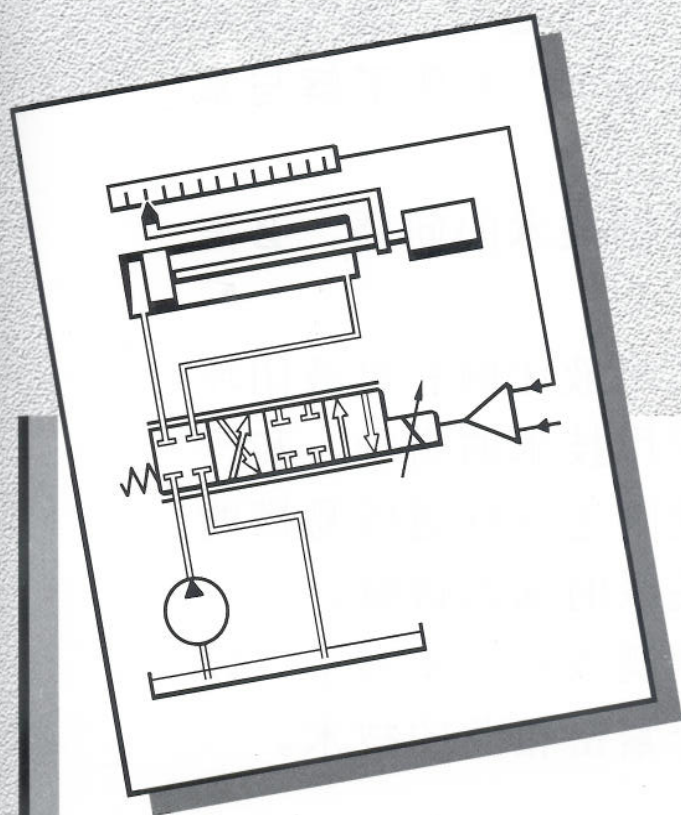




BOSCH



电液比例技术与 电液闭环比例技术的 理论与应用

前言

在工程应用中，液压技术越来越紧密地与电子/电气技术相结合。日益增长的电液集成系统，也在行走机械得到推广。当对电与液两个系统进行设计与制造时，通常可将他们分开进行。但这样的组合系统，在维护和故障查找时，就要作为一个整体单元来处理。

特别是液压与电子两项技术，在电液比例系统和电液闭环比例系统中，越来越紧密地相互交错。因此，不仅液压技术人员，而且电子/电气技术人员，都要对各自的“伙伴技术”有所了解与掌握。

此外，为了能解决闭环控制技术的问题，必需掌握这一领域的基本知识。

这本小册子的内容，包括电液比例和电液闭环比例元器件的介绍，有关应用技术的指导，和一些基础理论的论述。为了使阐述保持通俗易懂的水平，本书放弃了对数学关系的深入讲解。

有意将比例阀和闭环比例阀放在一本书里，以使读者能更容易区分这二个紧密相关的技术。

目录

页次

电液系统	6
------	---

比例阀技术

比例阀特性	10
带与不带位置闭环反馈的比例阀	15
比例压力阀	20
比例节流阀	24
比例流量阀	26
比例方向阀, 直控型	28
比例方向阀, 先导型	30
比例节流阀, 插装式	34
负载压力补偿用压力补偿器	35
比例放大器	38
设定选择	49

工程应用	58
------	----

闭环比例阀技术

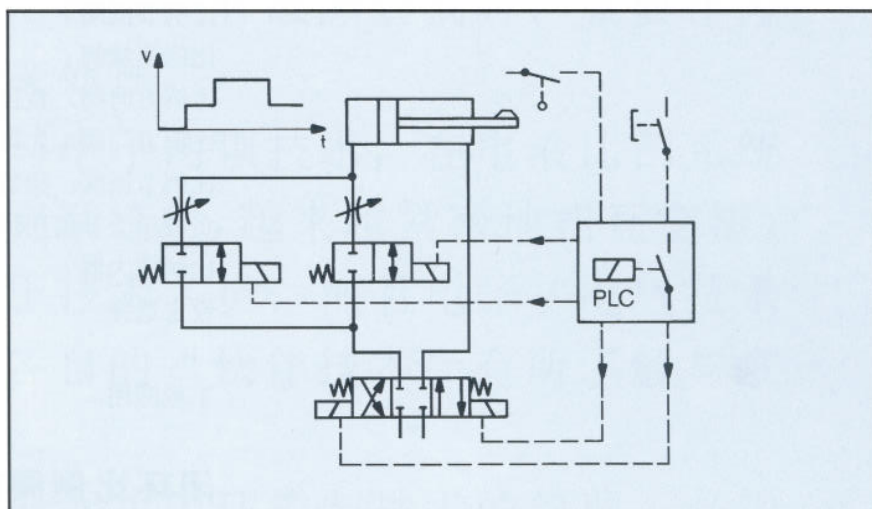
电液闭环调节回路的构成	75
闭环比例阀特性	77
闭环比例阀	82
闭环比例阀用放大器	87
闭环调节系统放大器	90
电液闭环调节回路其他元器件	92
直线与回转放大器	98
电液闭环回路的计算	100
传递函数	125
频响分析	129
工程应用	135
运行与维护	148

电液控制系统

1. 开关阀技术

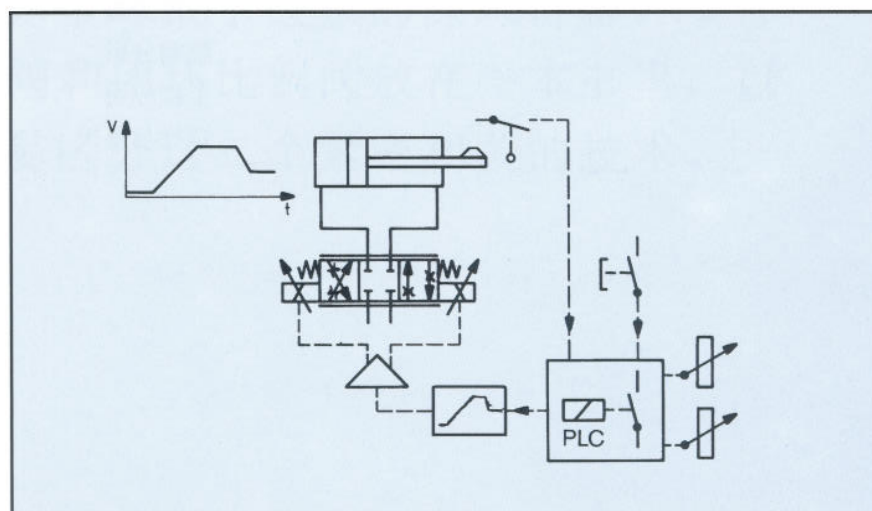
开关系统使用机械可调式(手调式)压力阀、流量阀, 压力继电器, 行程开关等器件。其电信号的处理, 由继电器技术或可编程控制器实现。

在开关型电液系统中, 方向的变换, 液压参数压力与流量的变化, 通过电磁信号实现, 这是一种传统的, 多数为突变式的变化。伴随发生的是换向冲击和压力峰值, 经常导致器件的提前磨损、损坏。过渡过程特性, 例如加速过程与减速过程, 主要是通过昂贵的机械凸轮曲线来实现控制。



2. 比例阀技术

模拟式开环控制系统, 使用各种比例阀和配套的电子放大器。压力、流量和方向的设定值, 由模拟电信号(电压)预先给出, 过渡过程特性通过斜坡函数设置。预置设定值的调用, 由机器控制, 现今, 一般配置了可编程控制器。



用这种技术,实现了各种高要求问题的解决,特别是加速过程与减速过程的优化控制。

比例阀一般作为控制元件,运行于**开环控制系统**。其重要的特征是开环的工作过程,即在各个步骤(环节)与构件之间,没有回答(响应)和校正器件。输出信

号与输入信号之间的关系,由系统中各个元件的传递特性得出。这里如果出现了误差,则输出信号将受到其牵制。这种误差由油液泄漏,油液的压缩性,摩擦,零点漂移,线性误差,磨损等引起。在速度控制中,最重要的干扰量就是加在液压缸/液压马达

上负载的波动,这可通过压力补偿器来调节节流阀口的压力差,而部分地给予补偿。

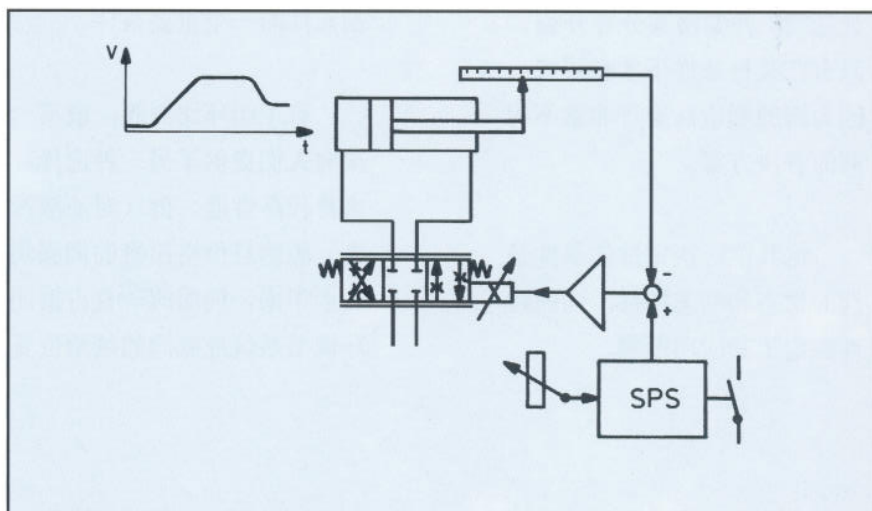
3. 闭环比例阀控制技术

闭环调节技术使用**闭环比例阀**(伺服阀),连续检测实际值的传感器,和闭环电控器。

程序控制过程(设定值预制)由电子机械控制。

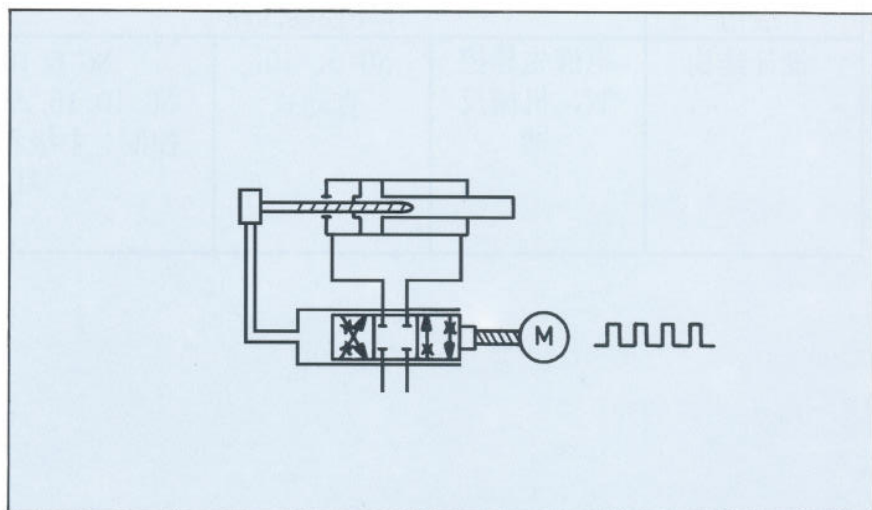
在闭环回路中,输出值通过检测装置的在线监控,并与指令信号(设定值)进行比较。这个由设定值-实际值比较得出的调节偏差(误差),由调节器处理成控制量后输入到控制器件。因此,误差随时得到纠正。

闭合的闭环回路,对控制器件,即伺服阀或闭环比例阀,提出的一些要求,大多数是比例阀所不能满足的。



4. 直线与回转放大器

一种特殊的闭环控制的位置控制装置,是直线与回转放大器。在这里设定值由一个步进马达给出,机械实际值通过丝杆反馈到控制器件,即一个机械随动阀。



5. 连续调节阀概述

所谓电液连续调节阀,就是指将一个变化的输入电信号,无级地转换成输出液压信号的装置。可见这是一个集合的概念,它不仅包括比例阀,也包括闭环比例阀和伺服阀。

如果比较各种型式阀的设计结构,并要将其分等分类,只有在某种条件下才有可能,因为阀的制造商推行非常不相同的解决方案。

这其中,决定性的条件是阀的稳态和动态特性。阀的特性决定了其应用范围。

从控制阀技术上来讲,闭环比例阀是由比例阀发展过来的,两者非常相似。

经过不断的开发研究,闭环比例阀的稳态和动态性能,已经几乎不比伺服阀逊色。特别是这里实现了阀中位的零遮盖,这是作为闭环调节系统控制元件的一个重要条件。

有了闭环比例阀,就第一次向人们提供了另一种选择,来替代高性能、但(对油液污染)敏感且价格昂贵的伺服阀。几十年来,伺服阀一直占据闭环调节系统控制阀的统治位置。

	连续调节阀				
	行走机械多路阀, 配电遥控	比例阀		闭环比例阀, 带位置电反馈	伺服阀
		不带位置反馈	带位置电反馈		
滞环 %	3...7	3...7	0.3...1	0.2...0.5	0.1...0.5
频率范围 Hz	10	10...50	10...70	50...150	100...200
中位遮盖量 %	$\pm 5...20$			零遮盖	
应用	开环控制回路			闭环调节回路	
设计结构	电液先导控制, 机械反馈	NG 6, 10: 直动式	NG 6, 10: 直动式 NG 10, 16, 25, 32: 电液先导控制. 主级和先导级位置闭环调节		带液压放大器的电液先导控制. 主级位置闭环调节

比例阀特性

1. 图形符号

比例阀的功能，是将连续变化的电输入信号，转换为成比例的液压输出信号。

根据不同的要求，可分为下面基本类型：

1.1 比例压力阀

这种电调比例压力阀，在结构原理上就是用电调机构，即比例电磁铁来代替传统的手调机构。

1.2 比例节流阀

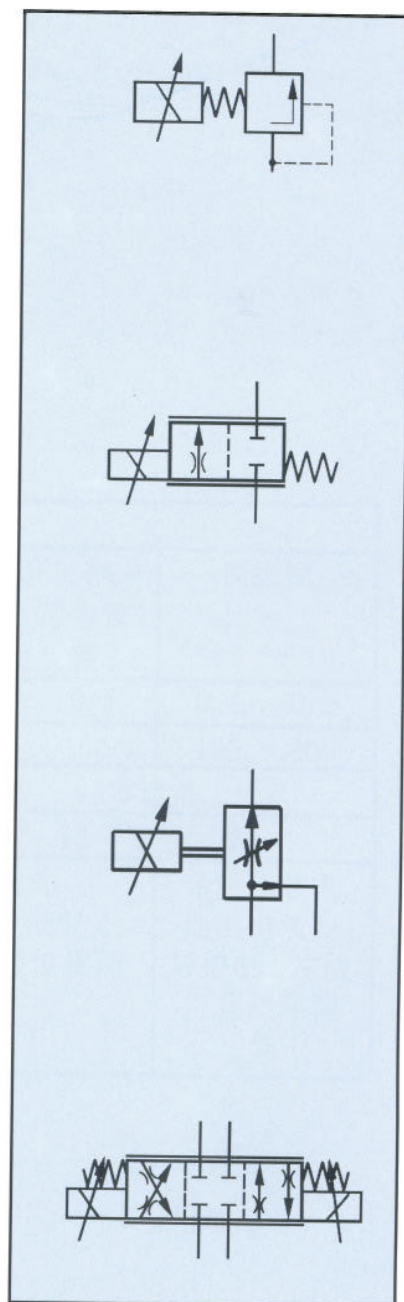
电调比例节流阀，是一种带精细控制阀口的滑阀。其典型的图形符号，大多数情况下用由方向阀引伸的符号来替代。矩形框两侧附加的直线，清楚地表明其调节过程是无级的。

1.3 比例流量阀

由比例节流阀和 / 或方向阀与压力补偿器组合，形成了实现负载压力补偿的比例流量阀。

1.4 比例方向(节流)阀

这是双控制边的滑阀，兼有方向与速度的控制功能。其2个方向的控制功能，由2个比例电磁铁驱动来实现，并由弹簧恢复中位。与比例节流阀一样，这里的图形符号，用矩形框两边的附加直线，表明在其切换位置间是无级可调的。



2. 特性曲线

特性曲线表征了输入电信号 U_E 与输出液压信号 P 或 Q 之间的关系。

理想的特性，应该是严格的线性关系，即有一条绝对直线的特性曲线。而实际的特性曲线，大多数有所弯曲，使小信号范围有较好的分辨率。

注意! 输入电信号 U_E ，指放大器的输入端的信号，而不是电磁铁的输入信号。

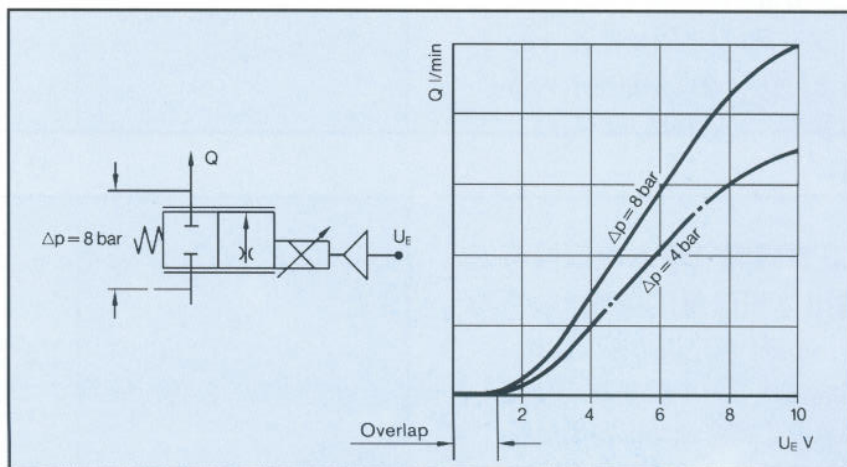
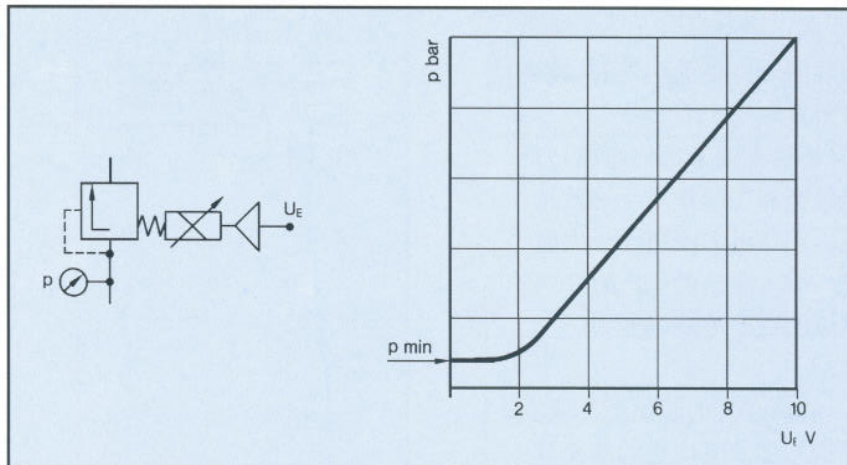
2.1 压力阀(输入电信号与输出压力关系)

特性曲线的下部弯曲，而且并没有完全到 0 bar。这是由流动阻力造成的，对于先导控制阀而言，还要加上主级弹簧力的影响。

2.2 节流阀(输入电信号与输出体积流量的关系)

特性曲线同样也是弯曲的，下部表明阀口缓慢打开，上部出现明显的饱和。

注意! 象所有的节流阀一样，通过阀的体积流量与阀口两端的压差相关。因而，阀的名义流量，一般是在 $\Delta P=8 \text{ bar}$ 时获得的。但这并不意味着阀仅能在 $\Delta P=8 \text{ bar}$ 下工作。在其他压差下流量的计算，是基于与压差的根方关系。



$$Q \sim \sqrt{p}$$

而用下式计算

$$Q_x = Q_{nom} \sqrt{\frac{\Delta p_x}{\Delta p_{nom}}}$$

在实际应用中，阀口的压差通用压力补偿器保持为常数。

特性曲线下部的弯曲情况，与节流阀口处各种不同的几何形状的切槽相关联。这些切槽，可以是开在控制阀芯上的切口，或是开在阀壳或阀套上的控制窗口。

阀口刚打开时一个平缓的曲线区段，是受欢迎的（提高分辨率）。

特性曲线上部的弯曲，是流量饱和在起作用，这就是说，在接近节流断面最大值时，引人注目的是，最终阀的节流面积不可能再变大。

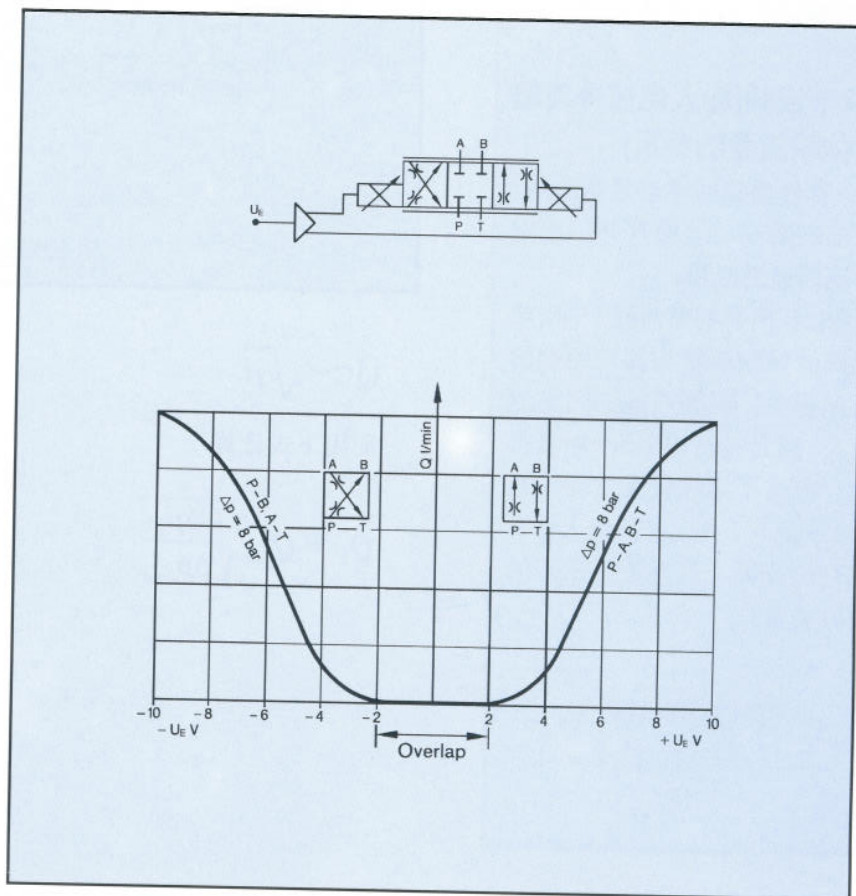
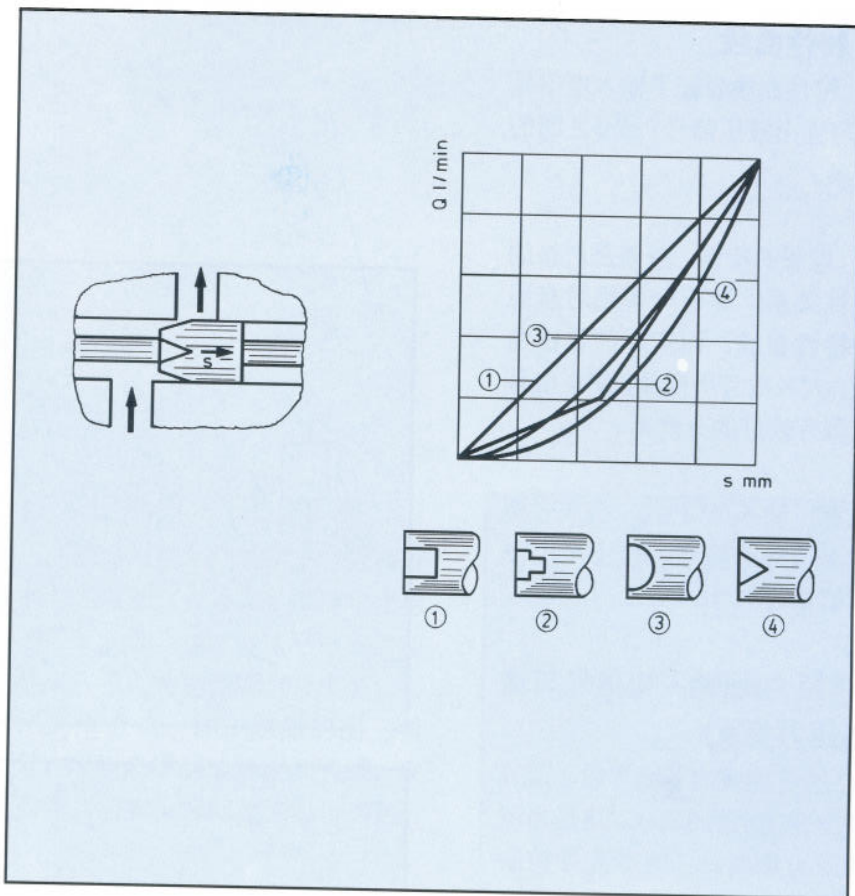
阀口打开的起始值，取决于阀芯上节流切槽的遮盖量。此遮盖量，约为整个阀芯行程的20%，以保证原始位置一定的密封性。通过调整电放大器的零位，可以移动开口起始值。

2.3 方向阀（输入电信号与输出体积流量的关系）

对应于两个调节区，特性曲线包括了两个相邻的或对角的象限。其弯曲情况很象节流阀的特性曲线，并按每个控制边 $\Delta P = 8 \text{ bar}$ 得到。

如果PA和BT与PB和AT通道的过流截面相同，则用一条曲线就够了；否则，就要用不同的曲线来表示。

阀的中位，大多数有占阀芯行程 $\pm 20\%$ 的正遮盖。这个机械“死区”保证了一定的密封性，但经常通过电放大器的补偿电路加以减少。由此，就可以解释为什么阀芯行程与输入电信号，采用不同的坐标标尺。



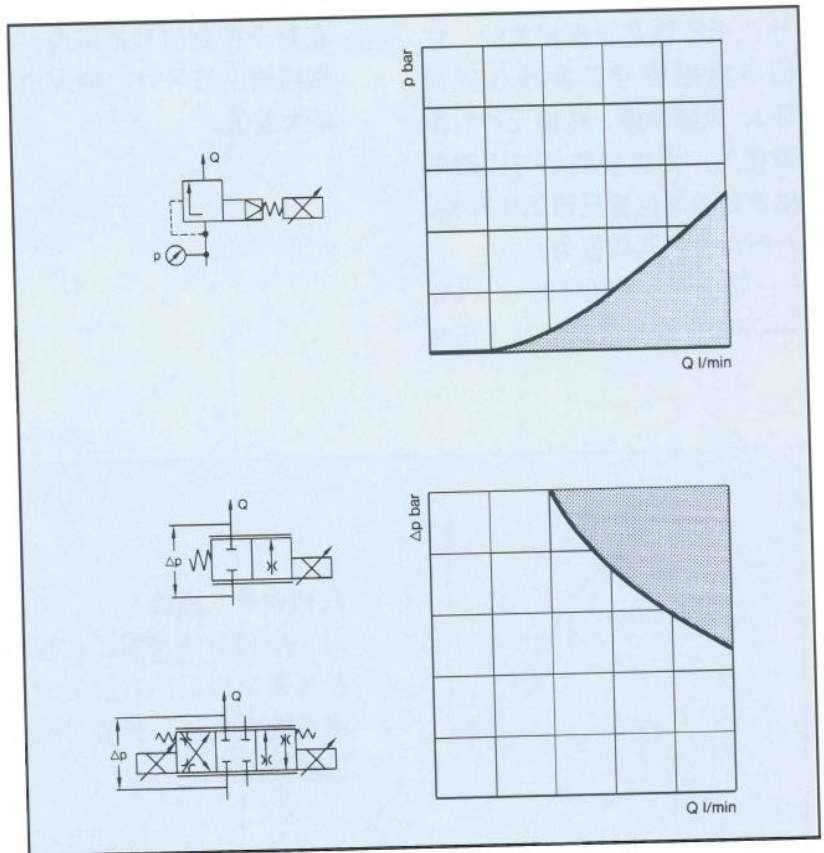
3. 功率域(运行范围限制)

3.1 压力阀

通过压力阀的体积流量将被限制, 并以 $Q_{\min}$ 来标明。调节压力的稳定性, 与通过阀的流量相关, 象传统溢流阀和减压阀那样, 用图表表示。

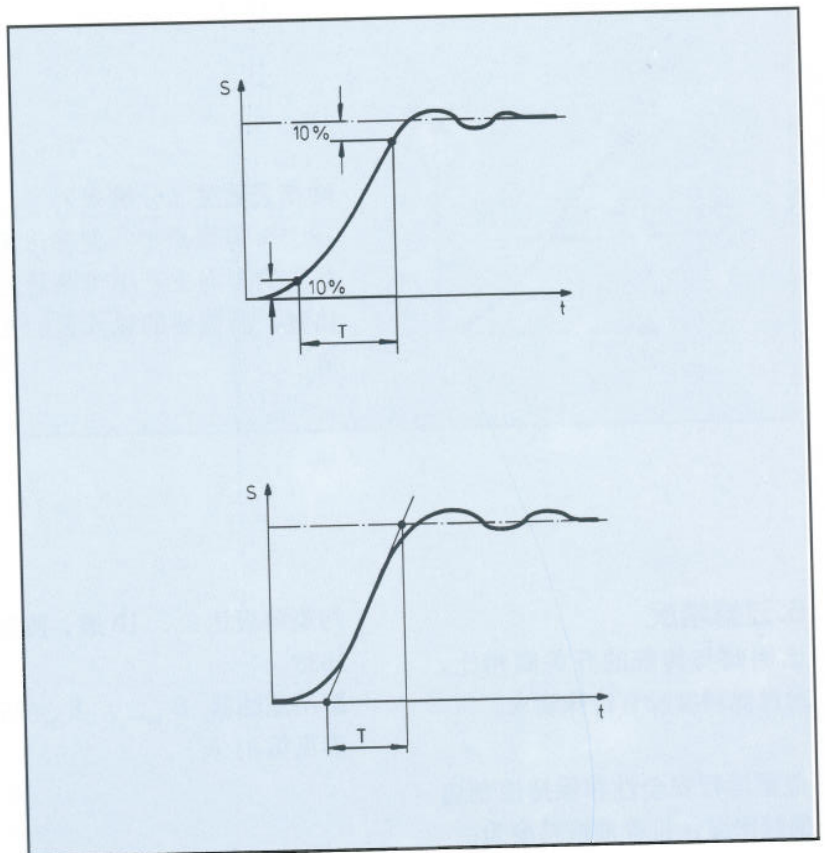
3.2 节流阀与方向阀

如果这类阀没有配置压力补偿器, 则在较小的负载和较高的进口压力下, 按 $Q \sim \sqrt{\Delta p}$ 将生成较大的体积流量, 其允许值, 在 $\Delta P/Q$ 曲线图中标明。如果流量超过了允许值, 则作用在阀芯上的液动力, 将超过阀的驱动力, 阀就进入不可控状态。



4. 调节时间

比例阀动态特性的一种简单表达方式, 是阀的调节时间。调节时间定义为阀对阶跃输入信号的响应, 它与电磁铁动铁和阀芯质量有关。多数情况是在示波器所得曲线上, 测量调节过程开始与终了时间。相关值为 25...60ms。



5. 滞环、灵敏度、回差

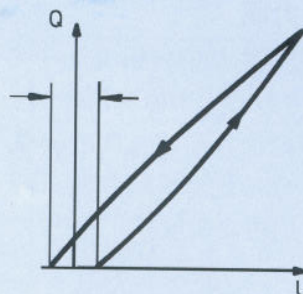
这三个特性是紧密相关的。它们与电磁信号转换器（磁滞环）、机械摩擦、传输元件的游隙相关，而首要的是与比例电磁铁是否配位置反馈闭环有关。

对阀而言，其数值为：

- 带位置反馈闭环时 <1%
- 不带位置反馈闭环时 约5%

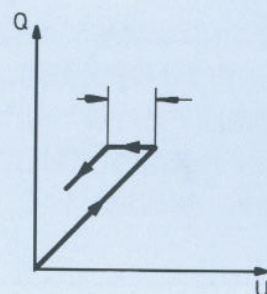
滞环

在整个控制信号范围内，对应相同输出信号时，输入信号的最大差值。



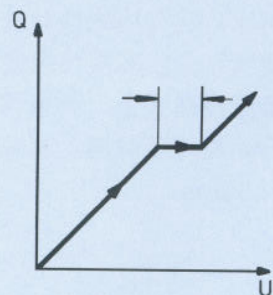
反向误差（回差）

从一个停留点出发，使输出量在与原来相反的方向上产生可测量的变化时，所需要的输入量的变化值。



动作灵敏度（分辨率）

在一个停留点上，使输出量在相同的方向上产生可测量的变化时，所需要的输入量的变化值。



6. 过滤精度

比例阀与传统的开关阀相比，对过滤精度没有特殊要求。

根据运行安全性和保持控制边的精密度，推荐油液精度为：

污染等级达 8...10 级，按 NAS 1638

配用滤油器 $\beta_{10} \dots \beta_{25} = 75$

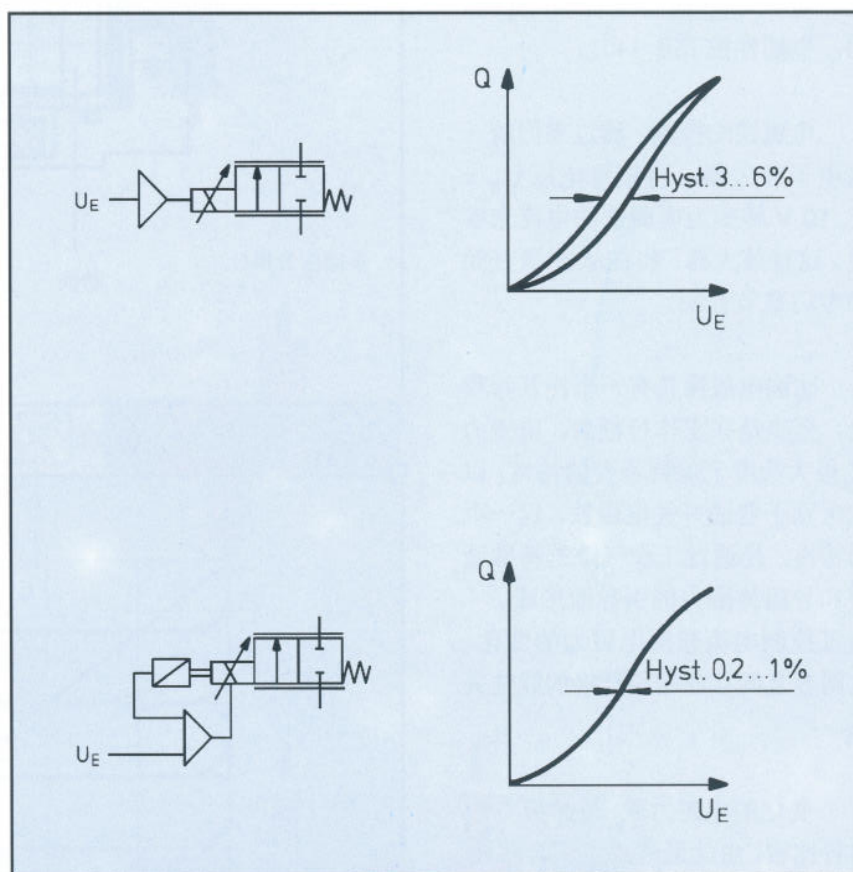
参见第 81 页

带与不带位置 反馈的比例阀

比例阀可分为两种不同的基本类型。

配用不带位置电反馈电磁铁的比例阀，其特点是廉价，但其功率参数、重复精度、滞环等将受到限制。在工程机械应用领域，这种牢靠的装置获得特别好的效果。

配用带位置电反馈电磁铁的比例阀则与此相反，它能满足特别高精度的要求，这一特点特别载誉于各种工业应用。将精密的比例阀应用于开环控制回路时，通常可以得到一般只在闭环调节回路才能达到的效果。



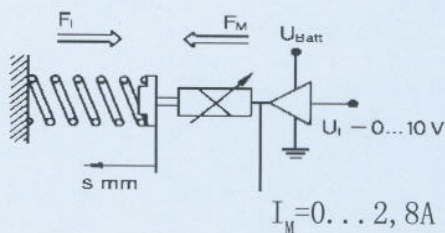
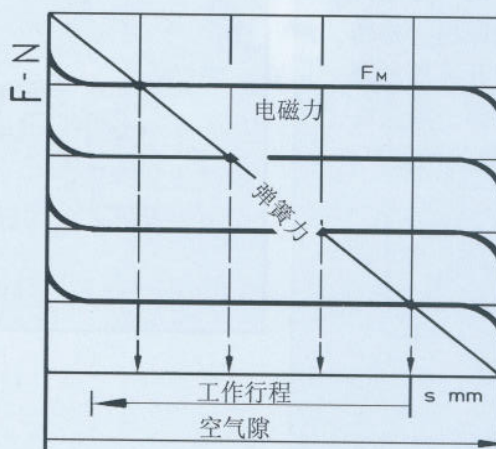
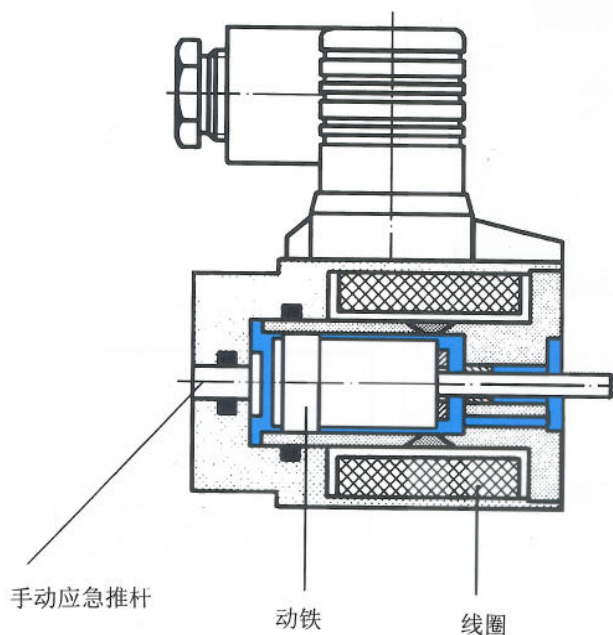
1. 不带位置电反馈的比例阀

作为电信号与液压信号之间的连接环节，电磁铁是所有比例阀的调节驱动机构。它将电流 I 转变为作用力 F_M 。这种比例电磁铁，在结构上与开关阀的直流电磁铁相似。所示结构 $P=25W$ ，耐压至 $250bar$ ，这就是说，电磁铁的动铁腔是充满油液的。（与输出端相反的）另一端上，可用手动应急推杆使动铁移动。电插件按 ISO 4401。

电磁铁的控制，通过专门的一些电子放大器，将信号电压 $U_E = 0 \dots 10 V$ 转变为电磁铁的电流来实现。这种放大器，将在从 38 页开始的专门章节介绍。

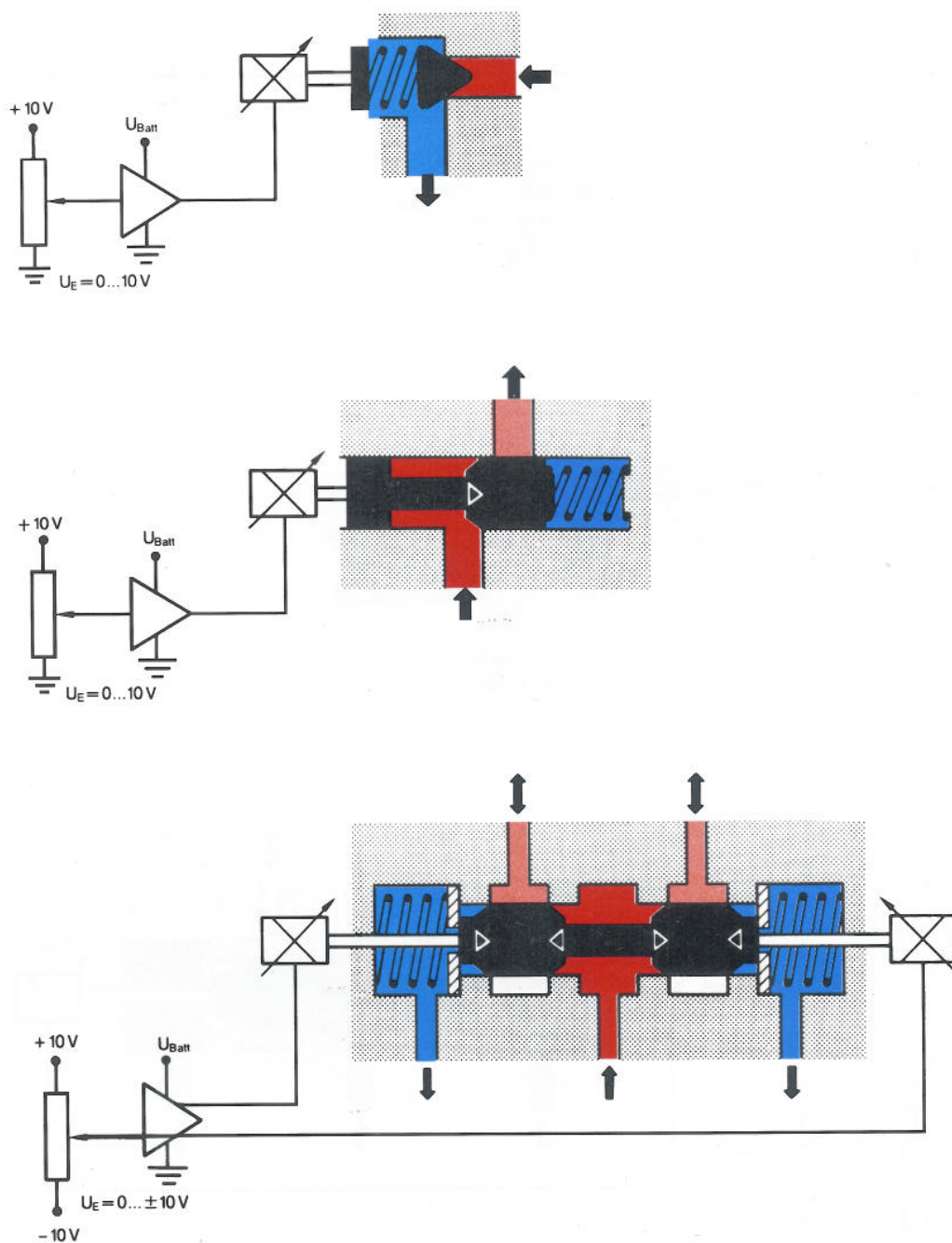
比例电磁铁具有一个在其行程上，至少是在工作行程内，电磁力 F_M 很大程度上保持不变的特性，以此区别于普通开关电磁铁。这一吸力特性，是通过工作气隙的特殊造型和导磁体磁力的引导而形成。通过控制电流获得电磁力的变化，这两者之间存在相对严格的线性关系。

变化的电磁力 F_M 与弹簧力 F_F 进行比较，由此最终决定了位移 s 。



对于比例压力阀而言，一定的电磁力就相当于一定的弹簧预压缩量，而对应一定的开启压力；对于比例节流阀和比例方向阀而言，这就对应着滑阀阀芯上的一定开口截面。

这一原理用于小型比例阀 NG6，流量至 $Q_{nom}=35\text{ l/m}$ ，可达到的重复精度、磁环等在 3...6% 的范围。一些干扰量，如阀芯上的液动力、摩擦力等，没有得到补偿与校正。



2. 带位置反馈闭环的比例阀

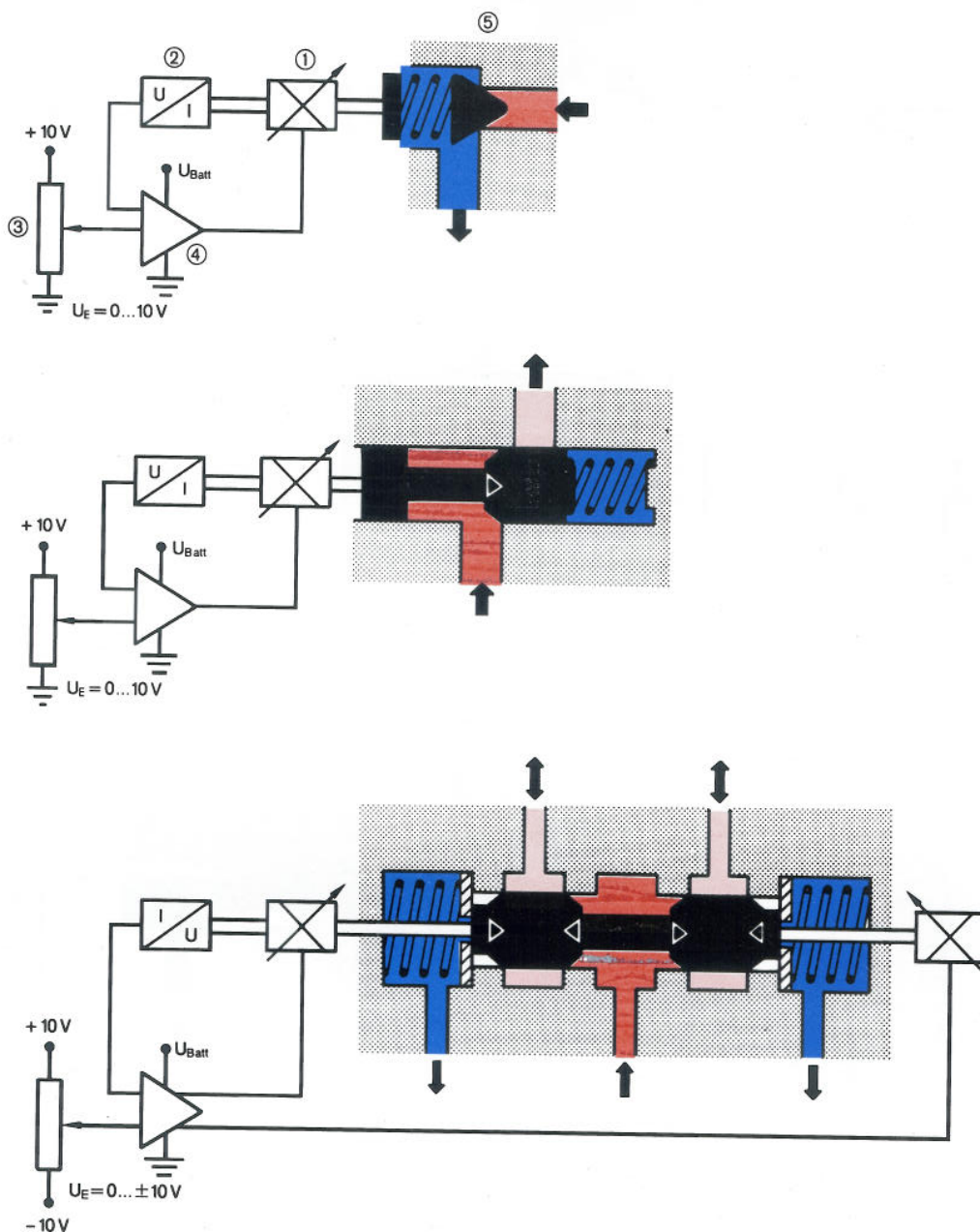
2.1 位置反馈原理

为了得到一个确定不变的动铁位置，必须使电磁力与负载力（弹簧力）平衡。这种必不可少的平衡在另一方面表明，只要很小的干扰力，就足以使动铁离开其给定位置。

当电流再次变化时，在动铁位置发生变化之前，首先必须克服摩擦力。此外，显露出滞环的干扰。

为了提高调节精度，减少干扰量的影响和降低滞环，实用的做法可以是检测动铁的位置，并作为实测值输入到一个

闭环位置调节回路中去，这样一来，其与设定值之间的偏差就可在线校正。特别是此时阀对污染度的敏感性，就变成了正面影响。很小的调节偏差，例如是由阀芯的卡涩引起，将被检测并通过全部可供使用的电磁力（控制参数）的作用来加予



这种位置反馈的系统由下列构件组成：

①比例电磁铁

②位移传感器

它将电磁铁动铁的位移，转换成实际值的电信号

③设定值输入装置

设定值以直流电压 $U_E=0\ldots 10V$ 给出

④比例放大器

在放大器中进行设定值与实际值的比较，所得的调节偏差作为控制参数(电流)，由电磁铁作进一步的处理

⑤液压阀

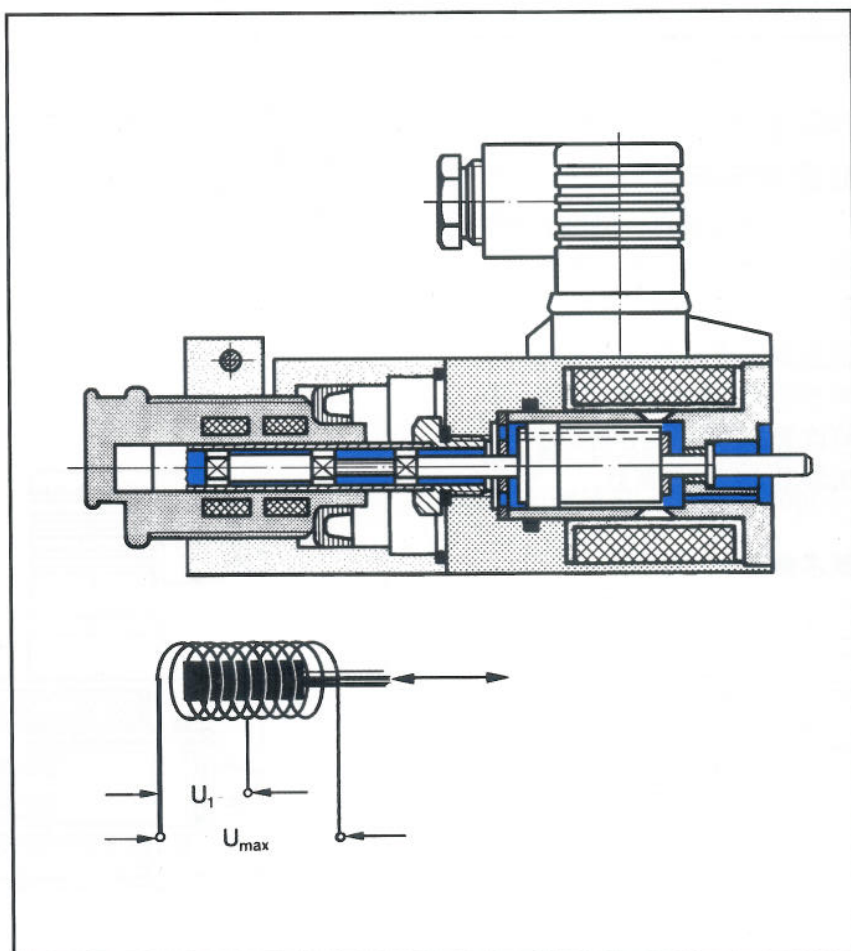
显然，位置调节闭环仅涉及到电磁铁动铁和阀芯的位移。由此，所控制的压力和体积流量，并未得到直接的检测和反馈。

2.2 带位移传感器的比例电磁铁的结构

图示 $P=25W$ 的电磁铁，配有内置位移传感器。器件耐压 250bar，即其内腔充满油液。

非接触式位移传感器，是按感应式差动变压器原理工作的。它由一个带中间抽头的线圈，和在线圈中移动的衔铁芯组成，衔铁芯与动铁轴间为刚性可靠连接。在线圈两个末端，加上高频交流励磁电压。在线圈中间抽头感应的电压，取决于衔铁芯进入线圈的位置，由此，得到对动铁位移的检测。感应电压值与励磁电压值，就象在比例放大器中设定值与实际值的比较。

线圈相对于衔铁芯进而相对于电磁铁动铁的位置，由电控制器确定而不允许改变（螺纹，固定螺钉）。精细调整在比例放大器中实现。



位移传感器和电磁铁，各自用专门的电缆线与比例放大器相连。

电磁铁的插件按 ISO4400。

注意！

较大功率的 50W 电磁铁，配干式结构的位移传感器，这就是说，衔铁芯连杆是用密封圈密封的。这种电磁铁耐压仅达 2 bar。

比例压力阀

综述

这类阀的液压构件，沿用传统的压力阀，只是用带或不带位置调节闭环的比例电磁铁，替代用来调节弹簧预压缩量的调节螺丝或调节手轮。

NG6型先导式压力阀，不带位置调节闭环

这种溢流阀，适用于小流量，仅用作与各种主级或变量泵相配的先导阀。各种不同压力等级，通过不同的阀座直径 Φ 来形成。阀座位置已调整，不许改变。第一次运作时，可在放大器里进行精细调整。

技术参数

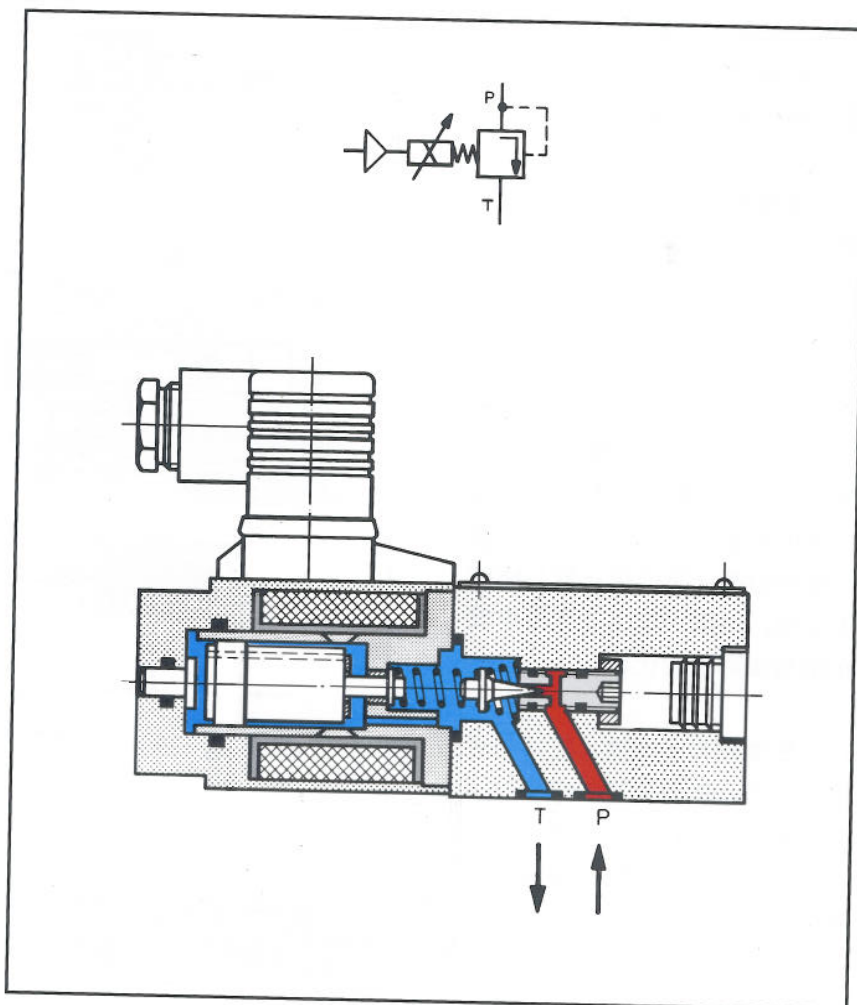
$P_{\max}=80,180,315 \text{ bar}$

$Q_{\max}=3 \text{ l/m}$

滞环 $<5\%$

电磁铁: $P=25 \text{ W}$, $I=2.5 \text{ A}$

耐压 $P_T=250 \text{ bar}$



NG6 型先导式压力阀，带位置调节闭环

在对重复精度、滞环等有较高要求时，采用带位置反馈闭环系列。

技术参数

$P_{\max}=80,180,250,315 \text{ bar}$

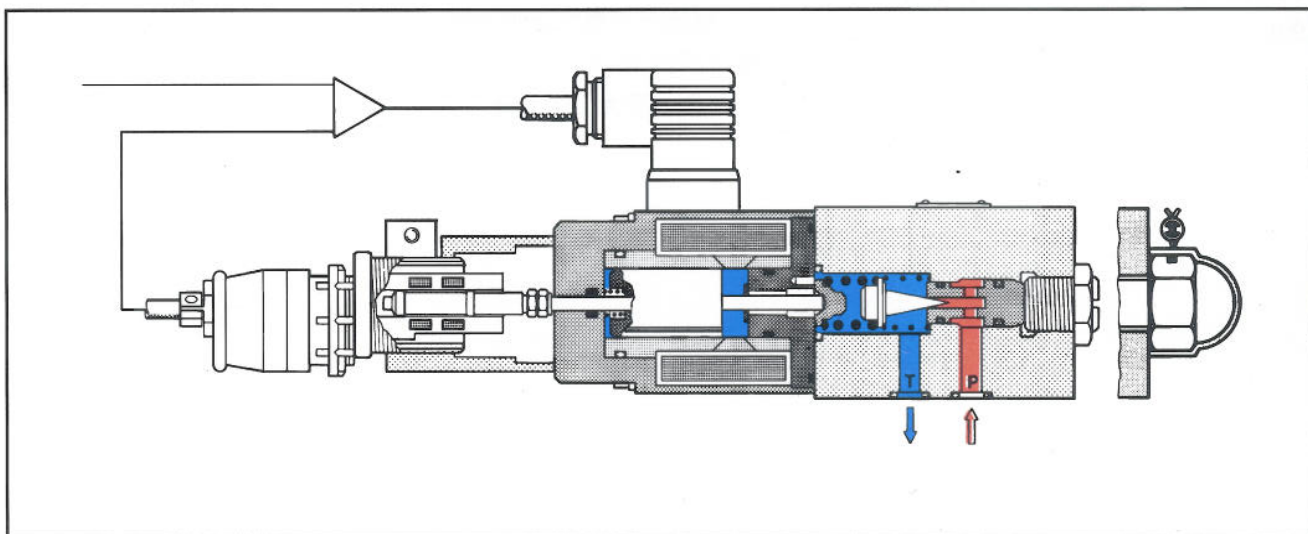
$Q_{\max}=3 \text{ l/m}$

滞环 $<1\%$

电磁铁: $P=50 \text{ W}$, $I=3.7 \text{ A}$

位移传感器: 干式,

$P_T = \text{最大 } 2 \text{ bar}$



NG6 先导式溢流阀，不带位置调节闭环

主级滑阀式，带单侧法兰连接的先导阀。

技术参数

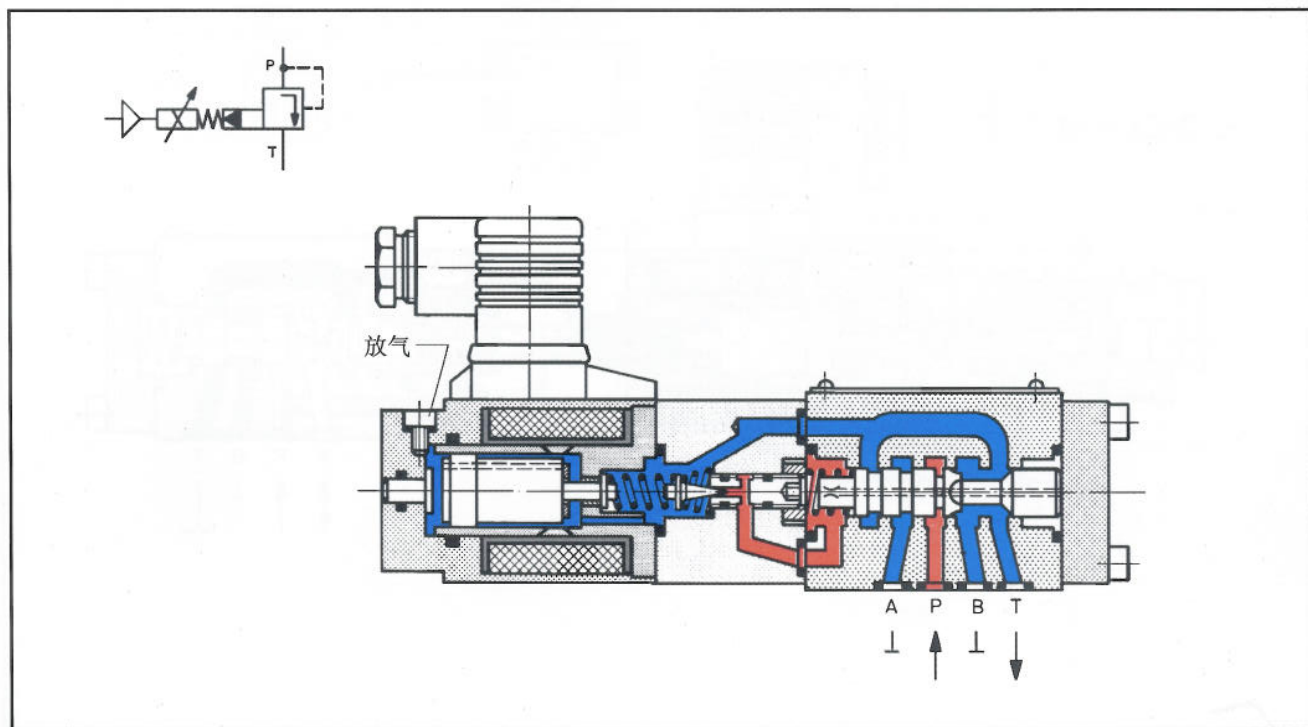
$P_{\max}=80,180,315 \text{ bar}$

$Q_{\max}=40 \text{ l/m}$

滞环 $<3\%$

电磁铁: $P=25 \text{ W}$, $I=2.5 \text{ A}$

耐压 $P_T = \text{最大 } 250 \text{ bar}$



NG6先导式减压阀, 带位置 调节闭环

主级滑阀式, 带使控制油流量
保持为常数的小流量阀。先导
阀带位置调节闭环, 允许精密
调节压力在 P_{min} 时到0 bar(相对
的)。

技术参数

$P_{max}=75,175,310$ bar

$P_{min}=0$ bar(相对的)

$Q_{max}=40$ l/m

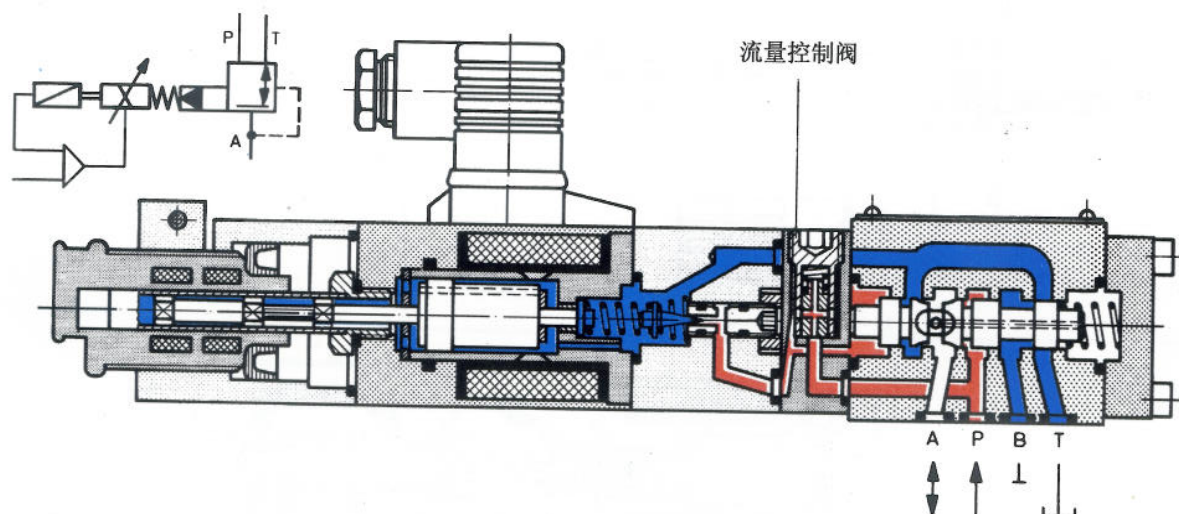
滞环 $<1\%$

电磁铁: $P=25$ W, $I=2.5$ A

耐压 $P_T=$ 最大 250 bar

位移传感器: 耐压

$P_T=$ 最大 250 bar



NG10 先导式溢流阀

这种阀用一个插装阀作为主级，
可以通过随意大小的流量。先
导阀可以单独与主阀分开，主
阀也可单独作为一个部件。

在用一个原始位置为常开的插
装阀作为主级时，就形成减压
阀的功能。

技术参数

$P_{\max} = 180, 315 \text{ bar}$

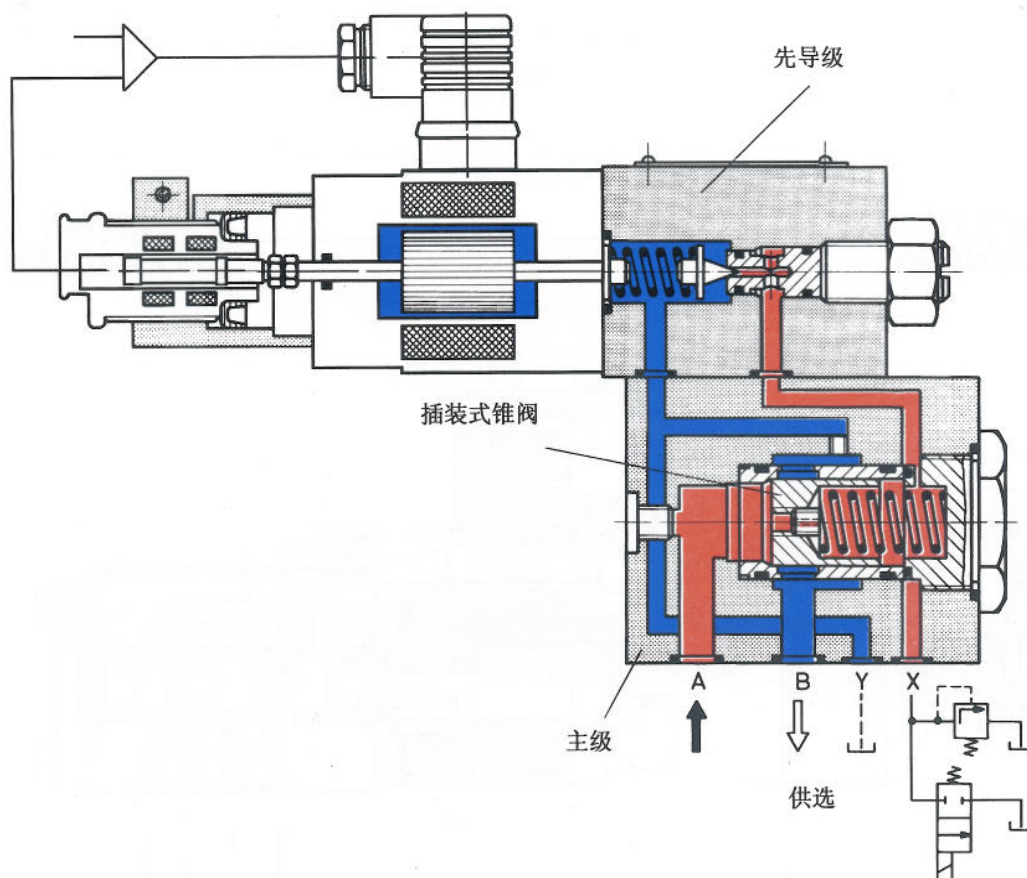
$Q_{\max} = 120 \text{ l/m}$

滞环 $< 1\%$

电磁铁: $P=50 \text{ W}$, $I=3.7 \text{ A}$

位移传感器: 干式,

$P_T = \text{最大 } 2 \text{ bar}$



比例节流阀

概述

图示比例阀，由传统方向阀 NG6 和 NG10 发展而来。比例电磁铁，直接作用在阀芯和复位弹簧上。与阀芯的偏移相应，得到阀芯控制边处的过流截面，从而得到相应的流量变化。

NG 6 节流阀，不带位置闭环反馈

所有的阀都有 4 个工作阀口和 2 条通道。由此，就有两种通流油道方式：

单通道：

小流量时，利用 P 到 B 的油道，A 口与 T 口保持封闭。

双通道：

如果将 4 通阀的两个通道并联运行，则得到双倍的通流能力。考虑其流动方向，则是 $P \rightarrow B$ 和 $A \rightarrow T$ 。

要特别提到的是，此时最大的负载压力将作用到 T 口，应注意连接附加的泄漏油口 L。

技术参数

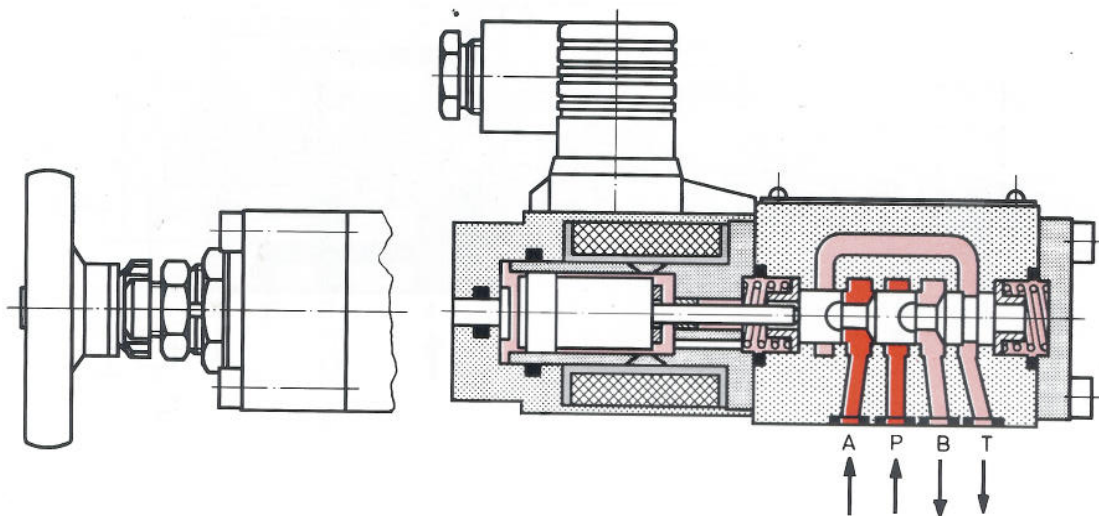
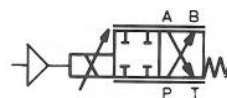
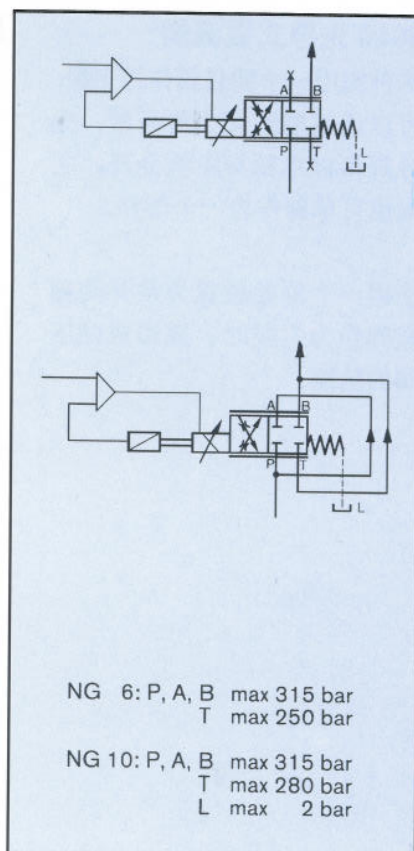
$Q_{nom} = 18, 35 \text{ l/m}$ 每个通道
对应 $\Delta P = 8 \text{ bar}$
 $P_{max} = 315 \text{ bar}$

滞环 $< 4\%$

电磁铁: $P = 25 \text{ W}$, $I = 2.5 \text{ A}$

耐压

$P_T = \text{最大 } 250 \text{ bar}$



NG 6节流阀, 带位置调节 闭环

滞环: $<0.3\%$

电磁铁: $P=25W, I=2.5A$

位移传感器: 抗压力至 $P_T=250bar$

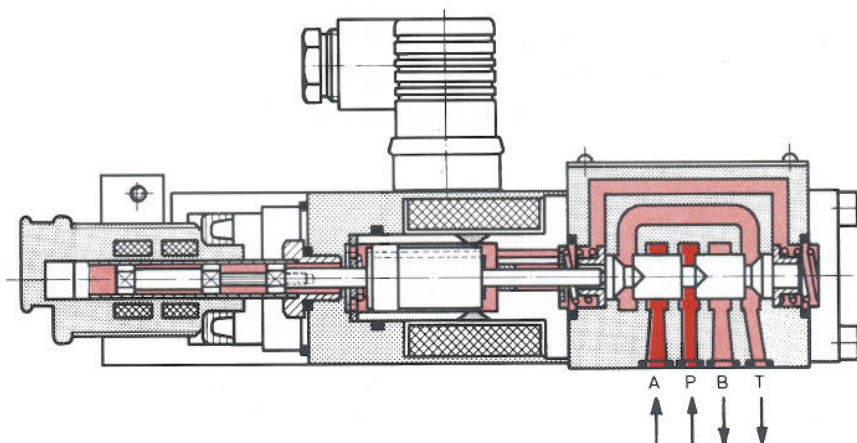
技术参数:

$Q_{nom}=10.25.35l/m$

每个通道

对应 $\Delta P=8bar$

$P_{max}=315bar$



NG10 节流阀, 带位置调节 闭环

($T口=280bar$)

滞环: $<0.3\%$

电磁铁: $P=50W, I=3.7A$

位移传感器: 干式

附加泄漏口 $P_2=$ 最大 $2bar$

技术参数

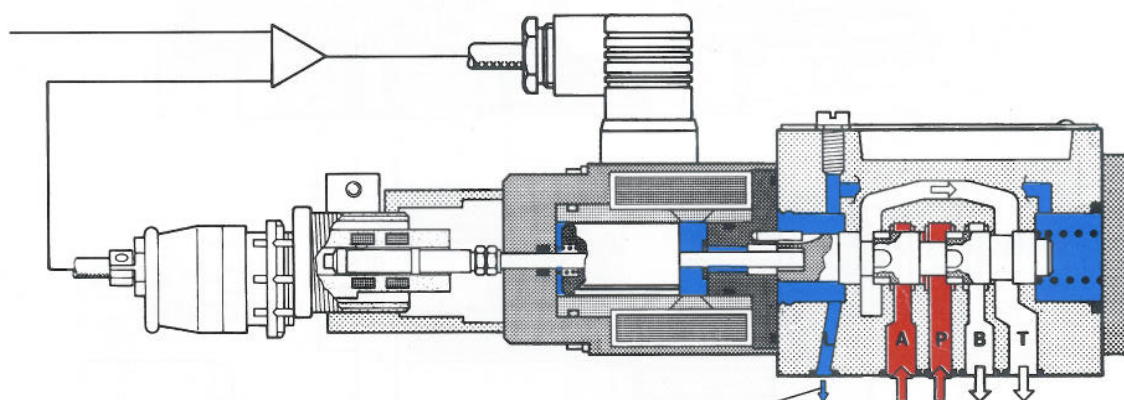
$Q_{nom}=20.40.80l/min$ 每个通道

对应 $\Delta P=8bar$

$P_{max}=315bar$

注意: 就是当 T 口无压时

$\angle$ 口也应单独连回油箱



附加泄漏油口

NG6, NG10 比例流量阀

NG 6 流量阀

流量阀，是一种所控制的流量，与阀进口压力和负载压力变化无关的液压阀。众所周知，它由检测节流器和压力补偿器组合而成。在图示结构中，检测节流器由比例电磁铁直接调节。压力补偿器位于同一阀芯轴线上，并构成第2个节流口。

这种阀在功能构成上，可以选择为二通流量阀，或三通流量阀。根据使用要求，供给用户的阀，可以带或不带位置反馈闭环和手动应急机构。

技术参数

NG6: $Q_{nom}=2.6, 7.5, 10, 35 \text{ l/m}$

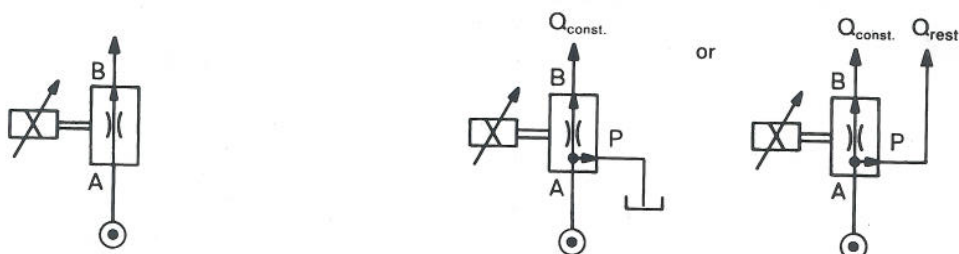
$P_{max}=250 \text{ bar}$

滞环 <1% 带位置反馈闭环

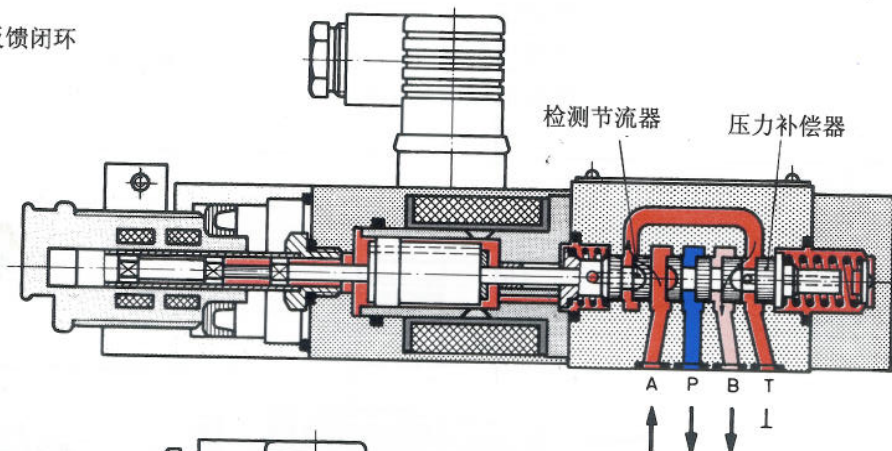
<5% 不带位置反馈闭环

电磁铁: $P=25 \text{ W}$, $I=2.7 \text{ A}$

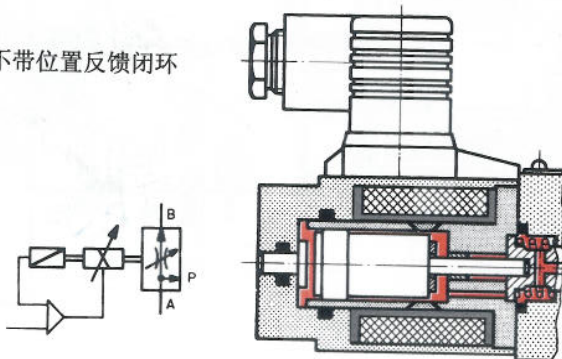
位移传感器: 耐压式



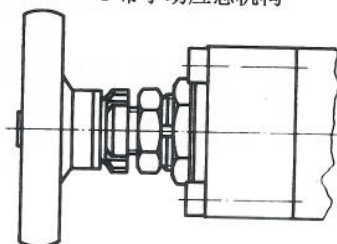
A 带位置反馈闭环



B 不带位置反馈闭环



C 带手动应急机构



NG 10 流量阀

技术参数

$$Q_{nom} = 80 \text{ l/m}$$

$$P_{max} = 250 \text{ bar}$$

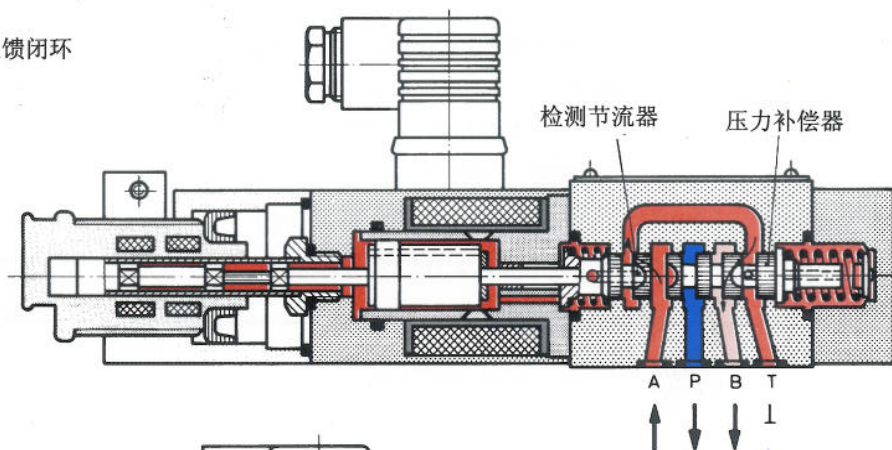
滞环 <1% 带位置反馈闭环

<5% 不带位置反馈闭环

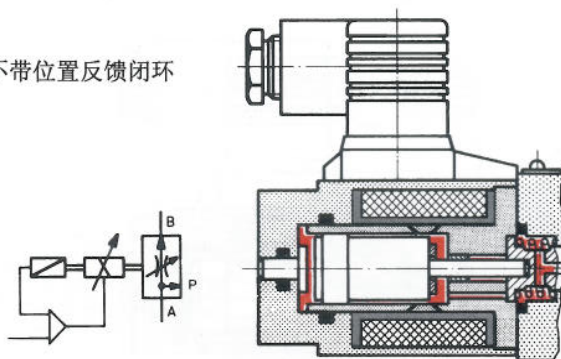
电磁铁: $P=25 \text{ W}$, $I=2.7 \text{ A}$

位移传感器: 耐压式

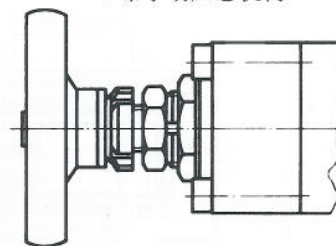
A 带位置反馈闭环



B 不带位置反馈闭环



C 带手动应急机构



直控式 比例方向阀

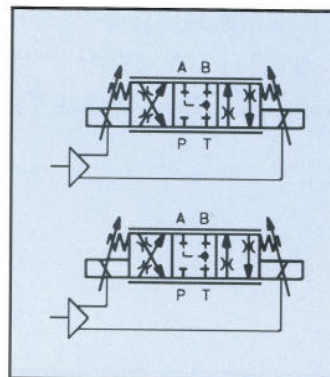
概述

图示方向阀，由传统的 NG6 和 NG10 方向阀发展而来。两个比例电磁铁，直接作用在阀芯和复位弹簧上。对应于两个控制范围的精细控制切口，对称地布置在两边。在带位置反馈闭环的修理中，配置一个位移传感器就够了。

NG6 方向阀，

不带位置反馈闭环可提供两种不同图形符号的方向阀；

- 中位各油口关闭
- 中位各油口关闭，但引出泄漏油，以避免液压缸漂移



技术参数

$Q_{nom} = 18, 35 \text{ l/m}$

在 $\Delta P = 8 \text{ bar}$ 时，每一个控制边

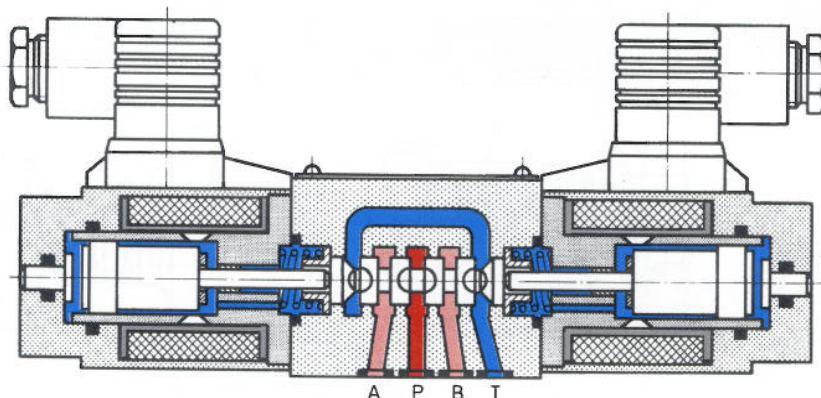
制边

$P_{max} = 315 \text{ bar}$

滞环 $< 4\%$

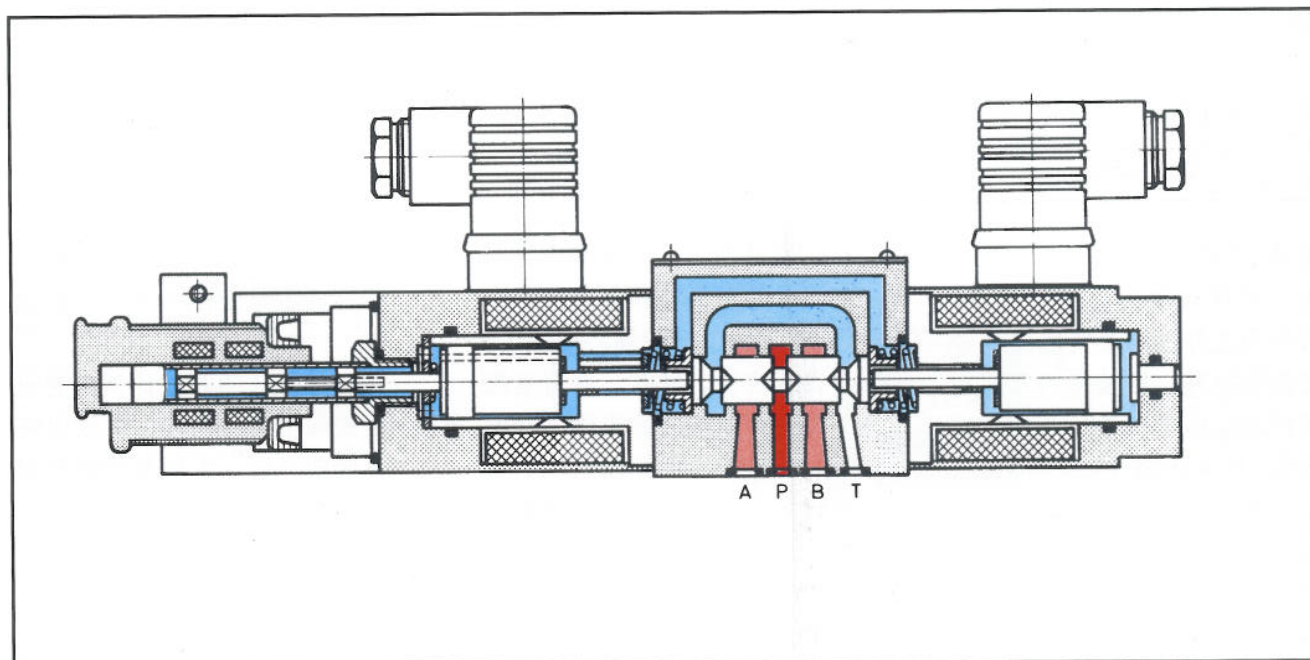
电磁铁: $P = 25 \text{ W}$, $I = 2.5 \text{ A}$

耐压 $P_T = \text{最大 } 250 \text{ bar}$



NG6方向阀, 带位置反馈闭环

技术参数

 $Q_{nom}=10, 20, 35 \text{ l/m}$ 在 $\Delta P=8 \text{ bar}$ 时, 每一个控制边 $P_{max}=315 \text{ bar}$ 滞环 $<0.3\%$ 电磁铁: $P=25 \text{ W}$, $I=2.7 \text{ A}$ 耐压 $P_T=$ 最大 250 bar 

NG10方向阀, 带位置反馈闭环

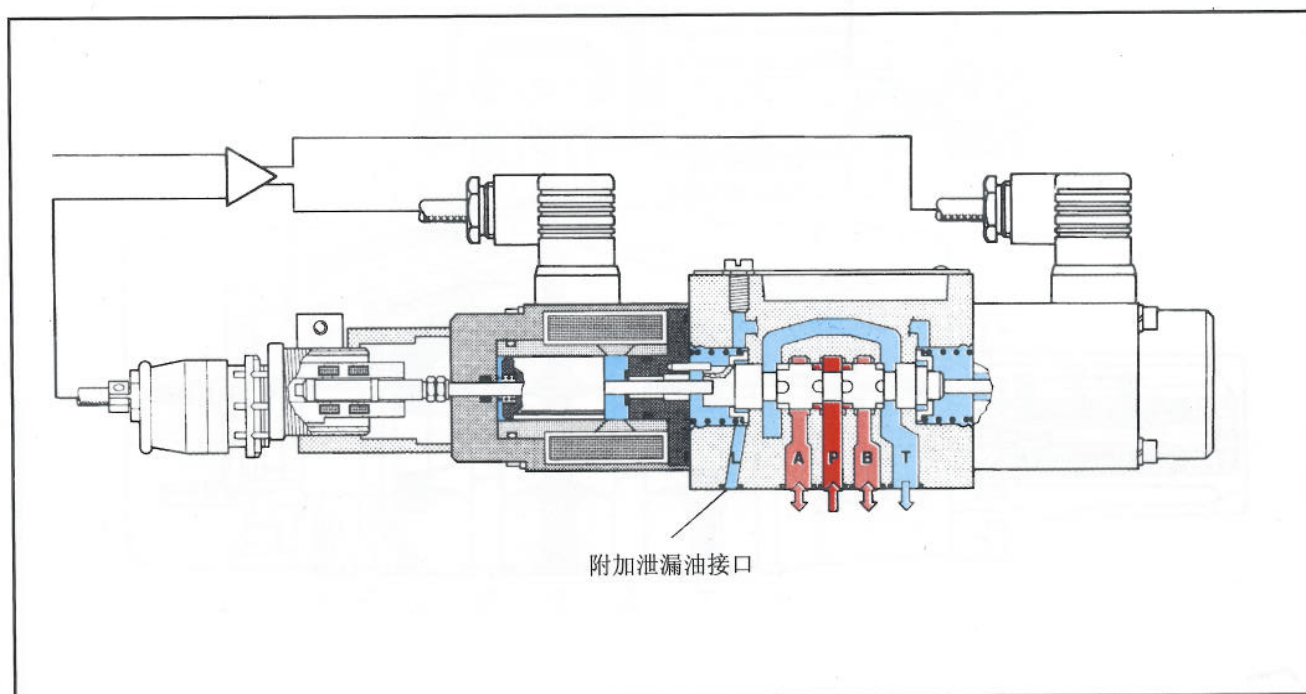
技术参数

 $Q_{nom}=40, 80 \text{ l/m}$ 在 $\Delta P=8 \text{ bar}$ 时, 每一个控制边 $P_{max}=315 \text{ bar}$ 滞环 $<0.3\%$ 电磁铁: $P=50 \text{ W}$, $I=3.7 \text{ A}$

位移传感器: 干式

附加泄漏口 $P_L=$ 最大 2 bar

注意! 就是当 T 口无压时, L 口也应直连回油箱



先导式比例方向阀 NG10,16,25,32

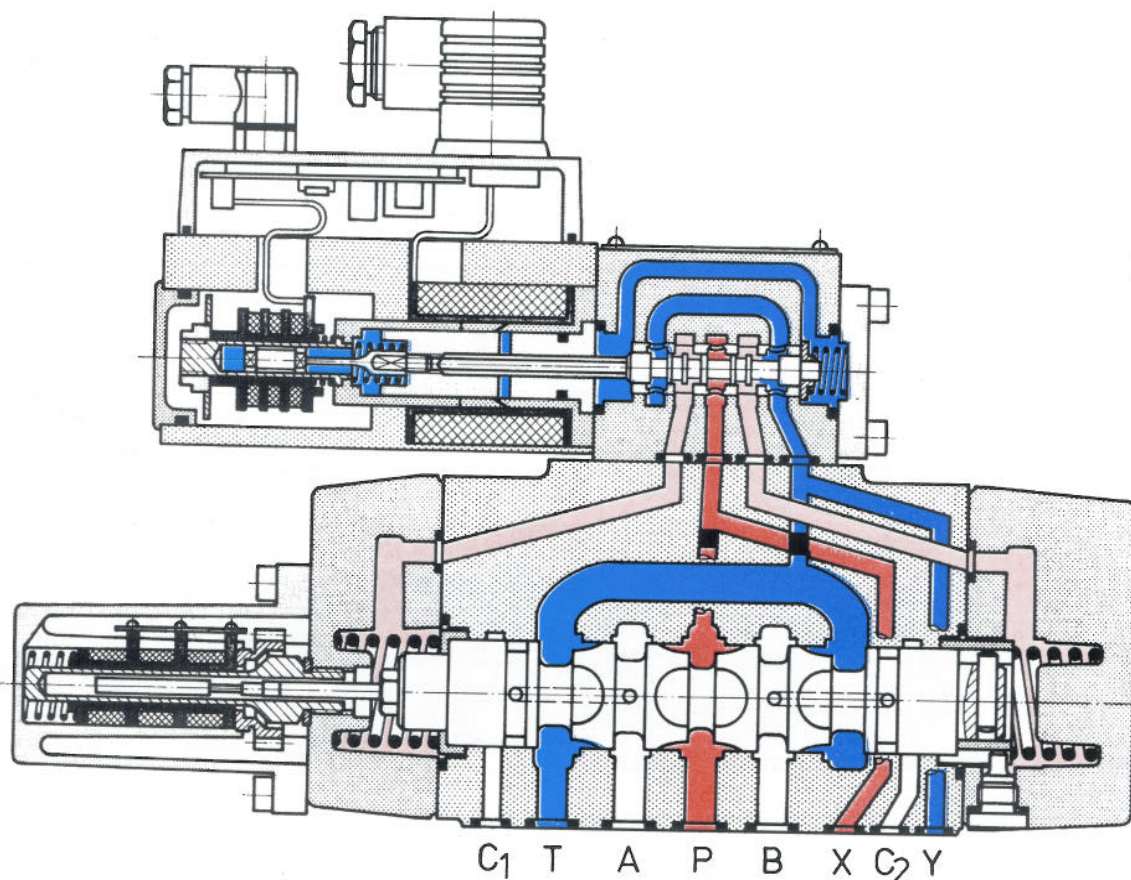
基本功能

为了实现对较大流量的控制，可应用在开关阀有名的先导控制的原理。修改过的方向阀 NG10, 16, 25 或 32 配上相应的控制边，作为比例方向阀的主级；先导阀 NG6，由一个电磁铁控制，在全行程上，有 4 个切换位置。主阀芯的位置，由另一个位

移传感器检测。主级和先导级的两个调节回路相互叠加。在驱动过程中，先导阀芯运动在 3 个工作位置之间时，就有受控的先导控制油进到主阀芯一侧端面的油腔。如果电磁铁失电，主阀芯也失压，在复位弹簧作用下回到中位（应急时在“故障自动保险”位）。

通过主阀芯的防回转结，获得很好的可重复性和大的切换功率。

注意！用于直控式比例阀的电磁铁和位移传感器，与这里所说的不一样，它们是与调节阀技术相一致的，这将在 83 页较详细地说明。



先导油的供油与回油

先导油的供油与回油，可选择从内部或从外部的不同方案。

基本结构的情况

	NG10	NG16/25
供油	外部 X	外部 X
回油	内部 *T	外部 Y

* 没有改装的可能。

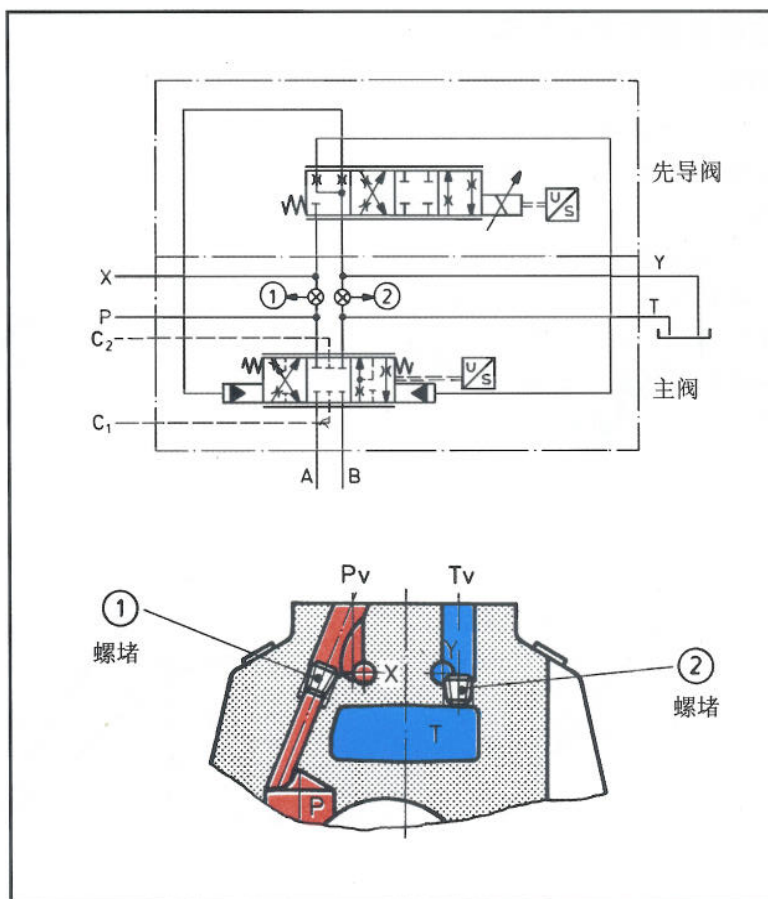
取下先导阀，卸下螺堵1与2，就可改装成控制油从P口内部供油，从T口内部回油。

注意！

-P口与X口的最大控制油压力为250bar，T口与Y口的最大回油压力为210 bar

-在控制油内供与内回时，油口X与Y应堵死

-控制油供油与回油方式改变，定货号也必须改变。



技术参数

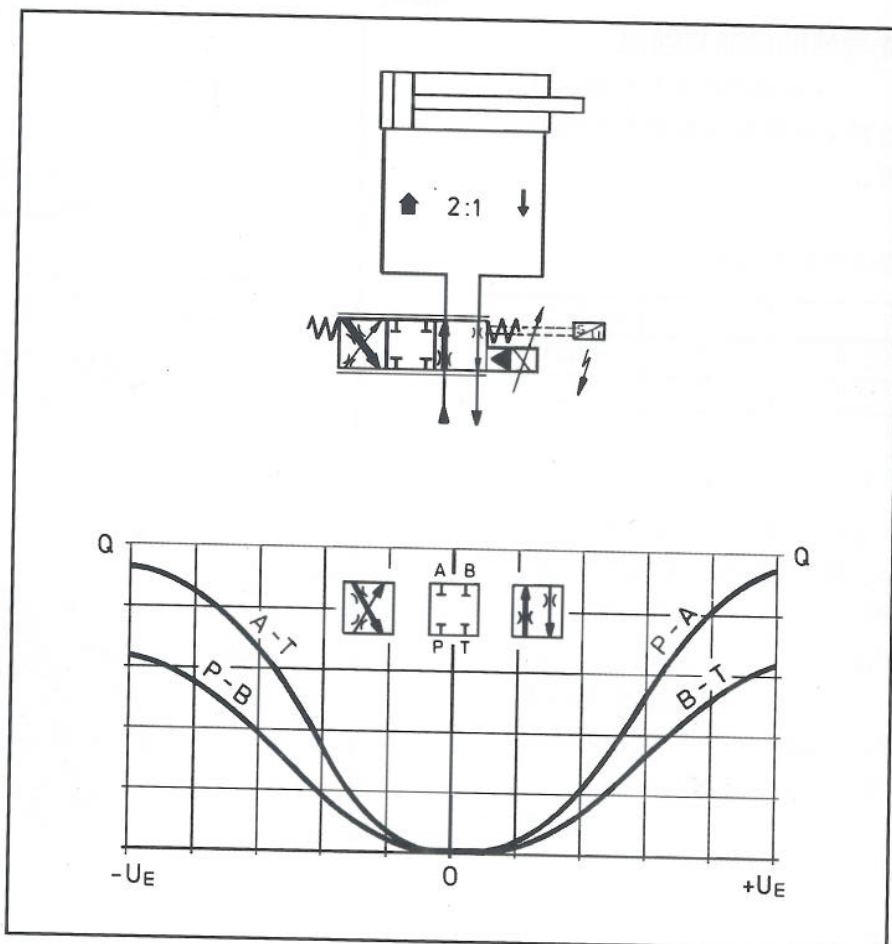
	NG10	16	25	32
$Q_{nom} l/m$ 每个控制边 $\Delta P = 8bar$	70	180	350	1000
$P_{max} bar$	350			
滞环	<0.1%			

各种类型的滑阀机能与阀口结构

对先导式方向阀NG10...32, 可提供下列各种不同的结构形式:

一 不对称型节流阀口

一般情况下, 比例方向阀的两个节流阀口是对称的。为了适应不同面积的差动液压缸, 阀芯上的节流口就要作成不对称。

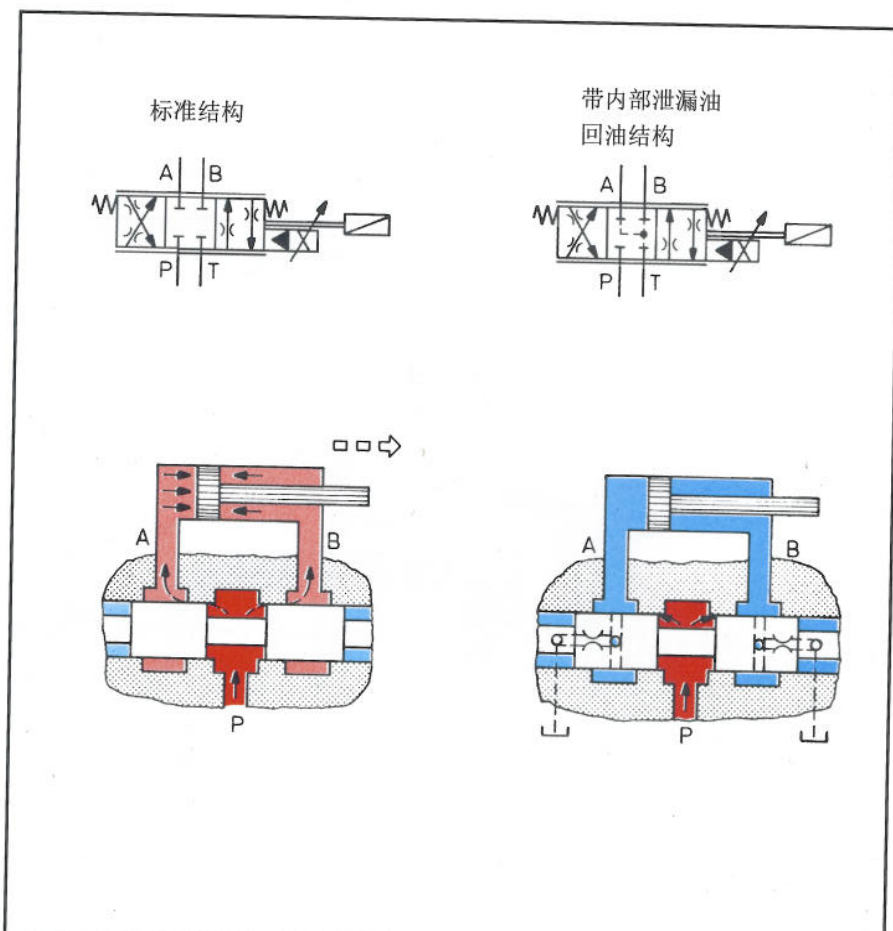


一 中位泄漏油回油的机能

为了避免差动缸在中位闭锁时, 由泄漏引起的偏移, 阀芯上开有泄漏油的内部回油通路。

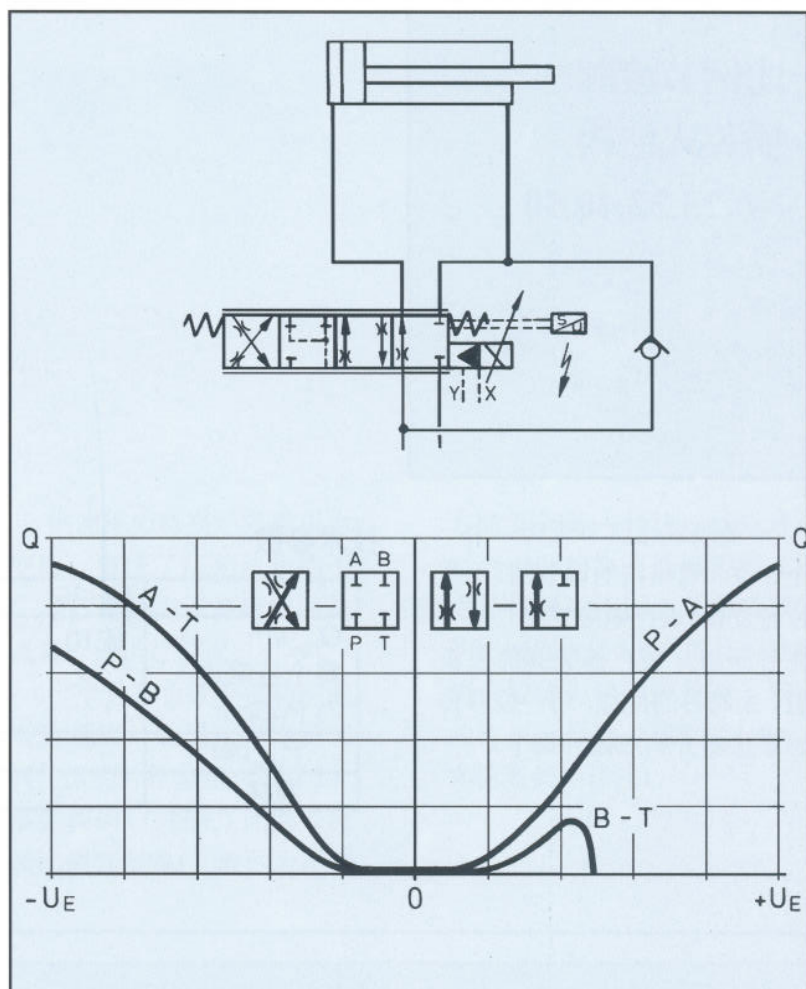
注意!

不能保证在外负载作用下无泄漏地停留, 可加装闭锁阀 (单向阀) 来补救



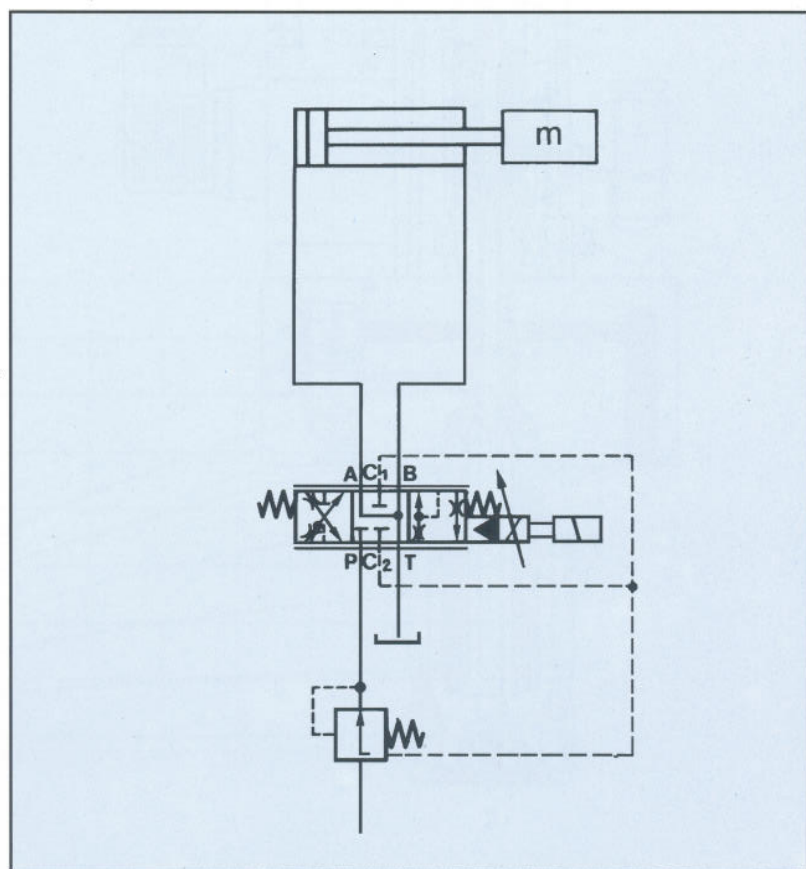
—用于差动油路的阀芯结构

为了实现差动油路，阀芯设有一个附加工位。在负载油路B上单独装有单向阀。在由正常的前进转变到快进的过程中，实现速度的无级变化。



— 负载压力取压口 C_1/C_2

先导式方向阀NG16和25的另一特点，是备有附加油口C1和C2。通过它们将A与B油口的负载压力取出，引到压力补偿器，见第37页

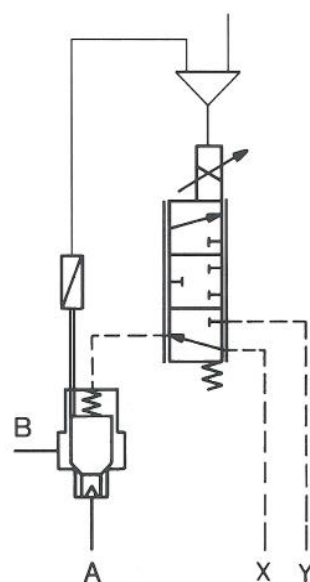
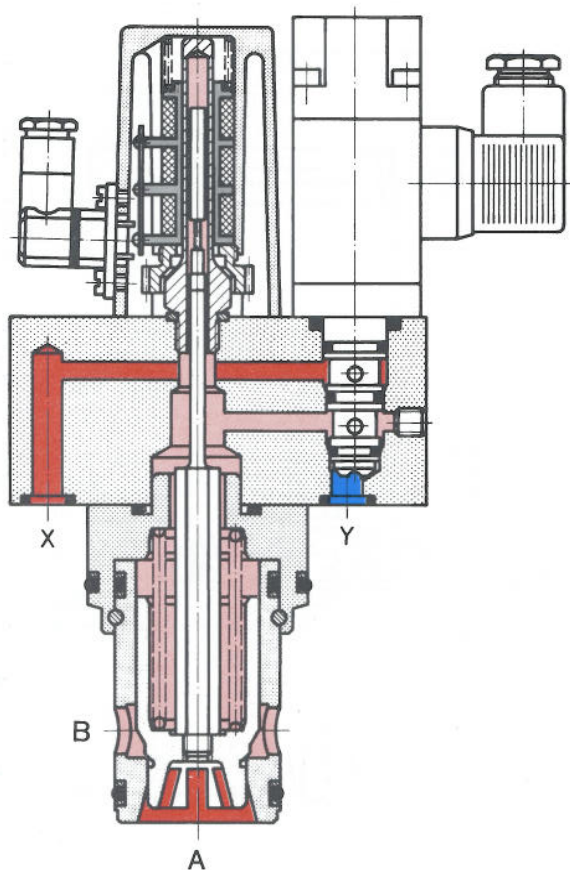


比例节流阀 插装式结构 NG25,32,40,50

插装式比例节流阀，由一个3位3通结构的调节阀(不带位置反馈)进行电液控制。这个先导阀组，装在插装阀的盖板里。主阀芯的位移，用一位移传感器检测并构成闭环调节。

技术参数

	NG25	32	40	50
Q_{nom} l/m 每个控制边 $\Delta P=5\text{bar}$	210	320	500	1000
P_{max} bar	315			
滞环	<0.2%			



负载压力补偿用 压力补偿器

概述

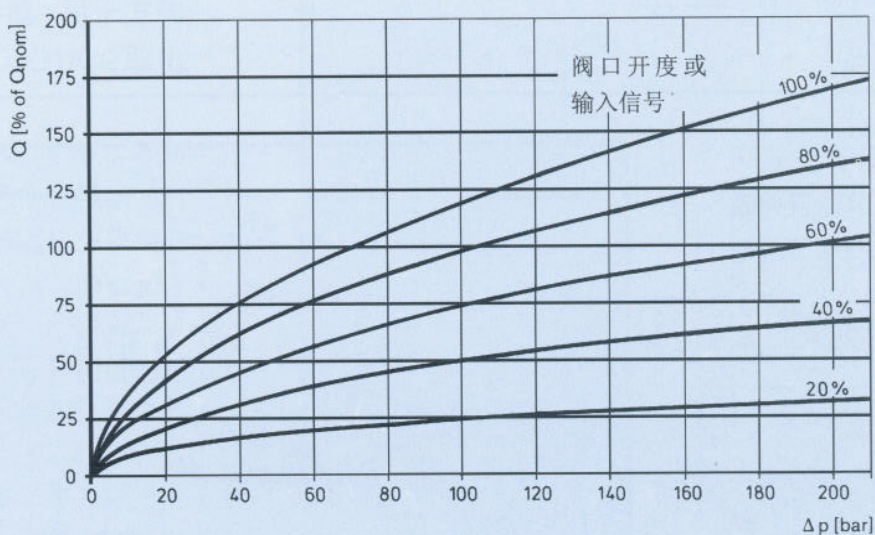
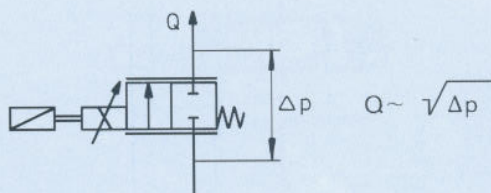
比例节流阀和比例方向阀的流量 Q ，和所有节流器一样，与阀口两端的压差 ΔP 相关，其关系为

$$Q \sim \sqrt{\Delta P}$$

供油压力特别是负载压力的变化，形成了压差 ΔP 的干扰。这就需要为保持确定的体积流量，而进行校正。

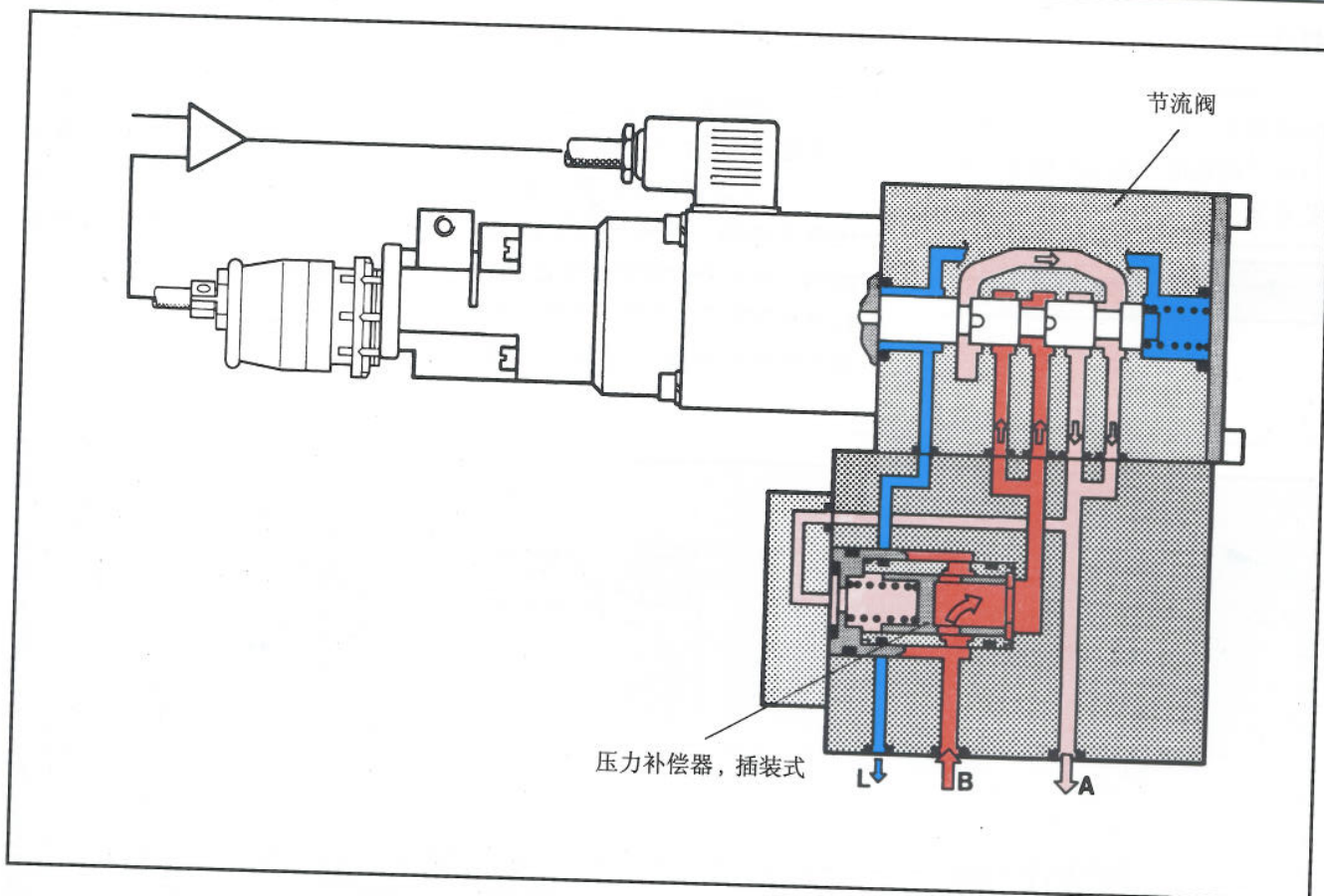
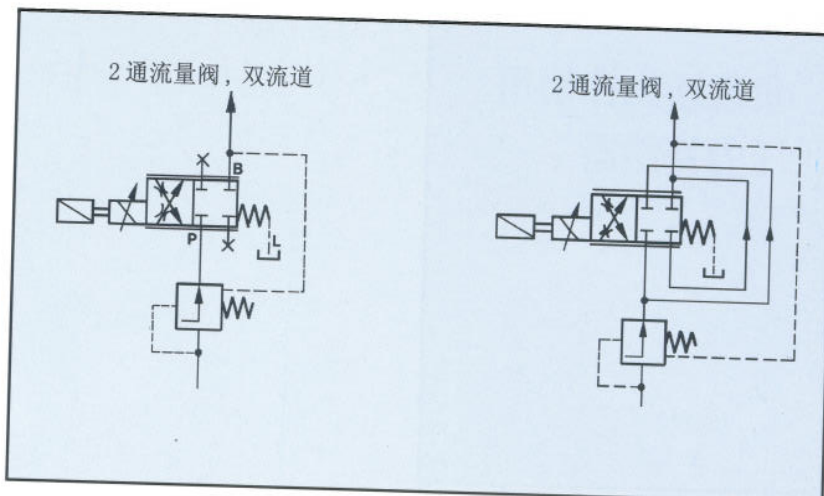
一个具有负载补偿功能的比例流量阀，是通过将比例节流阀与压力补偿器组合来达到。标准结构的(传统的)比例节流阀和比例方向阀(一般称为比例

方向节流阀—译注)，可以通过组合中间垫块式或插装阀式压力补偿器，拓展为单向或双向的比例流量阀(单向的比例流量阀一般称为比例流量阀，双向的比例流量阀一般称为比例方向流量阀—译注)。



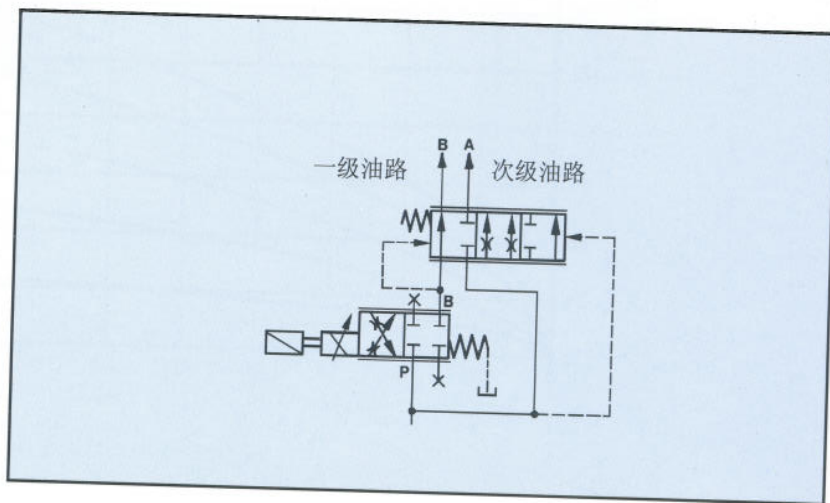
2通压力补偿器，用于节流阀

压力补偿器串联于比例节流阀的节流口之前，它引入了节流器前后的压差。弹簧力决定了此压差值，一般为 $\Delta P=4\text{ bar}$ 或 8 bar 。



3通压力补偿器，用于节流阀

3通压力补偿器，与节流器并联。这种组合一般仅与定量泵相配置。



进口压力补偿器, 用于方向阀, 由梭阀取压

与液压缸运动方向相对应, 由梭阀选择从A口或B口取出负载压力, 并引到压力补偿器的弹簧腔。

注意!

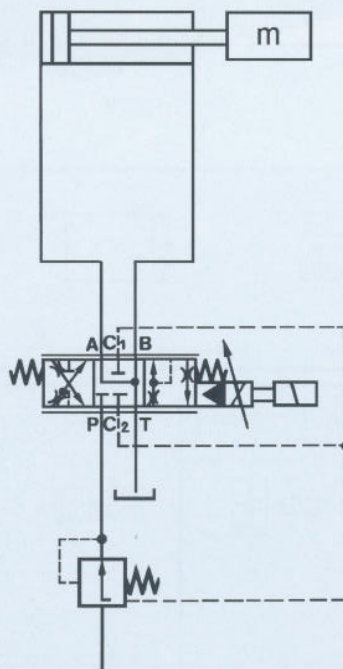
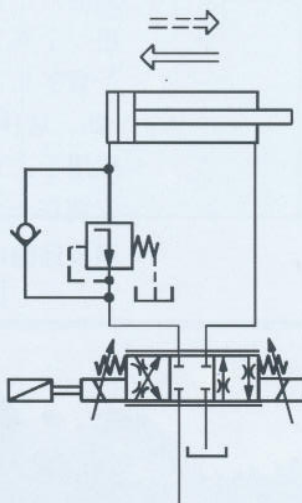
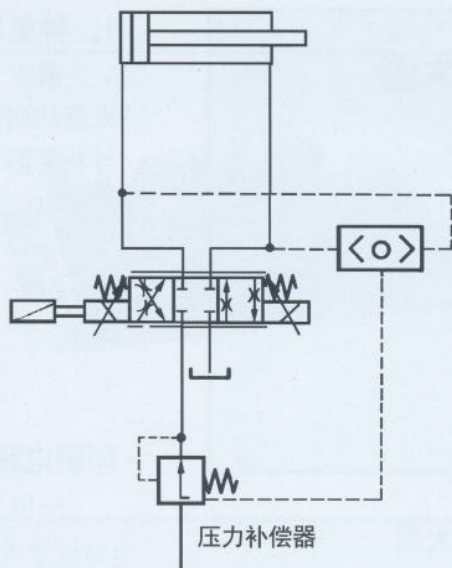
在制动一个质量而形成拉负载时, 压力补偿器获取到错误信号, 这就是说, 不再存在负载补偿的流量调节。。

出口压力补偿器, 用于方向阀

流量调节, 仅存在于缸杆缩回的行程。缸杆伸出行程, 虽然实现了节流控制, 但没有负载补偿。这种配置, 确保了缸杆缩回行程对质量力的平衡与补偿。

进口压力补偿器, 用于方向阀, 由附加油口 C1/C2 取出负载压力

较大型的先导式方向阀 NG16, 25, 配置附加的控制油口 C1 与 C2。通过阀芯上的附加通道, 取出A口和B口的负载压力, 并经 C1 和 C2 引到压力补偿器。这种方案确保了在拉负载情况下, 例如在制动过程中, 考虑到的始终是液压缸的正确压力。在用梭阀提取信号时, 则不是这样。



比例放大器

1. 种类与设计变形

需要一种特殊电子放大器，来驱动比例阀工作。根据动作与功能的不同要求，放大器又细分为：

- 插头式放大器

不带位移控制的简单放大器。它做成插头形式，能直接插到电磁铁上。

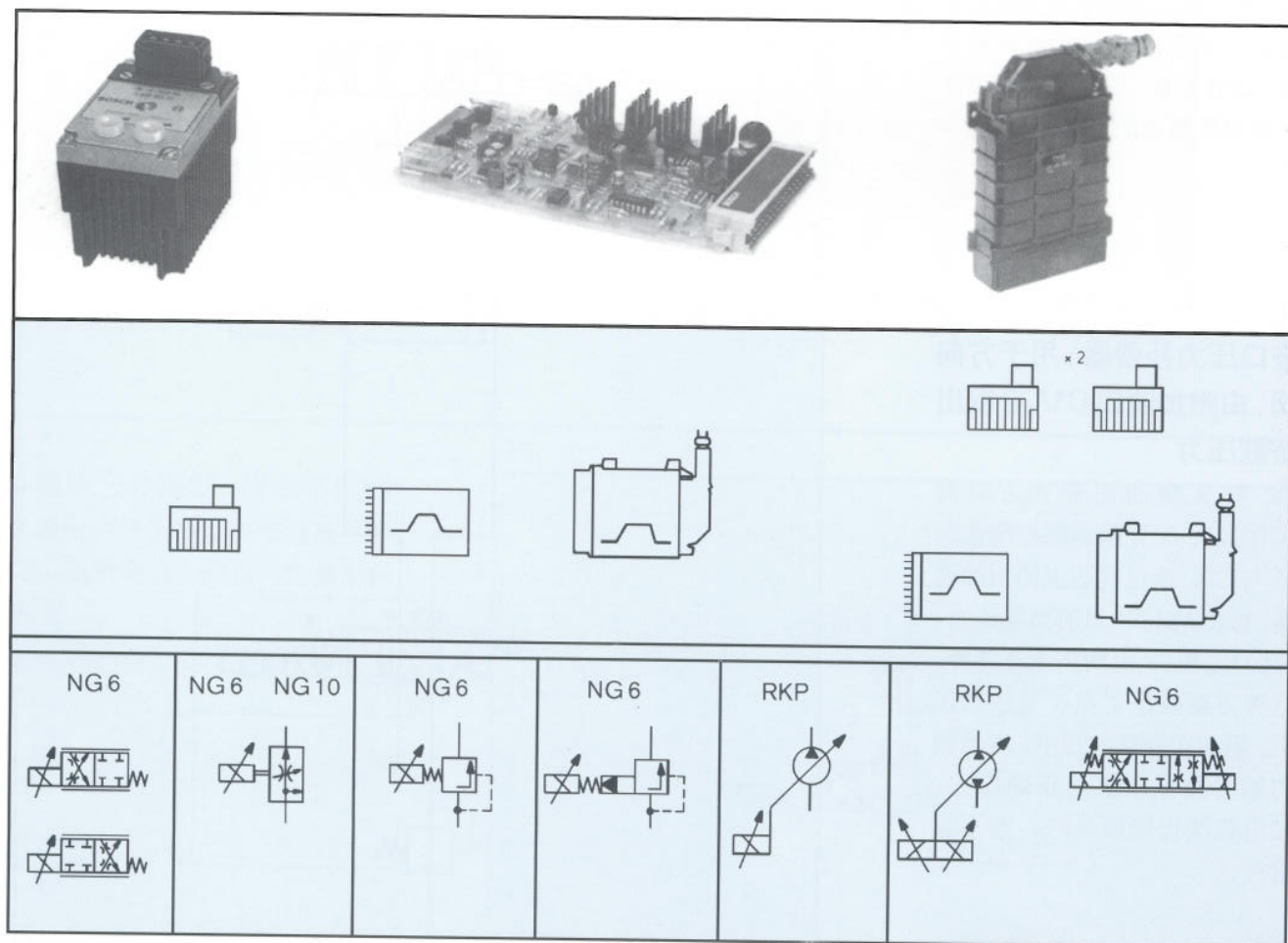
- 印刷电路板式放大器

采用 100 X 160 mm 欧洲电路板形式，带一个 DIN61612-FG32 插入式接口。在每一个引脚的对应接线端子位置上，都用一个英文字母“b”和“z”带一个数字 1... 32 来表示，如 b10, z28。这种类型的放大器，主要应用于工业领域。放大器能够安装在一个离它所连接的比例阀较远的电气柜中。

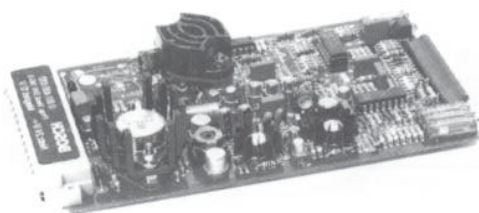
- 盒式放大器

放大器安装 在一个带连接插头的盒子中。它结构紧凑，抗振动，防水。这种型式的放大器，主要用于行走机械控制中。

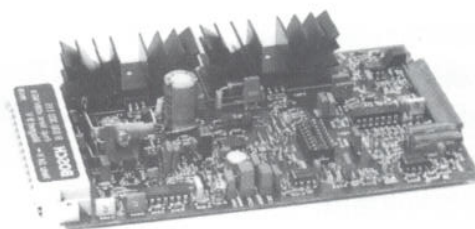
因为比例阀存在多种型号及附加功能，导致了市面上有多种型式比例阀放大器。



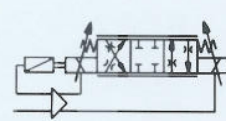
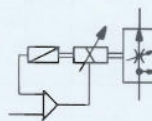
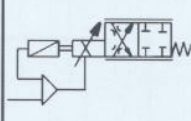
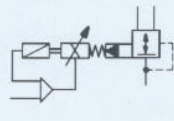
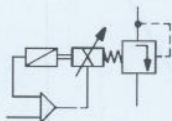
带位移控制放大器, 用于 NG6 和 NG10 直动式阀



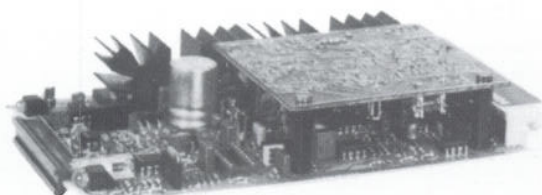
不带缓冲



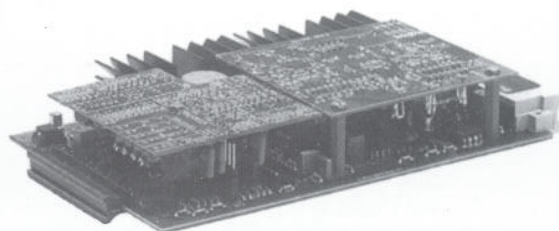
带缓冲



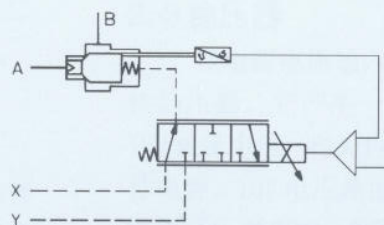
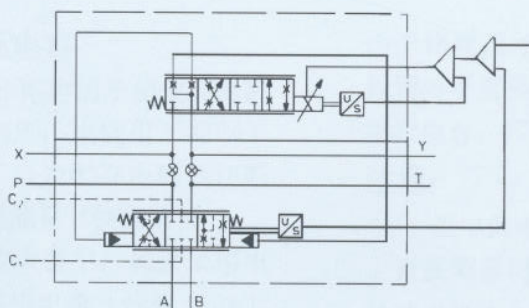
带位移控制放大器, 用于 NG10, 16, 25, 32 先导式阀



不带缓冲

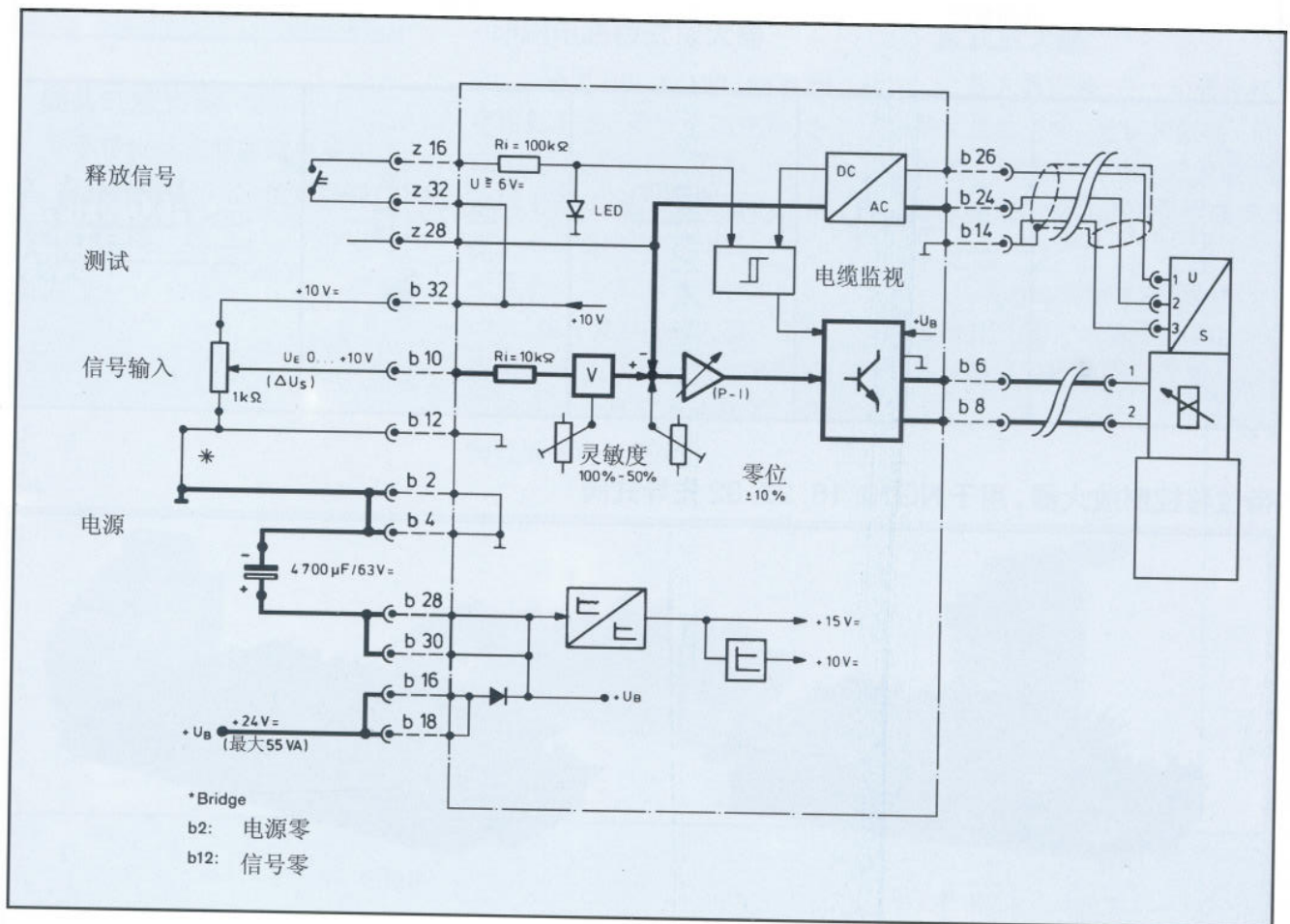


带缓冲



2. 基本功能

下面，用一个带有位移控制型比例电磁铁的比列阀放大器作为例子，来说明它的基本功能。放大器为印刷电路板式结构，可以从框图中看到实现其控制功能的方法。这个图也能用于接线目的。详细的电路图，在一般情况下是不会公开的。



2.1 供电电压

通常情况下，印刷电路板式放大器的电源为 24 V DC，对于插头式及盒式放大器用 12V 或 24 V DC。

放大器的电源电压是通过 b16 / b18 脚供给的，可用稳定的电池电压，在工业控制中也

可用经整流后的交流电压。电源电压输出端子为 b2 / b4。

电源电压允许范围，取决于电压的波动性。比例放大器的输入功率，取决于电磁铁的功率。

电源电流可用下式计算

$$P = U I$$

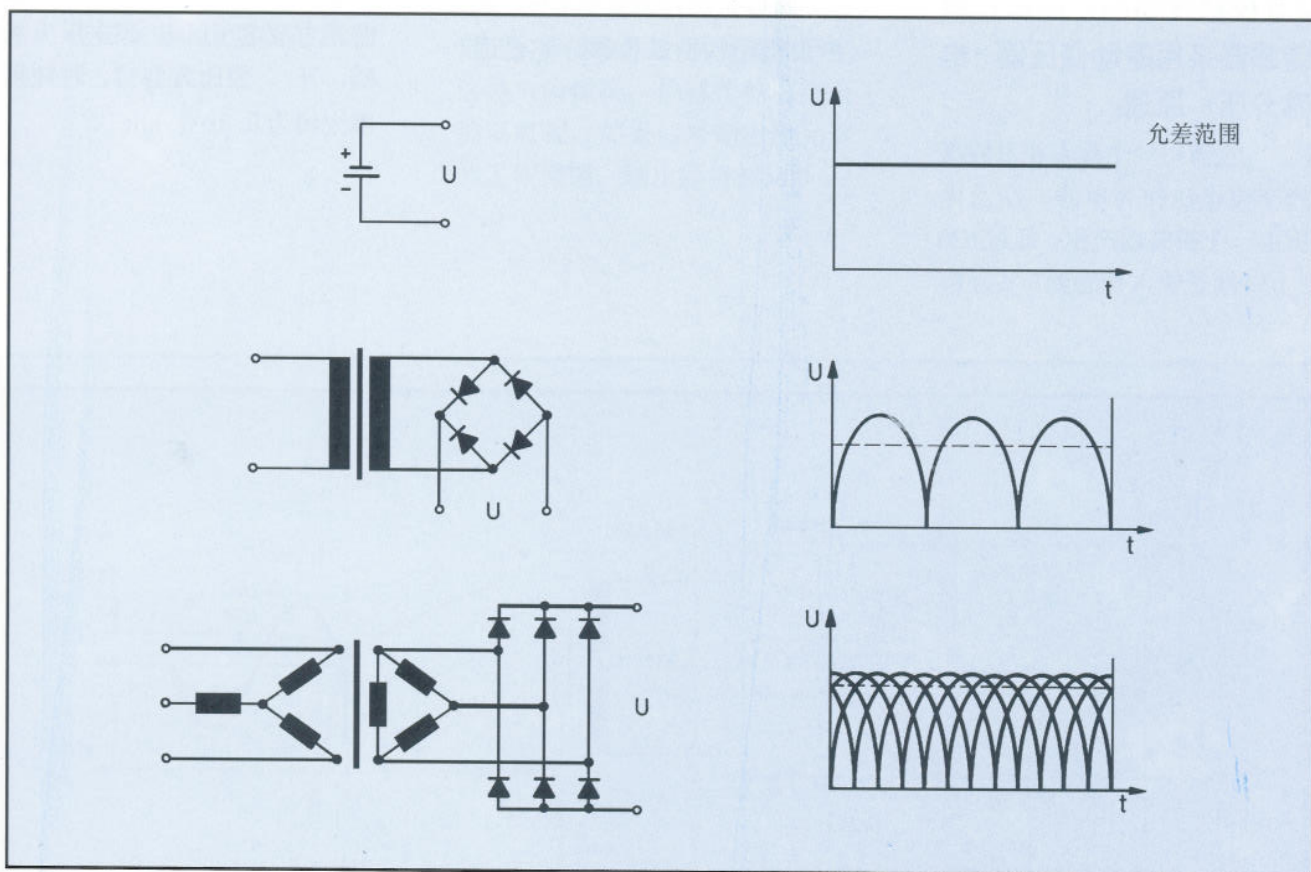
取 $U=24V$ ，

对于 $P=25W$ ， $I=$ 大约 1A

对于 $P=50W$ ， $I=$ 大约 2A

在实践中，注意应有大约

20% 的安全裕量。根据通过电流大小，来选择导线截面积。电源输入及输出用了二个接线端。为了防止电源极性接反时造成的损失，在电源端子 b16 / b18 后，直接接一个反向保护二极管。



2.2 稳压电容

稳压电容用于稳定经滤波的电源电压，也能用于抑制干扰脉冲，以及贮存电磁铁切断时的电磁能量（快速断开）。在有些放大器中，如果采用电池作为供电电源（残波 < 10%），不需要滤波电容，参见样本。

由于物理尺寸的原因，稳压二极管可不直接装在放大器上。

推荐电容：4700MF，63 V

注意：

当电源电压是在稳压电容上直接测量时，会测量到直流脉动尖峰值。

2.3 稳压器

在电源电压输入后，直接接稳压器。它产生一个稳定的 15V 直流电压，作为内部电子器件电源。10V 电压是由 15V 稳定电压降压而来的，并通过 b32 引脚引出，作为给定电位器的电源电压。

2.4 给定输入

输入信号 ($U_E=0\cdots 10V$) 通过 b10 端子输入。参考点是 b12 “控制零”，它必须与地相连。当比例放大器与供电电源相距较远 ($>1M$) 时，应单独设置信号零线，而不能直接连到放大器的 “电源零” 上。这是因为在 “电源零” 导线上的 $1\cdots 2A$ 的电流会产生电压降，从而提高了控制信号低电位的电平。

2.5 位移传感器，电源位移传感器采用差动变压器（电感分压）原理。

它需用一个频率相对较高的交流电压作为电源。交流电压由一个振荡器产生，通过 b26 / b14 端子输入传感器。实际信

号，即中心抽头的电压，为振荡电压的 50%，并随铁芯位移成比例地变化，变化值为 $\pm 10\%$ 。为了与给定值比较，位移信号通过 b24 端子返回放大器，经解调转变为直流电压信号。放大器与传感器之间，用一个三芯屏蔽电缆连接。采用一个 $100pF/m$ 的电容，最大电缆长度可达 60m。

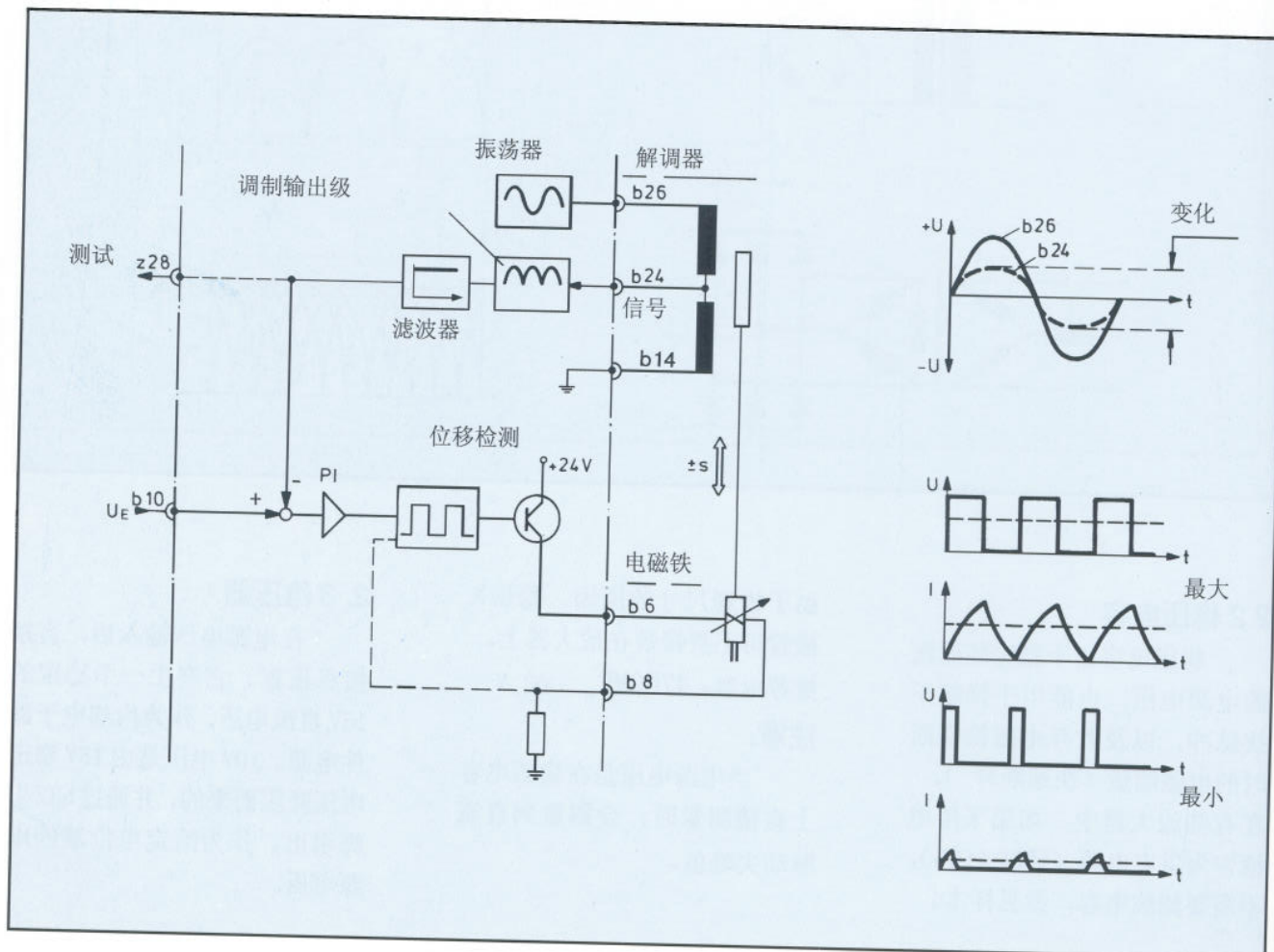
注意：

最好是通过测量点 Z28，来测量电磁铁衔铁位移，它是通

过整流的。

2.6 控制与输出级

设定值与实际值在控制器，即比例放大器的心脏，进行比较。系统的结果误差，通过一个 P 环节处理，以得到控制变量。控制变量的功率放大，是在输出级中完成的，然后传输给电磁铁。为了减小输出级的功率损失，输出电压为脉宽调制型。这可使印刷电路板的发热最小。输入电磁铁的能量随着开 / 关率变化，当电磁铁输入为 100% 时，方波电压以电源电压为基础，开 / 关比为 1: 1。时钟频率大约为 $0.3\cdots 1\text{ kHz}$ 。



在 b6 / b8 端子上测到的输出级的方波电压峰值，与 24V 电源电压基本相同。当开 / 关频率为最大值 1: 1 时，电磁铁平均电压为 U_{rms} = 大约 12V。这与 100% 工作时间的电磁铁额定电压一致。

电磁头有效电流，及由它产生的电磁力，随着电压变化。电磁铁线圈的感抗，使电流相对电压产生变形。

注意:

电磁铁电压及电流的测量都要用示波器来进行。

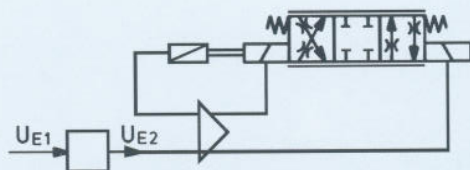
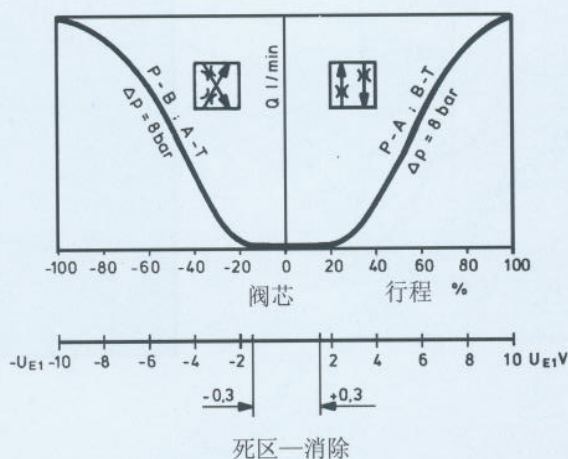
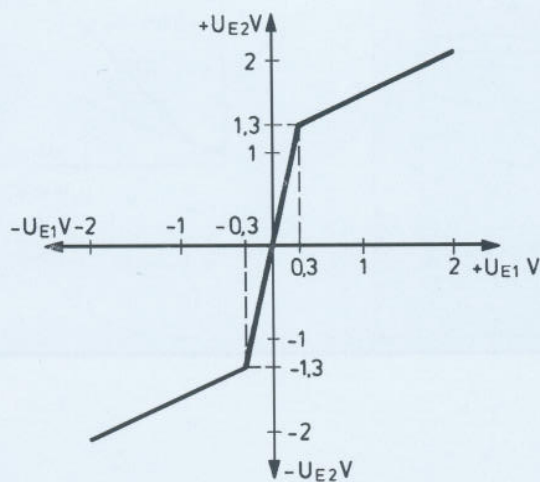
2.7 切断信号和电缆断路监视

仅简单地切断电流，是不能保证可靠的紧急停止的。这是因为电容中还贮存有能量，它能使系统继续动作一段时间。因为这个原因，一个 36V 的信号通过一个特殊端子 (Z16) 输入，去直接切断输出级，并提供了一个 LED 显示来监视输出级的切断。

在带位移闭环控制的比例阀中，如果传输电缆断路，那么控制器将给输出级输出最大信号（设定 / 实际值偏差）。为了避免产生这种危险情况，位移传输电缆应加以监视。如果信号超出所允许的工作范围，输出级将被切断。

2.8 比例方向阀的死区补偿

在比例方向阀中位，有 $\pm 20\%$ 阀芯位移（总量）的正遮盖量。大多数情况下，这种“死区”影响，是通过所谓的死区补偿电路来减小到最低程度，而它原始位置的密封性又得以保证。0~0.3 V 的小幅值给定信号，将被放大为大约 0~1.3 V，这意味着即使一个很小的给定信号，也能使阀芯移动到阀口即将开启的位置。补偿区的大小与滑阀的正遮盖范围相匹配。



3 调整

由于制造公差的原因，就要使阀与放大器彼此协调一致，即进行调整。为了保证单个元件的可互换性，当一个阀或放大器投入使用或更换时，通过调节放大器上的电位器来完成这种调整。

一边改变设定值，一边观测液压输出信号，即压力或流量，被证明是一种最实用的调整方法。

流量也可通过测量负载的速度来得到。调整电位器位于印刷电路板的尾部，在插头式和盒式放大器中，要打开盖板才能调整。参考下列几点来进行详细的调整：

零点：

调节调零电位器，特性曲线平行移动，应使特性曲线尽可能通过原点。

比例压力阀

零点：

由于压力阀特性曲线起始段平坦，比例压力阀压力不可能减小到 $P=0$ 。因此，规定设定电压为 $2V$ 时，输出压力 $P=10\%P_{max}$ 。

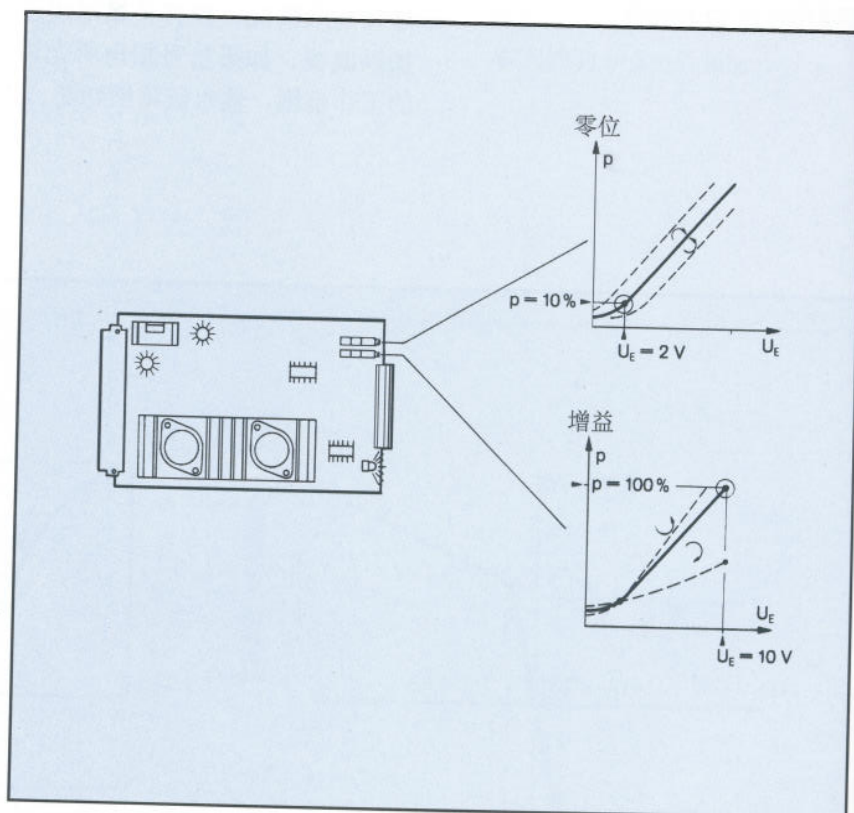
灵敏度：

当给定信号为 $10V$ 时，输出压力达到最大压力值。

增益：

在零点调整好后，调节增益电位器，特性曲线的斜率变化，当给定信号为 $10V$ 时，液压输出信号达到最大值。

应注意以下几点：



比例节流阀

零点:

给定信号为 0V 时, 负载必须不动或将要开始运动。一旦释放信号去除, 滑阀越过死区, 阀口完全关闭 (安全因素)。

增益:

给定信号为 10V 时, 阀口完全打开, 这一点最好用负载速度来确认。

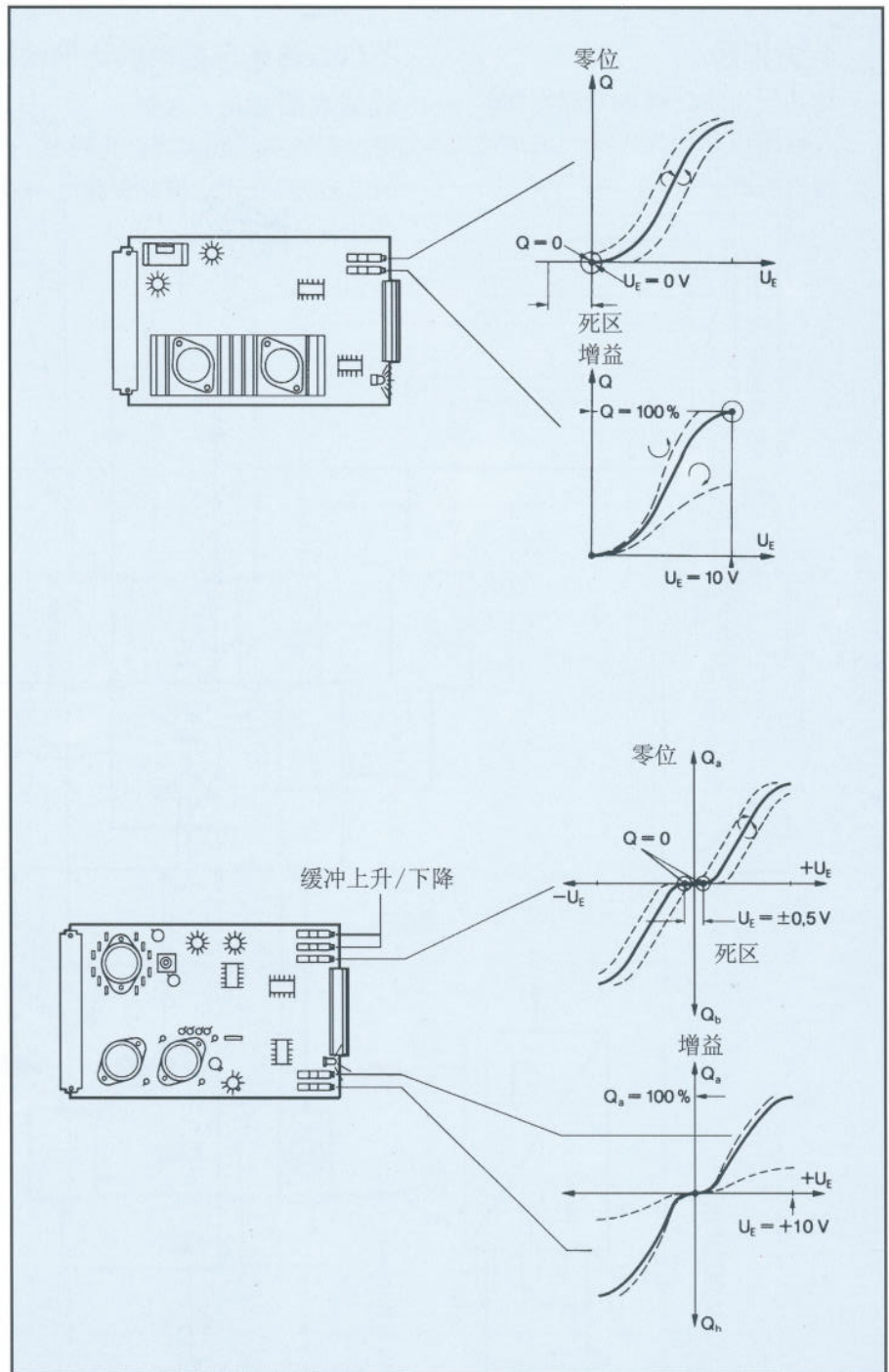
比例方向阀:

零点:

调节调零电位器, 使曲线轴对称, 即死区被二个控制区域平分。在二个运动方向上加大给定值, 同时观测负载开始运动的点, 是一种最实用的方法。

增益:

在二个不同象限分别调节增益, 给定信号取为 $+10\text{V}$ 和 -10V , 方向阀芯行程应设定在 25% 至 110% 范围内。例如, 这可以用来补偿非对称液压缸的不对称性。

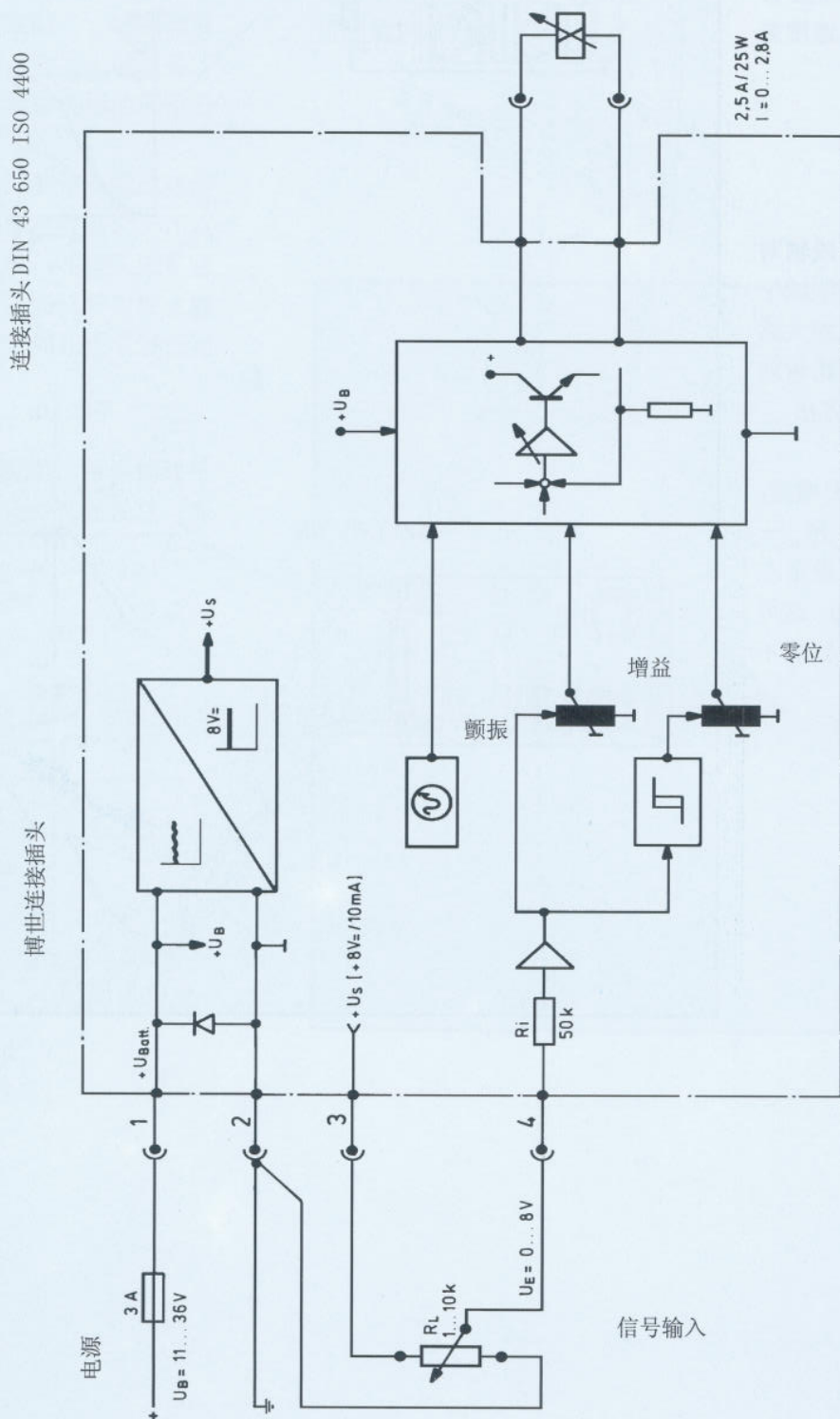


4 方框图

这儿给出了一些典型放大器的方框图，它们代表了一大批比例放大器。

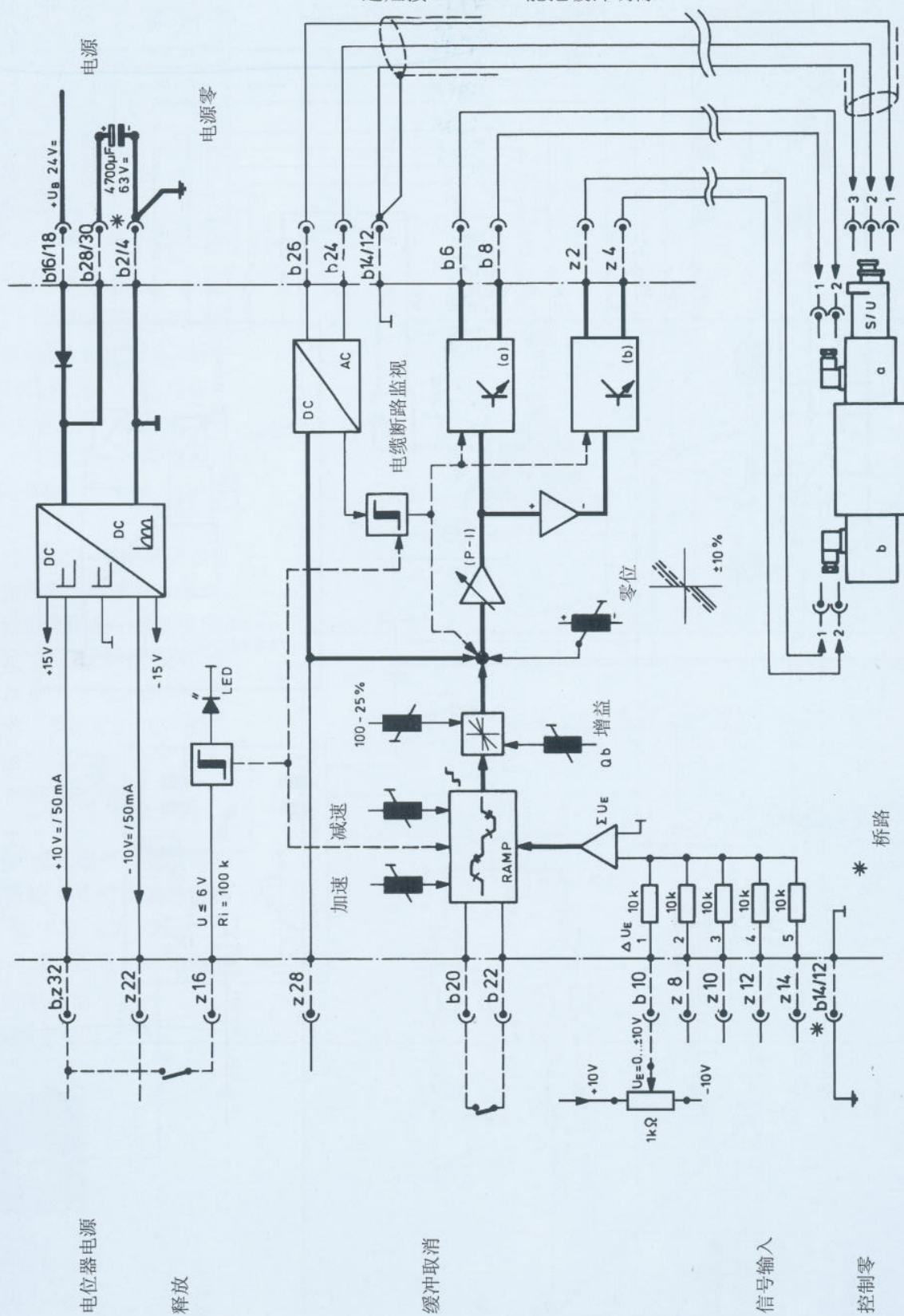
不带位移闭环控制的比例阀插头式放大器

用二个插头式放大器，来控制一个比例方向阀。在设定值发生器上，使用一个开关来产生左 / 右分离。



双通道带缓冲放大器，用于带 位移闭环控制的比例方向阀

放大器提供了多个给定信号输入
相加点 b10, z8, z10, z12, z14。通
过短接 b20+b22 能把缓冲切除。



设定选择

1 设定电位器

对于单向控制比例阀，设定值是 $0 \cdots +10\text{V}$ 电压信号。对于双向控制比例阀，它是双极性信号 $U_E = 0 \cdots \pm 10\text{V}$ 。最简单的方法，是通过一个电位器分压，再加入到输入信号端（b10端子）。

电位器是一个带可变分压抽头的电阻器。根据分压原理，若在电位器两端加上 10V 电压，那么 0 至 10V 之间的任何值，都能从分压抽头得到。必须给电位器提供一个稳定的 10V 电压。它通常来自放大器，如有必要，也可用外加的电压源。

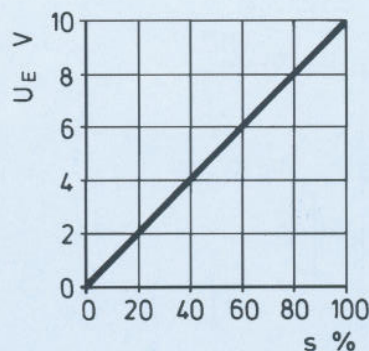
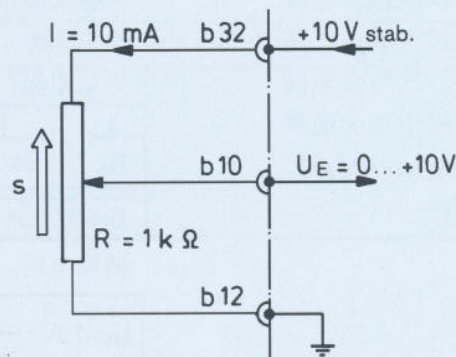
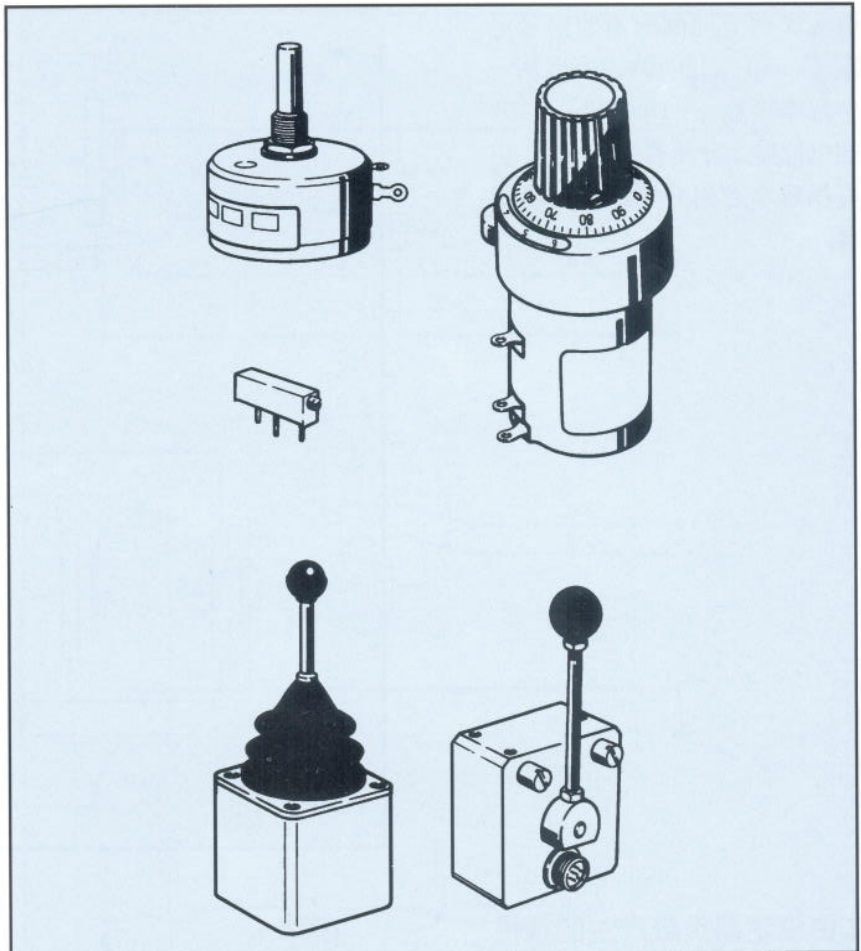
电位器的阻值，一定要与设定信号输入端的内部阻抗相匹配，通常取为内部阻抗的 10% 。如内部阻抗为 10K ，电位器推荐阻值为 1K 。

根据牛顿定律：

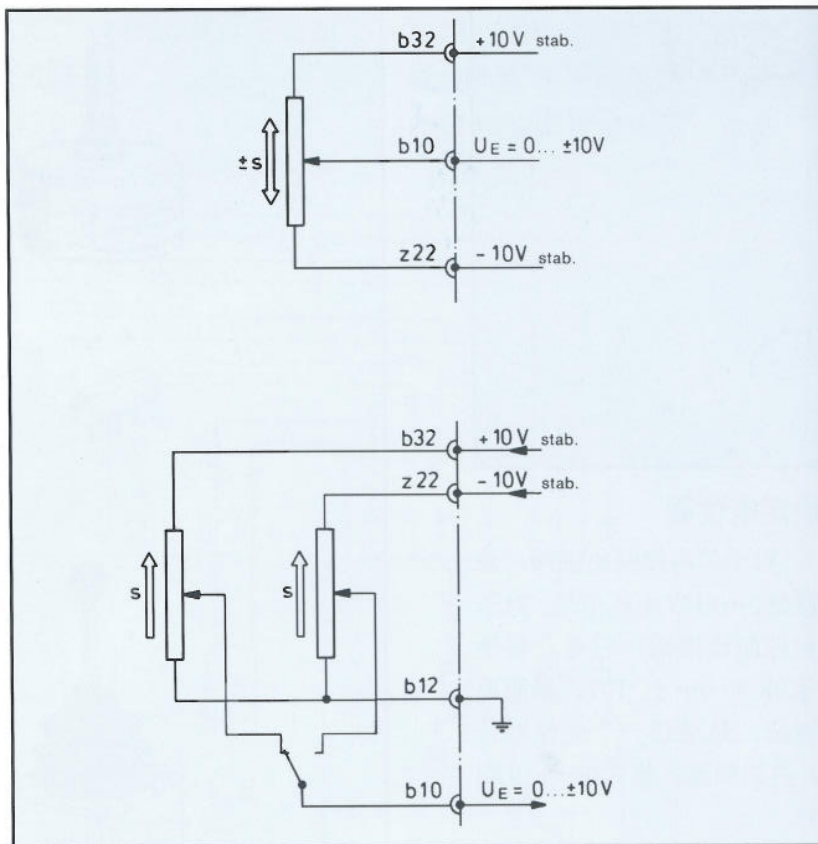
$$I = \frac{U}{R}$$

取 $U=10\text{V}$ 和 $R=1\text{K}\Omega$ ，产生一个电流为 $I=10\text{mA}$ 。

根据放大器的型号不同， 10V 稳压器的负载能力为 $10 \cdots 60\text{mA}$ 。



电液比例方向阀所需的信号电压 $U_E = 0 \dots \pm 10V$ ，可以从一个两端接着 $-10V$ 和 $+10V$ 的电位器上分压得到。当然，也可以每个方向分别用一个电位器。



2. 由设定器负载产生的线性误差

如果与放大器内部阻抗并联安装的电位器电阻过大的话，将引起分压的变形，这种误差随着设定电位器的阻值增大而增大，并且当分压抽头在中位时，这种影响达到最大。

例子

内部阻抗 $R_i = 10\text{ k}\Omega$
 电位器阻值 $R_A = 10\text{ k}\Omega$
 给定 50%
 当量电阻

$$\frac{1}{R_E} = \frac{1}{5\text{ k}\Omega} + \frac{1}{10\text{ k}\Omega} =$$

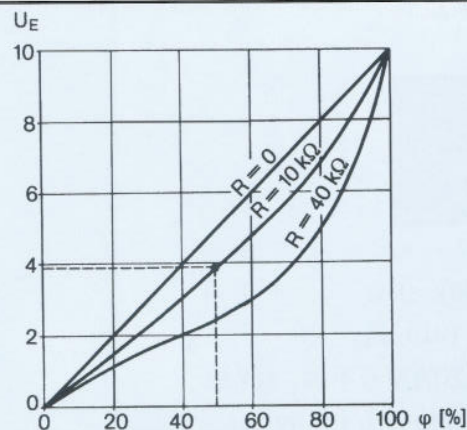
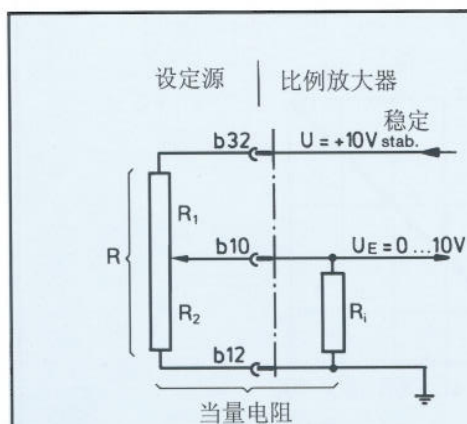
$$R_E = 3.333\text{ k}\Omega$$

抽头电压

$$U_E = 10V \cdot \frac{3.333}{5 + 3.333} = 3.99V$$

当抽头在 50% 时，电刷上的电压是 3.99V 而非 5V，产生了大约 20% 的误差。

当给定是电位器的内部阻抗为 $10\text{ k}\Omega$ 时，产生的误差仅大约 2.5%。主动电压源的给定信号（如 DA 转换器 / 阻抗变换器）的内部阻抗非常低，这在很大程度上能避免线性误差。



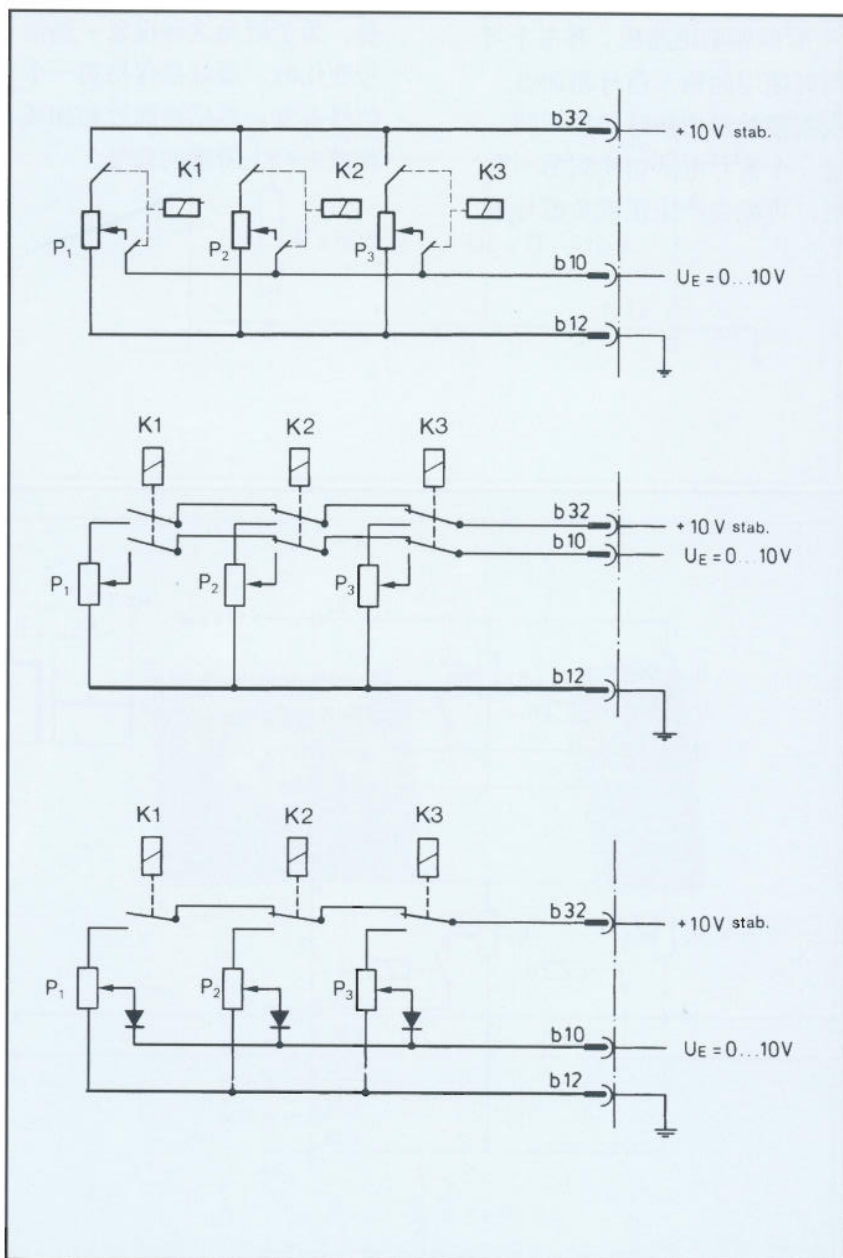
3. 多个设定电位器的选择

应用继电器或可编程控制器 (PLC)，能对一组可调节的给定电位器进行逐个选择。当然单个电位器之间的切换是突然的，右边给出一些推荐的电路：

— 在切换电位器时，推荐应同时将供电电源切换掉。在这里，只有一只继电器通电，否则的话，二个并联的电阻将使印刷电路板上的 10V 电源过载。最不利情况，即当 $P_1 = 100\%$ ，而 $P_2 = 0\%$ 时，此时将产生短路。

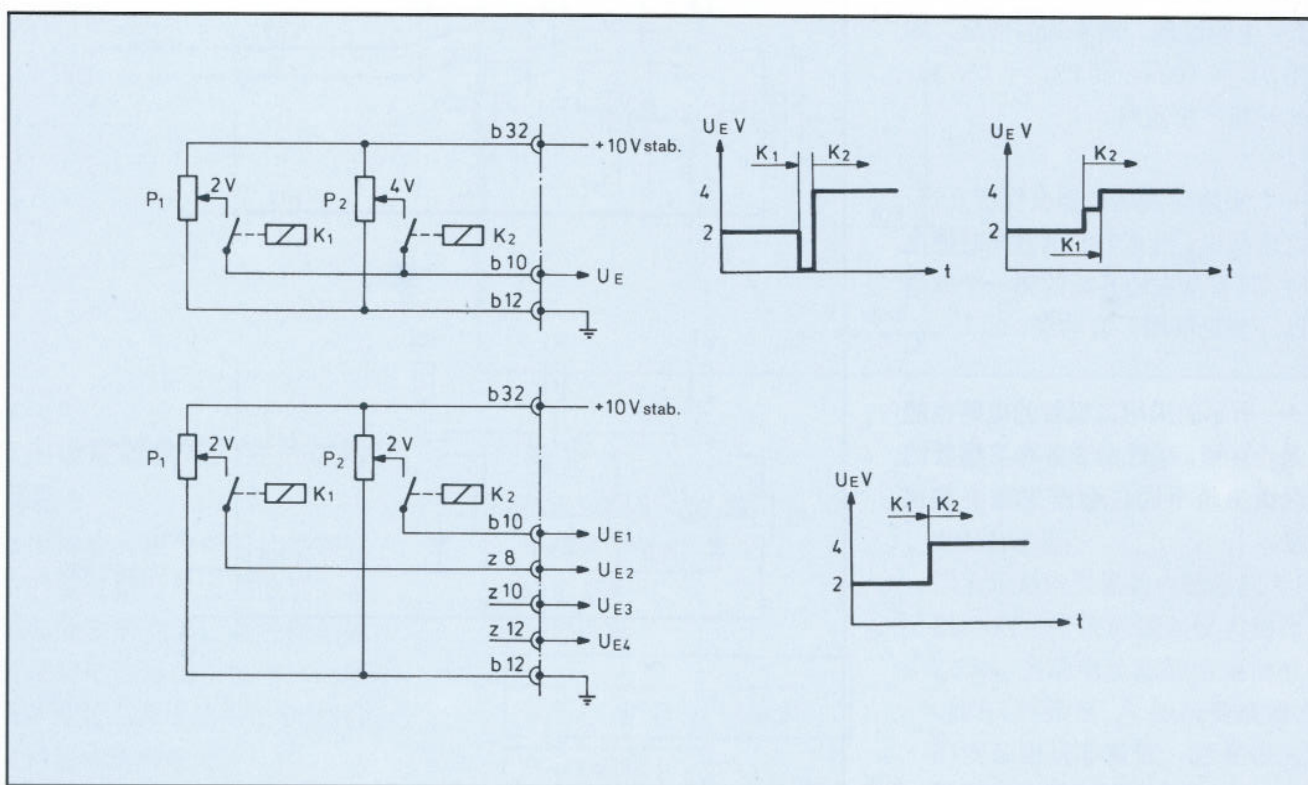
— 采用切换继电器来保证互锁。这就是说，当几个继电器同时通电时，只有从右边开始的第一个继电器（参见框图）有响应。

— 所示的采用二极管的电路也能保证互锁，尽管由于各个二极管的门槛电压不同，会产生微小的误差。



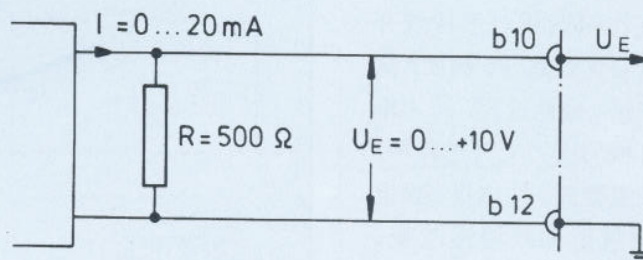
有些印刷电路板，有多个可同时使用的输入信号相加点。根据接触器切换时间的不同，当一个信号电压切换到另一个时，可能会产生正或负信号重

叠。为了避免这种现象，当信号变化时，最好是保持第一个信号不变，然后再通过相加或相减去产生所需的信号。



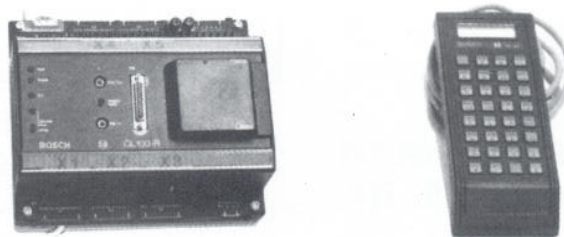
4. 信号电流 $I = 0 \dots 20 \text{ mA}$

一种常见的信号形式是 $I_E = 0 \dots 20 \text{ mA}$ 电流信号。对于比例放大器来讲，它必须转换为相应的电压 $U_E = 0 \dots 10 \text{ V}$ 。这种转换在分流器产生，它按欧姆定律工作。



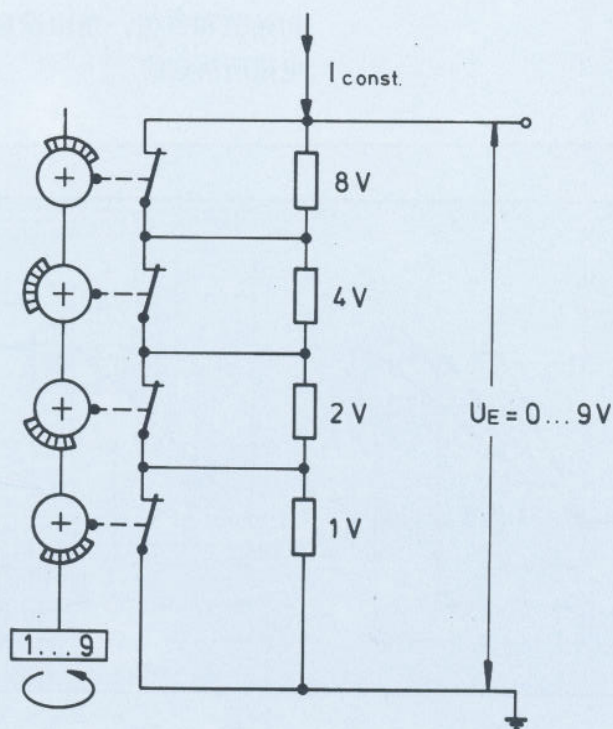
5. 来自随机存取式可编程控制器 (PLC) 或微机的模拟电压

在比较高档的可编程控制器中，不仅是单个动作顺序能控制，它也能产生模拟电压信号。这些信号能直接进入比例放大器，而不必再通过一个电位器来“拐个弯”。采用一个 DA 转换器，基于微处理器的特定机械的控制器，也能给比例放大器提供电压信号。



6. 拨码开关

与电位器相比，它们能确保更精密的调节及更好的重复性。按照 BCD 码，将几部分电压组合起来，并通过 DA 转换器转换为一个 $0 \dots \pm 10 \text{ V}$ 的模拟信号。

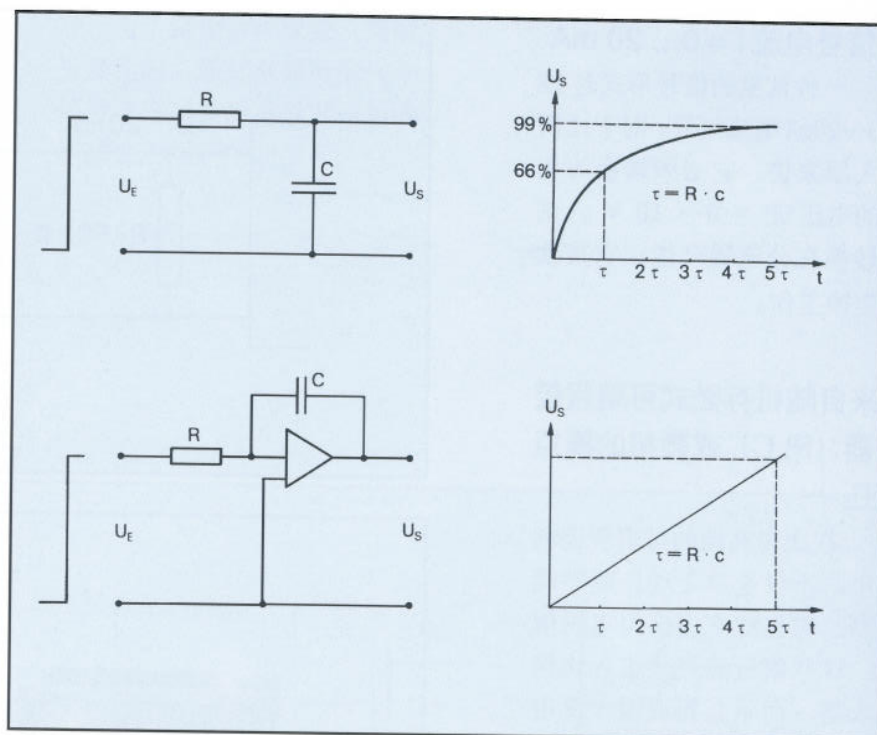


7. 缓冲器

能够对切换函数进行精确控制，是比例阀相对于传统开关阀的重要优点之一。例如，这一点在加速、减速过程，压力机和塑料机械的压力上升过程中，都是至关重要的。在这里，设定电压按斜坡形曲线慢慢改变，而不是突然改变。用来产生作为时间函数的设定电压的电子函数组，称为“缓冲器”。

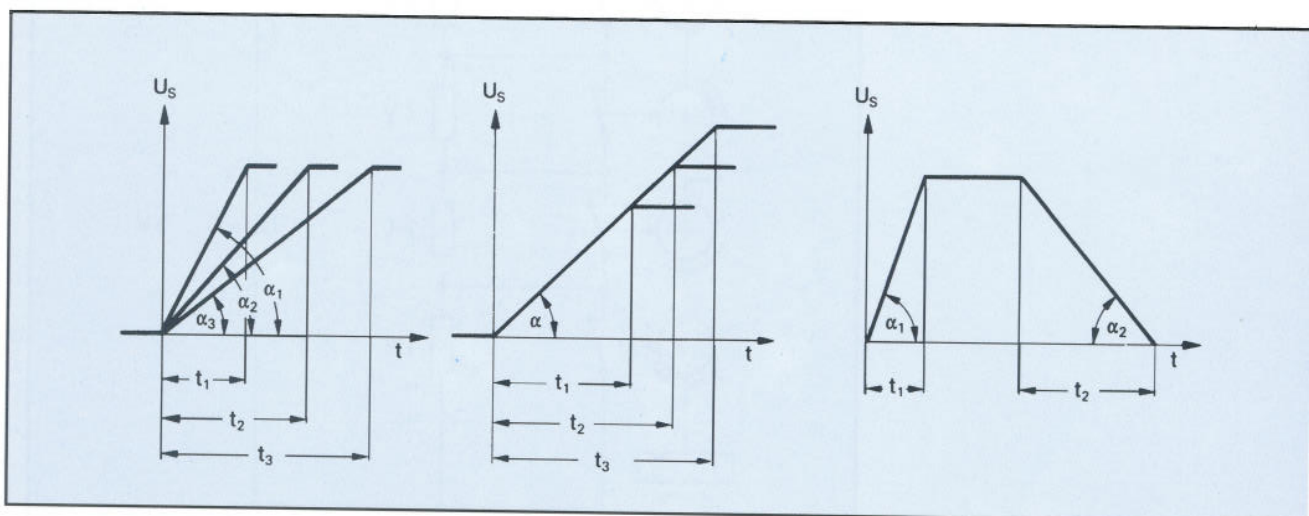
缓冲器是建立在对电容充电，电压缓慢上升这一原理上的。电容的电荷变化率及与它相应的缓冲斜率，可通过一个可调电阻来改变。

在一个简单的RC网络中的电压，根据指数函数变化，缓冲器等同一充电电流恒定的线性积分器。



缓冲时间取决于缓冲斜率，及初始值与终值之间的差值。在这里，调节的是倾角，而不是缓冲时间本身。当用比例节流阀时，这对应于负载的加速、减速。尽管在通常情况下，上升及下降斜率可分开调整，但也可以是一致的。

初始值和终值，是由设定值的电位所决定的。

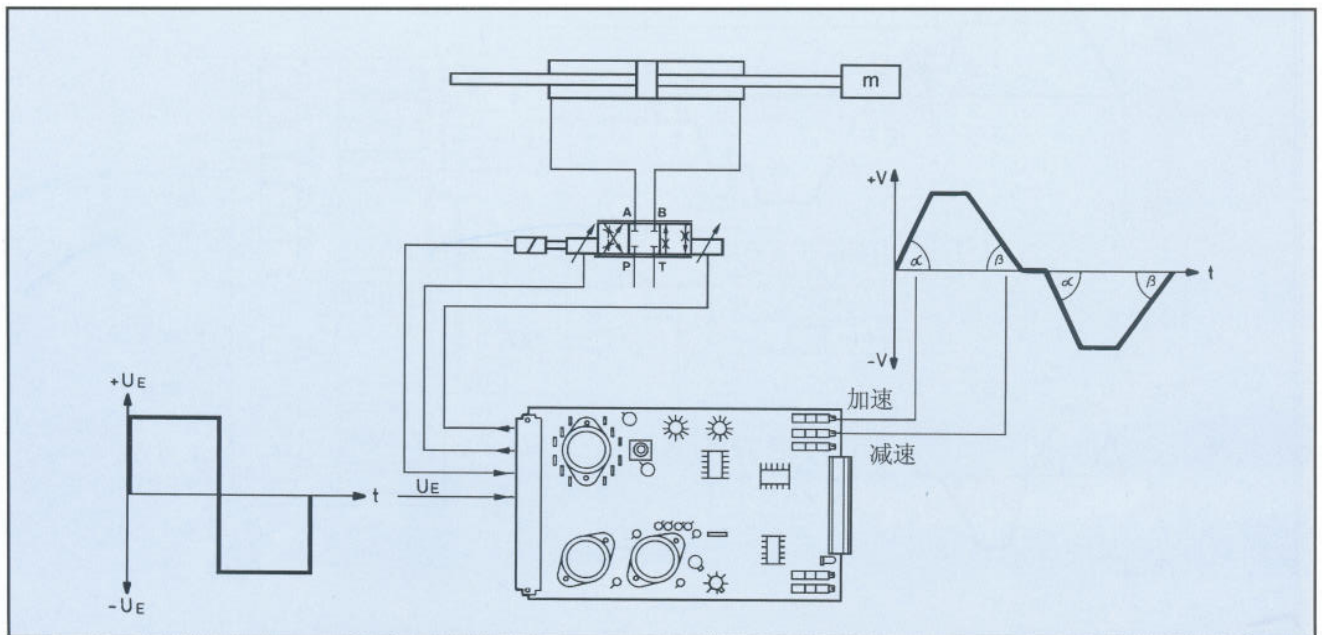
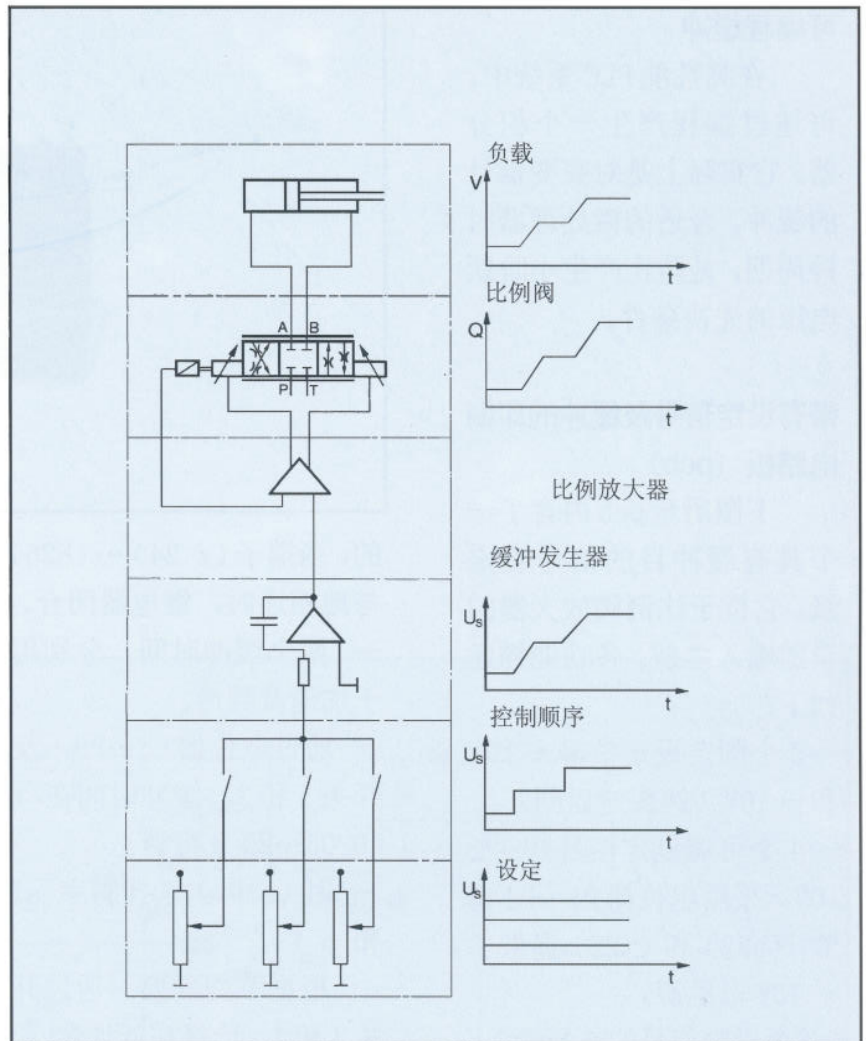


缓冲器位于比例放大器设定输入中。它或者集成在比例放大器印刷板上,或者(作为一个单独的电子器件)包含在设定输入中。

根据不同的型号规格,缓冲器用一个电位器来调节,电位器在电路板上或者是单独的。

缓冲器象限识别

当带有缓冲功能的比例方向阀通过它们的零位时,尽管阀芯运动方向保持不变,但液压缸活塞运动方向却改变了。一个方向的减速,变成了另一个方向的加速。这意味着,为了保持两个运动方向上的加速度一致,当比例阀切换时,也应将缓冲器从一个象限切换到另一个象限。在带象限识别功能的缓冲器,这个过程是自动完成的。



可编程缓冲

在高性能 PLC 系统中，可通过编程产生一个积分器。它实际上是对突变信号的缓冲。合适的微处理器时钟周期，是防止产生小阶跃电压的先决条件。

带有设定信号及缓冲的印刷电路板 (pcb)

下图所示 pcb 内含了一个具有缓冲目的信号设定级。它位于比例阀放大器的设定输入之前。各功能描述如下：

-- 2 个固定设定信号 +10V 和 -10V (例快速返回)

-- 4 个可调设定信号 0...±10V，采用电位器 P1...P4 调节，(b32) 和 (z22) 提供了 +10V 电压源。

-- 6 个设定信号的选择输入，它是通过电子继电器实现的，

的，当端子 (z 24) ... (b26) 与地相连时，继电器闭合。

-- 两个缓冲时间，分别用于加速及减速。

-- 通过电位器 P5...P8，及开关 1 和 2，缓冲时间在 $t = 0.05 \dots 20$ s 可调。

-- 用 (b30) 选择斜率 α_1 和 β_1 。

-- 根据不同需要，通过开关 3 和 4，选择在低速 P2 和 P3 到停止时是否加缓冲。

-- 缓冲，带有象限识别。

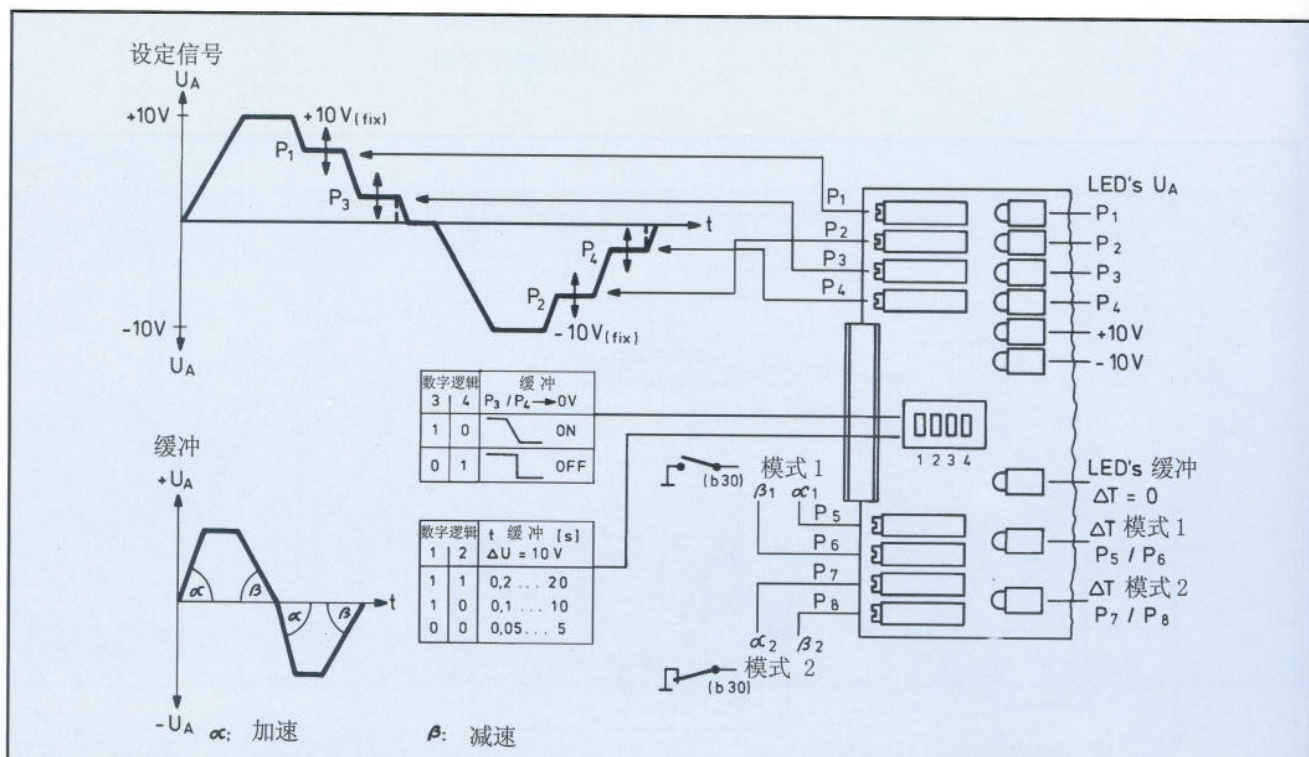
-- (b28) 与地连接时，缓冲切除。

-- 外加设定信号的附加输入器 (b10) 或位于旁路上的差动输入 (z16 / z14)

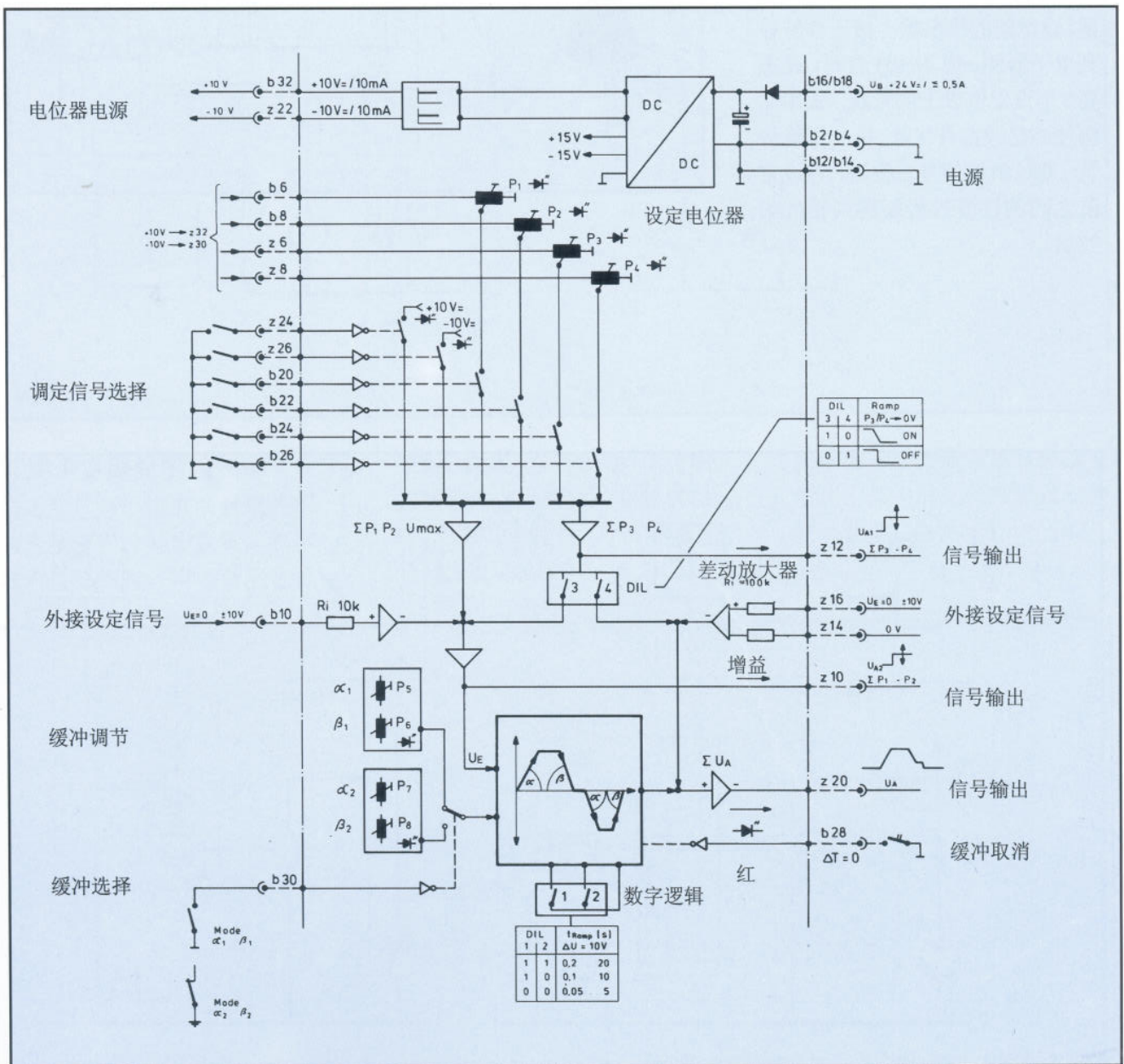
-- 主输出端 (z20)

-- 位于缓冲器之前附加输出端 (z10) 和 (z12)

-- 用 LED 显示设定信号的选择输入和缓冲模式



带端子标识的方框图:



应用

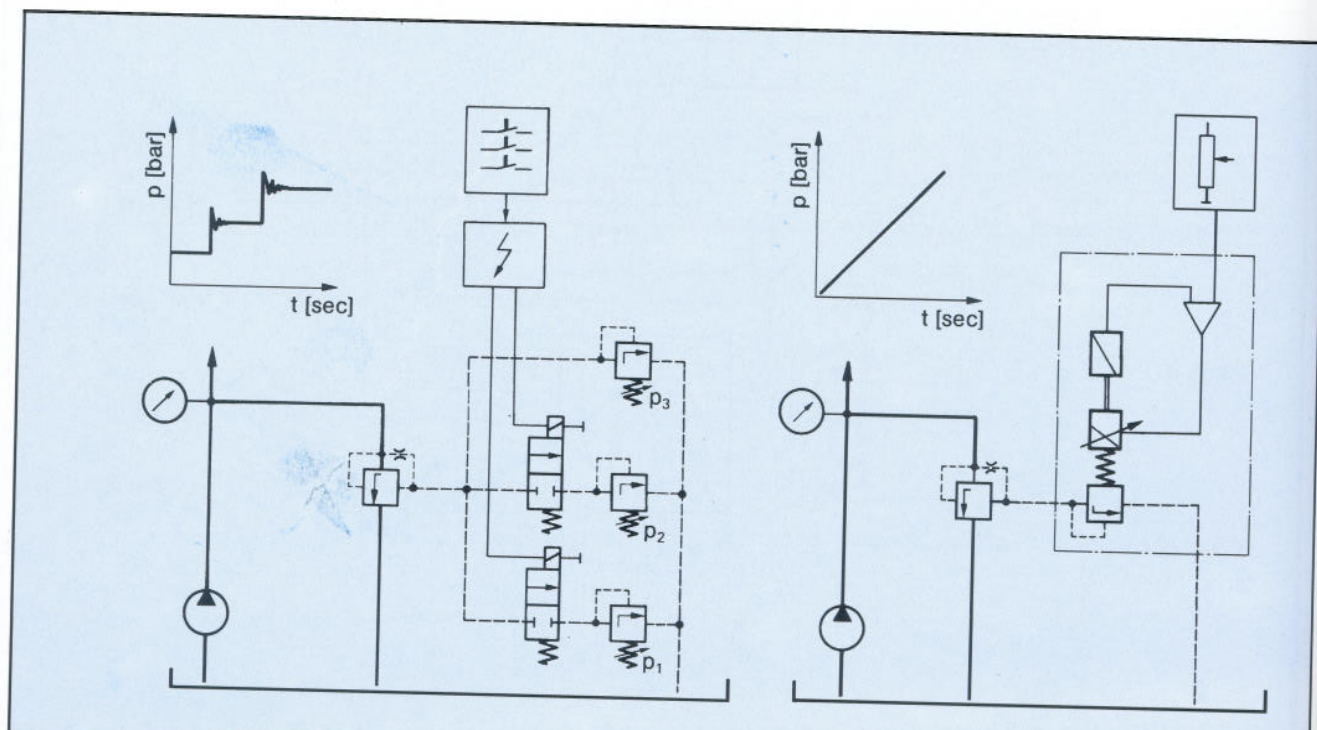
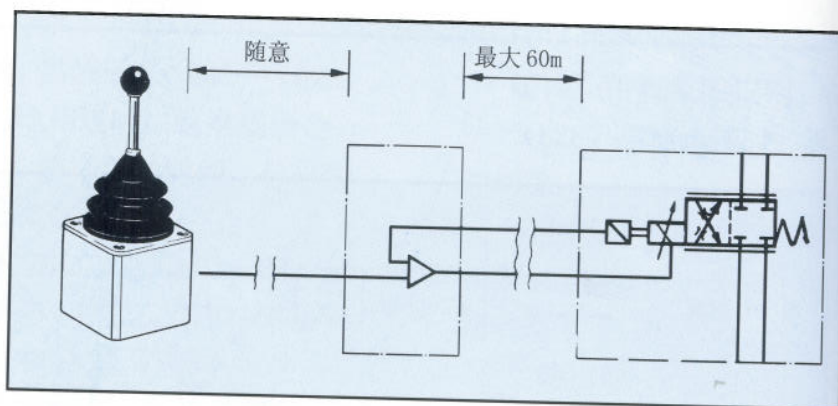
1. 比例阀用于远程控制

各种不同的比例阀，可分别作为远程无级电调压力阀、节流阀和方向阀使用。其中，比例放大器到阀的距离，限制在大约

60 米(实际值电缆)；而比例放大器到设定值给出器件之间的距离，则是随意的。通常，以手柄式电位器作为设定值给出器件。

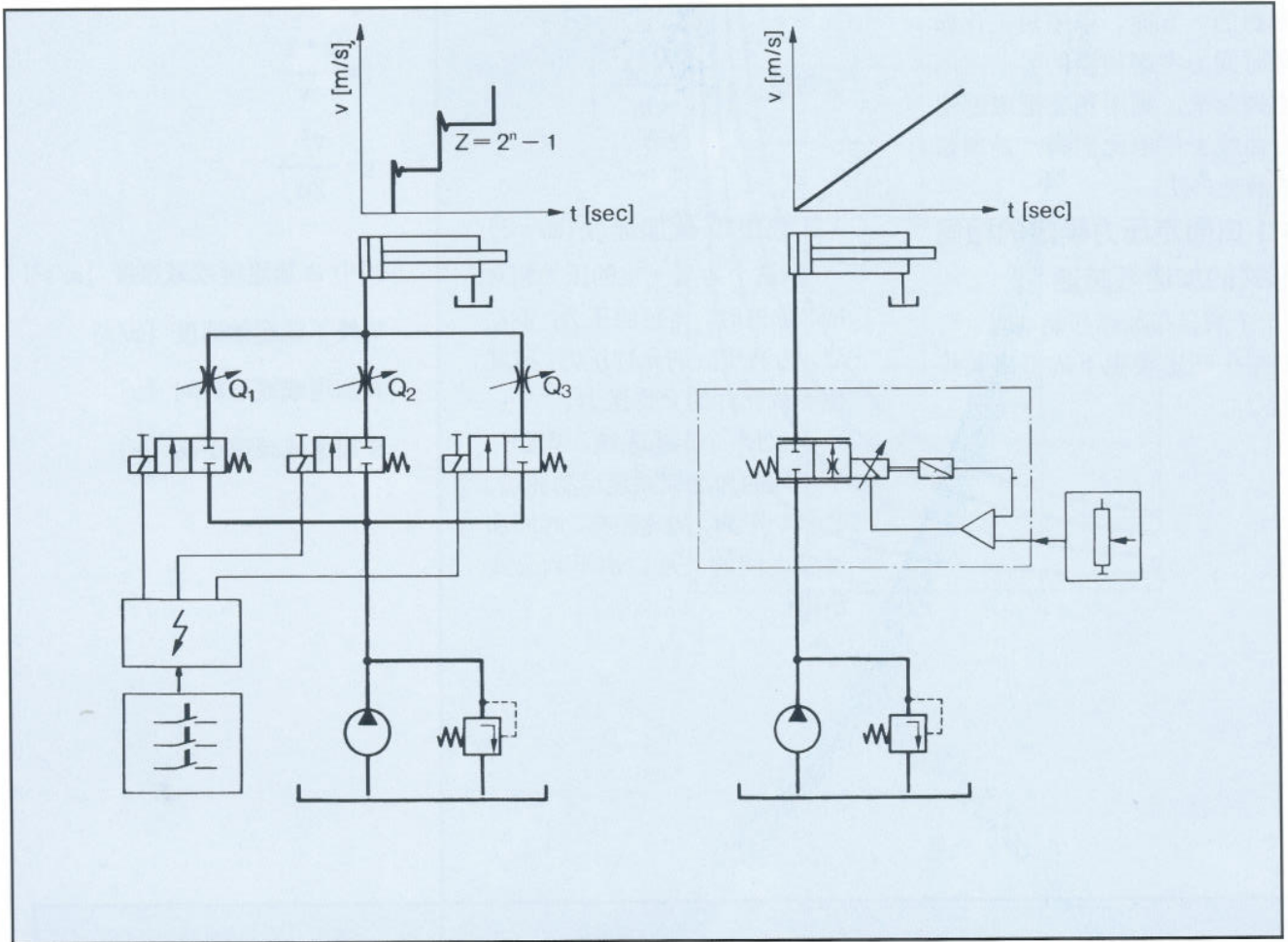
2. 一个比例阀取代多个手调阀

由多个手调压力阀或节流阀，通过电磁阀切换，得到各种设定值的功能，可用一个比例阀来实现。此地，设定值的给出器由液压件转移到电子器件。成本比较表明，在需要3个设定值以上的系统，采用比例技术已经占有优势。再一个优势是，通过斜坡信号发生器，各设定值之间的过渡过程能得到较好的控制。



由比例阀电信号有目的选定的液压参数，可以根据生产设备的需要，很快地重新调整，同时

具有很好的重复性。比例方向阀，将速度控制与方向控制集于一身，还减低了设备费用。

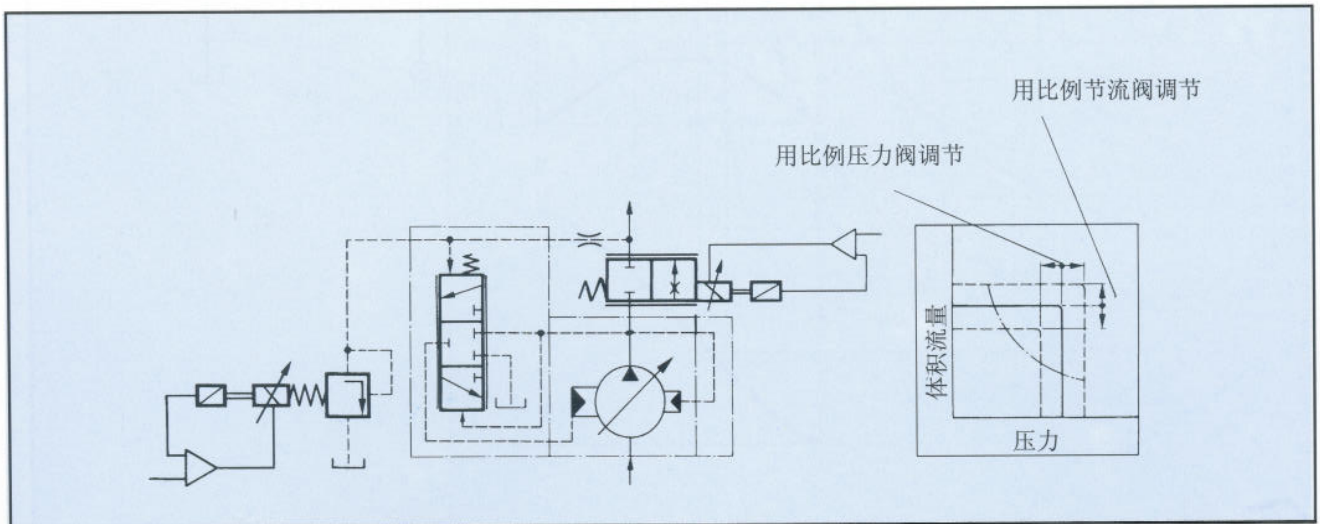


3. 用于变量泵的控制

恒压变量泵、恒流变量泵或压力流量复合控制变量泵，都可以通过比例阀，用电信号进行

控制。由此，泵可运行于P/Q图的任意点上。各种控制特性曲线，例如功率特性，可以用电信号预先设定。

图示为一压力流量复合控制变量泵，其中的比例阀通过一控制块直接贴在泵体上。



4. 质量的加速与制动控制

对比例方向阀而言，这是一个重要的工作领域。如果要以加速力和压力峰值为考虑问题的一方面，以缩短工作循环时间为考虑问题的另一方面协调起来，则用预先形成的信号曲线去控制比例阀，是理想的解决办法。

4.1 由固定压力确定的相同形式的加速与减速

一个质量在加速与制动时，可根据牛顿定理由下式得出其作用力

$$F = m \cdot a$$

F 加速力或制动力 [N]

$$m \text{ 质量 [kg]} \cong \left[\frac{N \cdot s^2}{m} \right]$$

a 加速度或减加速度 [m/s²]

这个力与一定的压力相对应。加速时，为泵的压力；制动时，为液压缸的允许压力，或其他受载元件的允许压力。

对一个定压系统，得到一个相同的加速或减速运动曲线。其制动距离、加速距离、时间和速度之间的关系，由下列公式给出：

$$a = \frac{v}{t}$$

$$s = \frac{1}{2} v \cdot t$$

$$t = \frac{2 \cdot s}{v}$$

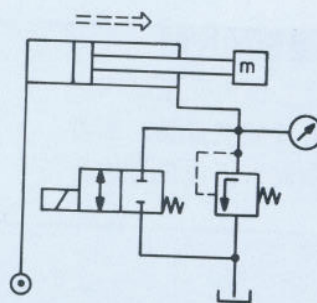
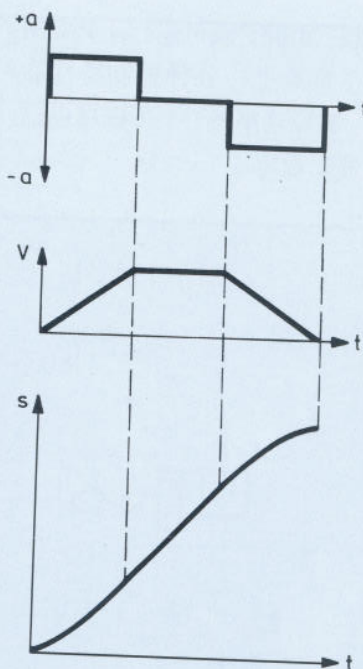
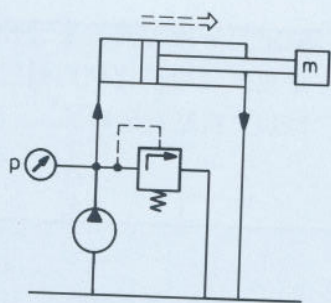
$$s = \frac{v^2}{2a}$$

式中 a 加速度或减速度 [m/s²]

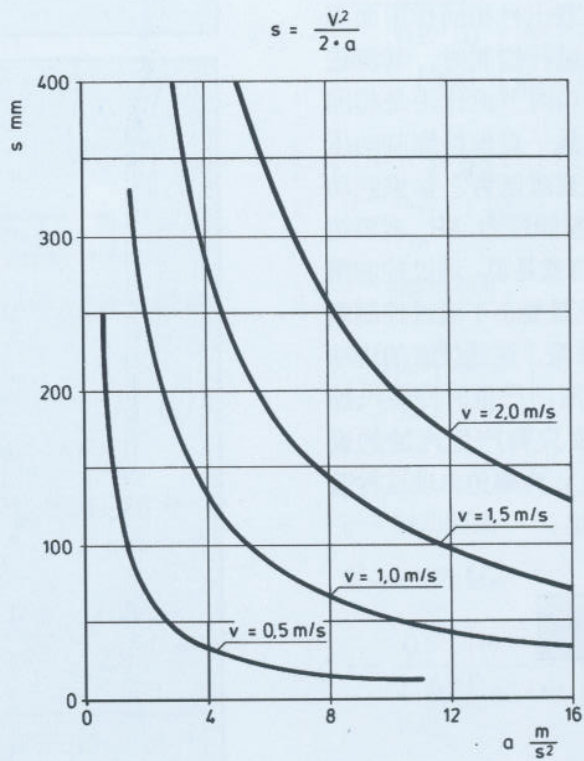
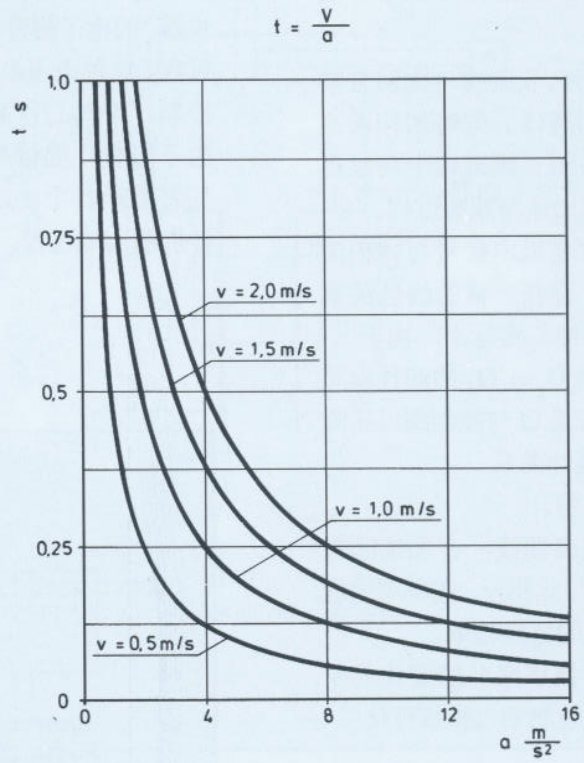
v 终了或起始速度 [m/s]

t 加速或减速时间 [s]

s 加速或减速距离 [m]



籍助典型液压缸速度和加速度基础图线(诺莫图), 可以估算时间和位移。



4.2 用斜坡信号发生器控制的加速与制动(与时间相关)

如果使比例节流阀与比例方向阀的控制阀口, 与时间相关地打开与关闭, 则理论上可以得到相同的加速与减速过程。

然而, 这是以电信号与体积流量之间, 存在严格的线性关系为前提条件。实际上, 由于

- 阀特性 $U_e=f(Q)$ 的线性误差
- 体积流量 Q 与控制阀口压降 ΔP 的非线性关系

而出现误差。

实际的速度曲线, 在加速区为软特性; 与此相反, 在制动过程以比较硬的特性结束。

压力补偿器用来补偿变化的制动力, 并使制动过程线性化。

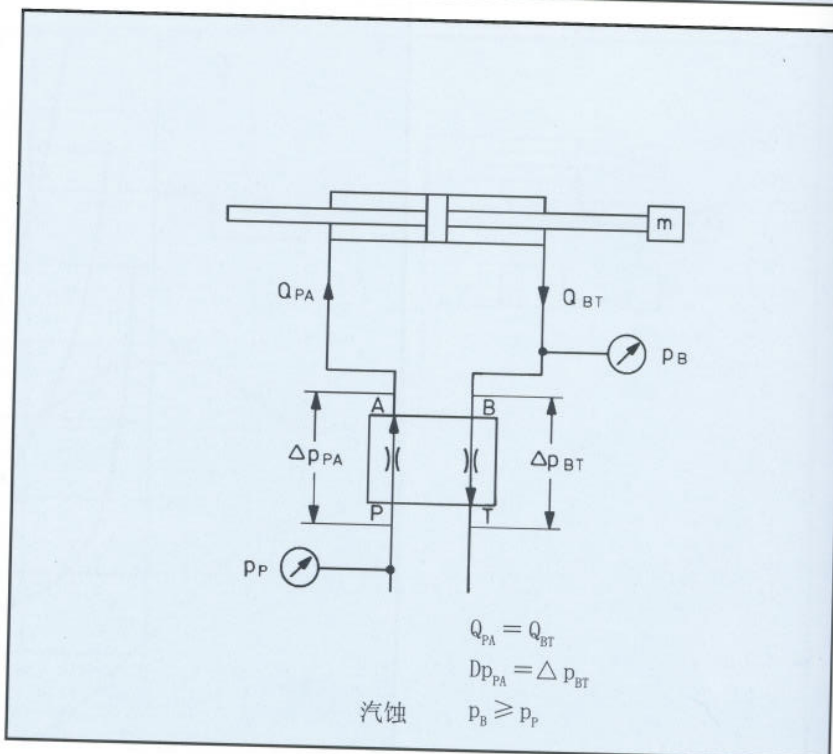
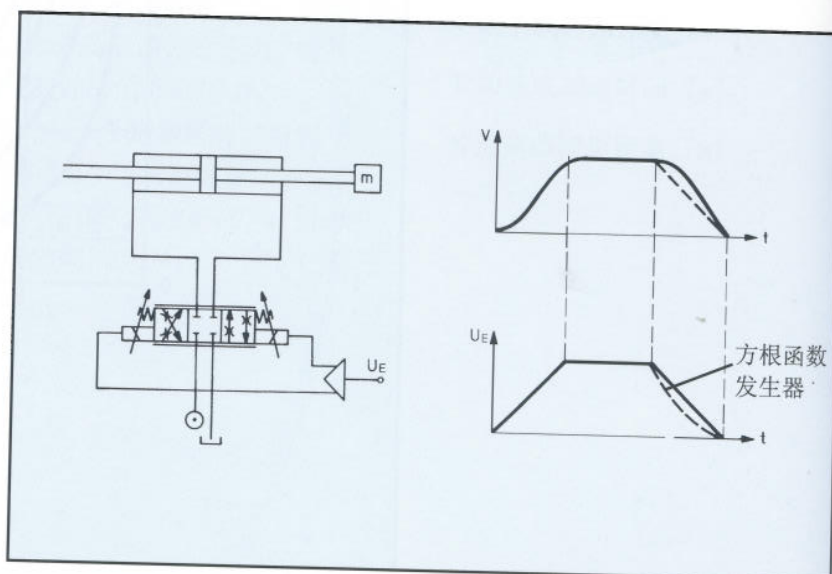
4.4 制动过程的拉负载

当采用对称控制阀口的比例方向阀, 对双出杆相同作用面积的液压缸进行控制时, 其流进与流出阀口时节流作用是相同的。拉负载一直保持到制动压力不超过泵源压力。如果制动压力大于泵源压力, ΔP_{BT} 就要超过 ΔP_{PA} , 这就是说, 通过控制阀口 PA 的流量要小于通过控制阀口 BT 的流量。这就使缸的进油侧产生负压, 严重时产生汽蚀(此地原文只有产生汽蚀的说法——译注)。为避免出现这种情况, 应满足:

$$\Delta P_{PA} \leq \Delta P_{BT}$$

4.3 应用“方根函数发生器”

可以用一种称为“方根函数发生器”的电子附件, 来优化制动过程。这种电子函数发生器, 能控制一个与二次幂函数相对应的不断变化的信号。将它附加到斜坡函数上去, 就形成具软特性的制动过程。



当采用对称控制阀口的比例方向阀, 对单出杆作用面积不同的液压缸进行控制, 在制动过程中, 前面提到的汽蚀问题就会发生。对于面积比为 φ 的液压缸, 流经控制阀口 PA 的体积流量, 大于流经控制阀口 BT 的

$$Q_{PA} = \varphi \cdot Q_{BT}$$

根据流量公式知 $Q \propto \sqrt{\Delta P}$ 或

$Q^2 \propto \Delta P$ 则控制阀口 PA 需要一个比控制阀口 BT 较大的压降

$$\Delta P_{PA} = \varphi^2 \cdot \Delta P_{BT}$$

为避免汽蚀, 应满足

$$\Delta P_{BT} \leq \frac{\Delta P_{PA}}{\varphi^2}$$

$$P_B \leq \frac{P_P}{\varphi^2}$$

如果作用在有杆腔的质量力所需要的压力, 大于上式的 P_B , 则在缸的进油侧将发生汽蚀。

例子

已知:

液压缸数据 63/40—

1000mm

质量 $m=1000\text{kg}$

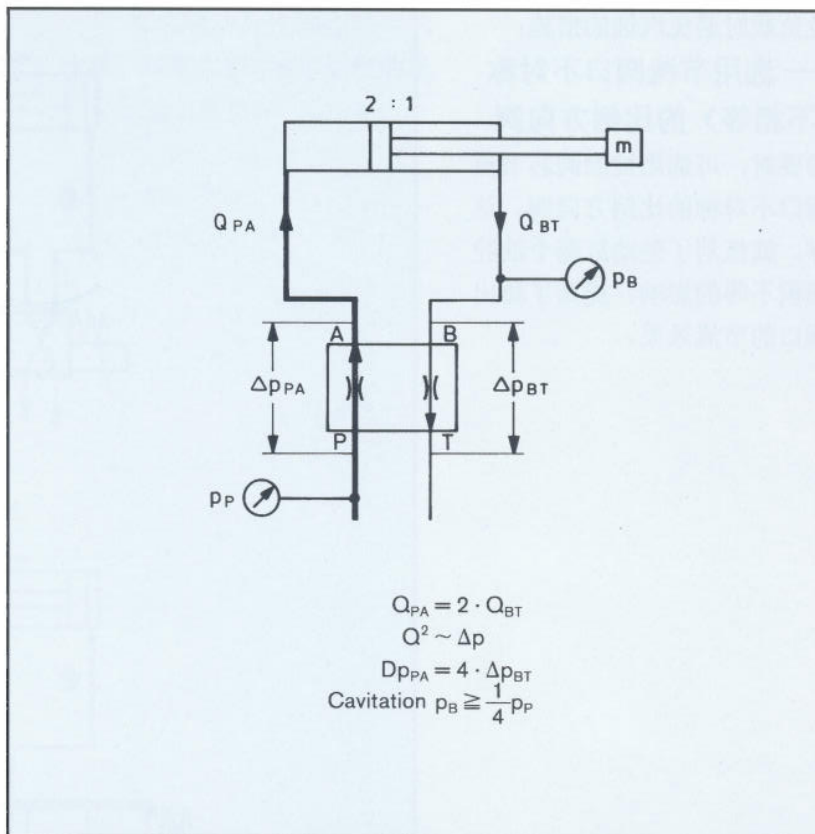
液压缸速度 $V_0=0.5\text{m/s}$

泵压力 $p=100\text{bar}$

求解: 求避免发生汽蚀条件下, 到停止状态的最短制动时间和制动距离。

解:

--- 液压缸面积



$$A_K=31\text{cm}^2 \quad)$$

$$A_S=12.5\text{cm}^2 \quad)$$

$$A_R=18.5\text{cm}^2$$

--- 面积比

$$\varphi = \frac{A_K}{A_R} = \frac{31}{18.5} \approx 1.7$$

--- 允许 ΔP_{BT}

$$Q_{PA} = \varphi \cdot Q_{BT}$$

因为 $Q \approx \sqrt{\Delta P}$ 以及

$$Q^2 \approx \Delta P$$

$$\Delta P_{PA} = \varphi^2 \cdot \Delta P_{BT}$$

ΔP_{PA} 的最大值为

100bar, 则有

$$\Delta P_{BT} = \frac{100}{1.7^2} = \frac{100}{2.9} \approx 35\text{bar}$$

--- 制动力

$$F = \Delta P_{BT} \cdot A_R$$

$$F=35\text{bar} \cdot 18.5\text{cm}^2$$

$$F \approx 6.2\text{KN} \quad)$$

--- 制动过程

根据牛顿定理

$$a = \frac{F}{m}$$

$$a = \frac{6.2 \cdot 10^3}{1000} \left[\frac{\text{N}}{\text{kg}} \right] \cong \left[\frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{N} \cdot \text{s}^2} \right]$$

$$a = 6.2 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

--- 制动时间

$$t = \frac{0.5}{6.2} \left[\frac{\text{m} \cdot \text{s}^2}{\text{s} \cdot \text{m}} \right] \quad t = \frac{V_0^2}{2a}$$

$$t=80[\text{ms}]$$

--- 制动距离

$$Q_{PA} = \varphi \cdot Q_{BT}$$

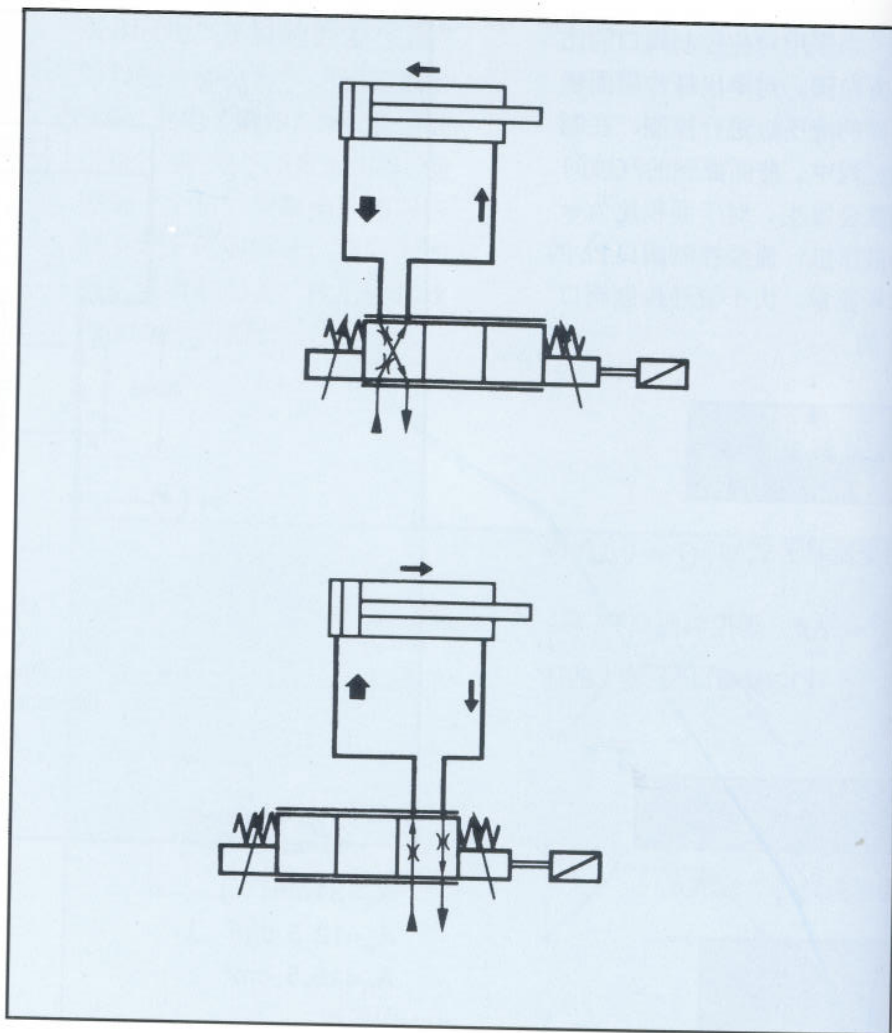
$$t = \frac{0.5^2}{2 \cdot 6.2} \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{s}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{m}} \right]$$

) 使用 BOSCH 公司液压计算滑尺算出

拉负载时避免汽蚀的措施:

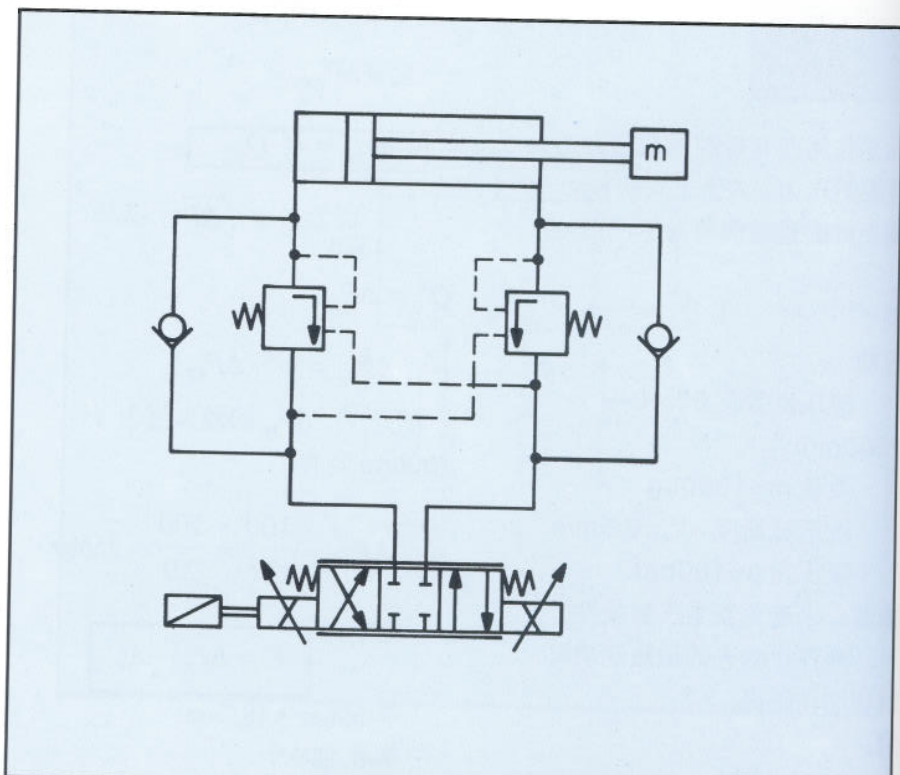
—— 选用节流阀口不对称 (不相等) 的比例方向阀

需要时, 可选用控制阀芯节流阀口不对称的比例方向阀。这样, 就抵消了差动缸两个油腔面积不等的影响, 提高了流出阀口的节流效果。



—— 配置支承阀

为了将负载方向交变的液压缸固定在一定位置上, 可在液压缸管线上配置支承阀。通过在比例阀处和压力补偿器处变化的节流阀口的相互影响, 有可能出现振动问题。



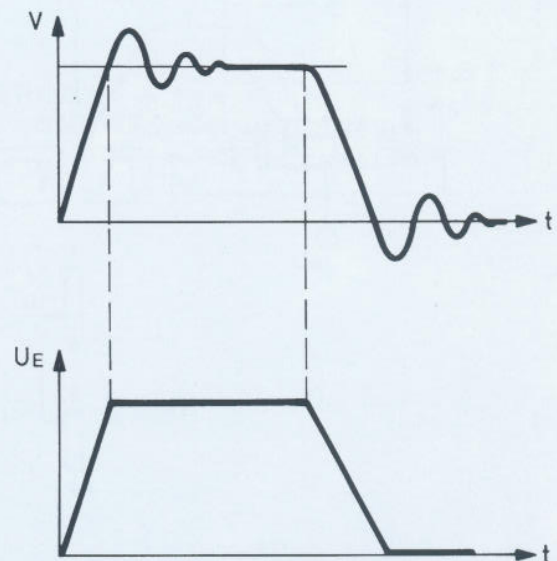
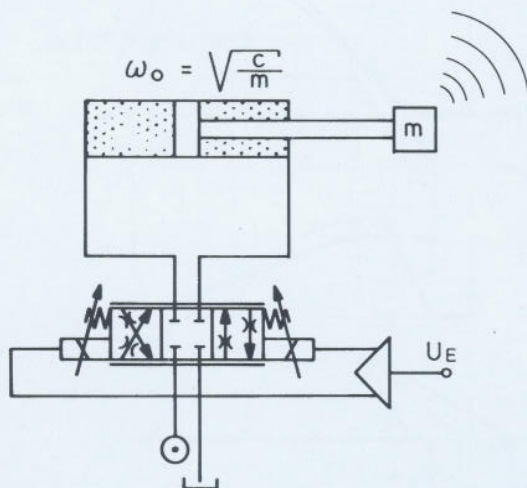
4.5 受驱动系统固有频率制约的加速与制动的极限值

对于加速和制动过程，不论是与时间相关的控制，还是与距离相关的控制，都受到加（减）速度极限值的制约。不仅有效压力，而且由驱动系统弹性和质量决定的系统固有频率，都决定性地影响到可能达到的加（减）速度的最大值。

假如过快地加速或制动，则会发生振动，使终了位置不准确。

特别是在重载大行程，从而出现较低的固有频率时，情况特别危险。

有关驱动系统固有频率的计算，和最大加（减）速度的求解，见第 108 页。



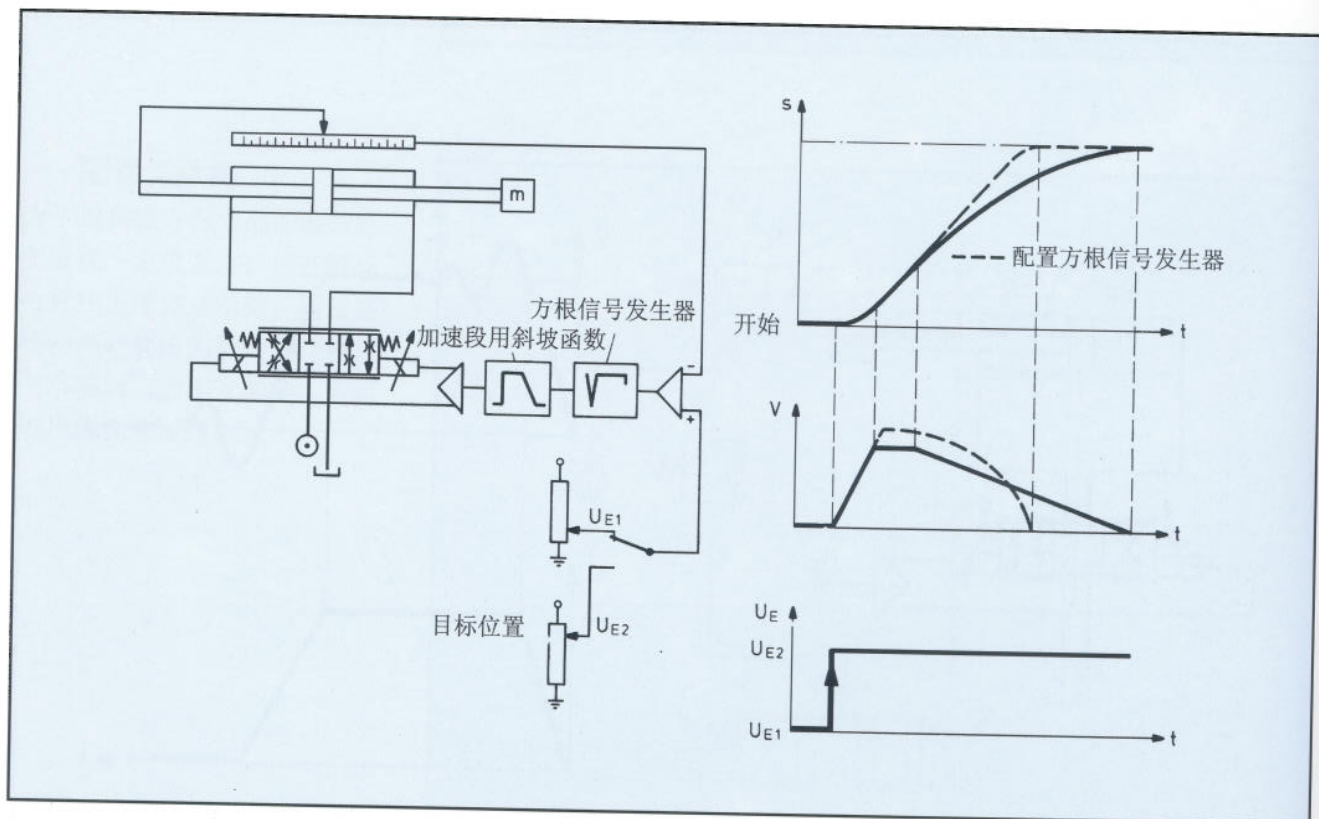
4.6 与距离相关的制动

理想的制动过程，不是与时间相关的控制，而是与距离相关的控制。这就是说，随着目标位置的接近，比例阀阀口过流面积，进而液压缸的速度成比例地减小。

这种解决方案，需要一个位置检测系统；所检测信号与设定值一起进入一调节放大器，并与目标值进行比较。这样的格局，为一个位置调节闭环。

在图示的实例中，虽然加速过程用斜坡发生器来控制，但其制动时间还是受到闭环回路放大器的影响。较详细的情况，见 100 页。

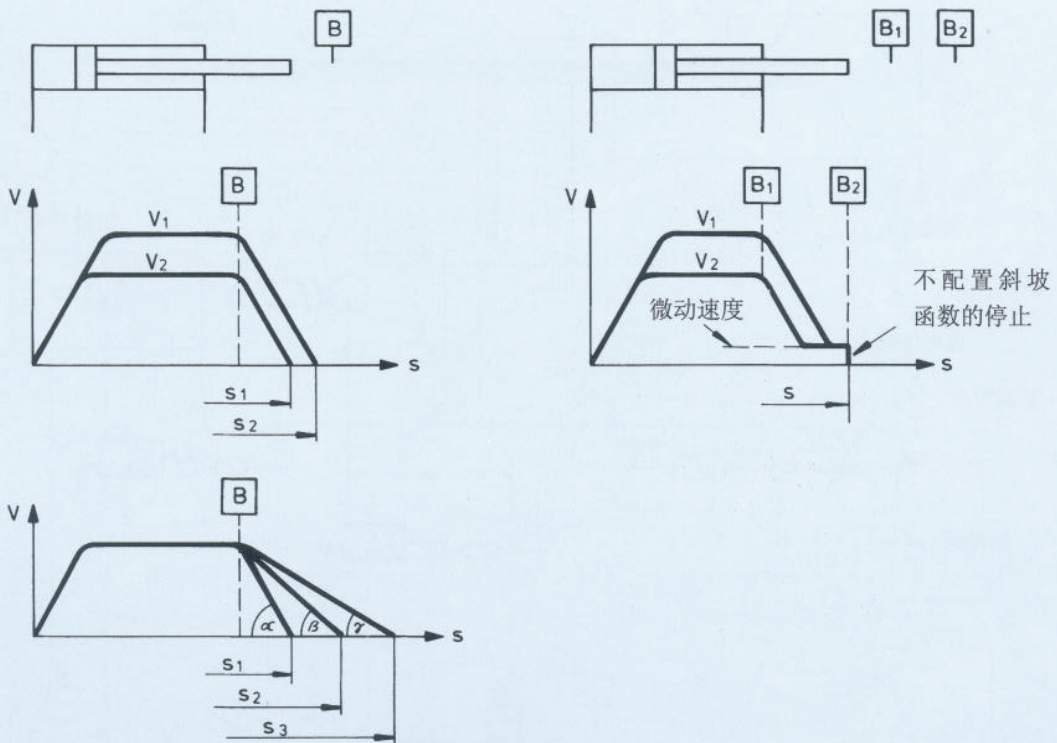
根方发生器在此用来进一步优化特性。在这种情况下，系用来缩短制动过程。



5. 用斜坡函数的定位

如果一个制动过程用行程开关来触发，并用斜坡函数来控制，则可得到按速度或按斜坡时间的不同的终了位置。

为了实现以不同的速度，到达一个始终相同的终了位置，一种可能的方案是，首先制动到微动速度，再由此开始不配斜坡函数到达第2个行程开关而停止运动。



6. 撒盐车

比例阀在恶劣环境的行走机械中的一个应用实例，是图示的撒盐车。撒盐车的任务是，在路面宽度和行车速度变化的情况下，将准确的单位面积盐量（盐量 g/m^2 路面面积 m^2 ）撒到路面上去。在撒盐车上，通过螺旋输送器和输送带，将储盐箱里的盐

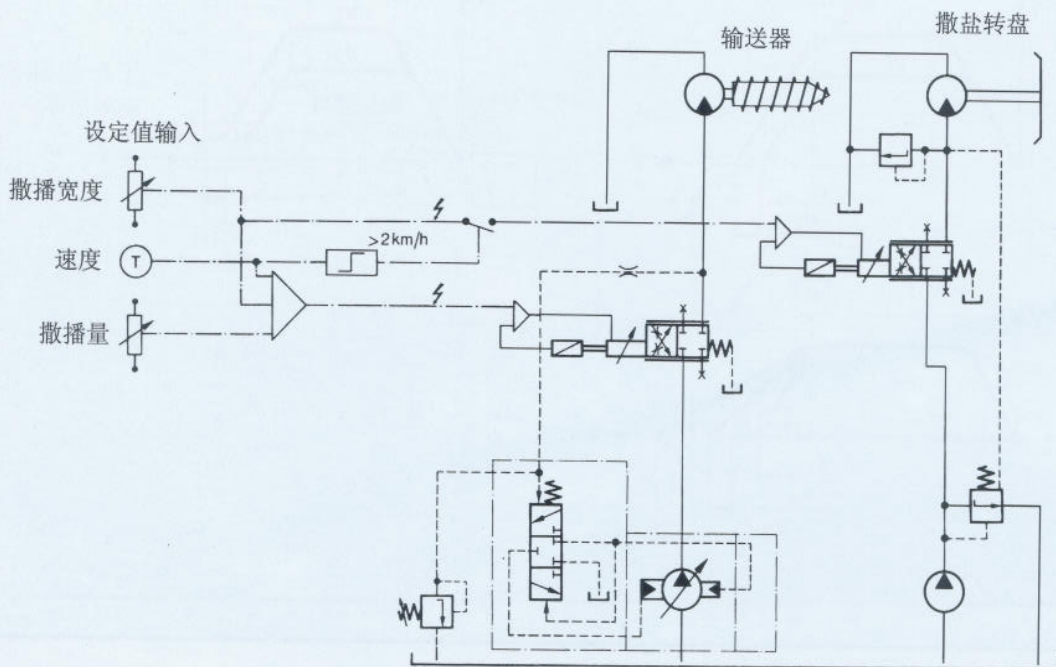
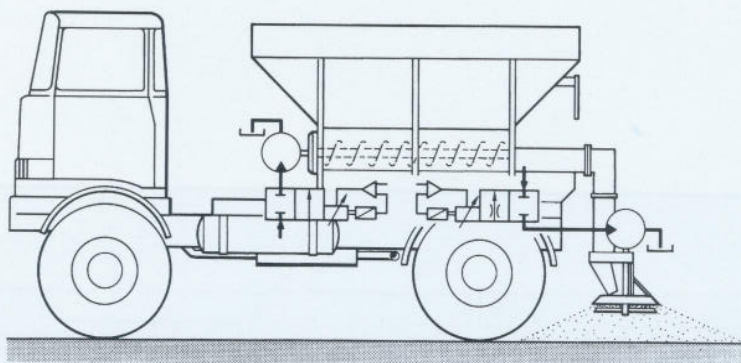
送到撒盐转盘。当撒播宽度仅仅与撒盐转盘转速相关时，则撒盐量，进而螺旋输送器的转速，就受行车速度和撒盐宽度的影响。

输送器与转盘，由相应的液压马达驱动，而液压马达又分别由比例节流阀加予控制。

撒盐宽度与撒盐量的设定值，在驾驶室里用旋转电位器给出

相应的电信号。这些信号相互间，以及与速度值（来自测速发电机）间的联系，在中央电控器实现，从而重新去控制比例节流阀。

在图示转盘控制系统中，比例节流阀与并联的压力补偿器，构成三通流量控制阀，由一定量泵供油。而输送器马达，由变量泵和压力-流量调节器组合（实际上为一比例恒流泵——译注）进行控制。



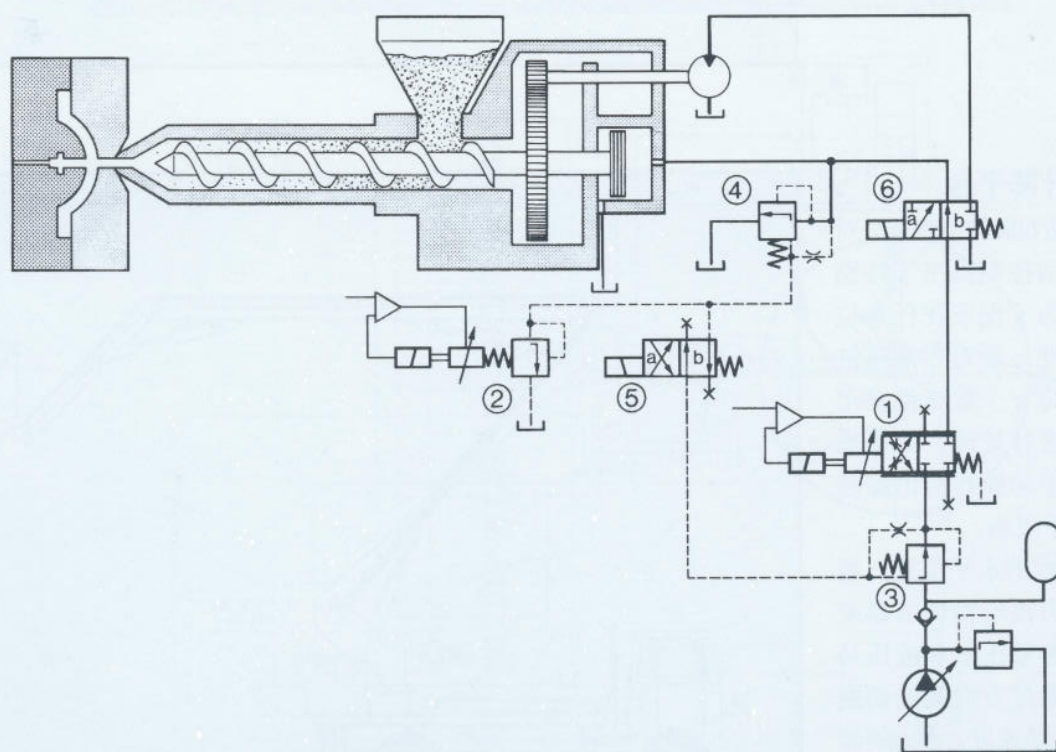
7. 注塑机

插图是一个带塑化成型螺旋输送机（蜗杆）的塑料注射成型机的剖面。送料和蜗杆回转，由比例压力阀和比例节流阀进行控制，以保证注射力和注射速度的精确可控。

其工作原理详述如下：

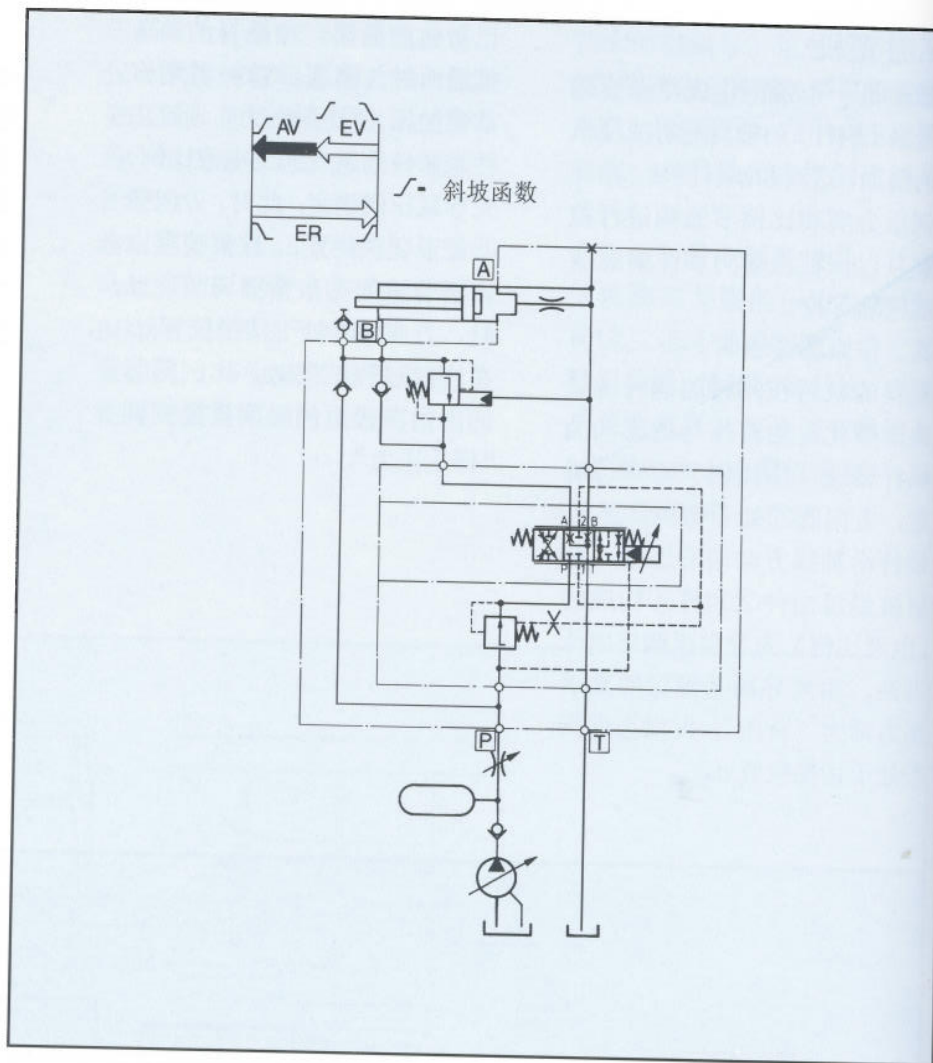
塑料的粒料在回转的蜗杆区受热而塑化。由液压马达驱动的蜗杆转速，由比例节流阀①确定，方向阀⑥处于切换位置 a。蜗杆沿轴线方向向右运动，注射缸经过由件②和件④构成的（电液比例）先导溢流阀排出压力油。由先导阀②确定的支承压力称为“背压”，此时方向阀⑤处于切换位置 b。

已塑化的原料，由蜗杆的向前推进而射入模具。这时，注射缸承受油压。“注射压力”通过由件③和件②组成的（电液比例）先导减压阀确定；此时，方向阀⑤处于切换位置 a。注射速度由比例节流阀①来精细调节，此时，方向阀⑥处于切换位置 b。在注射过程结束时，比例阀②的压力在极短的时间里提高到“保压压力”。



8. 机床进给控制

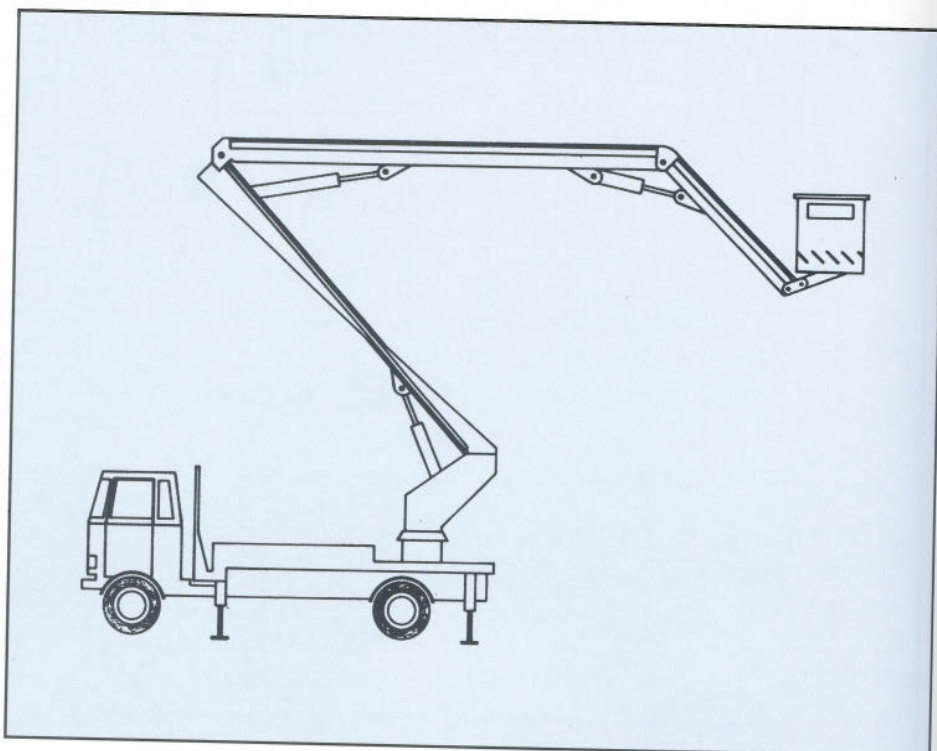
在图示的进给回路中，比例方向阀承担了方向控制与速度控制的功能。为了实现负载补偿，方向阀前串接了压力补偿器，负载压力从方向阀芯中的附加通道取出。进给的节流控制作用，在进油侧实现。支承阀给液压缸予一定的背压，而使进给运动平稳。快退应用了差动油路。



9. 登高车升降平台

在杆高达60m的情况下，对登高车的精细控制提出了特别高的要求。为了保证在任意位置时的稳定性，要对各液压缸进行检测，每一个数据都要用计算机随时进行处理。如果需要时，可用手动操作给出超越控制，或加予限制。

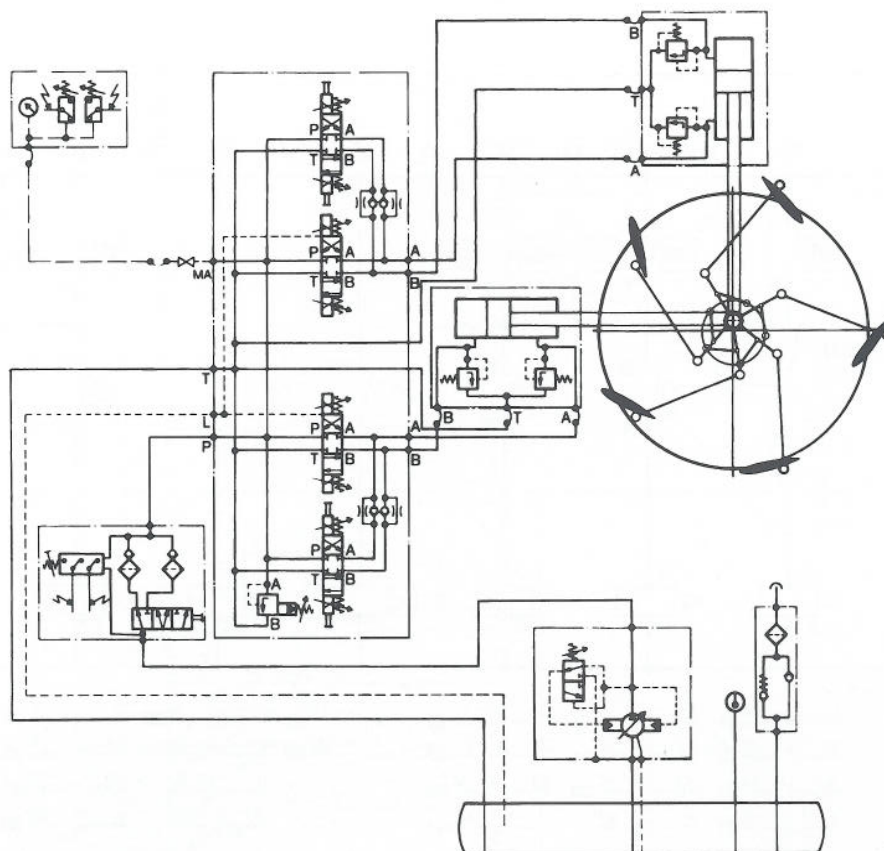
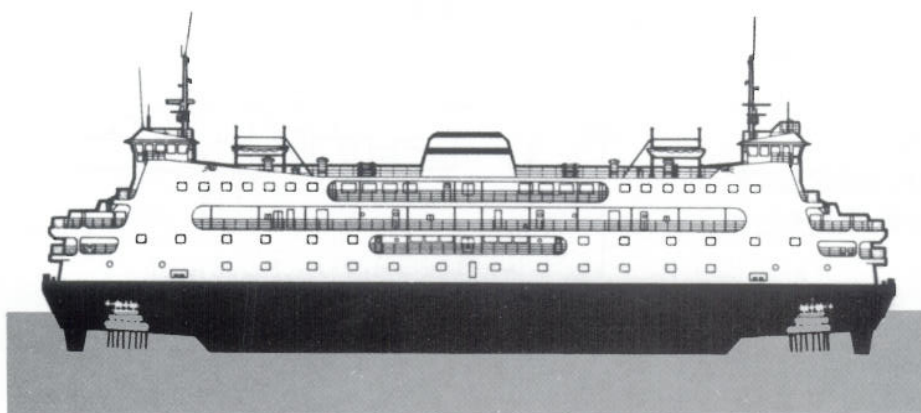
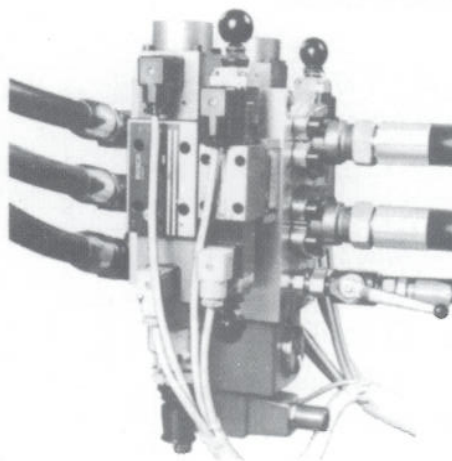
工作平台的水平位置，通过一个从重力摆取得调节器来保证安全。各液压缸和液压马达的方向，通过方向阀的切换来控制；其运动速度，由比例流量阀加予控制。



10.Voith-Schneider 推进器

为了控制螺旋桨的安放角度，应用了比例方向阀。出于安全的考虑，每一功能阀采用两个并联配置，其中一个还带手动应急装置。

用于2坐标液压缸的所有阀组合于一个控制块，直接安装在推进器附近。

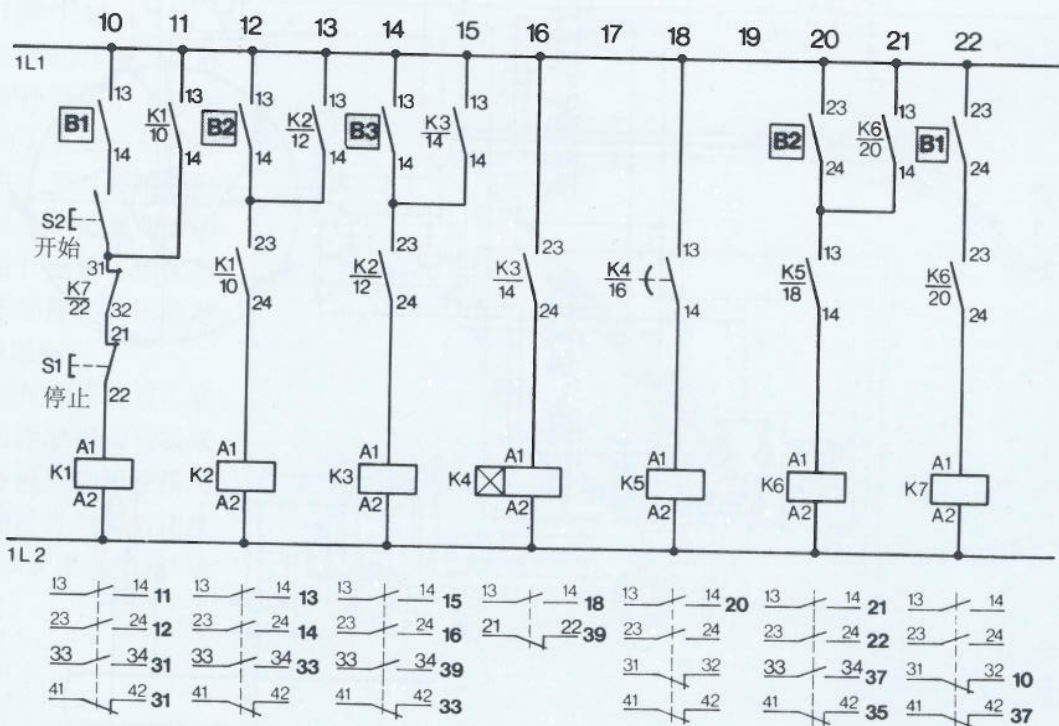
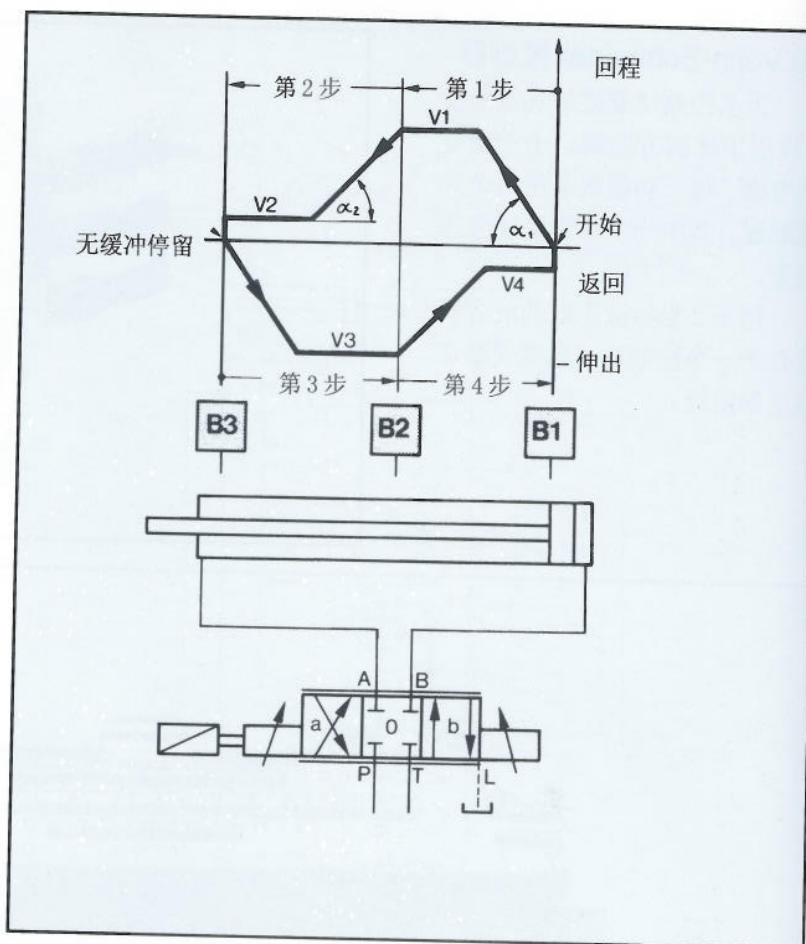


11. 全功能流程的继电器控制

图示的简明例子，是一个液压缸在整个工作过程中的控制情况。信号元件，手动按钮 S1、S2，和沿液压缸行程的极限位置开关(行程开关) B1、B2、B3，构成了继电器控制系统。这是按步进链原理编制，从电位器 V1...V4 调出设定的电压。这些与运动速度和运动方向相应的比例控制信号，输入到比例放大器。信号转变过程中的加速与制动值，在放大器里用斜坡函数来设置。

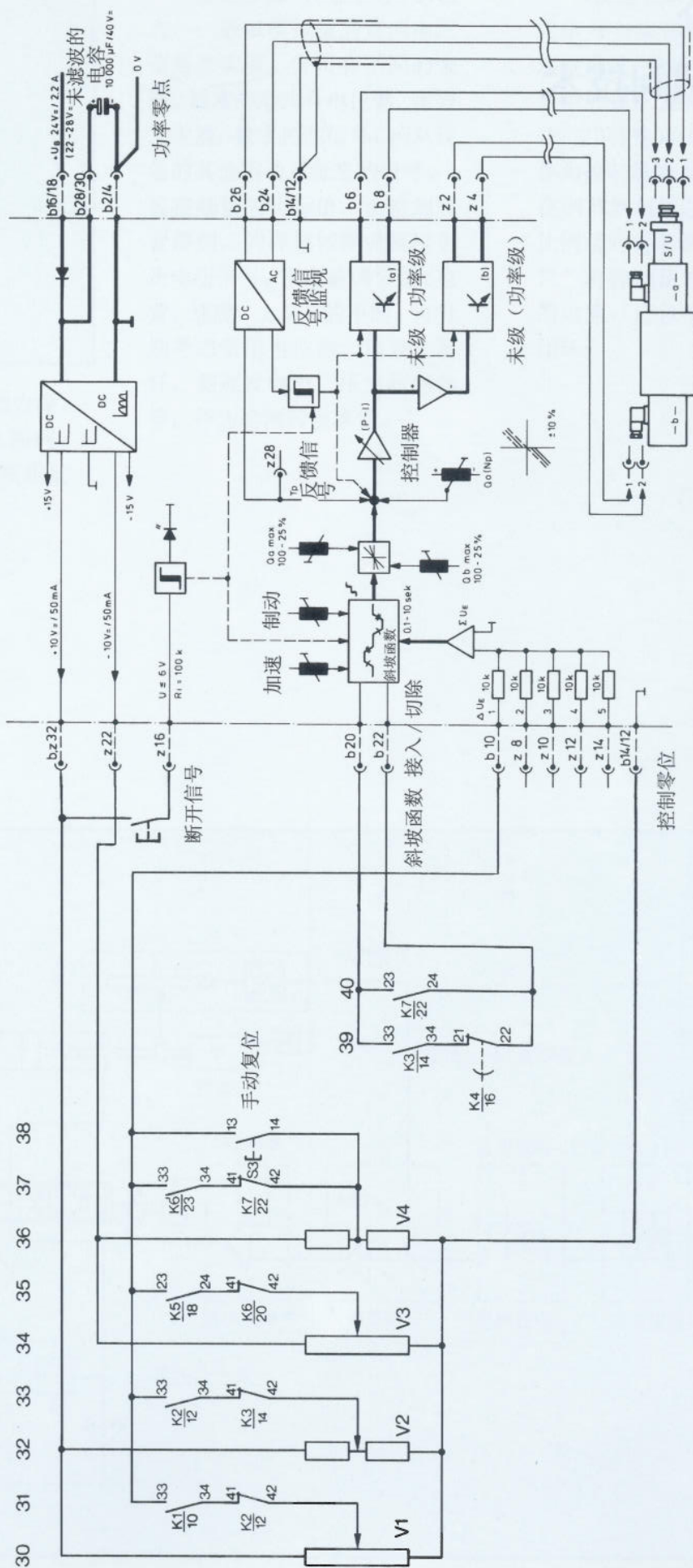
为了得到准确的终端位置，位于终端位置起始点的 B1、B3，总是将斜坡函数切除。

现今，继电器控制通常为可编程控制器 SPS 所代替。其工作过程与步进链的相似。



设定值给定

比例放大器



第二部分

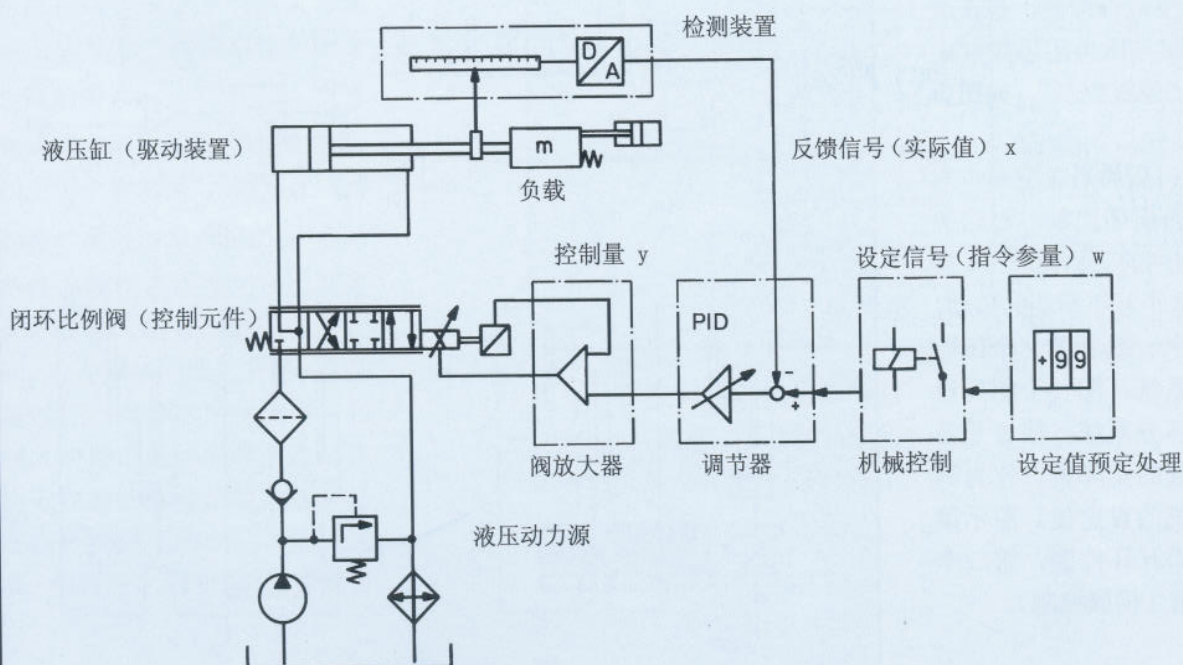
闭环比例阀技术

电液闭环回路的设计

液压功率回路由动力源，作为控制元件的闭环比例阀，和作为负载驱动元件的液压缸或液压马达所组成。

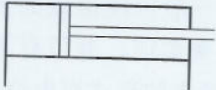
指令参量（设定信号）的输入，一般以模拟量的直流电压信号来实现，并可有不同的来源。通常的形式有电位器，函数发生器，数字控制信号，或从设备的其他驱动系统来的信号。被控制量的实际值，由检测装置得到，同样地转换成模拟直流电压信号。根据被调节量（位置，速度，力等）的不同，可分别考虑采用电位器，增量式测杆，测速发电机，压力传感器等，作为检测转换器件。

在电子调节器里，实现设定信号与实际值之间的比较，这就是说，给出了偏差值。此偏差值经过配置有一定传递特性（P, I, D特性）的放大器放大，再作为控制量输入闭环比例阀。在调节器与阀之间，还有闭环比例阀的功率放大器。这一“接口”将控制量电压转为电磁铁的电流，还包括阀的位置调节闭环。



从驱动元件液压缸和液压马达出发，在电液闭环控制技术中主要被控制量如下：

对于不同的被控制量，可提供相应的检测装置供使用。从基本量导出的参数，可以通过微分，也可间接算出，例如距离除上单位时间就得到速度。

			
位移（位置）	$I[m]$	转角	$\psi[^\circ]$ 或 $[rad]$
速度	$v[m/s]$	角速度	$w[rad/s]$
力	$F[N]$	扭矩	$M[Nm]$
加速度	$a[m/s^2]$	角加速度	$a[rad/s^2]$
制动		制动	
功率	$P=v \cdot F[W]$	功率	$P=w \cdot M[W]$

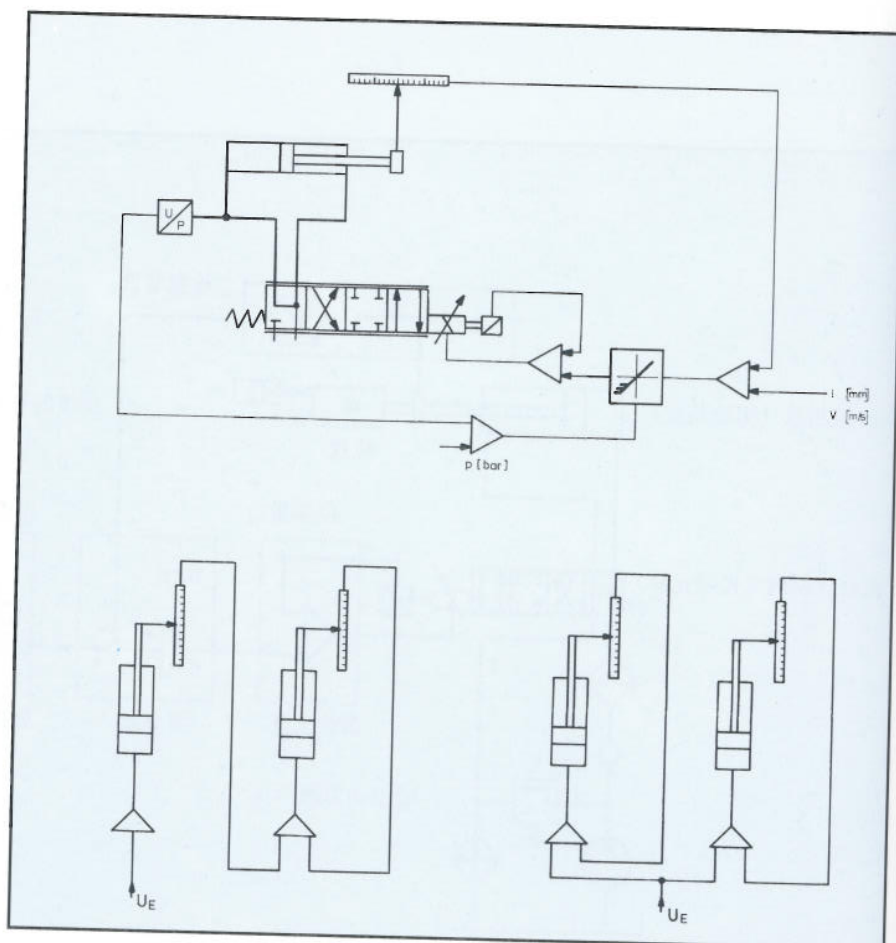
对于不同的被控制量，可提供相应的检测装置供使用。从基本量导出的参数，可以通过微分，也可间接算出，例如距离除上单位时间就得到速度。

不同型式的电液闭环回路

不同闭环回路的叠加也是可能的，例如距离与速度的控制，象在列车电力牵引设备的控制、轨迹控制那样。

另一个混合控制，是在速度闭环控制与压力闭环控制之间的所谓“越权控制”，如图所示。

经常碰到的是速度同步与位置同步的闭环控制。对这类系统，在相同的工作循环中，需要两个或多个互不牵连的传动，穿插在其中。或者是一个闭环控制的分系统，配一个相同设定值的开环分系统；或者是第一个分系统的实际值，作为第二个分系统的设定值。图示第一个传动为开环控制，第二个为闭环控制（伺服控制）。



闭环比例阀特性

1. 图形符号

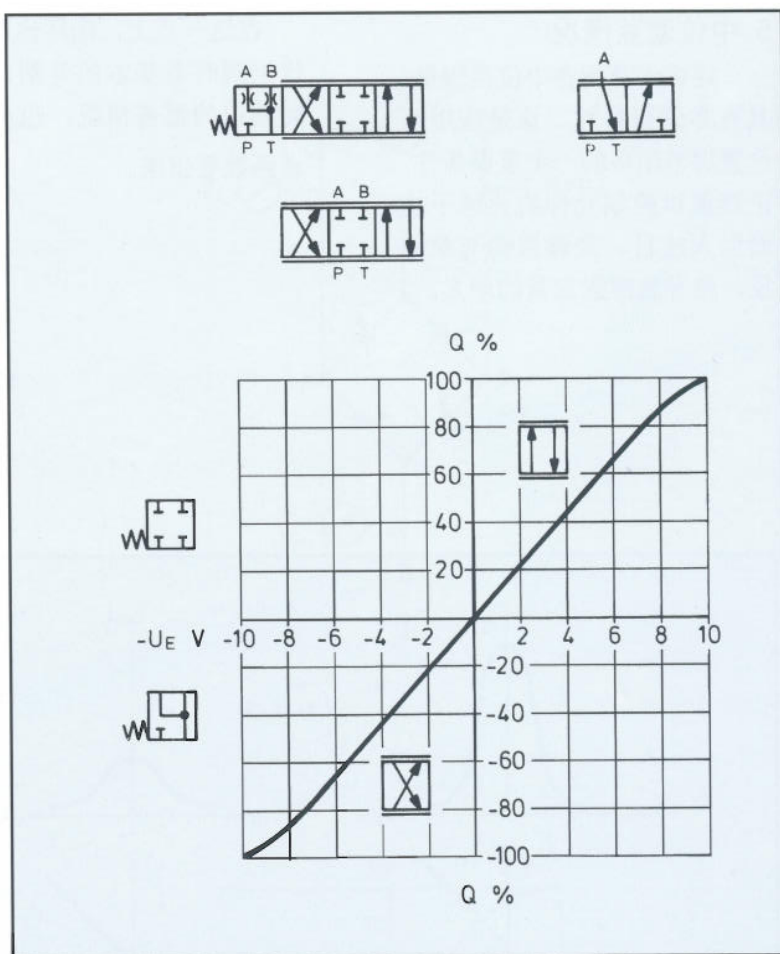
闭环比例阀与比例方向阀是可比的,且多数具有4/3(3位4通)的功能。图示阀的中位为闭锁,但具有零遮盖特点。如果阀失电,则将处于不确定位置。直控式闭环比例阀,具有一个附加的第4个切换位置。当阀失电时,由复位弹簧来保证到此位置(安全位)。

2. 特性曲线 (信号电压体积流量特性)

特性曲线,表示了阀放大器输入电信号,与阀输出体积流量之间的关系。

与比例方向阀的特性曲线相反,相应于“零遮盖”,闭环比例阀的特性曲线与零点相切。

特性曲线也是线性的,也就是说,在输入信号与输出信号之间,存在严格的线性关系。这是通过控制阀口的几何造型,和较大的阀口压降形成的。与比例方向阀的特性曲线大部分是在 $\Delta P=8\text{bar}$ 下得到的(见第11页)相对应,闭环比例阀和伺服



阀每一个控制阀口的压降为 $\Delta P=35\text{bar}$ 。这里,要计算其他压降下的流量,也可按下列公式:

$$Q_X = Q_{nom} \sqrt{\frac{\Delta P_X}{\Delta P_{nom}}}$$

3. 应用上的限制

对于直控式闭环比例阀而言，液动力限制了阀的最大体积流量值。

先导式阀具有很大的控制力，因此，不存在流量限制。

4. 滞环，灵敏度，回差

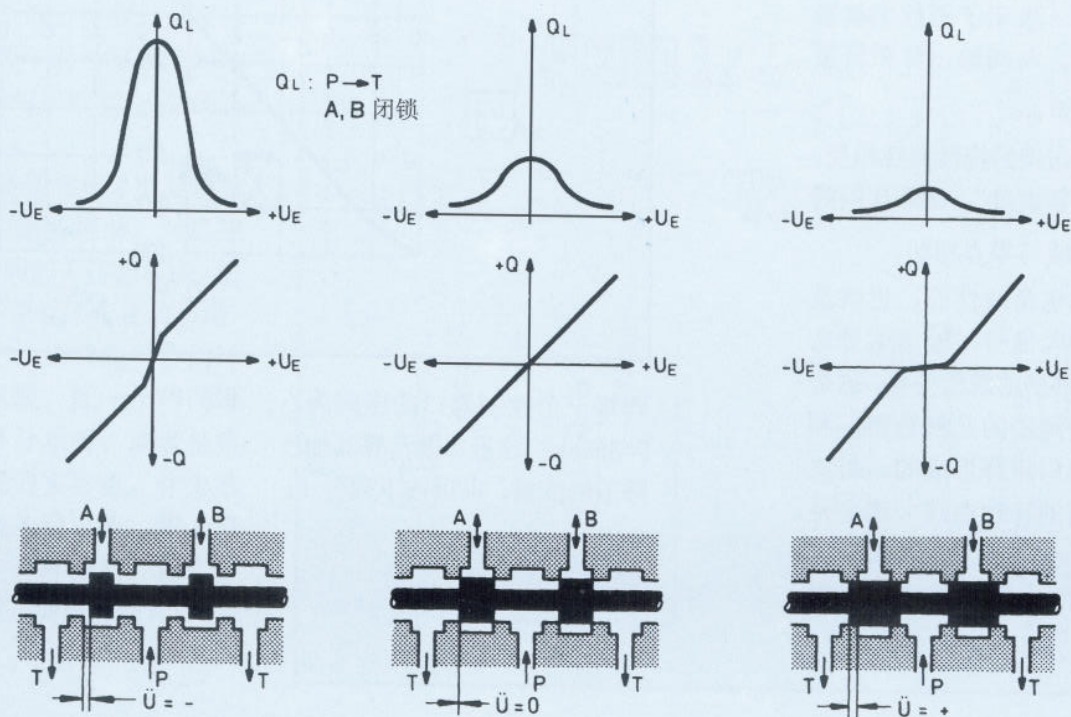
这些特性，与在比例阀情况下的定义一样（见第14页）。相应的在闭环控制回路中，有较高的要求，对此，这些特性值为0.2...0.5%。

5. 中位遮盖情况

连续调节阀在中位范围里，具有零遮盖特性，这是应用于位置调节闭环的一个重要条件。正遮盖以控制元件的死区干扰而引人注目。负遮盖则与此相反，将导致泄漏流量的增大。

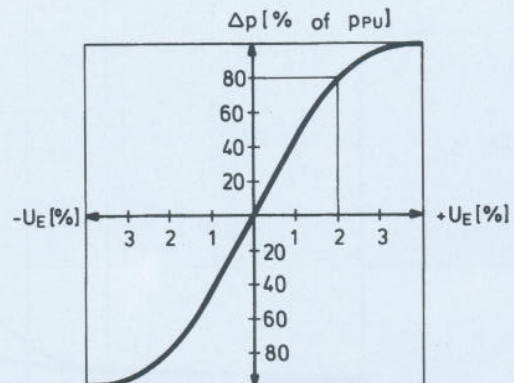
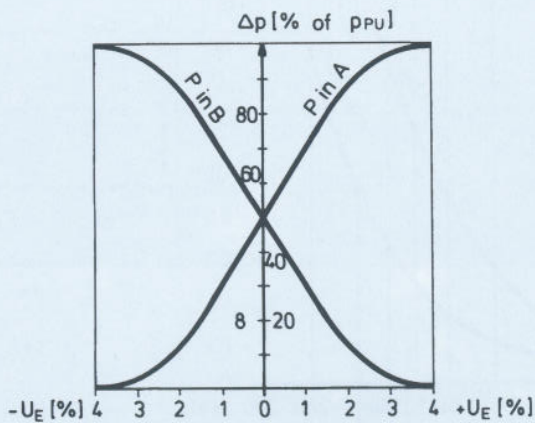
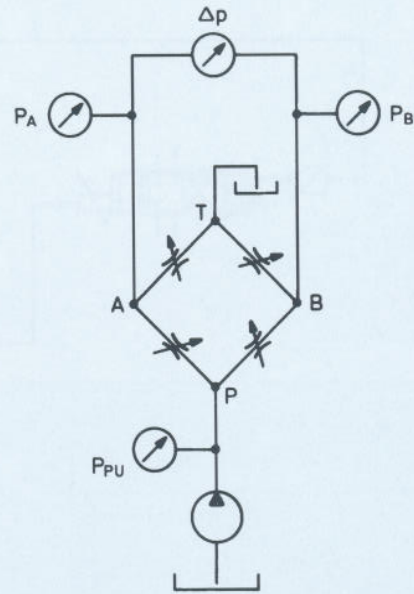
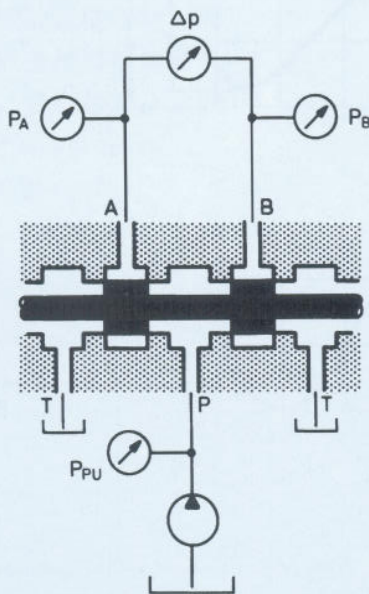
在这一点上，闭环比例阀与比例阀有着基本的差别。中位时阀口的遮盖情况，也可从传递函数看出来。

零遮盖要求对阀芯、阀套和壳体的特别精细的加工处理，并使用耐摩材料。这些都要耗费相应的成本。为了在长期运转条件下，保持零遮盖状况，必须注意油液的清洁度（防腐蚀）。



零遮盖的质量, 和阀在原始位置的密封性, 用所谓的“**压力增益**”来表征。它表明, 为了在封闭的负载油口获得80%系统压力的压差, 需要百分之几的设定值信号。此值的范围为1...3%。

人们可以理解这样的概念, 如果将4个控制边作为4个可变节流器, 并将它们固连, 则4个节流器将同时变化。



6. 动态特性

动态特性给出这样一种回答, 在控制信号快速变化时, 阀的响应能力如何。

一种简单的表述是响应时间, 作为对输入信号作阶跃变化的响应, 见第 13 页。在闭环调节系统中, 这种表述已不再满足要求, 因此, 对于闭环比例阀大多数由表示在波德图的频率响应来确定。

这种检测方法同样可用来评价其他动态过程特性。

动态响应

波德图

被测试的闭环比例阀, 将输入正弦信号。其输出同样是正弦但增强了的频率信号:

--- 一方面相位有所滞后

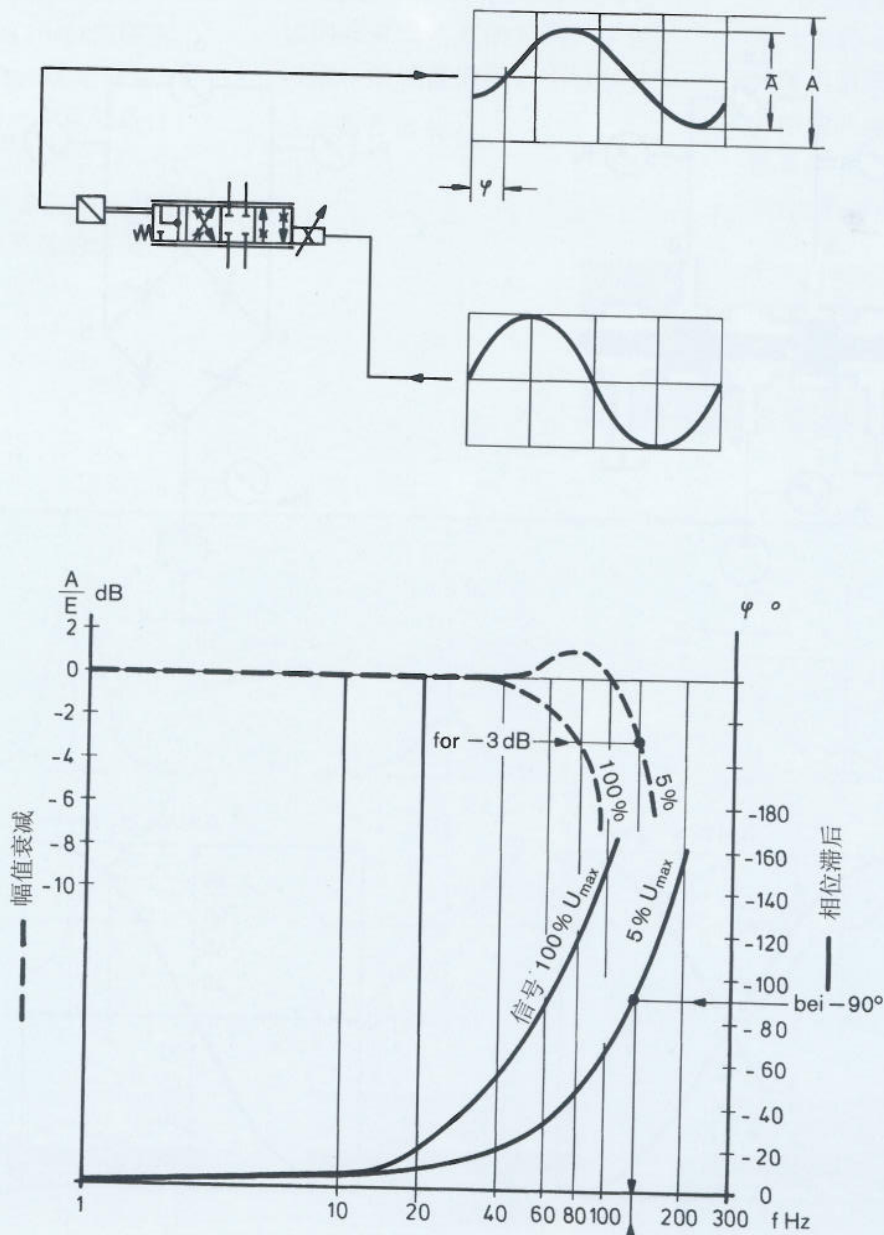
--- 一方面幅值有所衰减 A: E

在波德图上, 相位滞后表示在

360° 的区域里; 幅值衰减采用对数坐标

$$\text{dB} = 20 \cdot \log \frac{U_A}{U_E}$$

给出。作为这一类频率特性的极限频率, 在相位滞后方面为 -90°; 在幅值衰减方面是 -3dB。(紧接下页)



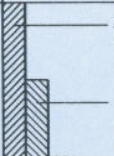
极限频响

两种考察方式得到大体上相同的频响, 这就是说, 90° 相位滞后与 -3dB 幅值衰减大约在相同的频率点上相交。

如果受阀闭环控制系统非线性的制约, 则阀的频响还与输入信号幅值有关, 信号幅值还需作为一个参量给出附加说明。阀的动态特性, 首先在感兴趣的小信号范围, 大多数在 $U=5\%U_{\max}$ 测得。

7. 过滤等级

对于保证短期的运行安全, 不必考虑特殊的过滤等级。而对于具有零遮盖阀口的阀要长期安全运作, 我们推荐: 达到 NAS1638 规定的污染等级 7...9 级, 其时过滤器 $\tau_{10}=75$ 。

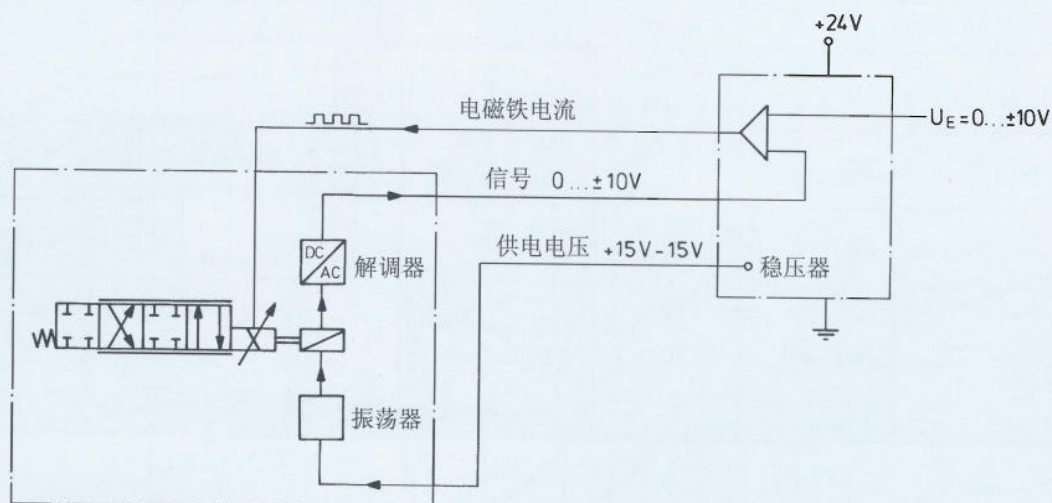
污染等级	带过滤器应达到			液压系统		
NAS	$\beta_x=75$	材料	配置			
6	3	无机的, 如 玻璃纤维	压油过滤器		伺服阀	
7	5			闭环比例阀		
8	10			比例阀		
9	20	有机的, 如纸	回油过滤器 或压油过滤器		适用 $p > 160 \text{ bar}$	
10	25				适用 $p < 160 \text{ bar}$	
11	25 ... 40		回油, 供油或 分流过滤器		行走机械化和重工业的低压系统	
12						

闭环比例阀

1. 概述

从阀的技术角度看，闭环比例阀是由比例阀发展而来。通过不断的开发研究，达到几乎不差于、部分超过伺服阀的稳态和动态性能。与比例方向阀相比，闭环比例阀的最重要特征，是在阀中位时为零遮盖。这是作为控制元件，用于闭环调节回路的前提条件。

闭环比例阀，原则上配有位置闭环调节的比例电磁铁。这里所用的位移传感器，是按差动变压器原理工作的。测量控制器（振荡器和解调器），总是集成于位移传感器中。其供电电压为 $\pm 15\text{V}$ ，其输出信号与阀的规格无关，总是 $0 \dots \pm 10\text{V}$ (DC/DC 技术)。



2. 4/4闭环比例阀,6通径,直控式

此系列的核心件是6通径闭环比例阀,它可单独作为控制器件外供,也可以作为所有先导式闭环比例阀(含插装阀)的先导阀使用。阀的特点是:

- 阀体配置钢质阀套,确保耐磨和精确的零遮盖;
- 控制用比例电磁铁,直接作用于阀芯及复位弹簧。配上位置调节闭环的比例电磁铁,可以无级地在所有中间点达到很小的滞环;
- 耐压的位移传感器与电磁铁

一起组合在一壳体里,位移传感器的电子控制器,也集成在其中。

-- 电磁铁失电时,阀处于附加的第四切换位,即安全位。

技术参数

$Q_{nom}=4, 12, 24, 40\text{l/m}$

对应于每一个控制口

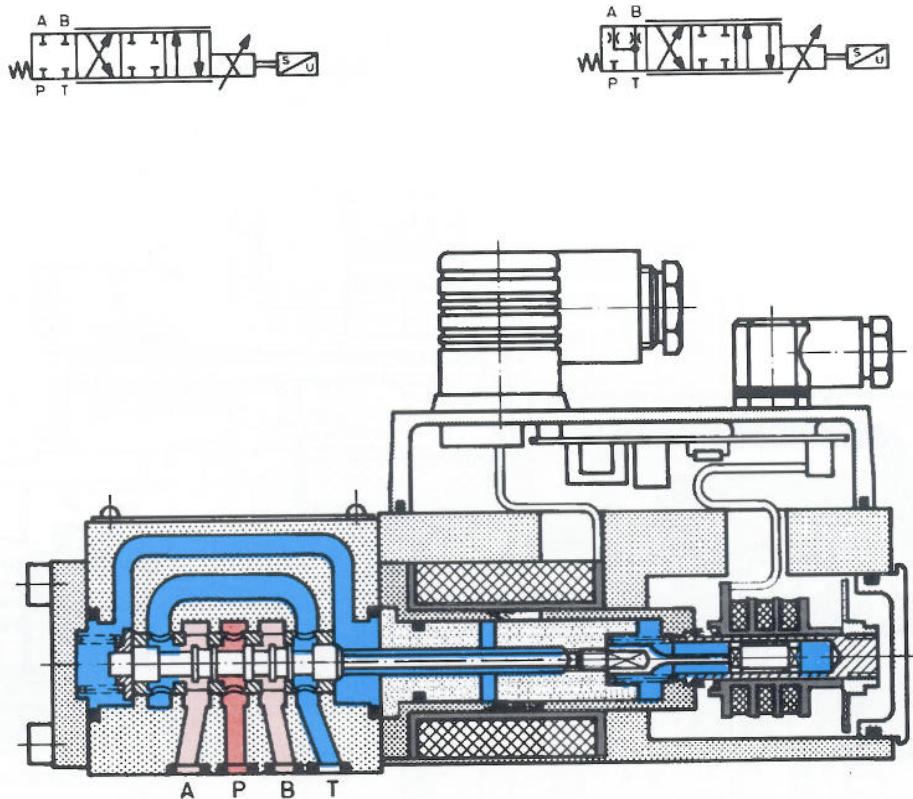
$\Delta P=35\text{bar}$

$P=315\text{bar}$

滞环: 0.2%

频响: 约120Hz, $\pm 5\%$ 信号幅值

压力增益: 约2%



3.4/4 闭环比例阀, 10 通路, 直控式

这类阀是按 6 通路闭环比例阀
的型式, 进行系列拓展而来。

技术参数

$Q_{nom}=50, 100 \text{ l/m}$

对应于每一个控制口

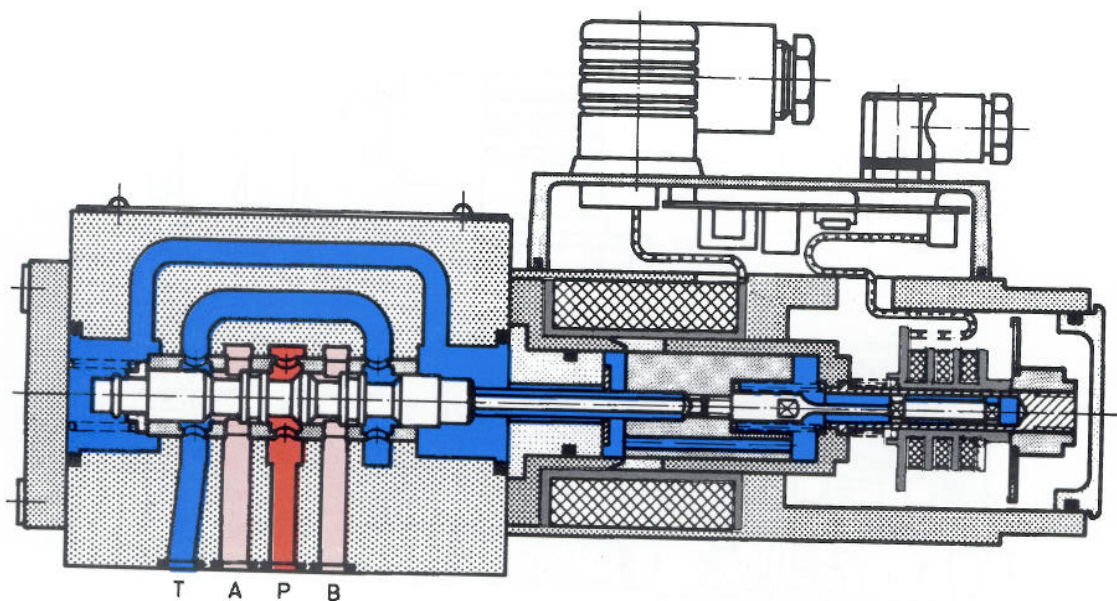
$\Delta P=35\text{bar}$

$P_{max}=315\text{bar}$

滞环: 0.2%

频响: 约 60Hz, $\pm 5\%$ 信号幅值

压力增益: 约 2%



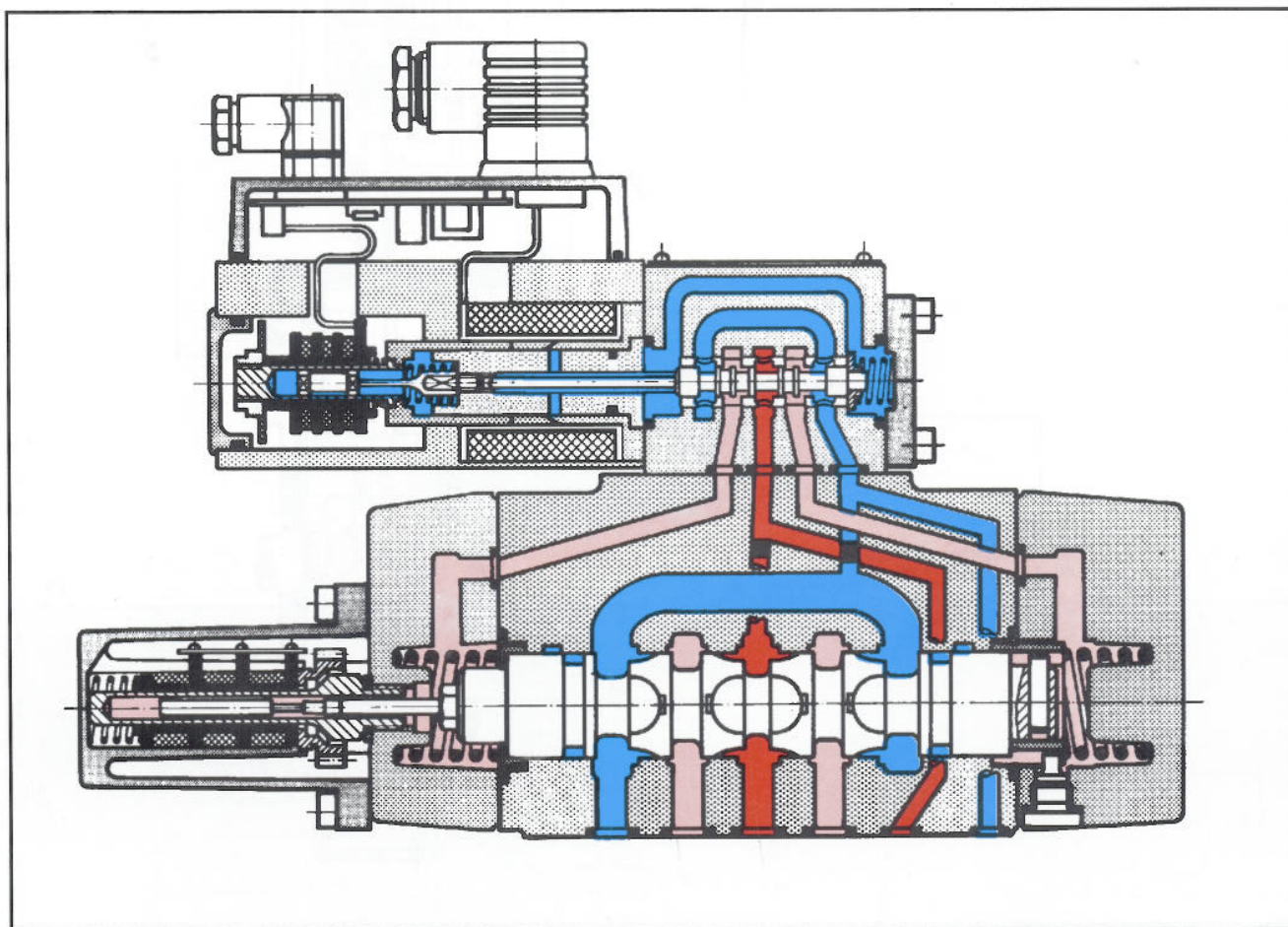
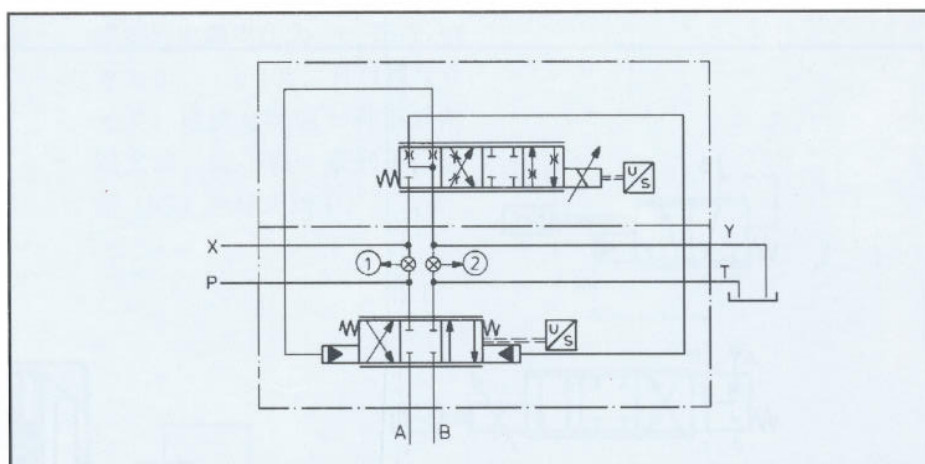
4.4 / 3 闭环比例阀, 10, 16, 25, 32 通径, 先导式

这一系列的阀, 结构与先导式比例阀相似 (见第 30 页)。先导级采用 6 通径闭环比例阀。主级阀芯位置, 用另一个位移传感器检测, 主级与先导级两个闭环回路相互叠加。

与比例阀相反, 主级在中位时为零遮盖, 并通过耐磨的控制阀口 (壳体用球墨铸铁) 来保证。

技术参数

	NG10	16	25	32
Q_{nom} --- l/m 相应每个阀口 $\Delta p=5\text{bar}$	50.75	120, 200	370	1000
P_{max} --- bar	350bar			
滞环	<0.1%			
压力增益	<1.5%			
频响 Hz	70	60	50	30



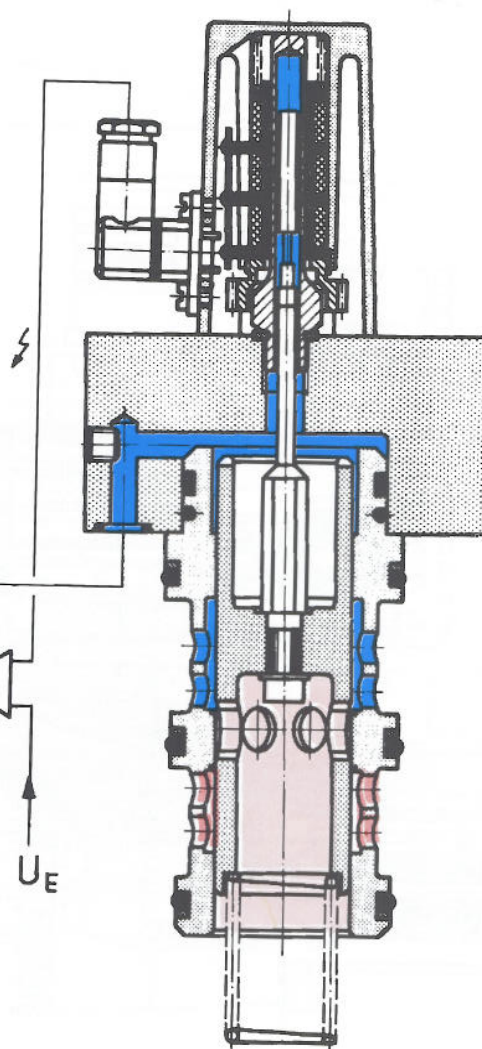
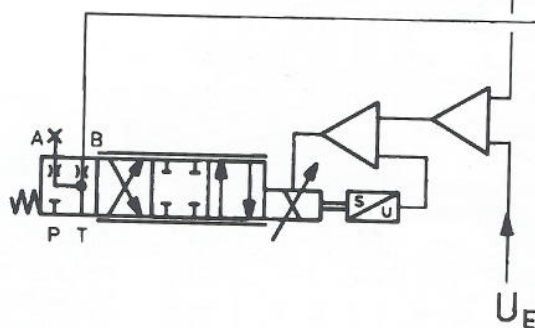
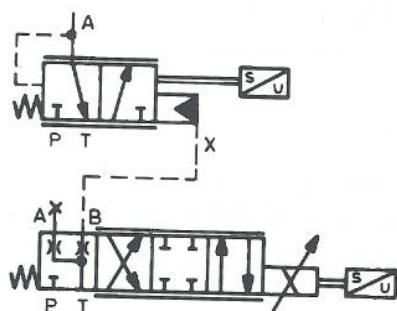
5. 3/2 插装式闭环比例阀

25, 32, 50 通径

这种阀将安装于朝着负载运动方向上的力和位置调节闭环上。主阀为插装式结构，用分离的 6 通径闭环比例阀进行先导控制。主阀芯位置，由耐压位移传感器检测，主阀与先导阀两个闭环回路相互叠加。

技术参数

	NG25	32	50
Q_{nom} ---l/m 相应 每个阀口 $\Delta p=5bar$	65 150	300	600
P_{max} ---bar 滞环	315bar 0.1%		
压力增益	1%		
频响 Hz	80	70	45



闭环比例阀 放大器

1. 概述

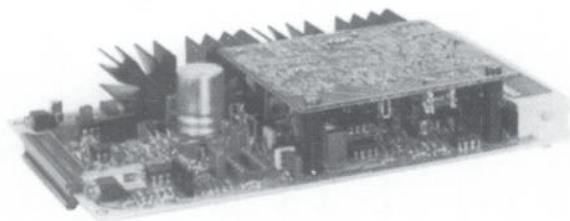
要用特殊的电子放大器，来驱动闭环比例阀。它们与带位移控制比例阀所用的放大器相似，设计成欧州标准印刷电路板单元，带有一个标准的DIN插头。它们包含了所有的控制闭环比例阀所需的器件，包括阀芯的位移控制。电源电压为24VDC，所有输入信号的电平都是 $0 \cdots \pm 10V$ 。使用“差动放大技术”，对与外加的电子系统相连几乎没有什么限制。

2. 型号

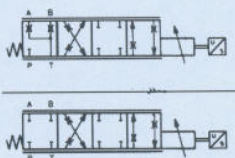
不同尺寸的闭环比例阀，配有相应型号的放大器。

与比例阀放大器相比，只需对零位进行调整。鉴于这些放大器是单纯的比例阀放大器，所以没有提供缓冲器。位移传感器所用的电子器件（振荡器和解调器），集成在阀上。位移传感器的电源电压为 $\pm 15V$ ，信号为 $0 \cdots \pm 10V$ ，且与阀尺寸无关。这就意味着一种形式的放大器，能用在一系列不同通径（NG）先导式阀中。

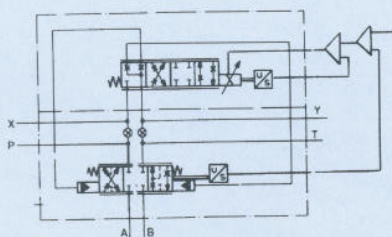
注意 这些标准的放大器，只能用于先导式阀，而并不能作为整个控制系统的控制放大器。这种控制放大器，是根据特定的应用场合，专门设计制作的。关于这一点，请参阅第90页。在控制工程要求比较简单时，以pcb形式出现的控制放大器，也能直接安装在阀放大器上。



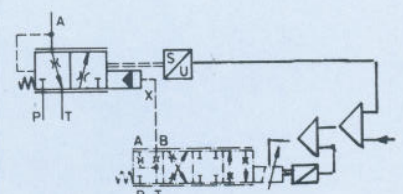
NG 6, NG 10



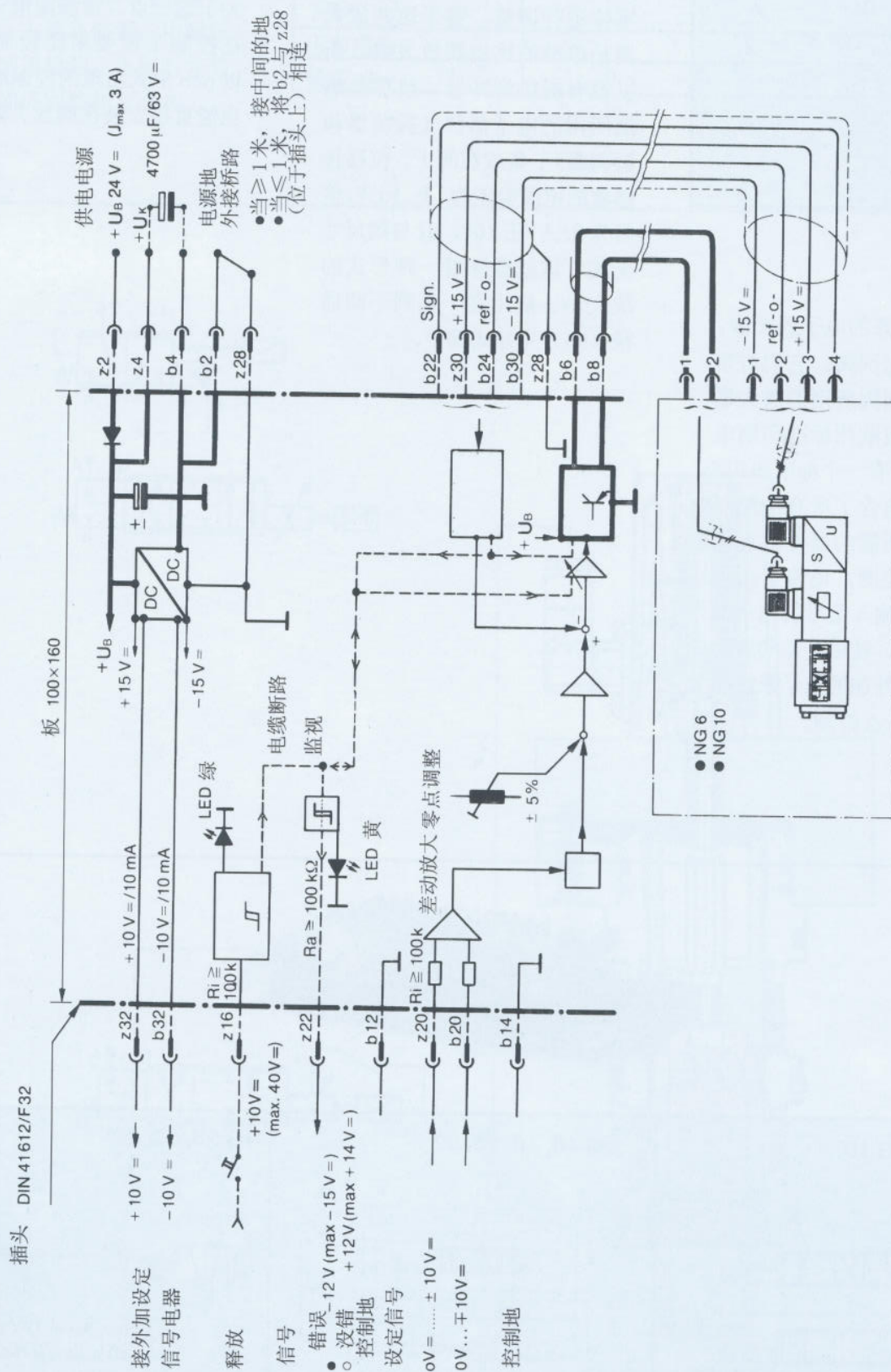
NG 10, 16, 25, 32



NG 25, 32, 50



3 方框图, 直动式6、10通 径闭环比例阀



系统闭环控制 放大器

控制变量的设定值与实际值的比较，是在系统控制电子放大器中进行的。换言之，系统偏差运算在这里进行。然后偏差被放大，并经一个确定的传递特性★（PID运算）处理。最后作为控制变量，输入闭环比例阀的驱动级放大器。

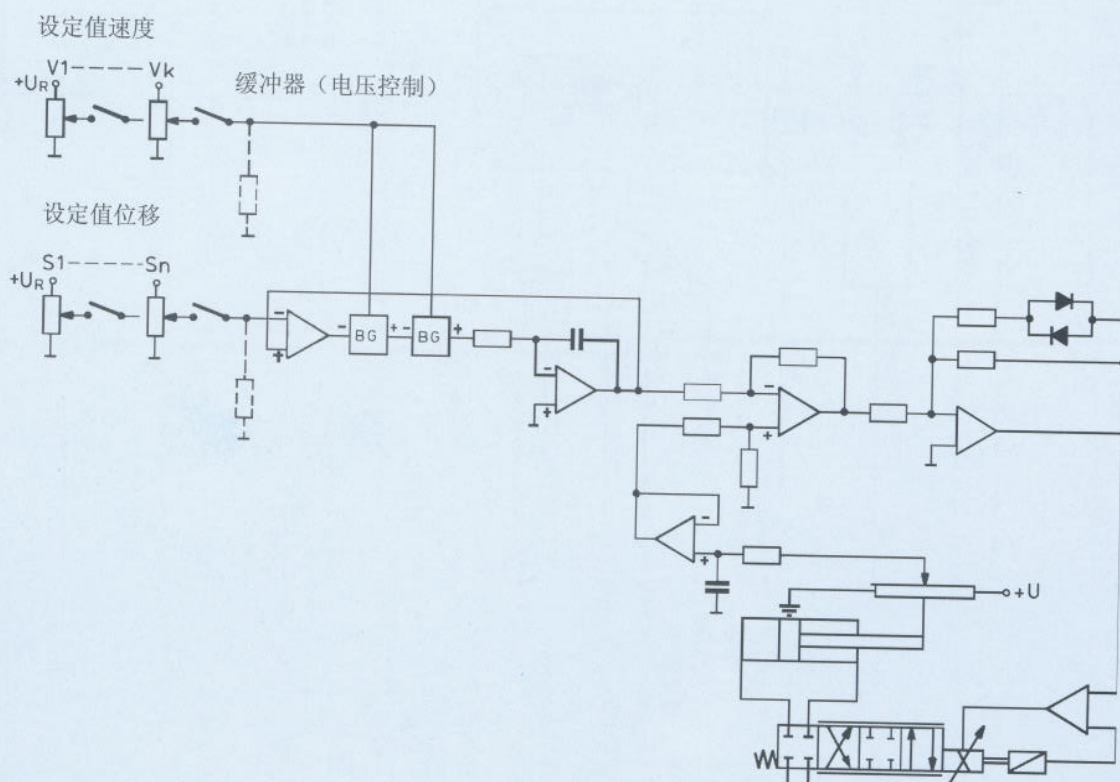
1. 模拟控制放大器

上述这种功能，可用模拟 DC 放大器（运算放大器）来完成。它们是集成设计多级晶体管放大器，其特殊功能来自与它们相连的外接电阻及电容。

这种放大器，要针对特殊需要，对进行单独的规划与设计，当投入运行时，相互协调一致。除了实际控制电路外，它还有内部电源模板（ $\pm 15V$ ），以及供电电源和测量元件的处理电路。设定信号的产生，即机器程序，是由上一级协调控制来完成。

下例给出了一个包括闭环控制阀驱动级的完整系统。

★ 详细资料，参见第 125 页



2. 数字控制放大器

放大器并非只有产生和处理模拟信号（以直流形式）一种形式，采用数字方法也行，此时，信号是以一串二进制数字表示的。

价格合适的微处理机的来临，意味着这种技术已取得突飞猛进的发展。

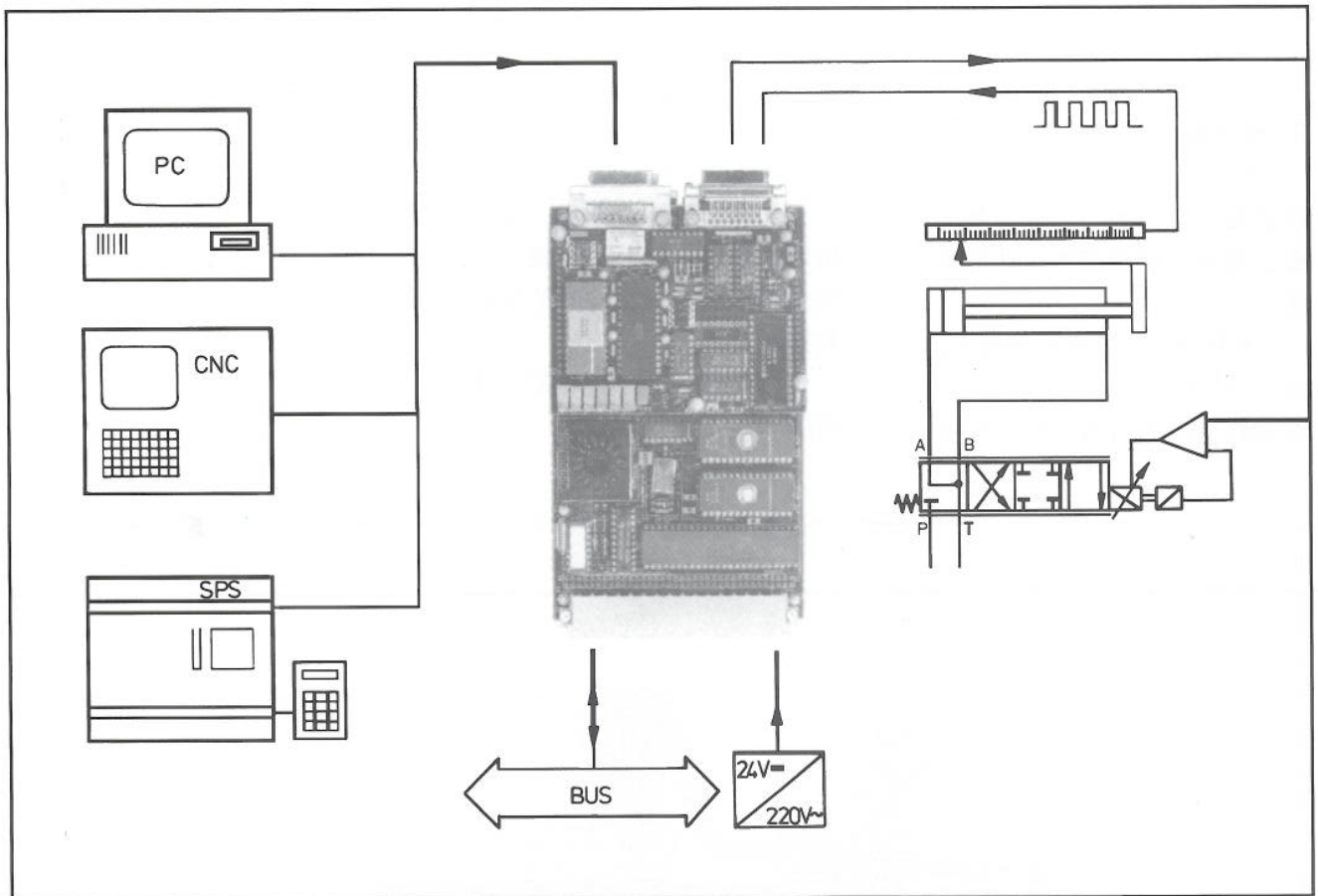
一旦采用数字技术，所有的计算步骤都必须按照严格顺

序一条一条地执行。这意味着微机的时钟周期，是至关重要的。尽管从严格意义上讲，它的输出信号不是连续的，而是根据数字运算结果呈阶跃状的，但在实际使用中可以被认为是连续的。

这种技术的优点，在于它的高精度，和所有的控制参数都能用软件编程得到。这允许基于万能基本通用模块方法来

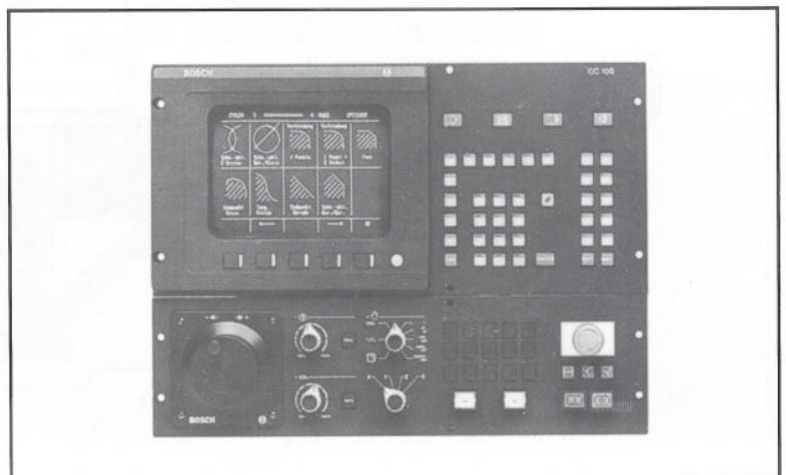
进行设计。

下例给出了应用于位移驱动的系统，在这个系统也能进行对位移及速度的设定值进行编程。人们可以相信，将来随着微机的使用，必然会给电液控制工程，和比例技术带来更加广泛和持久的影响。



3. 数控系统

市场上可得到的数控系统，能用于位移控制和轨迹控制。除设定值选择外，这些系统还包括了数字放大器的功能，以及一个用于数字测量系统的输入口。



电液闭环回路的其他元件

1. 液压缸

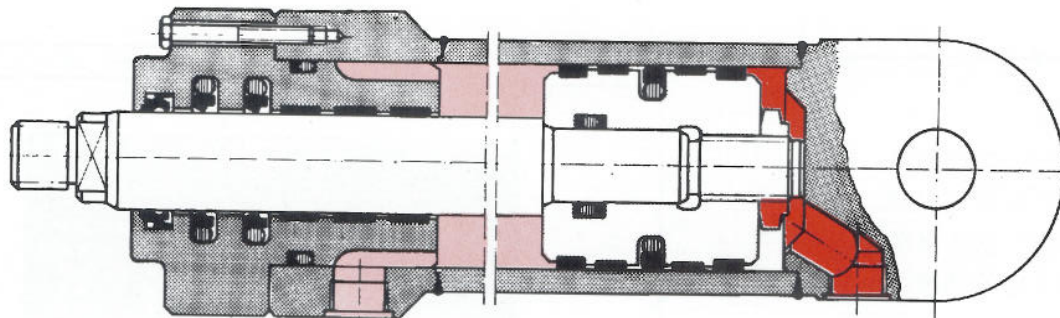
直线运动的传动，一般由液压缸来实现，因为其设备费用要比回转马达和滚珠丝杠低得多。

对称的双活塞杆缸的优点，是其动态特性与运动方向无关。在实践上，常用的不对称单活

塞杆缸，也可以得到好的特性，只要两边的面积不要相差太大。

为了达到较小的摩擦，要采用较轻便的密封装置。横向力用合适的活塞和活塞杆的导向装置来吸收。

对要求特别高的液压缸，采用静压轴承。



2. 液压马达

对于回转运动，要使用液压马达。同样，对于大行程的直线运动，使用液压马达与丝杠也有其优点。由于封闭的油液容积小，这种组合得到刚性的传动。选择液压马达，应考虑下列准则：

--- 容积效率

好的伺服马达，其内泄漏很小，特别是在最低转速时。

--- 机械效率

在最低转速和从静止状态启动过程，会出现较大的摩擦力矩，

与泄漏耗损相关联，将进入爬行状态。

--- 回转均匀性

这可通过增加活塞数目来达到。

--- 转速范围

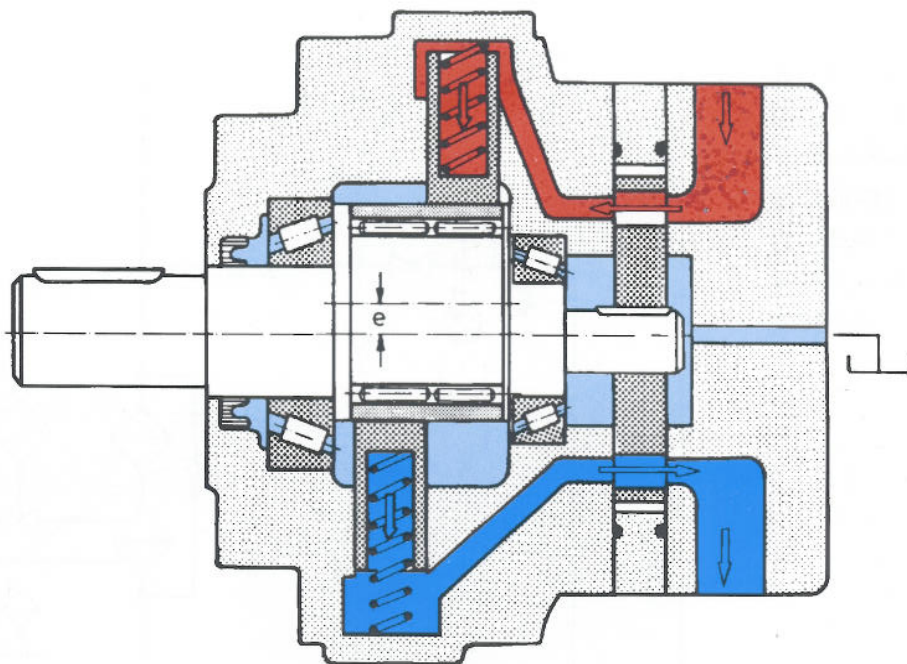
根据结构型式（低速/高速）和应用情况，在很多场合，需要减速箱。较好的结果，是由高速马达配减速箱的组合得到的。在低转速下，容积效率和机械效率将降低，这将对调节结果产生负面效应。

--- 闭死容积

应象功率容积那样尽量小。

--- 结构型式

根据所提要求，由轴向柱塞式或径向柱塞式来满足。



3. 油源机组系统压力

体积流量

系统的最大压力，由负载、摩擦力和在闭环比例阀处的压降决定。最大流量，主要由快进速度来决定。

闭环比例阀需要一个定压系统来供油。就是在没有负载时，闭环比例阀的进油压力，也应大体上保持为常数，而与通过的体积流量无关。由于阀处的压降为

$$\Delta P_{\text{阀}} = \frac{1}{3} P_{\text{泵}}$$

按流量公式

$$Q_x = Q_N \sqrt{\frac{\Delta P_x}{\Delta P_N}}$$

$$Q_{\text{max}} = \sqrt{3} Q_N$$

这一流量通常仅在短时间里发生，可从蓄能器获取。

定量泵与变量泵

在驱动功率 < 3kW 的小功率系统，用定量泵供油，多余流量经溢流阀引回油箱。为了减少损失，在较大功率的驱动中，使用具有压力调节功能的变量泵（恒压变量泵）。这种调节器的动作时间，一般要比闭环比例阀长得多。所以，这里同样要配置蓄能器。

油液过滤

以流体转换器为先导级的传统伺服阀，对油液的污染特别敏感。而现代闭环比例阀的控制边，也要求一个全程的良好过滤精度。

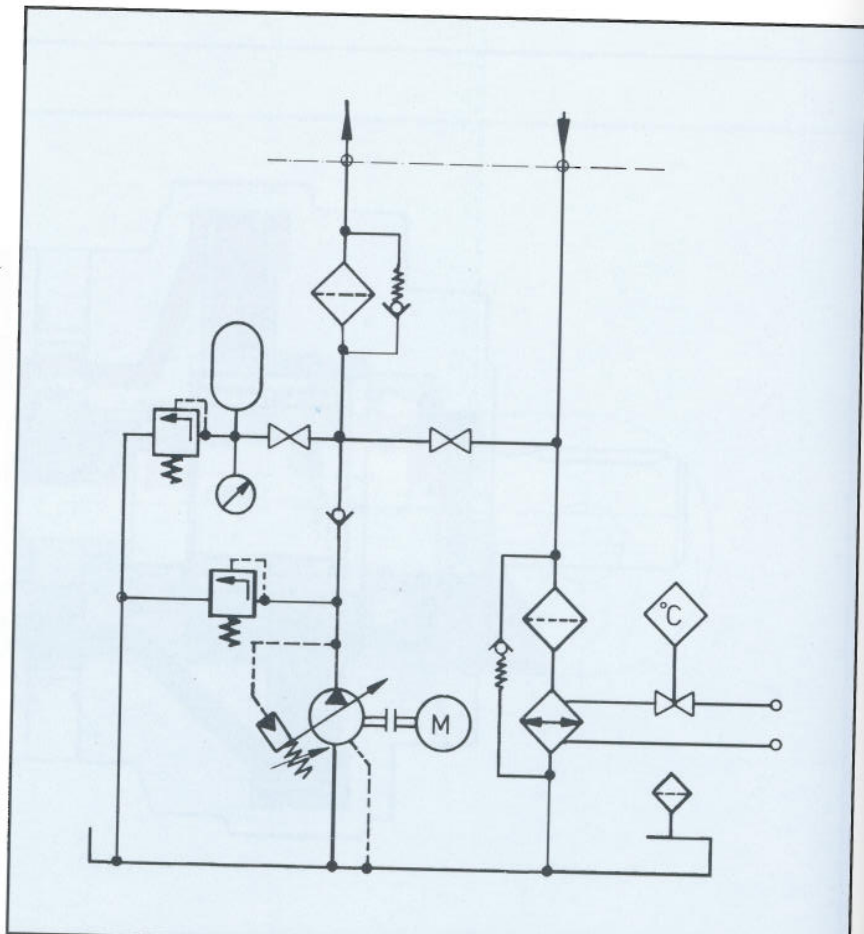
为了一般的安全可靠运行，而更多地为了防止控制边过早的腐蚀和保持零遮盖质量，要求油液的污染等级限制在 NAS 的 7...9 级。

这就要求全流量过滤器达到 $\beta_{10} = 75$ ，且直接安装在紧靠

闭环比例阀进口的压力油管上。危险情况发生在设备启动时，因为“内部存在”的污染物，常导致事故。因此，推荐在安装闭环比例阀之前，设备管道必须进行清洗。

冷却器

闭环系统工作时，由于阀口压降大，有明显的能量损失。此外，在加速时所花费的能量，并没有在制动时得到回收。所以，冷却设备一般是必不可少的。系统产生的热量，按驱动型式，在总输入功率的 30% 至 100% 之间。



4. 检测装置

被控制量的检测，在闭环控制系统中有着重要的意义。测量点与反馈回路中比较点之间的误差，将全部影响到被控制量。因此，被控制量的准确度，永远不会比测量装置高。应根据下列要点，来选择检测方法和被测量值的转换：

— 测量值（位移，速度，压力等）；

— 测量精度（分辨率，线性，重复精度）；

— 测量位置（直接测量或间接测量，如测力还是测压力）；

— 动态响应（传输测量频率）。下面介绍若干输出为电信号的测量转换装置。

4.1 位移检测

— 电位器

电位器广泛用来进行角度和位移的测量。它价格便宜，线性好，有多种结构型式。

其分辨率在线绕式电位器和薄膜电位器，分别取决于线径和滑触头的间隙。测出信号电压的精度，直接与电源电压的稳定度成比例。电位器的缺点是滑动接点的磨损，在腐蚀性环境和快速滑动情况下接触的不可靠。

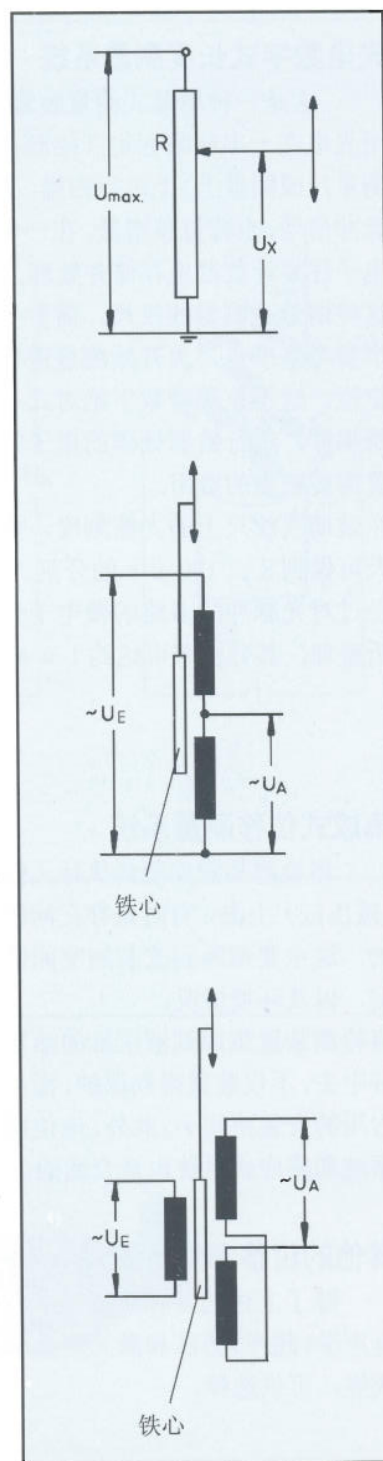
— 感应式分压器

（差动电感线圈）

分压器为非接触式，无摩擦的检测装置，可用于行程 $< 100\text{mm}$ 的场合。它主要由一个有中间抽头的线圈，和在线圈中运动的纯铁棒组成。由交流电压供电，检测信号需整流。其线性度特别受到行程的制约。

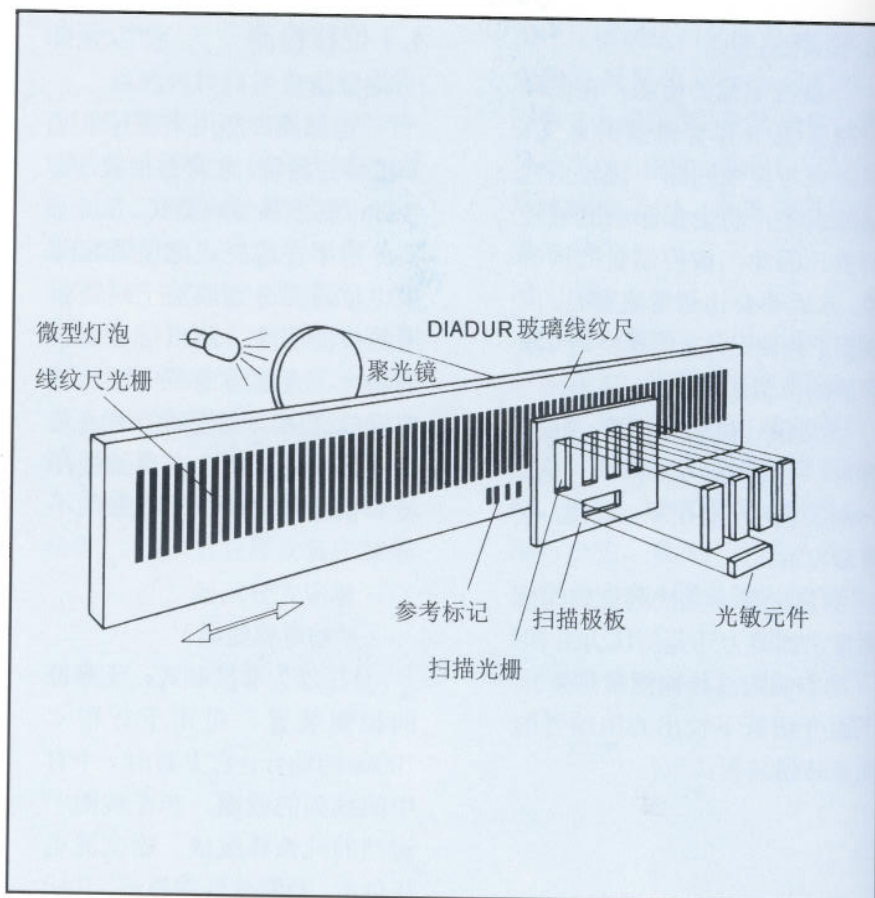
— 线性差动变压器

工作原理与感应式分压器相似，但其铁心是在初级与次级线圈中运动。



光电数字式长度测量系统

这是一种增量式测量装置，用光电在一串明暗标记（绘制在测量尺或圆盘上）上进行扫描，其脉冲信号，也称位移增量，在一个电子往复计数器里存储并处理。这种增量式测量线纹尺，需要一个参考基准点，为开始测量进行定位。这不象那种数字绝对式系统那样，进行数据处理的电子装置需要较高的费用。在玻璃线纹尺上的光栅刻度，今天可做到 $8 \dots 100 \mu\text{m}$ 的分割。经过对光脉冲的多路的微电子分析整理，其分辨率可达约 $1 \mu\text{m}$ 。



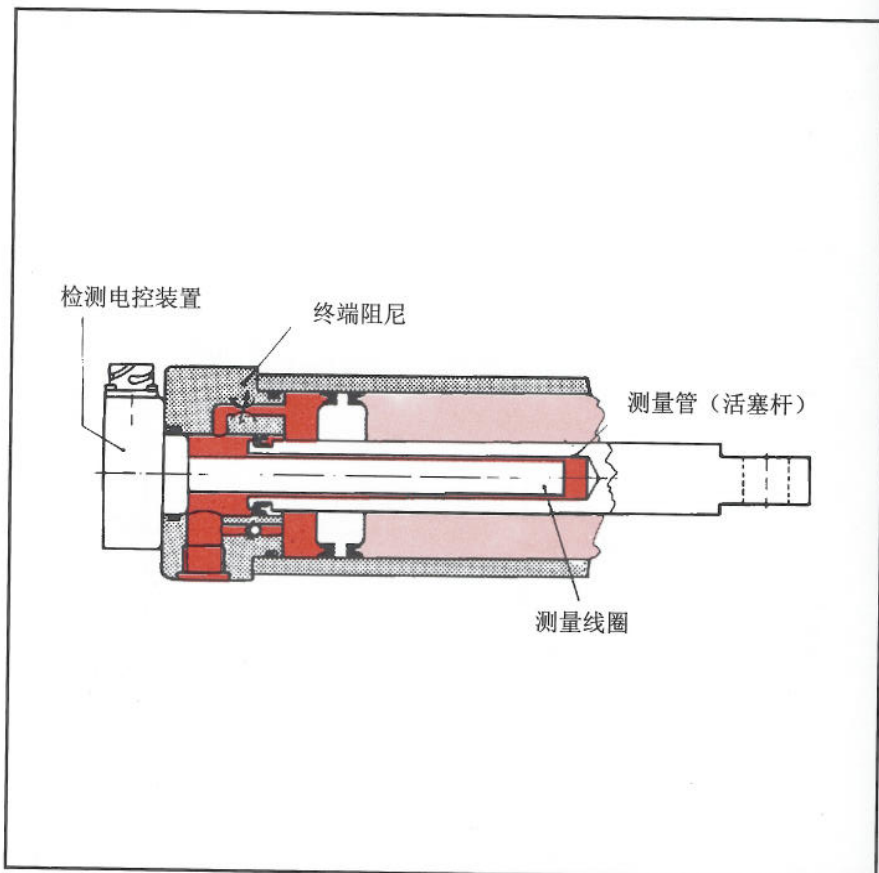
集成式位移测量系统

将检测装置安装到执行元件（液压缸）上去，有时是存在问题的，这主要牵涉到安装的空间情况，以及环境情况。

将检测装置集成到液压缸的活塞杆中去，不仅装置得到保护，而且占用的安装空间小。此外，电位器系统和感应式系统也是合适的。

其他的位移测量系统

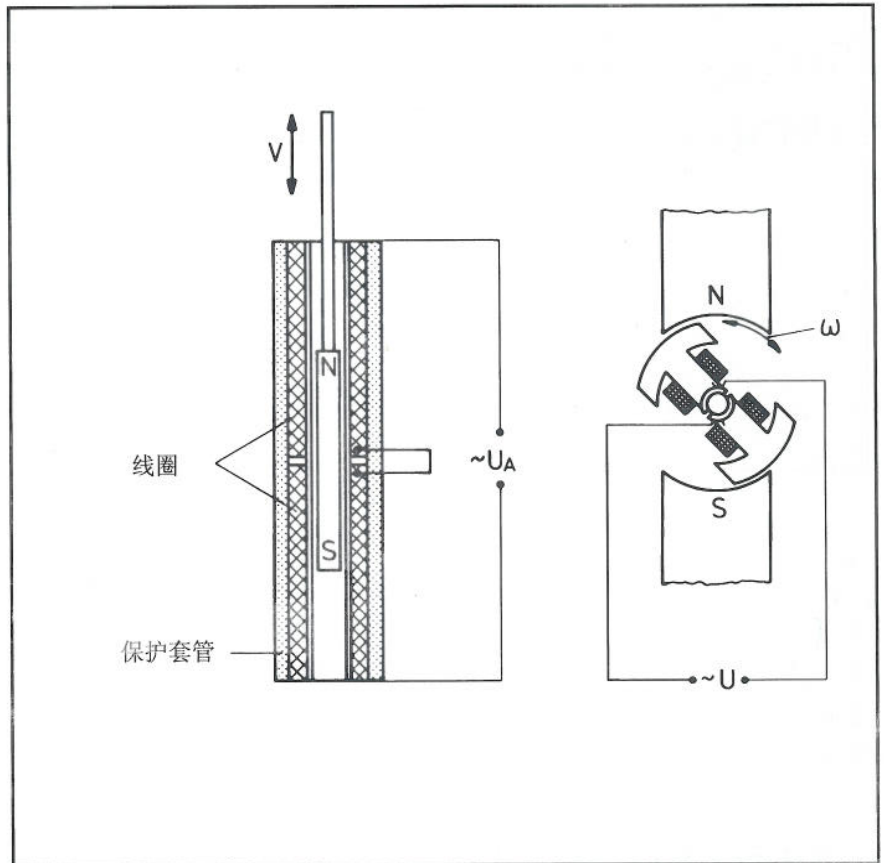
除了上述的各种系统外，还有声学（超声）方法和激光测量系统等，可供选择。



4.2 速度检测

速度，通常是通过电控器对位移与时间信号的比较而间接测量。

测速发电机，主要用来直接检测回转运动的速度。这里涉及到永久磁铁激励的直流发电机。为了直接测量直线运动速度，要用这样的传感器，其中棒形永久磁铁在两个线圈中产生与速度成比例的信号电压。



4.3 压力检测, 力检测

压力主要是用基于电阻变原理的传感器来检测。各力也可以用受力而发生伸长弯形变，来直接检测。感兴趣的可用测力螺钉直接测量力，在拖拉机里配置的那样。

4.4 其他的测量装置，测量电子器件

检测值，如速度、加速度、功率等，主要是通过基本物理量，如位移、时间等的检测而间接得到。这里经常需要相当可观的电控器费用。一个特别的问题是，温漂应保持尽可能地小。



直线运动与回转运动的电液放大器

一种特殊的电液驱动装置，是集成了机械反馈的直线放大器和回转放大器。在这个紧凑组件里，取消了位移电测系统，代以仿形螺丝。

1. 直线运动电液放大器

电控步进电机①带动丝杠②旋转，进而使连续控制阀阀芯③偏移。根据驱动电机的旋转方向，压力油将进入执行液

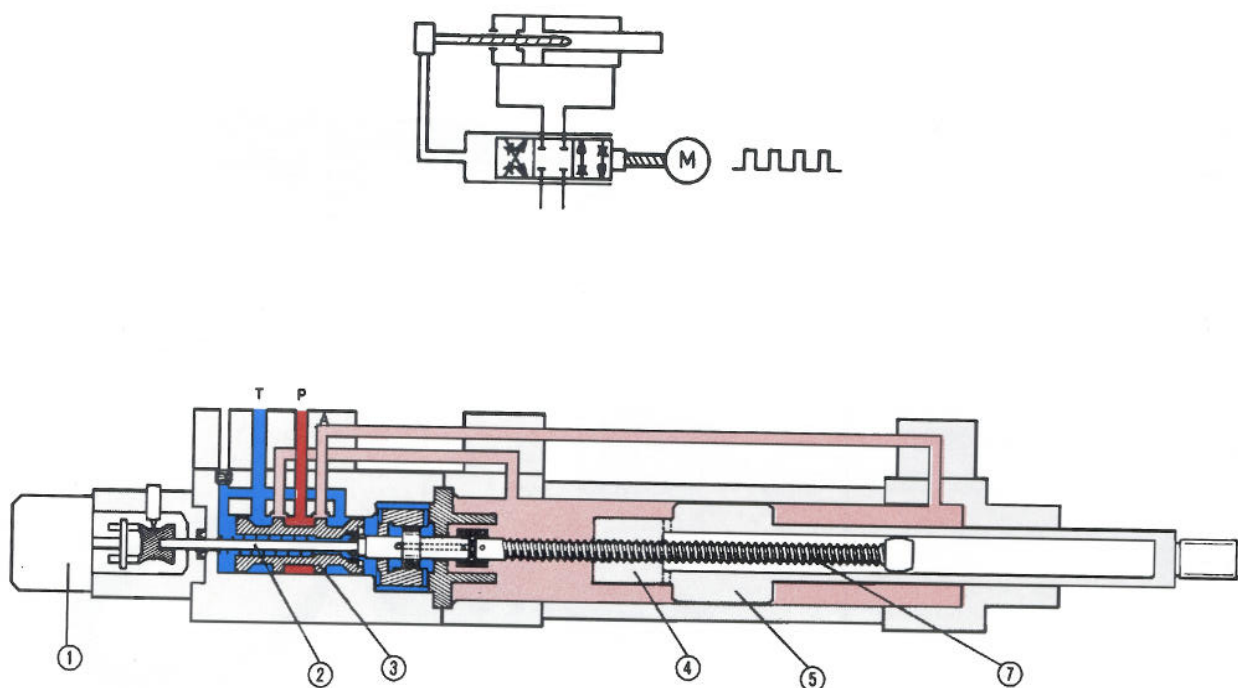
压缸两个腔室中的某一个腔室，活塞杆⑤伸出或缩回。

这时，与活塞杆固接的仿形螺母④，驱动仿形螺杆⑦转动。这就是说，活塞杆的运动，导致连续控制阀阀芯的返回移动。如果活塞杆移动的实际值，与预先调定的设定值相对应，则阀芯就返回至其原始位置。

这是一种带机械反馈的伺服系统（随动系统）。

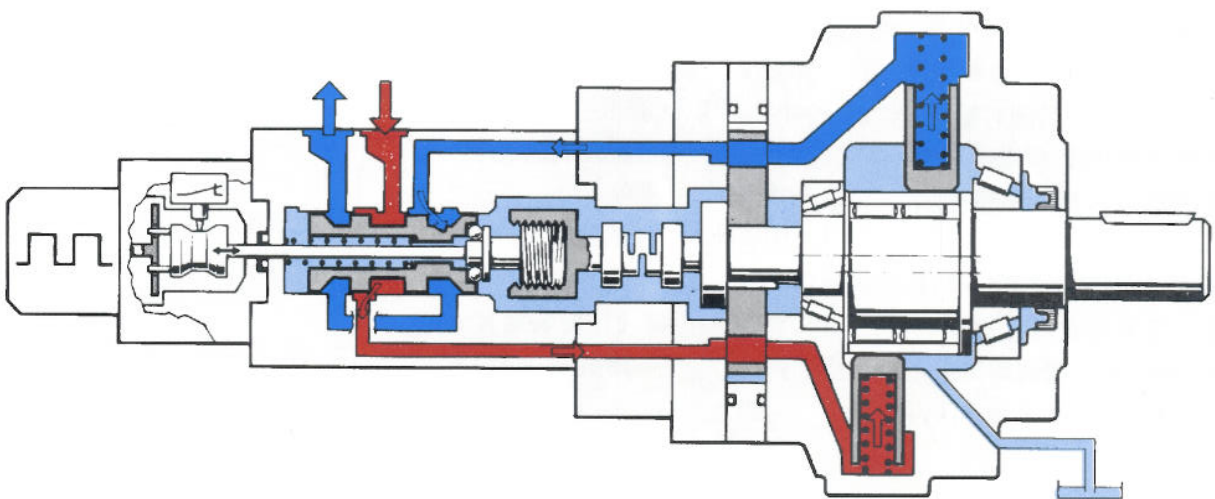
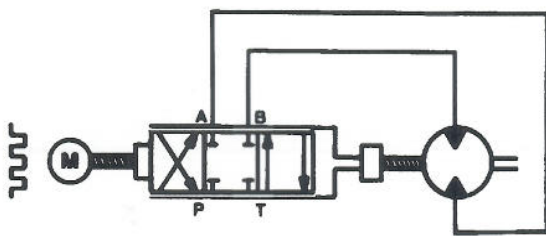
根据设计，仿形螺杆可用不同的增益。采用大增益，可获得在一定精度范围里的较高速度。

当仿形螺杆采用细牙螺纹时，其速度将受到限制，因为此时其位置精度很高。



2. 回转放大器

基本结构与直线放大器相似，只是在原来液压缸的位置上换上液压马达。其转角位置信号同样通过仿形螺杆和仿形螺母的反馈，使连续控制阀的阀芯返回其原始位置。



电液闭环控制 的计算

1. 液压传动的固有频率

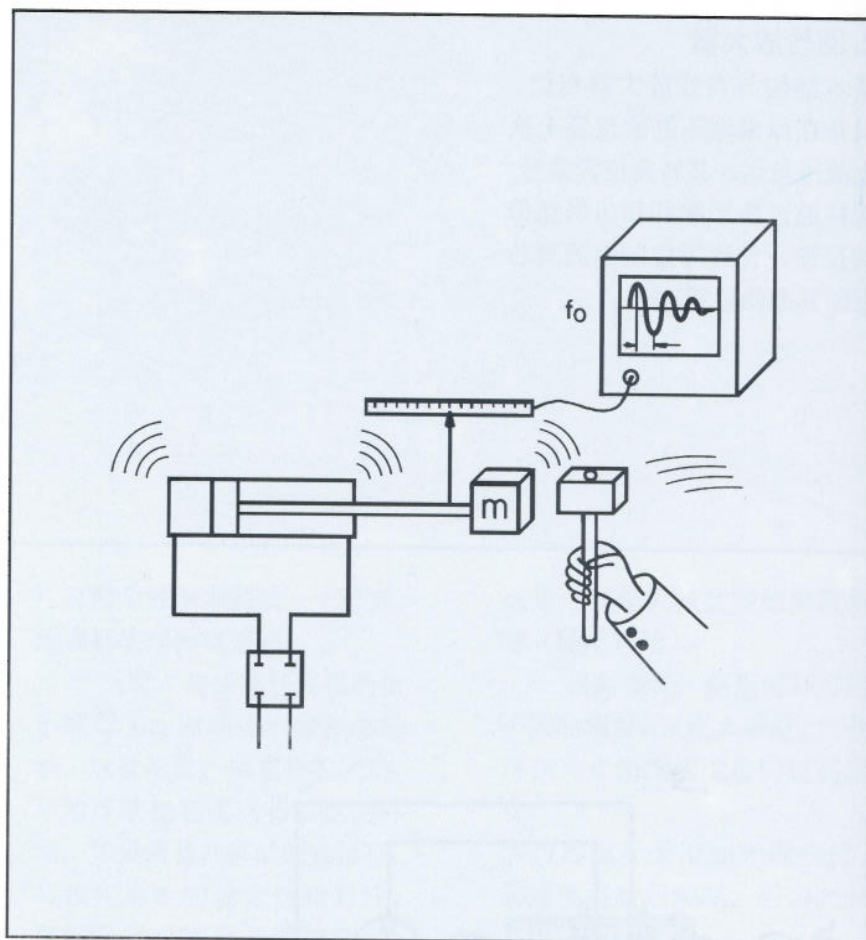
1.1 概述

一个液压机械传动系统，例如由液压缸与负载所组成，为一弹簧—质量系统。其弹簧作用，由被压缩的油液容积产生。如果这样的系统，用一榔头去敲打激励，则系统将以固有频率 $f_0[\text{Hz}]$ 振动。在以后的计算中，参数 $f_0[\text{Hz}]$ 将用物理学上常规的参数“角频率” $\omega [\text{rad/sek}]$ 或 $[1/\text{sek}]$ 代替：

$$\omega_0 = 2\pi \cdot f_0$$

液压传动装置的固有频率，对于闭环系统的动态特性和系统计算的原点，是一个重要的参数。

从稳定性观点来看一个闭环系统，若系统具有较高的固有频率，则会有一些问题。可粗略地划分为如下的3个频率区：



— 低频

$f_0 = 3 \dots 10 (\text{Hz})$ 重型机械，
机械手，
手动设备，
注射机

— 中频

$f_0 = 50 \dots 80 (\text{Hz})$
位置控制的机床

— 高频

$f_0 > 100 (\text{Hz})$ 试验机，
注射机
(注射装置)，
压机

1.2 基本公式

计算弹簧质量系统固有频率的基本公式为

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}}$$

式中 ω_0 = 固有频率 [1/s]

m = 质量 [kg] 或 $\left[\frac{N \cdot s^2}{m} \right]$

C = 弹簧刚度 $\left[\frac{N}{m} \right]$

弹簧刚度“液压刚度” C ，主要由受压的油液体积决定，由下式确定

$$C = E \cdot \frac{A^2}{V}$$

式中 E = 液压油的弹性模量

$$= 1 \dots 1.4 \cdot 10^9 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

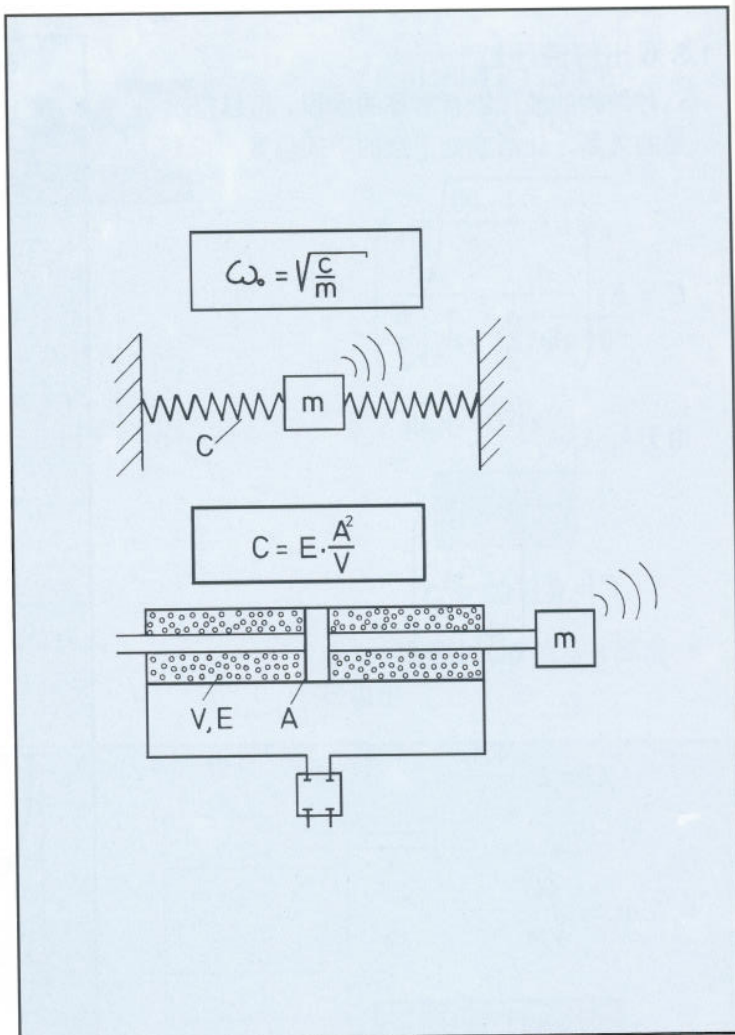
$$= 1 \dots 1.4 \cdot 10^4 [\text{bar}]$$

A^2 = 活塞杆面积的平方 [m^4]

V = 油液体积 [m^3]

如基本公式已经表明的那样，一个液压传动系统的固有频率，取决于执行器液压马达或液压缸的尺寸，和驱动的质量。

系统中的其他元件，例如调节阀，也有自己的固有频率。因为整个闭环系统的角频



率，是由系统中动态特性最低的元件决定的，因而也要注意闭环调节阀的极限频率。此值在 50 到 150 Hz 范围。

根据不同的传动方式，得出后面详细的计算固有频率的公式。

机械传输件（固定的）的刚性，在公式中未加考虑，这要按应用情况给予相应的扣除。

1.3 双出杆液压缸

这种结构的液压缸有对称的面积，可以得出明显的关系。让活塞处于缸的中间位置，得到：

$$C = E \cdot \left(\frac{A_1^2}{A_1 \cdot \frac{h}{2}} + \frac{A_2^2}{A_2 \cdot \frac{h}{2}} \right)$$

由于 $A_1 = A_2 = A_R$

$$C = E \cdot \left(\frac{2A_R^2}{A_R \cdot \frac{h}{2}} \right)$$

$$C = E \cdot \frac{4A_R}{h}$$

$$\text{代入 } \omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot E \cdot A_R}{m \cdot h}}$$

$$\left[\sqrt{\frac{N \cdot m^2 \cdot m}{m^2 \cdot N \cdot s^2 \cdot m}} \right] = [s^{-1}]$$

式中 ω_0 = 固有频率 $[1/s]$

A_R = 活塞面积 $[m^2]$

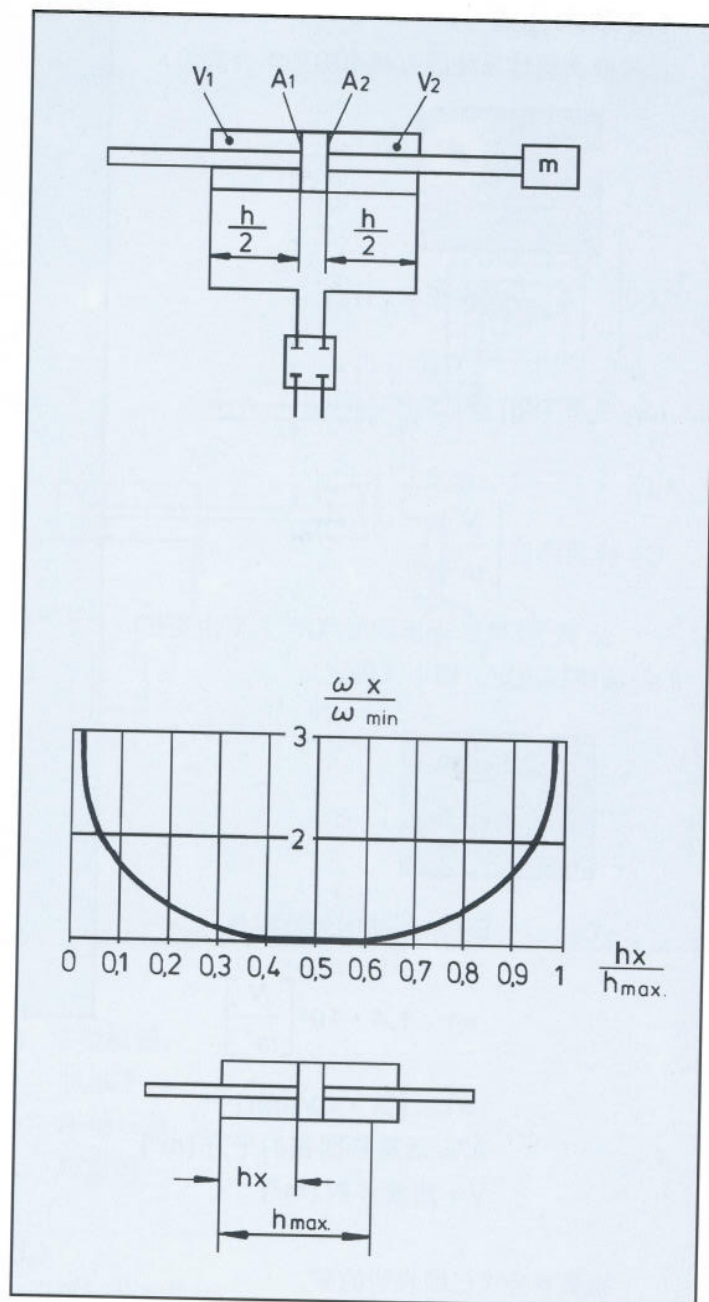
h^* = 活塞行程 $[m]$

$$m = \text{质量 } kg \cong \left[\frac{N \cdot s^2}{m} \right]$$

$$E = \text{弹性模量} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$1 \dots 1.4 \cdot 10^9$$

* 对于死容积，应预先给行程 h 增加 20...50% 的附加值。



人们都明确地了解到，活塞面积与行程之比，对固有频率有着重要的影响。 $A:h$ 的系数也可表示为 λ = “长径比”。从提高固有频率观点考虑，较大的面积和较短的行程是比较有利的。面积的确定，还要由其他的一些因数，如规格大小、压力、体积流量等一同来考虑。

在作这些考察时，管道的容积未加考虑。很显然，总要

尽可能地减小死容积，这就是说，阀与缸之间的管道短些、刚性大些，有利于提高固有频率。

上面计算固有频率，是按活塞处于中间位置的情况出发，从而得到一个最小的固有频率值，这是实践中处于最不利情况下必须达到的数值。图示曲线，表明了固有频率与活塞位置的关系。当活塞离开中位时，计算固有频率必须乘上系数 F 。

计算例子

已知: $D=50[\text{mm}]$

$d=32[\text{mm}]$

$$m=50[\text{kg}] \cong \left[\frac{N \cdot s^2}{m} \right]$$

$h=500[\text{mm}]=0.5\text{m}$

$$E=1.4 \cdot 10^9 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

求解: $\omega_0[1/\text{s}]$

$f_0[\text{Hz}]$

解:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot E \cdot A_R}{m \cdot h}}$$

由 $D=50\text{mm} \rightarrow$

$A=19.5[\text{cm}^2]$ 注 1

$d=32\text{mm} \rightarrow a=8.0[\text{cm}^2]$

$A_R=11.5[\text{cm}^2]$

$A_R=11.5 \cdot 10^{-4}[\text{m}^2]$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4 \times 1.4 \times 11.5 \times 10^5}{50 \times 0.5}}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{64.4}{25} \cdot 10^5}$$

$$\omega_0 = \sqrt{25.76 \times 10^4}$$

$$\omega_0 = 507[s^{-1}]$$

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

$$f_0 = 80.7[\text{Hz}]$$

注 1: 用 BOSCH 液压计算滑尺求出

1.4 单出杆缸

这种结构形式的液压缸, 在实践中经常会遇到。这里, 固有频率的计算, 也是要注意到活塞面积与环形面积之比, 以及活塞位置。

最小的, 即临界的固有频率的计算, 像在双出杆液压缸一样, 其结果要用系数来修正。此系数为

$$\frac{1+\sqrt{\alpha}}{2}$$

$$\text{式中 } \alpha = \frac{A_K(\text{环形面积})}{A_K(\text{活塞面积})}$$

从提高固有频率观点出发, 较大环形面积, 即较小的活塞杆直径, 是有利的。

完整的最小固有频率计算公式为:

$$\omega_{0\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot E \cdot A_K}{h \cdot m} \cdot \left(\frac{1+\sqrt{\alpha}}{2} \right)}$$

式中 ω_0 = 固有频率 $[1/\text{s}]$

A = 活塞面积 $[\text{m}^2]$

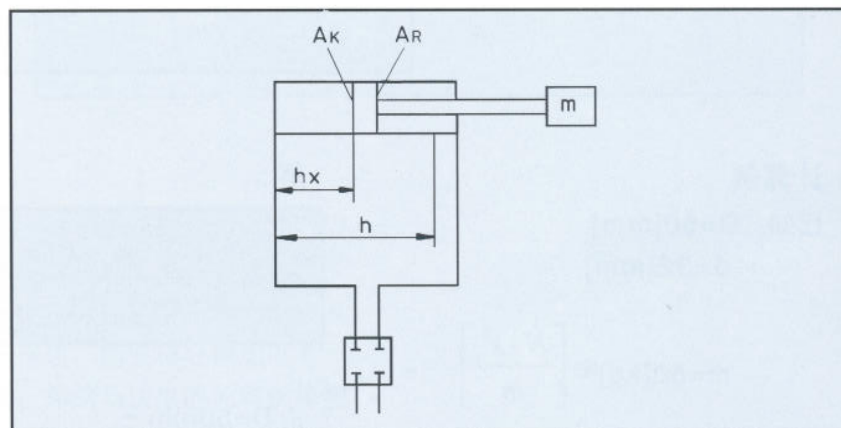
h = 活塞行程 $[\text{m}]$

$$m = \text{质量 } kg \cong \left[\frac{N \cdot s^2}{m} \right]$$

$$E = \text{弹性模量} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

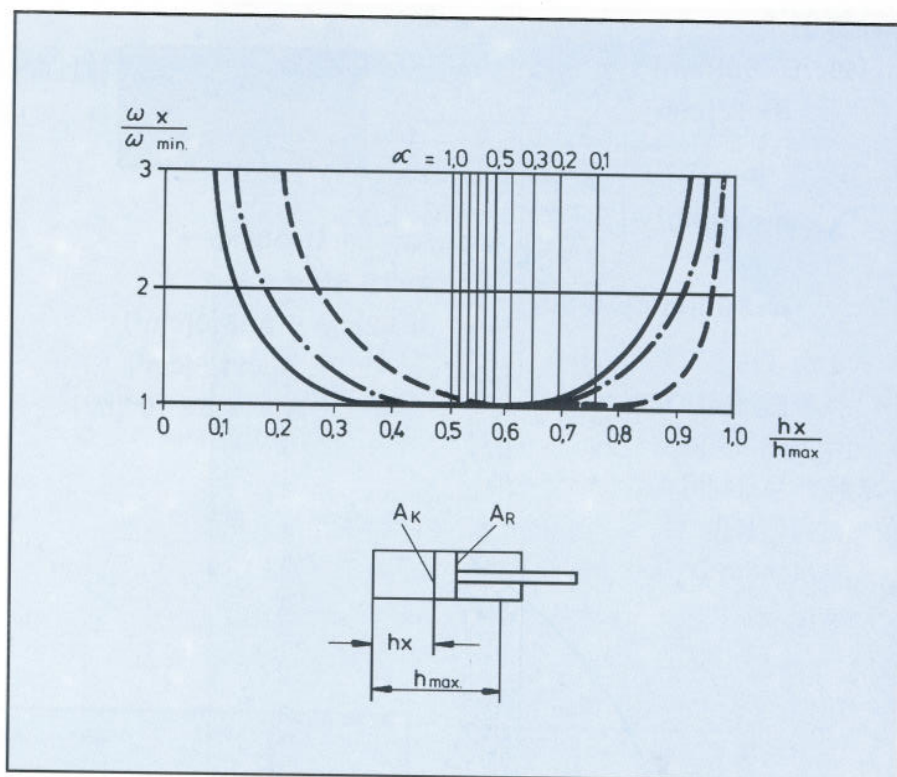
$$1 \dots 1.4 \cdot 10^9$$

*) 对于死容积, 应预先给行程 h 增加 20...50% 的附加值。



这仅适用于活塞一个确定的位置 h_x ，而固有频率与面积比和活塞位置 h_x 的关系如曲线所示。有关各公式的推导，这里就省略了。

对于活塞其他位置 h_x 的计算结果，必须乘上系数 F 。



计算例

已知: $D=50[\text{mm}]$

$d=32[\text{mm}]$

$$m=50[\text{kg}] \equiv \left[\frac{N \cdot s^2}{m} \right]$$

$h=500[\text{mm}]=0.5\text{m}$

$$E=1.4 \cdot 10^9 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

求解: $\omega_0[1/s]$

$f_0[\text{Hz}]$

解:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot E \cdot A_R}{m \cdot h} \cdot \left(\frac{1 + \sqrt{\alpha}}{2} \right)}$$

由 $D=50\text{mm} \rightarrow$

$A=19.5[\text{cm}^2]$ 注 1

$=19.5 \cdot 10^{-4}[\text{m}^2]$

$d=32\text{mm} \rightarrow a=8.0[\text{cm}^2]$

$A_R=11.5[\text{cm}^2]$

$A_R=11.5 \cdot 10^{-4}[\text{m}^2]$

$$\alpha = \frac{A_R}{A_K} = \frac{11.5}{19.5} = 0.6$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4 \times 1.4 \times 10^9 \times 19.5 \times 10^{-4}}{50 \times 0.5} \cdot \left(\frac{1 + \sqrt{0.6}}{2} \right)}$$

$$\omega_0 = \sqrt{4.368 \times 10^5} \cdot 0.887$$

$$\omega_0 = 586[s^{-1}]$$

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = 93.3[\text{Hz}]$$

最小固有频率时活塞的位置

$$h_x = h \cdot 0.56$$

0.56 taken from diagram

$$h_x = 500 \times 0.56$$

$$h_x = 280[\text{mm}]$$

注 1: 用 BOSCH 液压计算滑尺求出

1.5 液压马达

根据基本公式

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}}$$

式中的质量 $m[\text{kg}]$, 对于旋转运动, 应该用惯性矩 $I[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ 代替。

弹簧刚度或者“扭转刚度” C , 在对称情况下为:

$$C = E \cdot \left[\frac{\left(\frac{V}{2\pi} \right)^2}{V_0} + \frac{\left(\frac{V}{2\pi} \right)^2}{V_0} \right]$$

$$C = 2 \cdot E \cdot \frac{\left(\frac{V}{2\pi} \right)^2}{V_0}$$

$$\text{代入 } \omega_0 = \sqrt{\frac{C}{I}}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot E \cdot \left(\frac{V}{2\pi} \right)^2}{V_0 \cdot I}}$$

$$[s^{-1}] \cong \left[\sqrt{\frac{N \cdot m^6}{m^2 \cdot m^3 \cdot N \cdot s^2 \cdot m}} \right]$$

式中 ω_0 = 固有频率 $[1/s]$

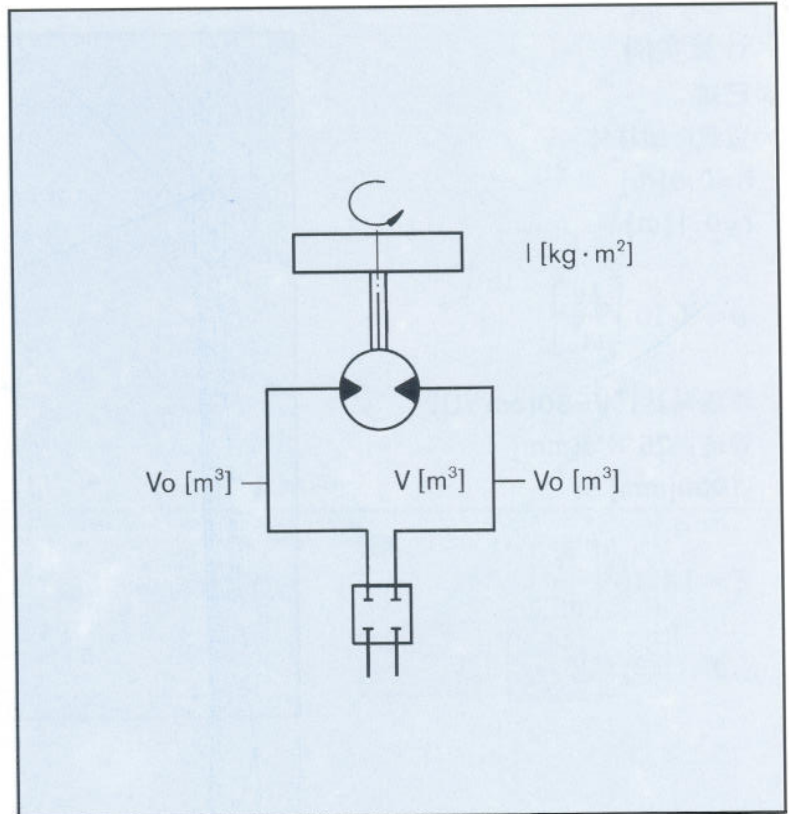
V = 液压马达排量 $[m^3/U]$

V_0 = 单侧死容积 $[m^3]$

I = 惯性矩 $[kg \cdot m^2] \equiv N \cdot s^2 \cdot m$

E = 弹性模量 $\left[\frac{N}{m^2} \right]$

1...1.4 · 10⁹



对于液压缸而言, 当死容积与液压缸的工作容积相比很小时, 可以忽略不计; 而对液压马达, 则要很好地加以考虑, 尽管马达里的死容积每侧只有 $V_0 = V/2$, 也是相对较小的。从固有频率角度看, 相对液压缸而言, 液压马达是个较好的控制元件。其缺点是泄漏损失比较大。

特别是在低转速时, 按不同结构, 泄漏损失将产生回转不均匀和制动压力建立等影响。

注意: 排量 $V[m^3]$ 按物理学系统应代入 $(m^3/2\pi \text{ 弧度})$, 因为 $1[U] = 360^\circ = [2\pi \text{ 弧度}]$

惯性矩 $I[kg \cdot m^2]$ 应代入

$$\left[\frac{N \cdot s^2}{m} \cdot m^2 \right] \equiv [N \cdot s^2 \cdot m]$$

计算实例

已知:

负载: 园柱体

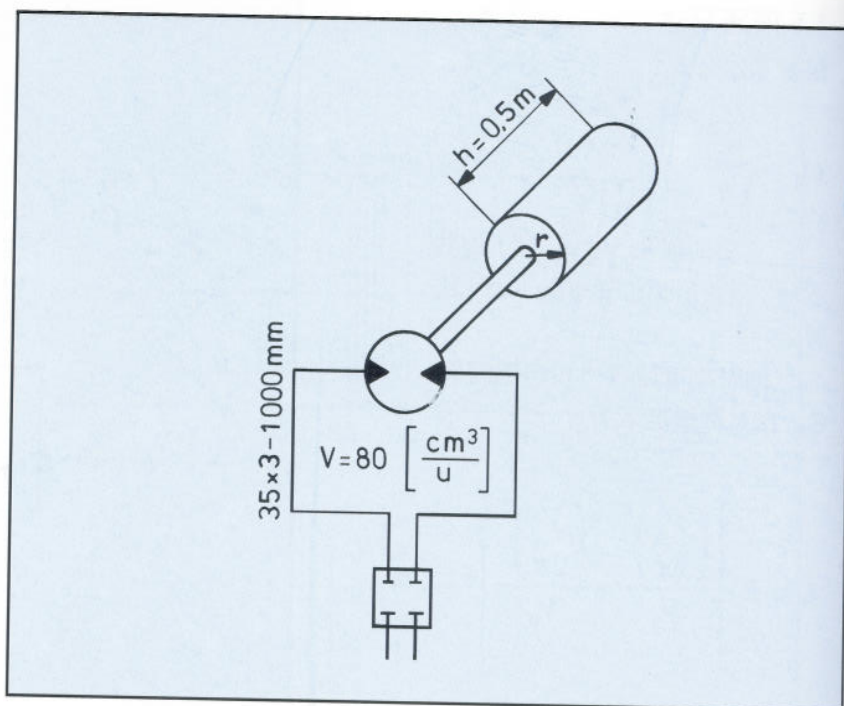
 $h=0.5[\text{m}]$ $r=0.1[\text{m}]$

$$\rho = 8 \cdot 10^3 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

液压马达: $V=80[\text{cm}^3/\text{U}]$ 管道: $25 \times 3[\text{mm}]$

-1000[mm] 长

$$E = 1.4 \cdot 10^9 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

求解: 固有频率 ω_0, f_0 

解:

— 负载质量

$$m = \rho \cdot \pi \cdot r^2 \cdot h$$

$$kg = \left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{m}}{\text{m}^3} \right]$$

$$m = 8 \times 10^3 \times 3.14 \times 10^{-2} \times 0.5$$

$$m = 125.6 \text{ kg}$$

— 负载惯性矩

$$I = \frac{m \cdot r^2}{2}$$

$$I = \frac{125.6 \cdot 10^{-2}}{2}$$

$$I = 0.628 [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$I \equiv 0.628 \left[\frac{\text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^2}{\text{m}} \right]$$

— 马达单侧的死容积

$$V_{\text{OM}} = 0.5 \cdot V = 40 [\text{cm}^3]$$

在管道

$$\Phi_i = 1.9 \text{ cm}$$

$$A_i = d^2 \pi / 4$$

$$L = 100 \text{ cm}$$

$$V_{\text{OL}} = 283 [\text{cm}^3]$$

— 固有频率

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot E \left(\frac{V}{2\pi} \right)^2}{V_0 \cdot I}}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2.8 \cdot 10^9 \cdot \left(\frac{80 \cdot 10^{-6}}{2\pi} \right)^2}{3.23 \cdot 10^{-4} \cdot 0.628}}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2.8 \cdot 10^9 \cdot 162 \cdot 10^{-12}}{2.02 \cdot 10^{-4}}}$$

$$\omega_0 = \sqrt{2245}$$

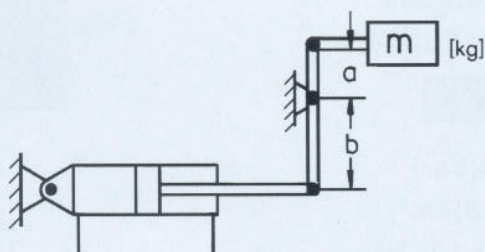
$$\omega_0 = 47.3 [1/\text{s}]$$

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = 7.5 [\text{Hz}]$$

1.6 质量和惯性矩的降低

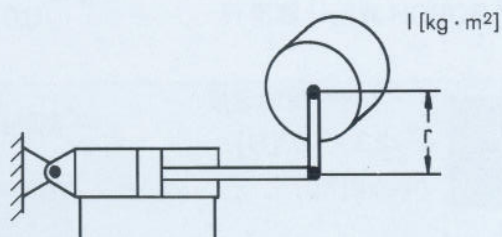
计算固有频率基本公式的假设是，质量直接作用在液压缸缸杆上，惯性矩直接加在液压马达的转轴上。根据具体的传动机构，应注意相应的传动比，而降低加在液压缸 / 马达上的实际质量。

在实践上，必须注意传动的刚性，因为这往往是一个附加的弹簧 / 质量系统。

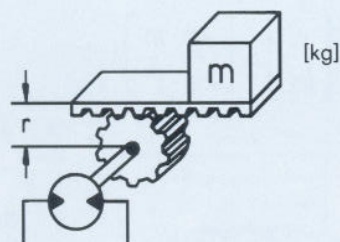


$$m_{\text{red}} = \frac{m}{i}$$

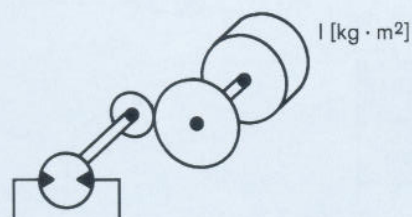
$$i = \frac{b}{a}$$



$$m_{\text{red}} = \frac{I}{r^2}$$

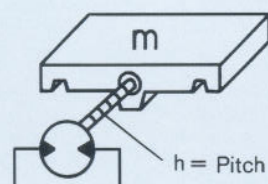


$$I_{\text{red}} = m \cdot r^2$$



$$I_{\text{red}} = \frac{I}{i^2}$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$



$$I_{\text{red}} = m \cdot \frac{h^2}{4 \pi^2}$$

2.4 传动系统固有频率对加速和制动过程的限制

像 65 页所提到的那样, 液压传动系统将给质量的加速与制动, 设置一定的极限。

这个极限值, 一方面由所能提供的功率或压力, 另一方面由传动系统的固有频率来决定。

如果加速和制动过程最终由功率准则决定, 则由于固有频率的影响, 系统将发生振动。为了避免这种情况, 则应该根据开环回路原则, 使过程不低于一定的最小制动和加速时间。这个时间的计算如下:

1. 固有频率 ω_0

2. 时间常数

$$T = \frac{1}{\omega_0}$$

3. 制动或加速时间

$$t = 3 \dots 5T$$

4. 加速度 / 减加速度

$$a = \frac{V}{t}$$

5. 加速或制动距离

$$s = \frac{1}{2} \cdot V_0 \cdot t$$

或者

$$s = \frac{v^2}{2a}$$

计算实例

已知:

— 液压缸数据见 103 页

固有频率 $\omega_0 \approx 500 [1/s]$

— 液压缸速度

$$V = 2 [m/s]$$

允许的液压缸压力

$$p = 200 [bar]$$

求解: 最大的减加速度 a

最小的制动距离 s

解a:

由液压缸压力决定的减加速度 a 和制动距离 s

— 可使用的制动力

$$F = p \cdot A$$

$$p = 200 [bar]$$

$$A = 11.5 [cm^2]$$

$$F = 23 \cdot 10^3 [N]$$

注) 用 BOSCH 液压计算滑尺求得

$$a = \frac{F}{m}$$

— 可能的减加速度

$$F = 23 \cdot 10^3 [N]$$

$$m = 50 [kg]$$

$$a = \frac{23 \cdot 10^3}{50} \left[\frac{N}{kg} \right] \equiv \left[\frac{kg \cdot m}{kg \cdot s^2} \right]$$

$$a = 460 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

— 制动距离

$$s = \frac{v^2}{2a}$$

$$s = \frac{4}{920} \left[\frac{m^2 \cdot s^2}{s^2 \cdot m} \right]$$

$$s = 0.0043 m$$

$$s = 4.3 mm$$

解b:

由固有频率决定的减加速度 a 和制动距离 s

— 时间常数

$$T = \frac{1}{\omega_0}$$

$$T = 0.002 [s]$$

— 制动时间 $T = \text{约 } 5T$

$$T = 0.01 [s]$$

— 可实现的减加速度 由公式

$$a = \frac{V}{t}$$

此地 $V = 2 [m/s]$

$$a = \frac{2}{0.01} \left[\frac{m}{s \cdot s} \right] \equiv \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$a = 200 [m/s^2]$$

— 制动距离 由公式

$$s = \frac{v^2}{2a}$$

$$s = \frac{4}{2 \cdot 220} = 0.01 \left[\frac{m^2 \cdot s^2}{s^2 \cdot m} \right]$$

$$s = 10 [mm]$$

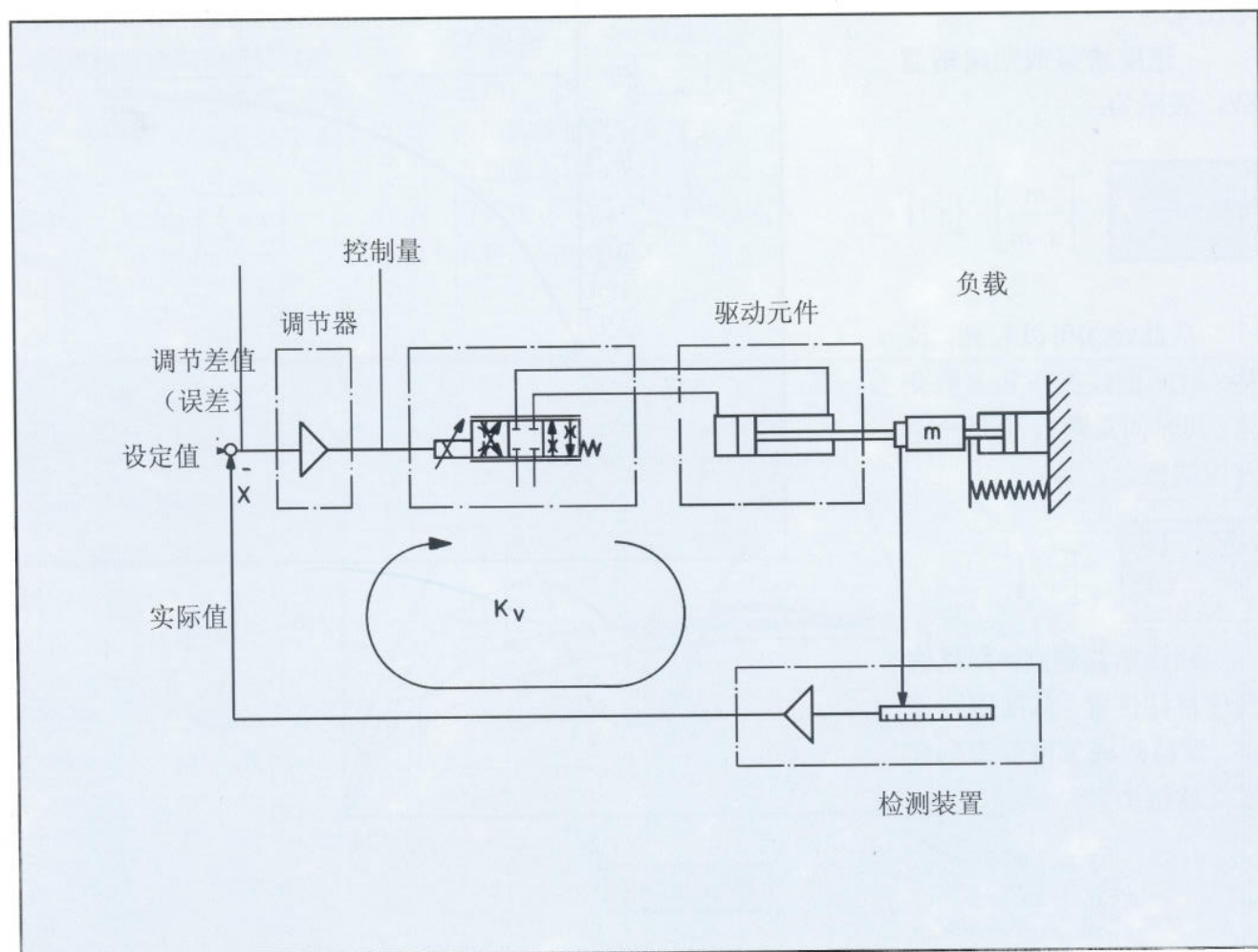
3. 回路增益 K_v

在闭环位置控制回路中，设定值（指令参量 w ）不断地与实际值 x 进行比较。由设定值与实际值比较得出的调节差值（误差），在调节器里处理形成控制信号后，输入控制元件。由此，误差不断得到纠正。

闭环控制系统具有调节误差越大，纠偏能力越强的有效功能。这是由于设定值与实际值之间存在很小偏差时，就已经形成了纠偏信号，促使误差的排除。

另一方面，闭环控制系统在增益过大时，容易发生振动。应用闭环调节技术，很大一部分精力，就是去寻求合适的放大系数，以达到最优的解决问题方案。总的放大系数称为“回路增益” K 。在下面的讨论中，将介绍一种求解这一增益的近似方法。

注意：这个确定回路增益的方法，是一个非常简化的总体算法。实际上，要得到一个可用的结果，其精确的方法见129页“过渡过程分析”章。



4. 速度增益, 时间常数

为了使抽象的概念“回路增益”形象化, 及对其优化准则作出解释, 作为例子这里引入位置闭环调节的“速度增益”的概念。它与“回路增益”是相同的。

假如一个位置闭环的液压缸(杠杆)驶向其目标, 则其速度将随着目标距离的缩短而按比例地降低。调节差值(此地就是到目标的距离)越小, 则控制量(阀的位置, 体积流量, 速度)也越小。

这一运动过程, 可以用速度对位移的关系①, 或位移对时间的关系②用曲线表示出来。

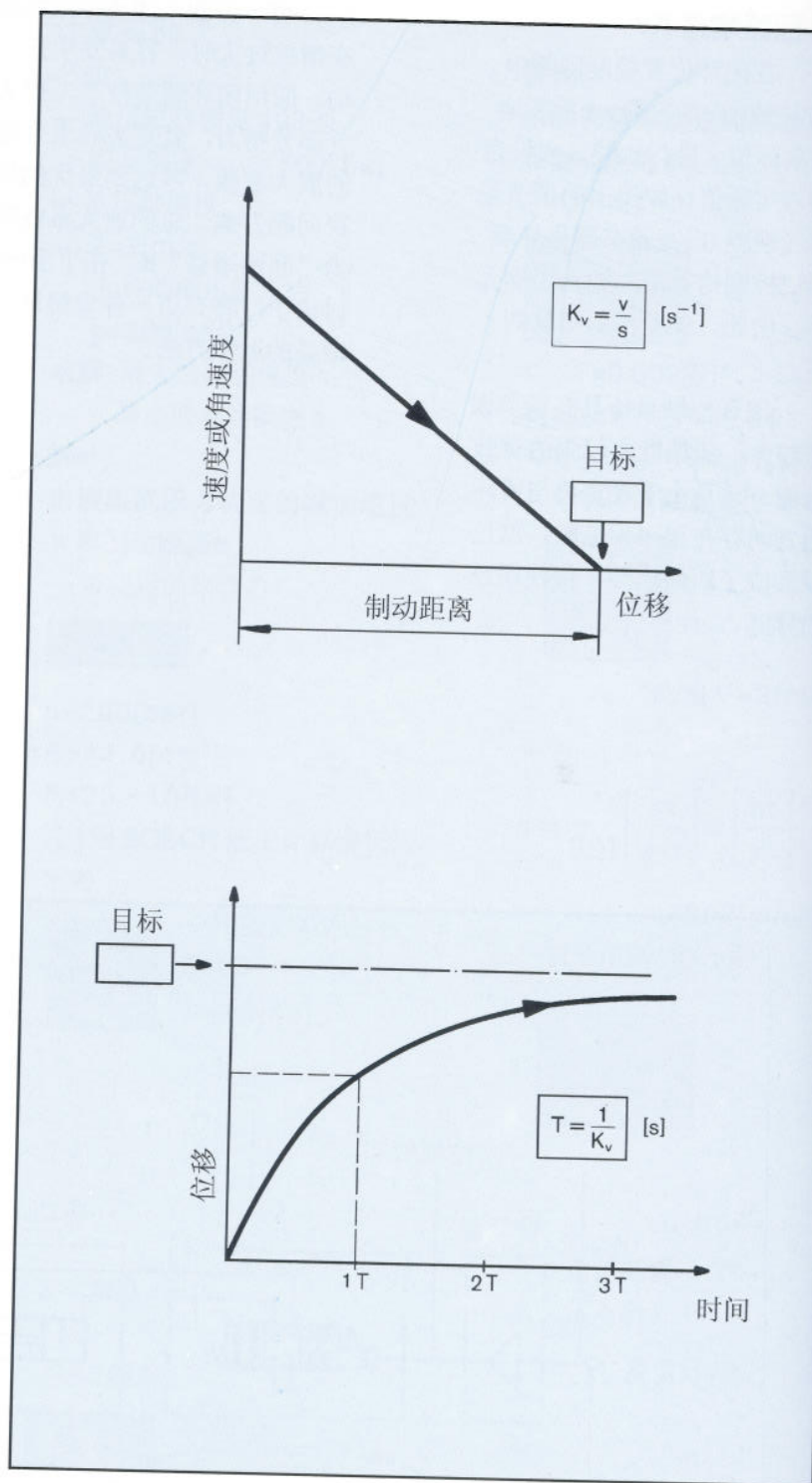
速度增益或回路增益 K_V , 表示为

$$K_V = \frac{V}{s} \quad \left[\frac{m}{s \cdot m} \right] \quad [s^{-1}]$$

从曲线②可以看到, 位移/时间曲线按指数函数变化。其时间常数 T , 也是一个常用的概念, 为:

$$T = \frac{1}{K_V} \quad [s]$$

回路增益越高, 则越快到达目标位置, 从而跟踪误差、保持的调节偏差或剩余误差就越小。



5. 劳斯稳定判据

如已经提到的那样，回路增益 K_V 实际上是在一个好的控制性能与调节回路的稳定性两方面折中的数值。

液压传动系统的固有频率，同样地对闭环控制回路的稳定性产生巨大的影响，而且固有频率越低，发生振动的危险性越大。

也就是说，回路增益 K_V 与固有频率 ω_0 之间存在着一定的关系。根据劳斯的理论，存在一个稳定性判据：

$$K_V < 2 \cdot \omega_0 \cdot D$$

式中 D 是阻尼系数，它由摩擦与泄漏两方面一同构成。此值几乎无法从计算而主要由实验得到。影响阻尼系数的办法，是很有限的。极端的阻尼，例如通过相应滑座导轨的调整，出于功率损失的考虑是不可取的。那样做，同样会对滞环和位置精度产生负面影响。在实践中，一般取：
 $D=0.05 \dots 0.2$ 。

对于液压缸传动，可根据经验简化为

$$K_V = 0.1 \dots 0.3 \cdot \omega_0$$

因为 $\omega = 2 \pi f_0$ ，其极限总值可为

$$K_V \approx f_0$$

一个对 K_V ， ω_0 和 D 相互关系的可信说明，可从终了位置过渡过程的考察得到。根据不同的 K_V 值，振荡曲线可以低于或超过临界线。

对应于实际应用情况，要接受一定的超调，其超调区应尽可能小。过渡过程也应在 $3 \dots 5T$ 时间里，在设计的临界值上稳定下来。如果 K_V 值选的太大，则闭环回路易于起振，即系统不稳定。

计算例

已知：

液压缸和负载的数据见第 103 页的例子

阻尼 $D=0.1$ ； $\omega_0 \approx 500 [1/s]$

求解：回路增益 K_V

解：

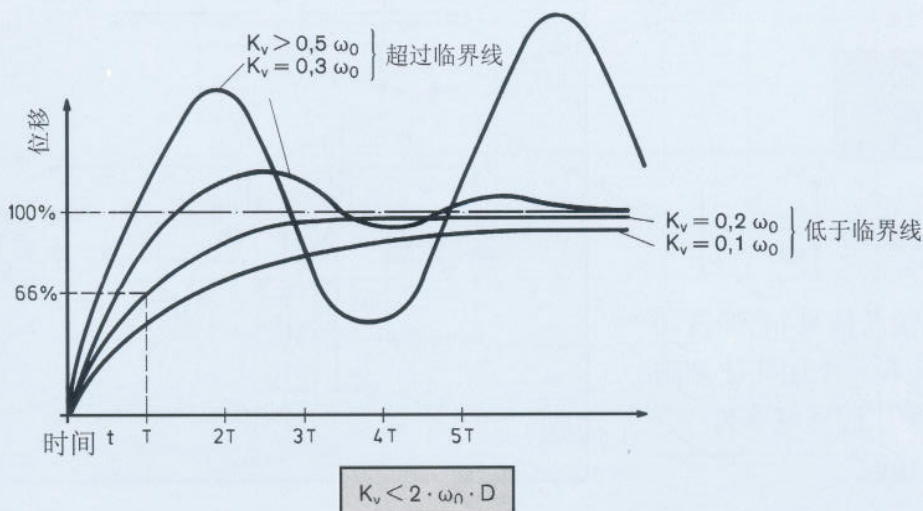
$$K_V \leq 2 \cdot 500 \cdot 0.1$$

$$K_V \leq 100 [s^{-1}]$$

注意

液压传动系统的固有频率 ω_0 用于劳斯稳定判据，严格地说只有在调节阀具有理想的传递特性 (P -环节)，即当截止频率 (极限频率) ω_v 远大于传动的固有频率时，才能成立。另一方面，阀的阻尼一般要比传动系统大好几倍，所以阀的动态特性是不重要的。如果不考虑各种不同的阻尼，可用等效频率 ω_E 来计算，其值为

$$\omega_E = \frac{\omega_v \cdot \omega_0}{\omega_v + \omega_0}$$



6. 回路增益的组成

第 111 页所说的回路增益 K_V ，是由各元件的放大系数按下列公式组合而成：

$$K_V = K_{EL} \cdot K_{HY} \cdot \frac{1}{A_{CYL}} \cdot K_{ME}$$

式中

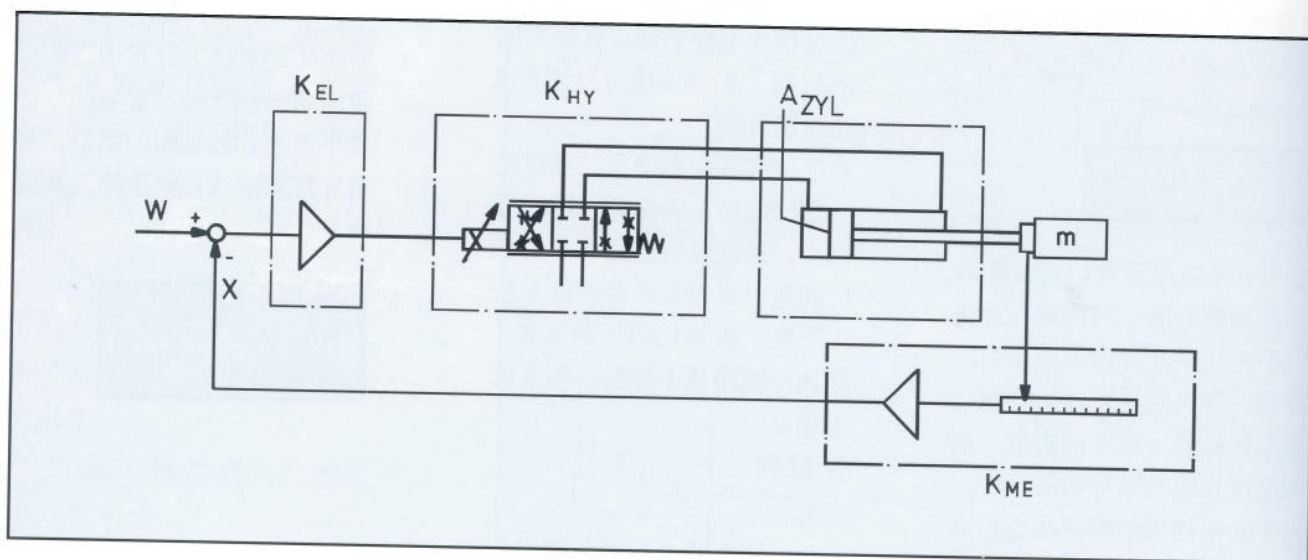
K_{EL} : 电控器的放大系数 $\left[\frac{V}{V} \right]$

K_{HY} : 闭环比例阀的液压放大系数 $\left[\frac{m^3}{s \cdot V} \right]$

A_{ZYL} : 活塞杆有效面积 $[m^2]$

K_{ME} : 测量装置的放大系数 $\left[\frac{V}{m} \right]$

各元件的放大系数，在以后的各节中详细讨论。



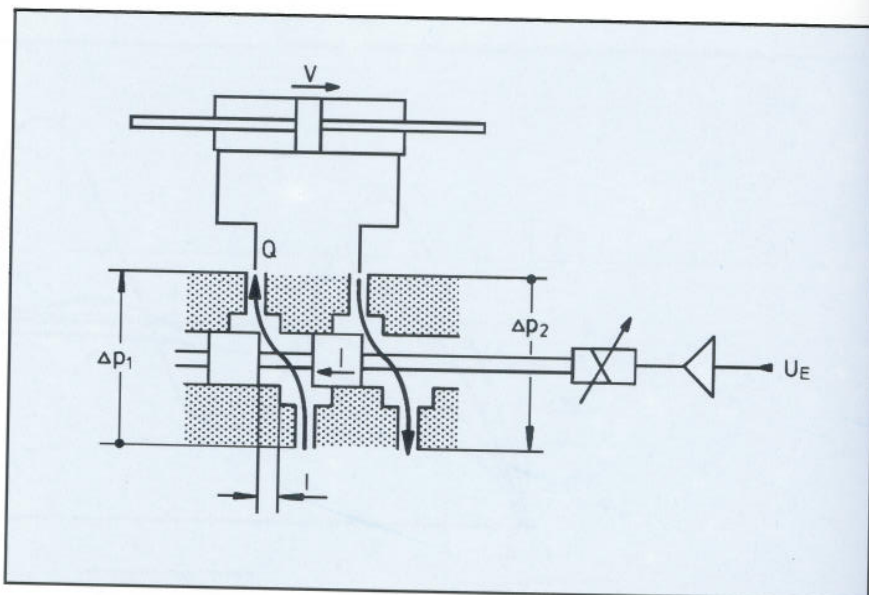
6.1 液压放大系数

此值表示液压输出信号，与闭环比例阀电输入信号之比。

$$K_{HY} = \frac{Q}{U_E}$$

$$\left[\frac{m^3}{s \cdot V} \right] = 6 \cdot 10^4 \left[\frac{1}{min \cdot V} \right]$$

此输入信号 U_E 涉及阀放大器，和一个闭环比例阀的先导级。信号电平为 $U_E = 0 \dots 10V$ 。



体积流量 Q 是下列三项的函数

- 输入信号 U_E
- 阀的尺寸 (阀口过流面积)
- 压降

$$\Delta P (Q \propto \sqrt{\Delta P})$$

由于阀口压降, 与阀的进口压力和负载压力相关而变化, 在计算液压放大系数时, 应考虑到这一点。

曲线表明了这样的关系

$$Q \propto \sqrt{\Delta P} \text{ 或 } Q^2 \propto \Delta P$$

因而, 通过一个开启的闭环比例阀的额定流量, 必须在一个确定的压差 ΔP 下得到。这里, 标准情况下为

$\Delta P=70\text{bar}$, 或在两个节流口为 $2 \times 35\text{bar}$ 。

其根据如下:

飞机是伺服技术的发源地, 对伺服器件进行了功率重量比的优化。

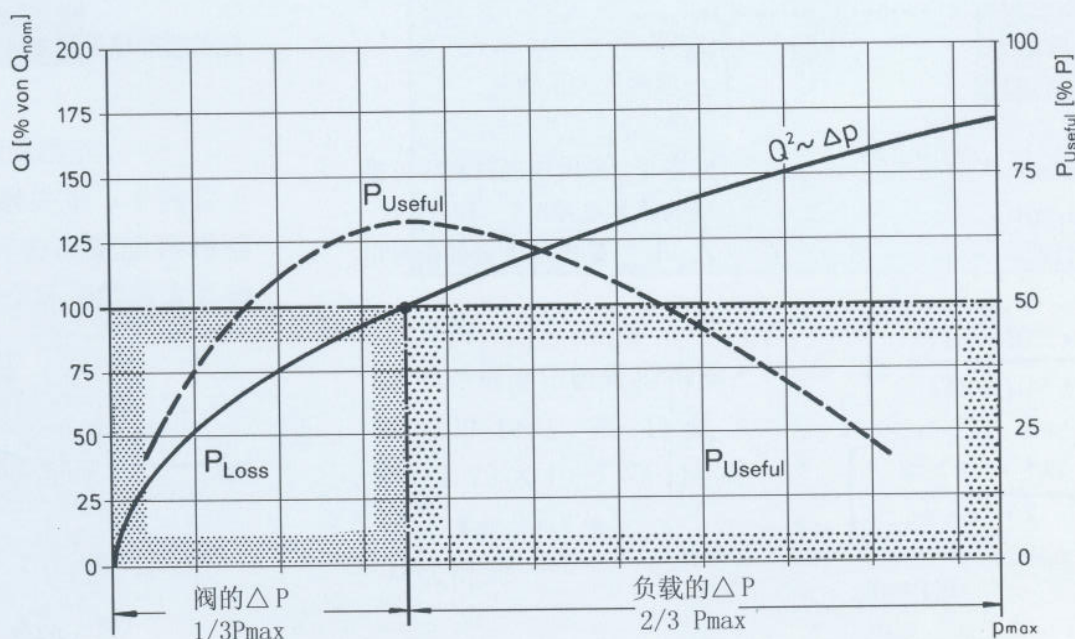
为了在一定的阀规格下, 获得最大的有效功率, 其工作点应这样来选择, 1/3的系统压力降落在节流阀口 (控制阀口) 上, 2/3的系统压力用来驱动负载。系统运行压力调定为 $3000\text{psi}=210\text{bar}$, 这里 1/3 就是 $1000\text{psi}=70\text{bar}$ 。这个数据常被误解为, 闭环比例阀 (伺服阀) 仅运行于 $\Delta P=70\text{bar}$, 这当然是错的。在其他压差下工作时的体积流量按下式计算

$$Q_x = Q_{\text{NOM}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_x}{\Delta P_{\text{NOM}}}}$$

如果在给定的负载压力下, 提高泵源压力, 从而提高阀口压差, 则可相应地减小控制阀口开度, 这就是说, 提高了液压放大系数, 从而提高了总的回路增益。但这将导致效率的变差。

注意:

这个考察, 涉及工作速度问题。在快进时一般负载小, 这就是说, 阀口的压差有可能增大到泵的压力, 相应地增大流量, 但是也增大了功率损失。按应用情况, 快进速度也可成为闭环比例阀规格选择的决定性的因素。



计算例

已知:

液压缸与负载的数据见 103 页的例子

快进速度 $V_1=20$ [m/min]

进给力 $F=7.5$ [kN]

求解:

阀的参数, 液压放大系数 K_{HY} , 泵源压力, 可实现的快进速度

V_2

解:

— 负载压力

$$\Delta P_{LA} = \frac{A}{A_R}$$

$F=7.5$ [kN]

$A_R=11.5$ [cm²]

$\Delta P_{load}=66$ [bar]

注: 用 BOSCH 液压滑尺算出

— 阀口压降 ΔP_{VE}

为了获得最大有效功率, 则

$\Delta P_{VE}=1/3$ 泵压力 P_{PU}

$\Delta P_{LA}=2/3$ 泵压力 P_{PU}

就是说 $*P_{VE}=33$ [bar]

$\Delta P_{LA}=100$ [bar]

— 快进速度 V_1 所需的体积流量

$$Q_1 = V_1 \cdot A_R$$

$V_1=20$ [m/min]

$A_R=11.5$ [l/min]

$Q_1=23$ [l/min]

— 估计阀的参数

这将由快进时的体积流量 Q_1 决定。

假设快进时负载为 0, 整个泵的压力全部作为阀口压差 ΔP , 或者说每一个阀口有一般的液压泵压力供使用。计算所需阀的参数, 可根据

$$Q_1 = Q_{nom} \sqrt{\frac{0.5 P_{PU}}{\Delta P_{nom}}}$$

$$Q_{nom} = \frac{Q_1 \sqrt{\Delta P_{nom}}}{0.5 \cdot \Delta P_{PU}}$$

$$Q_{nom} = 23 \sqrt{\frac{35}{50}}$$

$Q_{nom}=19.2$ l/min

— 选用阀

闭环比例阀 NG6

$Q_{nom}=24$ l/min

$\Delta P=2 \times 35$ bar 时

— 快进时实际的体积流量 Q_2

$$Q_2 = 24 \cdot \sqrt{\frac{50}{35}}$$

$Q_2=28.7$ l/min

— 液压放大系数 K_{HY}

式中 Q_{max} 要用快进时实际可提供的流量 $Q_2=28.7$ l/min 代入。 U_{emax} 是阀放大器的信号电

压 = 10V

$$K_{HY} = \frac{28.7 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 60}$$

$$K_{HY} = 4.78 \cdot 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{V}} \right]$$

— 实际可实现的快进速度

$$V_2 = \sqrt{\frac{Q_2}{A_R}}$$

$Q_2=28.7$ l/min

$A_R=11.5$ cm²

$V_2=24.9$ [m/min]

注) 用 BOSCH 液压滑尺求得
注意

本例仅适用于双出杆对称液压缸。对于单出杆非对称液压缸, 快进无负载时的实际体积流量, 可用下式计算:

$$Q_2 = Q_{nom} \cdot \sqrt{\frac{P_{PU}}{1 + \left\{ \frac{1}{\psi^3} \right\} \Delta P_{nom}}}$$

公式的推导见第 124 页。

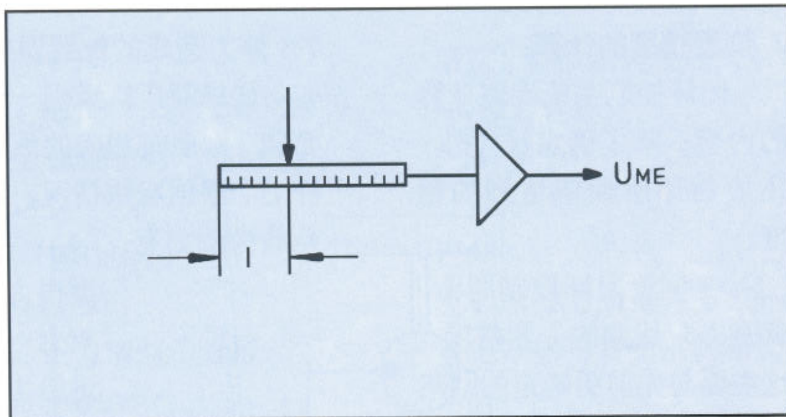
6.2 检测装置的放大系数

KME

这个系数表示检测值与反馈信号之间的比值。在位置检测系统，其值为：

$$K_{ME} = \frac{U_{ME}}{L} \quad \left[\frac{V}{m} \right]$$

在数字式位置检测系统（增量式线纹尺）或感应式检测系统，由测量放大器处理一模拟直流电压信号。数字式控制放大器，也可处理数字式反馈信号。



计算例

$$U_{ME} = 0 \dots 10V$$

$$l = 0.5m$$

6.3 电放大系数 K_{EL}

这是电控器的一个重要参数，为了优化目的，大多数是可调的。它表示输出与输入信号的比值：

$$K_{ME} = \frac{U_A}{U_E}$$

此值是无量纲的。

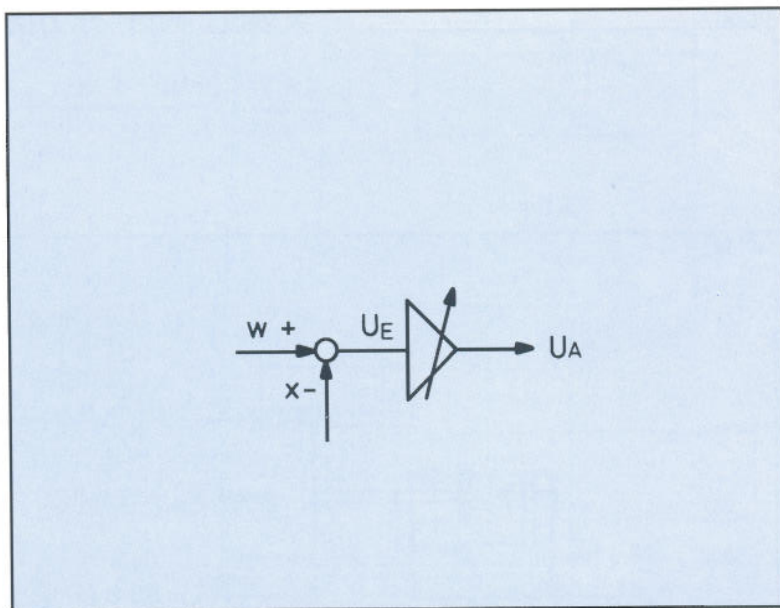
K_{EL} 可以最终第一个确定下来，然后去决定回路增益 K_V，和每个环节的放大系数 K_{HY} 和 K_{ME}。

由公式

$$K_V = K_{EL} \cdot K_{HY} \cdot \frac{1}{A_{ZYL}} \cdot K_{ME}$$

得到

$$K_{EL} = \frac{A_{ZYL} \cdot K_V}{K_{HY} \cdot K_{ME}}$$



计算例

从 103 页液压缸数据得到：

$$K_V = 100 [1/s] \quad \text{第 111 页}$$

$$K_{HY} = 4.78 \times 10^{-5} \quad \text{第 114 页}$$

$$K_{ME} = 20 [V/m]$$

从而得到

$$K_E = \frac{115 \cdot 40^{-4} \cdot 100}{478 \cdot 10^{-5} \cdot 20}$$

$$\left[\frac{m^2 \cdot s \cdot V \cdot m}{s \cdot m^3 \cdot V} \right]$$

$$K_{EL} = 120$$

7. 位置精度的计算

闭环控制系统近似计算的内容,除了确定尺寸外,还要估计所期望达到的精度。

在位置闭环控制回路,就是力求达到的位置精度。这主要与先前所确定的回路增益相关,但也与下列因数有关:

-- 检测系统可能达到的分辨率

-- 控制元件的滞环,响应灵敏度或反向死区

-- 温飘(电控器与液压系统)

-- 阀的压力增益(零遮盖的质量)

7.1 外力造成的位置误差

如果液压缸承受一个外负载,则要有相应的液压操作力。根据应用情况,这些负载力例如有:

摩擦力

重力

进给力。

这些力,当然必须小于由泵压所限制的液压缸作用力。

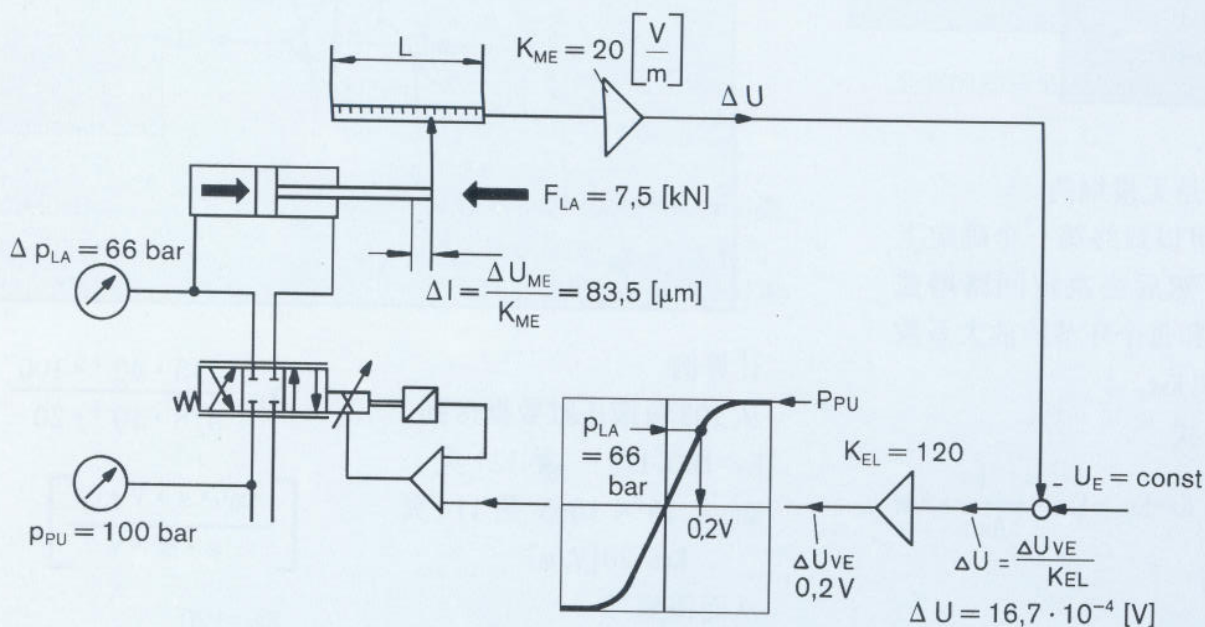
为了能对由外力引起的位置误差进行补偿,就必须有一定的调差,这调差要还能从控制元件(阀)充分利用出来。可能得到补偿的位置误差值,也就取决于阀的灵敏度,阀的“压力增益”,

并取决于调节器的电子放大系数 K_{EL} 。

一个假定的干扰力对应一定的压力,在“压力增益”曲线上转换为信号电压。控制量 ΔU_{VE} 来自放大系数为 K_{EL} 的电调节器。所要求的调节偏差 ΔU ,即调节器的输入信号为

$$\Delta U = \frac{\Delta U_{VE}}{K_{EL}}$$

由此可以清楚,要得到较小的误差,具有较大的电放大系数 K_{EL} 是有利的。



闭环比例阀的压力增益

在设定值信号 U_E 为常数的情况下, 调节偏差仅来源于实际值的偏差。

由位置检测系统或放大系数 K_{ME} , 就可由调节偏差 ΔU 来反算行程误差, 相应关系为因为

$$\Delta l = \frac{\Delta U}{U_{ME}} \cdot L$$

$$\Delta l = \frac{\Delta U}{K_{ME}} \cdot L$$

计算示例

已知:

-- 液压缸数据和固有频率

$\omega_0 = 5001/\text{s}$ 见 103 页

-- 回路增益 $K_v = 100 \text{ s}^{-1}$ 见 111

页

-- 闭环比例阀 NG6, 泵压力

$P_{PU} = 100 \text{ bar}$ 见 114 页

-- "压力增益" 曲线

-- 电放大系数 $K_{EL} = 120$ 见 115

页

-- 测量放大系数 $K_{ME} = 20 \text{ V/m}$

见 115 页

-- 负载力 $F_L = 7.5 \text{ kN}$

求解:

闭环控制的位置误差

解:

-- 由干扰引起的压力

$$\Delta P_L = \frac{F_L}{A_R}$$

$F_L = 7.5 [\text{kN}]$

$A_R = 11.5 [\text{cm}^2]$

$\Delta P_L = 66 [\text{bar}]$

注) 用 BOSCH 液压滑尺求得

-- 要求的信号 ΔU_{VE}

以达到

$P_{PU} = 100 [\text{bar}]$

$P_L = 66 [\text{bar}]$

由 "压力增益" 图得

$\Delta U_V = 0.2 \text{ V}$

-- 所需要的调节偏差 ΔU (放大器前)

$$\begin{aligned} \Delta U &= \frac{\Delta U_{VE}}{K_{EL}} \cdot L \\ &= \frac{0.2}{120} \\ &= 16.7 \times 10^{-4} \text{ V} \end{aligned}$$

-- 位置误差

$$\Delta l = \frac{\Delta U}{K_{EK}}$$

$$\Delta l = \frac{16.7 \cdot 10^{-4}}{20} \left[\frac{\text{V} \cdot \text{m}}{\text{V}} \right]$$

$\Delta l = 83.5 \times 10^{-6} [\text{m}]$

$\Delta l = 83.5 [\mu \text{ m}]$

7.2 摩擦负载引起的位置误差

对任何传动都要考虑静摩擦, 用于克服静摩擦力的能量, 用泵压力的百分比表示, 相关值约为 10%。

摩擦力应作为引起位置偏差的一个干扰力加予考虑。它也像前面几节所述阀的压力

增益, 和检测装置放大系数 K_{ME} 那样计算。

计算示例

已知:

克服摩擦力的压力为 20 bar

其他数据与前面示例相同

求解:

所控制的位置误差

解:

-- 获得 $\Delta P = 20 \text{ bar}$ 所需要的

信号 ΔU_{VE}

由 "压力增益" 曲线得

$\Delta U_{VE} = 0.05 \text{ V}$

-- 所需要的放大器前的调

节偏差 ΔU

$$\Delta U = \frac{\Delta U_{VE}}{K_{EL}}$$

$$\Delta U = \frac{0.05}{120} = 4.17 \cdot 10^{-4} \text{ V}$$

-- 位置偏差

$$\Delta l = \frac{\Delta U}{K_{ME}}$$

$\Delta l = 20.8 [\mu \text{ m}]$

7.3 阀滞环引起的位置误差
闭环比例阀的滞环、反向死区等数值在 0.1...0.3% 之间。如果不考虑其他所有干扰量,如各种力,温飘等,则计算由滞环引起的位置误差,与前面几节是一样的。

计算示例

已知: 阀的滞环 0.3%, 其他数据与第 117 页一样。

求解: 所控制系统的位置偏差

解: --0.3% 滞环相应的信号 $\Delta U_{VE}=0.03V$

-- 放大器前所需的调节偏差 ΔU 为

$$\Delta U = \frac{\Delta U_{VE}}{K_{EL}}$$

$$\Delta U = \frac{0.03}{120} = 2.5 \cdot 10^{-4} V$$

-- 位置偏差

$$\Delta l = \frac{\Delta U}{K_{ME}}$$

$$\Delta l = 12.6 [\mu m]$$

7.4 跟踪误差

对于弹道控制、同步控制有特别的意义。

相应是式子为

$$L_N = \frac{V}{K_V} \quad \left[\frac{m \cdot s}{s} \right]$$

计算示例

已知:

液压缸数据见第 103 页例

$K_V=100[1/s]$ 见第 111 页例

工作速度

$v=0.1[m/s]$ 见第 114 页例

求解:

跟踪误差 l_N

解:

$$L_N = \frac{V}{K_V}$$

$$l_N = 0.001 [m]$$

$$l_N = 1 [mm]$$

8. 压力调节的计算

压力调节精度的计算，仅在一定条件下有可能，并作若干简化假设。下面的设计是带绝对刚性负载，封闭液压缸容积中的压力调节。

8.1 压力调节的回路增益

压力调节回路的增益，由各环节组成，公式为：

$$K_V = K_{EL} \cdot K_{HY} \cdot K_{ME} \cdot \frac{E}{V}$$

式中 K_{EL} ：电子放大器的放大系数，无因次

K_{HY} ：闭环比例阀的液压放大系数

$$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{V}} \right]$$

K_{ME} ：检测装置的放大

系数

$$\left[\frac{\text{V}}{\text{bar}} \right] \text{ 或 } \left[\frac{\text{V} \cdot \text{m}^2}{\text{N}} \right] \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right]$$

E ：液压油的弹性模量

$$1 \dots 1.4 \times 10^9 \text{ 到 } 1 \dots 1.4 \times 10^4 [\text{bar}]$$

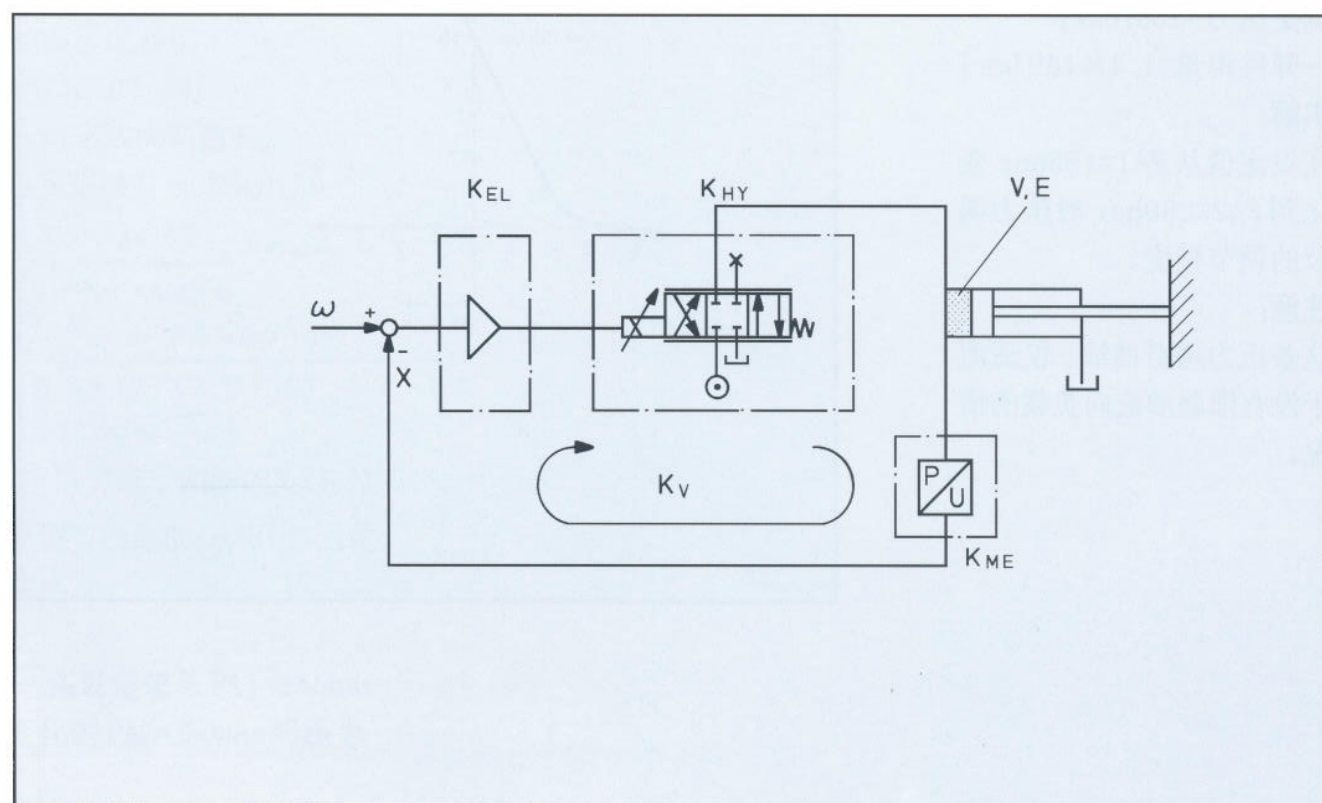
V ：液压缸容积 $[\text{m}^3]$

阀的极限频率，主要指在信号幅值大约 $\pm 25\%$ 时，相位滞后 45° 时的数值。

8.2 压力调节回路的稳定准则

压力调节回路的回路增益 K_V ，不取决于负载的固有频率，而是第一位地由闭环比例阀的固有频率 ω_0 决定，按下列条件：

$$K_V \ll \omega_0$$



解:

-- 回路增益

$$K_V < \omega_0 \text{ 阀}$$

$$f_0 = 60 [\text{Hz}]$$

$$\omega_0 = 2\pi f_0 = 370 [1/\text{s}]$$

$$K_V = 350 [1/\text{s}]$$

-- 液压放大系数 K_{HY}

$$K_{HY} = \frac{Q_{\max}}{U_{E\max}}$$

$$Q_{\max} = Q_{\text{nom}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_x}{\Delta p_{\text{nom}}}}$$

$$\Delta p_x = P_{\text{pu}} - P_{\text{CYL}} \\ = 310 - 155 = 155 \text{ bar}$$

$$Q_{\max} = 24 \cdot \sqrt{\frac{155}{35}} \approx 51 [l/\text{min}]$$

$$K_{HY} = \frac{51}{10} \left[\frac{l}{\text{min} \cdot V} \right]$$

$$= 5.1 \cdot \frac{10^{-3}}{60} \left[\frac{\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot V}}{\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot V}} \right]$$

$$K_{HY} = 8.5 \times 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot V} \right]$$

-- 液压缸容积 V

50/32-500, 液压缸在中位

$$V = 0.5 [l]$$

+20% 管道容积

$$V = 6 \times 10^{-4} [\text{m}^3]$$

-- 电子放大系数 K_{EL}

由回路增益公式求出 K_{EL}

$$K_{EL} = \frac{K_V \cdot V}{K_{HY} \cdot K_{ME} \cdot E} \\ = \frac{350 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{8.5 \cdot 10^{-5} \cdot 3.2 \cdot 10^{-2} \cdot 1.4 \cdot 10^4} \\ K_{EL} = 5.5 [-]$$

注: 压力调节回路的 K_{EL} 与位置调节回路的 K_{EL} 相比, 通常较小。

-- 在设定值从 $PA1=155\text{bar}$ 变化到 $PA2=280\text{bar}$ 时压力

调节的调节精度

由闭环比例阀“压力增益”曲线可见, 压力从 $PA1=155\text{bar}$ 提高到 $PA2=280\text{bar}$ 需要信号 $\Delta U_{VE}=0.2\text{V}$ 。

-- 调节放大器前需要的调节偏差

$$\Delta U = \frac{\Delta U_{VE}}{K_{EL}} \\ = \frac{0.2}{5.5} [V]$$

$$\Delta U \approx 3.6 \cdot 10^{-2} [V]$$

-- 压力偏差

$$\Delta P = \frac{\Delta U}{K_{ME}} \\ = \frac{3.6 \times 10^{-2}}{3.2 \times 10^{-2}} \left[\frac{V \cdot \text{bar}}{V} \right]$$

$$\Delta P = 1.1 \text{ bar}$$

注: 调节精度受到阀滞环的制约, 其计算很相似。

9. 压力闭环调节与体积流量开环控制的复合

(P/Q 控制)

在实践上, 压力的闭环调节通常与一个体积流量的开环控制相复合。

这样的系统, 例如先是一个进给速度的开环控制, 而达到某一最高压力时, 就优先进入压力的闭环调节。

在由体积流量的开环控制, 向压力的闭环调节的过渡过程中, 一个压力极限在起作用, 它能给流量的设定值予抑制。

复合特性中调节特性曲线的斜率, 取决于压力调节器的放大系数 K_{EL} 。

计算示例

已知:

Q 的设定值: $U_Q = 10[V]$

P 的设定值: $U_P = 5[V]$

$\hat{=} 155[\text{bar}]$

$K_{EL} = 5.5$

$$K_{ME} = \frac{10}{310} \approx 3.2 \cdot 10^{-2} \left[\frac{V}{\text{bar}} \right]$$

求解:

压力调节的起点和终点。

解:

限压起作用在:

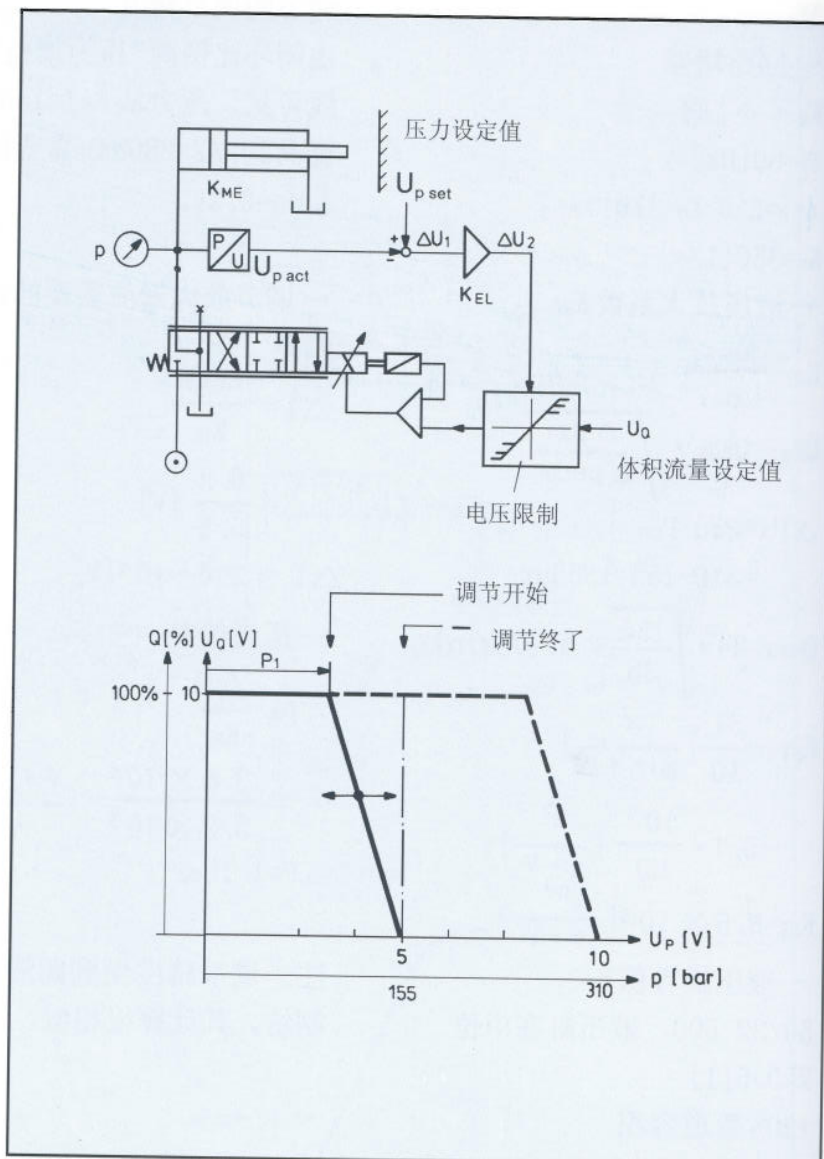
$\Delta U_2 > U_Q$ i. e. $\Delta U_2 > 10[V]$

$$\Delta U_1 = \frac{\Delta U_2}{K_{EL}}$$

$$\Delta U_1 = \frac{10}{5.5} = 1.8[V]$$

$$U_{PACT} = U_{PSET} - \Delta U_1$$

$$U_{PACT} = 5 - 1.8 = 3.2[V]$$



$$p_1 = \frac{U_{PACT}}{K_{ME}}$$

$$p_1 = \frac{3.2}{3.2} \cdot 10^2 [\text{bar}]$$

$$p_1 = 100[\text{bar}]$$

压力调节开始: $P_1 = 100\text{bar}$

压力调节終了: P 设定 $= 155\text{bar}$

为了使压力调节过程的开始点与终了点接近一些, 就是说, 将压力调节曲线调制得更陡些, 即提高 K_{EL} 值。这就存在着稳定性的问题。通

过叠加微分和积分环节, 可使调节过程得以优化。这样, 就可提高静态放大系数 K_{EL} 。

10. 液压缸速度的计算

在用闭环比例阀或比例方向阀，进行液压缸速度的开环控制时，存在着进油节流与出油节流的组合。为了确定定压系统中，在给定泵压 P_P 、给定对应 ΔP_{nom} 和阀的规格 Q_{nom} 的条件下，确定液压缸的最大速度（例如快进速度），只要对一个节流口，例如进油节流口的情况加予注意就可以了。

10.1 双出杆对称液压缸，无负载情况

在对称流动情况下：

$$Q_{PA} = Q_{BT}$$

$$\Delta P_{PA} = \Delta P_{BT} = 0.5 P_P$$

10.2 双出杆对称液压缸，带负载情况

液压缸的负载压差：

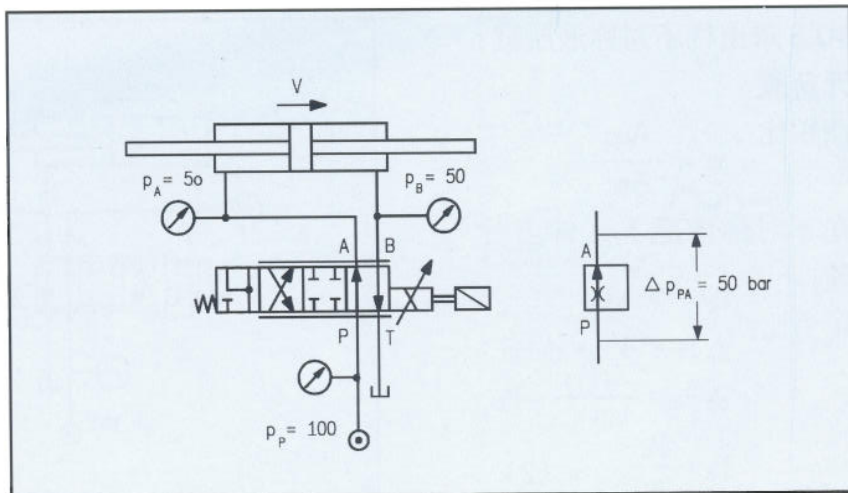
$$\Delta P_{AB} = \frac{F}{A_{Ri}}$$

阀处的总压降为：

$$\Delta P_{VE} = P_P - \Delta P_{AB}$$

进油阀口压降为：

$$\Delta P_{PA} = 0.5 (P_P - \Delta P_{AB})$$

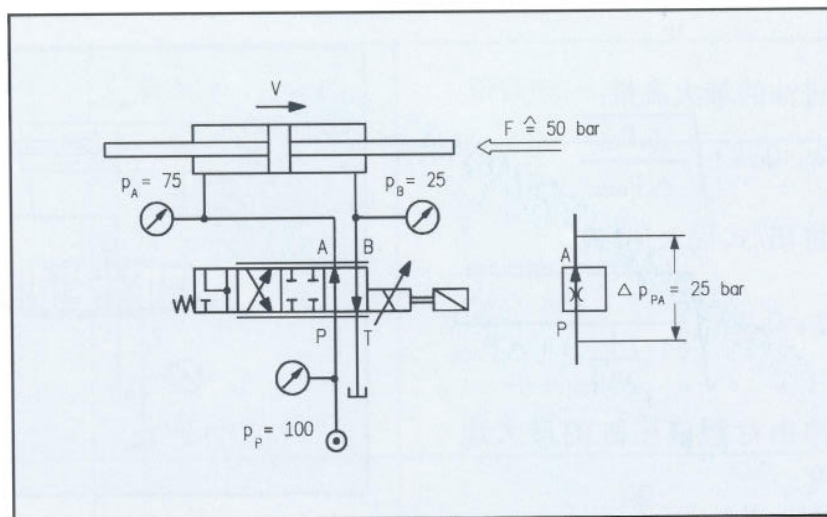


进油的最大体积流量为

$$Q_{PA} = Q_{nom} \cdot \sqrt{\frac{0.5 \cdot p_P}{\Delta p_{nom}}}$$

液压缸的最大速度为：

$$v = \frac{Q_{PA}}{A_{Ri}}$$



10.3 单出杆不对称液压缸， 无负载

面积比：

$$\psi = \frac{A_{KO}}{A_{RI}}$$

在不对称情况下，伸出行程：

压力比：

$$Q_{PA} = \psi \cdot Q_{BT}$$

$$\Delta P_{PA} = \psi^2 \cdot \Delta P_{BT}$$

$$\Delta P_{BT} = \frac{\Delta P_{PA}}{\psi^2} = P_B \quad (1)$$

$$P_A = \frac{P_B}{\psi} \quad (2)$$

将(1)式代入(2)式得：

$$P_A = \frac{\Delta P_{PA}}{\psi^3} \quad (3)$$

进一步得：

$$\Delta P_{PA} = P_P - P_A \quad (4)$$

将(3)式代入(4)式得：

$$\Delta P_{PA} = P_P - \frac{\Delta P_{PA}}{\psi^3}$$

按 ΔP_{PA} 求解，得到进油阀口压降为：

$$\Delta P_{PA} = \frac{P_P}{1 + \frac{1}{\psi^3}} \quad (5)$$

进油的最大流量：

$$Q_{PA} = Q_{nom} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{PA}}{\Delta P_{nom}}} \quad (6)$$

将(5)式代入(6)式

$$Q_{PA} = Q_{nom} \cdot \sqrt{\frac{P_P}{(1 + \frac{1}{\psi^3}) \cdot \Delta P_{nom}}}$$

伸出行程液压缸的最大速度：

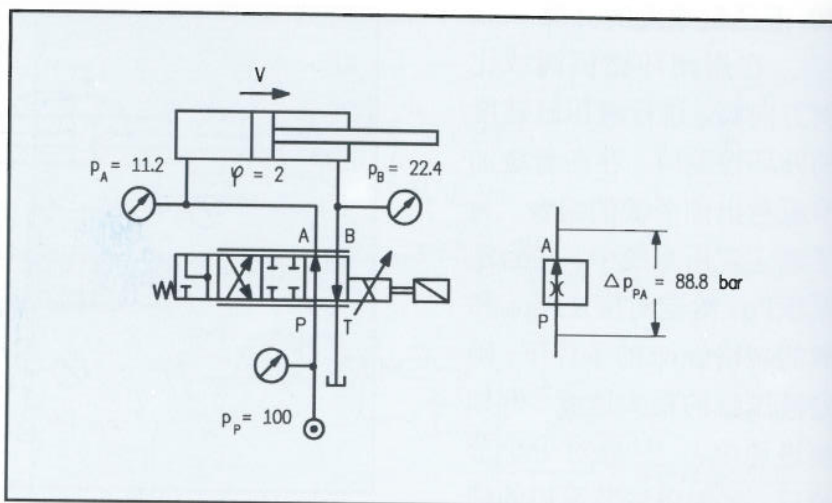
$$V_{伸出} = \frac{Q_{PA}}{A_{KO}}$$

对于缩进行程，相应为：

$$Q_{AT} = \psi \cdot Q_{PB}$$

$$\Delta P_{AT} = \psi^2 \cdot \Delta P_{PB} = P_A \quad (1)$$

$$\Delta P_B = P_A \cdot \psi \quad (2)$$



将(1)式代入(2)式得：按DPPB求解，得到进油阀口压降为：

$$P_B = \Delta P_{PB} \cdot \psi^3$$

进一步得：

$$\Delta P_{PB} = P_P - P_B$$

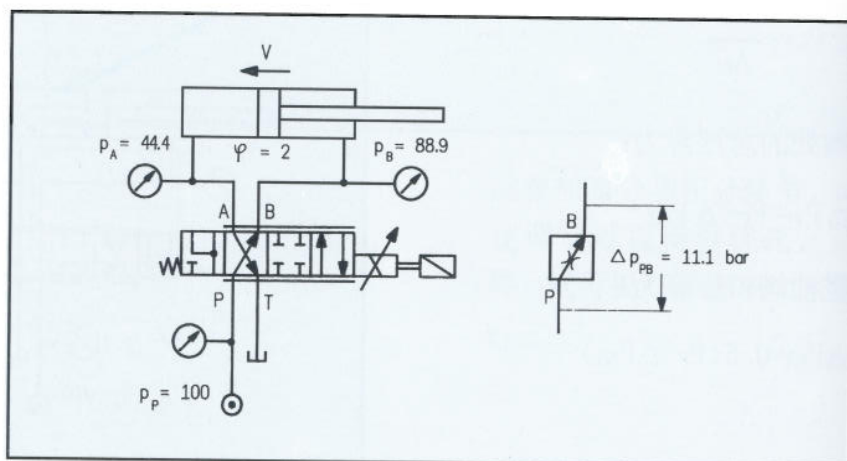
将(3)式代入(4)式得

$$\Delta P_{PB} = P_P - \Delta P_{PB} \cdot \psi^3$$

$$Q_{PA} = Q_{nom} \cdot \sqrt{\frac{P_P}{(1 + \frac{1}{\psi^3}) \cdot \Delta P_{nom}}}$$

进油的最大流量：

$$V_{EXTEND} = \frac{Q_{PA}}{A_{KO}}$$



将(5)式代入(6)式

$$Q_{PB} = Q_{nom} \cdot \frac{P_P}{(1 + \psi^3) \cdot \Delta P_{nom}}$$

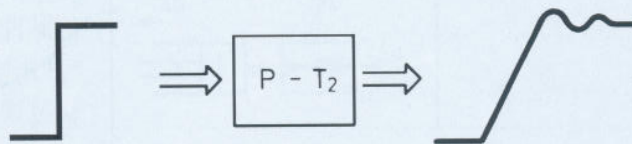
缩进行程液压缸的最大速度：

$$V_{RETRACT} = \frac{Q_{PB}}{A_{RI}}$$

注意

缩进行程时进油节流口的PB，要比伸出行程时进油节流口的PA处的压差小得多。这说明无负载情况下，伸出行程速度要比缩进行程来得高。

传递响应



一个控制闭环中包含有许多元件，每个元件都是特定的传递响应。这就导致了整个系统也有其特定的传递响应。这个术语表达了作为时间函数的输出信号，相对于输入信号的特征曲线。最能反映这个术语的“阶跃响应”，是输出信号对跃跃输

入信号的响应。

人们区分 3 种基本的函数

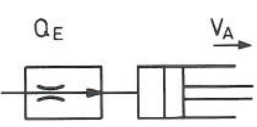
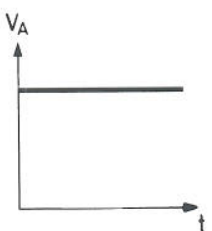
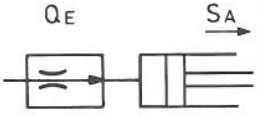
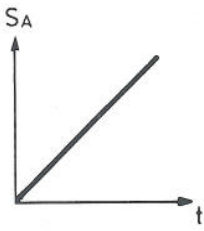
比例 P

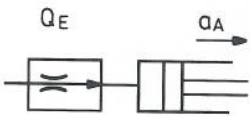
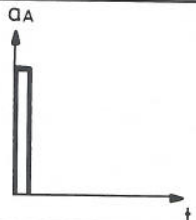
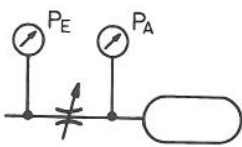
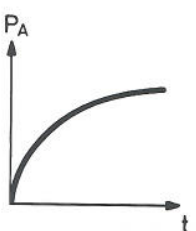
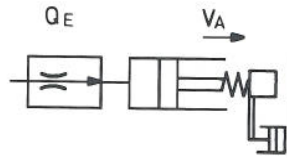
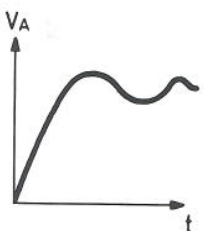
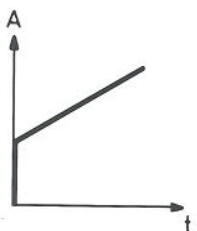
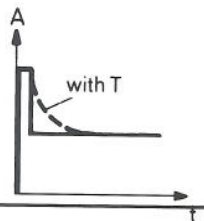
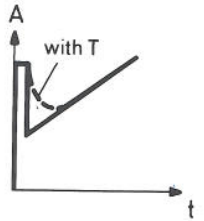
积分 I

微分 D

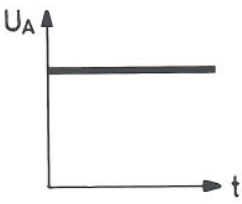
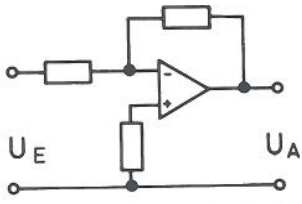
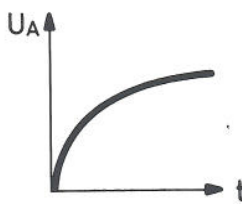
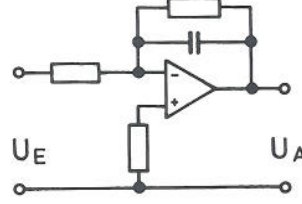
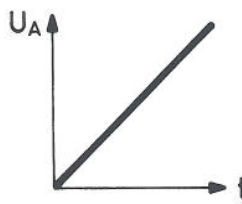
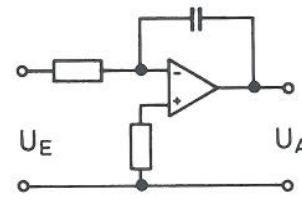
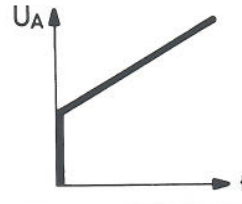
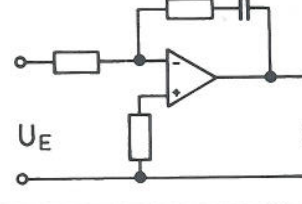
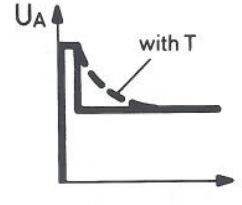
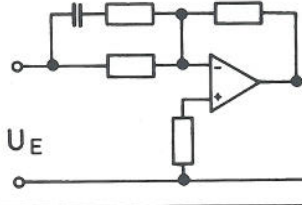
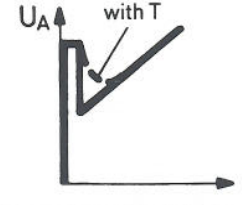
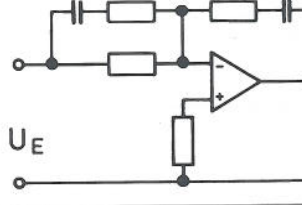
它们可以有特定的时间滞后，也能相互组合。下表列出了最重量的传递函数。一方面，一个控制系统中的绝

大多数元件，都有它们特定不变的传递响应，它会对电子控制放大器的特性产生影响。换句话说，能将一个特定的传递响应叠加在它上面。要根据控制系统的具体情况，来选用一定的传递函数形式。

传递函数	实现 (液压例子)	注解	阶跃响应
P — 环节 (比例)		作为时间的函数，输出信号与输入信号对应	
I — 环节 (积分)		斜率与输入信号的幅值对应。只要系统存在误差，控制变量不断增大。消除系统稳态误差。	

传递函数	实现 (液压例子)	注解	阶跃响应
D—环节 (微分)		输出响应为一个简单的脉冲。 “冲击响应”，用于快速误差补偿	
P—T ₁ 环节 (带时间滞后的比例, 一阶)		输出响应为一个具有滞后的指数函数	
P—T ₂ 环节 (带时间滞后的比例, 一阶)		当阻尼较低时, 输出有超调。带质量液压缸的典型响应。	
P1—环节 (比例微分环节)	并联构造的结果	没有稳态误差 响应快	
PD—环节 (比例微分环节)	并联构造的结果。 D 部分做在电子放大器中。 超调危险	冲击响应, 用于快速校正, 接着是比例作用用于慢响应控制系统 (例如好房间温度)	(with T) 带 T 
PID—环节	用于很难控制物系统。 为了得到最优控制作用, 必须正确确定参数。		(with T) 带 T 

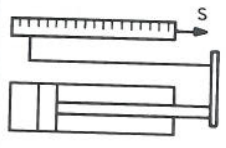
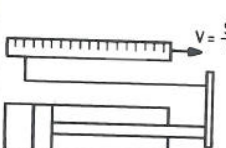
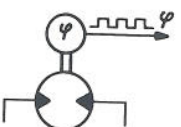
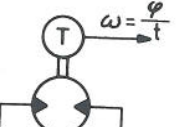
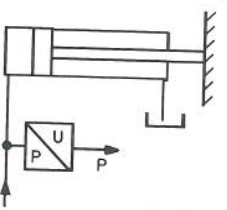
下列表出了每个传递函数的响应特性，这些传递函数都是由一个运算放大器和外部电路产生的。

P		
PT1		
I		
PI		
PD		
PID		

为了选择一个最优控制律，对控制系统的确切定义是先决条件。最优化过程，通常是通过实验完成的。

注意：

选择表只能被理解为一个大致指南，因为驱动系统的自然频率没有考虑进去。

	控制变量						
	位置	+	+	-	-	-	-/0
	速度 轨迹 同步	-	+	0	+	-	+
	角度	+	+	-	-	-	-/0
	角速度 (回转速度)	-	+	0	+	-	+
	压力 力	+	0	-	0	-	+

+ 合适
 0 不很合适
 - 不合适

频率响应分析

1. 概论

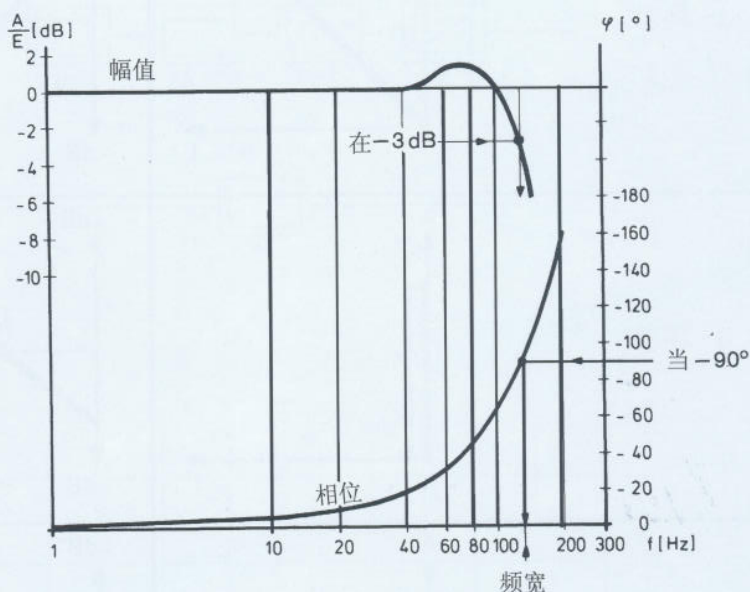
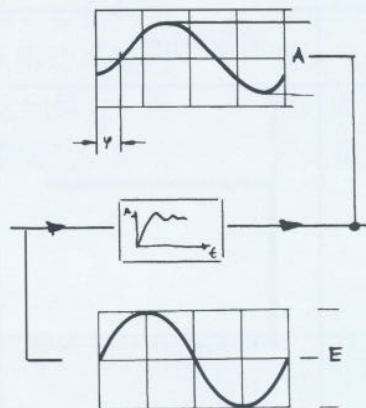
频率响应分析方法，不仅可以用来对单个元件的传递响应，进行更精确的分析和评价，它也适用于开环控制和整个控制环路。

频率响应分析，是以波德图的形式出现的。这种方法的特殊优点在于，可以通过单个传递元件的特性曲线的图形相加，来确定一个系统的动态响应。另一方面，也能将波德图用于整个控制环路，来得出关于各个元件参数的结论。

2. 测量方法和图形表示

给传递元件加上一个正弦输入信号，象在第80页讨论过那样，画出它的波德图。输出信号也为正弦信号，随着频率的增大，它表现为

- 相位滞后，和
- 幅值衰减 $A: E$

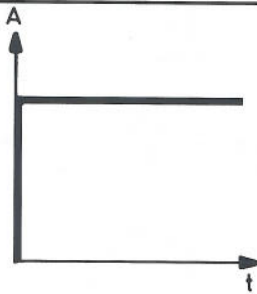
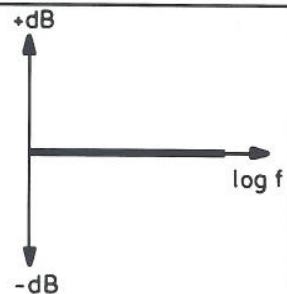
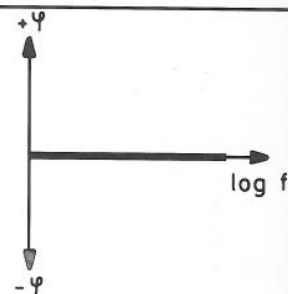
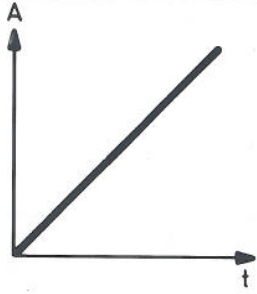
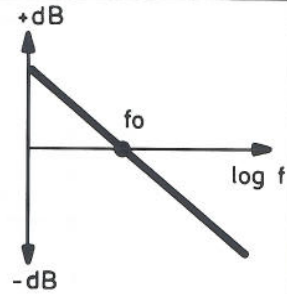
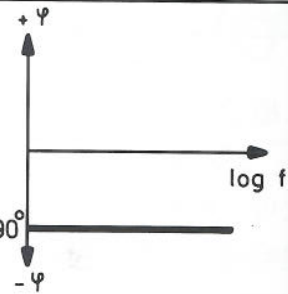
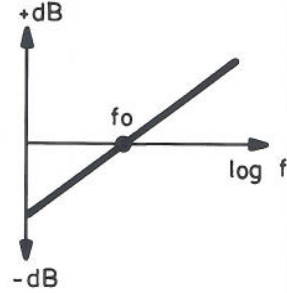
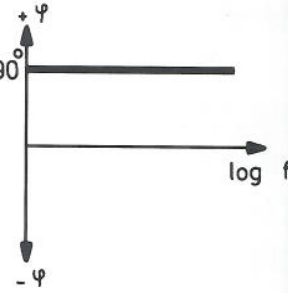
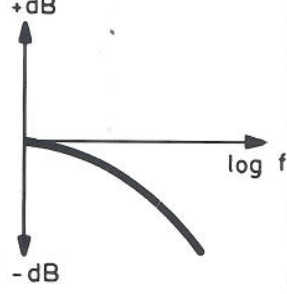
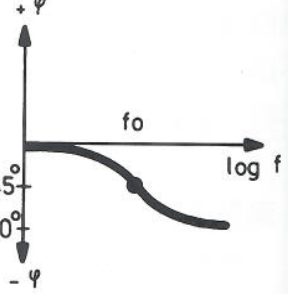
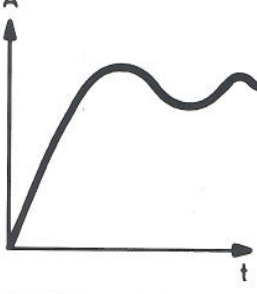
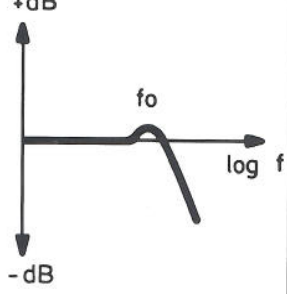
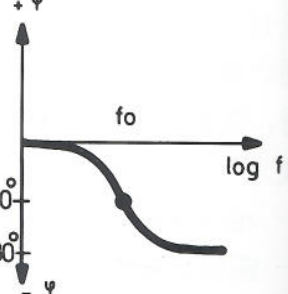


在波德图上，相位滞后是以角度形式在 360° 范围内表示，幅值衰减以指数形式表示

$$\text{dB} = 20 \cdot \log \frac{U_A}{U_E}$$

当相位滞后达到 -90° 时的频率，被定义为它的相频宽。当幅值衰减达到 -3dB 时，定义为幅频宽。两种不同定义所得到的频宽基本相同。换句话说， -90° 相位滞后和 -3dB 幅值衰减，在大致相同的频率附近出现。

3. 一些元件的频率响应

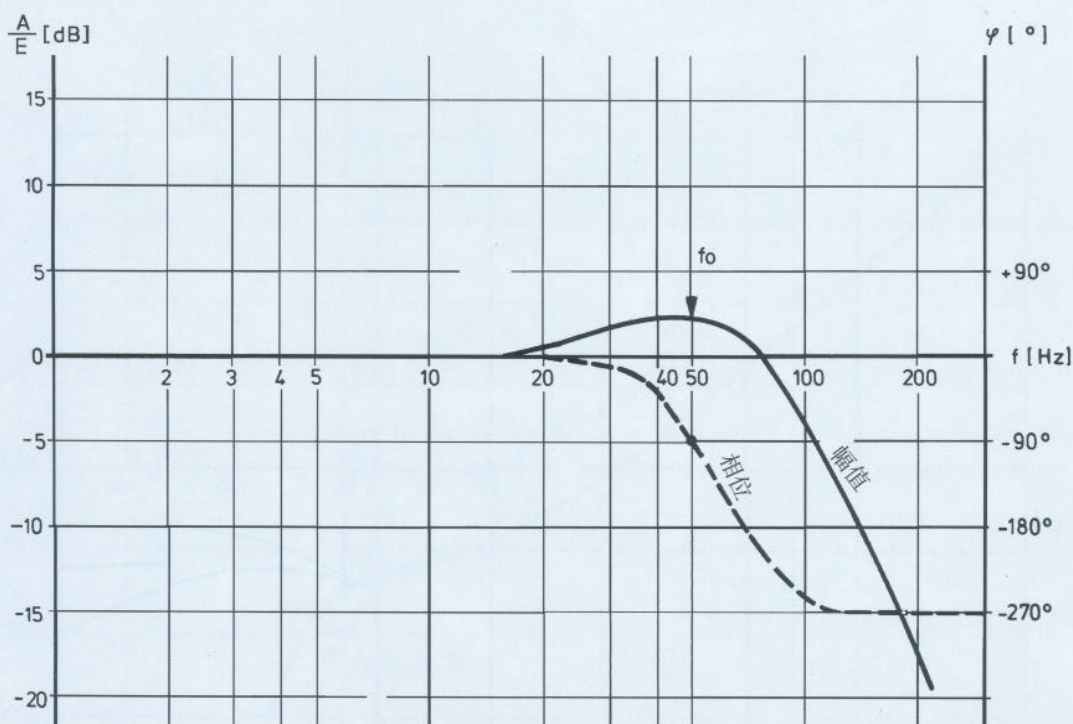
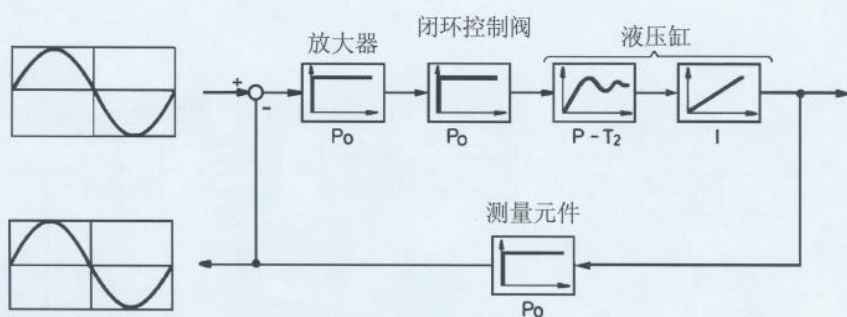
传递环节	阶跃响应	幅值	相位
P- 环节			
I- 环节			
D- 环节			
P-T1- 环节			
P-T2- 环节			

4. 一个控制回路的频率响应

控制回路包含了许多个传递元件，它们相互关系用方块图来表示。

幅值曲线是一个二阶系统（比例环节加上二阶延迟）的测量曲线。它在频率为 f_0 （即液压驱动系统的自然频率）时达到最大，然后迅速衰减。换言之，系统

不能跟随输入信号变化。在 f_0 点，相位为 90° ，然后增大直到 180° 。这意味着当系统出现误差时，它不是被校正，而是被放大，控制回路开始振荡。



5. 奈奎斯特稳定判据

优化总增益 K_v 的一个精确方法，是建立在对开环控制回路频率响应的评价上的。在实践中，这也是用实验来确定 K_v 的方法。

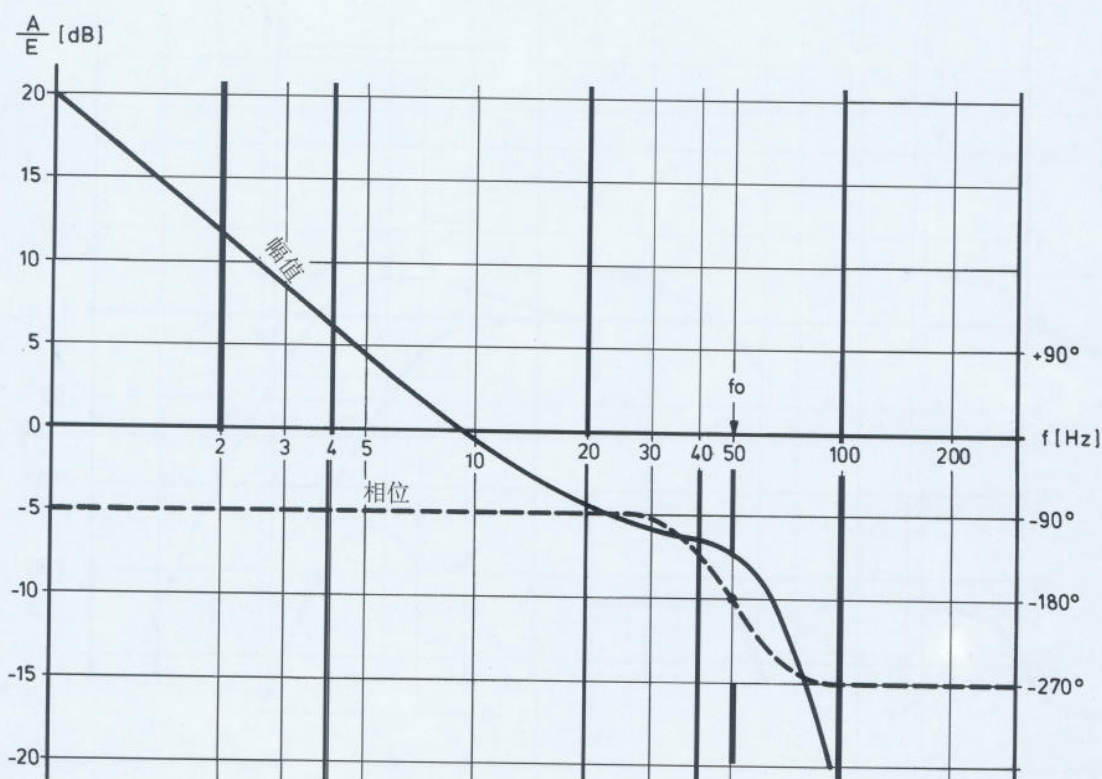
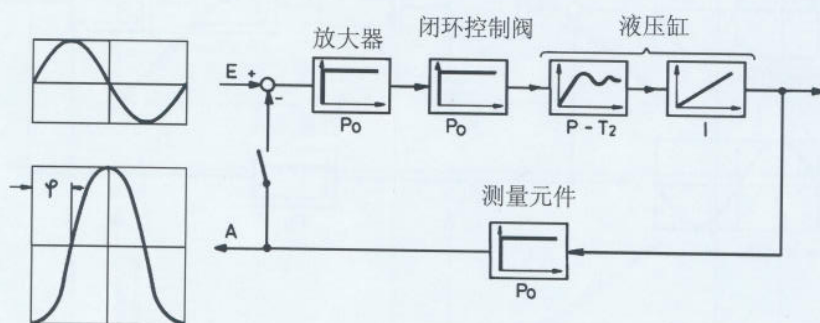
为此，反馈被断开，将一个正弦信号加到输入 E ，

在输出 A 上也出现一个正弦信号，但它有不同幅值和相位偏移 ψ 。幅值比 $A:E$ 和相位偏移 ψ ，取决于输入信号的频率。详细参见波德图。

在低频段，幅值曲线非常高。这是由于液压缸在理论上是一个积分器，只要有足够的时间，它的输出幅值

可以无限大。随着给定信号频率的增大，幅值曲线接近闭环控制回路的曲线。

参见闭环控制回路的曲线，由于液压缸的积分作用，相位曲线向下移动至 -90° 。



尽管可以通过改变电子控制器的放大率,来影响幅值比,但相位偏移保持不变。

参考图, K_v 的变化导致幅曲线的平行移动。

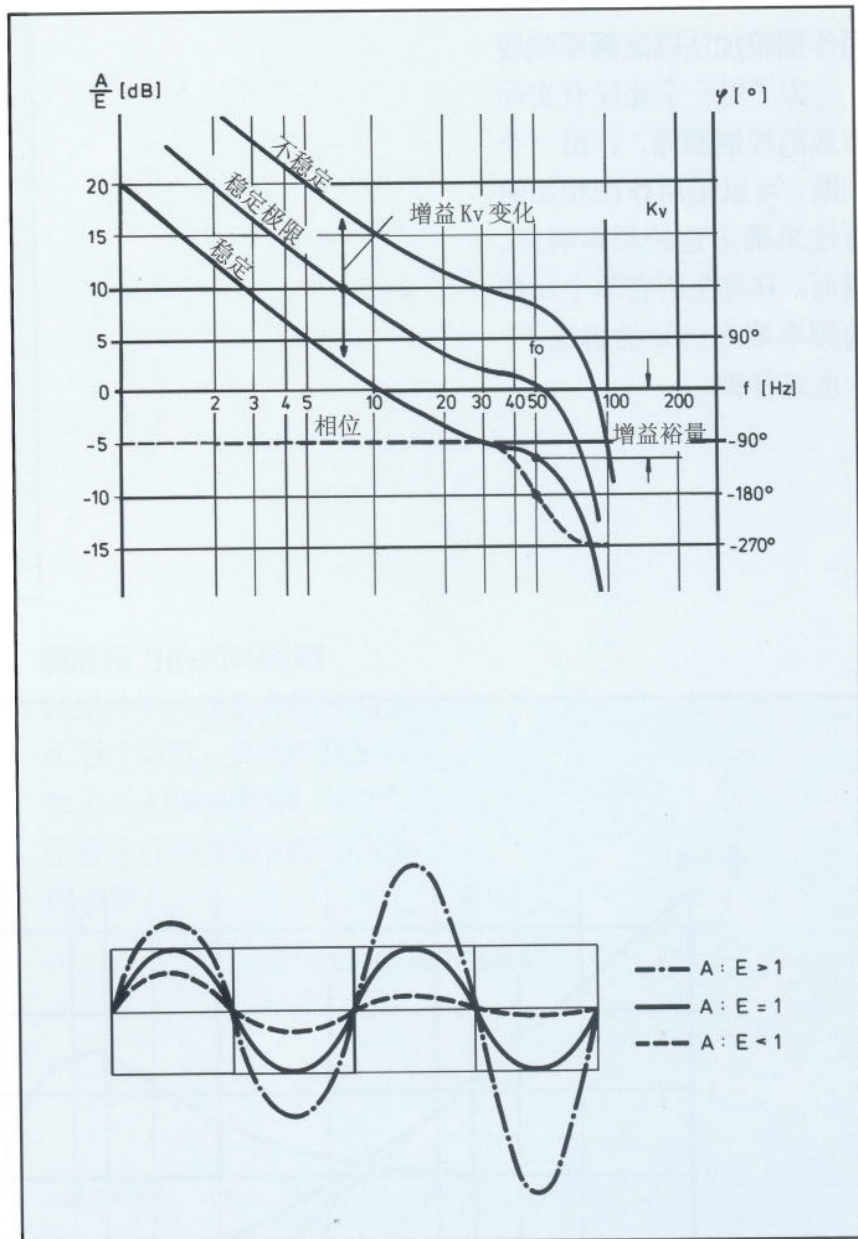
这种形式的频率响应,能用来进行稳定准则的评价及确定回路增益。下列条件是“奈奎斯特稳定判据”的基础:

当在输入点 E 加上一正弦信号时,输出点 A 出现一正弦信号。

不过由于液压缸的积分作用,输出信号产生了 90° 的相位移和一个与频率有关的不同幅值。

最终在一个特定频率 f_0 , 相位移增加到 -180° 。由于负载弹簧质量的影响,它也能增大到 -270° 。

由于 A 和 E 的信号在这个频率点是相互同步的,理论上讲,电路可以再闭合,取决于增益 K_v , 幅值比 $A:E=1$ 或 >1 或 <1 。



当 $A:E > 1$, 系统开始振荡, 即系统不稳定 (正反馈)。

当 $A:E < 1$, 振荡被衰减, 即系统变稳定。

当 $A:E = 1$, 系统工作在它的稳定极限点。

必须要使 $A:E < 1$, 以保证当闭环控制回路被激励后, 它能重新回到稳定状态。

对于电液位置控制系

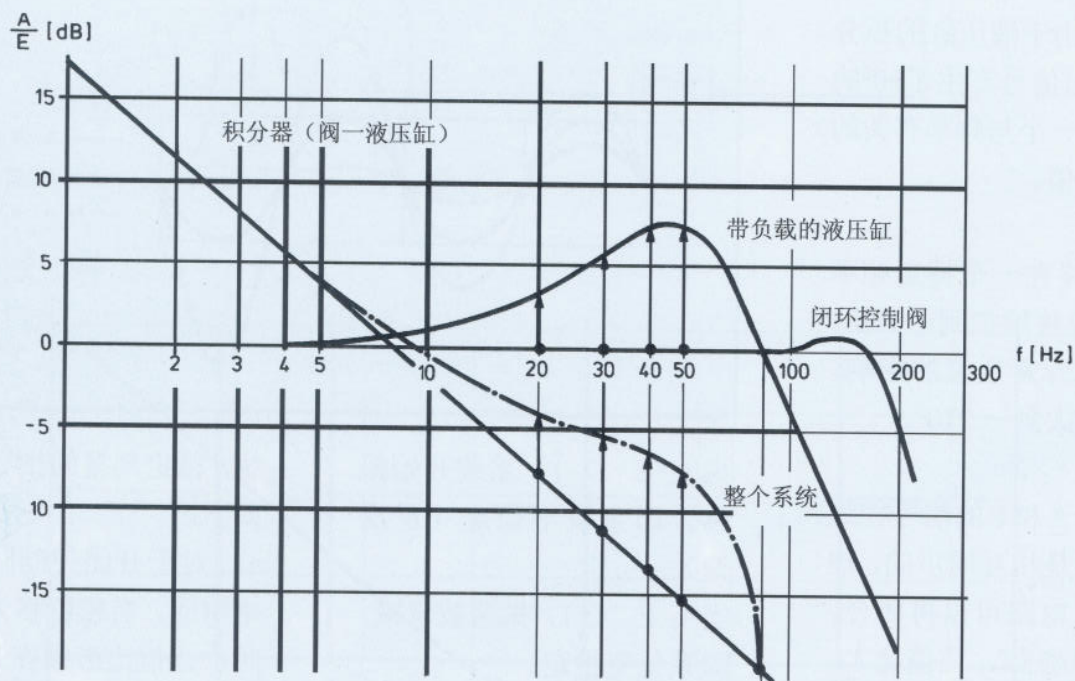
统, 稳定判据的指导值定义如下:

- 对于开闭控制回路的频率响应, 当相位移为 -180° 时, 幅值比必须在 $3 \cdots 6$ dB (所谓的“增益裕量”), 或
- 当幅值比为 0 dB 时, 相位移必须为 135° (所谓的“相位裕量”)

这意味着理想总增益 K_v , 可以借助于频率响应评价指标, 用实验方法加以确定。

用作图相加法确定频率响应

为了对一个还没有实际组成的控制回路，作出一个判断，可以采用作图相加的方法来确定它的频率响应。然而，只有在所有单个元件的频率响应已知的情况下，才能这样做。



应用

1. 注塑机

图示为注射驱动单元，它是注塑机最重要的组成部分。这里，要控制的是注射速度，注射缸的位置，以及在注射过程中的各种压力。实现各种闭环控制功能的是控制元件，是插装式 3/2 闭环比例阀。它由主阀⑨和先导阀 9.1 所组成。

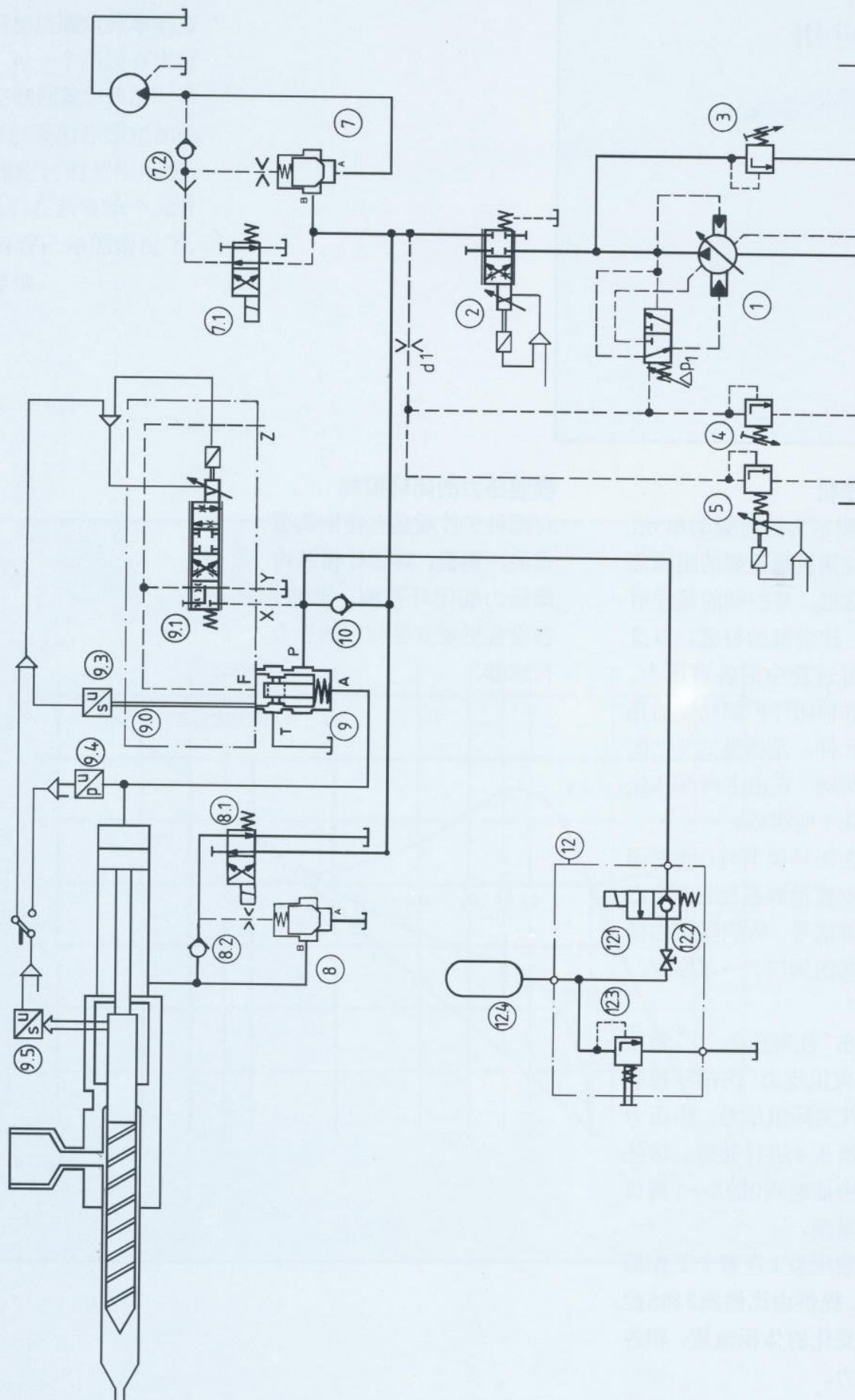
在闭环调节时，注射速度由位置检测系统 9.5 给出实际值信号。体积流量由插装阀⑨的阀口 P → A 控制。

在“注射压力”、“背压”和“保压压力”的闭环控制中，其实际值信号，由压力传感器 9.4 进行处理。这些压力由插装阀 9 的 A → T 阀口加以限制。

液压泵 1 在整个工作循环中，提供由比例阀 2 和 5 控制的变化的体积流量，和各种压力。

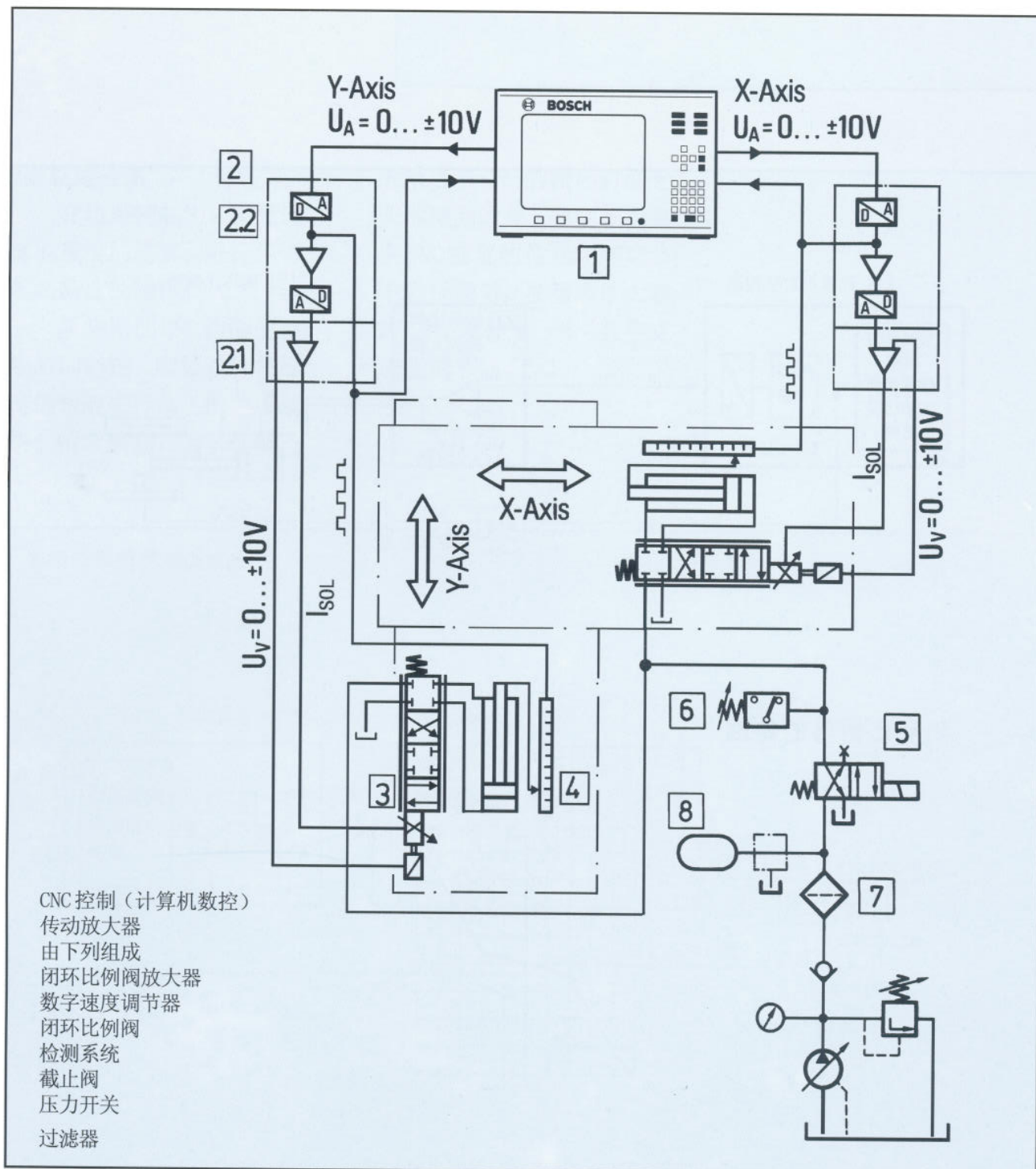
模腔压力的闭环控制

对那种工件质量有特别高要求的注塑机，要进行模腔内部压力的闭环控制。此时，在设备里要安装相应的压力传感器。



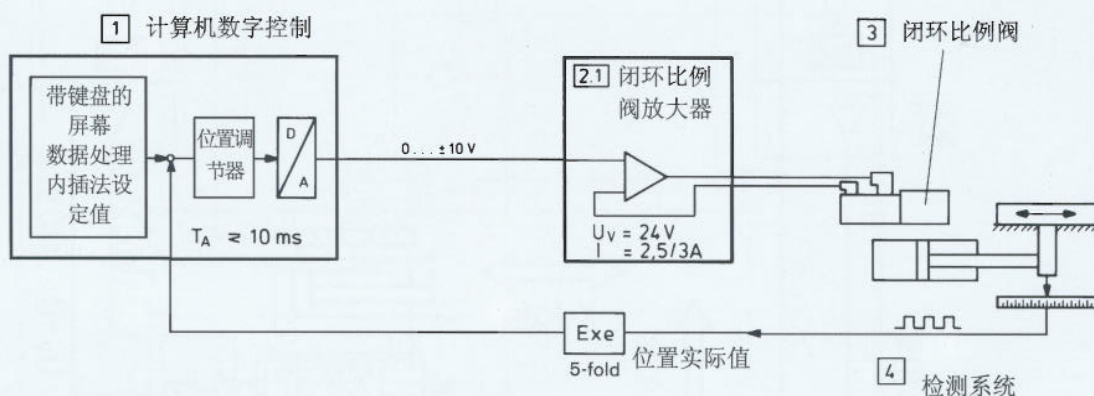
2. 机床

进给传动的直线运动，使用电液控制具有优势。在功率重量比和外形尺寸方面，与另一种可选择的电机传动相比，是占优势的论据，特别是对有多个工作负载的情况。

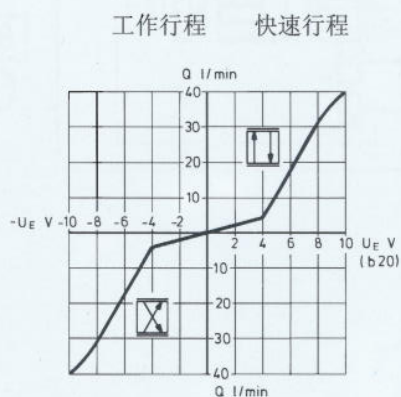


2.1 进给控制

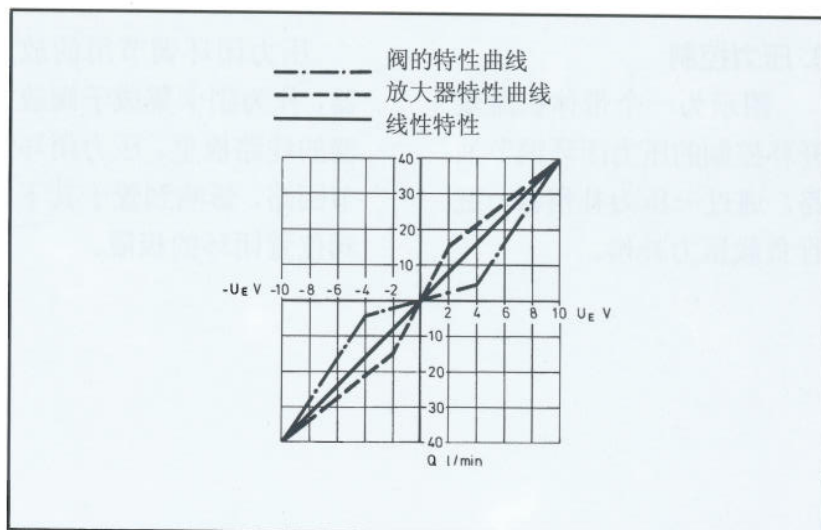
进给传动由一阀的控制实现,该阀控制工作行程时与快速行程相比,具有较高的分辨率(1:1000)。这一结果,由滑阀工作阀口相应的几何造型获得。相应的特性曲线为折线。



闭环比例阀的特性



为了使这条特性曲线线性化, 适应机器的控制, 在阀的放大器里, 配置一带相应调整电位器的附加装置 (姐妹卡)。



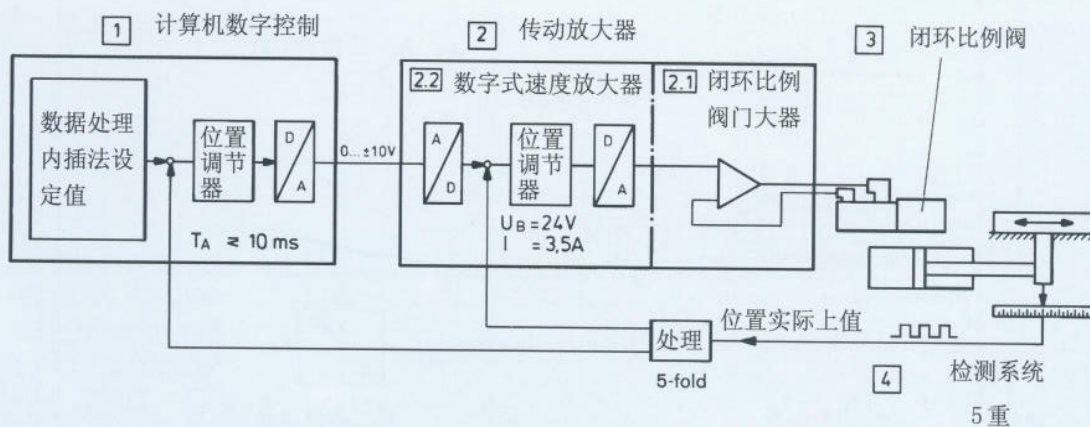
2.2 轨迹控制

在轨迹控制中, 按照计算机预给的轮廓, 进行尽可能高精度的跟踪。

所应用的 CNC 控制的扫描时间越短, 则按设定值给定的轨迹进行加工的速度越快, 精度越高。为了使轨迹

的精度与 CNC 的循环时间无关地得到改善, 并使干扰量在 CNC 前置的位置闭环调节中进行调节, 在闭环放大器 2.1 中, 须补加一个“数字式速度调节器”2.2。

轨迹控制的构成

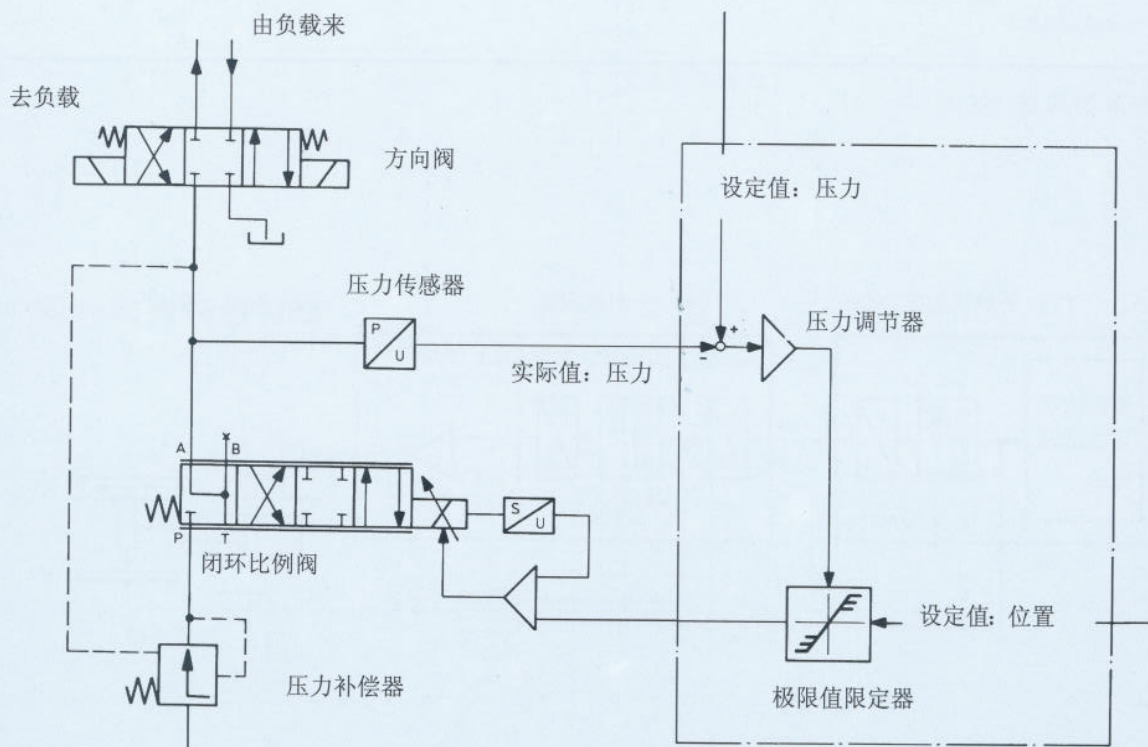


3. 压力控制

图示为一个带体积流量开环控制的压力闭环调节油路。通过一压力补偿器，进行负载压力补偿。

压力闭环调节用的放大器，作为副卡集成于阀放大器的线路板里。压力闭环调节回路，影响到置于其下的阀位置闭环的极限。

压力调节器的调节参数，及置于其中的压力传感器的零点和灵敏度，由副卡进行调节。由此，可按照与被控对象相配进行优化。

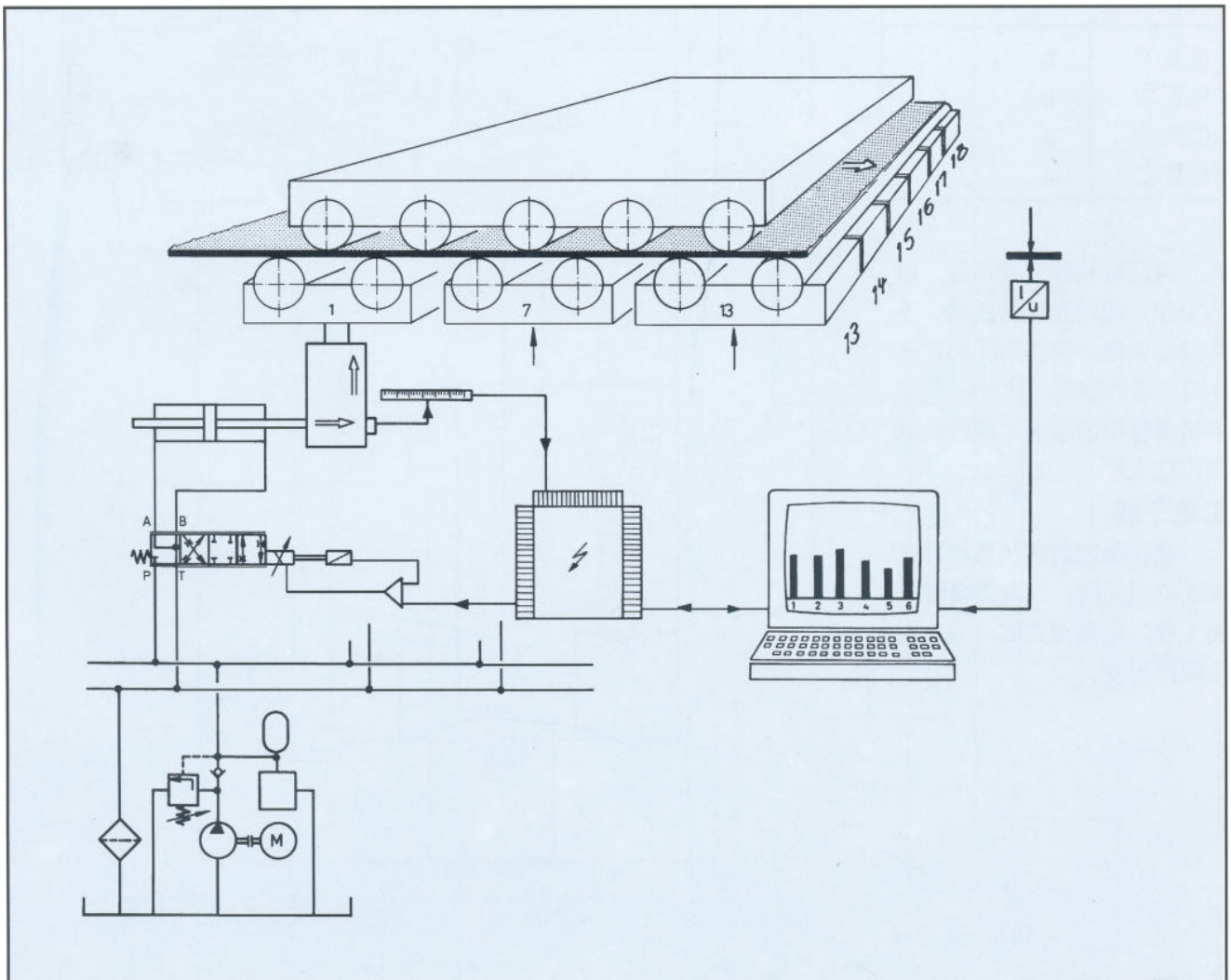


4. 薄板矫直设备

薄钢板连续地通过矫直装置，使3m宽的板材的给定厚度达到 $\pm 0.005\text{mm}$ 。

这里有3组轧辊分别用6个液压缸压向板材，这就是说，总共设置18个闭环调节的位置驱动。

液压缸通过楔块传递作用力。液压缸的位置，由位移传感器检测，并将此实际值引入过程计算机。设定值由屏幕终端给出。在屏幕上，用光学显示实际值也是可能的。



5. 折边机

进行闭环调节的是两个液压缸的同步，下降速度和终了位置。两个液压缸，用一套位移测量系统进行检测。控制量引入位置③处的2个闭环比例阀。

两个压制缸距离在4m以内，行程〈1m情况下，同步精度与位置精度达〈0.01m。

液压控制，有相同的按预防事故规程要求的保安器件。通过阀②与阀④的监控，以避免在压制缸的下部，出现不希望的壓力跌下，在上部出现不希望的壓力升高。

各工况的功能如下：

快速下降

阀	切换位
位置①	b
位置②	b
位置③	a
位置⑥	a

液压缸依靠自重下降。缸的上腔，通过充液阀充油。下降运动由闭环比例阀③的P→B阀口进行控制。此时，下腔由活塞排出的油液，经差动回路流往上腔。

工进下降

阀③通过斜坡函数缓冲进入o位而关闭，压制头慢慢压向工件，充液阀关闭。差动回路保持不变。

加压

通过比例压力阀⑦给系统加压。同步和位置控制，继续由闭环比例阀③控制。差动回路保持不变。

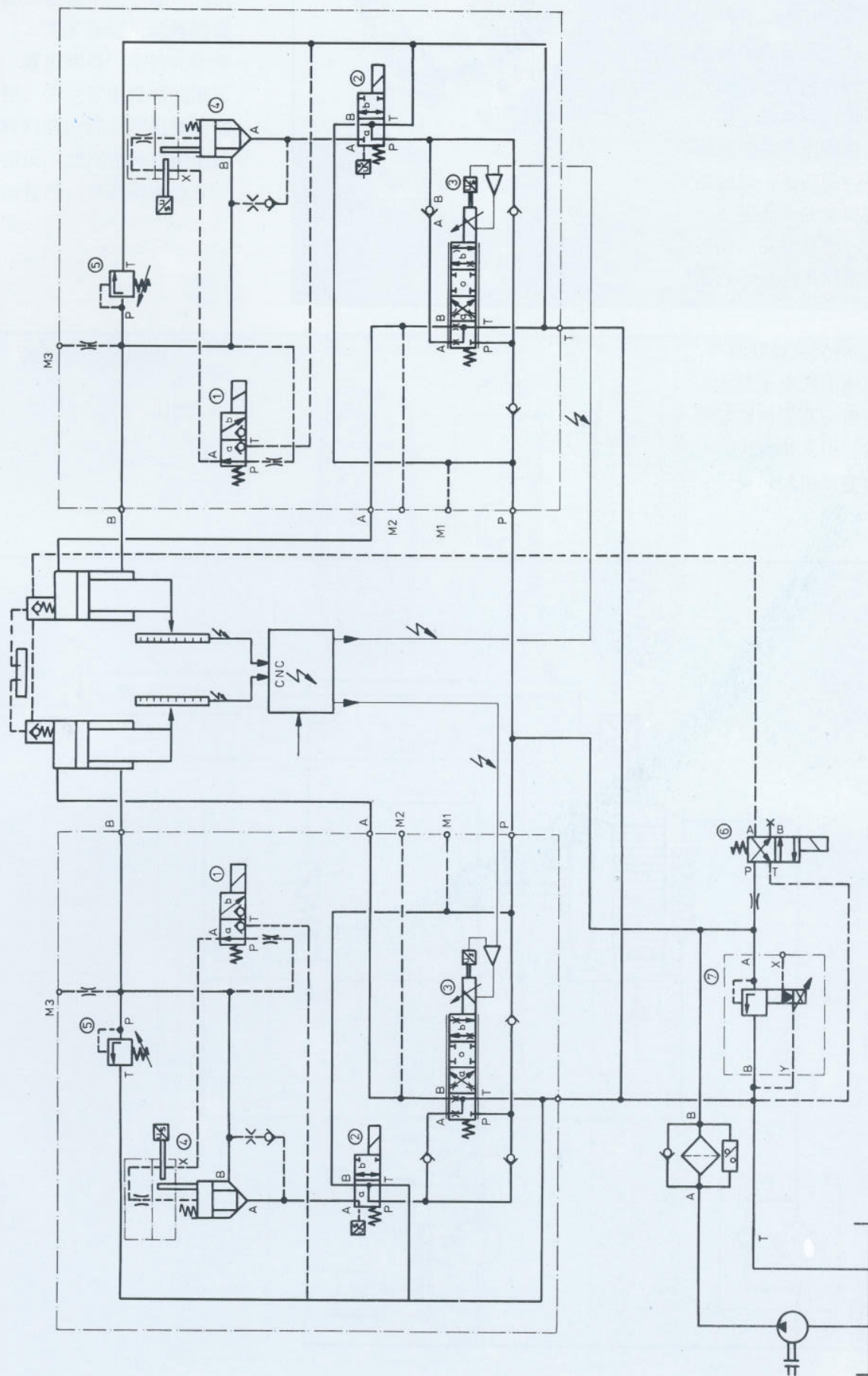
卸压

经过斜坡函数缓冲，泵压由阀⑦降低。阀③缓慢进入b位，有意在上腔建立一定压力。

回程

通过阀⑦重新建立起泵压，阀③进入终了位置b。液压缸的运动由阀口P→A控制。活塞上侧，通过充液阀卸压。此时，进入b位。

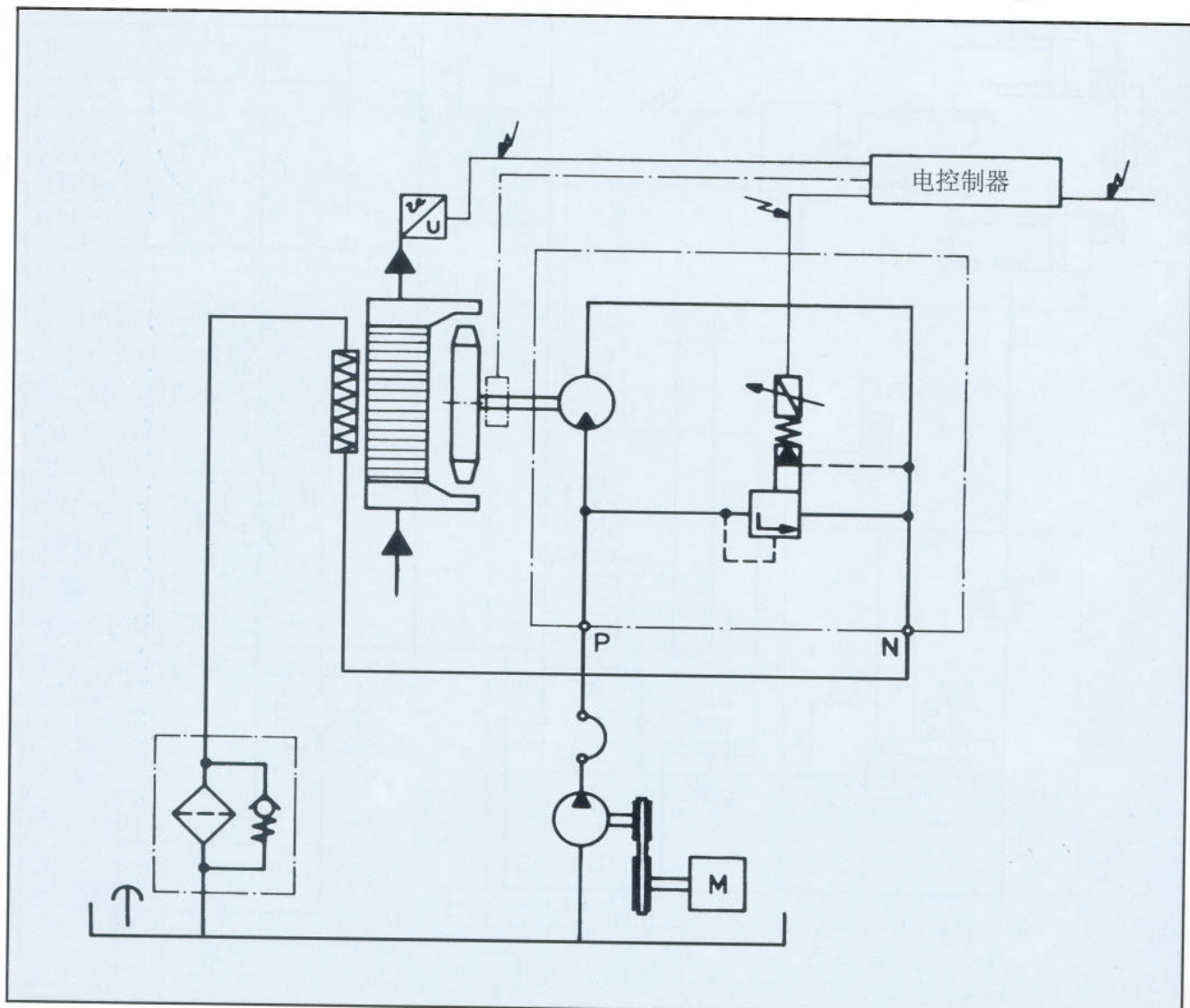
折边机



6. 鼓风机的静压驱动

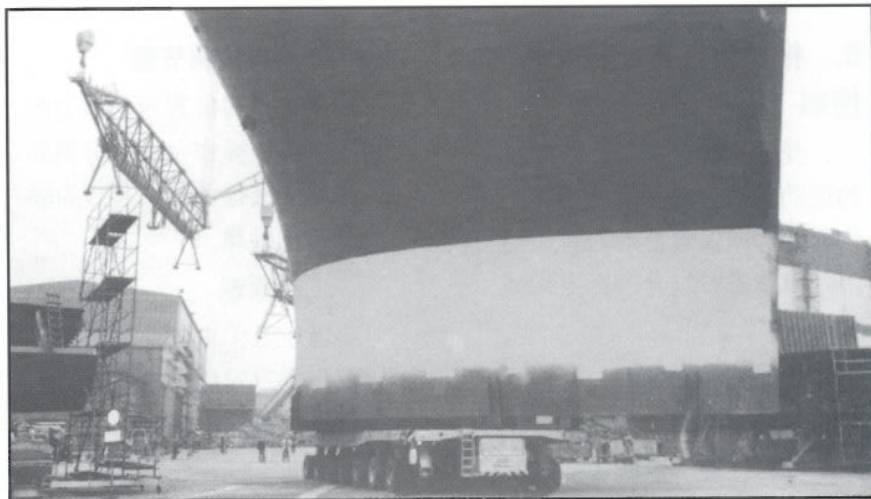
为了优化运行于载重汽车、建筑机械、船舶等的大型内燃机的冷却，出现了风机的静压驱动系统。该系统主要由液压泵、定量液压马达组合而成。液压马达的转速，通过由比例溢流阀实现的“旁路节流”来进行。这种油路，保证在较小设备费用下的最小功率损失。

温度在热交换器处测得，并作为实际值引入电子放大器。由设定值与实际值比较所得的控制量，引入比例压力阀，进而改变风机的转速。

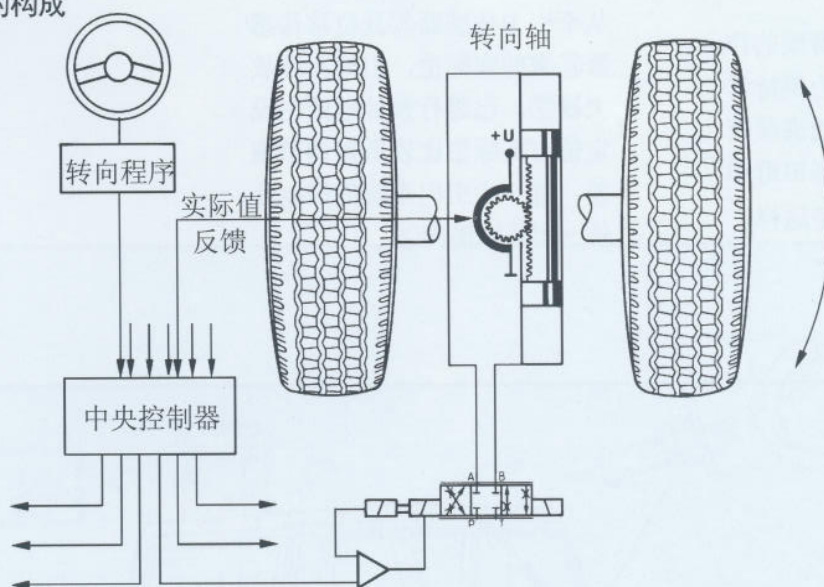


7. 重载运输车的转向

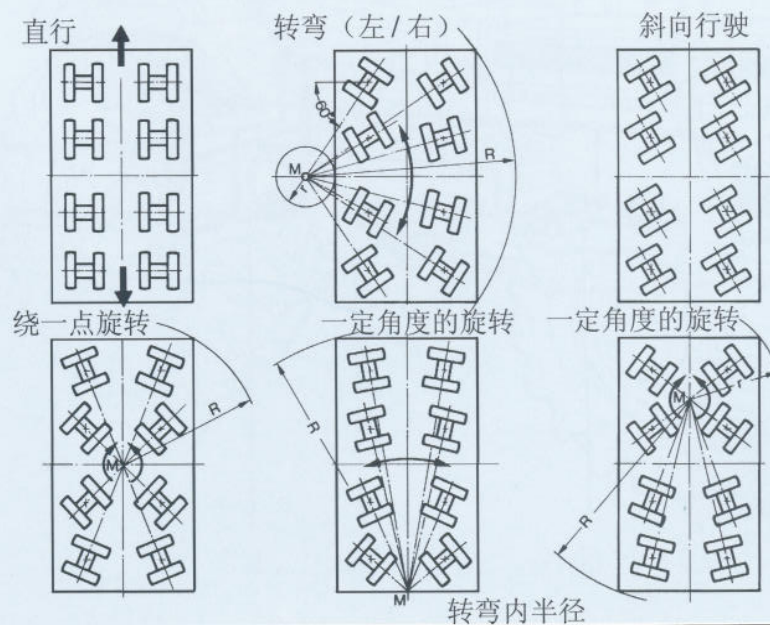
图示运输车用于船厂运载船体等。为了保证机动性的优化，必需做到每一个转向轴单独可控。带位置电反馈的液压驱动转向液压缸，与机械转向拉杆相反，允许完全自由地构成转向程序，并具有 $\pm 0.5^\circ$ 的精度。



转向系统的构成



转向程序



8. 拖拉机提升机构闭环控制

受闭环控制的是提升装置的运动,犁、施肥等各类工作器件,就安装在提升装置上。该系统可划分为以下几部分:

位置闭环控制

在此闭环中,控制量是提升机构的位置,也即安装其上的器件的工作高度。

牵引力闭环控制

此地控制量是下臂架的作用力。如果要使作用力保持常值,就要有一个优化的满载牵引功率,例如在波浪形田野和非均质土地情况下就是这样。

比例自动调节器

此地是将位置与牵引力的实际值,在操作台上按可调的一定比例进行调制,并作为输出量进行处理。

工作原理

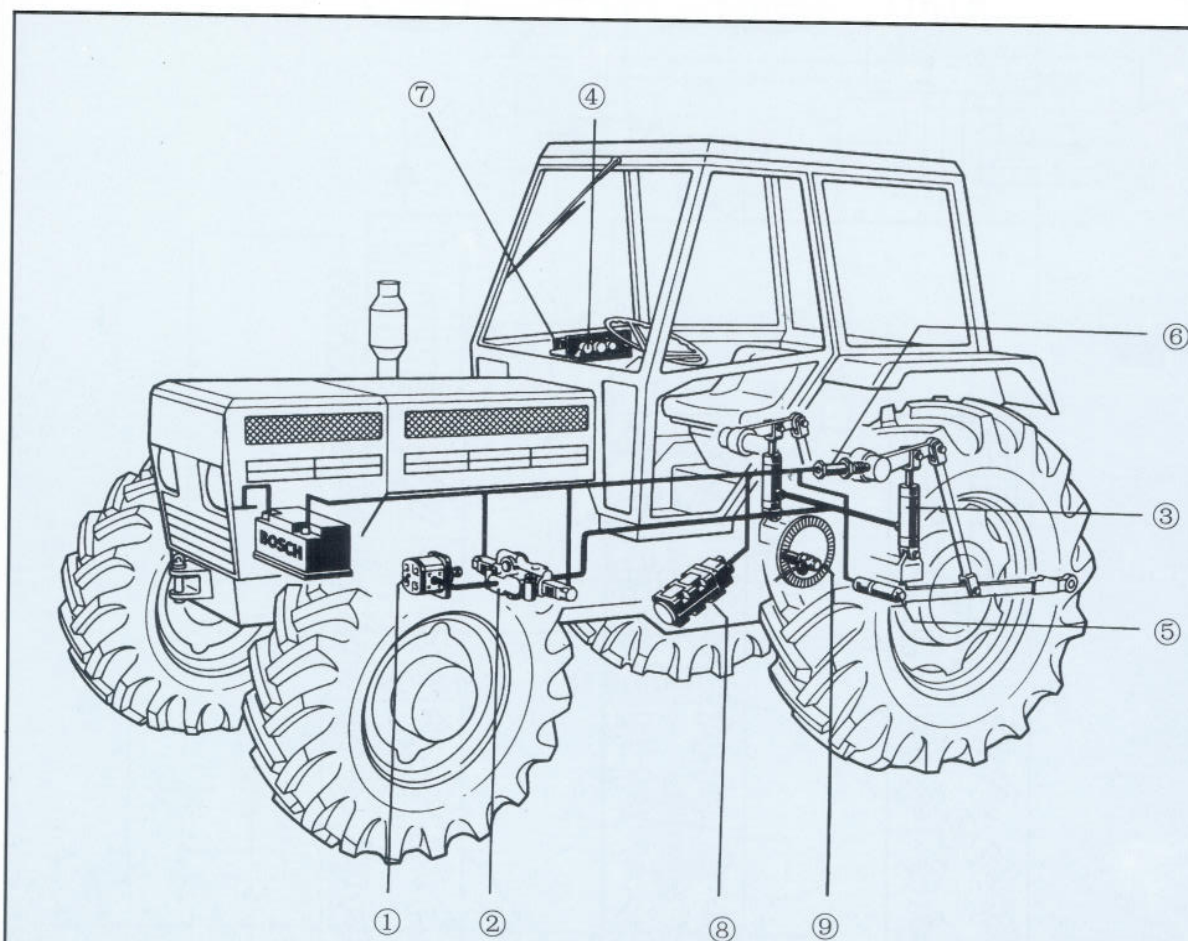
液压泵①将油液输往闭环比例阀②,对提升液压缸③进行控制。提升缸作用于下臂架,从而工作器件可提起、保持和下降。

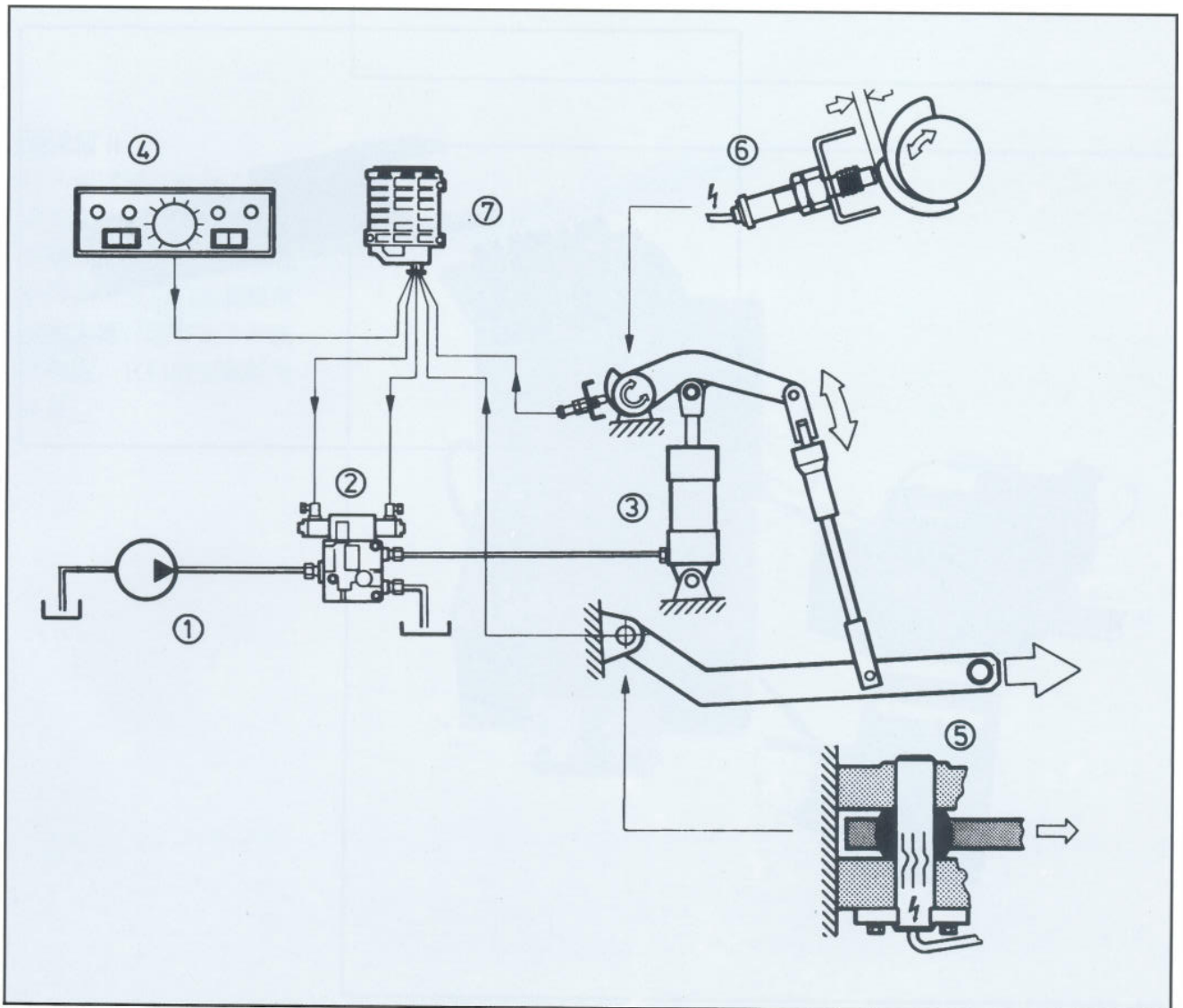
操作台④来的设定值,和从牵引力传感器⑤及位移传感器⑥来的实际值,引向闭环放大器⑦。已进行预处理的由设定值与实际值比较所得调节偏差,进一步引向系统的控制元件—闭环比例阀②。

有特色的一点是牵引力⑤的选择。这是一个其剪切力可调的螺栓状的器件,受力情况转变为电信号。

此系统可采用雷达传感器⑧来扩展检测实际的行驶速度,并与轮子的转数(传感器⑨)进行比较。

如果能将滑转率提高到一个经济水平,则可使提升量再提高。



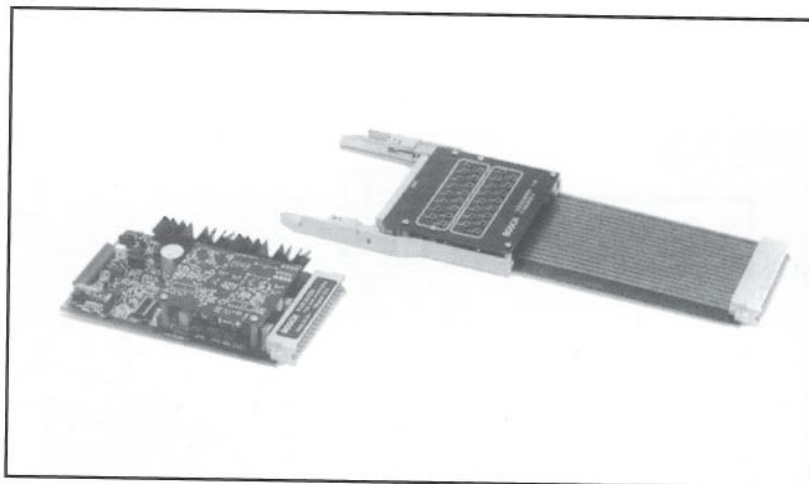


运行与服务

经验表明，当一个采用了比例阀和闭环比例阀技术的设备第一次投入运行时，问题往往出在最初的电气安装阶段。对印刷电路板上各端子进行测量，能够在进行故障诊断时提供有价值的提示。设定信号（b10）和位移传感器信号（z28）之间的比较尤其有用。

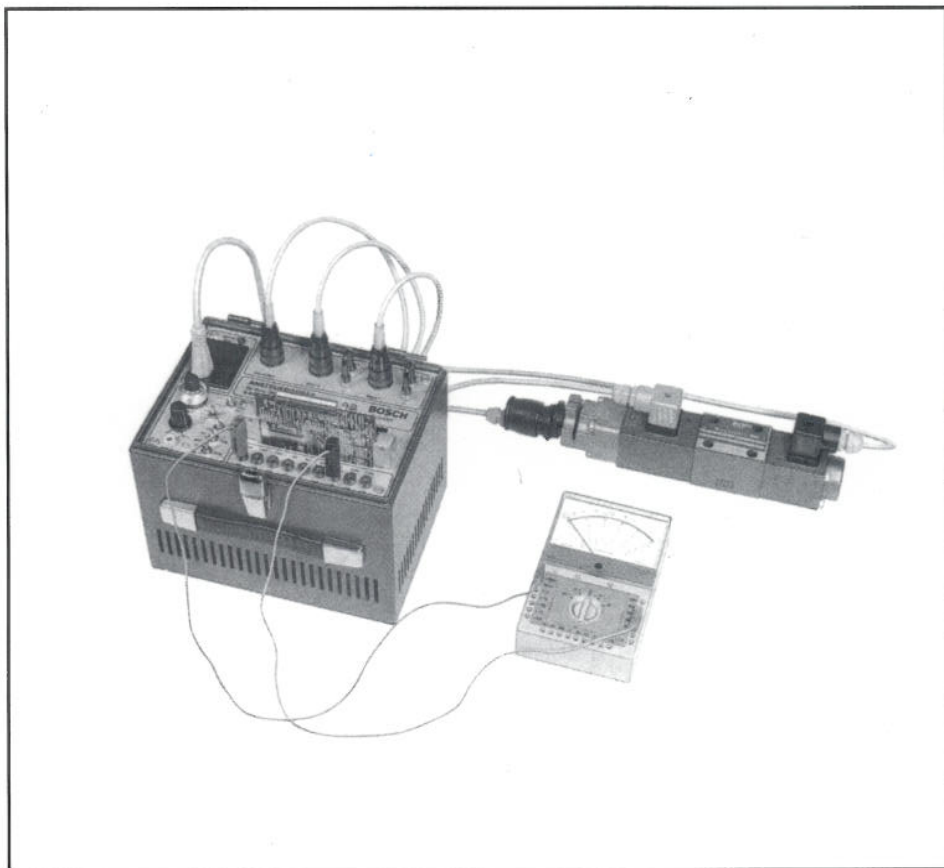
测试适配器

使用这个装置，每个测量点都能通过测量插头方便得到。



测试箱 I

这个测试箱中包括了完整的电子装置，它能为**带位移控制的单级比例阀**及它们相应的电子放大器，提供电源和设定选择。使用这个测试箱，能够在不对特定的机械进行联线的情况下，让元件投入运行并进行调整。通过测量插头，能对特征测量点进行方便的电压测量。



测试箱 II

这个测试箱中包括了完整的电子装置，适用于**先导控制式比例和闭环比例比例阀**，以及它们的相应电子放大器。这有别于单级比例阀，它们的引脚标号不同。

