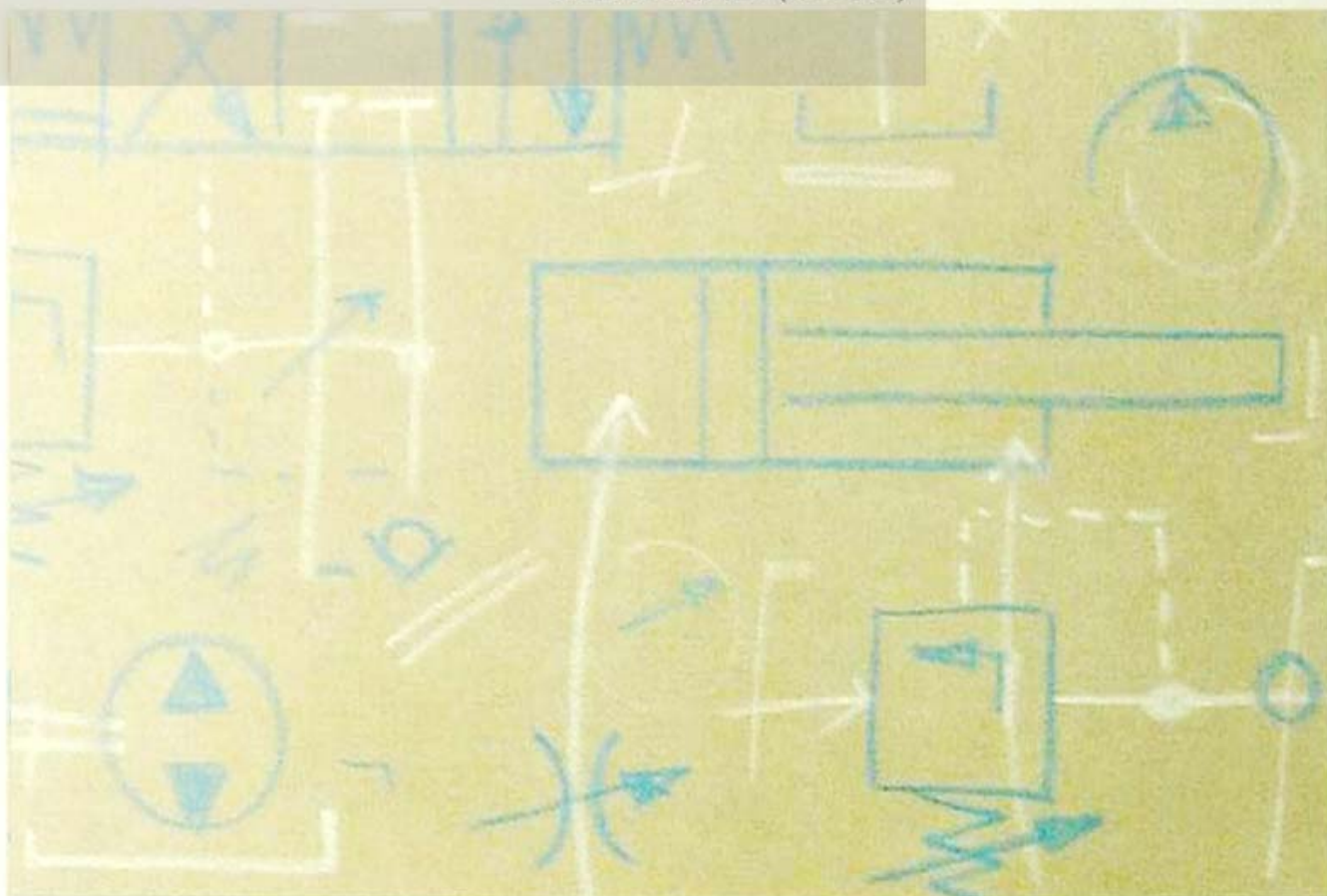


比例阀与伺服阀技术

液压传动教程（第二册）



液压传动教程

(第二册)

比例阀与伺服阀技术

一本涵盖液压比例阀和伺服阀技术
电控元件，开环和闭环控制
等技术知识的完整教材

比例阀与伺服阀技术
液压传动教程（第二版）

编辑：

博世力士乐液压及自动化有限公司教学部

编著：

R. Ewald 罗兰-艾瓦德

J. Hutter

D. Kretz 迪特-克里兹

F. Liedhegener 弗雷德尔-里赫格纳

W. Schenkel 威尔伯特-辛克尔

Schmitt 阿诺-施密特

M. Reik 马丁-瑞克

照片及其说明：博世力士乐

液压及自动化有限公司

未经博世力士乐的书面许可，本书的部分或全部内容都不得复印。对本书内容中与当地法律法规不符合之处，我们概不负责。博世力士乐保留对本书内容作随时更改的权利。

出版号： RE 00291

1986 年第一版

1988 年第二版

2003 年

博世集团

力士乐液压及自动化有限公司

教学部

前言

电液比例控制技术在当今方兴未艾，源自于它把大功率的液压传动与精准灵便的电气控制融合在了一起。

在普通开关式液压传动与电液伺服控制之间，曾经有一道无形的“坎”，比例液压技术则成功实现了这一跨越。

电液比例技术，既可实现液压动力传动，又具备了电子控制的灵活性。

标准液压元件加上信号放大电路——仅此简单的系统构成而已。无怪乎比例技术能得到普遍运用，相应系列化和专用化的设备更是层出不穷。

目前，采用电液比例液压技术来设计现代液压设备，已被业界公认为成功的一大保证。大量的生产机械已使用电液比例控制，且几乎全部采用了开环或闭环的液压控制。因此，理解、掌握这一技术知识的重要性，就日渐凸显出来了。本书涉及到比例阀和伺服阀的相关内容，旨在说明比例阀与伺服阀技术之间，并无明显的区分界线。在叙述了液压元件和电气元件之后，举实例说明了二者的相互关联。其后的一章则较全面地叙述了比例阀开环控制的计算方法，并结合开环控制的实例，介绍了演算过程。

本书旨在把实用化的技术知识向读者传递，避免对闭环控制作繁琐的理论论证。

“闭环系统的控制”一章，通过对几个控制系统的叙述，让读者了解电液比例阀技术的实用情况。

当前，液压传动、开环控制和闭环控制技术等方面的培训，越来越显得重要。本书在把握这些技术最新进展方面，将助你一臂之力。

本书是集体的成果和结晶。对于诸多编撰作者的辛勤劳动，我们表示衷心的感谢。

博世集团

力士乐液压及自动化有限公司

教学部

目录

前言.....3

目录.....5

比例阀技术入门

阿诺-施密特

1. 比例阀技术.....11

比例阀及元器件技术

阿诺-施密特

1. 比例电磁铁.....17

2. 比例方向阀.....19

3. 比例压力阀.....38

4. 比例流量阀.....45

5. 比例阀的安装，使用和维护.....50

利用压力补偿器实现负载压力补偿

迪特-克里兹

1. 概述.....53

2. 二通进口压力补偿器的负载压力补偿.....54

3. FD 型单向截止调速阀60

4. 系统补充说明.....61

5. 出口压力补偿器的负载压力补偿.....62

6. 工程项目设计原则.....67

7. 溢流型三通压力补偿器.....70

8. 二通插装阀的负载压力补偿.....73

比例阀用电控制器

威尔伯特-辛克尔

1. 定义及解释.....77

2. 比例阀用比例放大器.....83

3. 不带电反馈的比例放大器.....84

4. 闭环位置控制的比例放大器.....93

5. 电控模组.....96

比例阀开环控制系统的设计准则

罗兰-艾瓦德

1. 概述	103
2. 质量, 负载和作用力	103
3. 符号与单位	104
4. 加速, 位移与减速	108
5. 等速段到加减速段期间节流阀口的压力关系	111
6. 四通节流阀口的压差计算 (考虑油缸面积比和阀口开度)	116
7. 一定减速时间下减速行程的位置精度	117
8. 管道系统中油液粘度改变所引起的速度变化	119
9. 四通比例阀控系统中油缸与液压马达的参数计算	120
10. 液压系统固有频率的计算与作用	123
11. 从开环比例控制固有频率的理论计算, 可得到哪些经验数据?	127

伺服阀技术入门

迪特-克里兹

1. 电液伺服阀的发展简史	131
2. 开环系统和闭环系统的区别	132
3. 应用性的技术数据	134

伺服阀及其元器件技术

弗雷德尔-里赫格纳

1. 概述	141
2. 力矩马达	142
3. 一级阀	142
4. 技术数据和运行曲线	144
5. 单级控制阀	147
6. 多级伺服阀	148
7. 液压伺服阀的安装、使用和维护	153

闭环系统的控制

迪特-克里兹, 阿诺-施密特

1. 从开环到闭环控制	157
2. 闭环控制	161
3. 基本传递环节的汇总	171
4. 闭环控制原理	176
5. 实现闭环控制的设备构成	183
6. 实际值的测量	192
7. 附录	198

伺服阀动态特性对控制回路的影响

迪特-克里兹

1. 概述	203
2. 闭环位置控制回路	203
3. K_v 的最大允许值到底为多少?	205
4. 固有频率的确定	206
5. 测量系统的选择	208
6. 算例	209

伺服和比例液压系统的油液过滤

马丁-瑞克

1. 液压油的过滤	217
2. 液压系统固态颗粒造成的污染	218
3. 按照德国标准 ISO4572 (多步试验装置) 的滤油器性能	219
4. 多层网状结构的滤芯性能	221
5. 滤油器的选用准则	224
6. 液压滤油器安装注意事项	226
7. 液压油	230
8. 滤油器的设计计算	242
9. 维护保养方面的注意事项	260
10. 符号, 下标与前缀	262
11. 国际标准	263

比例阀和伺服阀的应用实例

约瑟夫-赫特

1. 概述	265
2. 无线电控制的矿区单轨缆车	266
3. 转炉钢厂输送装置——转炉贮槽更换车	268
4. 轧钢厂高位加料牵引机	270
5. 焊接自动线上的提升装置	272
6. 链传送带-驱动缸	274
7. 顶升平台的开环控制	276
8. 造纸工业中的堆垛设备	277
9. 双缸压机的操控	278
10. 滑台控制单元	279
11. 剧院平台转动控制	280
12. 注塑机	284

索引	287
----	-----

比例阀技术入门

阿诺-施密特

比例阀技术

比例阀介于常规开关阀和闭环伺服阀之间，已成为现今液压系统的常用组件。液压工业从比例阀技术的发展而获益匪浅。

比例阀技术对于液压系统究竟意味着什么？

图 1. 说明了信号流程：

- 输入电信号为电压（多数为 0 至±9V），由信号放大器成比例地转化为电流，即输出变量。如 1mV 相当于 1mA。

- 比例电磁铁产生一个与输入变量成比例的力或位移输出。
- 液压阀以这些输出变量（力或位移）作为输入信号，就可成比例地输出流量或压力。
- 这些成比例输出的流量或压力输出，对于液压执行机构或机器动作单元而言，意味着不仅可进行方向控制，而且可进行速度和压力的无级调控。
- 同时，执行机构运行的加速或减速，也实现了无级可调，如流量在某一时间段内的连续性变化等。

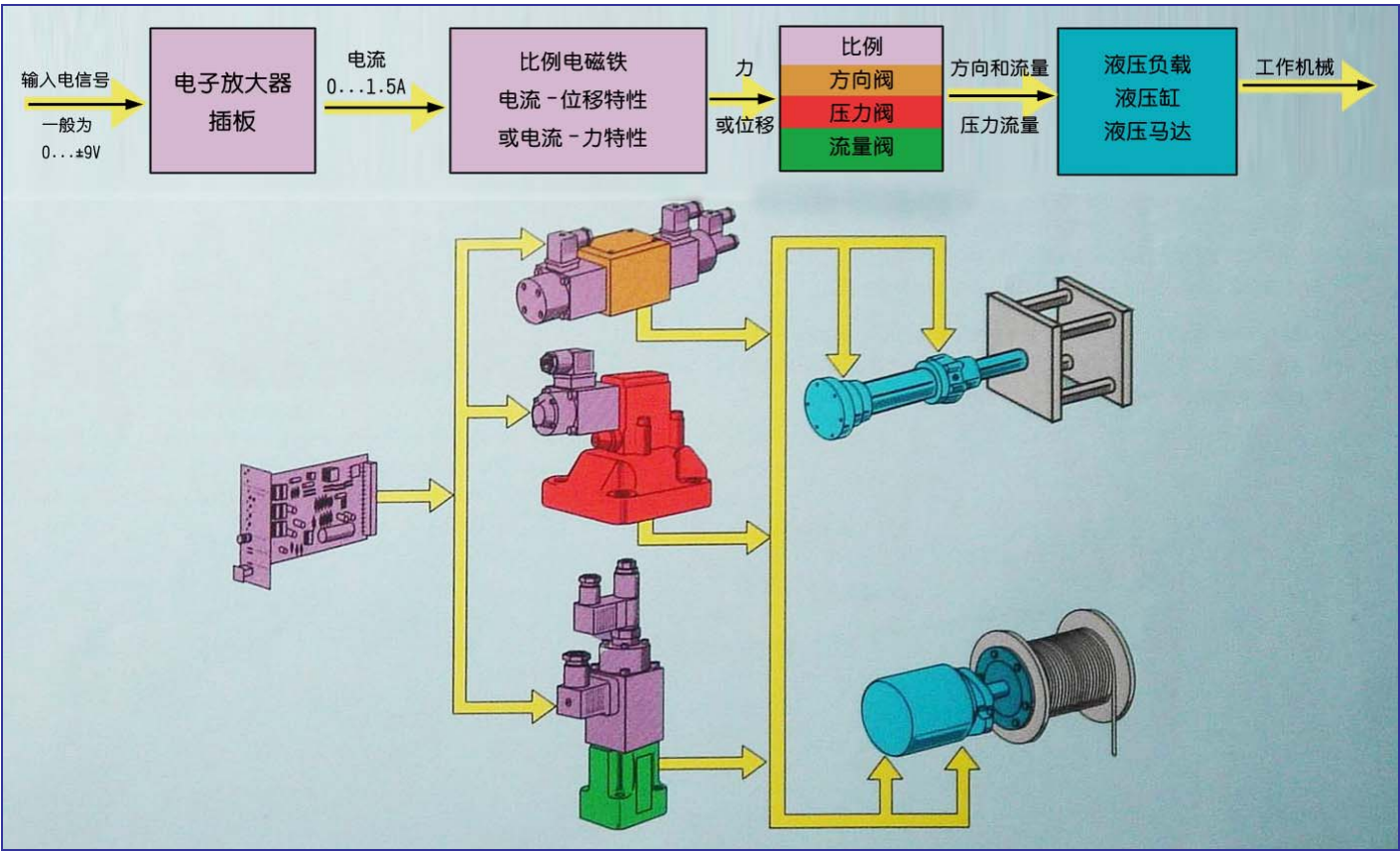


图 1. 信号流程图

比例阀技术应用实例

以车身装配焊接线为例：

其实在接受试驾之前，汽车的诸多零部件早在制造阶段就已经经历了“运动体验”。分析图 4 所示的焊接生产线所产生的加速度，结果是相当于由静止起步后，在 11 秒内加速到时速 100 公里！

焊接线对平台上成组堆放的车身钣金件进行装配和焊接，生产过程包括若干站别和更多细分工序。

全部升降台需要同步到达作业位置，即焊钳工作区域。金属钣金备件的传送，在中间减速段进行，接近速度不得大于 0.15m/s，否则钣金件就会定位不准。另一方面，升/降运输阶段必须快速行进，以达到省时的目的。

这些工艺要求，用液压比例控制均一一得到了实现。采用比例控制系统以后，显著降低了最大速度，以调速阀替代原先的加/减速凸轮机构，用流量控制阀解决速度调节，用方向阀控制方向。如果仍然沿用传统的机械传动方式，就避免不了硬性冲击、低精度和不灵便，且系统变得更为复杂，成本也更高。

液压比例控制尤其适用于这种大惯量、较高速度和较高加速度的系统，并能实现平稳、可靠的运行。

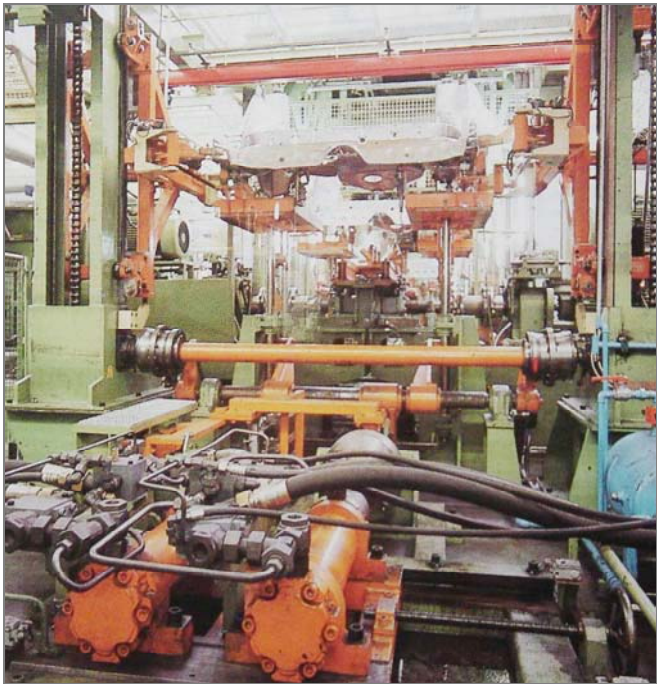


图2. 图上方的一液压缸通过提升机构实现全部站台同步动作，另一液压缸备用。

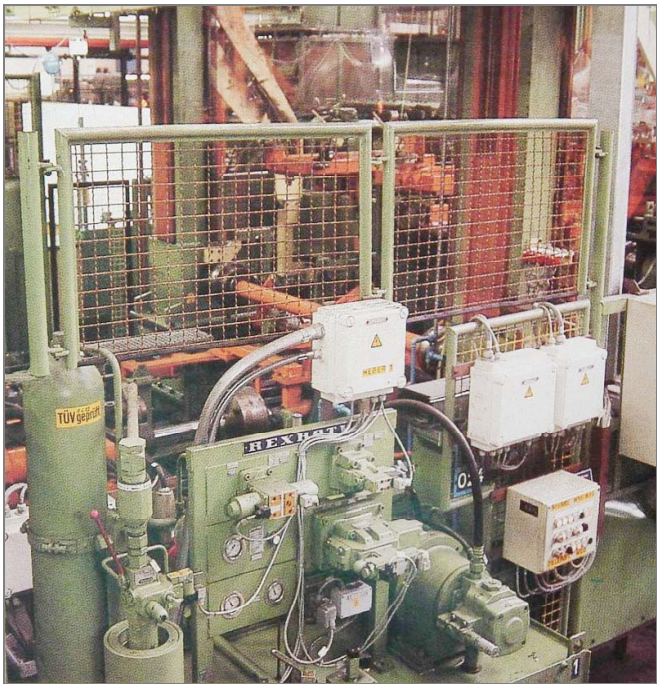


图3. 左边的蓄能器单元提供高速运行所需的460L/min压力油，右侧的 V4 型叶片泵在液压缸不动作时向蓄能器充液。安装在阀板右侧的是比例方向阀 4WRZ25。

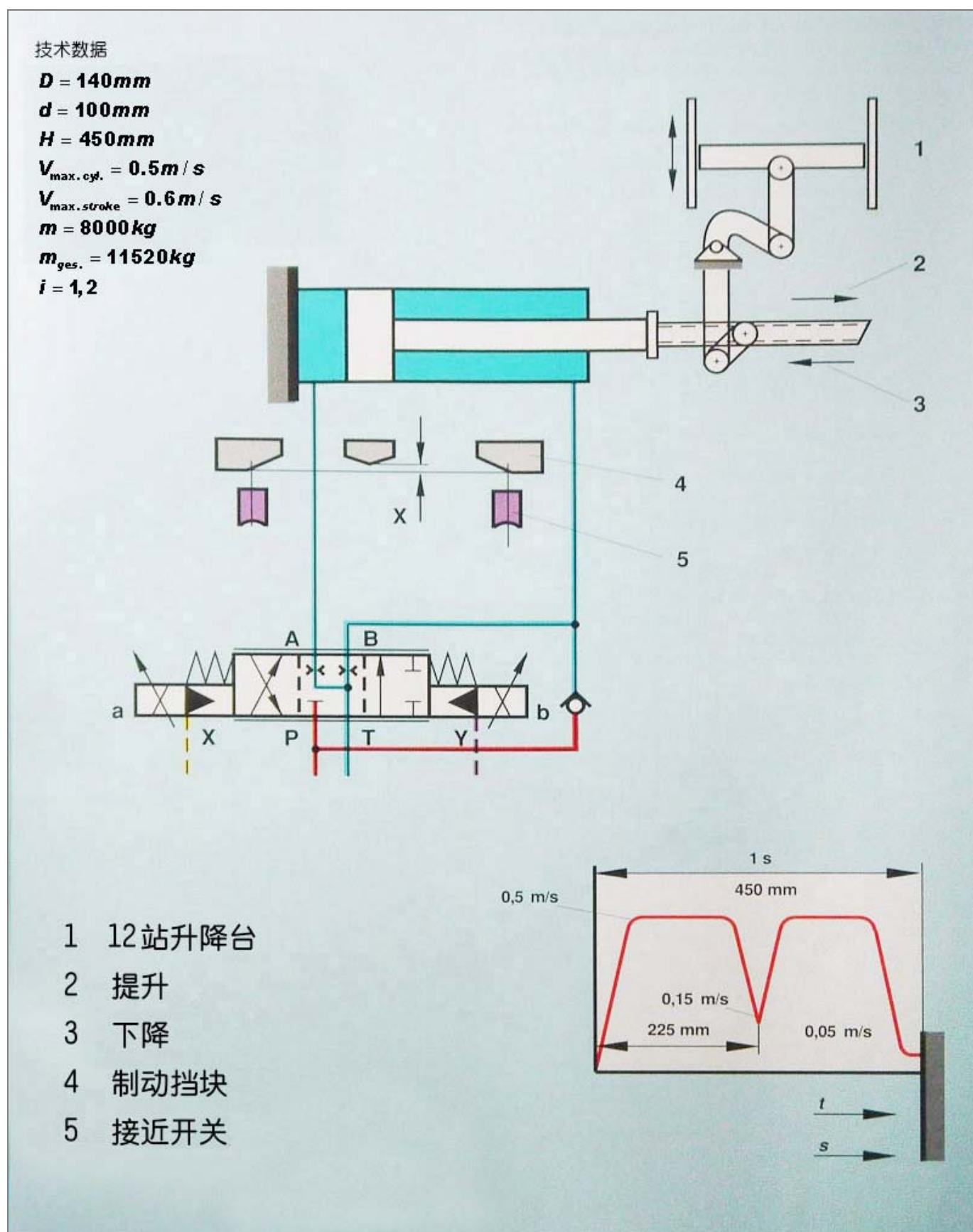


图 4. 液压-机械传动焊接自动线的原理图 (上) 及其运动循环图 (下右)

带比例电磁铁的比例阀和比例泵，为电气控制提供了良好的接口。无论对于顺序控制的生产机械，还是其它可编程的控制/驱动系统，都提供了极大的灵便性。

比例控制设备的技术优势，主要在于阀位转换过程是受控的，设定值可无级调节，且实现特定控制所需的液压元件较少，从而减少了液压回路的投资费用。

使用比例阀可更快捷、更简便和更精确地实现工作循环控制，并满足切换过程的性能要求。由于切换过渡过程是受控的，避免产生过高的峰值压力，因而延长了机械和液压元器件的使用寿命。

调控方向、流量或压力的电信号，可传递给负载上的比例器件（比例电磁铁），比例阀受控就能直接驱动液压执行器。由此，大大改善了液压控制系统的动态特性。

比例控制放大器结构简单，由液压元器件厂商市售供应，因而应用日趋广泛。这些控制装置与标准液压元器件并无二致，并有众多的标准元器件和组件可供选用。

欧洲 PCB 工业（印刷电路）发展了功能可靠、结构简单的电控插板，对于比例技术的应用也起到了推波助澜的作用。

对于每一类型的比例控制装置，都设计有专用的电控插板，通常包括：

- 稳压单元；
- 斜坡信号发生器；
- 函数发生器；
- 设定值单元；
- 设定值继电器；
- 脉冲调制式功率级

图 8 表示液压比例技术元器件控制与调节功能一览表。



图 6. DBE 型比例溢流阀及其控制放大器 VT 2000

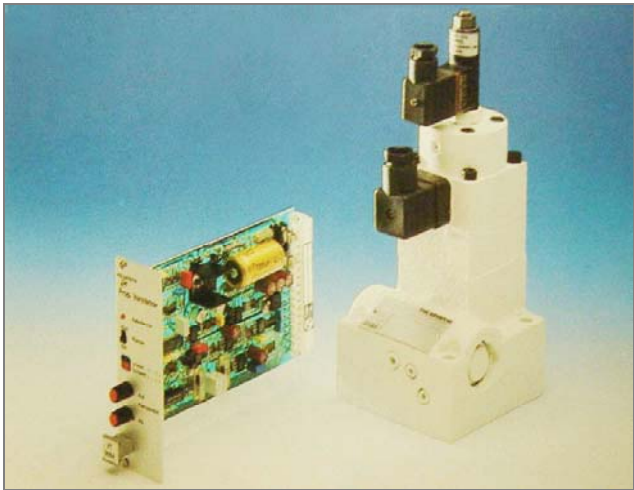
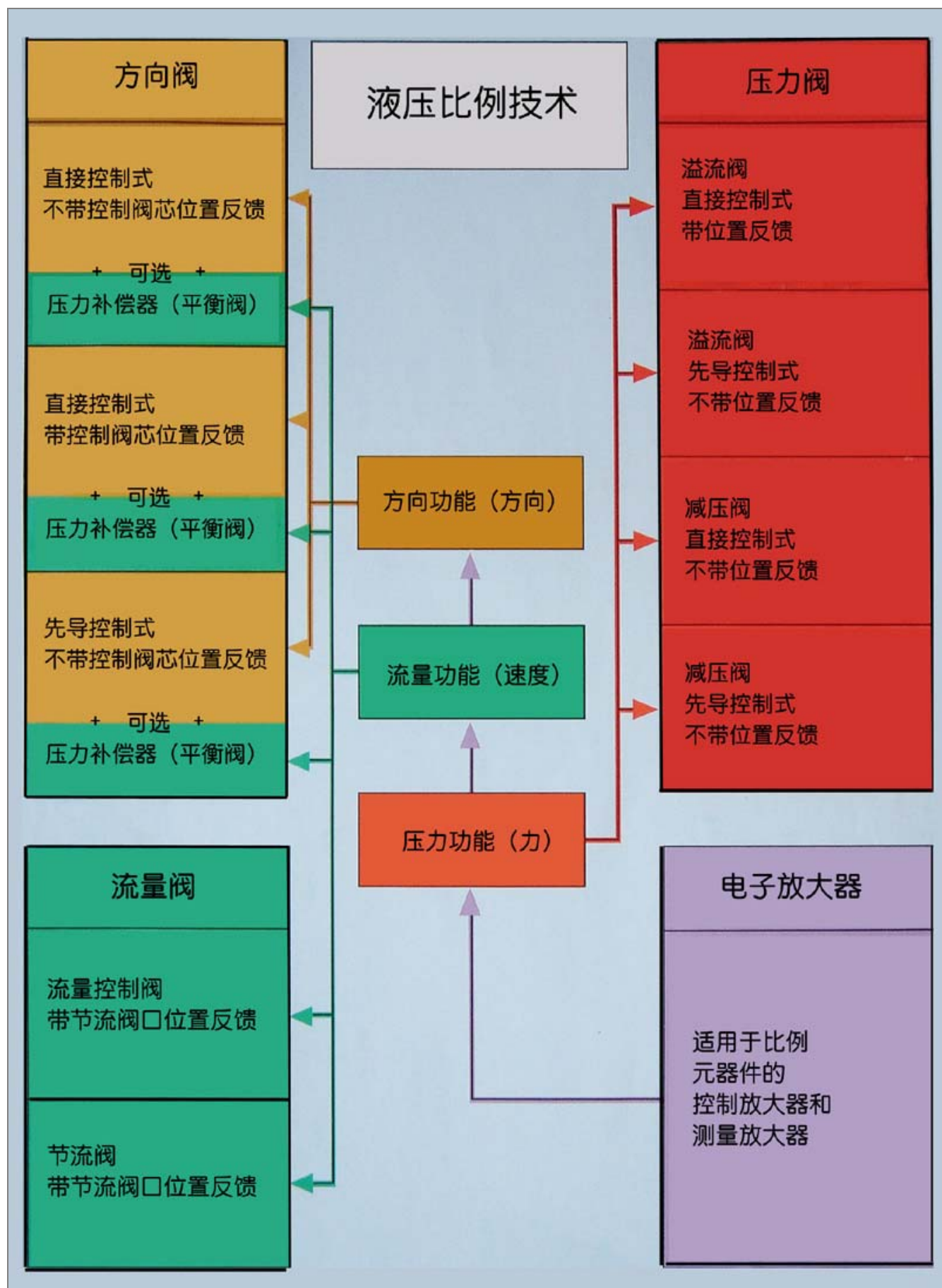


图 7. 2 FRE 型比例调速阀及其控制放大器 5004



备注

比例阀及元器件技术

阿诺-施密特

1. 比例电磁铁

比例电磁铁是电子技术和比例液压技术的连接环节。比例电磁铁是一种直行程式电磁铁，它产生与输入量（电流）成正比的输出量：力和位移。

按实际使用情况，电磁铁可分为：

- 行程调节型电磁铁，在适度长的行程内保持行程/电流相对线性关系
- 以及
- 力调节型电磁铁，只在较短行程内具有特定的力-电流特性关系。

目前，只有直流电磁铁能产生与输入电流成正比的输出位移和力。对交流电磁铁而言，由于其输入电流和衔铁行程有关，因此工作时必须尽可能快地到达其行程終了位置。

1.1 力调节型电磁铁

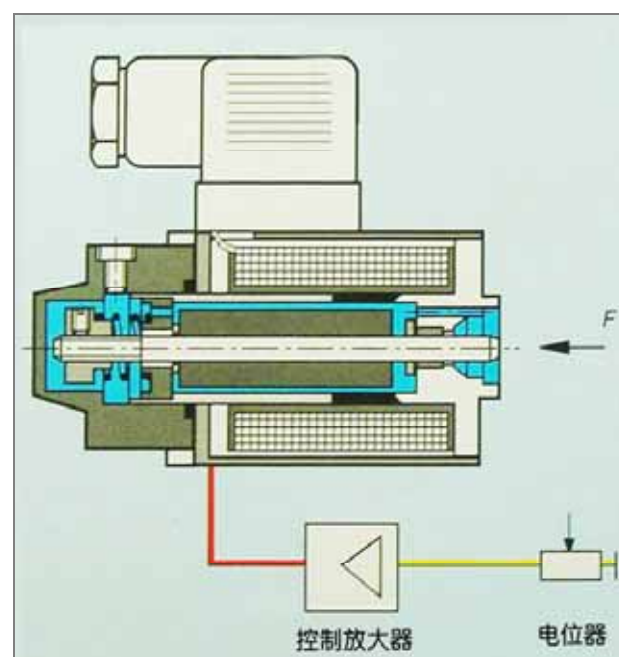


图 9. 力调节型比例电磁铁

对于力调节型电磁铁而言，在衔铁行程没有明显变化时，通过改变电流 I 来调节其输出的电磁力。

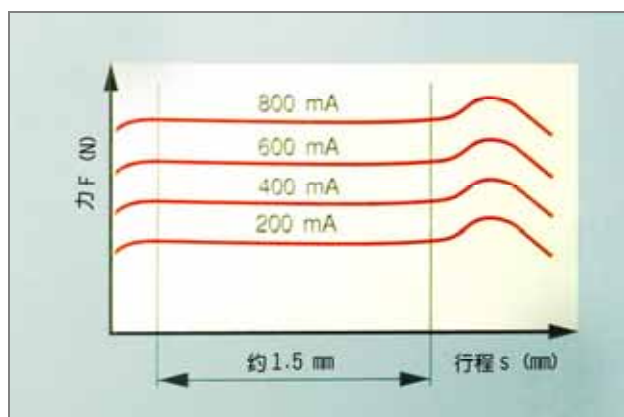
由于在电子放大器中设置了电流反馈环节，在电流设定值恒定不变而磁阻变化时，可使磁通量、继而使电磁力保持不变。

力调节型比例电磁铁的基本特性是力-行程特性。

控制电流不变时，电磁力在其工作行程内保持恒定。

如图所示，本例的电磁铁有效工作行程约为 1.5mm。

由于行程较小，力控制型电磁铁的结构可以很紧凑。正由于其行程小，可用于比例方向阀和比例压力阀的先导级，将电磁力转换为液压力。这种比例电磁铁，是一种可调节型直流比例电磁铁，衔铁腔中处于油浴状态。



曲线 1. 力-行程特性曲线

1.2 行程调节型电磁铁

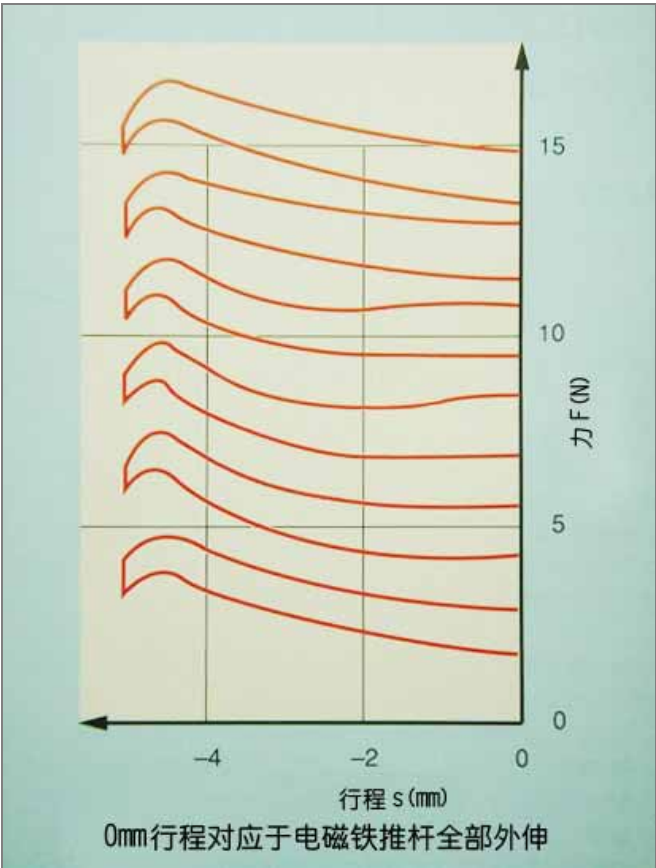
在行程调节型电磁铁（图 10）中，衔铁的位置由一个闭环回路来控制。只要电磁铁处于允许区域内工作，其衔铁位置就保持不变，而与所受反力无关。

使用行程调节型电磁铁，能够直接推动诸如比例方向阀、比例流量阀及比例压力阀的阀芯，并将其控制在任意位置上。电磁铁的行程因规格而不同，一般为 3-5mm 之间。

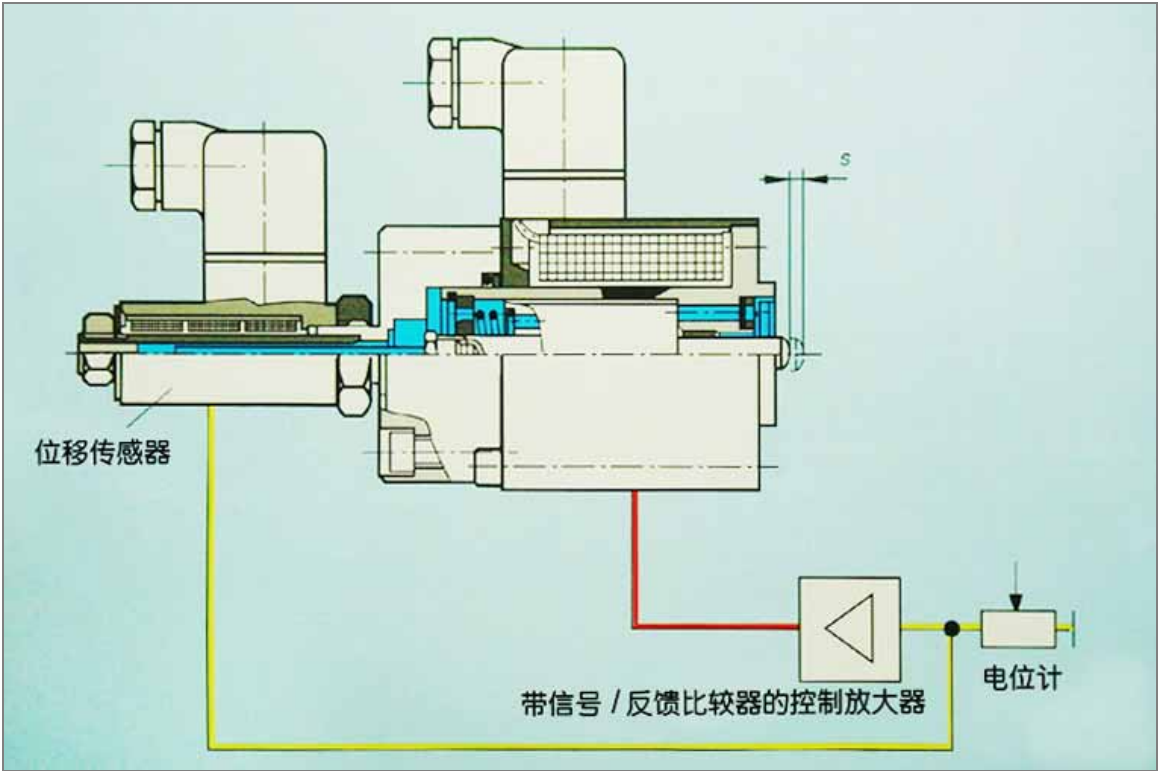
如前所述，行程调节型电磁铁，主要用以控制直动式四通比例方向阀。

配上电反馈环节后，电磁铁的磁滞环及重复误差均可保持较小。此外，作用于阀芯的液动力也受到抑制（与各种可能产生的干扰力相比，电磁力相对较小）。

在先导阀中，受控压力作用于一个较大的控制面积上，由此产生的定位调节力大得多，而干扰力的百分比并不大。因此，先导式比例阀可以不带电反馈环节。



曲线 2. 行程调节型电磁铁的特性曲线



18 图 10. 行程调节型比例电磁铁

2 比例方向阀

比例方向阀控制液流的流向和大小。

2.1 直动式比例方向阀

以下讨论比例方向阀，以及一些相关性能，如滞环，重复精度，控制阀芯的基本特性曲线，以及时间响应特性等。

和普通方向阀以电磁铁直接驱动一样，比例电磁铁也是直接驱动直动式比例方向阀的控制阀芯。

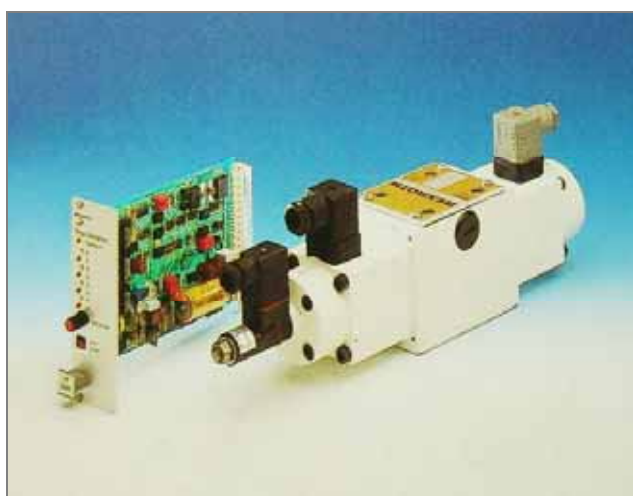


图 11. 带电反馈的直动式比例方向阀 4 MRE10 及其电控制器 VT5006

2.1.1 功能

阀的基本组成部分有：阀体（1），一个或两个具有相近位移-电流特性的比例电磁铁（2），图 12 所示结构的电磁铁还带电感式位移传感器（3），控制阀芯（4），还有一个或两个复位弹簧（5）。

电磁铁不通电时，控制阀芯（4）由复位弹簧（5）保持在中位。比例电磁铁直接驱动阀芯运动。

阀芯处在图 12 所示位置时，P、A、B 和 T 之间互不相通。如电磁铁 A（左）通电，阀芯右移，则 P 与 B，A 与 T 分别连通。来自控制器（详见“比例阀用电控制器”一章）的控制信号值越高，控制阀芯向右的位移也越大。这样，阀芯行程就与电信号成正比。阀芯行程越大，阀口通流面积和通过的流量也越大。图 12 左侧的电磁铁配有电感式位移传感器，它检测出阀芯实际位置，并把与之成正比的电信号（电压），反馈至电放大器。

由于位移传感器的量程按照两倍的阀芯行程设计，所以阀芯在两个方向上的实际位置都可检测。

此外，由于采用密闭式结构，这种位移传感器没有泄油口，也不需要附加的密封。因此，该结构型式，不存在对阀的控制精度产生不利影响的附加摩擦力。

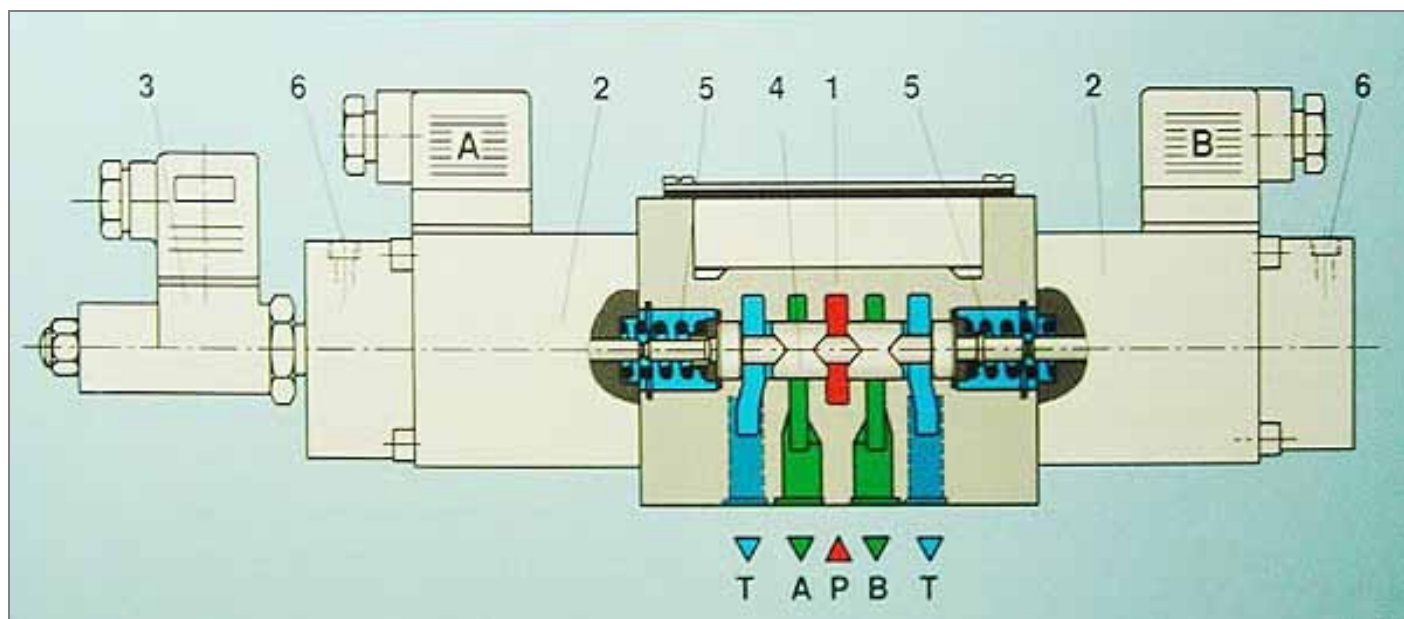


图 12. 带电反馈的直动式比例方向阀

在放大器中，实际值（控制阀芯的实际位置）与设定值进行比较，检测出两者的差值后，以相应的电信号传输给对应的电磁铁，修正实际值，因而构成了位置反馈闭环（如曲线 3 所示）。

位置反馈闭环对于实际应用而言，意味着阀的滞环和重复精度虽因规格不同而异，但均达到 1%。

2.1.2 滞环

定义：滞环表明一个状态和前一个状态的关系。

在电信号从零到最大，再从最大返回到零的往返变化过程中，阀芯具有与电信号成比的确定位置。对于同一输入的设定值，往返变化所对应输出量的偏差，就称为滞环或滞环误差（如曲线 3 所示）。

2.1.3 重复精度（亦称可重复性）

重复精度是指，在重复调节同一输入信号时，输出信号所出现的差值。对于控制阀芯来说，就是重复调节同一输入信号为相同设定值时，得到一个小于 1% 的位置偏差（对于 WRE 型阀）。

图 13 所示阀的电磁铁不带位移传感器，因而不能检测阀芯的位置。按阀的不同规格，其滞环为 5-6%，重复精度为 2-3%。

很多情况下，这种不带位移传感器阀的控制精度已经足够，因而是一种经济实惠的设计方案。

2.1.4 控制阀芯的结构

由图 12 剖面图可知，比例阀阀芯与普通方向阀的不同，在于其薄刃型节流断面呈三角形。这种阀芯型式，可得到一条递增式流量特性曲线（如曲线 4 所示）。

阀芯的三角形控制棱边（图 14）和阀套的控制棱边，在阀芯移动过程的任意位置，始终保持相互接触。这表明，其过流截面始终是一个确定的三角形。

因此，不存在常规方向阀（开关型）那样的情况：阀芯、阀套的两个棱边之间，要经历一段空行程才相互接触，或者在阀口打开时完全脱开。

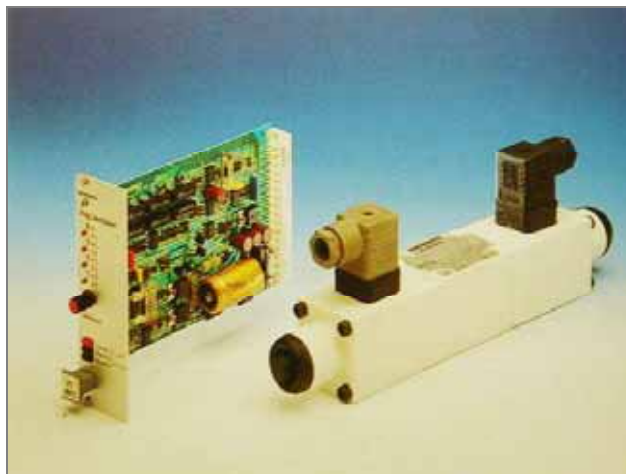
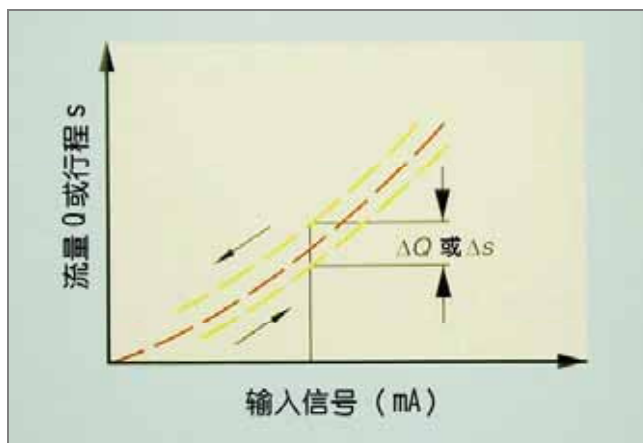
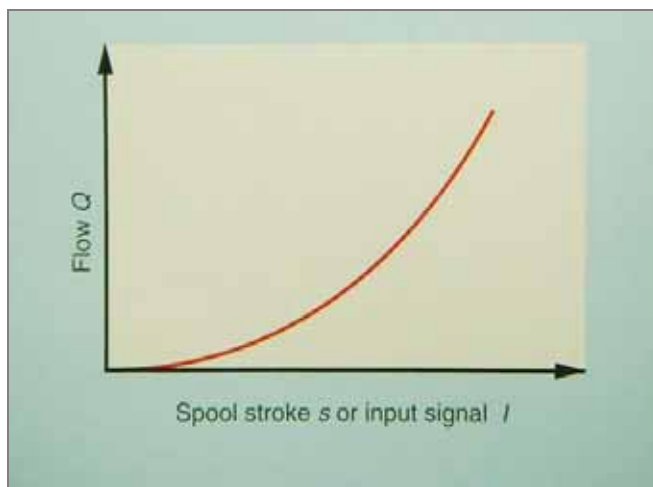


图 13. 不带反馈的直动式比例方向阀 4 MRE10 及其电控器 VT3013



曲线 3. 滞环



曲线 4. Q-s 特性曲线和 Q-I 特性曲线

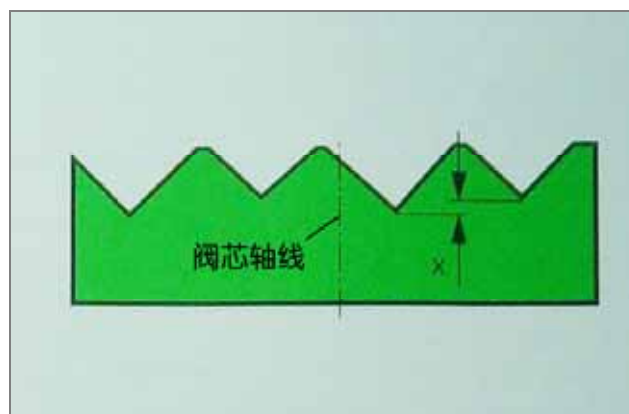


图 14. 由于阀芯圆周方向的控制切口错位并有一定的阀芯行程，因而获得了较好的分辨率

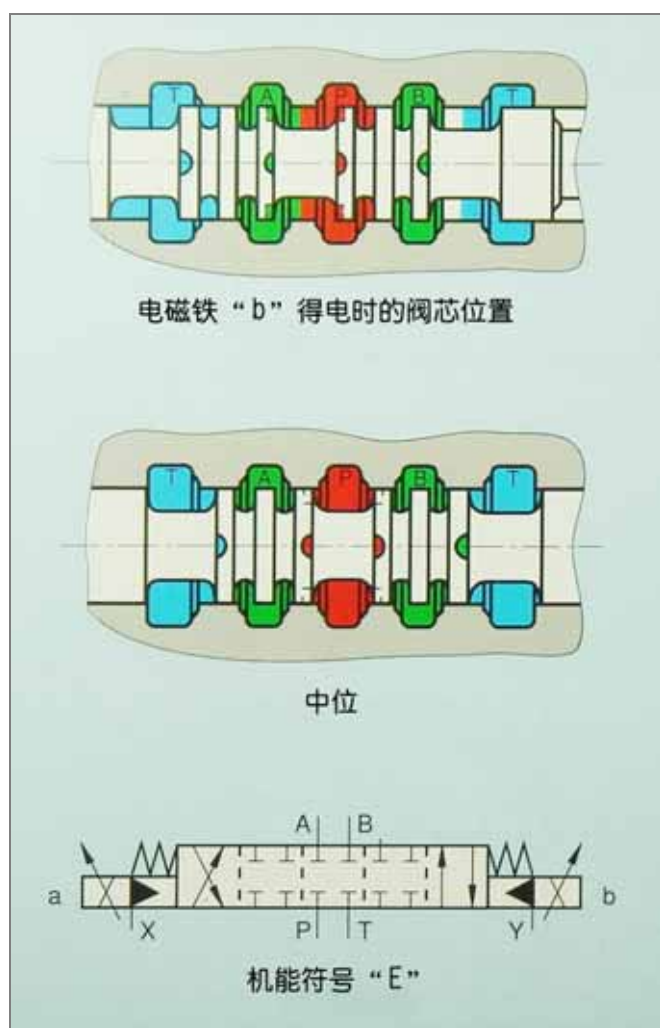


图 15. 25 通径标准方向阀的“E”型阀芯遮盖情况示意图（中位各油口封闭）

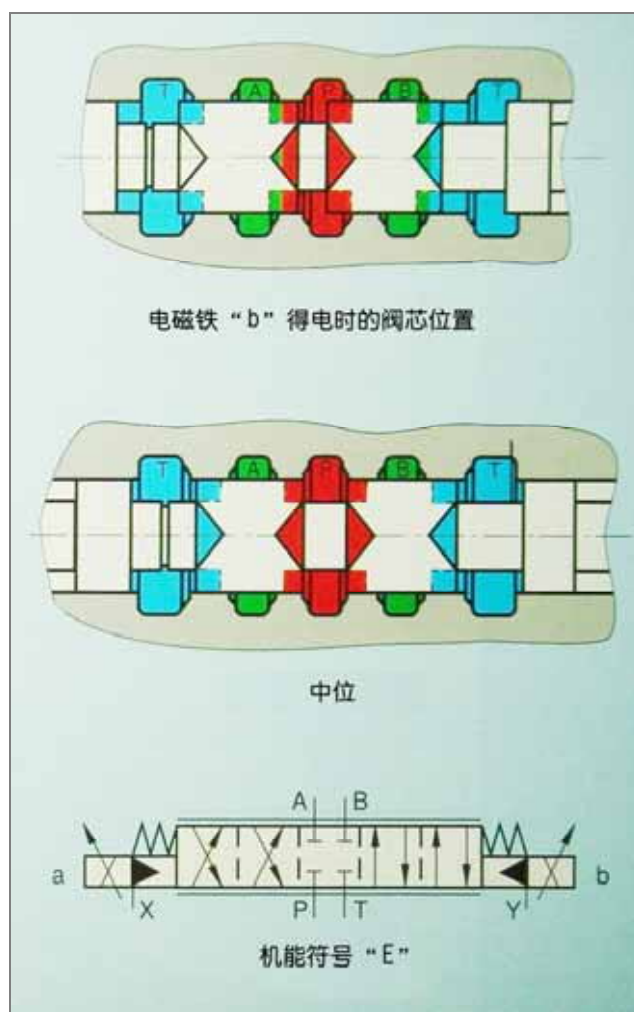


图 16. 25 通径比例方向阀“E”型阀芯遮盖情况示意图（中位各油口封闭）

2.1.5 流量特性

为了能充分利用阀芯的最大位移，对于不同公称流量的阀，应确定相应的受控过流截面。

为了帮助理解特性曲线，这里以一个实例加以说明。

相关数据如下：

- 调定的系统压力 $p=120\text{bar}$
- 工进时的负载压力 $p=110\text{bar}$
- 快进时的负载压力 $p=60\text{bar}$
- 工进速度范围内所需流量 $Q=5\sim20\text{L/min}$
- 快进速度范围内所需流量 $Q=60\sim150\text{L/min}$

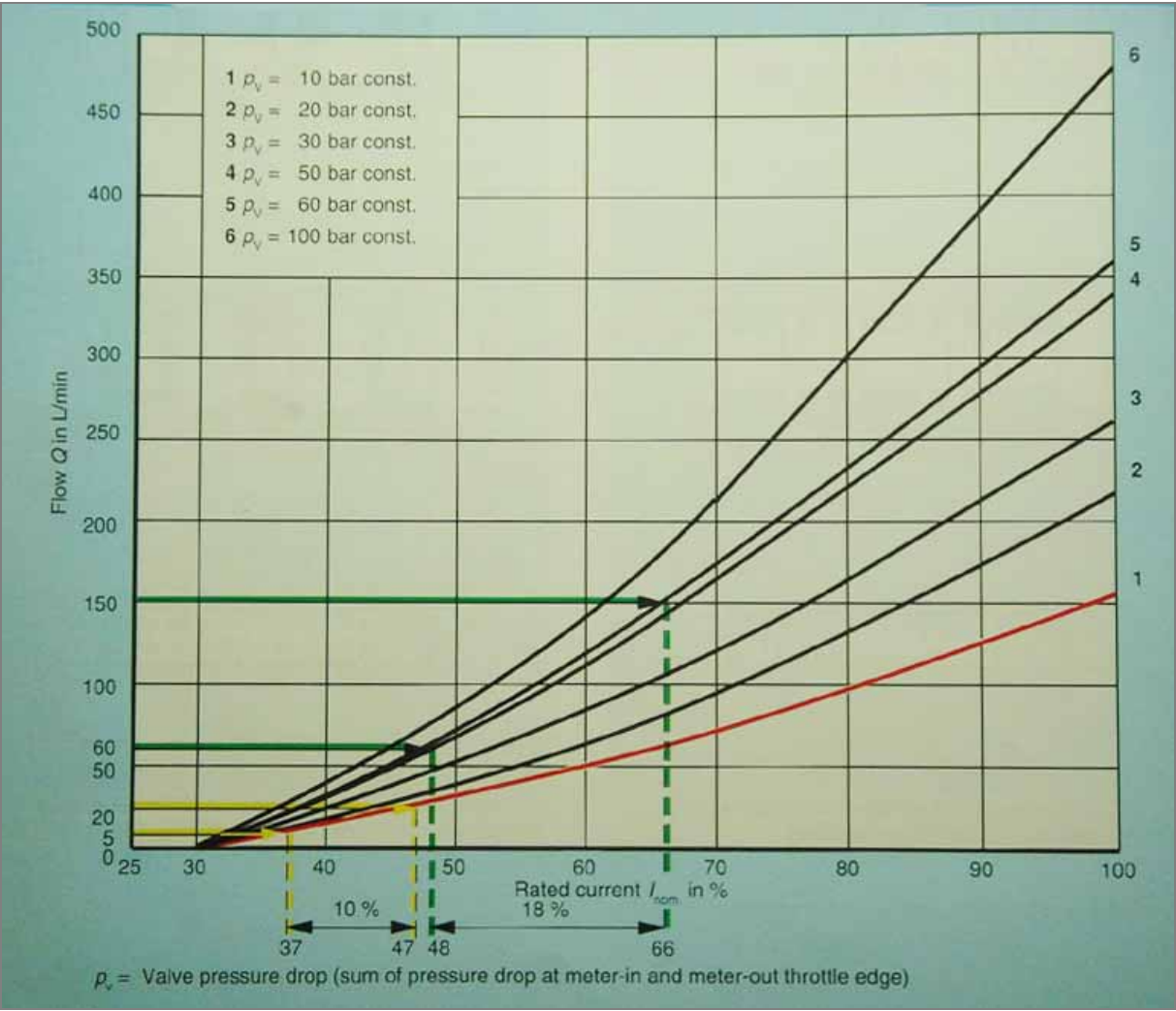
我们如果像选用普通开关阀那样来选用比例阀——实际上人们常犯这样的错误（以 $Q=150\text{L/min}$ 为公称

流量），这样一来会得到如下数据：

- 快进工况阀的压降
 $p_v = 120-60=60\text{bar}$
 $Q_{\text{快进}} = 60\sim150\text{L/min}$
- 工进工况阀的压降
 $p_v = 120-110=10\text{bar}$
 $Q_{\text{工进}} = 5\sim20\text{L/min}$

快进工况

如曲线 5 所示，对应于 $P_v=60\text{bar}$ ，流量 $Q=150\text{L/min}$ ，仅利用了额定电流的 66%左右；流量 $Q=60\text{L/min}$ 时，仅利用额定电流的 48%左右。这样一来调节范围仅达到全程的 18%（66%-48%）左右。



曲线 5. 阀压降 10bar，公称流量 150L/min 时的输出流量-输入电流特性

(60~150L/min)，因此得到 32%的调节范围。

一 工进工况的特性

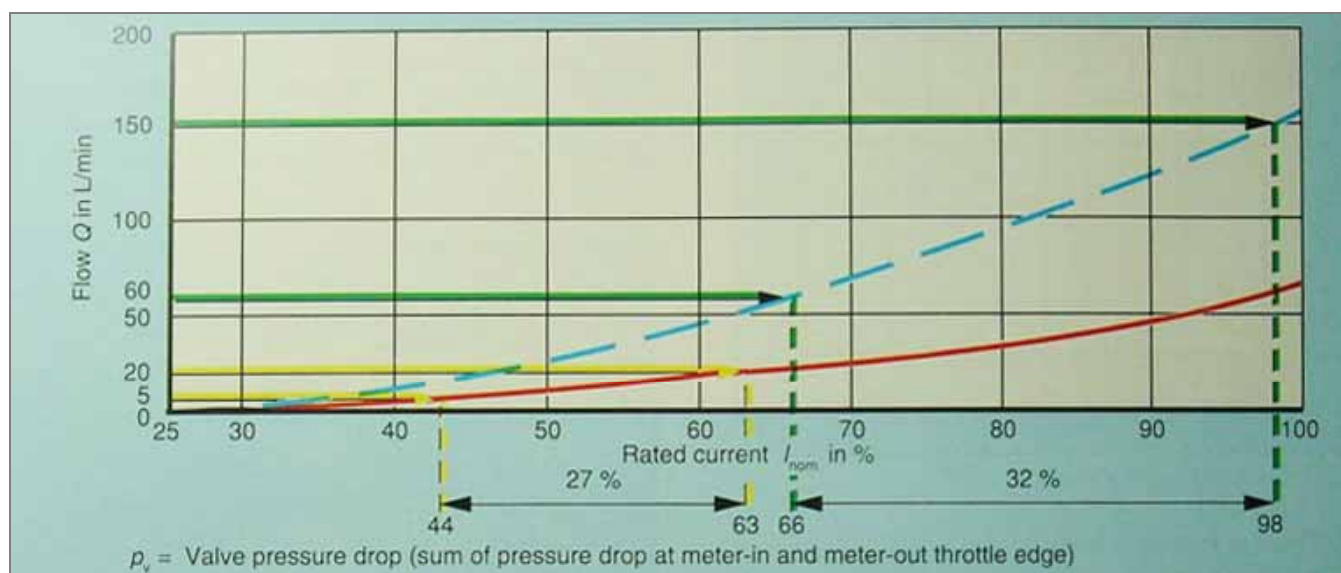
此时设定值落在 36%到 63%额定电流之间 (5~20L/min)，可见调节范围 (27%) 更大，分辨率也得以提升。同时，重复精度造成的偏差也得以减小。

2.1.6 控制阀芯的时间特性

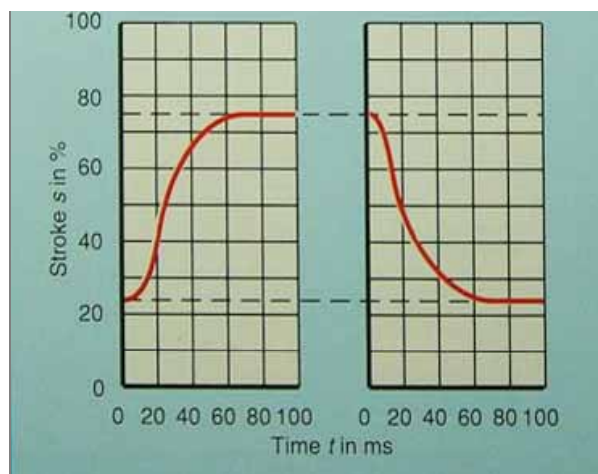
曲线 7 和曲线 8 给出了控制阀芯在输入阶跃电信号时的过渡过程曲线。

在从一个位置运动到另一个位置的过度过程中，没有产生超调，阀芯快速移动时间比较短，减速后停留在新位置。

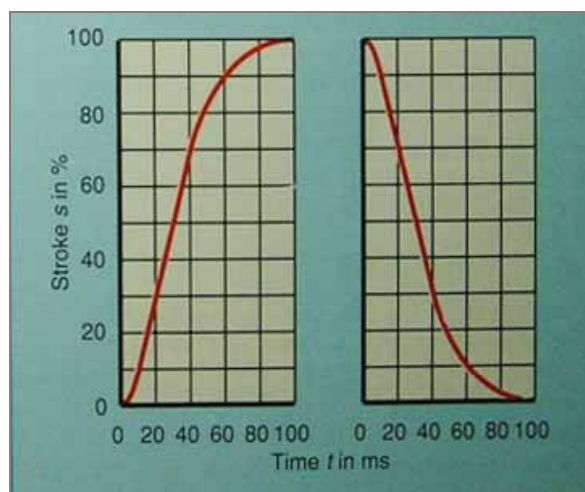
因此，加速和制动过程的调节时间也足够快速。



曲线 6. 阀压降 10bar，公称流量 150L/min 时的输出流量-输入电流特性



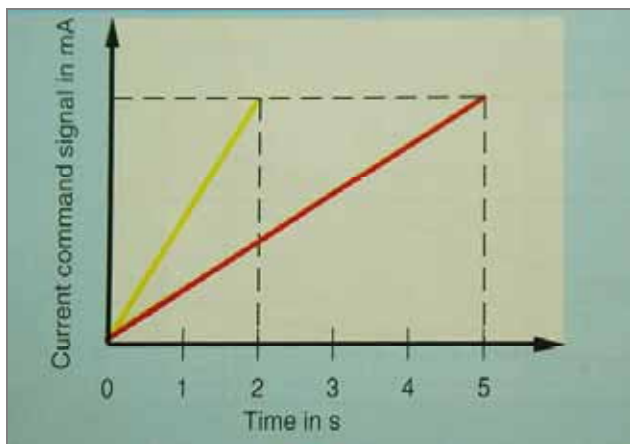
曲线 7. 输入信号阶跃 (信号变化 25→75%) 时的过渡过程特性



曲线 8. 输入信号阶跃 (信号变化 0→100%) 时的过渡过程特性

2.1.7 加速与减速工况

在“比例阀技术入门”一篇的例子中，我们讨论过车身装配平台的加速度问题。缸或马达的加速度和减速度，反映了单位时间内供油量的变化。流量正或负的变化，由比例阀来加以控制。流量需在多长时间内发生变化，对应于阀芯位置所需的变化量——这些设定值都由操纵比例电磁铁的电控器来设定，由放大器预调的设定值，在给定时间段内，变化到该设定值的终值。



曲线 9. 电流-时间关系曲线

电控器的这一功能，称为斜坡发生器。预调设定值的变化所需时间，则称为斜坡时间。

例如：

- 在 2 秒内，设定值从零变到最大值；
 加速时间短，加速度大
- 在 5 秒内，设定值从零变到最大值
 加速时间长，加速度小

在制动过程，设定值的变化，基本是从大到小。这些与电控器有关的问题，有待进一步讨论。（参见“比例阀用电控器”一章）

2.1.8 功率域

与一般开关型方向阀一样，比例阀也存在功率域问题，必须注意不得逾越。在这里，令人感兴趣的是不带位移传感器的直动式比例阀的性能。在较大压差 Δp 作用下，这种直动阀的流量增大到接近功率域界限时，液动力会自动将阀口关小，流量不会再增大。由此，可以说这里存在一种“自然的”功率域。

选用哪种与流通流量有关的控制阀芯，以及选用多大规格的比例阀，对一个液压系统来说，是与其选定的系统压力等级密切相关的。这些问题将在“比例控制系统的设计准则”一章中，以实例详细讨论。一般说来，可以掌握这样的原则，即最大流量应尽量接近于 100% 设定值所对应的流量。

2.1.9 控制范围（分辨率）

控制范围（通常称为调节范围或调速比），可理解为最大与最小控制流量之比。对于不带位移传感器的 WRA 型比例方向阀，调节范围是 1：20。例如最大流量 40L/min，则最小流量为 2L/min。

这里，重复误差起着重要作用。重复误差在数值上必须远低于最小流量。

带位移传感器的 WRE 型比例方向阀，控制范围大约为是 1：100。

2.1.10 阀芯结构型式

如图 17 所示的常见实用阀芯型式，有以下几种：

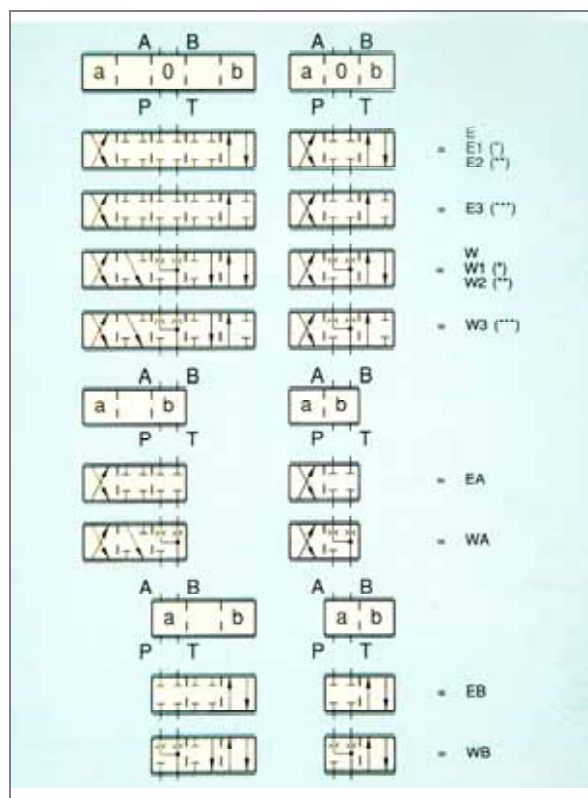


图 17. 含中间过渡功能的滑阀机能图

(*) 对滑阀机能 E1 和 W1:

$$P - A = Q_{\max} \quad | \quad B - T = Q/2$$

$$P - B = Q/2 \quad | \quad A - T = Q_{\max}$$

(**) 对滑阀机能 E2 和 W2:

$$P - A = Q/2 \quad | \quad B - T = Q_{\max}$$

$$P - B = Q_{\max} \quad | \quad A - T = Q/2$$

(***) 对滑阀机能 E3 和 W3:

$$P - A = Q_{\max} \quad | \quad B - T = \text{封闭}$$

$$P - B = Q/2 \quad | \quad A - T = Q_{\max}$$

图 18. 图 17 中不同滑阀机能阀芯的通流情况

各种阀芯结构型式的示例

E 型阀芯

E 型阀芯有很好的减速制动性能， $P \rightarrow A$ 和 $B \rightarrow T$ 或 $P \rightarrow B$ 和 $T \rightarrow A$ 各通流截面是一样的。因此，它可用于双

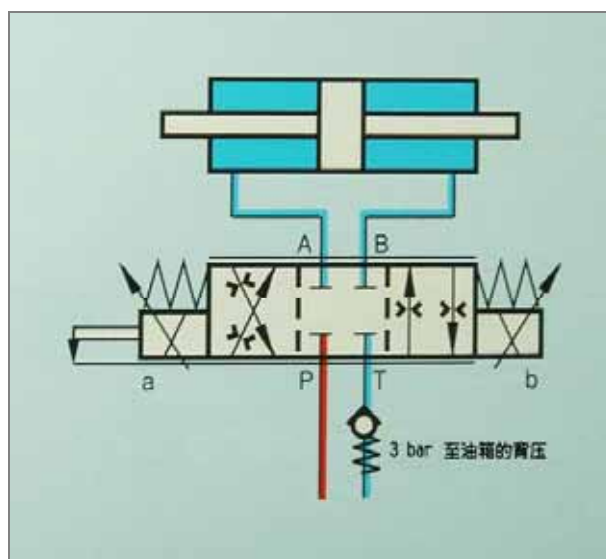


图 19. E 型阀芯配用双出杆液压缸

出杆液压缸，或如图 20 所示的液压马达。

对于液压马达控制系统，我们推荐图 20 那样的在负载管路中设置补油回路。

管路中一旦出现了负压，就会使马达的噪音级大为提高。

如果需要马达对负载精确停留定位，必须配置常规的停车制动器。

由于马达的内泄漏很大，因而在马达无负载时，比

例方向阀的泄漏油，不会使马达产生位置漂移。

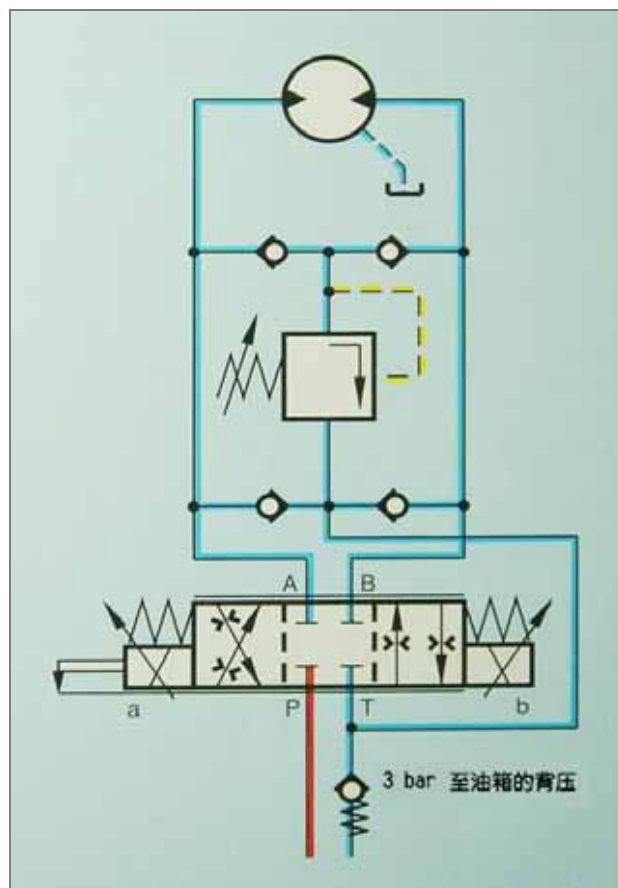


图 20. E 型阀芯配用液压马达

E1 型阀芯

在上述油路中，如果油缸面积比为 2:1，则必须选用节流面积比为 2:1 的阀芯。E1 型阀芯能满足这一要求（W1 型阀芯也一样）。

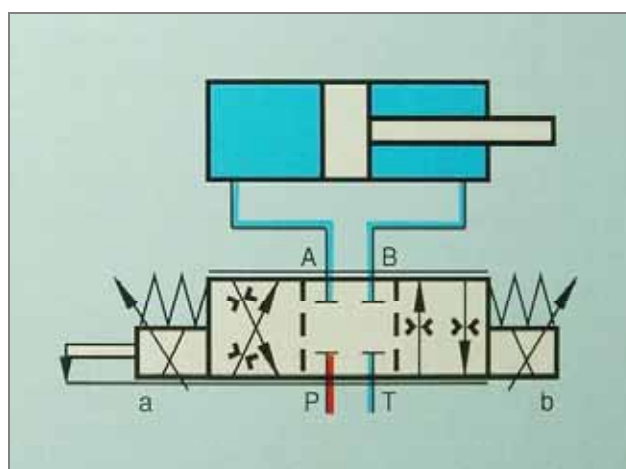


图 21. E1 型阀芯配用单出杆液压缸

下面的简图（图 22）说明了这种关系。节流器符号代表了比例阀的节流截面。

$$\text{由公式 } \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\sqrt{\Delta p_1}}{\sqrt{\Delta p_2}}$$

当 $Q_2 = 2 * Q_1$ ，且通流面积相同时，就得到

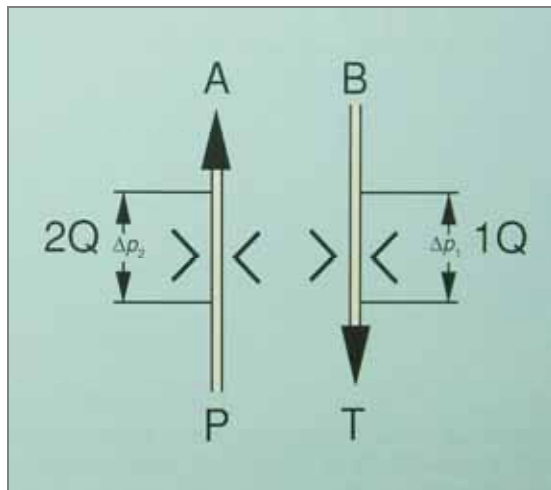


图 22 流量与压差的关系

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} &= \frac{Q_1^2}{Q_2^2} \\ \Delta p_2 &= \frac{Q_2^2}{Q_1^2} * \Delta p_1 \\ \Delta p_2 &= 4 * \Delta p_1 \end{aligned}$$

这个关系式表明，相同的断流截面，要使通流量加倍，则就要使压差等于原来的 4 倍。

对于单活塞杆液压缸，当活塞面积和环形面积之比为 2：1 时，若 P→A 和 B→T 的通流截面相同，则形成的压差比为 4：1。

为了对惯性质量进行制动，如果要求在有杆腔施加一个比驱动压力高 1/4 的反力，从上述分析可知，由于 Δp 和 Q 之间存在平方根关系，这一要求不能得以实现。

若配备了 E1 型阀芯，（P→A=1/1 和 B→T=1/2 的通流面积比）或流过面积比例倒过来的 E2 型阀芯，就可以解决上述问题了。

E3 型阀芯

（使用 W-3 型阀芯时，与此相同）

对于面积比为 2：1 的油缸，如果想用较简单的方法实现差动控制，可使用配 E3 型阀芯的比例阀。

配用的单向阀可装在中间阀板上。

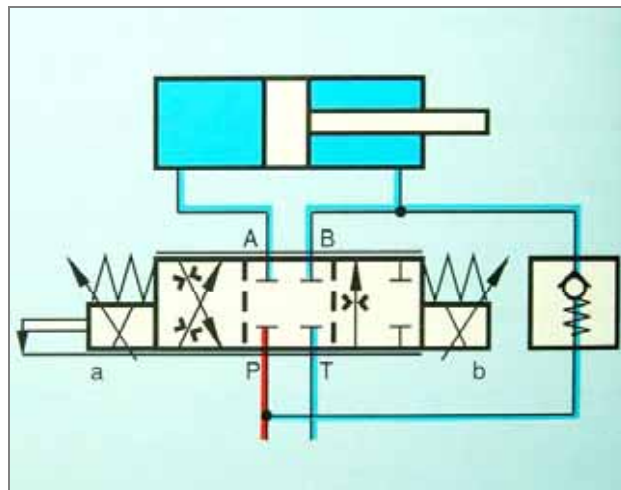


图 23 E3 型阀芯配用单出杆液压缸

W 型阀芯

在一个面积比接近 1：1 的单出杆油缸的油路中，配用 W 型阀芯，通过其泄漏可阻止无负载时油缸的微小位移。W 型阀芯在中位时，由 A 和 B 到 T 具有 3%公称通流截面大小的节流通道。

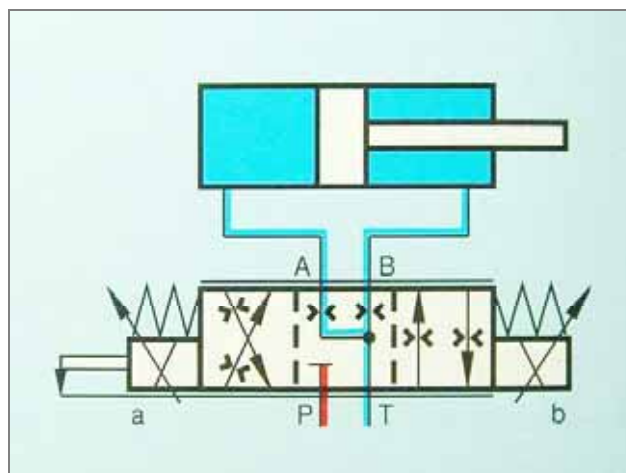


图 24 W 型阀芯配用单出杆液压缸

W1 型阀芯，W2 型阀芯

这种阀芯一方面同 E1 型阀芯一样，节流面积比为 2:1，以适应于 2:1 面积比的液压缸；另一方面，又同 W 型阀芯一样，在中位时，由 A 和 B 到 T 具有 3% 公称通流截面大小的节流开口。

W3 型阀芯

同 E3 型阀芯一样，用 W3 型阀芯也可实现差动控制。由于 B 通向 T 而卸荷，液压缸在制动后没有背压弹簧。

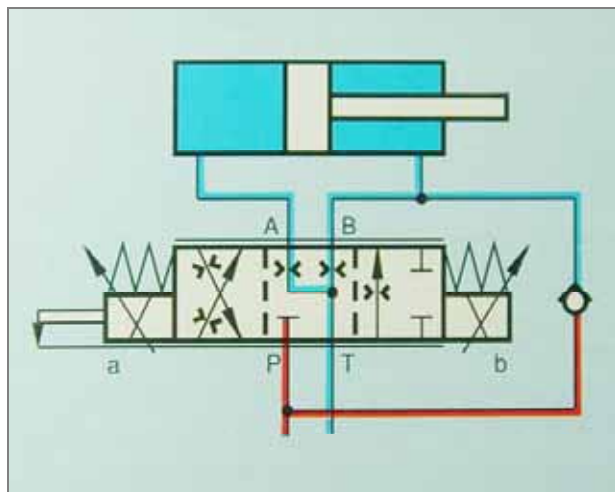


图 25. W3 阀芯配用单出杆液压缸

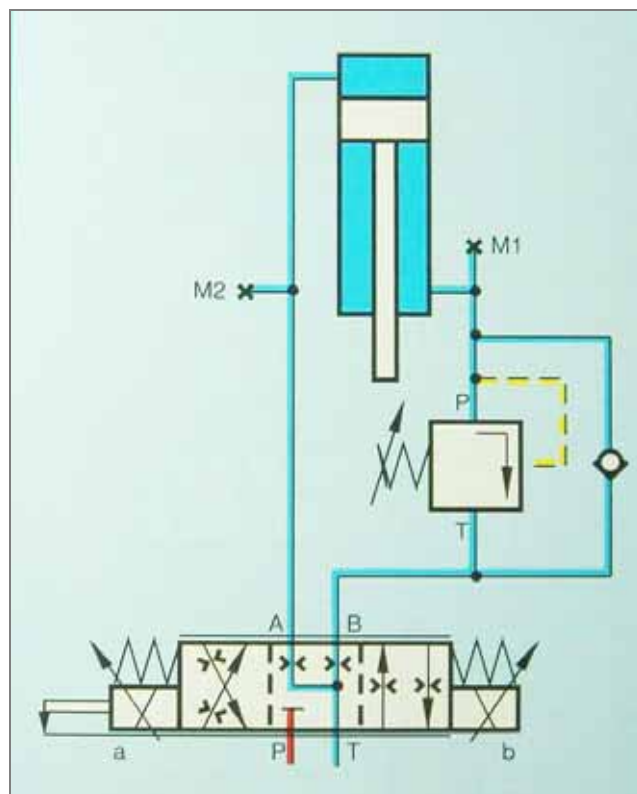


图 27

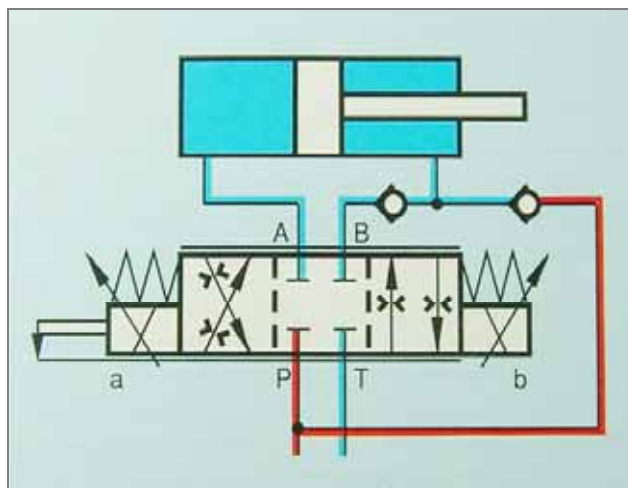


图 26. 配用 E 型阀芯的差动回路

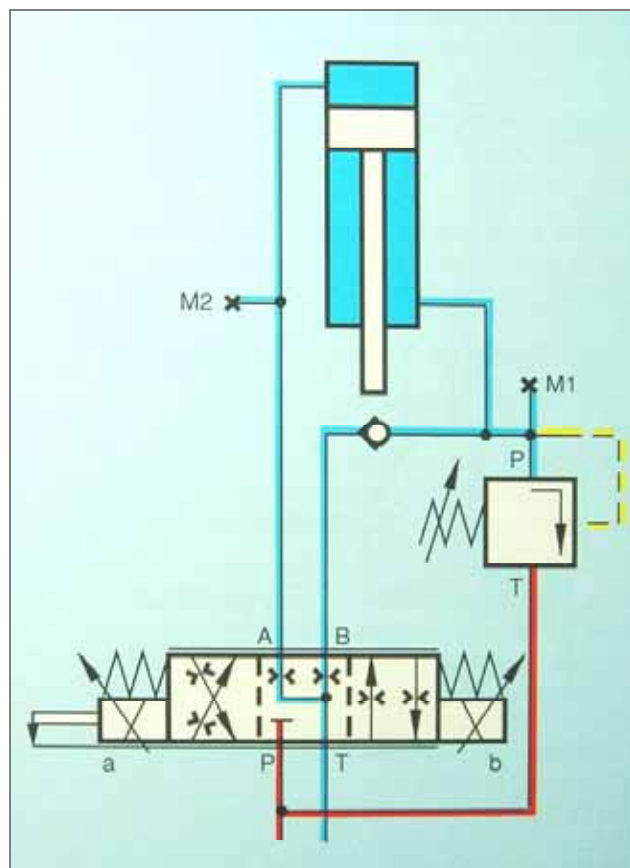


图 28

其它控制回路示例

图 27 的单出杆液压缸（面积比接近 1:1），采用重力平衡的垂直布置，配用 W1 型阀芯。通过直动式溢流阀（DBDS...），和缸管路上关闭时不存在泄漏的单向阀来实现重力平衡。

图 28 的单出杆液压缸垂直布置，采用重力平衡面积比为 2:1，配用 W1 型阀芯，实现差动控制。

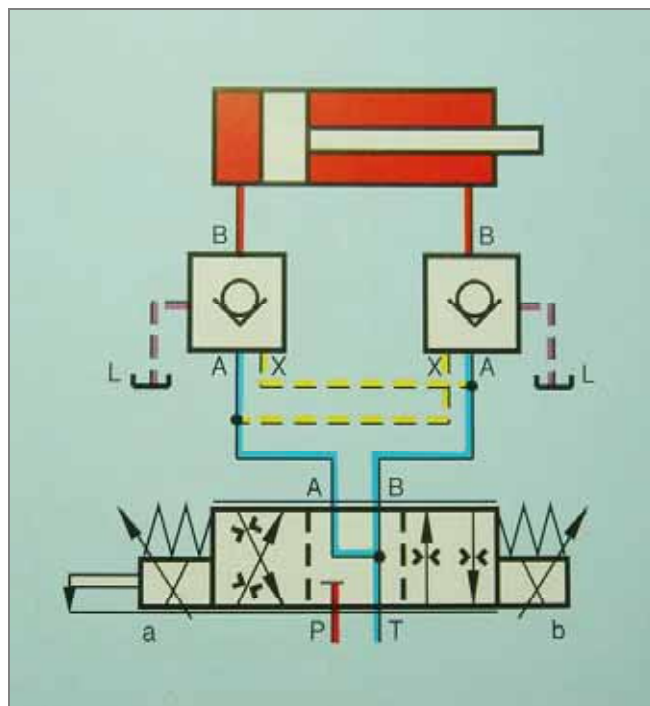


图 29. 无泄漏的液压锁

由于压力比的关系，无泄漏的液压锁不能用一双联单向阀来实现。图 29 给出了在两个运动方向上实现无泄漏液压锁紧的方案。

在此回路中，尽管配备了外泄式液控单向阀，但仍需注意压力比的关系。如果压力比超过面积比，则会导致液压缸运动不连续。

在这种情况下，锁紧用的液控单向阀就要用外控方式，而不是如图所示的控制油各来自另一侧油路。

另一种锁紧方式是配置出口截止型压力补偿阀（参阅“压力补偿器实现负载压力补偿”）

2.1.11 应用方面的注意事项

请注意应将阀的油口 A 和液压缸的油口 A（即液压缸无杆腔）相连，这一点特别适用于 E1 型，W1 型，E3 型和 W3 型的阀芯。这是由于在阀中 A→T 油路最短。

只有当比例阀与执行器（油缸和马达）间的连接管路尽可能短时，才可能达到优化的动态特性。出于这一考虑，多数情况下需要以最短距离，将四通比例方向阀的出油口 A 和 B，与双向行程执行器的两个端口相连。只有这样，阀芯双向液阻所造成的综合阻力，才会对运动过程产生明显的影响。

每个液压系统，都可用一个弹簧-质量系统来描述。

其最大加速度，是由液压装置的调整时间，或者由弹

簧-质量系统本身来决定。

这个问题，在“比例控制系统的设计准则”一篇中将以计算实例加以说明。

2.2 先导式比例方向阀

与开关式阀一样，大通径的比例阀也是采用先导控制型结构。其根本原因，还是在于推动主阀芯运动所需的操纵力较大。

通常，10 通径及其更小通径的阀用直动式控制，大于 10 通径则采用先导式控制。

先导式比例方向阀（图 33）由几部分组成：带比例电磁铁（1）（2）的先导阀（3），带主阀芯（8）的主阀（7），对中和调节弹簧（9）。

先导阀配备的是具有力-电流特性的力调节型比例电磁铁。

首先，简单看一下先导式比例方向阀的工作原理：来自控制器的电信号，在比例电磁铁（1）或（2）中，按比例地转化为作用在先导阀芯上的力。与此作用力相对应，在先导阀（3）的出口 A 或 B，得到一个压力。此压力作用于主阀芯（8）的端面上，克服弹簧（9）推动主阀芯位移，直到液压力和弹簧力平衡为止。

主阀芯位移的大小，即相应的阀口开度的大小，取决于作用在主阀端面先导控制油压的高低。一般可用溢流阀或减压阀，来得到这个先导控制油压。

本节所讨论的比例方向阀，以减压阀为先导级，其优点在于，不必持续不断地耗费先导控制油。

图 31 所示的三通减压阀，主要由两个比例电磁铁（1）和（2），壳体（3），控制阀芯（4）和两个测压活塞（5）和（6）组成。

比例电磁铁按比例地将电信号转变为作用于控制阀芯的电磁力，控制电流越大则相应的电磁力也越大。在整个调节过程中，调定的电磁力保持不变。

在电磁铁未通电时（如图 31 所示），控制阀芯（4）由弹簧保持在中位。此时 A 和 B 与油口 T 相通，因而在这些油口没有压力，油口 P 封闭。现假设电磁铁 B（1）通电，电磁力通过测压活塞（5）作用于控制阀芯（4）上，使它向右移动。由此，油从 P 流向 A，B 仍和 T 相通。在 A 油口建立起来的压力，通过控制阀芯（4）上的径向孔，作用于测压活塞（6）上。由此产生的液压力克服电磁力，推动控制阀芯（4）向阀口关闭方向移动，直到两个力达到平衡为止。在此过程中，测压活塞（6）静止于电磁铁的衔铁中。

P 至 A 的油路断开，工作口 A 液压力将保持不变。假若电磁力有所减小，则作用在控制阀芯的液压力有剩余，因此控制阀就向左移动，使油口 A 和 T 相通，引起控制阀芯（4）压力上升而左移。

先导压力油可通过 A 口流向 T 而泄压。

力的再度平衡，意味着压力维持恒定，然而却处于较低值上。

在控制阀中位，比例电磁铁失电，这时候 A 和 B 口均连通油箱 T 口，也即油液在 A 和 B 口得到泄压。同时，P 与 A 或 P 与 B 不再相通。

我们可通过利用改变先导阀输入电信号，成比例地改变 A 和 B 口的压力。

如果主阀腔体（10）和（12）失压，也即 A 和 B 先导阀泄荷，则主阀芯靠对中弹簧（9）回归中位。

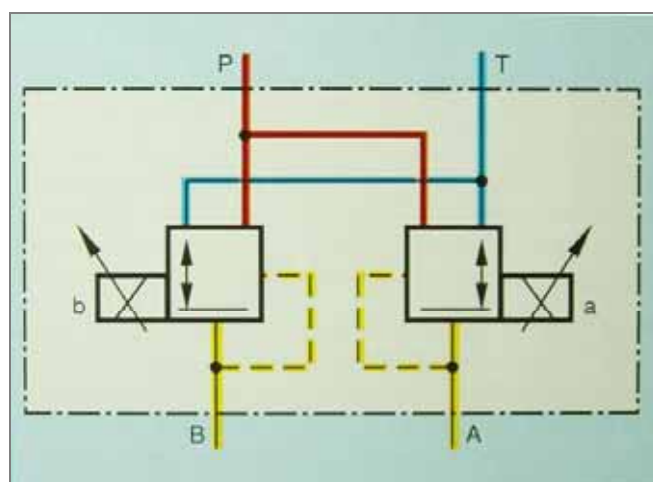


图 30. 用作先导阀的三通比例压力阀的机能符号图，型号 3DREP 6

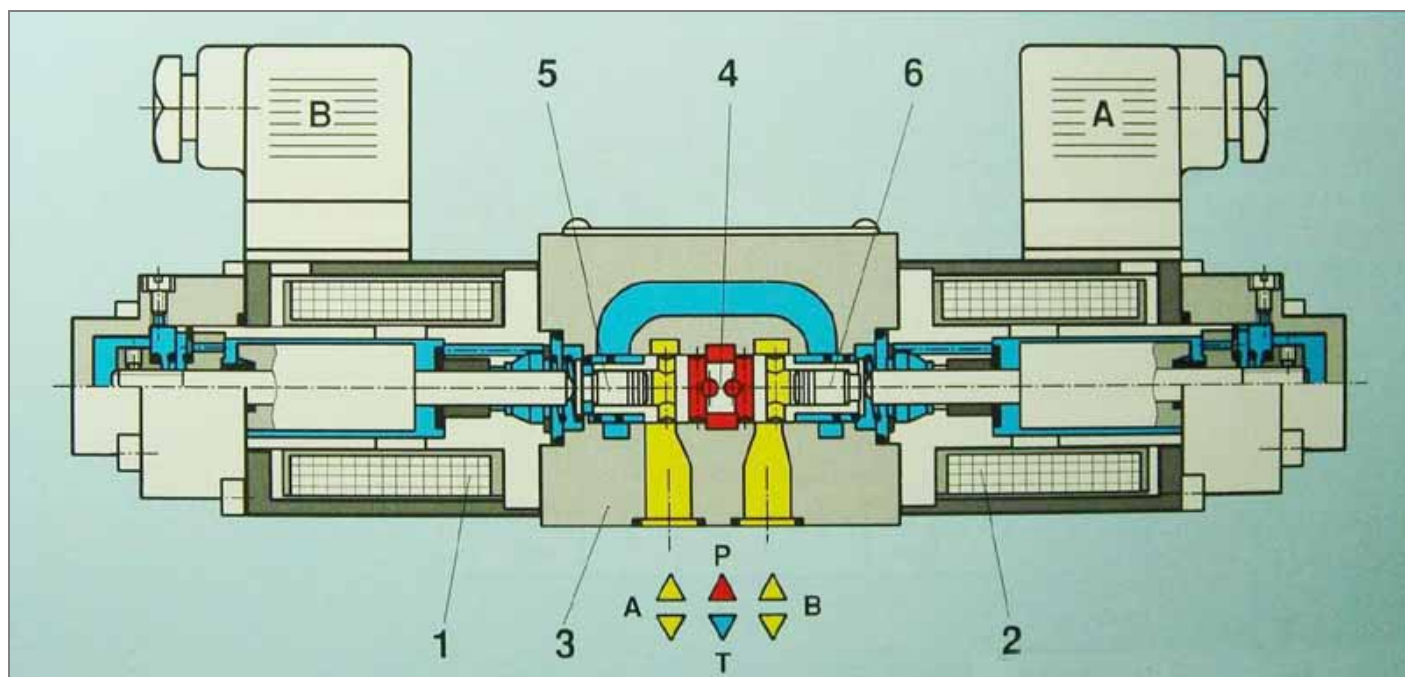


图 31. 用作先导阀的三通比例压力阀的剖面图，型号 3DREP 6

主阀芯的控制作用

例如，当电磁铁 B 通电时，先导压力油或由内部 P 口、或经外部 X 口经过先导阀进入腔体（10），控制腔中建立起的压力与输入电信号成正比。由此产生的液压力克服弹簧（9）（图 33a），使主阀芯（8）移动，直至弹簧力和液压力平衡为止。控制油压力的高低，决定了主阀芯的位置，也就决定了节流阀口的开度，以及相应的流量。

主阀阀芯的结构，与直动式比例方向阀的阀芯相似。

当 A 电磁铁（2）通入控制信号时，则在腔体（12）内产生与输入信号相对应的液压力。这个液压力，通过固定在阀芯上的连杆（13），克服弹簧（9）使主阀阀芯（图 33b）移动。

弹簧（9）连同两个弹簧座无间隙地安装于阀体与阀盖之间，它有一定的预压缩量。采用一根弹簧与阀芯两个运动方向上的液压力相平衡的结构，经过适当的调整，可保证在相同输入信号时，左右两个方向上阀芯移动相等。另外，弹簧座的悬置方式有利于滞环的减小。

当主阀压力腔卸荷后，弹簧力使控制阀芯重新回到中位。先导控制油供油的内供或外供，先导控制油回油的内泄或外泄等，可能有各种组合，按先导控制式开关型方向阀一样的原则处理。

要求的控制压力在 $P_{\min}=30\text{bar}$ 和 $P_{\max}=100\text{bar}$ ，滞环为 6%，重复精度为 3%。

这里还给出了输入电信号阶跃时的过渡过程曲线，控制阀芯在到达新位置过程中没有超调（曲线 10），这是因为配置了大刚度的复位弹簧的缘故。另外，液动力对阀芯的双向位置没有影响。

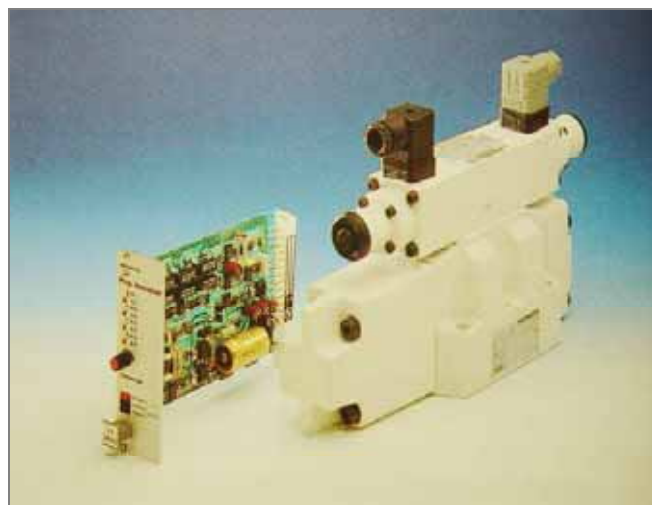
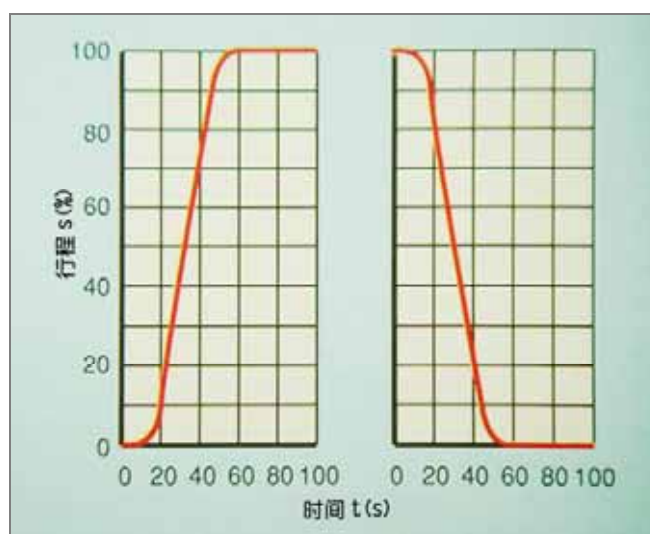


图 32. 4WRZ 先导控制比例方向阀及其电控制器 VT 3000



曲线 10. 输入阶跃电信号的过渡过程曲线

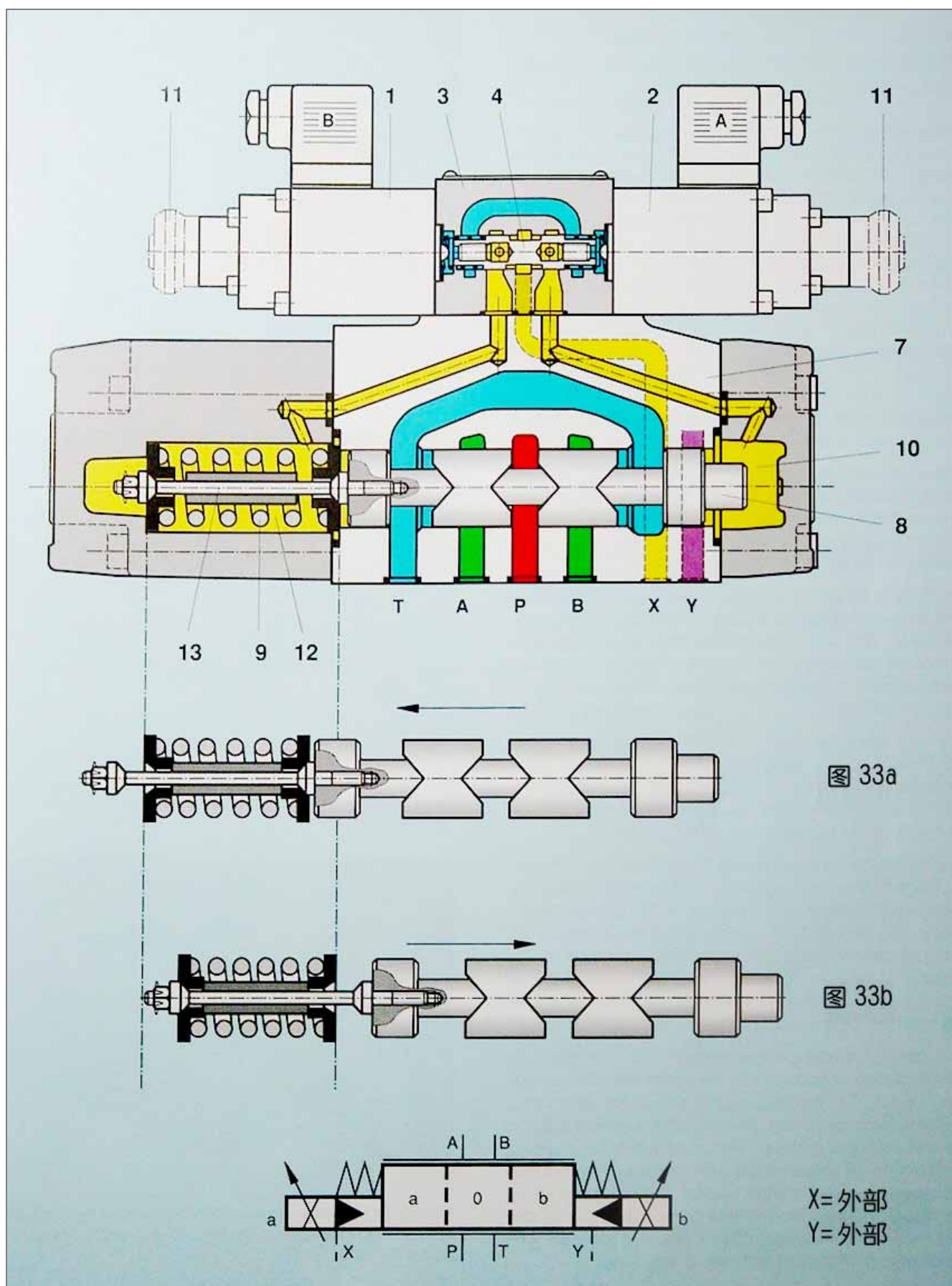


图 33. 4WRE 单边弹簧对中型先导式比例方向阀

2.3 总结

这里拟对一个经常遇到的问题作出解释：是否必须优先考虑选用带阀芯位置反馈的比例方向阀？

应该说，下述情况是确实的：在油温不变时，带位移电反馈的方向阀，主阀芯位置的重复精度为 0.01mm 。值得注意的是，在油温变化时（ $20\sim 70^{\circ}\text{C}$ ），位移传感器及连杆的温漂所导致阀芯位置的变化，对总行程为 4mm 的 4WRE10 型比例方向阀而言，曼内斯曼力士乐公司实验室实测其阀芯位置漂移量为 $0.03\sim 0.04\text{mm}$ 。曼内斯曼力士乐公司生产的 4WRZ 型先导式比例方向阀，重复精度为 $0.06\sim 0.07\text{mm}$ 。该型号采用了弹簧直接反馈结构，没有温漂，总的行程为 5.5mm 。

4WRZ 型比例方向阀的重复精度之所以好，是由于在阀中采用了大刚度的主阀芯弹簧及低摩擦弹簧对中的球窝座结构。与干扰力相比，其调节力较大。

设置电反馈机构，对直动式比例方向阀说来十分必要——因为与电磁力相比，作用在阀芯上的各种干扰力所占比重过大，也即电磁力小于干扰力。

在力士乐公司生产的比例方向阀中，无论是直动式还是先导式，具有较好重复精度的主要原因是，在控制阀芯上开有经精密加工的长三角槽。

机械摩擦及油中的污染颗粒引起的摩擦对重复精度的影响，仅在设定值需要较长时间保持时才起作用（阻塞效应）。现今，几乎在所有设备中，设定值作快速变化已是基本的要求。此时，摩擦的影响很小，阀芯总是处于滑动摩擦状态。

对于某些调节过程，作为调节装置的比例方向阀，除了要有较好的重复精度及较小的滞环外，更重要的还要有较好的动态特性。在这种场合，使用比例电磁铁（电磁感应式）驱动先导级的控制方式，往往不能完全达到这一要求。这时，建议采用伺服式力矩马达作为先导级的控制方式（参阅图 41，图 42）。这种带反馈的比例方向阀的调节特性，因使用伺服阀控制方式而得到改善。

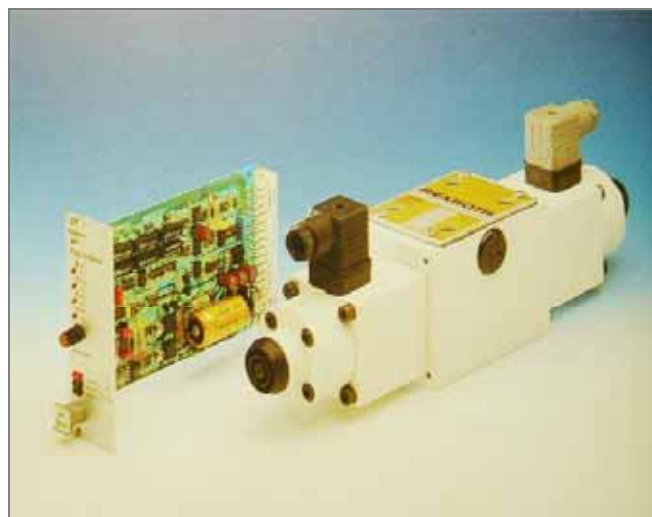


图 34. 4WRA10 直动式比例方向阀（不带阀芯位置电反馈）及其电控制器 VT 3014

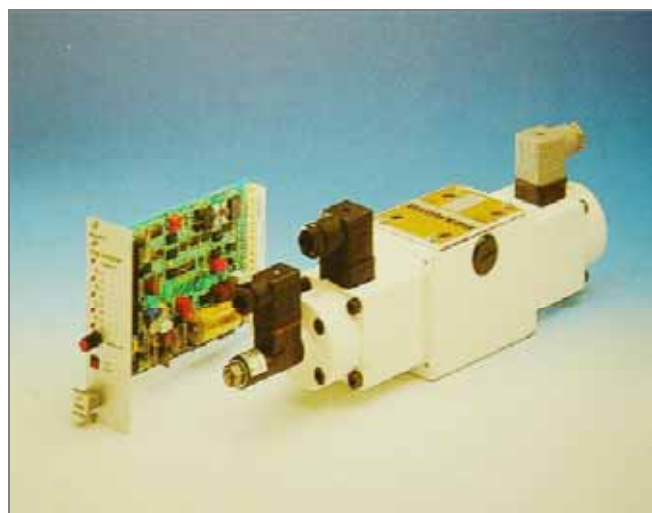


图 35. 4WRE10 直动式比例方向阀（带阀芯位置电反馈）及其电控制器 VT 5006

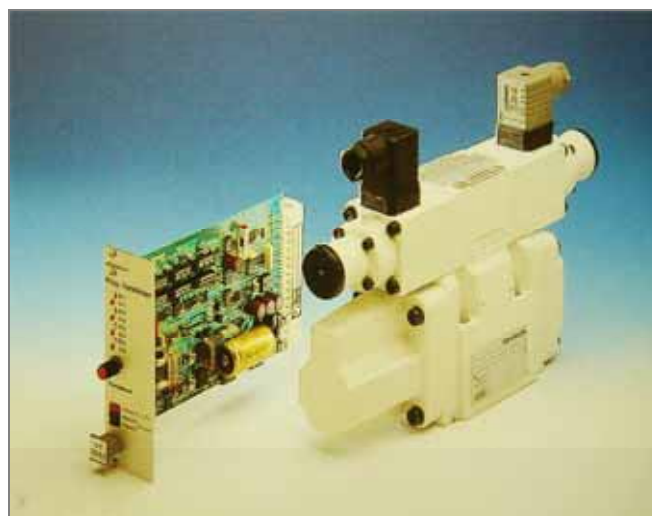


图 36. 4WRE10 先导控制比例方向阀（不带阀芯位置电反馈）及其电控制器 VT 3000

无反馈先导式比例方向阀的优点：设计简单，电路要求低，如不必把屏蔽电缆线与位置信号线分开来进行布线。

因此，对于带阀芯位置反馈的比例方向阀，不可以作一刀切式的设计决断，最佳方案往往源自对个案的仔细考量。

基于上述原因，有下述比例方向阀可供参考：

— 4WRK (E) 型闭环比例方向阀，图 37，图 38，图 39，先导级为直动式比例方向阀。

— 4WRT (E) 型闭环比例方向阀，图 40，图 41，图 42，先导级为带阀芯位置反馈的伺服级比例方向阀，由快速响应的比例电磁铁驱动。

— 4WRD (E) 型闭环比例方向阀，图 43，图 44，图 45，先导级为二级伺服阀，第一级为喷嘴挡板阀，第二级采用机械反馈式。

上述三种类型都带有阀芯位置电反馈。

外置式欧美插卡，以及比例方向阀用的内置型式，为两种可选电控单元。

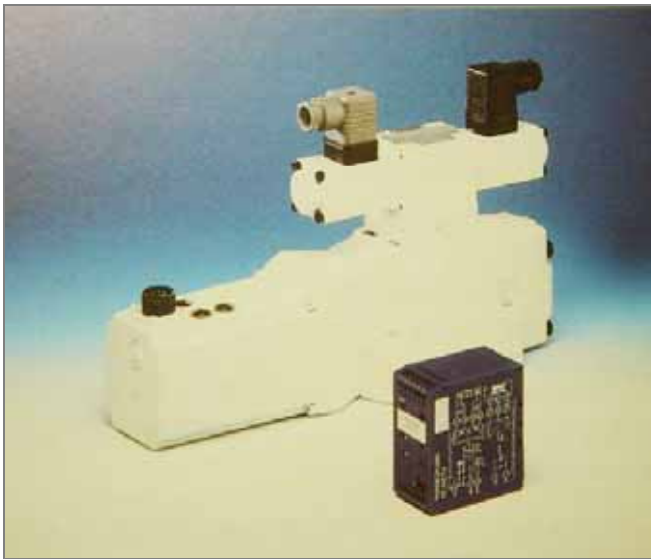


图 37. 4WRK 先导控制式四通比例方向阀（带阀芯位置电反馈）及其电控器 VT 11077

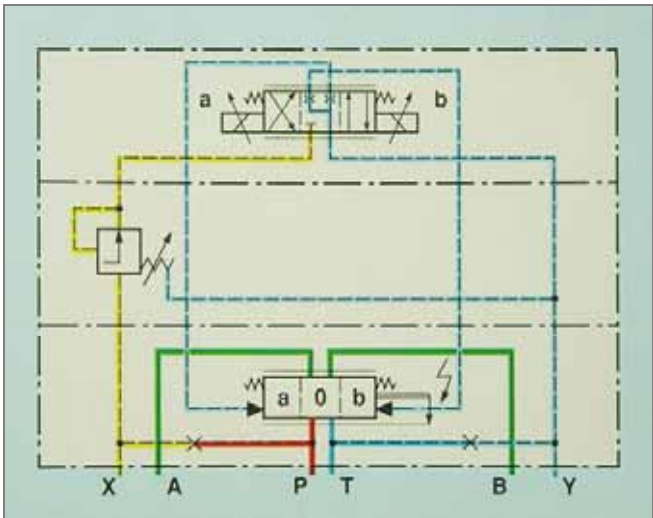


图 38. 带阀芯位置电反馈的先导式四通比例方向阀的机能符号图

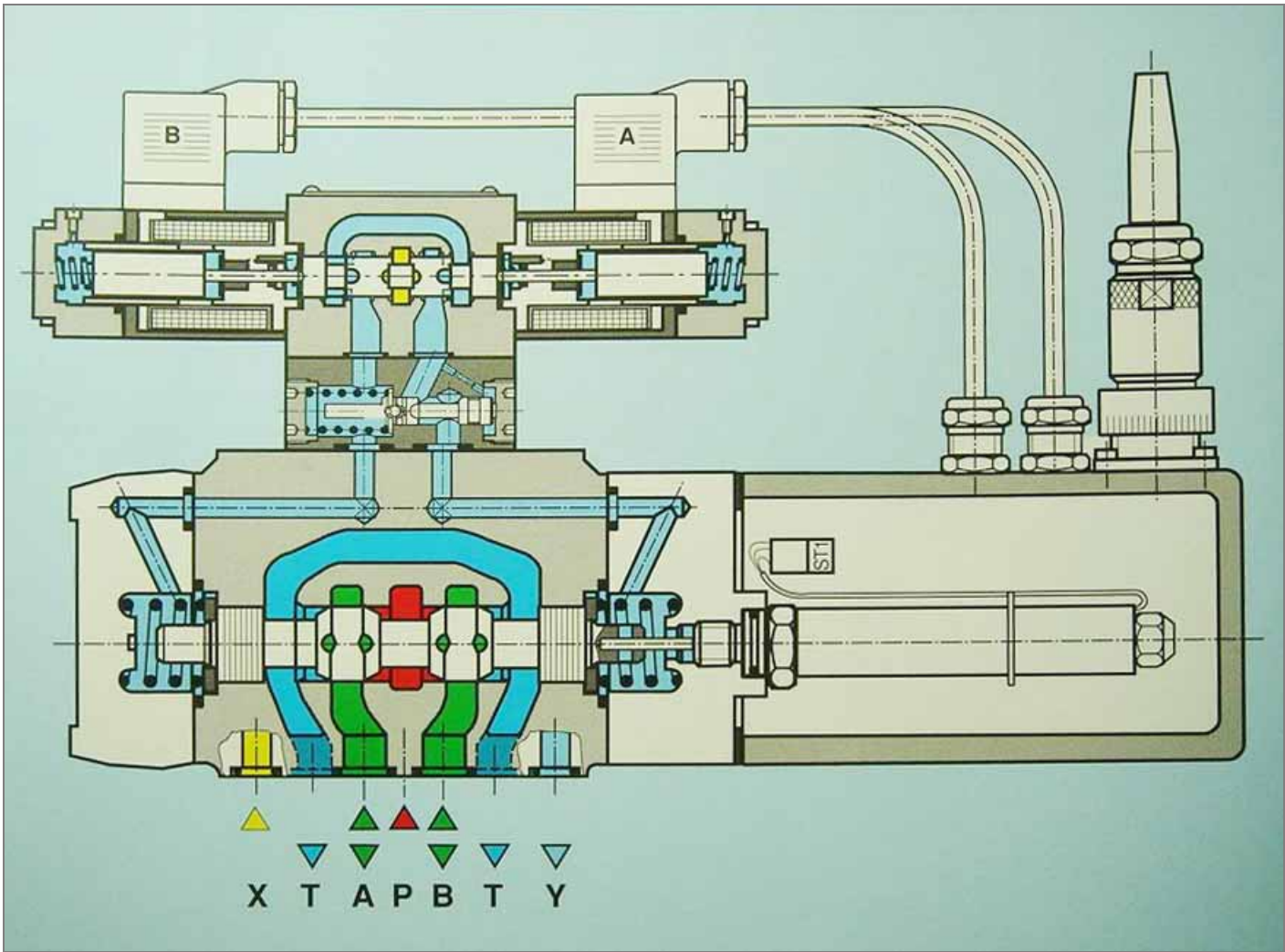


图 39. 4WRKE 先导式四通比例方向阀（带阀芯位置电反馈，内部电控）的剖面图

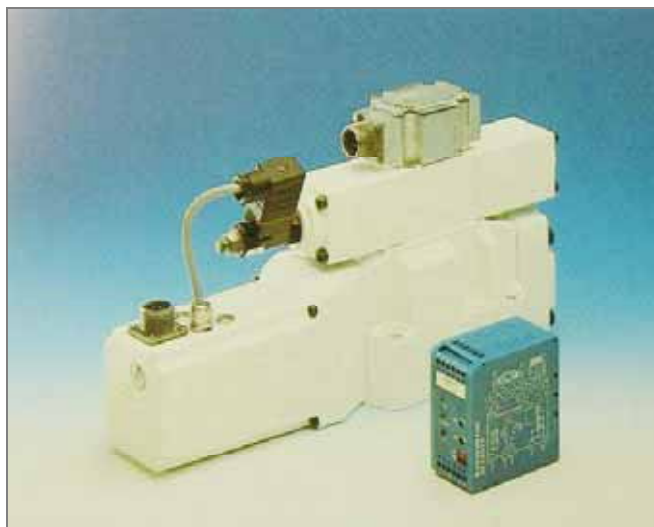


图 40. 4WRT 先导控制式四通比例方向阀(带阀芯位置电反馈)及其电控器 VT 1101

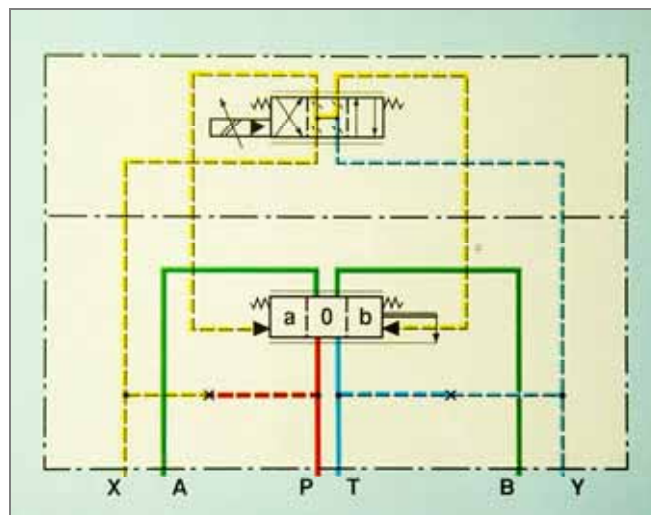


图 41. 带阀芯位置电反馈的先导式四通比例方向阀的机能符号图

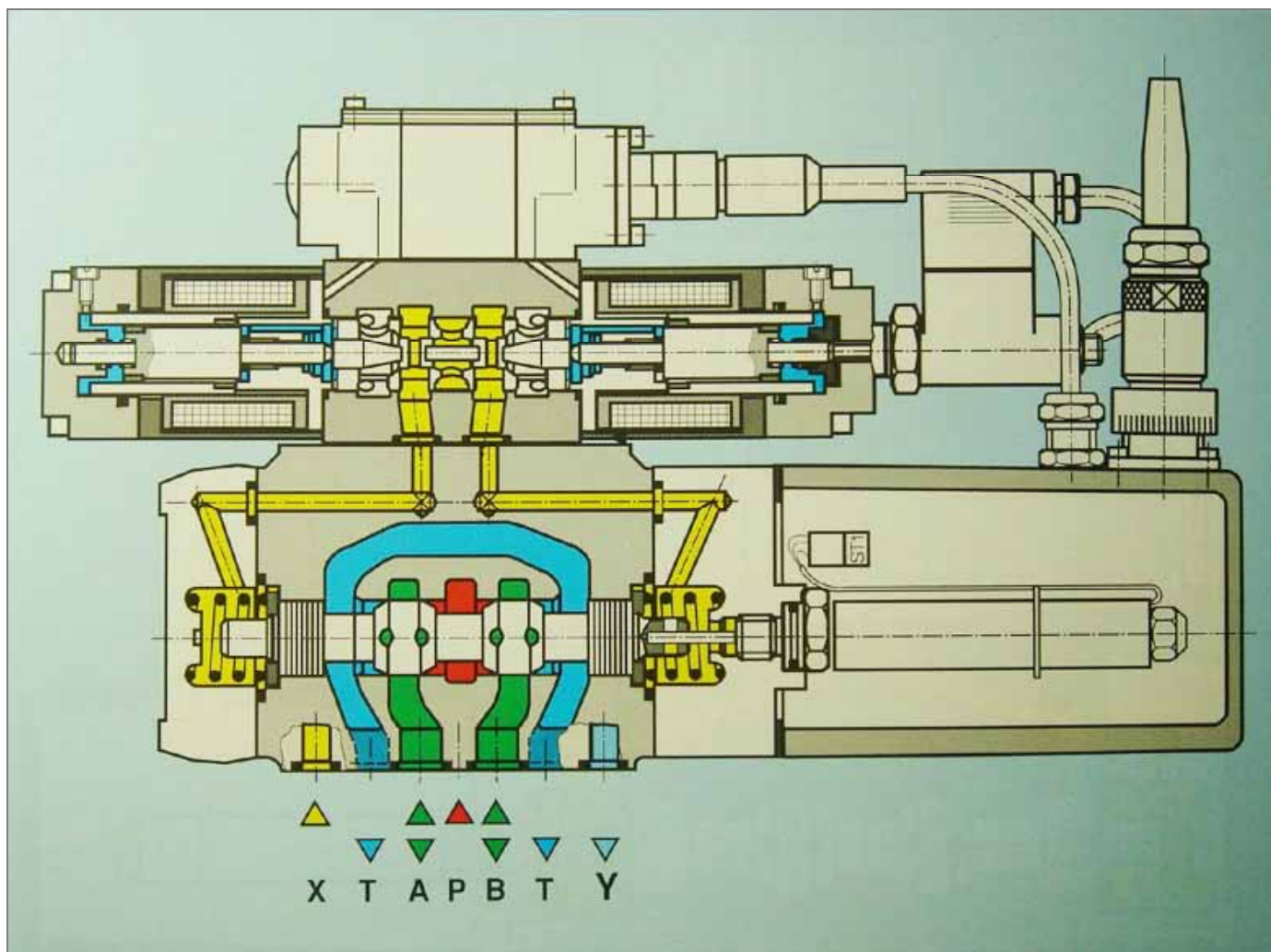


图 42. 4WRTE 先导式四通比例方向阀(带阀芯位置电反馈, 内部电控)的剖面图

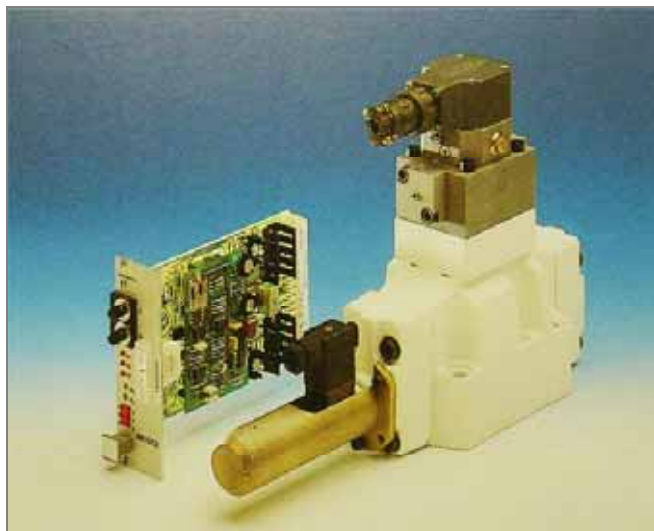


图 40. 4WRT 先导控制式四通比例方向阀(带阀芯位置电反馈)及其电控器 VT 1101

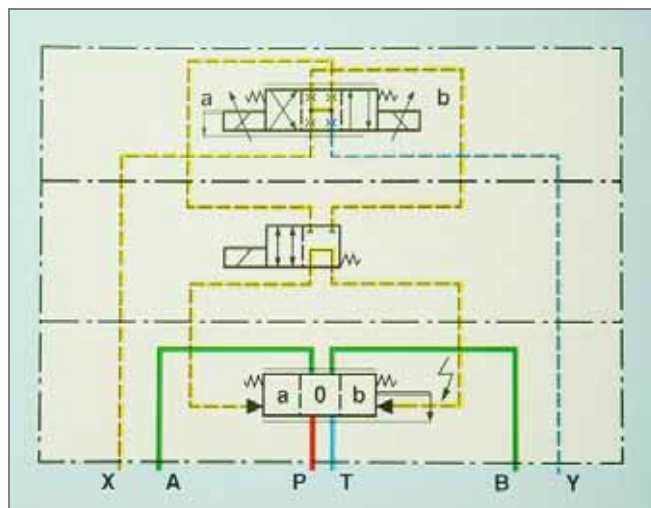


图 41. 带阀芯位置电反馈的先导式四通比例方向阀的机能符号图

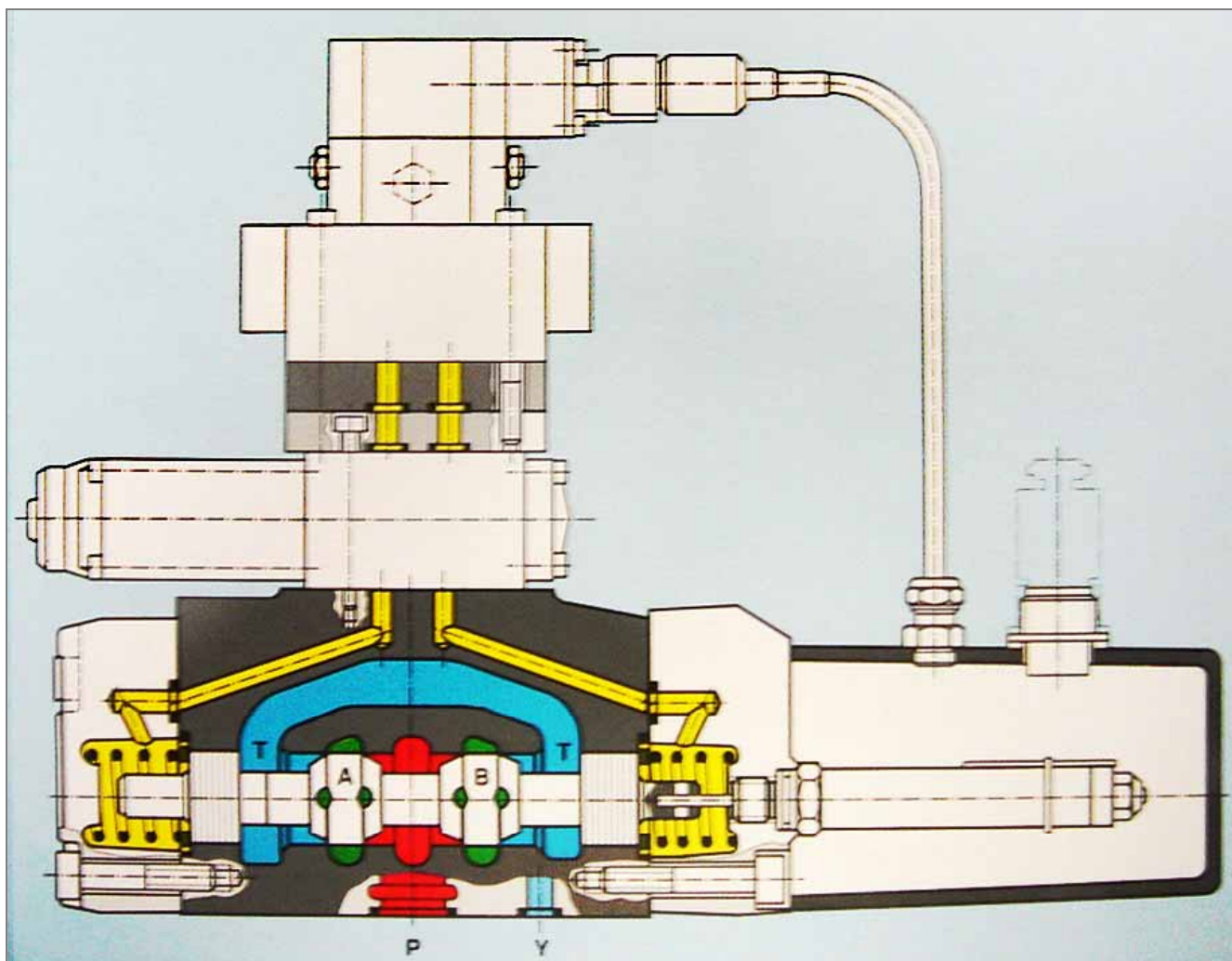
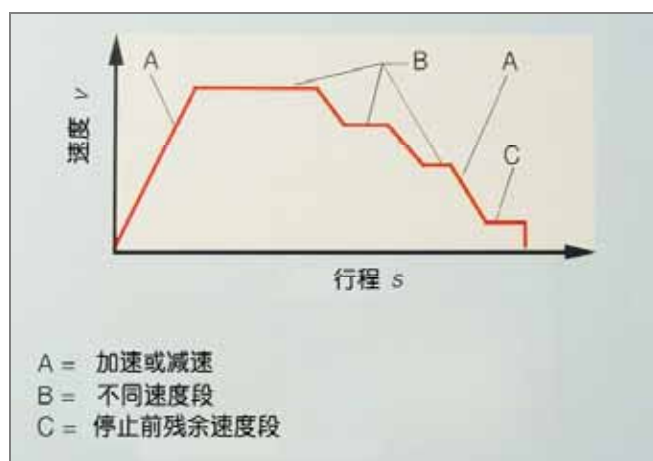


图 42. 4WRTE 先导式四通比例方向阀(带阀芯位置电反馈, 内部电控)的剖面图

比例方向阀的下列特点，可作为这一部分的总结：

- 1) 结构上与三位四通弹簧对中型普通方向阀相似。
- 2) 对污染的敏感性较小。
- 3) 一个阀可同时控制液流的方向及流量。在过程控制中，可在没有附加方向阀及节流阀的情况下，实现快速和低速行程控制。速度的变化过程，不是不是突变式，而是无级变化。
- 4) 具有像先导控制方向阀一样的较大阀芯行程。
- 5) 流入和流出执行器（缸或马达）的液流，都要受到两个控制阀口的约束（控制作用）。



曲线 11. 速度—行程循环图

- 6) 与电控器配合，能方便可靠地实现加速及减速过程。加减速时间可由电控器预调，而与油液特性（如粘度）无关。
- 7) 输入电流与直流电磁铁相同。

3. 比例压力阀

比例压力阀可实现压力遥控，压力的升降可通过电信号随时加以改变。工作系统的压力可根据生产过程的需要，通过电信号的设定值来加以变化，这种控制方式常称为负载适应型控制。

3.1 直动式比例溢流阀

这种比例溢流阀采用座阀式结构，它由如下几部分组成：壳体（1），带电感式位移传感器（3）的比例电磁铁（2），阀座（4），阀芯（5），压力弹簧（6）（图 39）。

这里采用的比例电磁铁是位置调节型电磁铁，用它代替手动机构进行调压。

给出的设定值，经放大器产生一个与设定值成比例的电磁铁位移。它通过弹簧座（7）对压力弹簧（6）预加压缩力，并把阀芯压在阀座上。弹簧座的位置，即电磁铁衔铁的位置（亦即压力的调节值），由电感式位移传感器检测，并与电控器配合，以位置闭环中进行调节。与设定值相比出现的调节偏差，由反馈加以修正。按照这个原理，消除了电磁铁衔铁等的摩擦力影响。由此得到了精度高、重复性好的调节特性：最大调定压力时，滞环 <1%，重复精度<0.5%。

最高调定压力，以压力等级为准（25bar，180bar，315bar）。不同的压力等级，通过不同的阀座直径来达到。因电磁力保持不变，当阀座直径最小时压力最高。

曲线 12 为 25bar 压力等级的特性曲线，表明最大调定压力还与通过溢流阀的流量有关。

在设定值为零，比例电磁铁及位移传感器电路中无电流时，得到最低调节压力（此值取决于压力等级及流量）。

在这里还要介绍一下弹簧（8）。它是用来在信号为零时，将衔铁等运动件反推回去，以得到尽可能低的 p_{min} 。如阀是垂直安装，弹簧（8）还要平衡衔铁的重量。

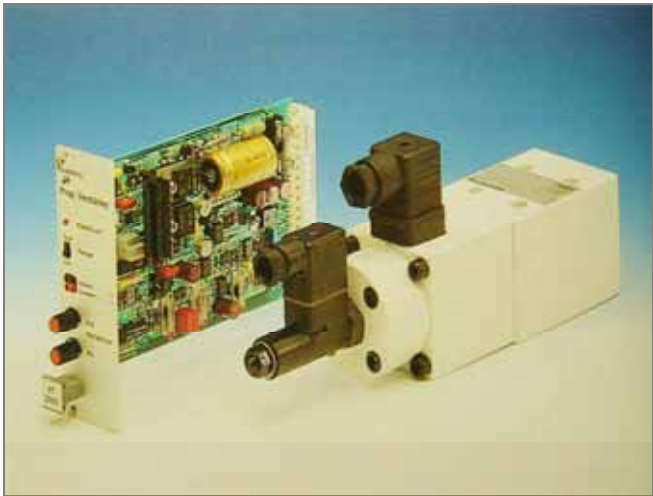
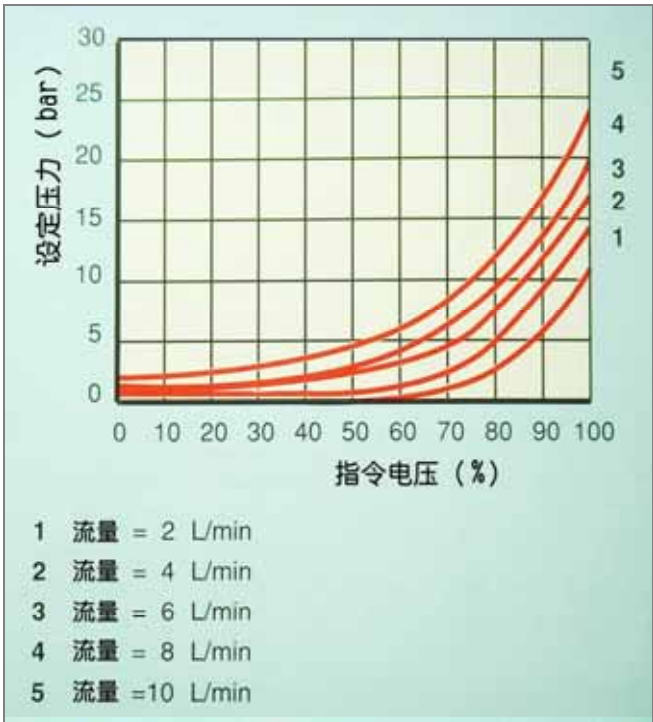


图 46. DBETR 直动式比例溢流阀，VT5003 型放大器



曲线 12. 调定压力与设定电压的关系

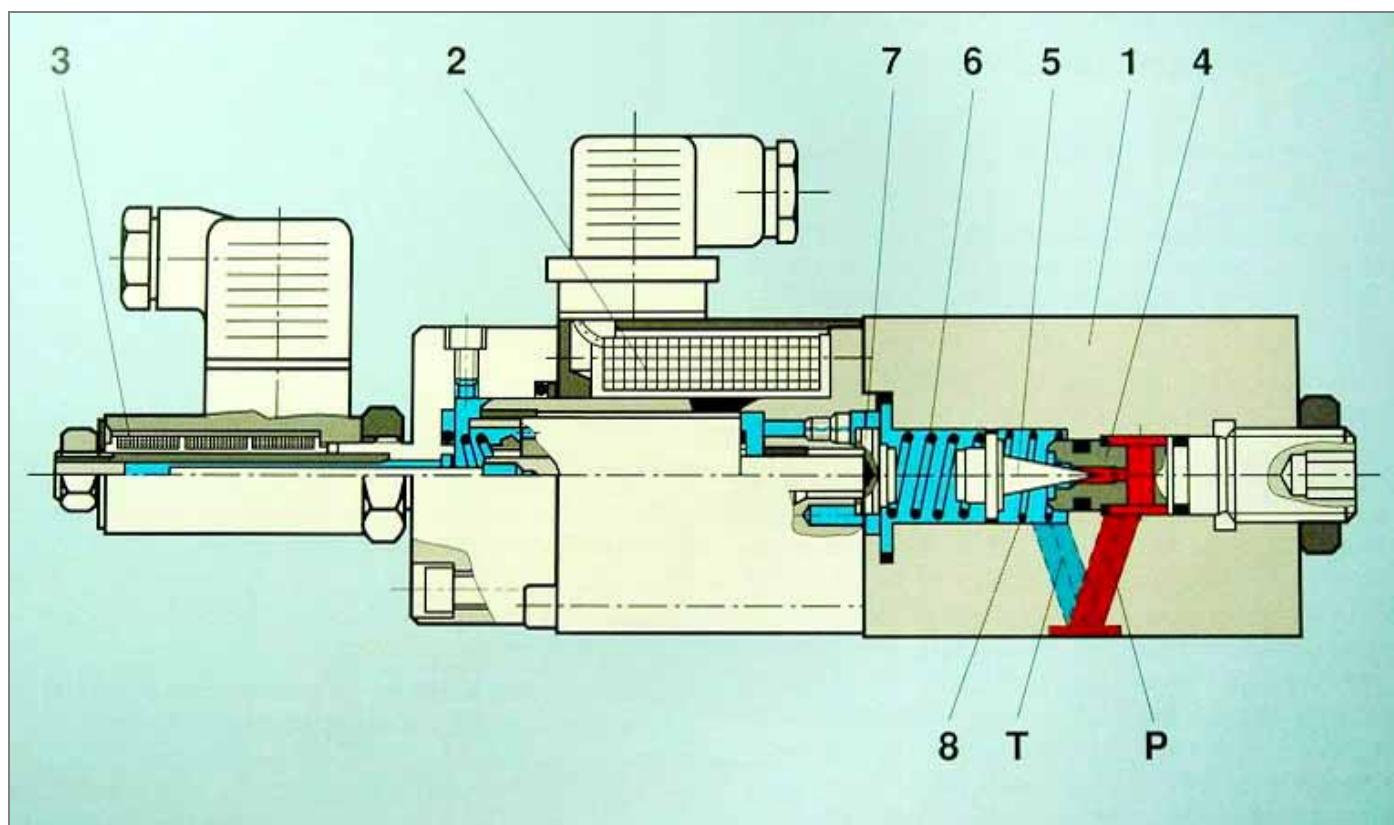


图 47. DBETR 直动式比例溢流阀，带闭环位置反馈和弹簧预压缩

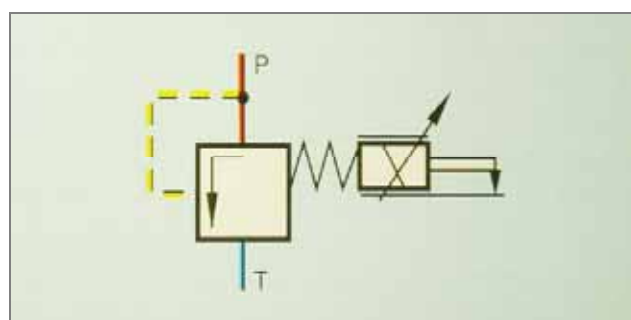


图 48. DBETR 直动式比例溢流阀的机能符号图

3.2 先导式比例溢流阀

大流量阀一般采用先导式结构。

这种阀由下面几个主要部分组成：带有比例电磁铁（2）的先导级（1），最高压力限制时（3）（供选择），带主阀芯（5）的主阀（4）（图 51）。

先导式比例溢流阀的基本功能与一般先导式溢流阀相似，其区别在于，先导阀由比例电磁铁代替调压弹簧，它是一个力调节型比例电磁铁。如在电控制器中预调一个给定的电流，对应地就有一个与之成比例的电磁力作用在先导锥阀芯（6）上。较大的输入电流，意味着较大的电磁力，相应产生较大的调节压力；较小输入电流，意味着较小的电磁力，相应产生较低的调节压力。由系统（油口 A）来的压力，作用于主阀芯（5）上。同时系统压力通过液阻（7,8,9）及其控制回路（10），作用在主阀芯的弹簧腔（11）上。通过液阻（12），系统压力作用在先导锥阀（6）上，并与电磁铁（2）的电磁力相比较。当系统压力超过相应电磁力的设定值时，先导阀打开，控制油流经 Y 通道回油箱。请注意，油口 Y 处应始终处于卸压状态。

由于控制回路中液阻网络的作用，主阀芯（5）上下两端产生压力差，使主阀芯抬起，打开 A 到 B 的阀口（泵-油箱）。

为了在电气或液压系统发生意外故障时，例如过大的电流输入电磁铁，液压系统出现尖峰压力等情况下，能保证液压系统的安全，可选配一个弹簧式限压阀（3）作为安全阀。它同时也可作为泵的安全阀。

在调节安全阀的压力时，必须注意它与电磁铁可调的最大压力的差值，此安全阀应仅对压力峰值产生响应。

作为参考，这个差值可取为最大工作压力的 10% 左右。

例如：最大工作压力为 100bar，则安全阀调定压力为 110bar。

不同的压力等级（50，100，200，315bar），也是通



图 49. DBE 先导式比例溢流阀，VT2010 型放大器

过不同的阀座直径来实现。除了一般的特性曲线，如“流量—压力特性”，“流量—最低调节压力特性”之外，另一条重要的特性曲线是“控制电流—进口压力特性”。

作为例子，曲线 13 给出了压力级别为 200bar 的阀的特性曲线。对每一个压力等级，阀的最大压力总是对应于最大电流 800mA。实际上，人们只选择必要的压力等级，而不选较高的等级，以便得到尽可能好的分辨率。

从特性曲线可知，当不配用 VT2000，而是用不带颤振信号的放大器时，会产生较大的滞环。

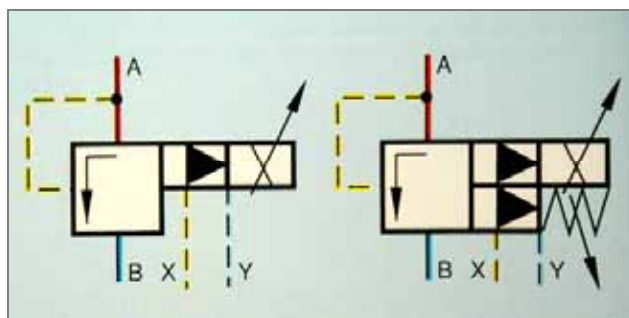


图 50. DBE 先导式比例溢流阀的机能符号图，左图不带限压阀，右图带限压阀

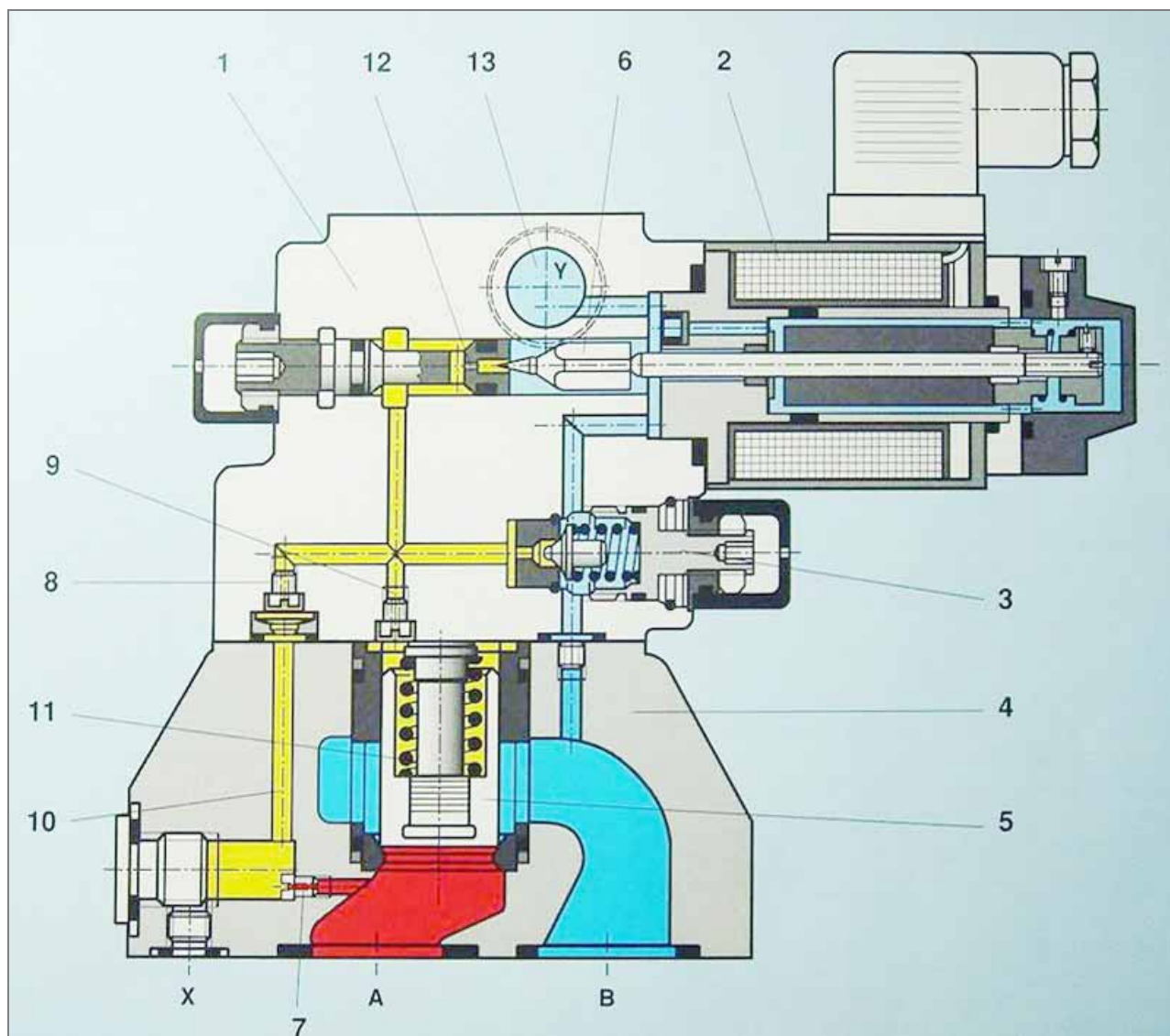
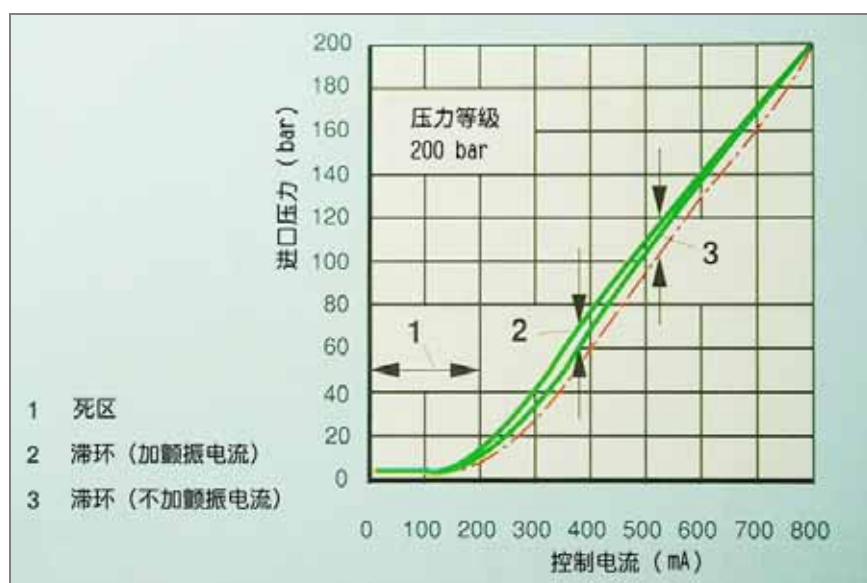


图 51. DBEM 先导式比例溢流阀，带限压阀



曲线 13. 进口压力和控制电流的关系

3.3 先导控制式比例减压阀 DRE10，25

与前述的溢流阀一样，电磁力直接作用于先导锥阀。

通过调节比例电磁铁(2)的电流来调整 A 通道中的压力。

在调定值为零的原始位置（在 B 通道中没有压力或流量），弹簧(10)使主阀芯组件处于其输出口位置，A 与 B 之间的通道关闭，由此抑制了起动阶跃效应。

A 通道的压力通过控制通道(6)，作用到主阀芯的端面(7)上。B 中的油经通道(8)，通过主阀芯引到小流量调节器(9)。小流量调节器使从 B 通道来的控制油流量保持为常数，而与 A、B 通道间的压力差无关。

从小流量调节器(9)流出的控制油进入弹簧腔(10)，通过孔道(11)和(12)，并经阀座(3)，由 Y 通道(14)、(15)、(16)流回油箱。

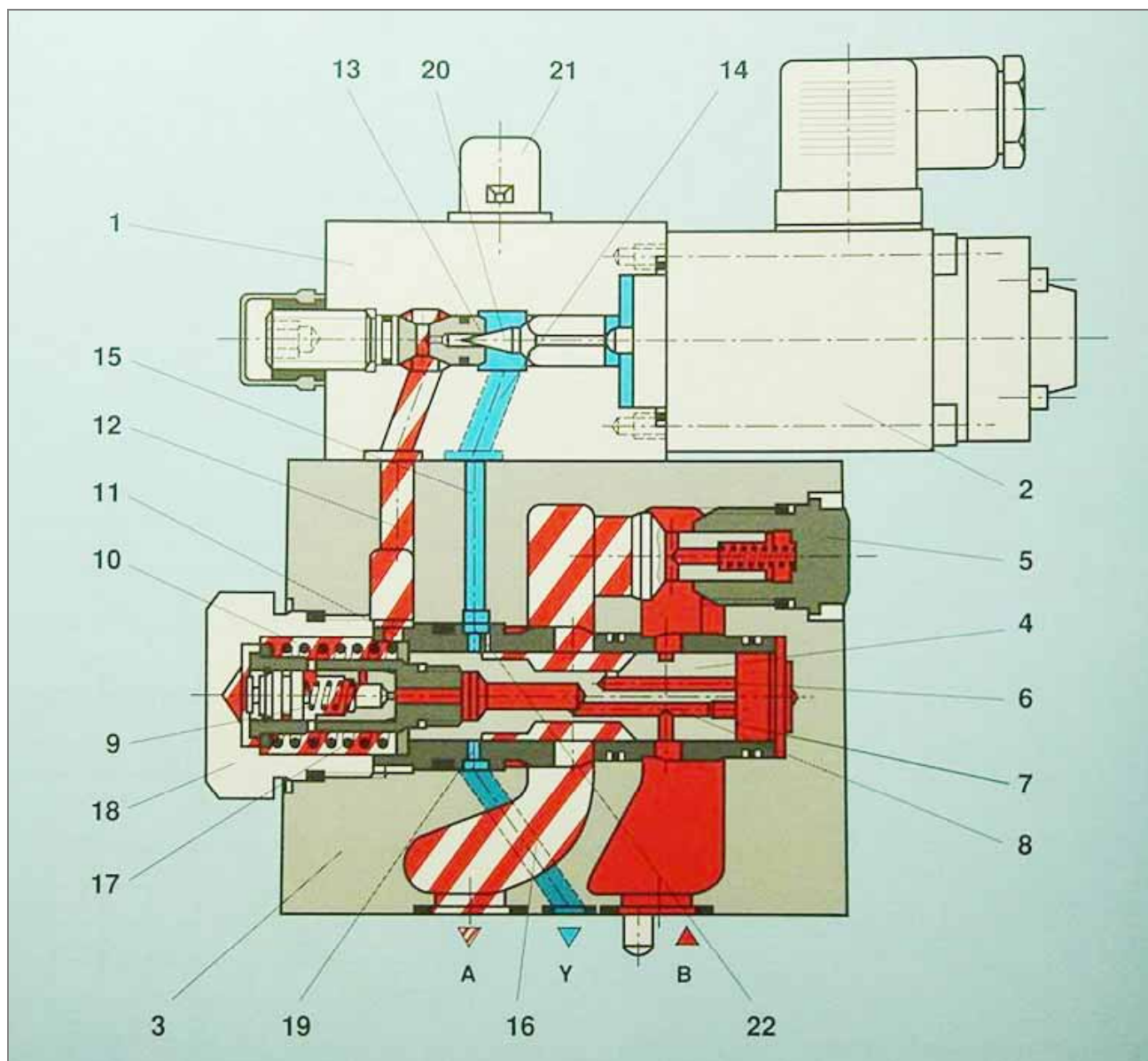


图 52. DRE 先导式比例溢流阀及其电控器

A 通道中希望达到的压力，由配套的放大器预调。比例电磁铁把锥阀芯（20）压向阀座（13），并把弹簧腔（10）中的压力限制在调定值上。如果 A 通道中的压力低于预调的设定值，则弹簧腔（10）中较高的压力驱使主阀芯向右移动，打开 A 与 B 之间的通道。

当 A 通道的压力达到调定值时，主阀芯上的力也达到平衡。

A 通道中的压力×阀芯面积（7）=弹簧（10）腔中的压力×阀芯面积+弹簧力（17）。

如果 A 通道中压力上升，则阀芯向着使 B 到 A 的阀口关闭的方向移动。

如果要使 A 腔（例如缸被制动）降压，则可对设定值电位器预调一个较低的压力值。通过电磁铁的作用，这个低压值即刻就反映到弹簧腔（10）中。

作用在面积（7）上的 A 腔的较高压力，把主阀芯压在螺堵（18）上，使 A 到 B 的通道关闭，打开 A 到 Y 通道。弹簧（17）的弹簧力，与主阀芯端面（7）上的液压力相平衡。主阀芯在这个位置时，A 通道的油经控制阀口（19）经 Y 流回油箱。

当 A 腔压力，降到弹簧腔（10）中的压力加上与弹簧力相应的压差 Δp 时，主阀芯移动并关闭从 A 到 Y 的控制阀口（开在阀套中的很大的控制口），A 腔中与新的设定值相比高出约 10bar 的剩余压差，将通过小孔（22）卸



图 53. DBEM20 先式比例减压阀及其电控器 VT2010

除。通过这一措施，得到一个较好的没有压力分谐波的瞬态响应过程。为了使油能从 A 通道自由流向 B 通道，可选配单向阀（5）。与此同时，A 通道中另一部分油液，通过主阀芯打开的控制阀口，由 A 经 Y 流回油箱。

DREM 型

为了保证液压系统在电磁铁的电流超过允许值、A 通道产生高压时能安全运行，在此阀中安装了弹簧式最高压力限制阀（21）。

说明：

对于在 B 通道中使用一个节流阀（例如比例方向阀）进行节流制动的系统，在油液经单向阀（5）由 A 流到 B 的同时，通过并联的 Y 通道进入油箱的那一部分油液，将影响 A 通道中负载的制动过程。

对于通道 A 的溢流控制来说，这个 A 到 Y 的第三个通道也是不合适的。

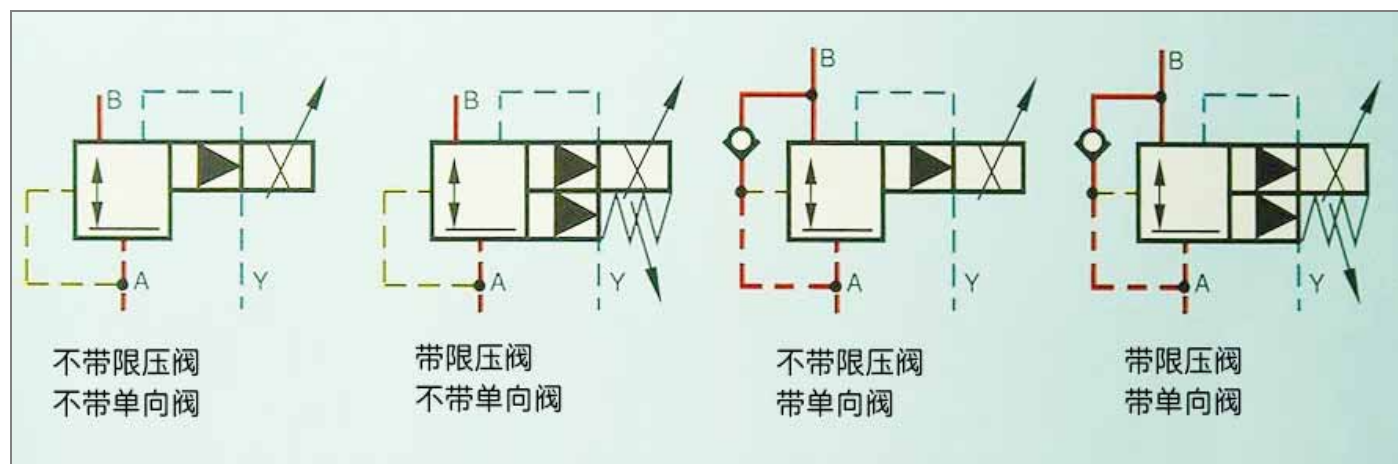


图 54. 机能符号图

3.4 先导式比例减压阀，DRE30 型

A 通道中压力的调节，是通过改变比例电磁铁的控制电流来实现的。

主阀在初始位置时，B 通道中没有压力，主阀阀芯组件（4）处于 B 到 A 打开的位置。

A 通道中的压力作用在使阀口关闭的主阀芯底端。先导压力作用在使阀从 B 到 A 打开的主阀芯弹簧腔。

从 B 通道来的控制油，经过孔（6），流量稳定器（9），孔（7），流到与锥阀（8）相配的阀座（10），然后由 Y 通道流回油箱。

通过调节电磁铁（2）的电信号，先导阀（1）得到一个作用于主阀芯弹簧腔的压力。在主阀（4）的调节位置上，油液从通道 B 流向 A，A 通道中的压力不会超调（A

通道的压力取决于先导级压力和主阀弹簧）。

当与 A 通道相连的执行器不运动时（例如缸被制动），如果通过比例电磁铁（2）在 A 通道中调定一个很低的压力，则主阀芯移动，关闭从 B 到 A 的通道。同时打开从 A 到主阀弹簧腔的通道。在这种情况下，A 通道中的压缩流体可经由先导阀（1）和 Y 通道，实现卸荷。

为使油能从 A 自由回流到 B 通道，可安装一个单向阀（11）。

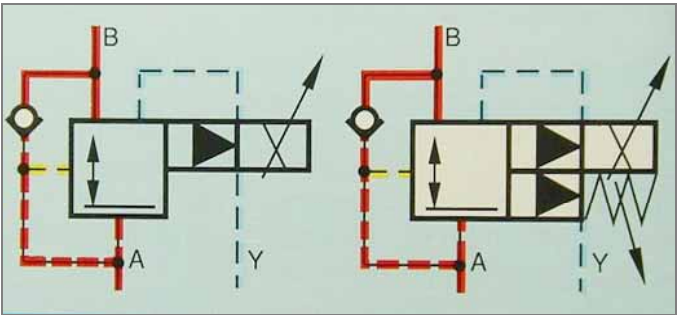


图 55. 机能符号图，左图不带限压阀，右图带限压阀

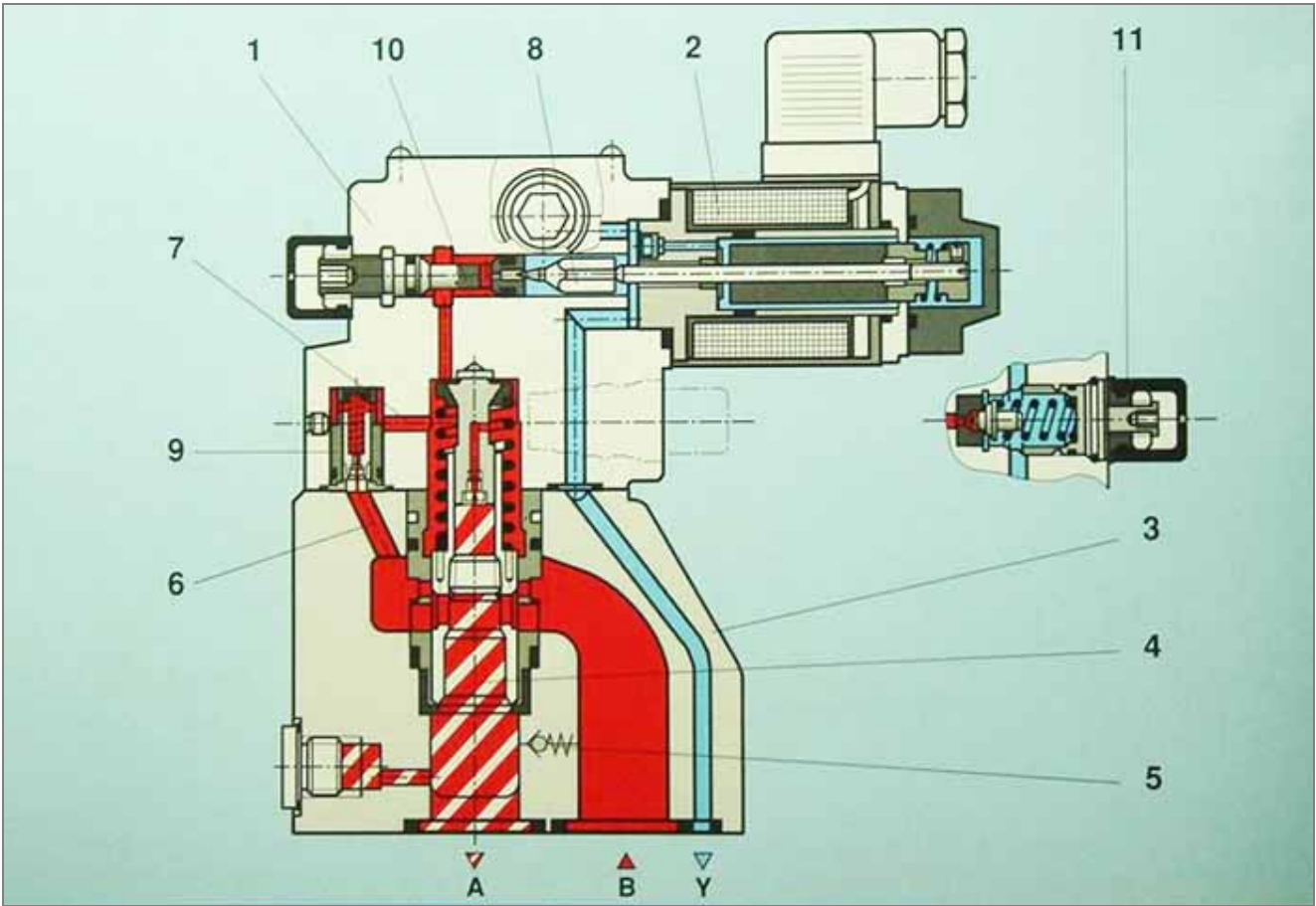


图 56. DRE30/DREM30 型先导式比例减压阀及其电控器

4. 比例流量阀

4.1 压力补偿器串联在检测节流阀口之后的电液比例二通流量调节阀（NG6）

二通比例流量调节阀，可通过给定的电信号，在较大范围内与压力及温度无关地控制流量。最重要的组成部分为：壳体（1），带有电感式位移传感器的比例电磁铁（2），控制阀口（3），压力补偿器（4）和可供取舍的单向阀（15）。

流量的调节，是由电位器给定的电信号来确定。这个设定的电信号，在电控器（放大器型号例如为 VT5010）中产生相应的电流，并在比例电磁铁中产生一个与之成比例的行程（行程调节型电磁铁）。与此相应，控制口（3）向下移动，形成一个通流截面。控制窗口的位置，由电感式位移传感器测出。与设定值间的偏差，由闭环调节加以修正。压力补偿器保证控制窗口上的压降始终为定值。因此，流量与负载变化无关。选用合适的控制窗口结构可使温漂较小。

在 0% 控制信号额定值时，控制窗口关闭。当控制电流出现故障，或位移传感器接线断开时，控制窗口也关闭。

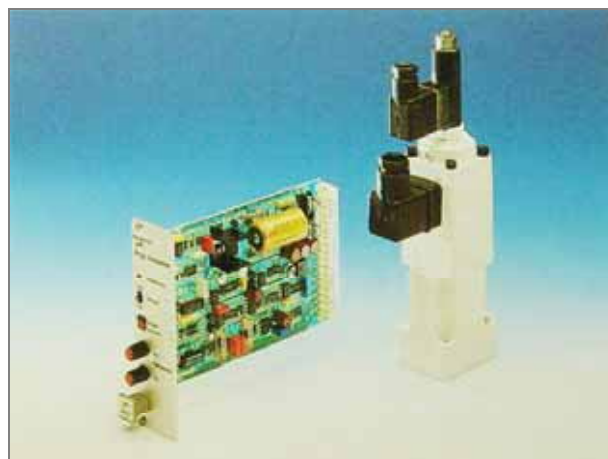


图 57. 2FRE6 二通比例调速阀及其电控器 VT5010

从 0% 额定值起增大电流，可得到一个无超调的起始过程。通过电控器中的两个斜坡发生器，可实现控制窗口的延时打开和关闭。

反向液流可经单向阀（5）由 B 流向 A。

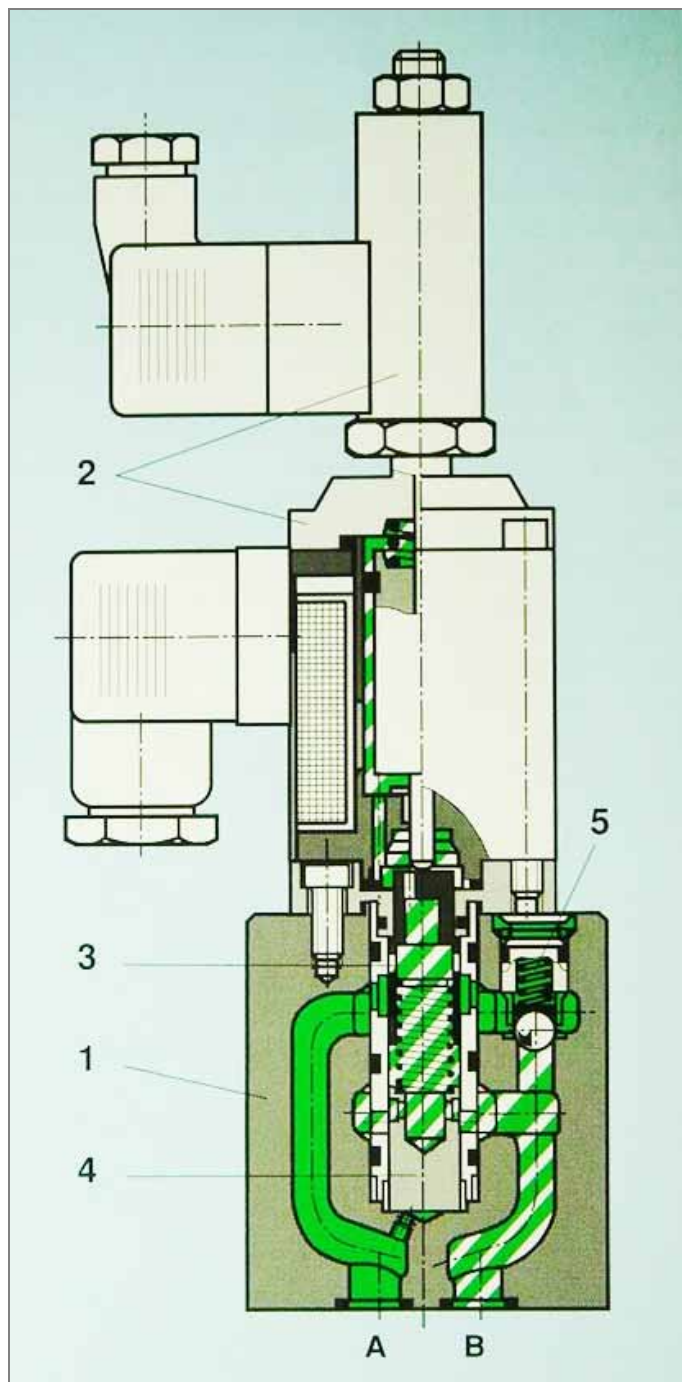


图 58. 2FRE6 比例调速阀

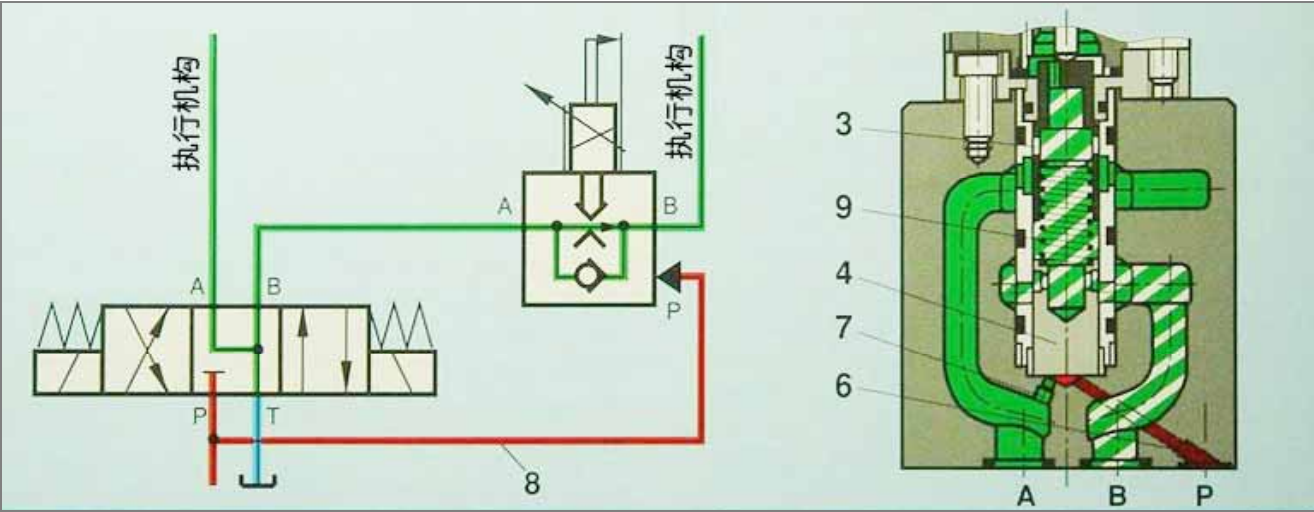


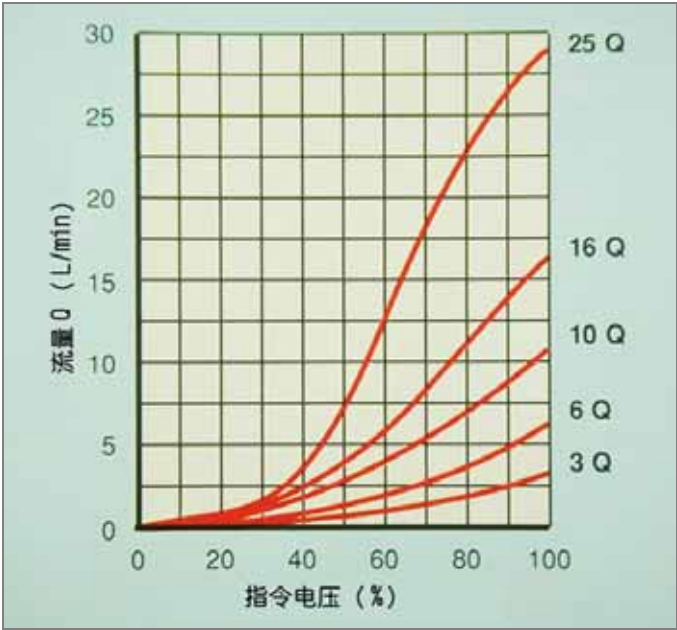
图 59. 外控关闭型压力补偿器

带外控关闭型压力补偿器的二通流量调节阀

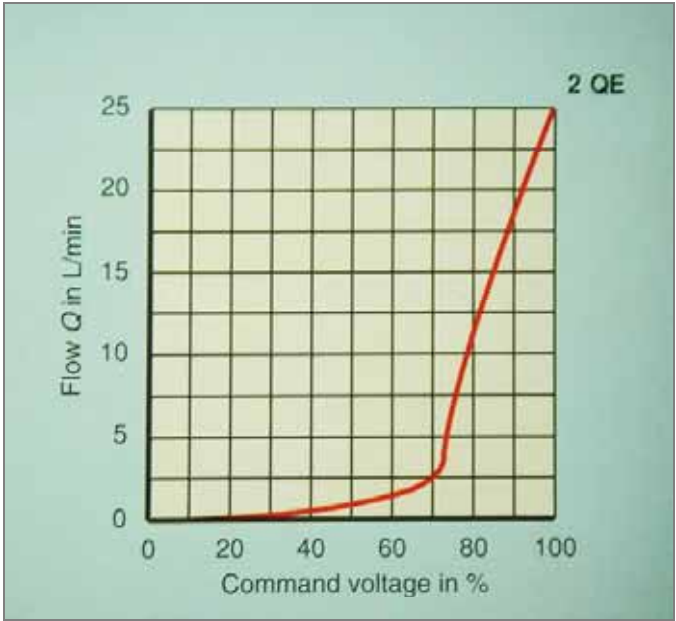
其控制机理和基本功能，与前述二通比例流量调节阀相同。其附加功能是，在打开控制窗口（3）（设定值>0）时，为了抑制起动流量阶跃效应，设计了从外接油口 P 经（6）引来压力油 P，使压力补偿器（4）关闭（图 52）。油口 A 和压力补偿器（4）作用面积之间的内部通道被切断。由此引自方向阀（8）（见系统图）之前的压力 P 径外控油口 P（6），作用在补偿器（4）上，克服弹簧力使压力补偿器处于关闭位置。当方向阀（8）切换成左位（P 与 B 相通）时，压力补偿器（4）从关闭位置运动到调节位置，从而防止了起动阶跃。采用不同型式的控制窗口，

可得到相当于 100%控制电流额定值的最大流量值。曲线 14 的特性曲线清楚地表明了各种变化的情况。

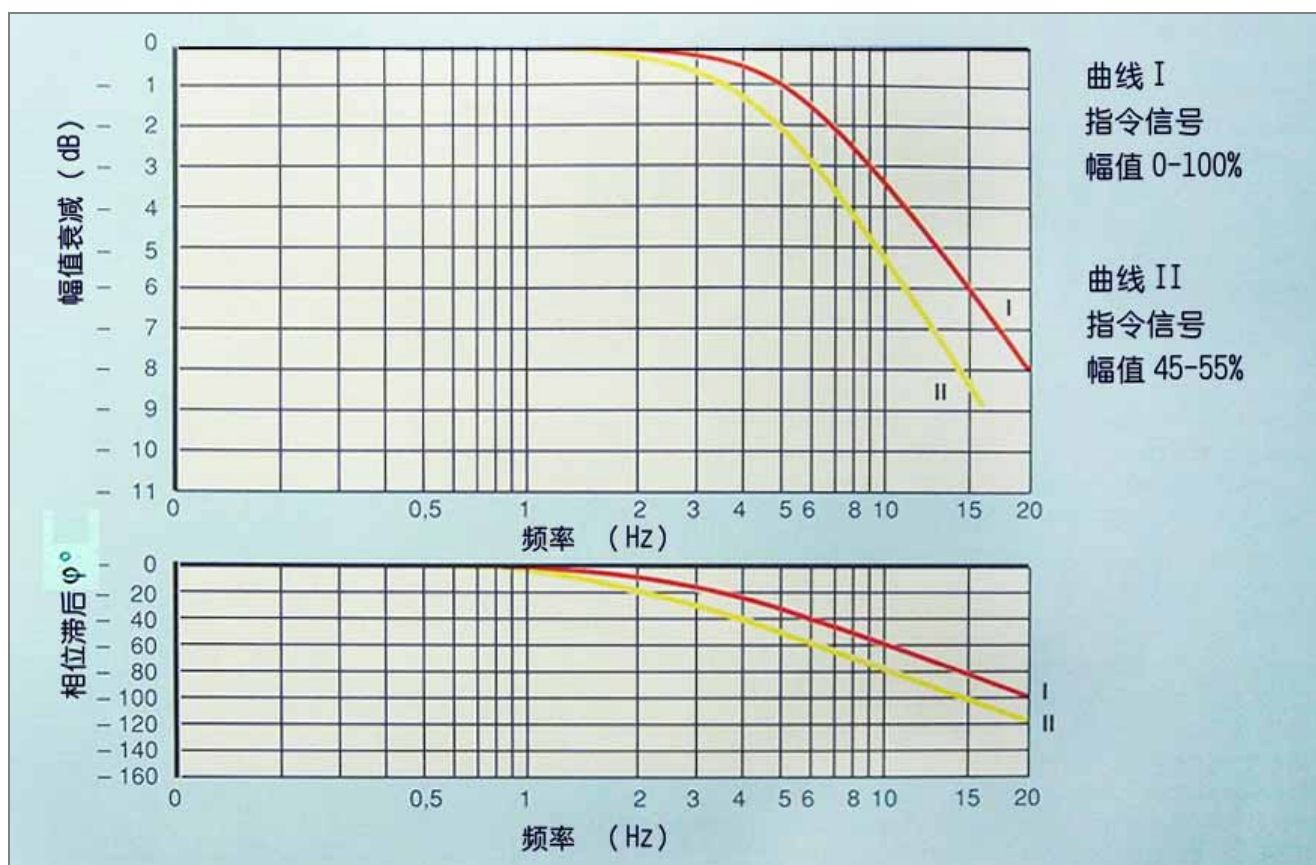
通过相应的阀口造型，可得到曲线 15（以 2L/min 为例）的一个精细的调节范围。电信号可在零到最大值之间任意无级调节，频率特性表明了阀的快速性能（曲线 16）（频率响应相关的概念见“伺服技术入门”一章）。



曲线 14. 流量与设定电压的关系曲线



曲线 15. 带变增益和快速跃变特性的流量与设定电压的关系曲线



曲线 16. 频率特性

阶跃相应 (%)	Qmin 至 Qmax T_v+T_g (ms)	Qmin 至 Qmax T_v+T_g (ms)
0 至 100	50	60
10 至 90	45	50
25 至 75	40	45

T_v = 延迟时间； T_g = 补偿时间

表格 1 动态特性表

4.2 电液比例二通流量调节阀 (NG10, NG16), 压力补偿器串联在检测节流阀口之前

这类阀以其结构性能完善而广受青睐。不仅如此，更重要的在于，其电信号转换器和液压部件已为大家所熟知。通过行程调节型比例电磁铁的行程变化，可以改变阀的通流面积，由节流窗口与压力补偿器的共同作用，得到流量调节功能。

阀的输入信号-输出流量特性曲线，根据阀口造型，可以是线性的，也可以是近似双曲线的。

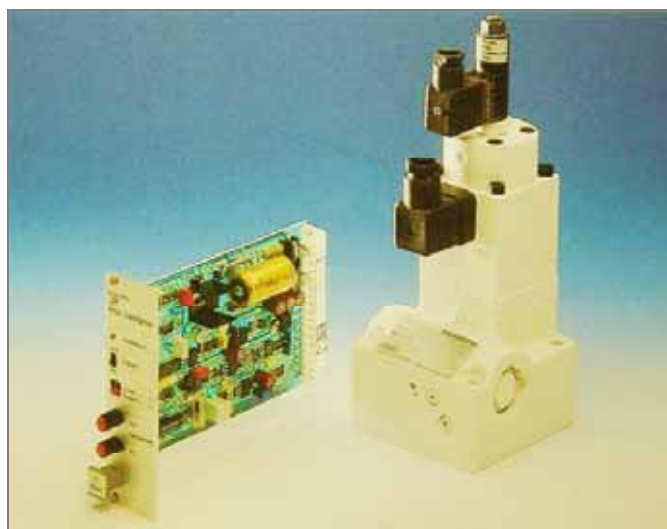


图 60. 2FRE10 二通比例流量调节阀及其电控器 VT5004

4.3 二通比例节流阀（插装阀）

这种大流量组件，可用作节流阀，或与压力补偿器组成流量控制阀。其使用场合包括压机或注塑机的控制系统。通过的流量尽管很大，但具有较好的动态特性和较短的响应时间。

二通节流阀所控制的，是由给定电信号确定的阀口开度。这种节流阀，是一种按 DIN24342 配置插孔尺寸的插装组件。在盖子（1）里有一个带控制阀芯（3）的阀套（2），位移传感器（4），和包括比例电磁铁（6）的先导控制级（5）。

流动方向是从 A 到 B。控制油口 X 与油口 A 相连，控制油出油口 Y 应尽可能与油箱相连。

无信号（即电磁铁（6）无电流）时，A 口压力通过先导口 X 作用于阀芯（10），加上弹簧力，阀芯（10）闭合。A 当给定一个设定值后，在放大器（7）中将设定值（外加信号）和实际值（来自位移传感器）进行比较，此差值产生的电流信号用以控制比例电磁铁。

电磁铁克服弹簧力（11），使阀芯（10）移动。通过节流口（13），（14）的共同作用，弹簧腔（18）中的压力得到如下的调节：被弹簧压着的阀芯（3）到达给定值相应的位置，同时也确定了相应的流量。

在失电或电缆线路断开时，控制阀芯自行关闭以保护油路。位置调节回路各部分的协调原理是：使设定值和阀芯（3）的位移成正比。这样，当节流口前后压差恒定时，从 A 到 B 的流量，只取决于阀口的开度和控制窗口（9）的几何形状。

对于线性开度特性的系统（FE..C1X/L），流量和设定值成正比。平方关系的开度特征（FE..C1X/Q 结构），说明流量随给定值的平方而增大。

右侧的两种特性曲线说明了实际特性。

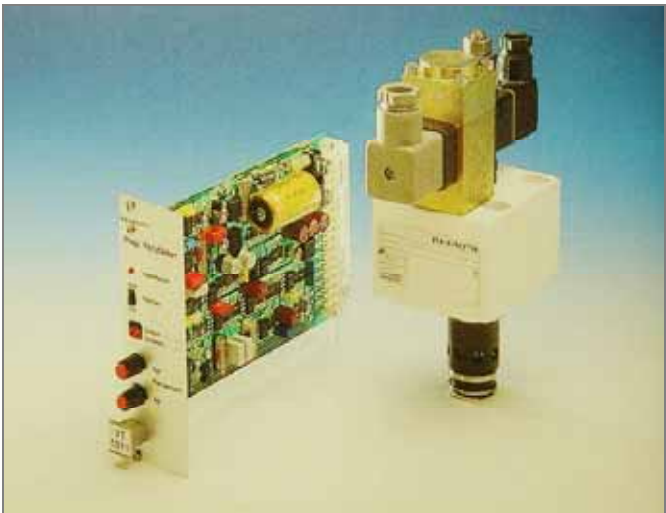
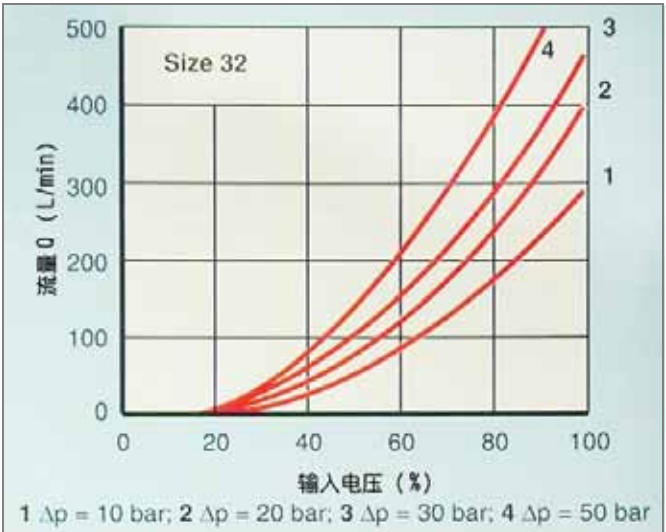
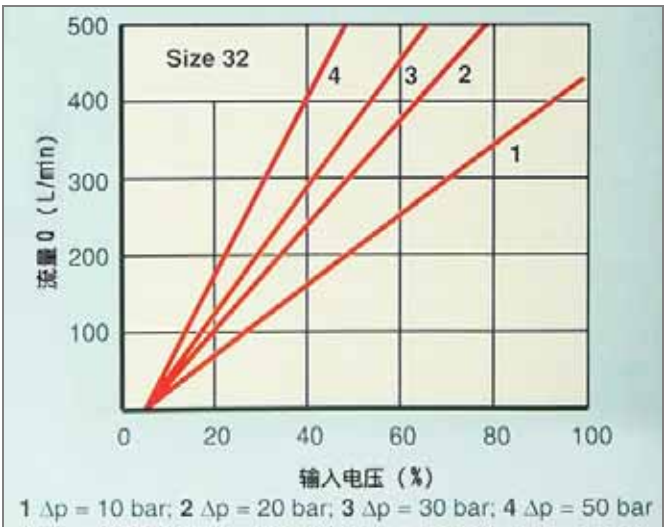


图 61. FE..C 型二通比例节流阀及其电控器 VT5011



曲线 17. 双曲线型流量特性



曲线 18. 直线型流量特性

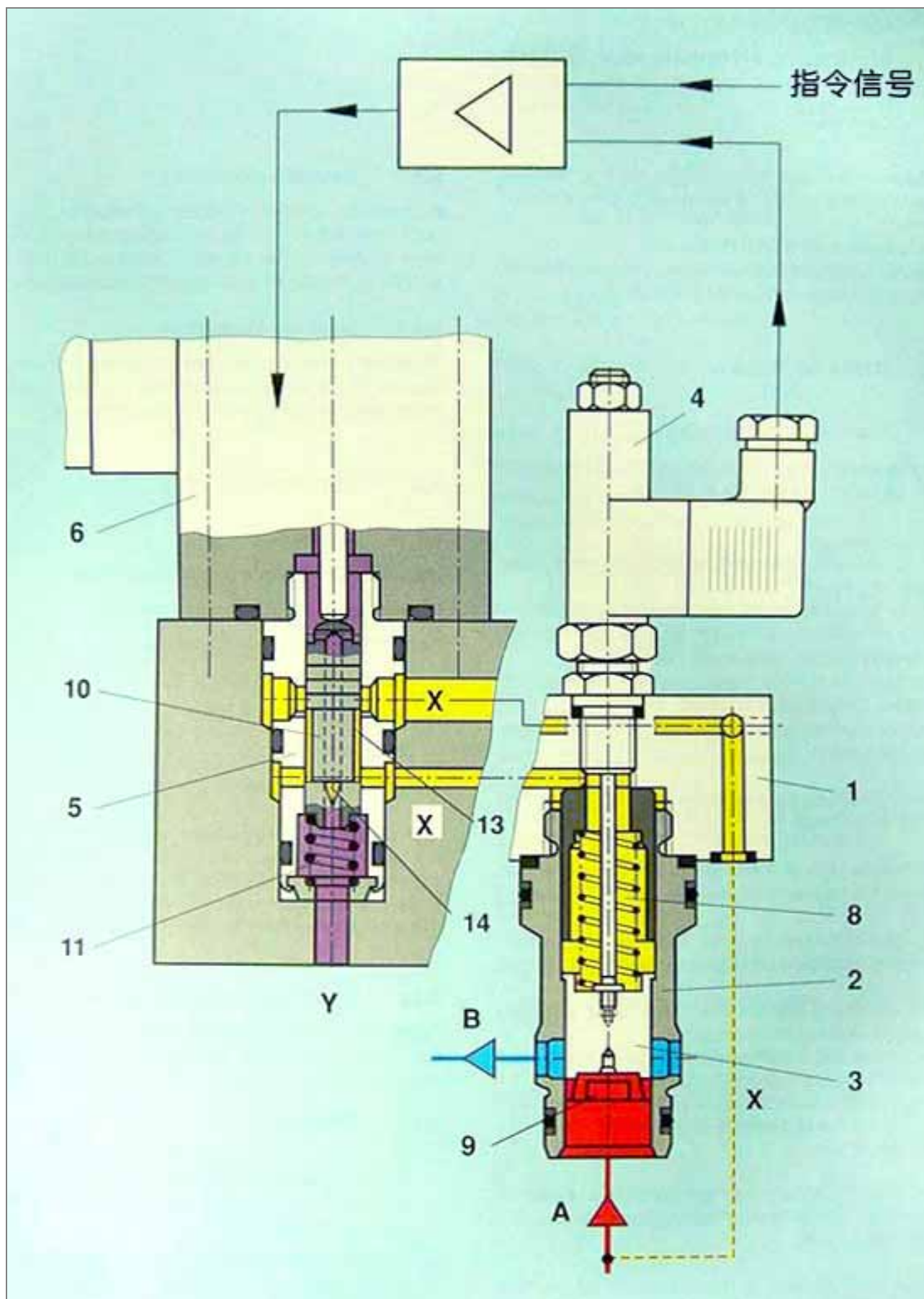


图 62. FE..C 型二通比例节流阀（插装阀）

5 比例阀的安装, 使用和维护

5.1 概述

为使比例阀功能发挥正常, 请参见:

- 制造商提供的活页样本数据
- VDI (联邦德国工程师协会) 规程, 液压设备的使用及维修, VDI (3027)

5.2 安装

5.2.1 安装规范

阀在安装前, 必须核对型号等数据。

1. 洁净度

- 安装比例阀时, 安装环境和阀体本身必须清洁;
- 油箱必须密封以防外界污染;
- 油管及油箱应在安装前清除灰尘、氧化皮、砂粒、金属屑等;
- 热弯管和焊接管必须酸洗、清水冲洗和上油;
- 清洗只能使用不起毛的布或者特种纸;

2. 不允许用麻丝、腻子或密封带之类的密封材料。

3. 为了保证系统较好的刚度, 在阀与执行器之间应避免使用软管。

4. 油管必须采用符合 DIN2391/C 的无缝钢管。

5. 阀与执行器之间的管道应尽量短。

我们建议比例阀安装在靠近执行器的部位。

安装平面必须有 $R_{\text{tmax}} \leq 4 \mu\text{m}$ 的表面光洁度, 和 $\leq 0.01\text{mm/mm}$ 的平直度。

6. 紧固螺钉必须与活页样本中给出的尺寸相符, 并用给定的力矩旋紧。

7. 推荐使用筛孔尺寸 $\leq 60 \mu\text{m}$. 的油浸式过滤器作为空气滤清器。

阀的安装位置任选, 但最好是水平位置。如果比例阀安装在执行器上, 则应避免阀芯轴线与执行器的加速度方向平行。

5.2.3 电路接线

电路接线请按照样本进行。

特种防护所需的特殊措施, 已在各活页样本中列出。

5.3 使用

5.3.1 工作介质

建议注意活页样本数据!

注意压力和温度范围!

一般可使用如下工作介质 (油液):

- H-LP (按 DIN51525) 矿物油
- 聚乙二醇水溶液
- 磷脂

拟使用其它工作介质时, 请向本公司咨询。

为了保护油液, 不得超过油液制造商推荐的最高使用温度; 为保证设备的控制特性稳定不变, 建议保持油温基本恒定 ($\pm 5^\circ\text{C}$)。

5.3.2 使用的密封材料是否正确?

对应于高抗燃性的压力油 HFD 和油温大于 90°C 的运行条件, 使用的密封材料型号中必须带有 V 字母。

5.3.3 过滤

- 为延长使用寿命, 先导控制阀应使用 $10\mu\text{m}$ 的进口滤油器, 也可按样本给出的精度选用。
- 滤油器的允许压差必须大于实际压差
- 建议使用带污染指示器的滤油器

5.2.2 安装位置

— 更换滤油器时必须特别注意清洁度，新滤油器出口侧的污染物会被冲刷到系统中去而引发事故。滤油器进口侧的污染物会降低滤芯的寿命。

5.3.4 先导阀工作压力

先导控制压力不得大于 30bar，如先导压力超过 100 bar 则必须在进口安装一板式减压阀。为避免油箱管路的压力冲击，必须使用单向阀。

5.3.5 电磁铁放电

为保证得到阀的正确机能，运行时需在阀的最高处给电磁铁放电。

在采用插装结构时，应在回油管路配置备压阀来防止空行程时吸入空气。

5.4 维护保养

阀退回工厂修理时的注意事项：将有故障的阀退回工厂修理时，需将保护板固定在底板上，并建议妥善包装，以便在运输过程中阀不至于受到新的损坏。

5.5 储存

对储存间的要求：——干燥、无尘、无腐蚀性物质和水蒸汽。

储存时间超过 3 个月使，壳体应涂防锈油且加封装。

备注

利用压力补偿器实现负载压力补偿

迪特-克里兹

1. 概述

到此为止所介绍的比例方向阀，还只能起节流阀作用，通过阀的流量将随压差的变化而改变。在定压系统中，负载压力上升，流量就减小；负载压力下降，流量就会增大。只有当负载压力波动不大或几乎不波动时，节流阀才能起流量控制器的作用。

曲线 19 为典型的节流特性曲线。很显然，流量的变化取决于阀的压差。而此压差在油泵出口的压力和油箱压力为常数时，是直接与负载压力有关的。

$$p_v = p_s - \Delta p_L - \Delta p_T$$

p_v = 阀的压差

p_s = 系统压力 = 常数

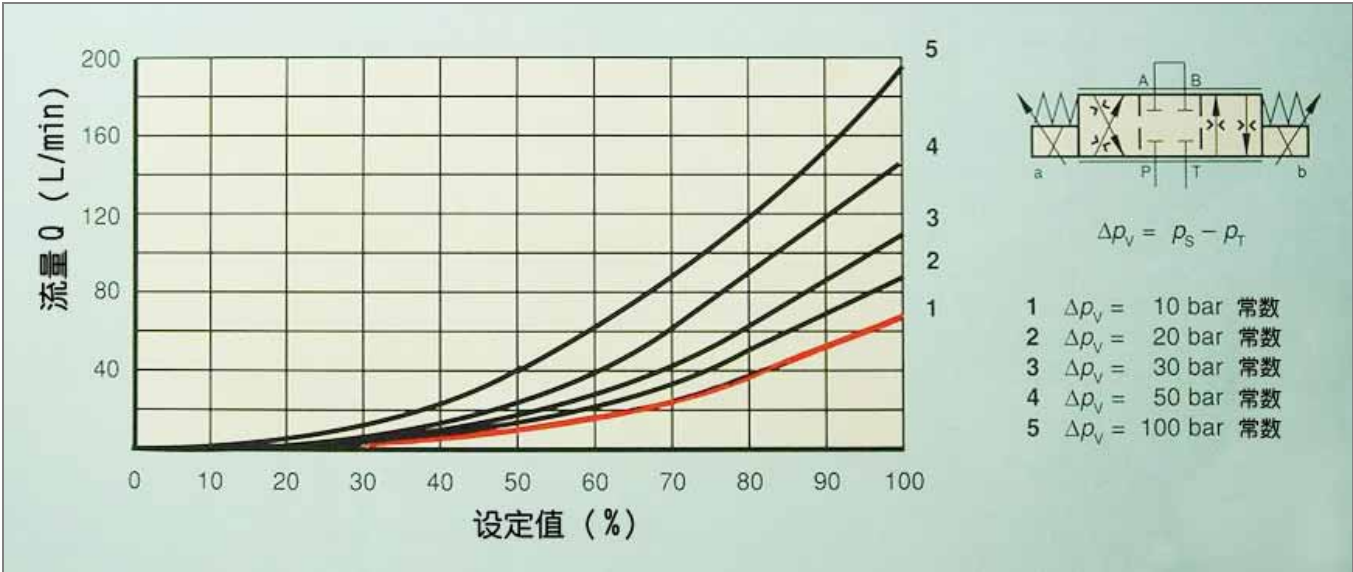
Δp_T = 油箱压力 = 常值

Δp_L = 负载压力 = 变量

上述负载效应，必须通过适当的元器件进行补偿。



图 63. 压力补偿器



曲线 19. 比例方向阀的节流特性曲线簇

2. 二通进口压力补偿器的负载压力补偿

在一个带二通进口压力补偿器的装置中（图 64），比例阀进口节流口上的压降保持为常数。由此，负载压力波动和油泵压力的变化，得到了补偿。也就是说，泵压力的升高不会引起流量的增大。因而阀的额定流量须按照压力补偿器的 Δp 值来选择。

2.1 二通进口压力补偿器的功能

在二通进口压力补偿器中，调节阀口 A_1 和检测阀口 A_2 是串联的。应当指出，当阀芯处于平衡位置而负载压力变化时，作用于检测阀口的压力降 $\Delta p = p_1 - p_2$ 将保持为常数。略去液动力，在阀芯平衡位置可得：

得到

$$p_1 * A_K = p_2 * A_K + F_F$$
$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{F_F}{A_K} \approx constant$$

当弹簧很软，调节位移又很短时，弹簧力的变化也就很小，从而压力差近似为常数。

只有当弹簧被进一步压缩时，调节阀芯才使调节阀口 A_1 的过流截面变化。由此，只要外加压力差 $p_1 - p_2$ 大于 F_F/A_K （调定的 Δp 值）时，阀就能很好地起到流量调节作用。

随着通过流量的增大，阀中的液流阻力就增大，此时只有相应增大外部压差，才能实现流量调节功能。

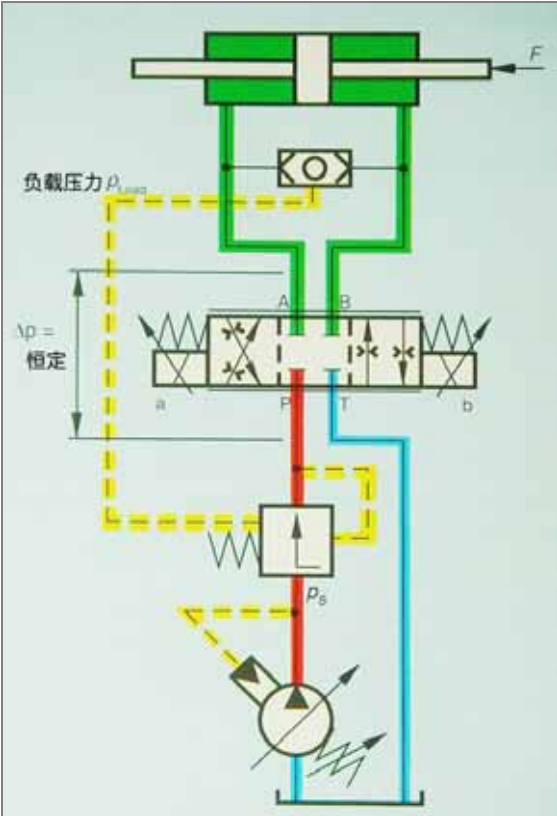


图 64. 油路实例

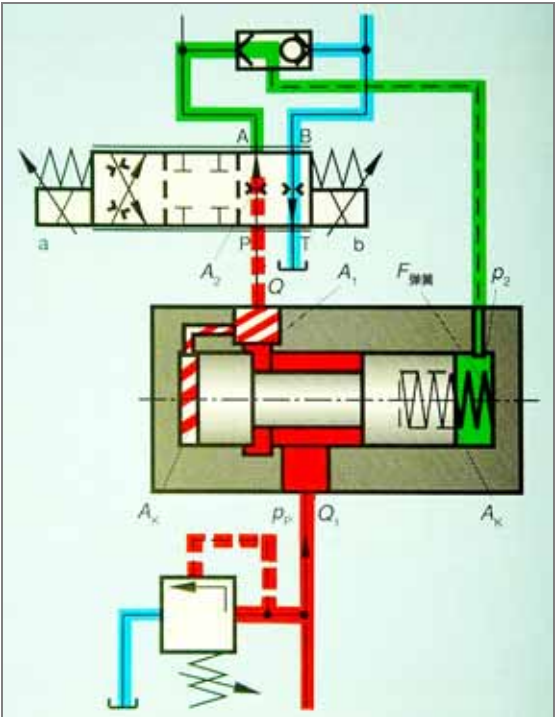


图 65. 二通进口压力补偿器原理图

2.2 二通进口压力补偿器的负载压力补偿（叠加板式结构）

ZDC10型直动式叠加板阀，有二通和三通两种结构型式。该阀作为进口压力补偿器用于 P 口，起负载压力补偿作用。

该阀的组成，包括壳体（1），控制阀芯（2），压力弹簧（3），弹簧（4），盖（5），以及装于其中的梭阀（6）。

当 P1 到 A 或 B 的压力差小于 10bar 时，压力弹簧（3）使控制阀芯（2）保持在使 P 到 P1 阀口打开的位置。当压力差超过 10bar 时，控制阀芯向左移动直至压力差重新恢复为止。

压力信号和控制油以内供形式由 P1 通过控制油路（7）进入控制腔。先导控制比例阀（4WRZ）所需的控制油（X-通道）必要时可从 P 口得到。

三通压力补偿器和二通压力补偿器的区别仅在于阀芯结构不同。二通及三通压力补偿器有 NG10，16 和 25 三种规格。

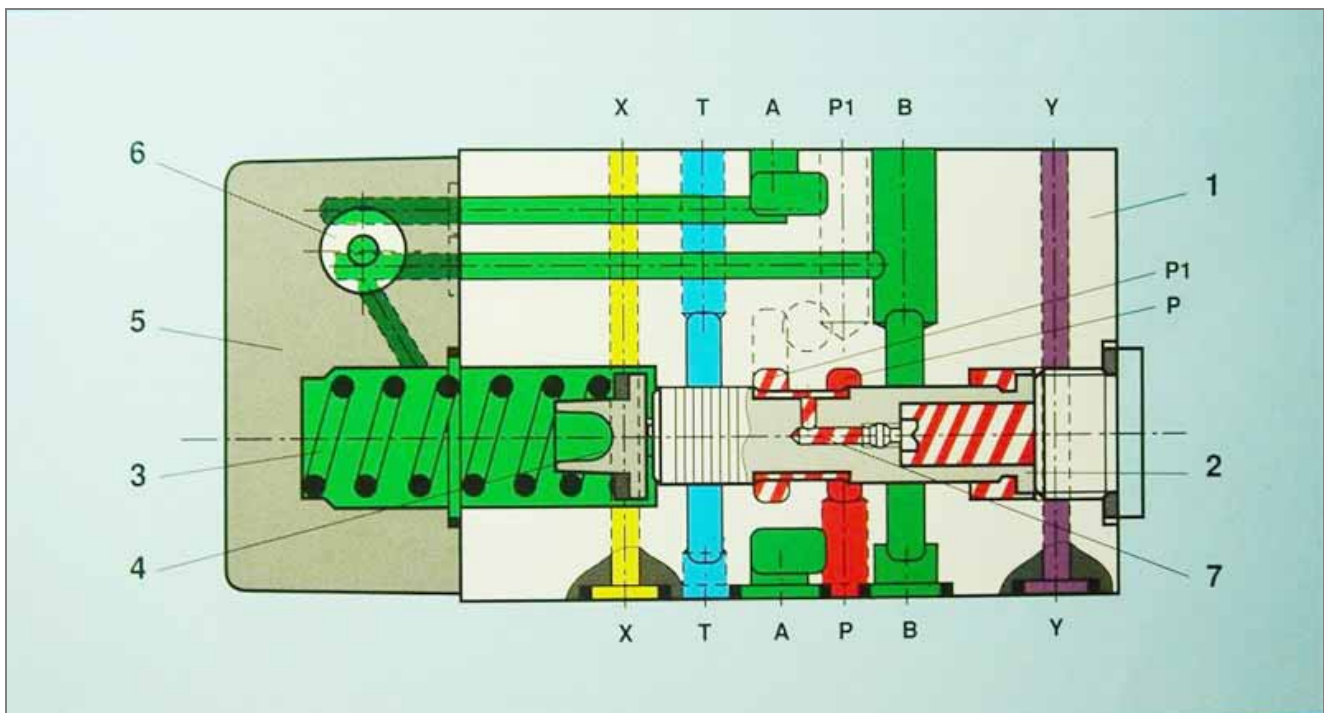
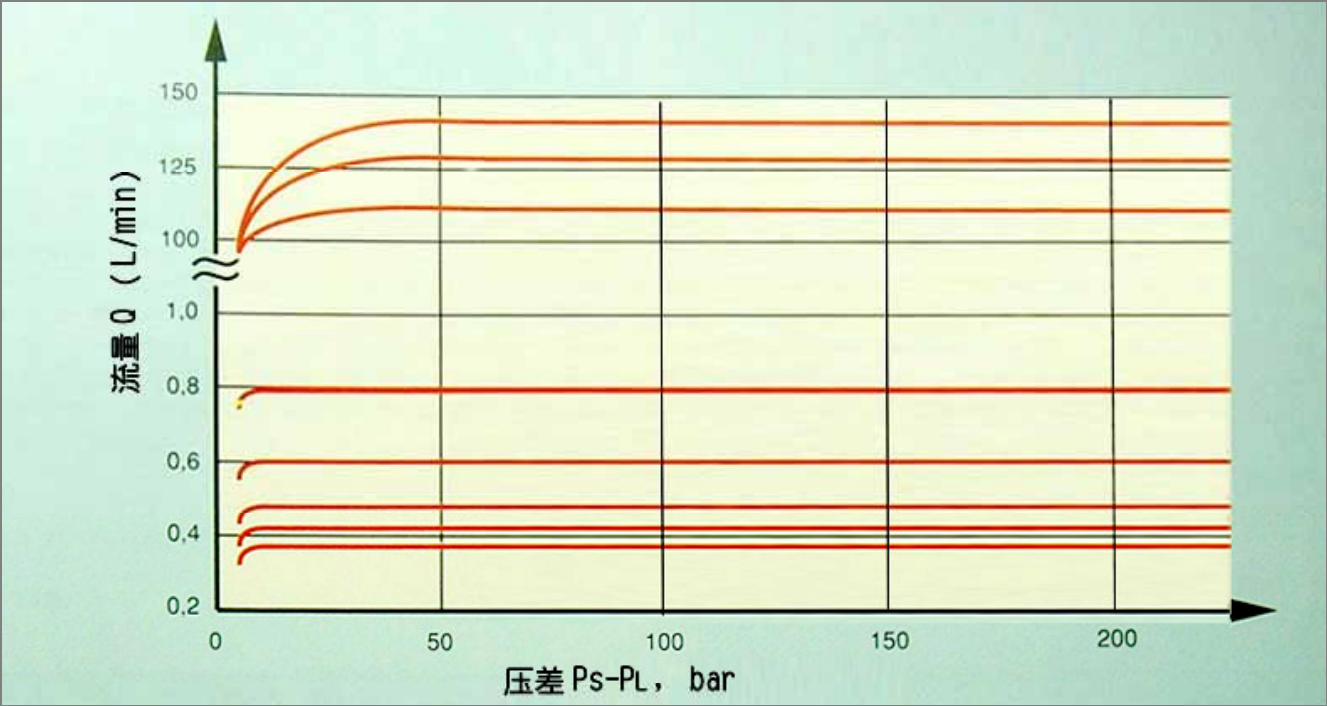


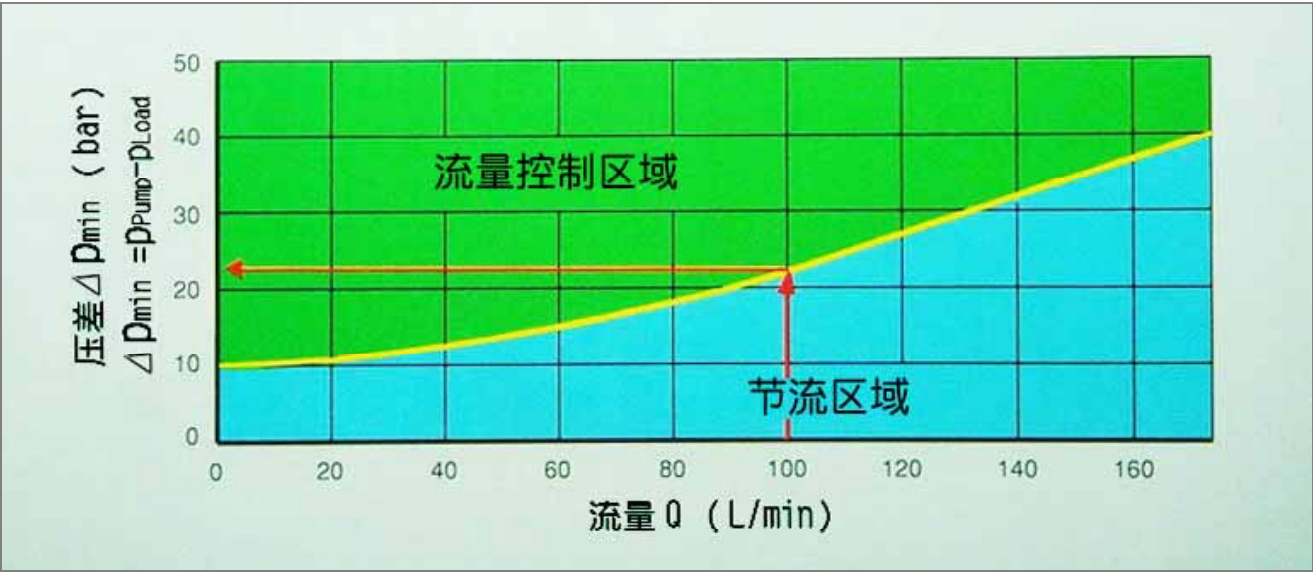
图 66. P 口二通进口压力补偿器，ZDC 型

如果说在各种不带压力补偿器的普通比例阀中，弹簧反馈型阀的流量分辨率为 1：20，电反馈型阀的流量分辨率为 1：100，则配置压力补偿器后这类阀的调节比还可大幅度提高。曲线 20 表明了带压力补偿器的典型比例阀的流量分辨率。图示分辨率可达 1：300，而且在整个压差变化范围内的流量特性很好。

随着流量的增大，外部压差 ($p_s - p_L$) 也必须同时增大，这样才能实现等流量调节功能，也即流量不再与 Δp 有关。外部压差与流量的这种相互关系如曲线 21 所示。例如，如果 $Q=100\text{L/min}$ ， $p_L=120\text{bar}$ ，则油泵所需的压力为 $p_p = p_L + p_{\min} = 120 + 22 = 142\text{bar}$ 。



曲线 20. 配置进口压力补偿器后比例方向阀流量分辨率实例



曲线 21. $P_{\min}$ - Q 特性曲线

2.3 先导控制油的供油型式

先导式比例方向阀配用叠加板式压力补偿器时，比例阀原则上应采用“先导控制油外供型式”结构。而压力补偿器既可以是先导控制油外供的结构，也可以是先导控制油内供的结构。但与直动式比例方向阀配合使用时，压力补偿器必须是先导油外供的结构。在直动式比例方向阀中，不允许油液进入 X 油口，因为在这个位置上没有密封装置。

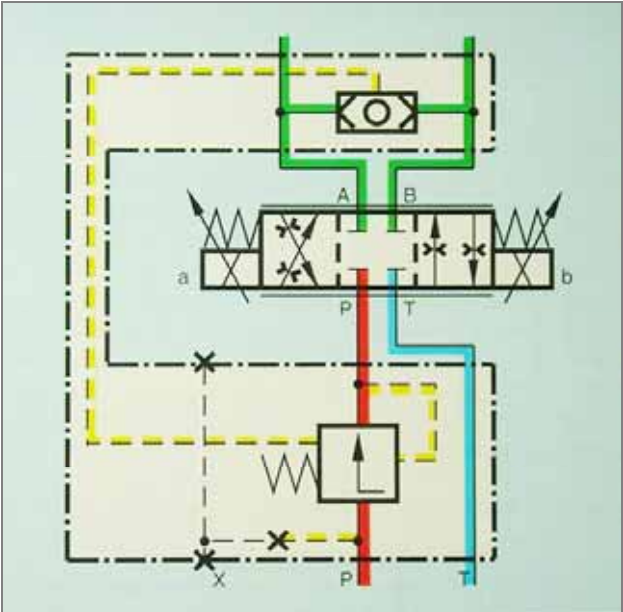


图 68. 4WRE 型直动式比例方向阀，配用 ZDC 型叠加板式压力补偿器，控制油外供型式

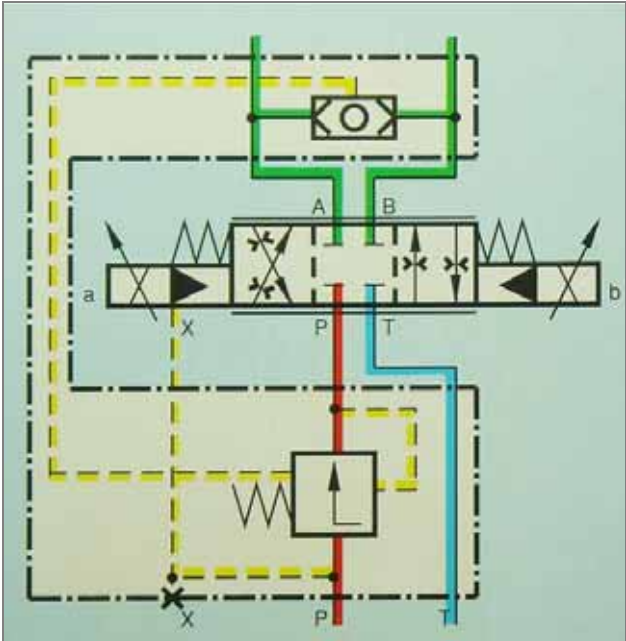


图 67. 4WRZ 型先导式比例方向阀，配用 ZDC 型叠加板式压力补偿器，控制油内供型式

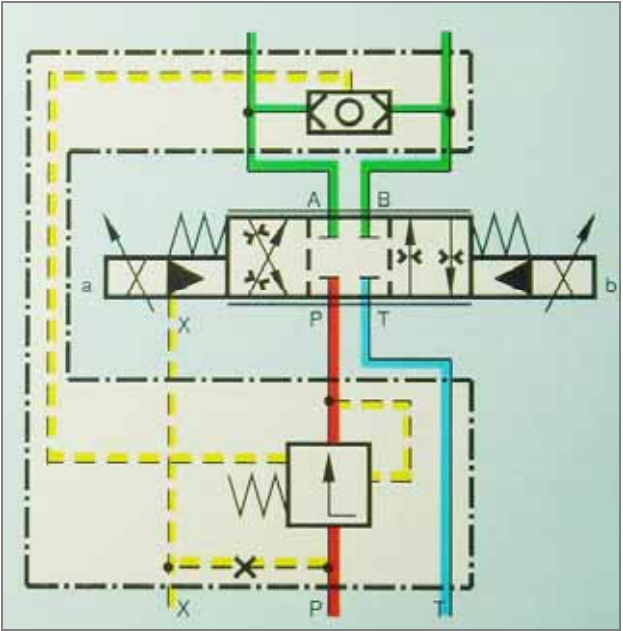


图 69. 4WRZ 型先导式比例方向阀，配用 ZDC 型叠加板式压力补偿器，控制油外供型式

2.4 三通进口压力补偿器的负载压力补偿

前面所述为二通进口压力补偿器，它主要用于固定的设备中。图 71 所示为三通压力补偿器，尽管它对效率的改善不太明显，但在某些情况下，它通过更换二通压力补偿器的控制塔芯而方便地构成。其负载取压点与二通压力补偿器相对应，其分辨率和等流量特性与二通压力补偿器一样。这种补偿装置要和定量泵配套使用。

2.4.1 三通进口压力补偿器的功能

在使用三通进口压力补偿器时，调定的固定检测阀口 A_2 和由压力补偿器控制的调节阀口 A_1 是并联的。

调节阀口 A_1 在此作为到回油管路的出流口。

在控制筏芯处于平衡位置，而不考虑摩擦力液动力时，可得

$$p_1 * A_K = p_2 * A_K + F_F$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{F_F}{A_K} \approx \text{constant}$$

这样在检测阀口上的压力差也就保持恒定，并得到一个与压力变化无关的流量 Q 。

在使用二通压力补偿器时，油泵始终需提供由溢流阀调定的系统最高压力。

与此相反，在使用三通压力补偿器时，其进口的工作压力仅需比负载压力高出一个检测阀口处的压降 Δp ，因而其功率损失较小。当在比例阀中使用 W 型阀芯（中位时 A 和 B 与油箱相连）时，油液就以所设定的 Δp 压差循环于泵与油箱之间。

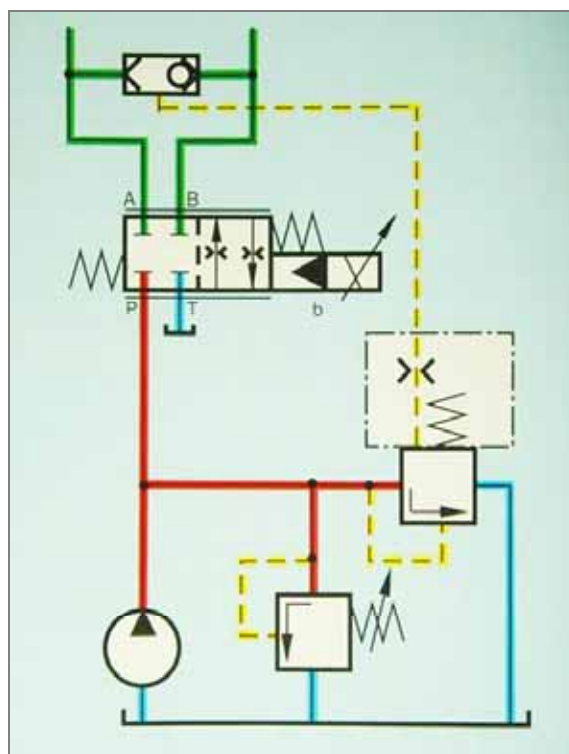


图 70. 应用油路示例

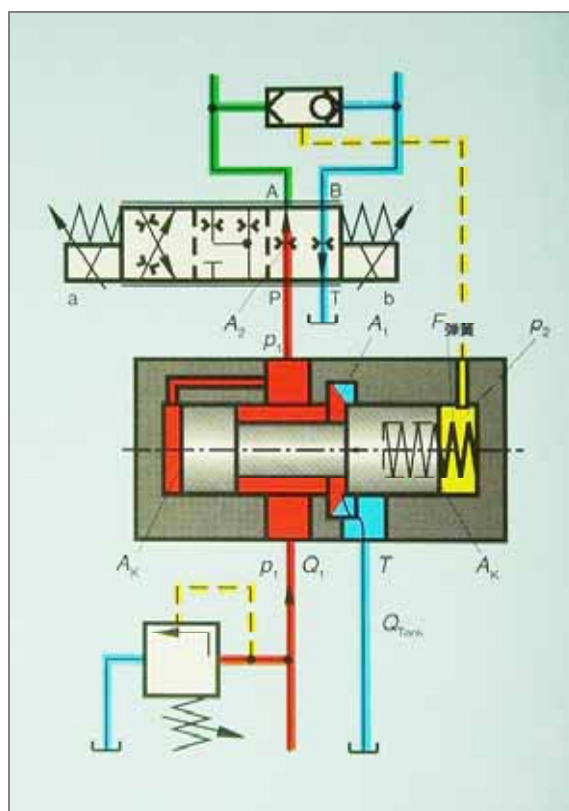


图 71. 三通压力补偿器原理图

2.5 进口压力补偿器的使用要点

配置在进口的压力补偿器有明显的缺点：它在减速制动过程特别是当减速制动压力高于由弹簧设定的进口检测阀口处的压差时，就不能正常工作。

对于带有梭阀的补偿回路，在减速过程中，与压力补偿器弹簧腔相通的油压，不再来自进油侧 A，而是出油侧 B（图 72）。在此工况下，B 侧压力较高，它亦可将压力补偿器打开，这就使通过比例阀的流量增加。

这时的状况是，传动装置试图加速运动，而比例阀控制阀芯则向阀口关闭方向运动。这样一来，传动装置通过简单的节流作用（不是流量调节）减速到静止状态。

没有梭阀的回路中，由于进口压差保持不变，在传动装置上就会出现气蚀。气蚀尤其会给液压马达造成很大的损害。

通过一个制动装置，如制动阀（图 74）或简单的平衡阀（图 73）可使传动装置平稳地制动。

当没有这两种调节装置时，进口压力补偿器仅限于单方向作用负载的系统中使用。

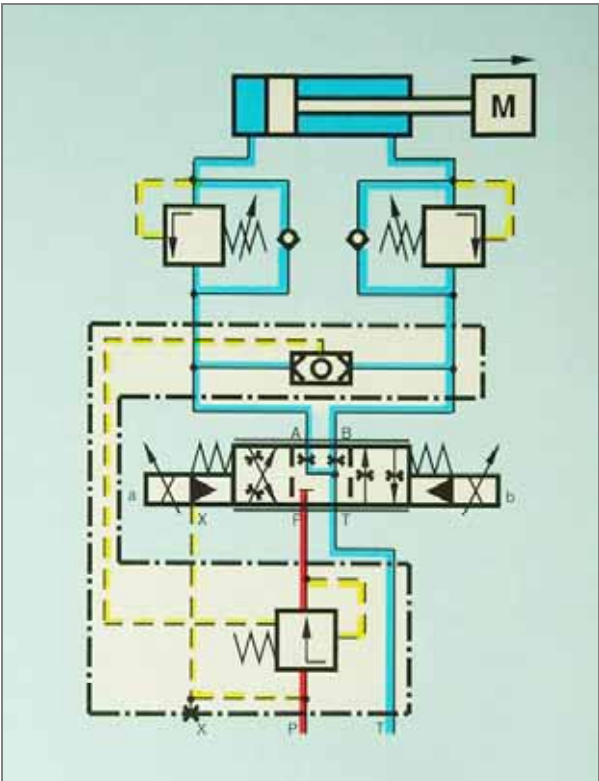


图 73. 起支承作用的平衡阀

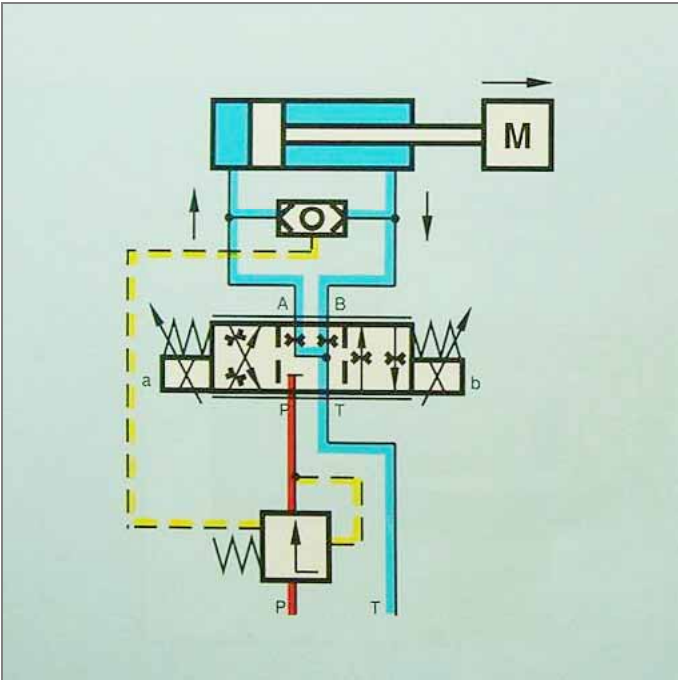


图 72. 进口压力补偿器

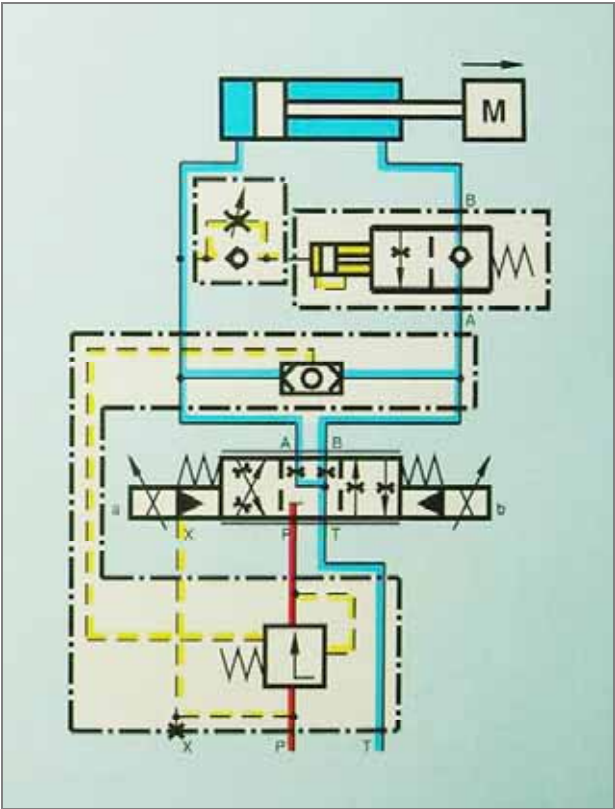


图 74. 起支承作用的制动阀

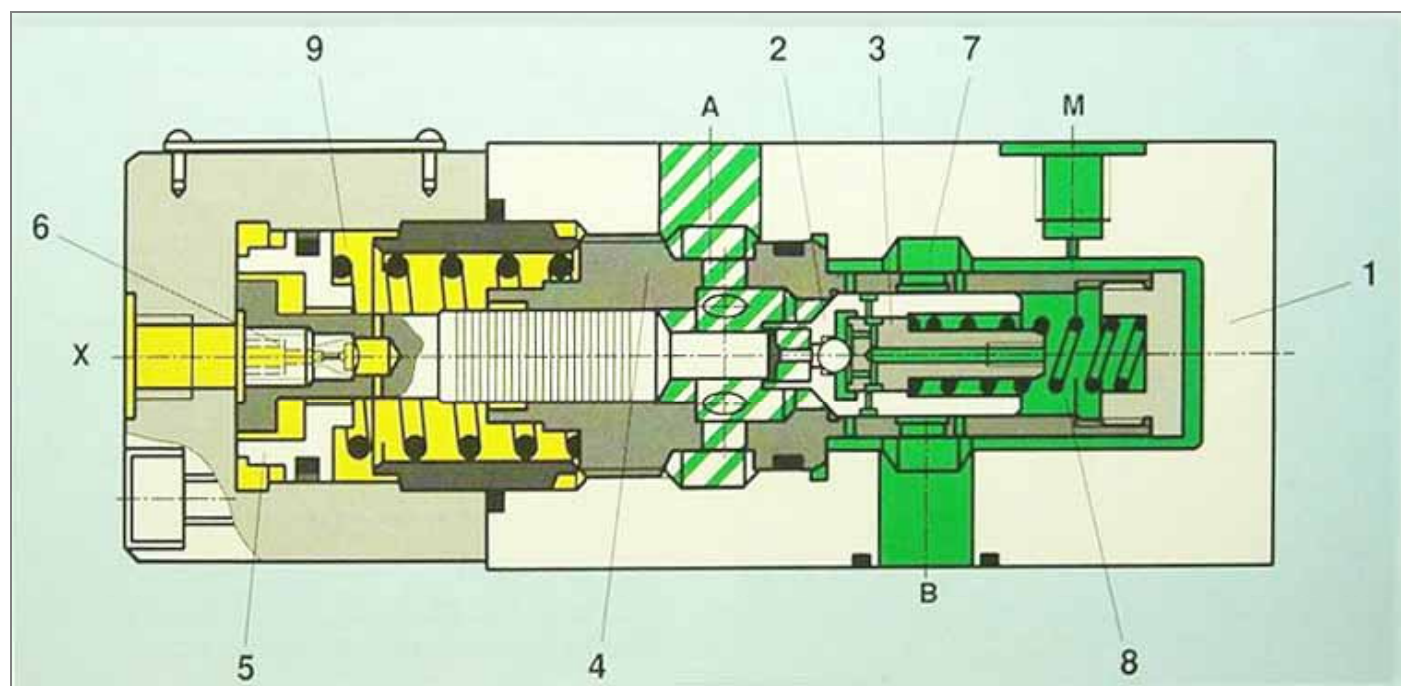
单向截止调速阀主要由壳体（1），主锥阀（2），辅助阀芯（3），开启控制阀芯（4），牵引活塞（5）和控制阻尼（6）组成。

- 可控单向截止阀功能，截止时无泄漏。
- 流量控制功能：它根据进入执行器（负载）一侧的流量 Q_1 （通过将其压力接入X口），来控制由执行器另一侧流出的流量 Q_2 。当执行器为油缸时，应注意其面积 $Q_2=Q_1 \cdot \phi$
- 旁通阀功能，在相反方向（从A到B）上，可自由通流。
- 配置附加装置时，具有次级限压阀功能（仅限于法兰式结构）

当从 A 到 B 自由流动时，主锥阀（2）被打开。当压差小于负载压力（如方向阀至油口 A 的管道破裂）时，主锥阀（2）直接关闭。这个功能是通过负载管路（7）和容

此时的流动方向是从 B 到 A。单向截止调速阀的油口 A 通过方向阀与油箱相连。而与工况相适应的流量, 进入液压缸的活塞腔。

这种制动平衡阀的开启和闭合特性，可通过在 X 通路上设置单向节流阀（出口节流）加以调整。



腔(8)的连通来实现的。

4. 系统补充说明

4.1 最高压力限制

当像图 76 那样，在弹簧腔处接入一个溢流阀时，则可限制传动装置的最高压力。

4.2 ΔP 可调

对于压力补偿器所控制的节流检测阀口的压力差，如前所述，一般是由弹簧的预压缩量来确定的。

当按图 16 在负载取压口接上一个溢流阀时，节流检测阀口上的压差就可无级调节。

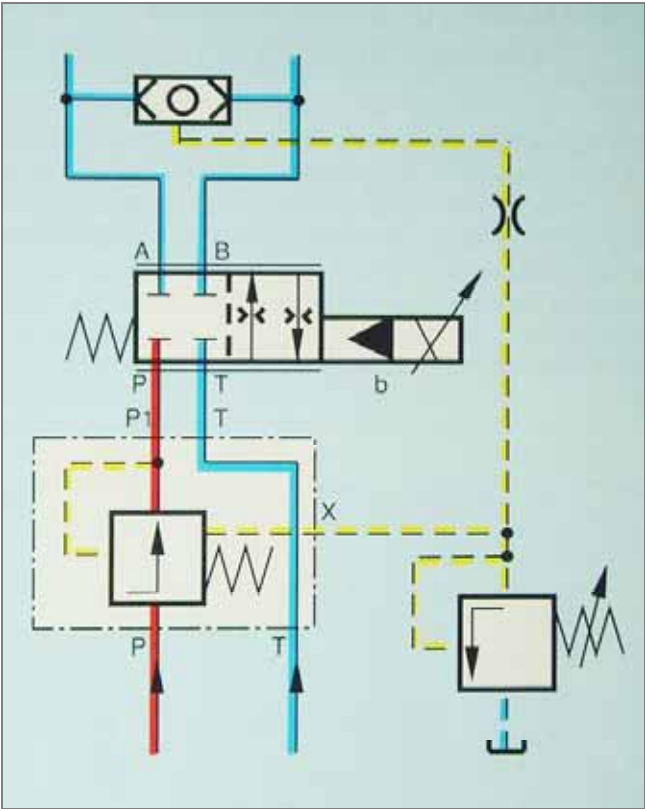


图 76. 可限制系统最高压力的进口压力补偿器

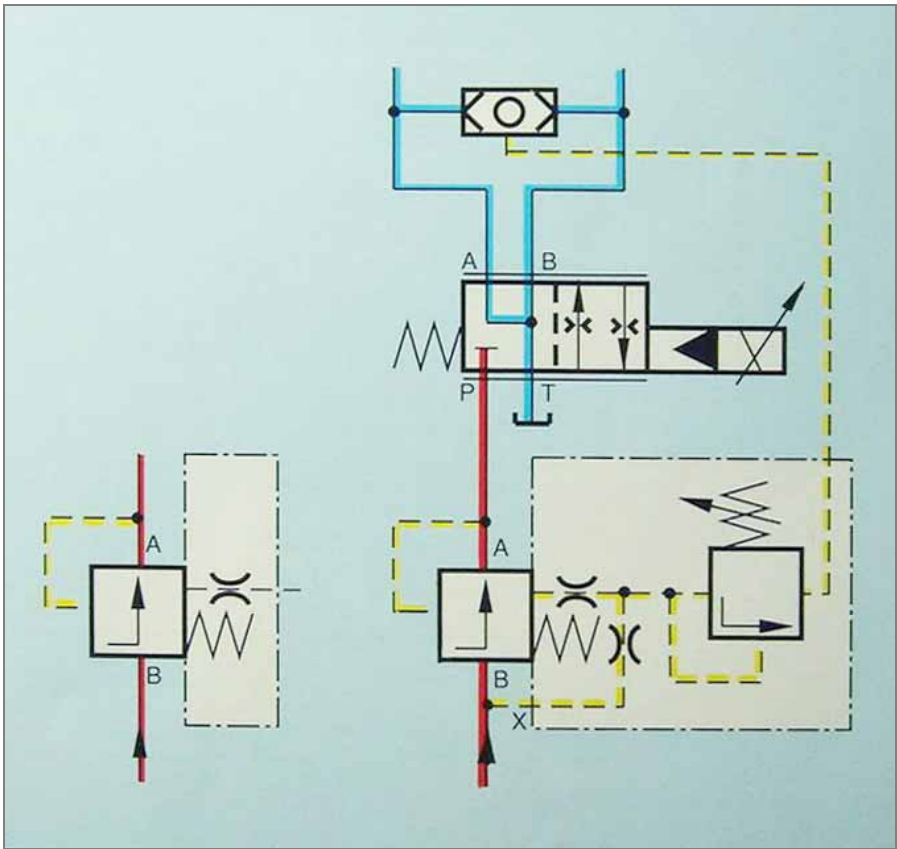


图 77. 用溢流阀实现 ΔP 可调

5. 出口压力补偿器的负载压力补偿

对于负载方向要改变的工作系统,使用进口压力补偿器是有限制条件的。在这种条件下,可采用出口压力补偿器。这种出口压力补偿器可按使用情况,布置在执行器的一个或两个油口上。出口压力补偿器总是位于负载和阀之间,并保持从 A 或 B 到油箱的压差为常数。

出口压力补偿器有 16、25 和 32 等规格,采用常规锥阀结构型式。与此同时,这咱补偿器兼容了可控单向阀功能。由于它不存在泄漏,所以这种功能特别适应于垂直负载的要求。而且在系统中可不用另外配置旁路单向阀。另外,座阀阀芯很容易由相反方向的液流推开,使流量可在两个方向流动。

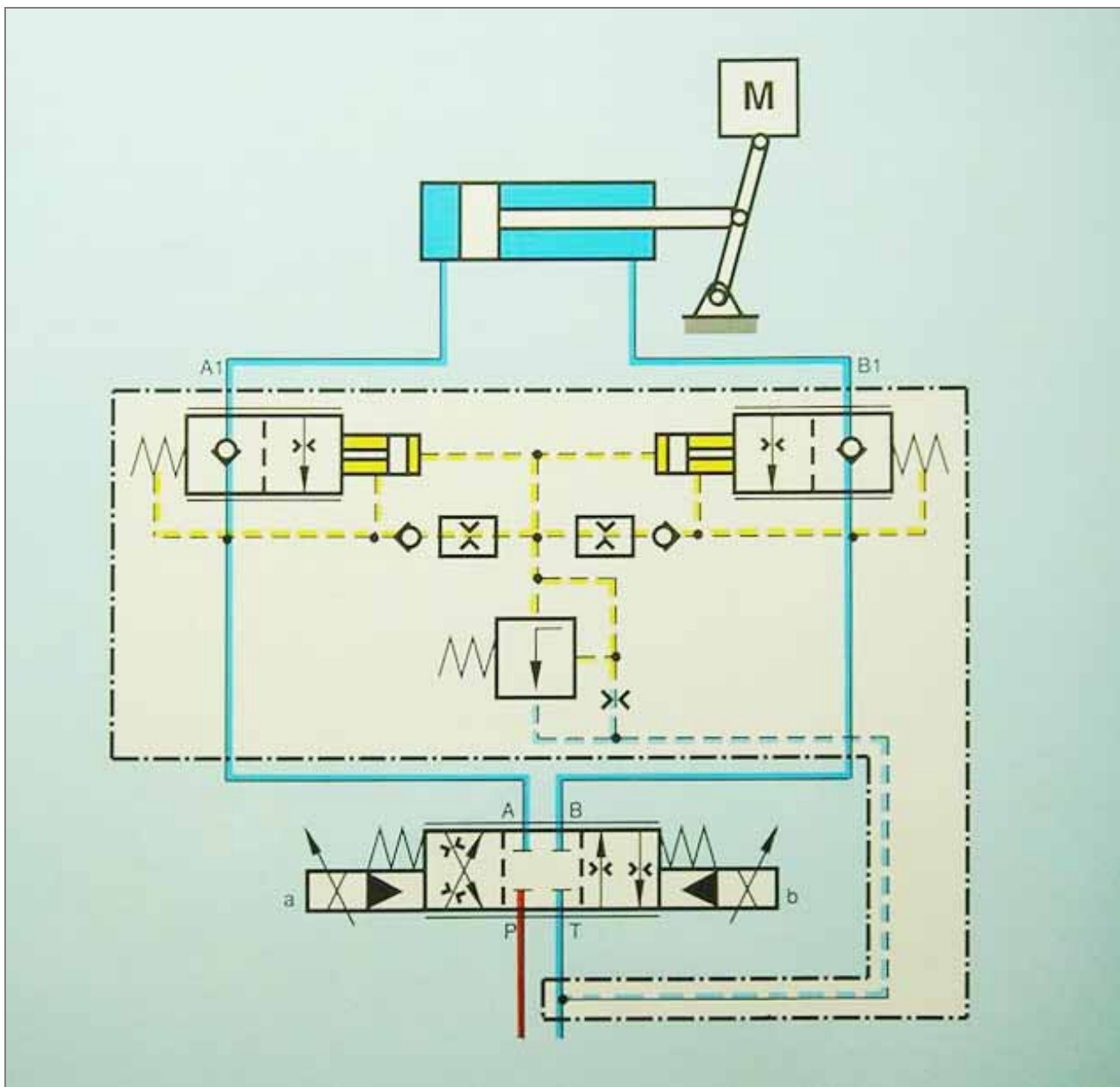


图 78. 锥阀式出口压力补偿器应用油路示例

5.1 用压力补偿器实现负载压力补偿

出口单向截止型压力补偿器的基本构件为壳体(1)、插装阀(2.1)和(2.2)及限压阀(3)。

流量的大小及方向由比例方向阀的设定值电位器给定。例如当油口A与泵相连时，压力油通过插装阀(2.1)通向负载。插装阀这是只起单向阀作用。与此同时，从泵出口来的控制油，流经作为负载补偿流量调节器的开启控制阀芯(4.1)进到容腔(5)。这一控制油在限压阀前形成一个压力，它通过控制阀芯(4.2)的小孔(6)和(7)作用到开启控制阀芯(4.2)的B端。

此外，限压阀的出口与T口相连，控制阀芯(4.2)克服在弹簧腔(9)中的负载压力(最大为315bar)，把卸载锥阀(8)打开。同时卸载锥阀(8)截断了弹簧腔(9)与负载压力的通路。在弹簧腔(9)中，通过卸载锥阀(8)使其压力与比例方向阀前的B通道中的压力一致，这个压力还作用于液压缸环形腔一侧和开启控制阀芯(4.2)的端面上。

由此，从B口径比例方向阀到T口的压力降为常数。这个压力降由控制阀口(10)调节，数值上等于容腔(11)的压力减去弹簧力(12)的相应压力。弹簧(13)的作用力是很小的。

当通过比例方向阀把油口B和油泵相连时，在A通道中的插装阀组(2.1)的功能与前述相似。

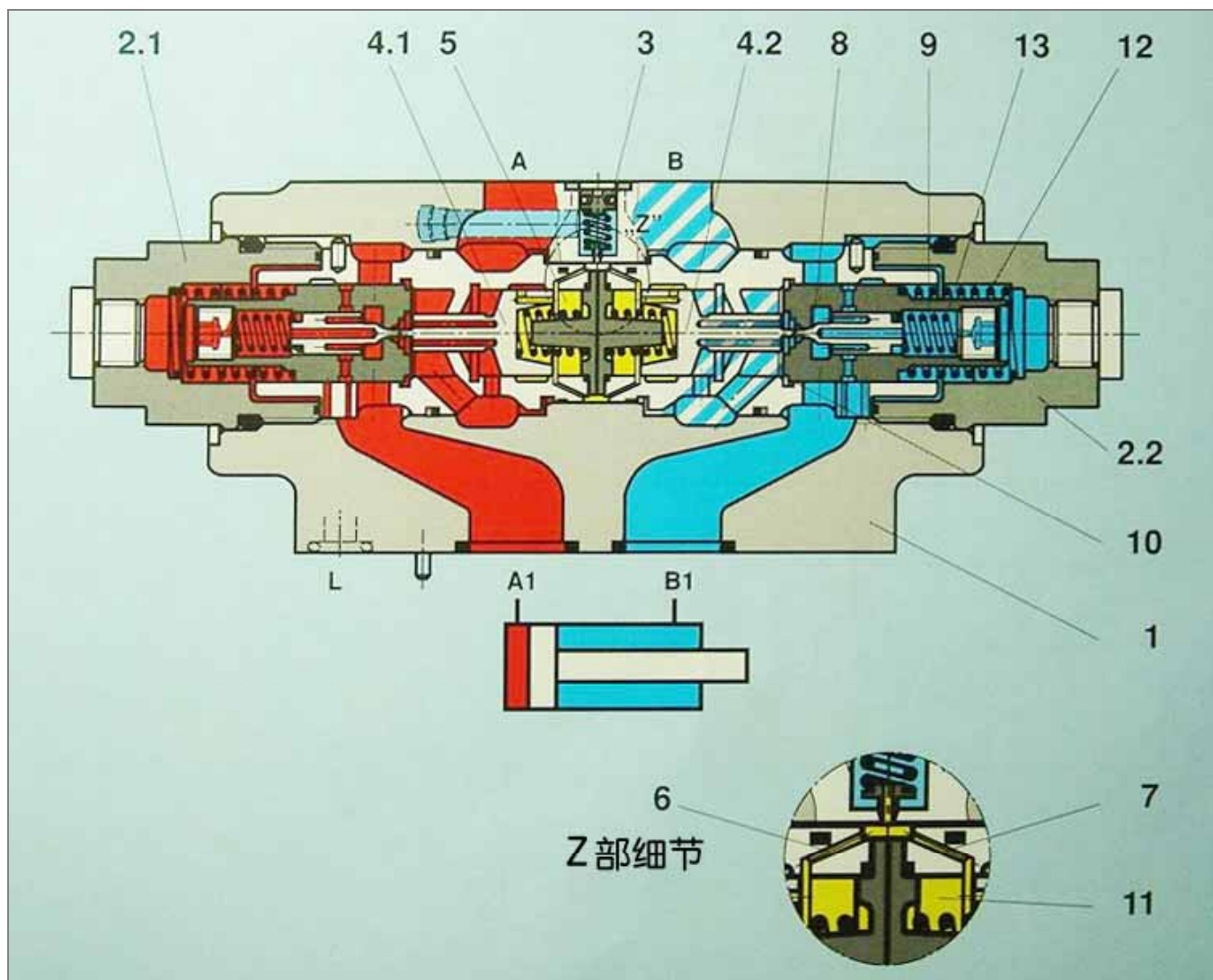


图 79. 锥阀式出口单向截止型压力补偿器剖面图

利用压力补偿器实现负载压力补偿

注意：对于不同面积比的油缸系统，使用出口截止型压力补偿器时，在油缸有杆侧存在增压的危险（请读者与出口流量控制阀的情况作比较）。如果要减弱增压的现象，建议使用前述带有制动阀的进口压力补偿器。

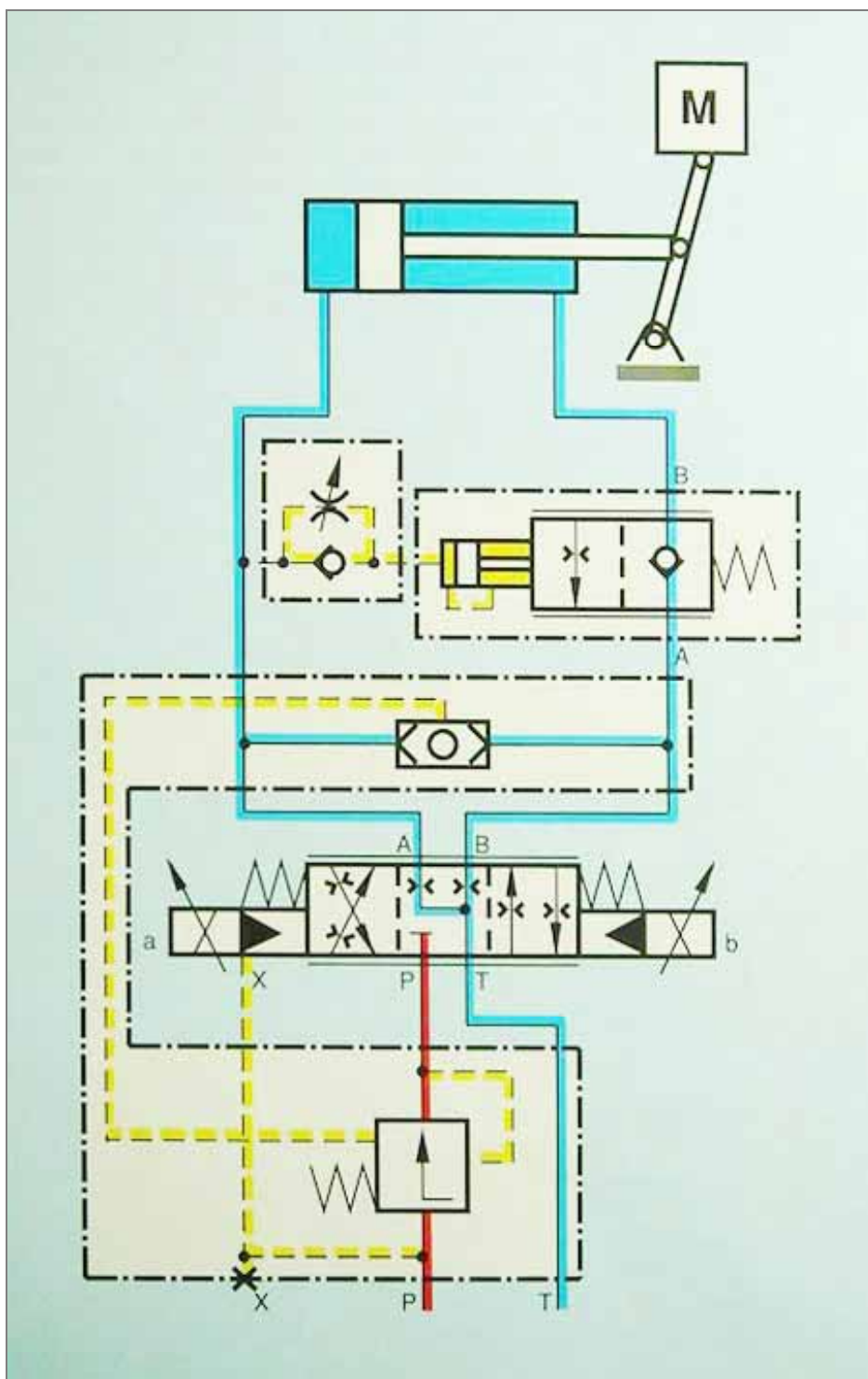


图 80. 带制动阀的进口压力补偿器

5.2 使用上的限制及油路构成的可能性

哪些控制系统可以采用出口单向截止型压力补偿器？

在所有马达、双或单出杆油缸的控制系统中，都可使用这种压力补偿器。其中单出杆油缸采用此类补偿器时，在油缸的有杆侧会出现增压现象。

哪些开环控制系统不能采用出口单向截止型压力补偿器？

如要避免在油缸的环形侧容腔中产生压力增大，必须使用进口压力补偿器。B 端的单向截止调速阀起制动阀作用（见图 80）。

差动回路（见图 81）不能采用出口截止型压力补偿

在油缸外伸行程中，最大制动压力与泵压相对应，这一般是足够的。

在控制柱塞缸时（图 82），上升需用进口压力补偿器，下降则需用出口截止型压力补偿器。

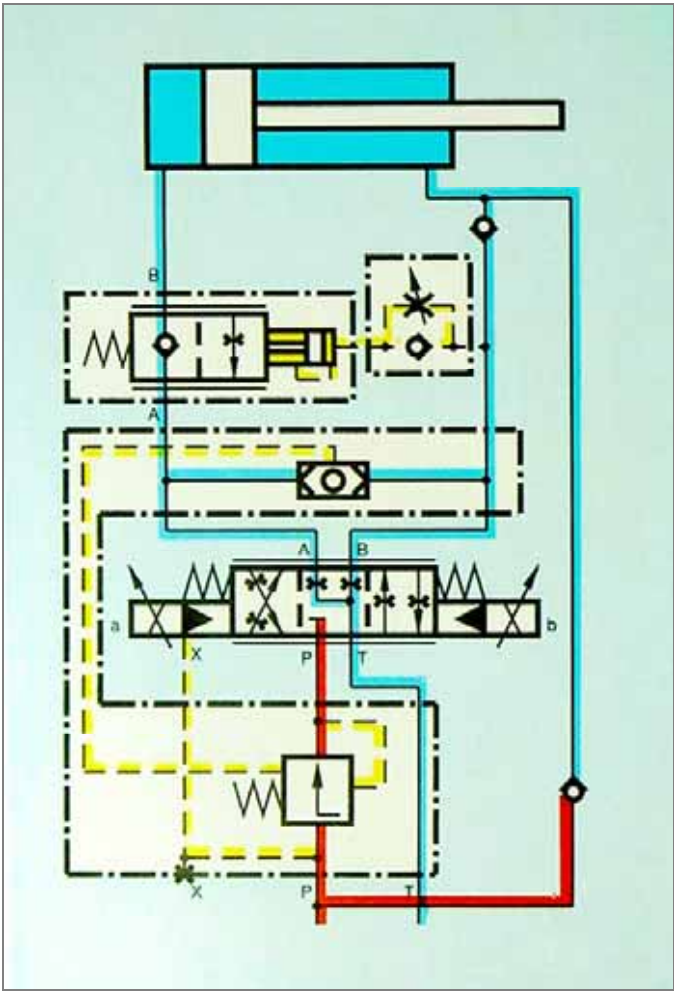


图 81.使用进口压力补偿器后形成的差动回路

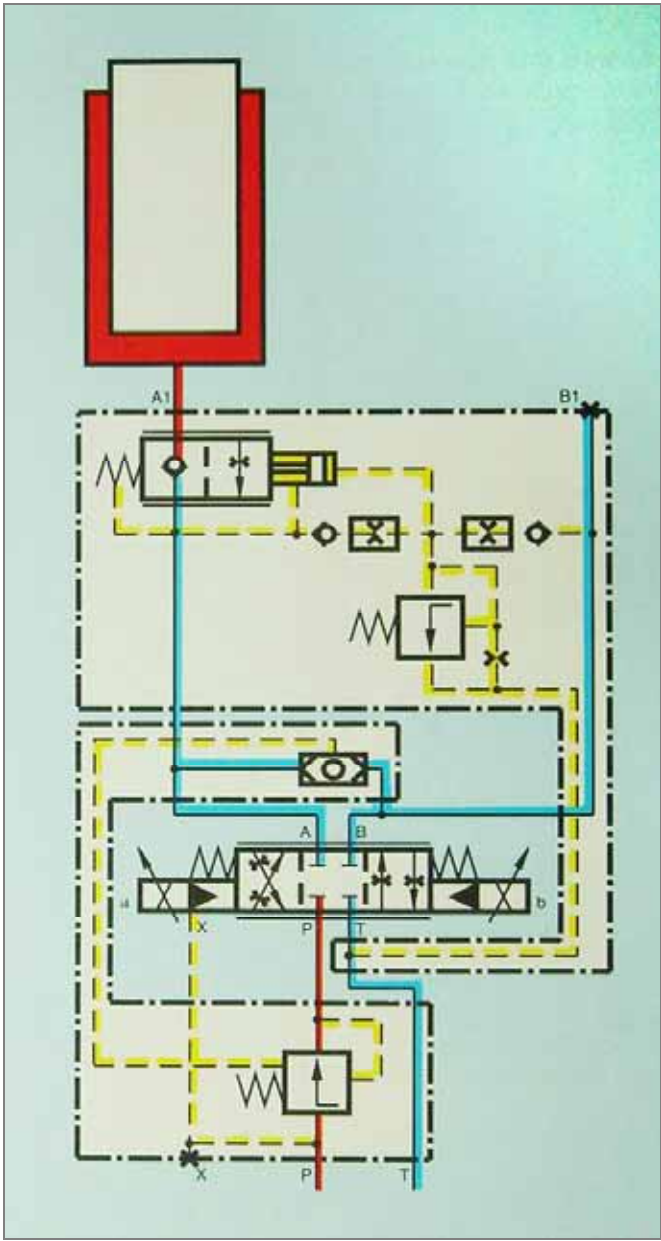


图 82.使用出口压力补偿器与单向阀控制柱塞缸

器，而应采用进口压力补偿器。

5.3 减压型二通压力补偿器

对于大流量阀，负载压力补偿可用带减压阀功能的（DR）或溢流阀功能的（DB）二通插装阀来实现。

带有减压阀功能的二通插装阀，总是安装在沿液流的节流阀之前，使节流阀前后的压差保持为常数。

二通插装阀的控制阀口在装置中起负载补偿器作用。

为使二通插装阀有足够的阻尼，一般在阀盖上装一个液阻。液阻过流断面的大小，根据阀的公称通经来确定。在各种使用情况下，二通插装阀有如下的优点：二通插装阀可无阻尼地打开，而又在阻尼器控制下关闭。因此在其控制回路中在端盖上配置了单向节流阀。

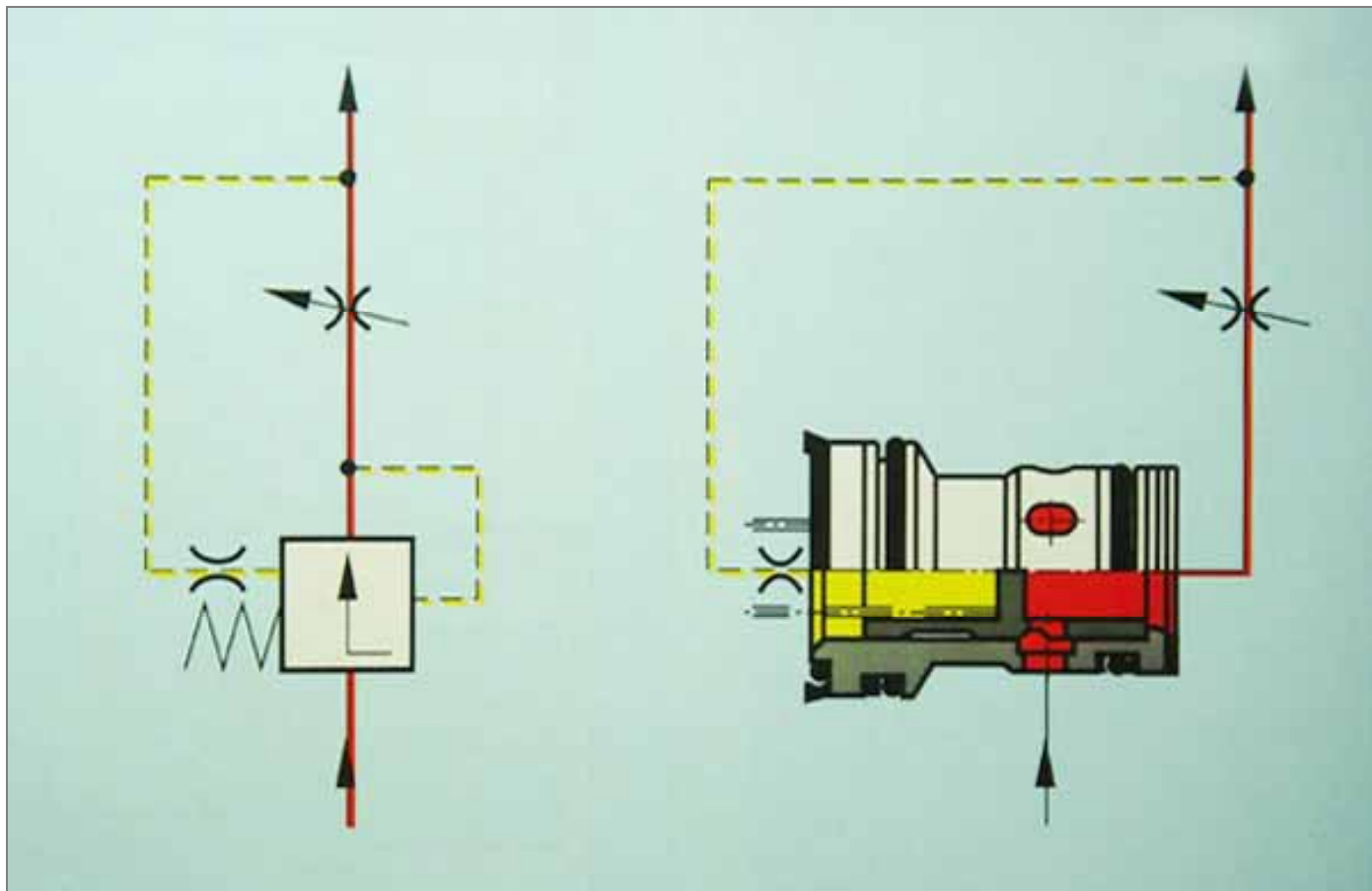


图 83.用二通插装阀进行负载压力补偿

6. 工程项目设计原则

6.1 油路举例

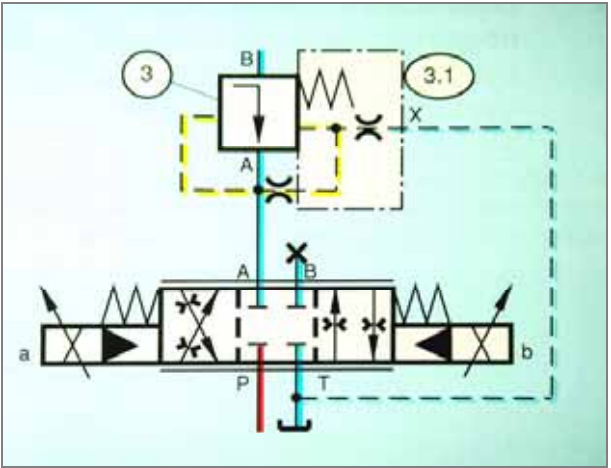


图 86. 二通压力补偿器装在出口， $\Delta p=15\sim18\text{bar}$

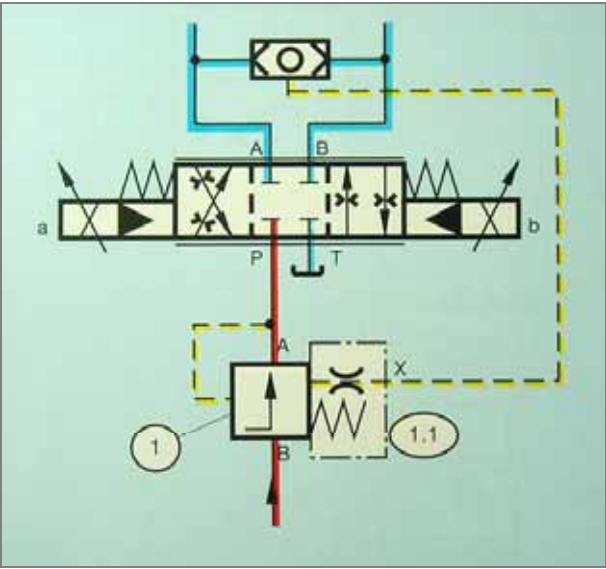


图 84. 二通压力补偿器装在进口， $\Delta p=8\text{bar}$

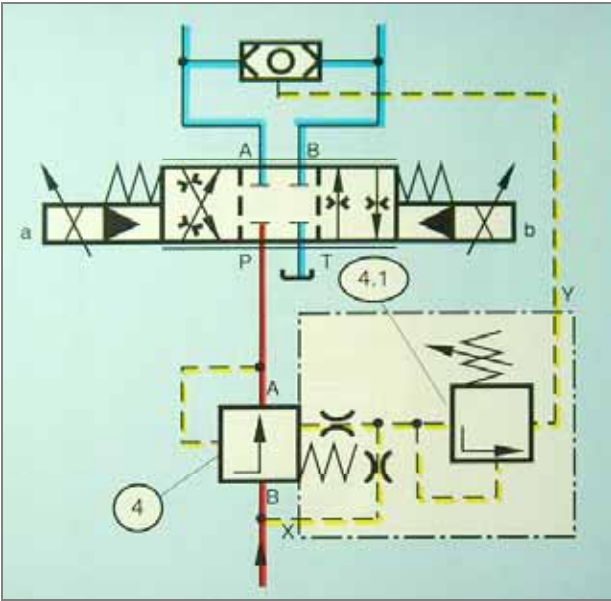


图 87. 二通压力补偿器装在进口， $\Delta p=\text{可调}$

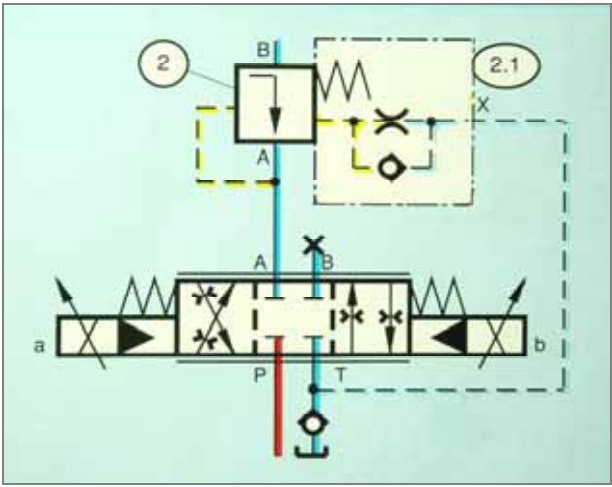


图 85. 二通压力补偿器装在出口， $\Delta p=8\text{bar}$

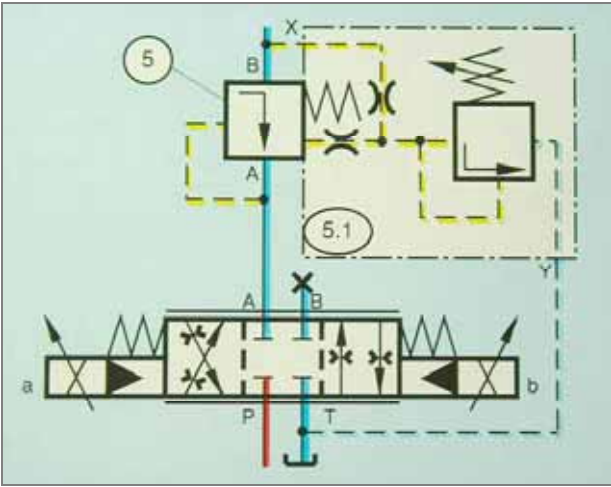


图 88. 二通压力补偿器装在出口， $\Delta p=\text{可调}$

6.2 采用逻辑元件，非差动连接时，液压缸和液压马达正向负载（阻力负载）和负向负载（超越负载）情况下的负载压力补偿

请注意：在液压缸面积比=2：1 时，比例方向阀也要用节流开口面积比 2：1 的主阀芯。

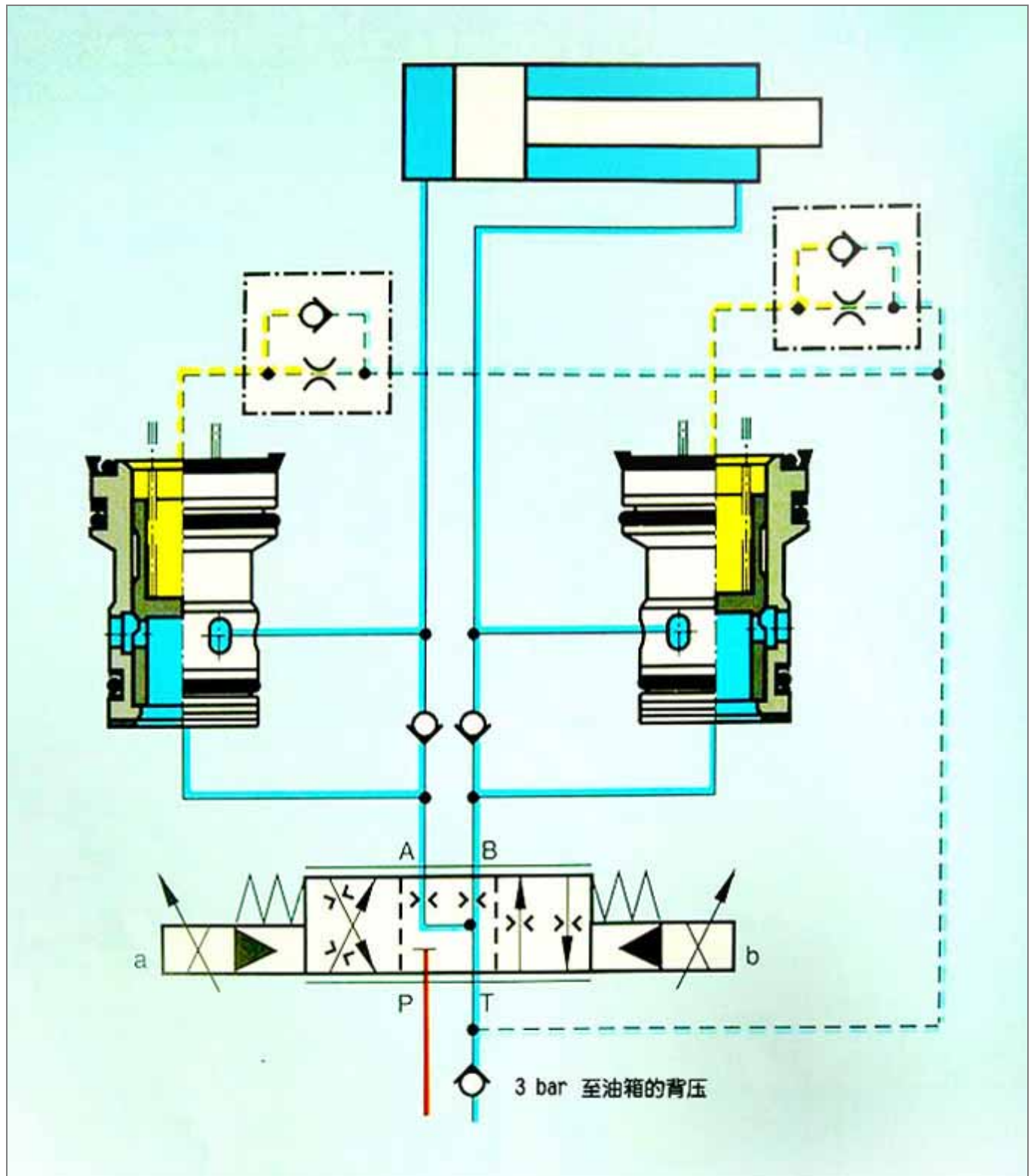


图 89.



7. 溢流型三通压力补偿器

起限压作用的插装阀采用无面积差的（在 B 通道中没有有效作用面积）滑阀式座阀结构，油路布置上总与节流阀并联。

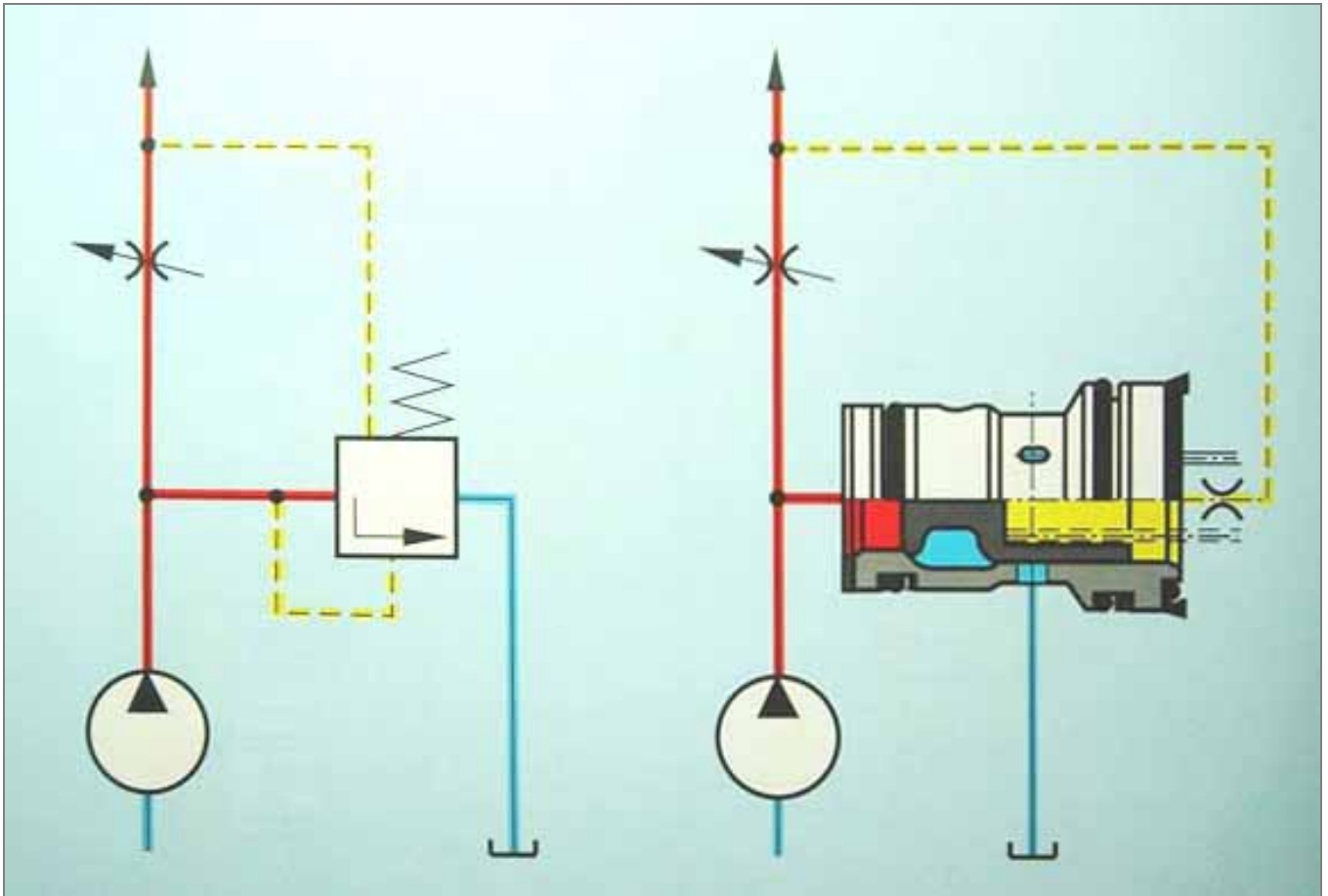


图 91.

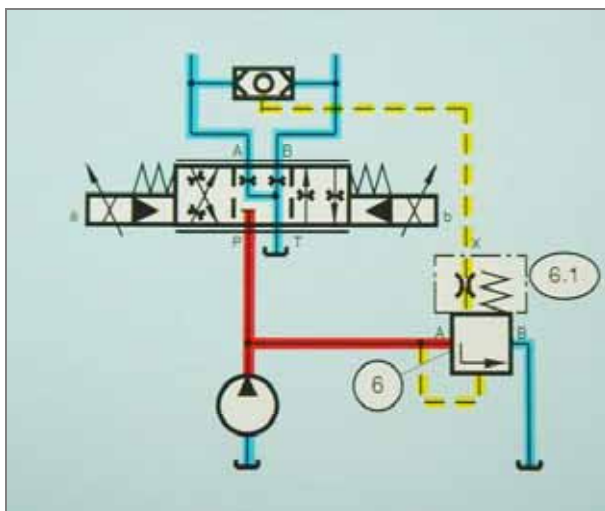


图 92. 三通压力补偿器， $\Delta p=8\text{bar}$

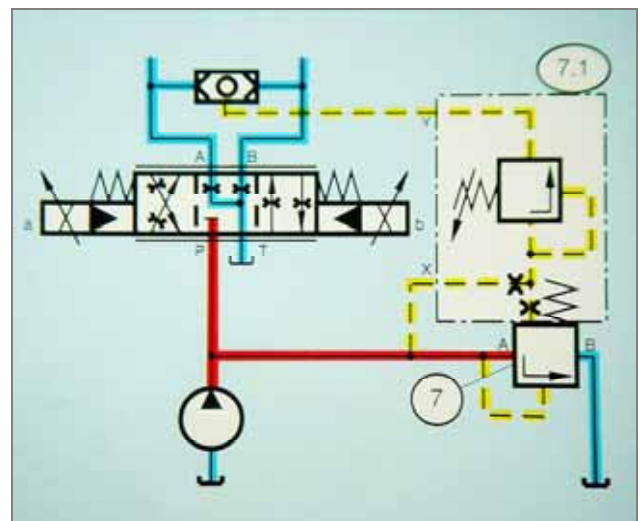


图 93. 三通压力补偿器， $\Delta p=\text{可调}$

图号	元件号	尺 寸					
		16	25	32	40	50	63
84	1	LC16DR80D6X	LC25DR80D6X	LC32DR80D6X	LC40DR80D6X	LC50DR80D6X	LC63DR80D6X
	1.1	LFA16D8-6X	LFA25D8-6X	LFA25D8-6X	LFA25D8-6X	LFA25D8-6X	LFA25D8-6X
85	2	LC16DR80D6X	LC25DR80D6X	LC32DR80D6X	LC40DR80D6X	LC50DR80D6X	LC63DR80D6X
	2.1	LFA16D17-6X	LFA25D17-6X	LFA32D17-6X	LFA40D17-6X	LFA50D17-6X	LFA63D17-6X
86	3	LC16DR80D6X/A07	LC25DR80D6X/A08	LC32DR80D6X/A08	LC40DR80D6X/A10	LC50DR80D6X/A12	LC63DR80D6X/A15
	3.1	LFA16D8-6X	LFA25D8-6X	LFA32D8-6X	LFA40D8-6X	LFA50D8-6X	LFA63D8-6X
87	4	LC16DR40D6X	LC25DR40D6X	LC32DR40D6X	LC40DR40D6X	LC50DR40D6X	LC63DR40D6X
	4.1	LFA16DB2-6X/050	LFA25DB2-6X/050	LFA32DB2-6X/050	LFA40DB2-6X/050	LFA50DB2-6X/050	LFA63DB2-6X/050
88	5	LC16DR40D6X	LC25DR40D6X	LC32DR40D6X	LC40DR40D6X	LC50DR40D6X	LC63DR40D6X
	5.1	LFA16DB2-6X/050	LFA25DB2-6X/050	LFA32DB2-6X/050	LFA40DB2-6X/050	LFA50DB2-6X/050	LFA63DB2-6X/050
92	6	LC16DB80D6X	LC25DB80D6X	LC32DB80D6X	LC40DB80D6X	LC50DB80D6X	LC63DB80D6X
	6.1	LFA16D8-6X	LFA25D8-6X	LFA32D8-6X	LFA40D8-6X	LFA50D8-6X	LFA63D8-6X
93	7	LC16DB40D6X	LC25DB40D6X	LC32DB40D6X	LC40DB40D6X	LC50DB40D6X	LC63DB40D6X
	7.1	LFA16DB2-6X/050	LFA25DB2-6X/050	LFA32DB2-6X/050	LFA40DB2-6X/050	LFA50DB2-6X/050	LFA63DB2-6X/050
94	8	LC16DB40D6X	LC25DB40D6X	LC32DB40D6X	LC40DB40D6X	LC50DB40D6X	LC63DB40D6X
	8.1	LFA16DBU2K...-6X/...	LFA25DBU2K...-6X/...	LFA32DBU2K...-6X/...	LFA40DBU2K...-6X/...	LFA50DBU2K...-6X/...	LFA63DBU2K...-6X/...
Qmax	8 bar	75L/min	150L/min	250L/min	500L/min	550L/min	850L/min
	Spring	for $\Delta p = 5\text{bar}$	for $\Delta p = 5\text{bar}$	for $\Delta p = 5\text{bar}$	for $\Delta p = 5\text{bar}$	for $\Delta p = 5\text{bar}$	for $\Delta p = 5\text{bar}$

表格 2

8. 二通插装阀的负载压力补偿

8.1 正确选用逻辑元件的名义尺寸的设计指导

当以减压阀功能的逻辑元件作为压力补偿器来调节流量时，不能搬用减压阀产品目录中给出的特性曲线。下面给出了在这种使用情况下的选择标准及其推论。

8.2 压力调节时的功率限制

在减压功能时弹簧腔的控制压力直接取自阀的出口（见图 95）。当弹簧力补偿了液动力的影响时，就达到了功率极限。在忽略瞬态液动力时，则得到如图 96 所示控制容积中液动力的轴向分量：

$$F_{ax} = \rho * Q * (\omega_E * \cos \alpha + \omega_A)$$

这里，

F_a = 力的轴向分量

ρ = 流体的密度

Q = 流量

ω_E = 入口流速

ω_A = 出口流速

α = 入口射流角

在这种情况下，用这个公式来计算 F_{ax} 存在很多问题。首先是 α 角的计算，该处控制阀口几何形状很复杂（钻孔加上精密油槽）。其次是出流速度 ω_A 的计算，由于液流从转向至流出控制腔的距离短，所以这些计算很难达到一定的精确度。

但实际确定 F_{ax} 却相当简单：

弹簧预压缩力 F_1 是已知的，如果 $F_{ax} > F_1$ ，则阀芯向关闭方向运动。这个转折点，可以通过减压阀的流量不再增大看出来，数值上可从与 ΔP 的函数关系上求得。

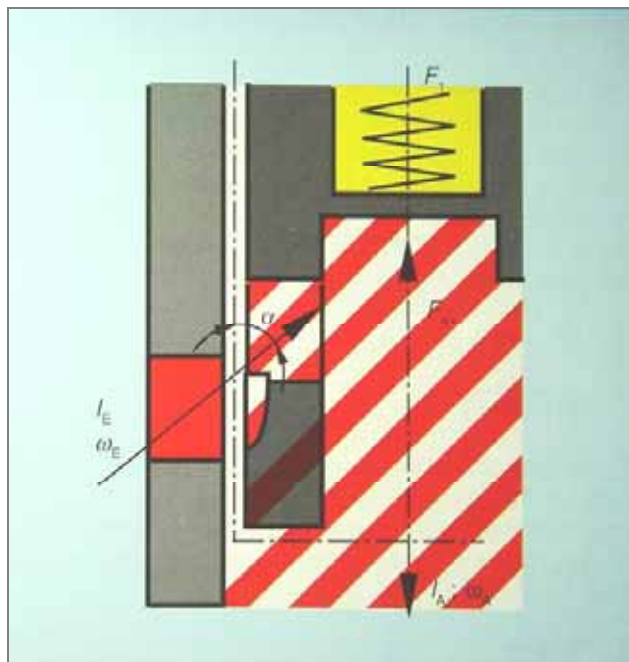


图 95.

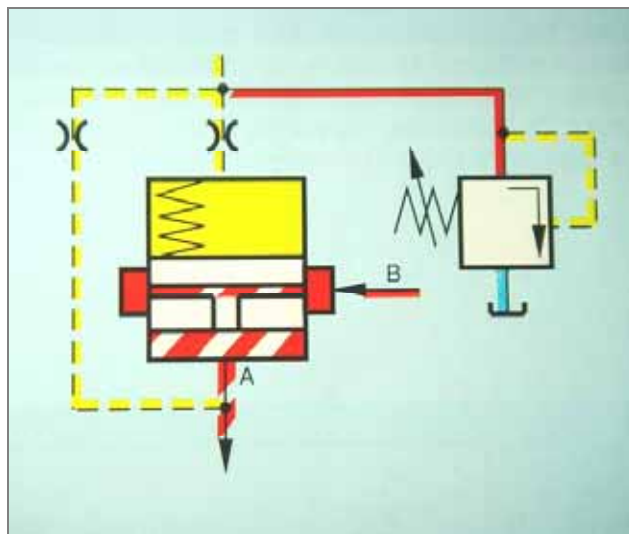


图 96

8.3 流量调节时的功率限制

当逻辑元件作为压力补偿器用于流量调节时，弹簧腔中的压力引自可调节流器（比例阀）之后（图 97）。当前述的液动力 F_{ax} ，可调节流器处的 Δp_{Bl} 和连接管路中可能的 Δp_L 的总和与弹簧力 F_1 相抵消时，就达到流量调节的功率极限。

$$F_1 = F_{ax} + \Delta p_{Bl} * A_K + \Delta p_L * A_K$$

F_1 为阀芯的作用面积

对于NG32 和NG40，前述关系见曲线 22 和 23。水平线代表同流量无关的弹簧预压力 F_1 与阀芯面积 A_K 之比，即为 ΔP 。

$$\frac{F_{ax}}{A_K} = \text{常量}$$

这些直线的末端是减压阀检测出的最大流量点，在这些点上，弹簧力已全部补偿了液动力。这些直线终点的连线就形成了函数：

$$\frac{F_{ax}}{A_K} = f(Q)$$

对每一根弹簧，在可调节流器和连接管路中，允许存在一固定的压差：

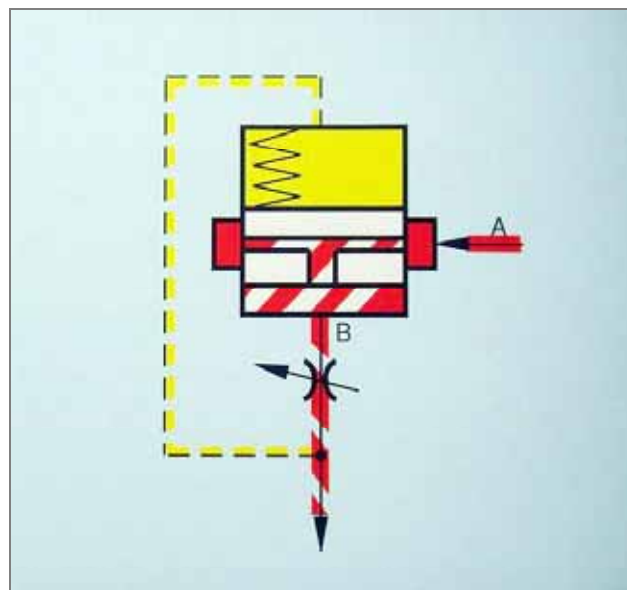
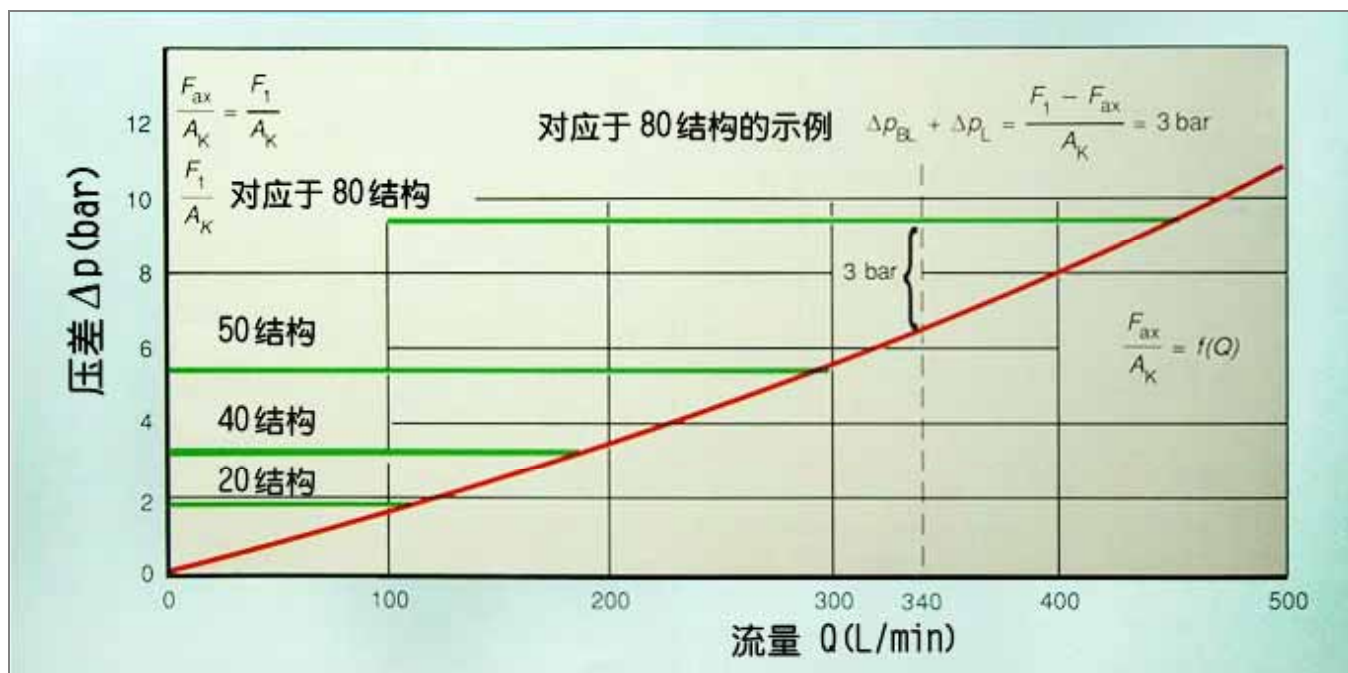


图 97

$$\Delta p_{Bl} + \Delta p_L = \frac{F_1 - F_{ax}}{A_K}$$

对于一定的流量，由两条曲线之间的距离读出此压差：

$$\frac{F_1}{A_K} = \text{常量} \quad \text{且} \quad \frac{F_{ax}}{A_K} = f(Q)$$



曲线 22. NG32（32 通径）二通插装阀的功率极限

8.4 示例

设有 $Q=340\text{ l/min}$ 的控制装置需用减压型逻辑元件进行负载压力补偿，试选用合适的逻辑元件。现初选用 4WRZ32Z 360 型阀，也就是说，阀的总压降为 10bar 时， Q 为 360L/min，因此 $Q=340\text{ L/min}$ 时，每个控制边 ΔP 为 5bar。而控制边上所需的 ΔP 为：

$$Q = Q_N * \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_N}}$$

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{Q_N} \right)^2 * \Delta p_N$$

$$\Delta p = \left(\frac{340}{360} \right)^2 * 5 = 4.45\text{ bar} \approx 5\text{ bar}$$

这里，

Q_N = 阀的公称流量

Δp_N = 阀的公称 Δp

Δp = 需要的流量值

根据特性曲线就可正确地选择逻辑元件。对 LC32DR 型逻辑元件，阀在 340 L/min 流量时，可利用的压差仅为 3bar，这就是说，阀的 ΔP 太小，不能保证所需的流量。

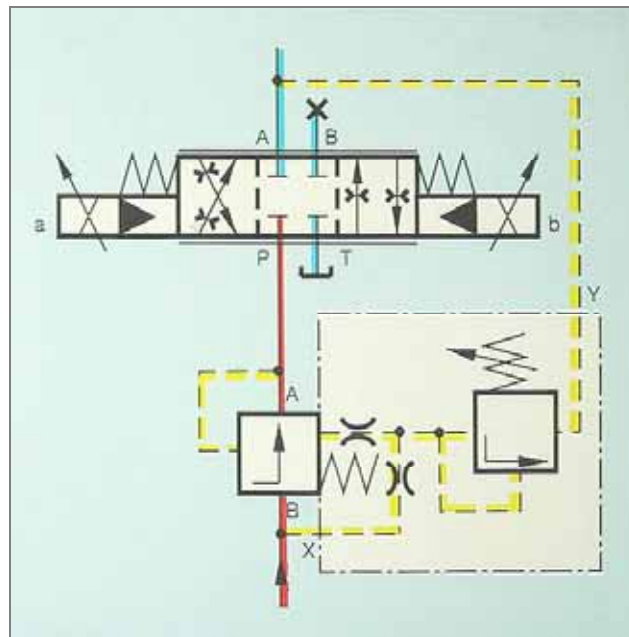
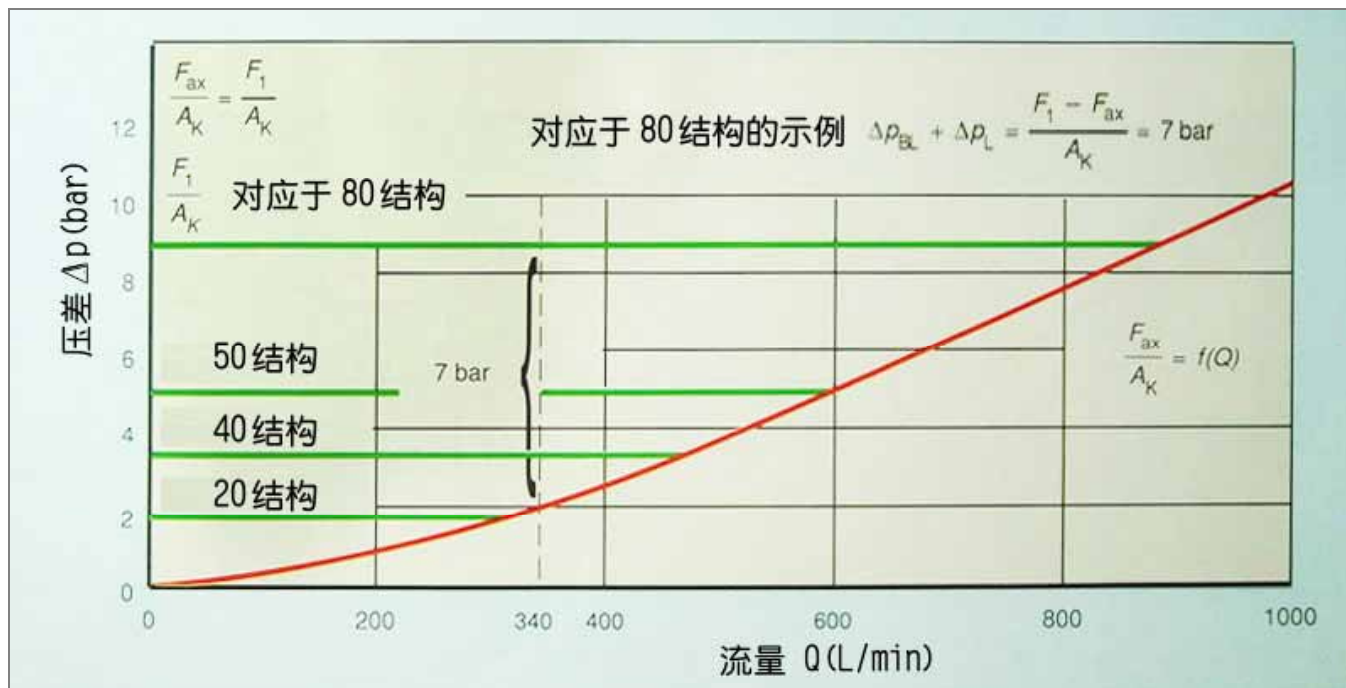


图 98

为了解决这个问题，首先可以通过改变油路方案来提高 ΔP (图 98)。其次当然也可选用 LC32DR40 规格(配 4 bar 的弹簧)的阀。

另一种可选的方案是用较大规格的逻辑元件，如 LC40DR80。它在 $Q=340\text{ L/min}$ 时在阀节流口上允许压差达 7bar。



曲线 23. NG40 (40 通径) 二通插装阀的功率极限

备注

比例阀用电控制器

威尔伯特-辛克尔

1. 定义及解释

这一章将首先从概念，功能及方块图等方面，说明比例阀用电控制器的最重要部件。这对于那些至今还没有或很少掌握此类知识的人将有所裨益。

1.1 斜坡发生器

以一个阶跃设定值作为输入信号，斜坡发生器（图 99）产生一个缓慢上升或下降的输出信号。输出信号的变化时间可通过电位器调节。

在输入阶段信号情况下，由于电容 C 充电的阻滞现象，可使输出电压缓慢而连续地变化，斜坡发生器的作用原理即以此为基础。

调节可变电阻 R 能改变输出电压变化的斜率，也就是决定电容 C 的充电速度（图 100）。斜坡预调时间是与 100% 的设定输入电信号（输入阶段信号）有关。

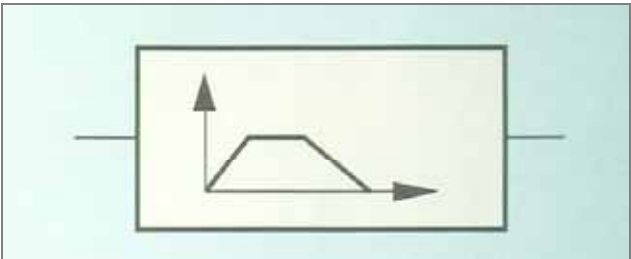


图 99. 斜坡信号发生器的回路图

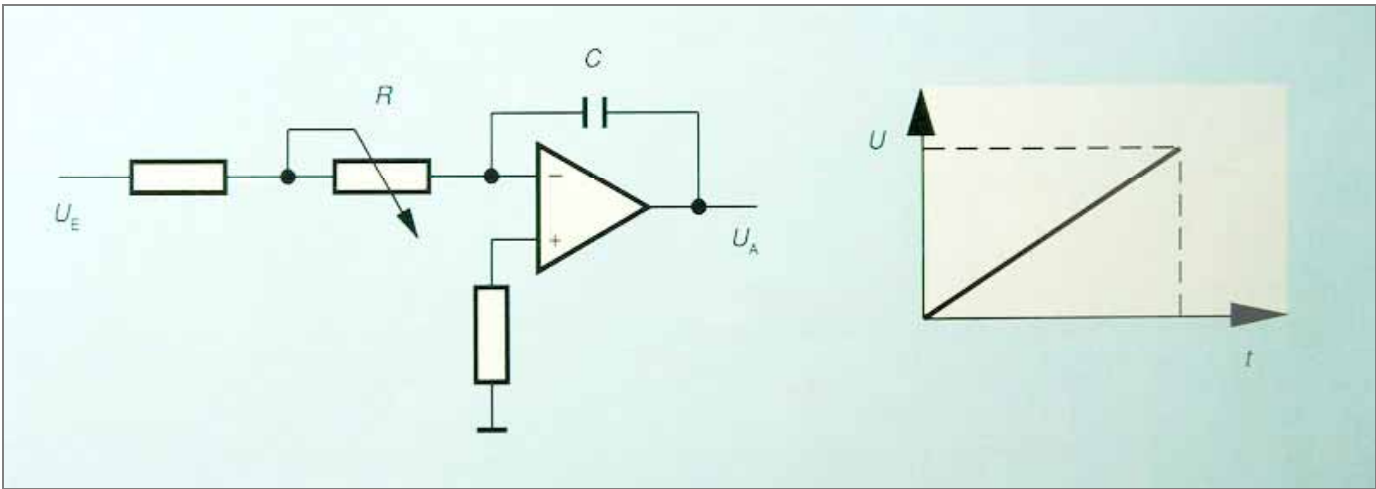
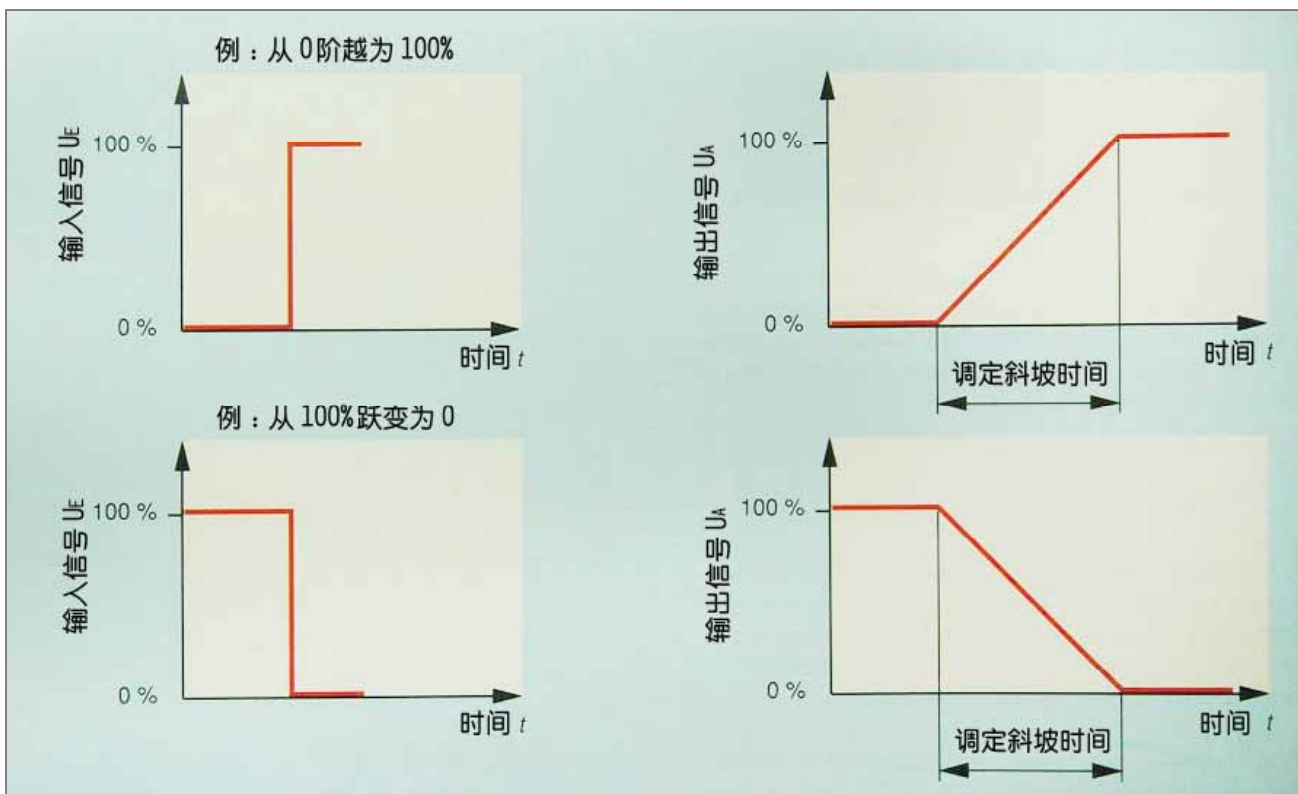


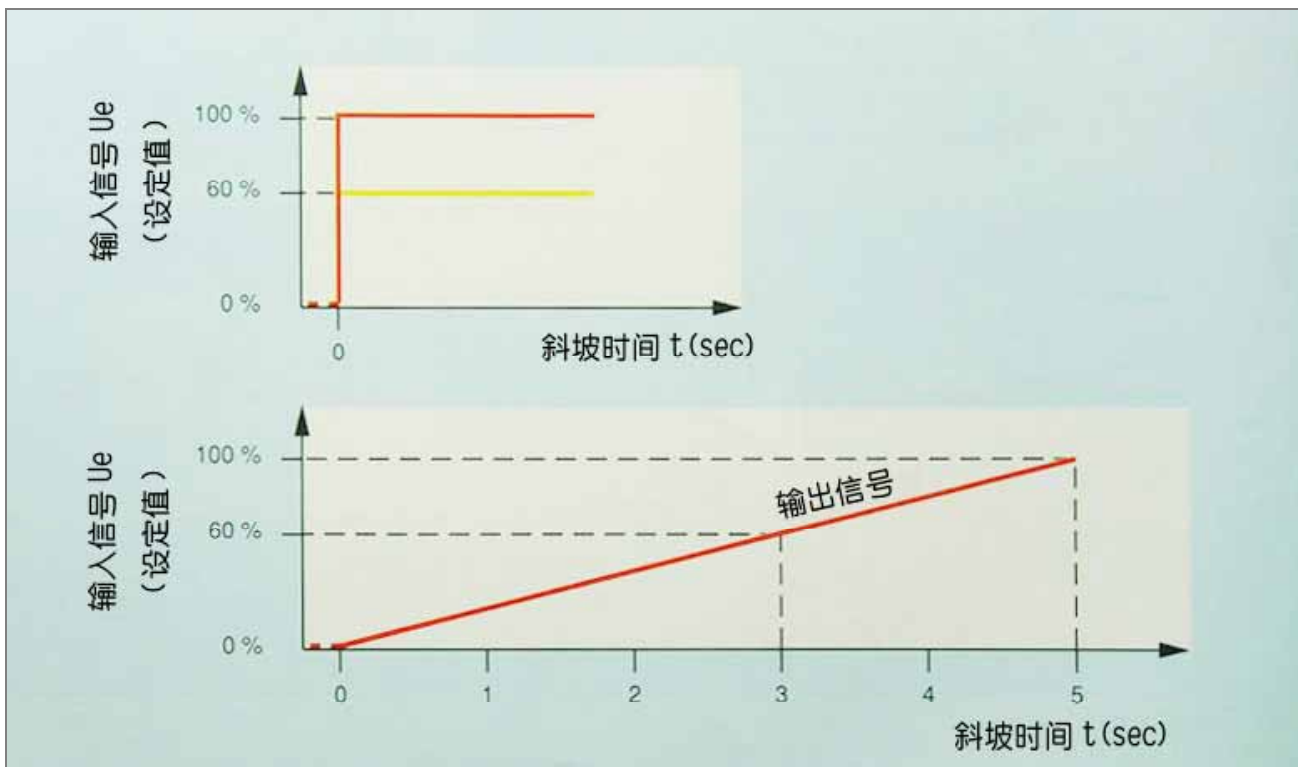
图 100. 斜坡信号发生器

1.1.1 示例

假定对应于 100%额定值的设定值，预调最大斜坡时间为 5 秒，若仅将设定值预调为 60%额定值，则达到设定值的时间约为 3 秒。



曲线 24. 阶跃信号，斜坡时间



曲线 25. 斜坡时间与输入信号的关系

1.2 脉宽调制的功率输出级

设定值电压在放大器功率输出级被转换成电磁铁电流。为了尽可能减少放大器功率输出级的功率损失，以及

电路板的热负荷，对电磁铁电流进行了脉宽调制处理。
脉宽调制信号根据不同型号的阀来确定脉冲频率。
供给电磁铁的电流，将随末级功放开通和关闭持续时间的比例而变化。

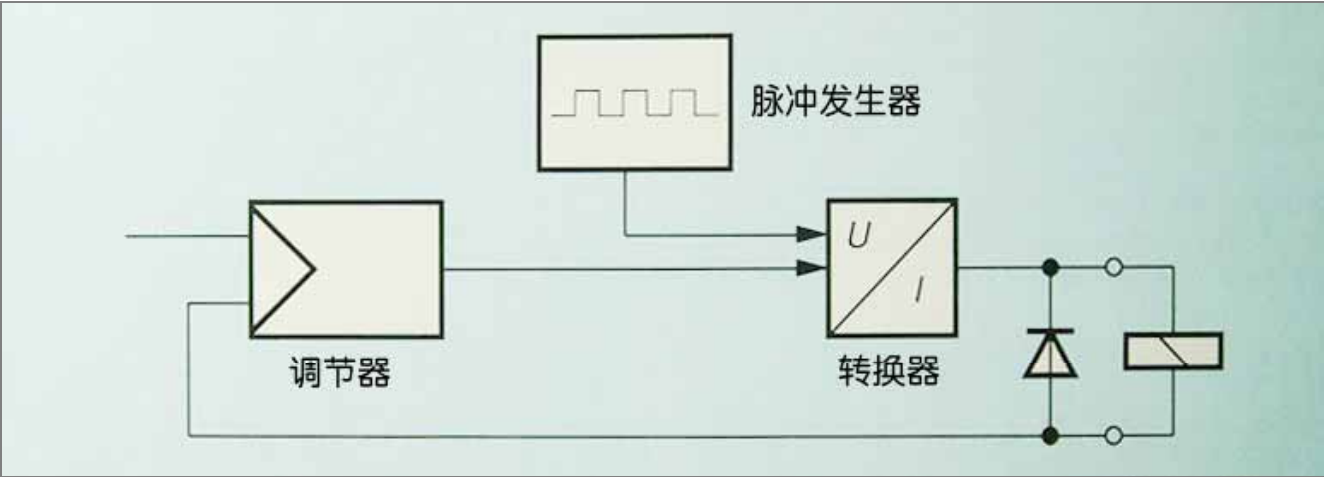


图 101. 脉宽调制的功率输出级

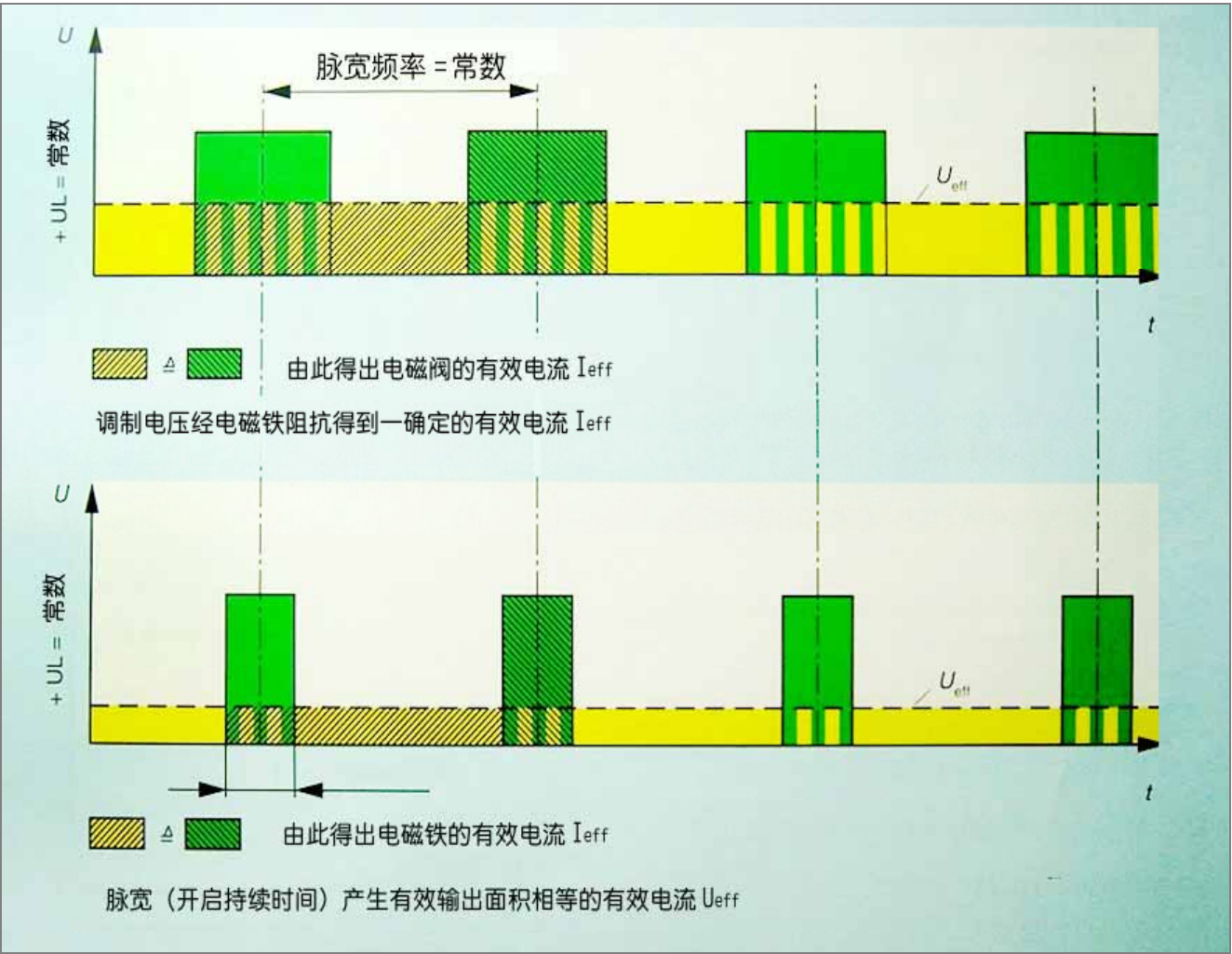


图 102. 脉宽调制功率输出级的全调制（上）和部分调制（下）

1.3 电源电压

所有比例放大器插板的电源电压可如曲线 26 所示。
为了提高供电的接触可靠性，设置了两个接线柱备用（图 103）。

1.3.1 示例

曲线 27 以单项全波整流为例，给出了放大器插板上的电压变化曲线。
第一阶段从电网电压变换到指定值电压，即从 200V 交流电变换到 24V 直流电，再输给放大器插板。
第二阶段对输入电压进行滤波。
第三阶段把滤波后的电压变换成 18V 稳定电压。通过选择新的参考点 MO，得到以此 MO 为基准零点的±9V 稳定电压。

1.3.2 所有放大器使用的必须注意

- 放大器只能在不带电状态下拔插头。
- 用直流档测量。
- MO 是比电源电压 0V 高出±9V 的测量零点。
- 测量零点 MO 不得与电源电压的 0V 相连接。
- 电感式位移传感器的接地端不得与电源电压的 0V 相连接。
- 与各种无线电设备必须至少相距一米。
- 只能用电流小于 1mA 的接触器触点进行设定值的切换。
- 设定值和电感式位移传感器的导线必须屏蔽。屏蔽线的一端开路，另一端接至供电压为 0V 的插板端头。

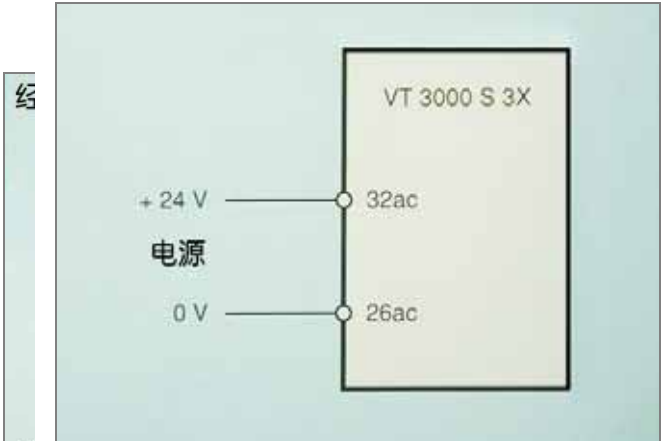
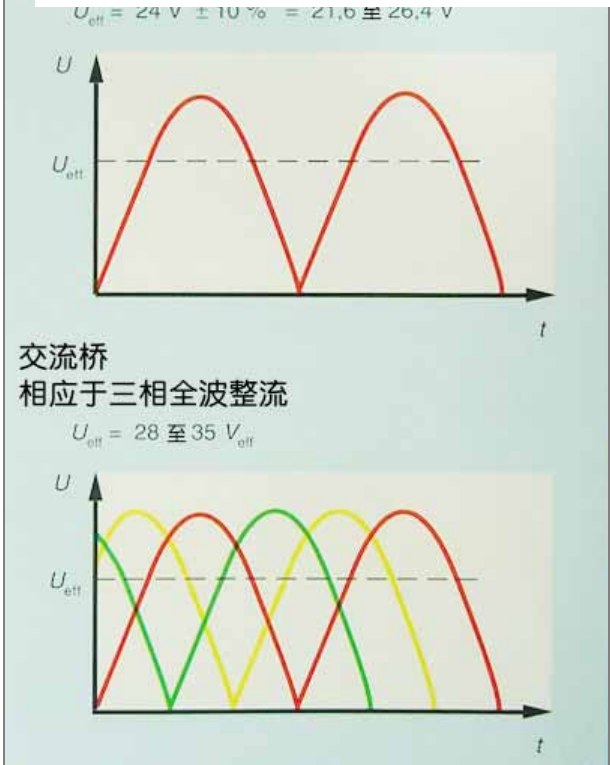
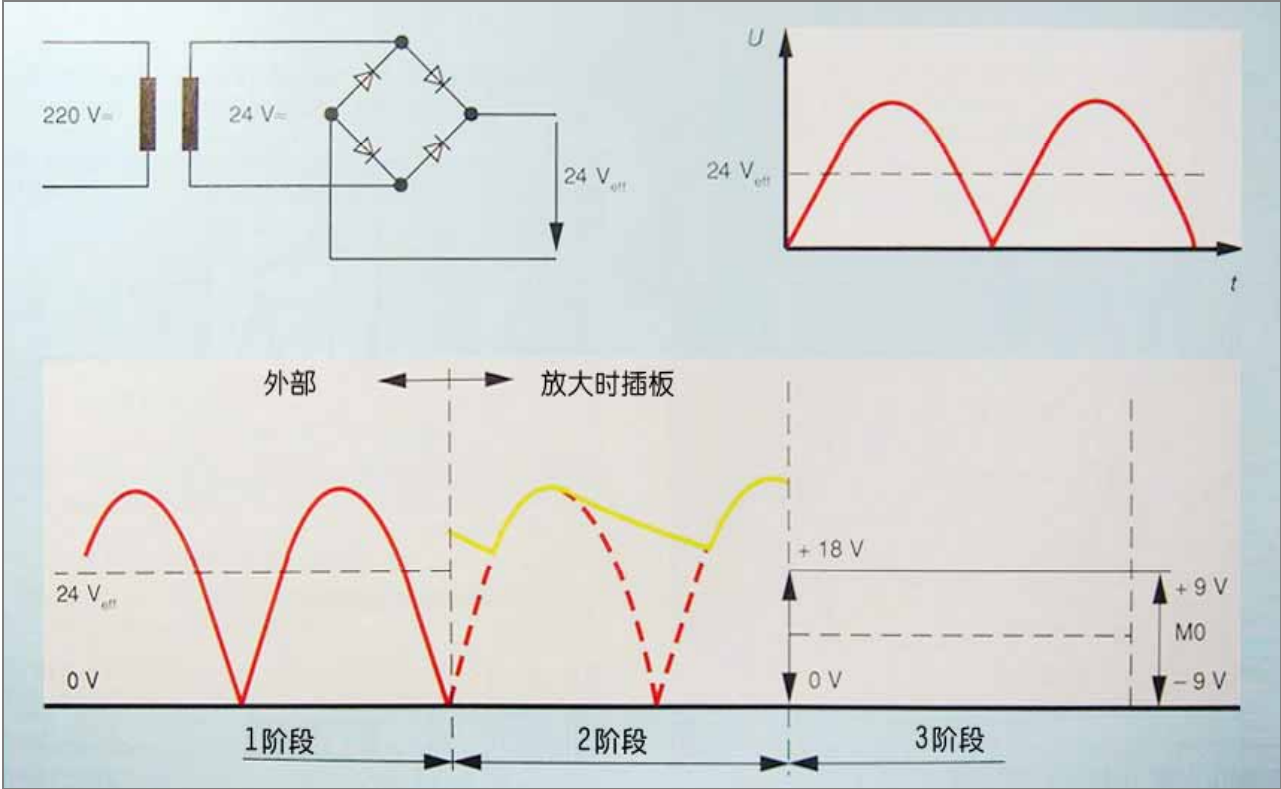


图 103.



曲线 26. 电源电压

- 电磁铁导线不应靠近动力线铺设。
- 使用的内部继电器，必须使用 24V 的接触电压。



曲线 27. 单相全波整流

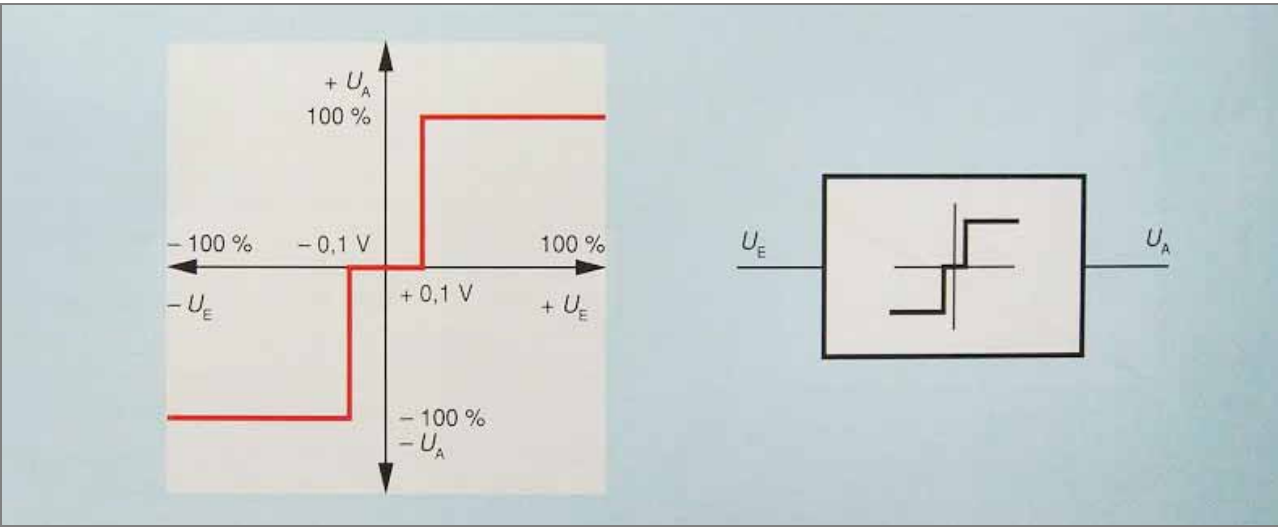
1.4 电缆故障监测

电缆故障监测用于探测位移传感器连线的通断状况。在有故障的情况下，即位移传感器连接电缆的三根芯线之一出现了故障，就会使电磁铁 A 和 B 失电，阀因电缆故障而回到中位。

1.5 阶跃函数发生器

阶跃函数发生器在设定值电压大于 100mv 时产生一个恒定的输出信号，在设定值电压小于 100mv 时输出信号为 0v。

阶跃函数发生器输出一个阶跃电流信号给电磁铁，该阶跃电流用于迅速克服比例阀的正遮盖。



曲线 28. 阶跃函数发生器

1.6 比例放大器的调节器

比例放大调节器专门用以优化各类阀的性能。这种调节器给出一个由设定值和反馈值之差所确定的输出信号，由它控制脉宽调制的放大器输出级。

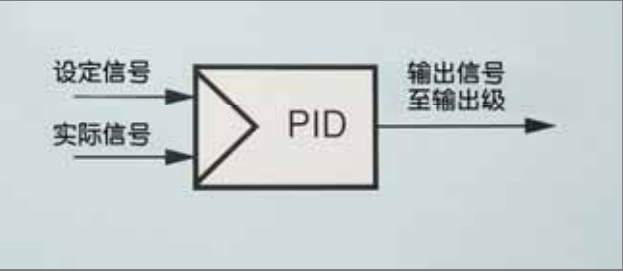


图 104. PID 调节器

1.7 加法器

比例放大器的加法器使两个电压相加，并对加和信号进行反向。

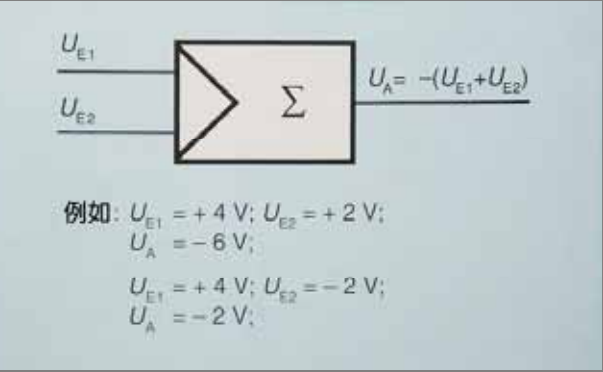


图 105. 加法器

比例放大器的反向器使加上的给定电压反向。

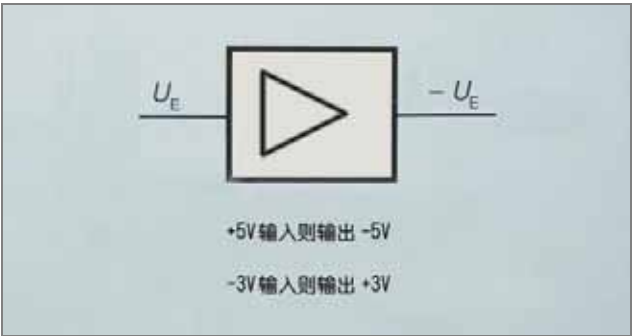


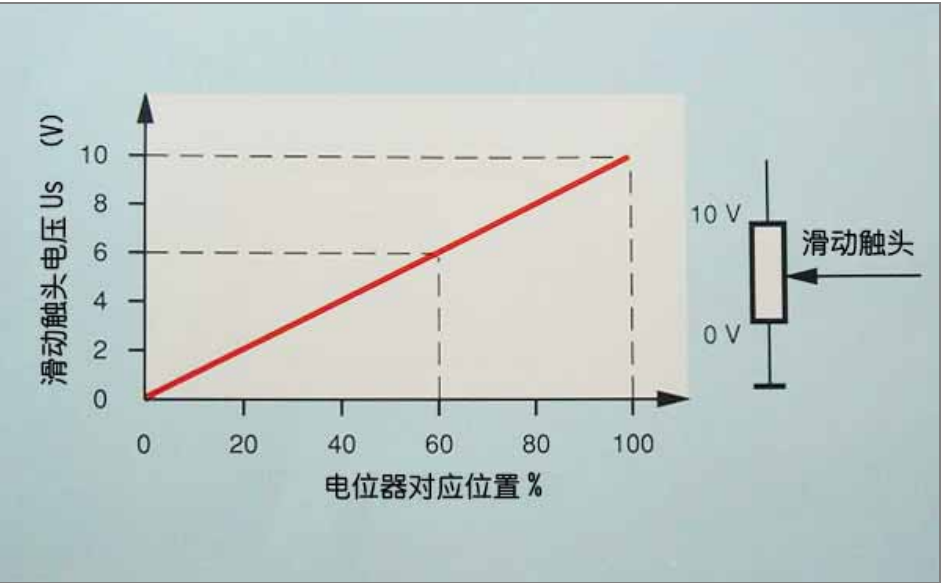
图 106. 反相器

1.9 电位器

电位器两端的电压分别为 0v 和 10v。移动触头可取出 0~10v 之间的任意值。

1.9.1 示例

当触头移至电位器的 60%位置时，触头上可得到 6v 电压。



曲线 29. 电位器

1.8 反向器

1.10 初始电流

初始电流加到电磁铁上。当插上放大器的电源且阀与放大器接通，就存在电磁铁的初始电流。它用来维持脉冲频率、电磁铁的预磁化，以及使阀的电磁铁在设定值输入时，由其起始位置迅速启动。

1.11 装在阀上的电感式位移传感器

电感式位移传感器用于阀芯行程的非接触式检测。

电感式位移传感器，由一个圆柱形接收壳体 and 完全浸于壳体内油液中的一段铁芯测量杆组成。

接收器由两个连接成电感半桥的线圈构成。

供给电感式位移传感器的载波频率是 2.5KHZ。对应于测量杆的每个位置，输出信号中的载波频率幅值各不相同。测量杆的移动使线圈的电感发生变化。

电感的变化又引起交流阻抗变化，并引起载频输出幅值的改变。

若检测铁芯出于中位，则得出输出振幅 U_s 。若检测铁芯偏移，则得出输出振幅将向 U_{s1} 及 U_{s2} 移动（曲线 30）。

解调器将输出幅值的高度转化为相应的直流电压信号。

2. 比例阀用比例放大器

适用于各类不同比例阀的电放大器插板，已发展成 100×160mm 的欧洲规格，并已实现标准化。一定用途的比例阀配置相应的电放大器插板，已达到最佳匹配和最理想的结果。

比例放大器可以划分为两类：

- 不带电反馈的比例放大器（配力调节型比例电磁铁）。
- 带比例阀阀芯行程电反馈的比例放大器（配位移调节型比例电磁铁）。

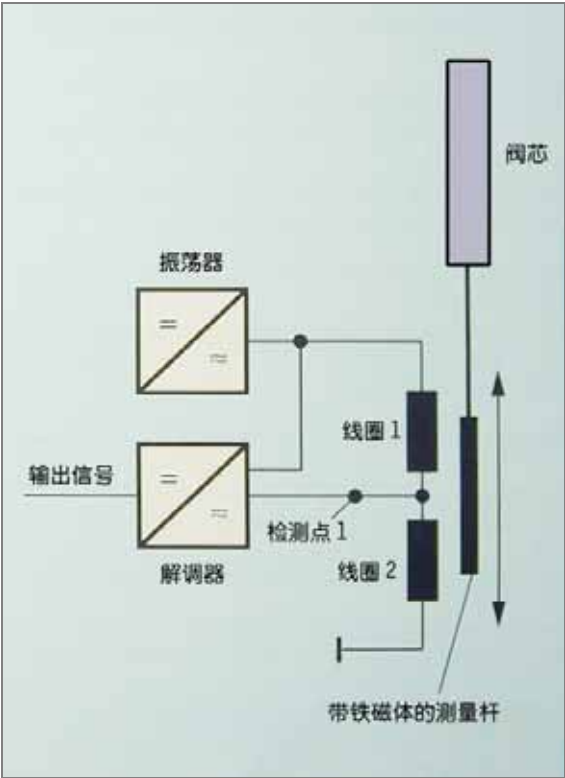
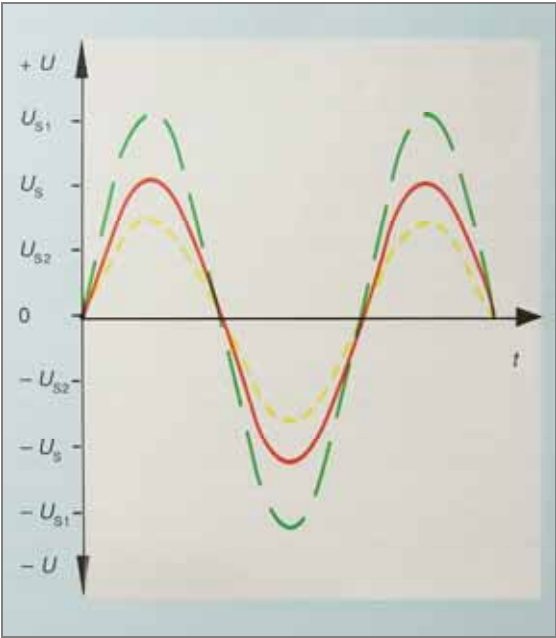


图 107. 电感式位移传感器原理图



曲线 30. 图 107 中检测点 1 所测出的电压幅值

3. 不带电反馈的比例放大器

3.1 比例压力阀用比例放大器

下面根据方块图来说明比例放大器的功能。

电源电压接于 24ac(+)和 18ac(0V)。

电源电压经放大器插板整流滤波后，产生 $\pm 9V$ 稳定电压。

$\pm 9V$ 稳定电压用于：

a) 为外部及内部的电位器供电，10ac 接+9V，16ac 接-9V。

b) 为供应内部的运算放大器供电。

放大器插板上的电位器 R2 用于调节设定值。为了解 R2 上的设定值，必须把 $\pm 9V$ 稳定电压接入设定值输入端子 12ac。

电位器 R2 调定的设定值电压输给斜坡发生器 (2)。斜坡发生器 (2) 把阶跃信号变换成缓慢上升或下降的输出信号。输出信号上升的斜率，即其随时间的变化率，可通过电位器 R3 (上升斜坡) 和电位器 R4 (下降斜坡) 调节。

列出的最大斜坡时间 5 秒只能在满电压量程时 (0V ~ +6V，在设定值测试孔测量) 得到。输入口的+9V 设定值电压，在设定值测试孔给出+6V 电压。

斜坡发生器的输出信号输给脉冲调制的输出末级 (3)，同样，电位器 R1 的电压信号也输到 (3)。通过电位器 R1，可调节比例电磁铁的初始电流。输出末级用以控制比例电磁铁的最大电流为 800mA。流过比例电磁铁的电流可在测试孔 X₂ 以直流电压测得 (1mV=1mA)。

3.1.1 比例放大器上的测量点

用直流电压档测量的注意事项：

1) +24V 电源电压在接线柱 24ac 和 18ac 测量。

2) +9V 稳定电压测量

+9V 10ac 对 14ac

-9V 16ac 对 14ac

3) 0-+6V 设定值电压在设定值测试孔 X₁ 测量。

4) 0-800mA 电磁铁电流在测试孔 X₂ (1V=1A) 测量。

3.1.2 控制示例

— 通过用继电器导通的电位器遥控调节

— 通过差值输入遥控调节

— 上升和下降斜坡可在外部切除。



图 108. VT2000 S4X 型比例放大器

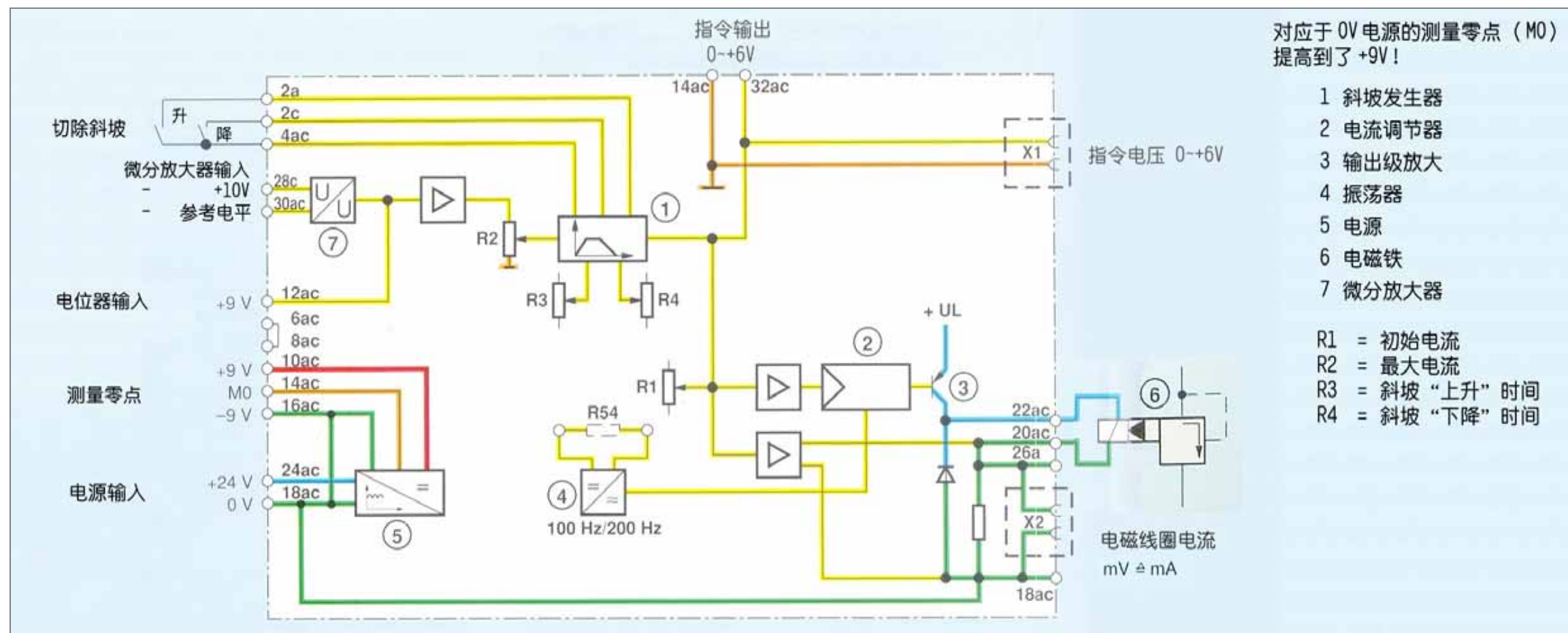


图 109. VT2000 型比例放大器接线图

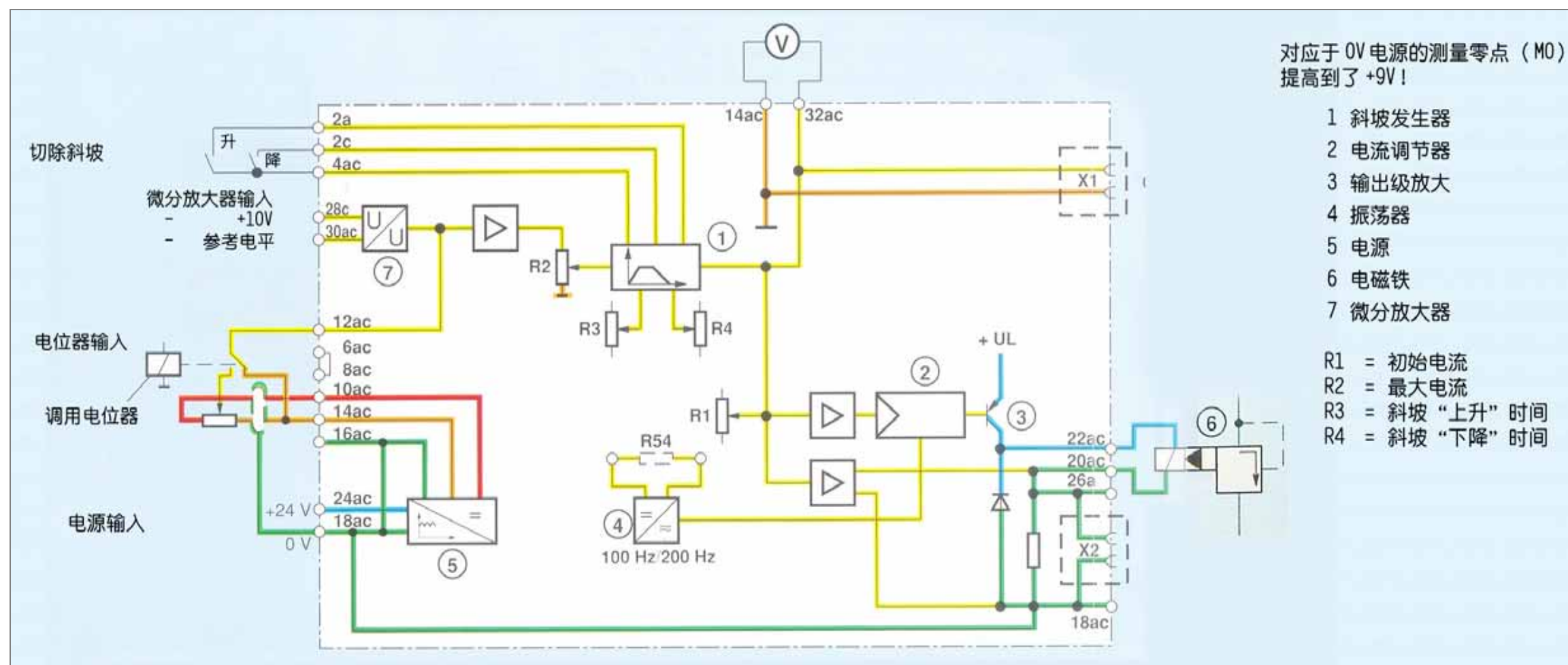


图 110. VT2000 型比例放大器控制示例

3.2 不带反馈的先导控制式比例方向阀用比例放大器

根据方块图来说明比例放大器的功能。

电源电压接于 32ac (+) 和 26ac (0V)。电源电压经放大器插板 (7) 滤波, 同时产生 $\pm 9V$ 稳定电压。

$\pm 9V$ 稳定电压用于:

a) 供应外部及内部的电位器。20ac 接 +9V, 26ac 接 -9V。

b) 供应内部的运算放大器。

放大器插板上设置了用于设定值调节的 4 个电位器 R1~R4 (8)。

为了调节设定值电压, 必须把接线柱 20c 的 +9V 或 26ac 的 -9V 稳定电压, 接入 4 个设定值输入端 12a, 8a, 10a, 和 10c。

若设定值输入接 +9V, 则电磁铁 B 动作。电磁铁 A 接 22a 和 28a。

若设定值输入接 -9V, 则电磁铁 A 动作。电磁铁 A 接 30a 和 24a。调定设定值电压的 R1~R4 由继电器 K1~K4 道通。继电器的道通电压可在 28c 上取出, 并不经电位器接入继电器输入端 8c, 4a, 6a 和 6c。由于设定值电位器 R1~R4 的道通, 将在斜坡发生器的入口产生一个电压信号。

斜坡发生器 (1) 把阶跃式上升的输入信号转变成缓慢上升的输出信号。它的上升时间 (斜率) 是可以通过电位器 R8 (斜坡时间) 调节的。给定的最大斜坡器间 5 秒, 只能在满电压量程时 (0V~+6V, 在设定值测试孔测量) 获得。

输入端的 $\pm 9V$ 设定值电压, 在设定值测试孔给出 +6V, 如果接进斜坡发生器入口的设定值电压小于 $\pm 9V$, 其最大斜坡时间将缩短。

斜坡发生器 (1) 的输出信号送至加法器 (3) 及阶跃函数发生器 (2)。在阶跃函数发生器 (2) 的出口产生一个阶跃函数, 它和斜坡发生器 (1) 的输出信号在加法器 (3) 内相加。这个阶跃函数是使芯阀快速越过零位遮盖所需要的。

该阶跃在设定值电压较小 (小于 100mv) 时无效。若设定值电压升高一个较大的值, 阶跃函数发生器 (2) 给出恒定的信号。

加法器 (3) 的输出信号作用于由电流调节器 (4), 脉冲发生器 (5), 功率放大器 (6) 组成的两组输出末级。当放大器入口输入正器, 电磁铁 B 的输出末级被控制。反之, 设定值电压为负, 则电磁铁 A 的输出末级被控制。

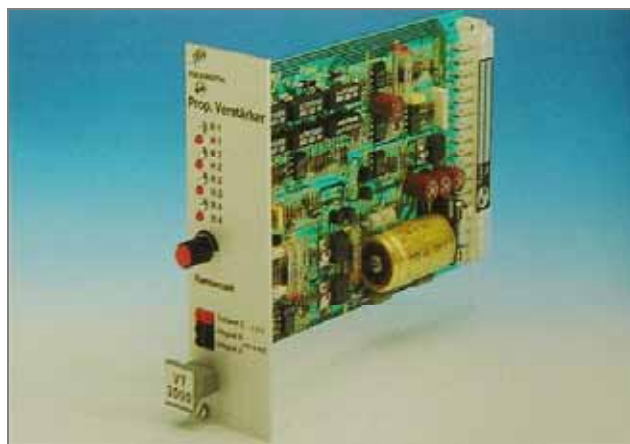


图 111. VT3000 S3X 型比例放大器

下面还须补充：

a) 0~±10V 设定值差值输入

为了在阀放大器插板和外部的控制电器之间获得高阻抗隔离，就需要这样输入方式。

b)利用继电器 K6 可产生换向运动。通过继电器 K6 的触点，把输出 2a 的-9V 电压切换成+9V，若用一个设定值输入和输出 2a 相连接，则能通过所属继电器及继电器 K6（触点

4C) 的通断来实现方向转换。
c) 通过继电器 K5 的导通，斜坡发生器被切除，即斜坡发生器不起作用。这样，有效的最小斜坡时间约 50ms。
d) 继电器导通电压必须通过电位器与 8c，4a，6a 和 6c 相连的自由触点，给到 28C。

3.2.1 比例放大器的测量点：

- 1) +24V 电源电压在接线柱 32ac 和 26ac 测量
- 2) +9V 稳定电压测量:
+9V20ac 对 20a
-9V26ac 对 20a
- 3) 继电器触发电压（经脉冲处理的供电电压）的测量 28a 对 26ac

- 4) 设定值电压的测量
0~±6V 设定值测试孔 BU1;
0~±6V 电磁铁 A;
0~±6V 电磁铁 B
- 5) 电磁铁电流的测量
测试孔 BU3 电磁铁 A
测试孔 BU2 电磁铁 B
- 电流用 1Ω 电阻的压降来度量，即 1mV 相当于 1mA。

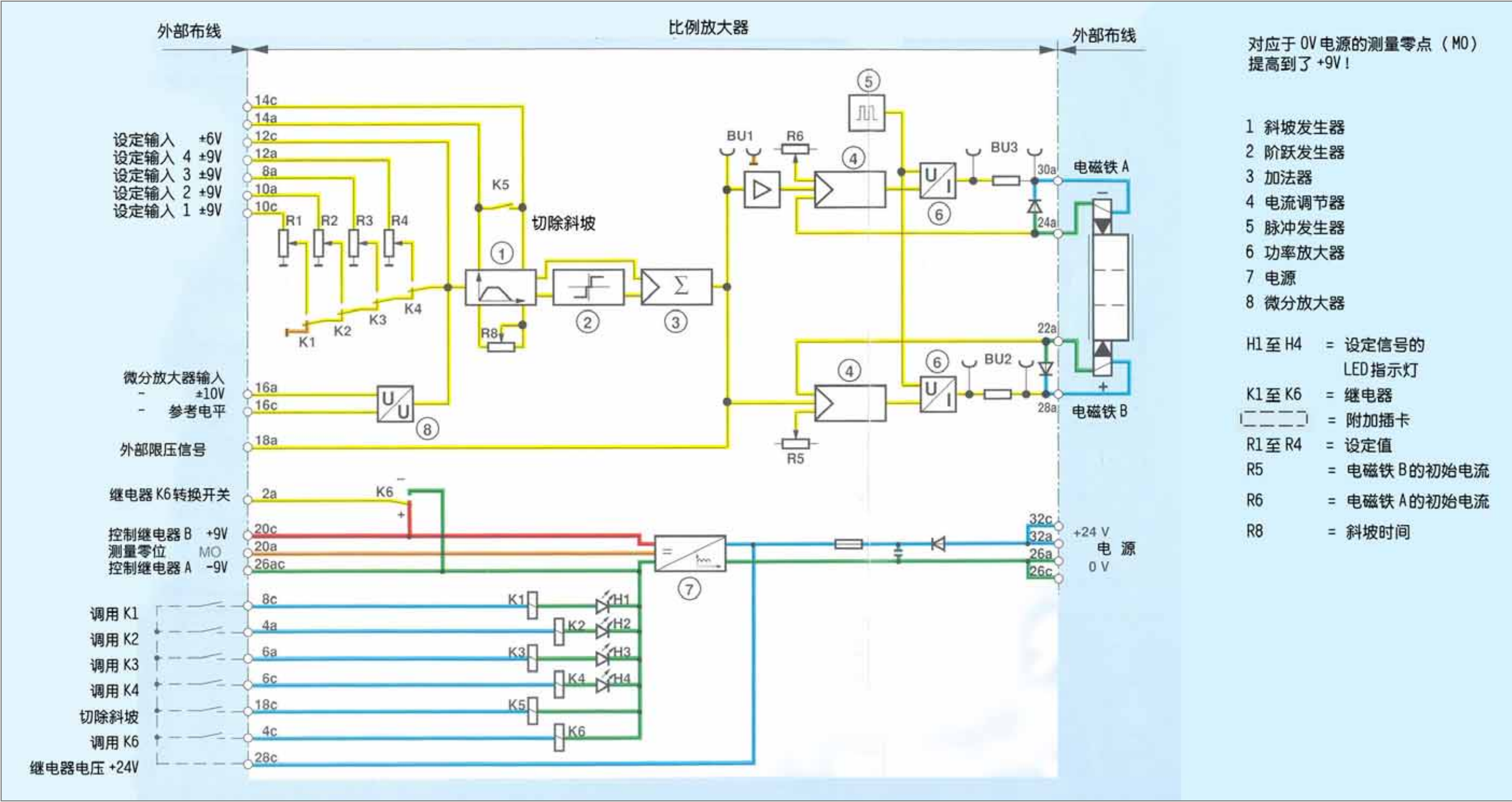


图 112. VT3000 型比例放大器接线图

比例放大器有 5 档可调斜坡时间，作为上述功能的补充（图 113）。
当所有的设定值都不适用时，则斜坡时间 t_5 起作用，可用 R10 调节。

这种放大器插板的不同之处，在于补充了附加插件，这样就可以为每一设定值设置一个独立可调的斜坡时间。

- 斜坡时间 t_1 由设定值导通电位器 R1 置定（可用 R11 调节）。
- 斜坡时间 t_2 由设定值导通电位器 R2 置定（可用 R12 调节）。
- 斜坡时间 t_3 由设定值导通电位器 R3 置定（可用 R13 调节）。
- 斜坡时间 t_4 由设定值导通电位器 R4 置定（可用 R14 调节）。

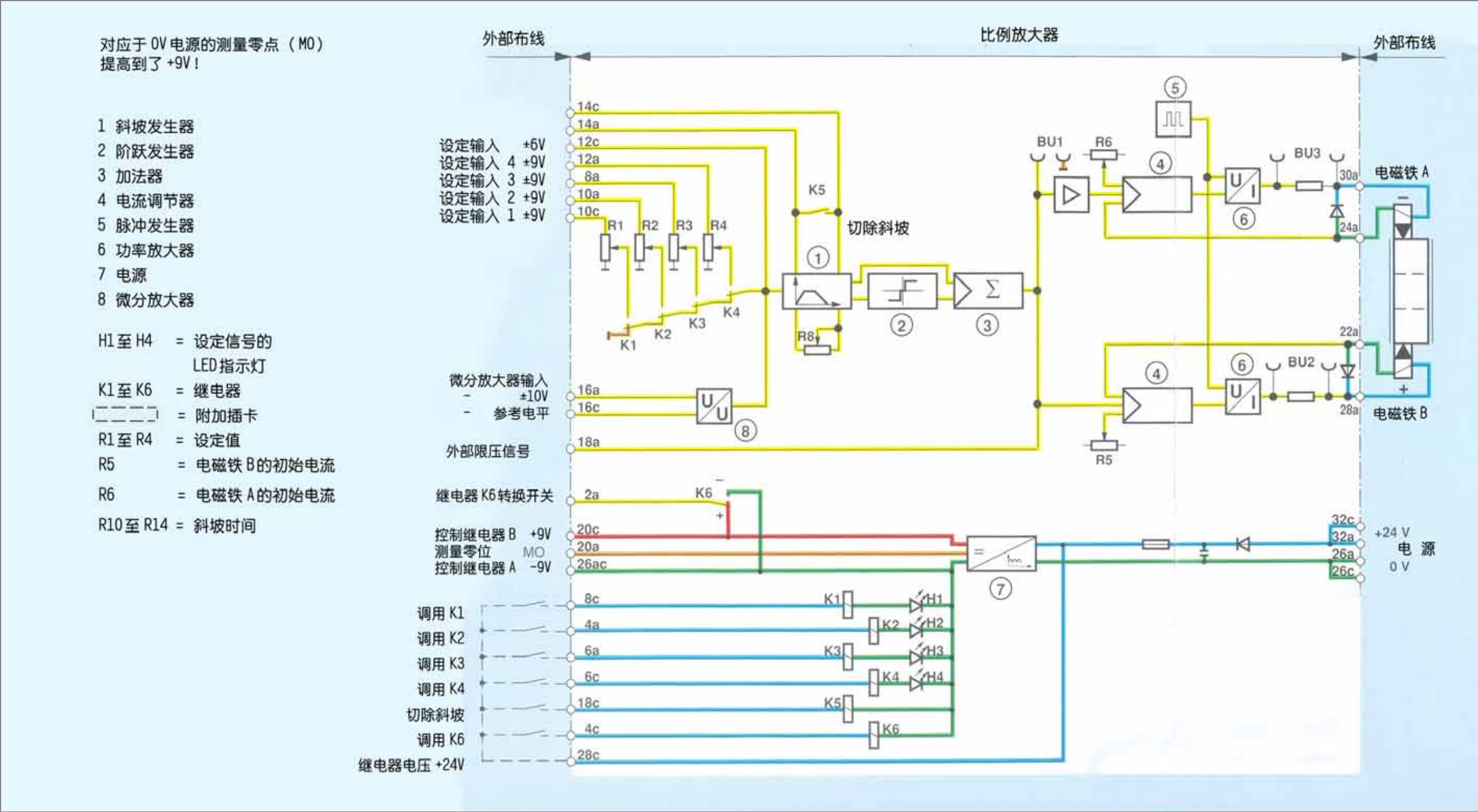


图 113. VT3006 型比例放大器接线图

3.2.2 控制示例：

- 对各种控制放大器，下列接线配置均相同。
- 电磁铁 A 接 24a 和 30a,电磁铁 B 接 28a 和 22a。
 - +24V 电源电压接 32ac(+)和 26ac(0V)。

运行

1.怎样利用比例阀和比例放大器使缸（或马达）平稳地启动，减速，以及在预定的位置停止。

液压缸（或液压马达）的运动过程应该根据一时间图（曲线 31）来实现。

放大器的接线图如图 114。

电路说明

通过工作接点（1），给液压缸一启动指令。继电器 K1 和 K2 同时吸上，这里，由于触点的串联联接方式，唯有经过 K2，R2 上的信号起作用。快进速度可用电位器 R2 来设定。

液压缸按照 R8 调定的斜坡时间加速，直至它达到 R2 调定的速度。

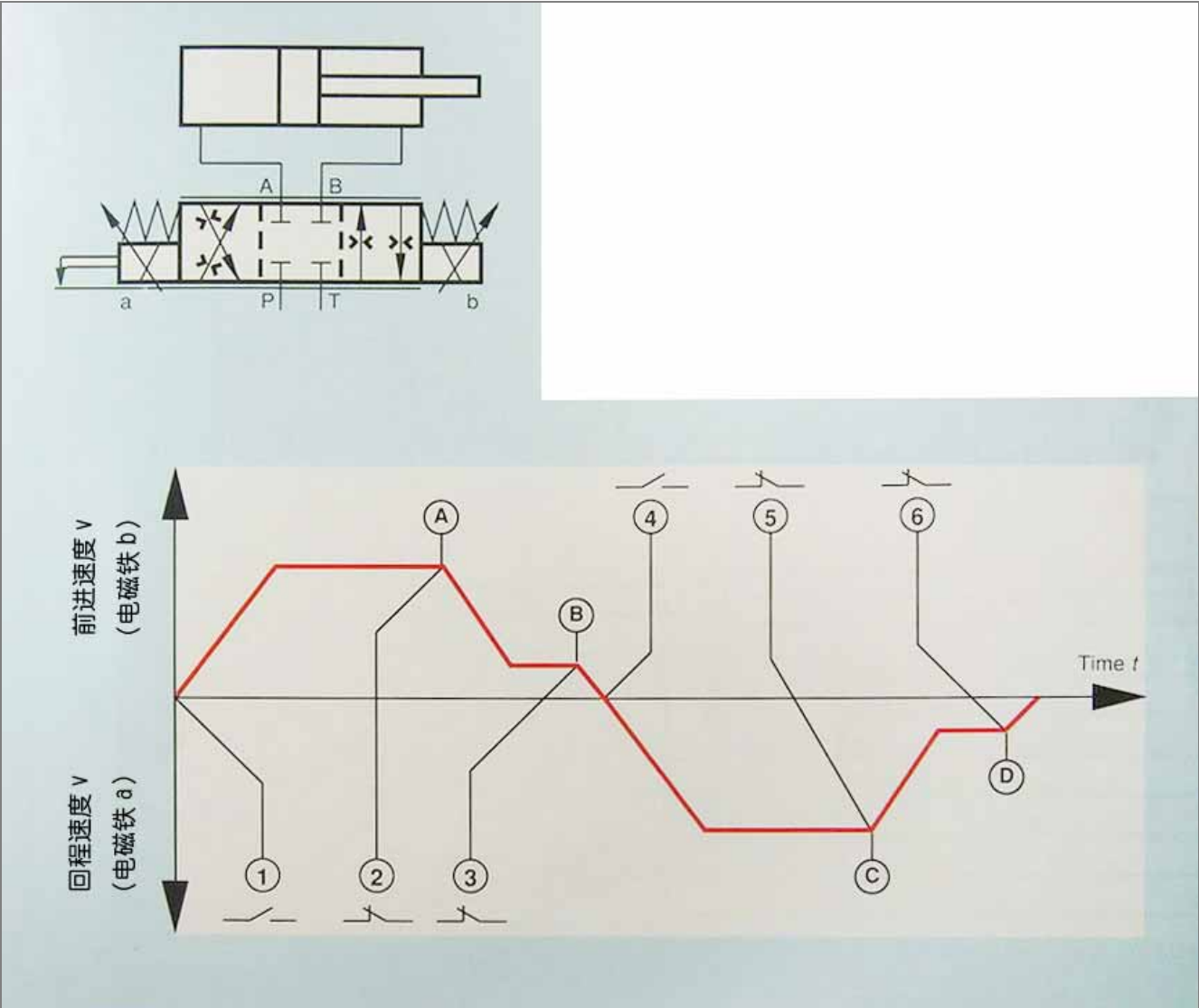
运动至终端开关（2）时，常闭触点（2）断开，中断对 K2 的供电，继电器释放。这样 R1 起作用（K1 停留在接通状态），缸减速至低速。最后，终端开关（3）使继电器 K1 释放，液压缸减速至静止状态。

常开触点（4）使缸反向动作，快速及慢速分别在 R4 和 R3 上预调。缸下一步返回的过程相当于上述前进过程。

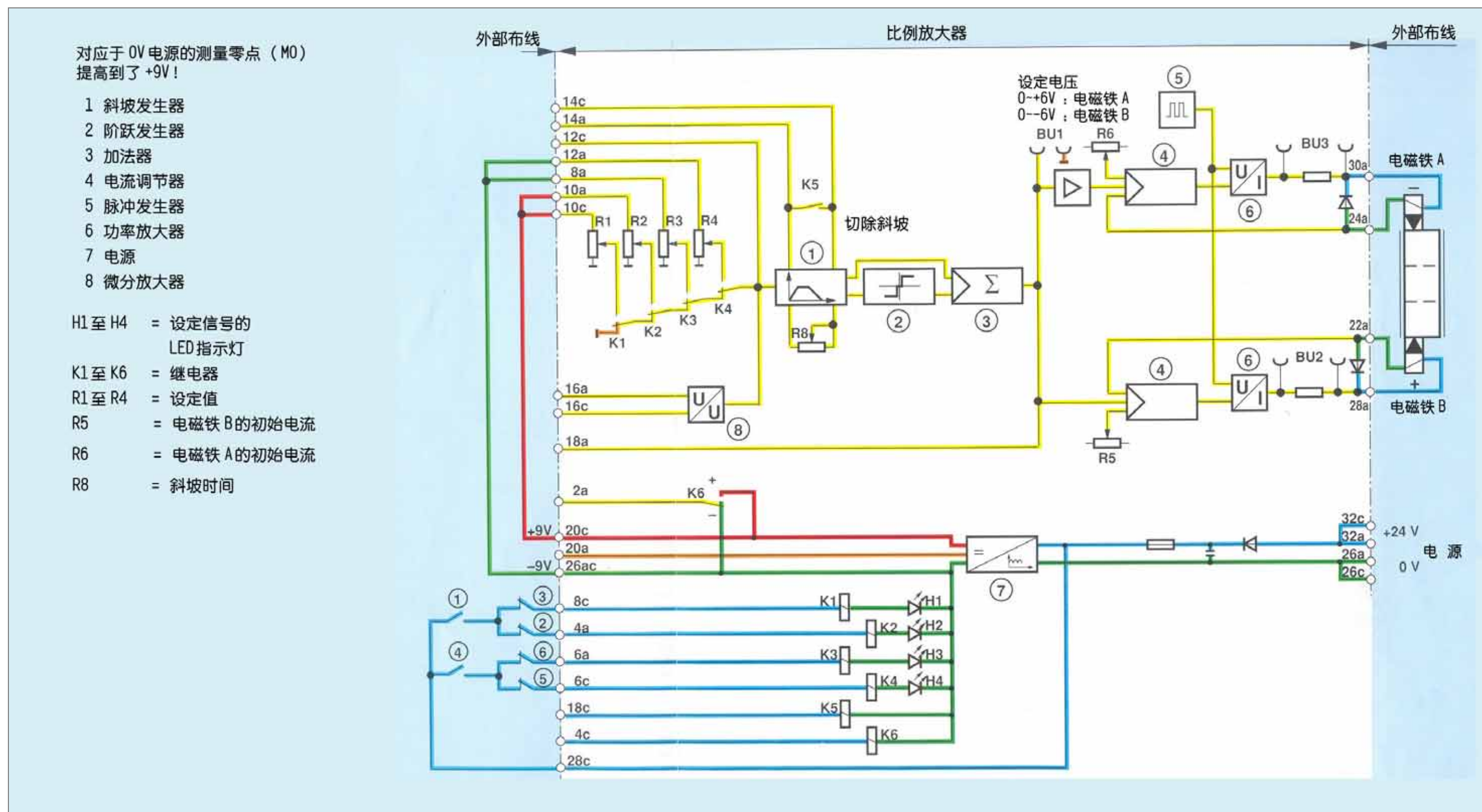
为了避免在速度转换时由于信号干涉引起负载不必要的阶跃，信号顺序的安排很重要，应该加以注意。

该例中的加速及减速过程具有相同的加速和减速值。

斜坡时间可通过电位器 R8 调节。



曲线 31 速度—时间流程图



- 2) 计划要求如 1) 所述，但是
- 通过可编程序控制器选择设定值。
 - 通过外部电位器调整设定值，即所有内部电位器 R1-R4 均按极限值设定。

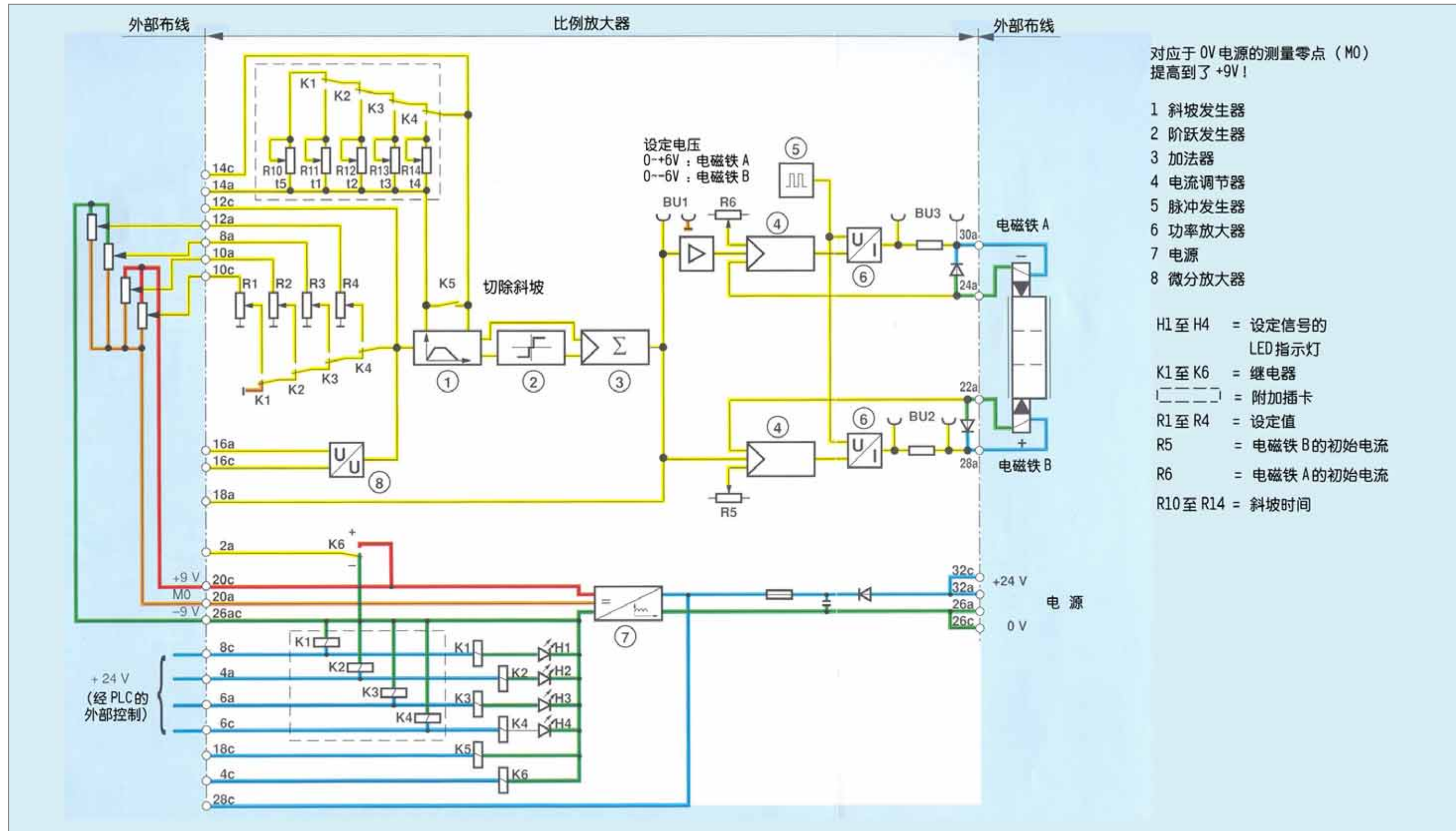
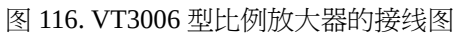


图 115. VT3006 型比例放大器的接线图



4. 闭环位置控制的比例放大器

4.1 带反馈的直动式比例方向阀

以下根据方块图来说明比例放大器的功能。

接线柱 22ac (+) 和 28ac (0V) 接电源电压，电源电压经放大器插板的 (7) 上进行脉冲处理，并产生 $\pm 9V$ 稳定电压。

$\pm 9V$ 稳定电压用于：

a) 供应外部及内部的电位器，可分别接于 26a，+9V 和 24a，-9V。

b) 供应内部的运算放大器。

VT5005 放大器的设定电位器 MO 可有四路输入，还有一路作为微分放大器的输入（端口 6c 和 6a）。

VT5005 放大器插板上的 4 个设置电位器 R1~R4 (13)，用于调节设定值。

为了调定设定值，必须把接线柱 26a 上的+9V，或 24a 的-9V 接入 4 个设定值输入端 20c, 20a, 14a, 和 14c。

若设定值输入端接+9V，则电磁铁 A 动作。电磁铁 A 接 2a 和 32a。

四路设定信号可直接从 $\pm 9V$ 电源得到，或来自外部电位器。

若直接连 $\pm 9V$ 电源，则以 R1 至 R4 作为四路信号的设定电位器；

若使用外部电位器，则内部电位器 R1~R4 用作限压器。

设定电压通过继电器 K1~K4 接通。

当设定电压取自独立单元，则需要用微分放大器输入。必须注意，这两种信号回路是同时打开或关闭的。

斜坡发生器 (1) 把阶跃式上升的输入信号转变成缓慢上升的输出信号。它的上升时间（斜率）是可以通过电位器 R5（斜坡时间）来调节。列出的最大斜坡器间 5 秒

只能在满电压量程时（0V~+6V，从设定值测试点测量）获得。

输入的设定值 $\pm 9V$ ，在设定值测试孔给出+6V。如果接进斜坡发生器入口的设定值电压小于 $\pm 9V$ ，其最大斜坡时间将缩短。

斜坡发生器 (1) 的输出信号送至加法器 (3) 及阶跃函数发生器 (2)。在阶跃函数发生器的出口产生一个阶跃函数，它和斜坡发生器的输出信号在加法器内相加。该阶跃函数用以使芯阀快速越过零位正遮盖区。

阶跃函数在设定值电压较小（小于 100mv）时无效，若设定值升高到一个较大的值，阶跃函数发生器 (2) 给出一个恒定的信号。

加法器的输出信号送去作为 PID 调节器 (4) 的设定值。

振荡器 (6) 把直流电压信号转换成交流电压。这一个信号作用于电感式位移传感器 (11)。

位移传感器 (11) 根据阀芯的位置使交流电压变化。这一交变电压信号通过解调器 (7) 还原为直流电压信号。

匹配放大器 (8) 把直流电压放大为最大为 $\pm 6V$ （在阀芯行程最大时）的电压。匹配放大器 (8) 的输出信号作为实际值输给 PID 调节器 (4)。

PID 调节器 (4) 根据 4WRE 6/ 类型的阀进行专门的优化。它根据设定值和实际值之间的差值给出一个信号，用以控制放大器的输出末级。

电磁铁 A 以来自放大器的正值电压来驱动，电磁铁 B 则相反。

电缆故障识别器 (10) 始终监测位移传感器 (11) 连接线的通断状况，在有故障时切断电磁铁 (A 和 B) 的电流。同时，前面板的 LED 灯 (13) 会显示状态“线路断开”。

4.1.1 必须补充下列几点：

a)微分放大器的输入为 $0\sim\pm 10V$ 。使用这种输入是为了在阀放大器插板和外部控制电器之间获得高阻抗隔离。

b)通过继电器 K6 的导通，使输出-9V 切换+9V。

这样，以设定电位和 30a 接通时，得到极性相反的设定值。

c) 通过继电器 K5 的导通，斜坡发生器被切除，即斜坡发生器失去作用。这样，起作用的最小斜坡时间，约 50ms。

4.1.2 比例放大器的测量点注意事项：

1) 在接线柱 22ac 和 28ac 测量+24 电源电压。

2) 稳定电压+9V 的测量

+9V 26a 对 26c

-9V 24a 对 26c

3) 继电器导通电压+UL 的测量 24c 对 28ac

4) 在设定值测试孔测量的 $0\sim\pm 6V$ 设定值电压

5)在反馈量测试孔测量的 $0\sim\pm 6V$ 反馈电压实际值，与阀芯行程相对应。



图 117.VT5005S10 型比例放大器

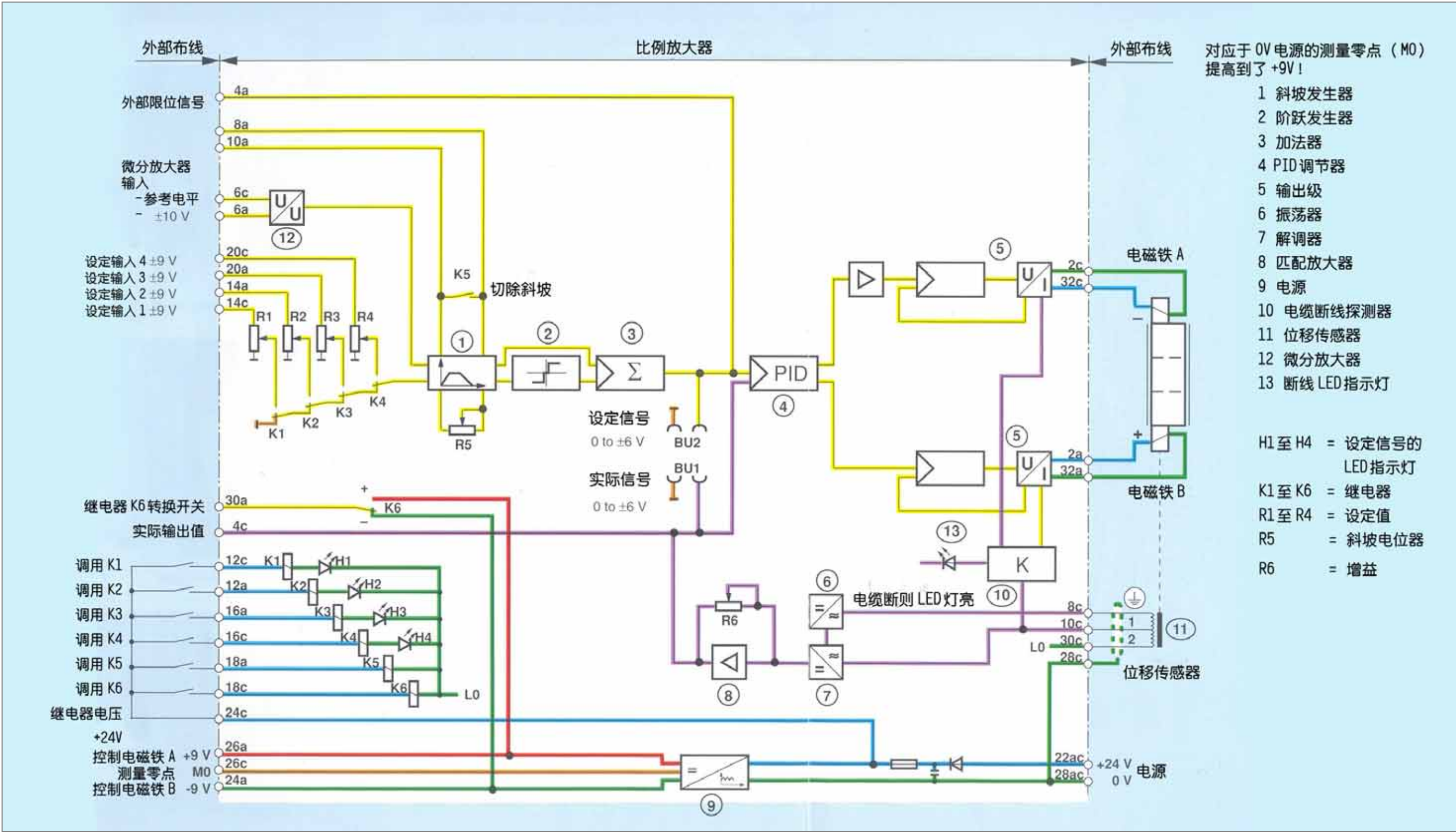


图 118. VT5005 型比例放大器接线图

5. 电控模组

5.1 19” 集成板卡的不同之处

该模组系统不同于以往电控的方面包括：

- 表面贴装（SMD）技术使尺寸更加小巧紧凑（图 119）
- 包含众多电子元器件的塑料盒（图 121）
- 所有的模组系统的工作电压相同，避免了安装错误（图 122）
- 模组可象其他报告一样安装于导轨上。

放大器模组可以有（或无）反馈地控制比例阀和伺服阀。控制的实现原因在于 $\pm 10V$ 高阻抗的微分放大器，将内部信号与外部干扰信号进行了成功的阻隔。

如同放大器插板一样，模组系统将阀与放大器组合在一起，实现了最优的设置，达到了最佳的效果。

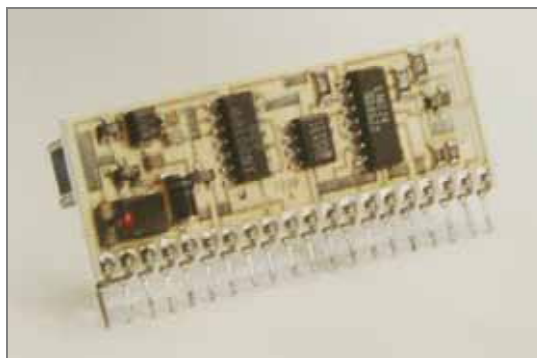


图 119. 集成板卡



图 121. 放大器模组，前面板

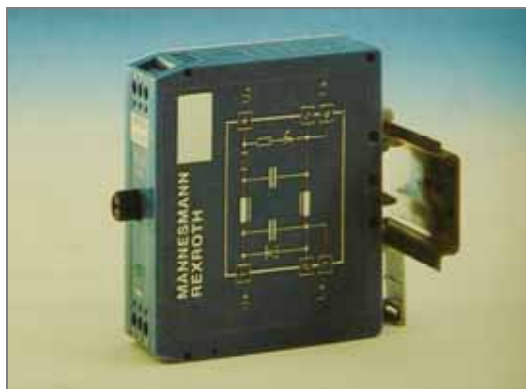


图 122. 放大器模组的安装导轨

5.2 模组系统的元器件

- 放大器模组（图 123）
- 电源模组（图 124）
- 电容器模组（图 125）
- 继电器模组（图 126）



图 123. 放大器模组

电源模组（图 124）能产生两路 15V 的稳压输出，并另有外用端口。

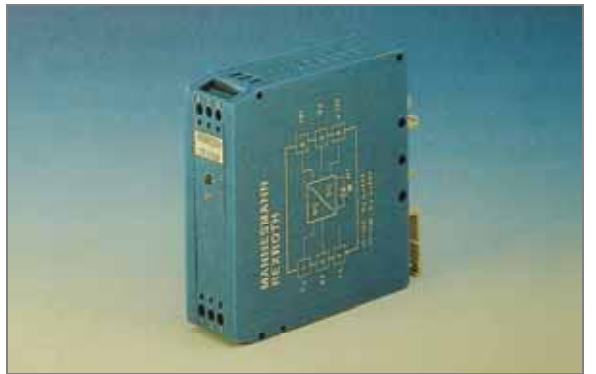


图 124. 电源模组

电容器模组（图 125）能为各种放大器模组提供平稳的工作电压。



图 125. 电容器模组

继电器模组（图 126）能对各种电气元件进行关断和接通，如电子放大器（注意大容量设备），电磁铁和阻抗负荷。



图 126. 继电器模组

5.3 无位置反馈先导型比例溢流阀的 VT11029 放大器模组

放大器模组的运行，我们将结合方块图加以说明。

放大器模组对两个比例电磁铁的信号进行调节。接线柱（1）（+24V）和（2）（0V）为工作电压。必须注意的是，每一个模组都要外接一个 2200 μ F 的整流电容器。电磁铁连接（4）和（5）端口。设定信号输入至微分放大器的（3）和（6）端口。设定信号通过端口（3）和（6）输入，其中端口（3）为参考电位，端口（6）根据（3）设置成正值的电压，最大到 10V。

斜坡时间 t 和控制曲线的最大值 I （即最大输出电流）可通过外部电位器来设定。

斜坡时间，也即加速和减速（阀的打开与关闭）时

间，可在 50ms~5s 范围内通过电位器 t 进行设定。

电位器 I 可上下调节控制曲线的最大值，范围为 100~800mA。

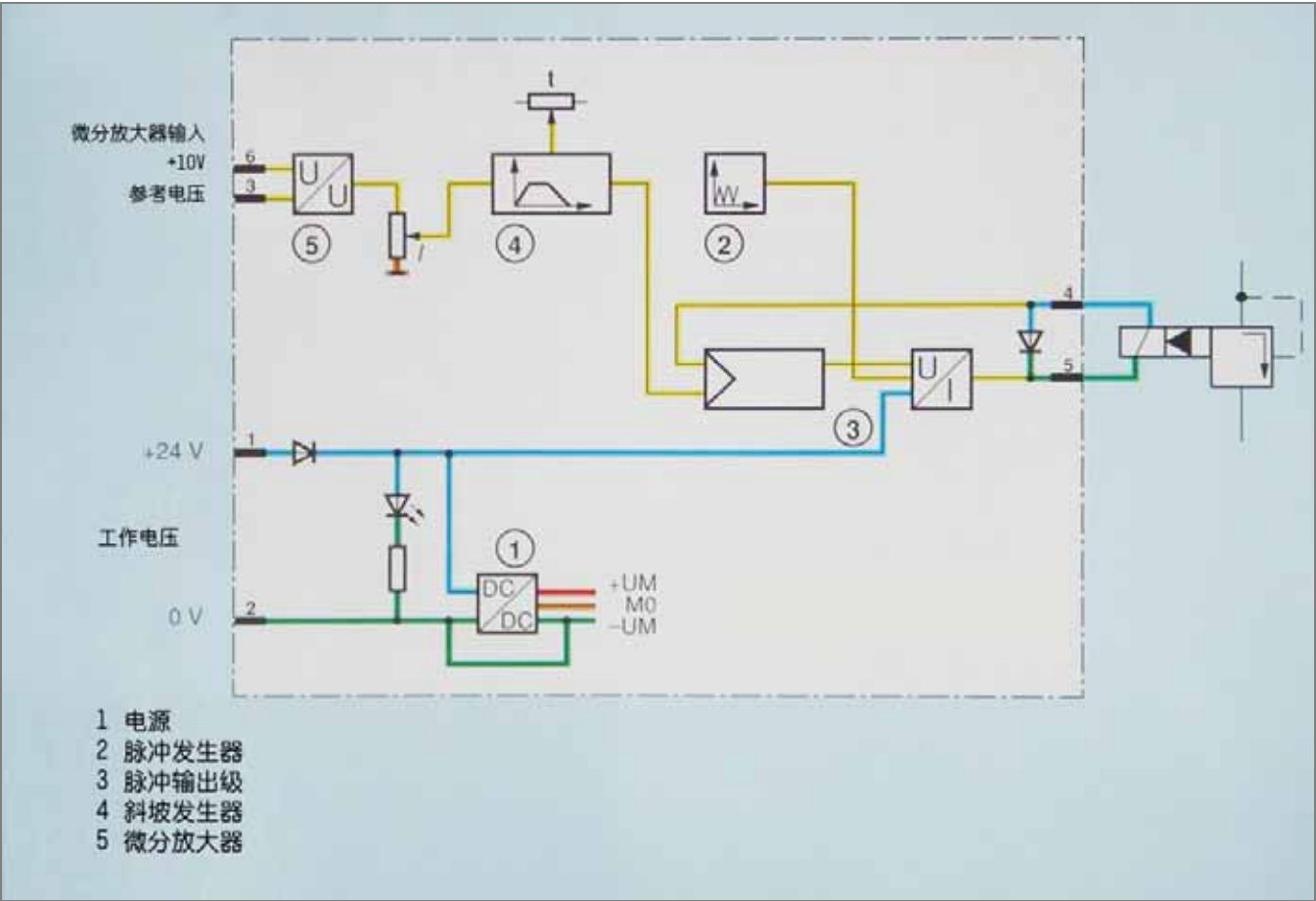


图 127. 无位置反馈先导型比例溢流阀的 VT11029 放大器模组接线图

5.4 无位置反馈先导型比例方向阀的
VT11013 放大器模组

放大器模组的运行，将结合方块图加以说明。

放大器模组对两个比例电磁铁的信号进行调节。接线柱（1）（+24V）和（2）（0V）为工作电压。必须注意的是，每一个模组都要外接一个 2200 μ F 的整流电容器。电磁铁 B 连接（7）和（8）端口，电磁铁 A（9）和（10）端口。设定信号输入至微分放大器的（4）和（6）端口。设定信号通过端口（3）和（5）输入。端口（5）根据（4）的数值及其方向，设置成正或负值的电压，最大到 10V。负值信号控制电磁铁 B，正信号控制电磁铁 A。端口（4）为参考电位。

斜坡时间 t 和控制曲线的最大值（即最大输出电流）可通过外部电位器来设定。

斜坡时间，也即加速和减速（阀的打开与关闭）时间，可在 50ms~5s 范围内通过电位器 t 进行设定。

电位器 I 可上下调节控制曲线的最大值，范围为 100~800mA。控制曲线所给电压只有在指令信号 0.1V 以上时才有效。

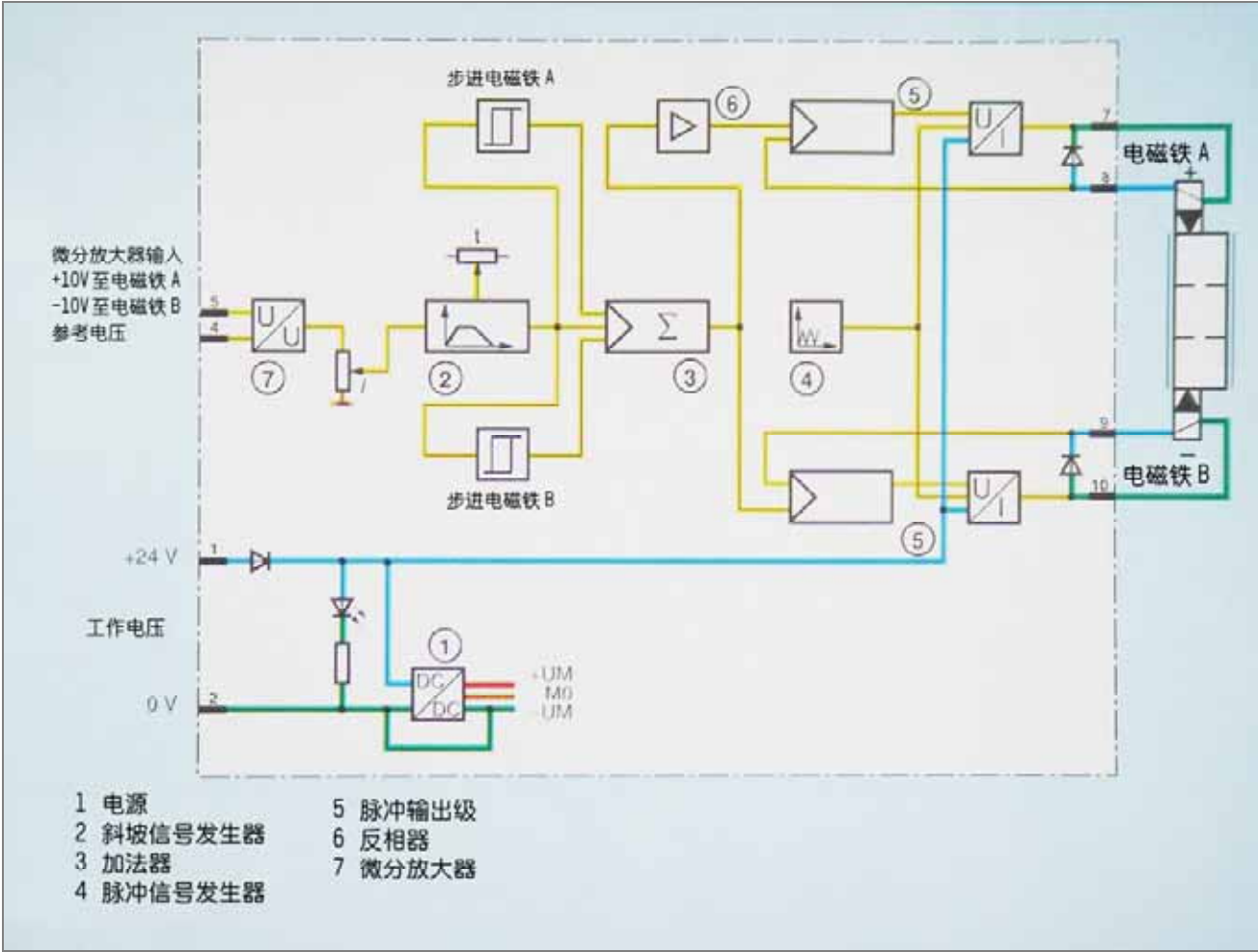


图 128. 无位置反馈先导型比例方向阀的 VT11013 放大器模组接线图

5.5 带位置反馈比例方向阀的 VT11023 放大器模组

放大器模组的运行，将结合方块图加以说明。

放大器模组对两个比例电磁铁和一个位置传感器的信号进行调节。接线柱（1）（+24V）和（2）（0V）为工作电压。必须注意的是，每一个模组都要外接一个 $2200\mu\text{F}$ 的整流电容器。电磁铁 B 连接（7）和（8）端口，电磁铁 A（9）和（10）端口。设定信号输入至微分放大器的（4）和（5）端口。随着平移或转动方向的不同，正或负的 10V 电压加到（5）端口。负值信号控制电磁铁 A，正信号控制电磁铁 B。端口（4）为参考电位。

调节器和功率输出级的断开可通过端口（3）实现。

位置信号放大的接线为（6），（11）和（12）端口。

斜坡时间和指令信号可通过外部电位器 P1、P2 来设定。

斜坡时间，也即加速和减速（阀的打开与关闭）时间，可在 50ms~5s 范围内通过电位器 P1 进行设定。

指令信号电位器 P2 的调整范围为 20~100%。阶跃信号发生器只产生 0.1V 以上的信号。

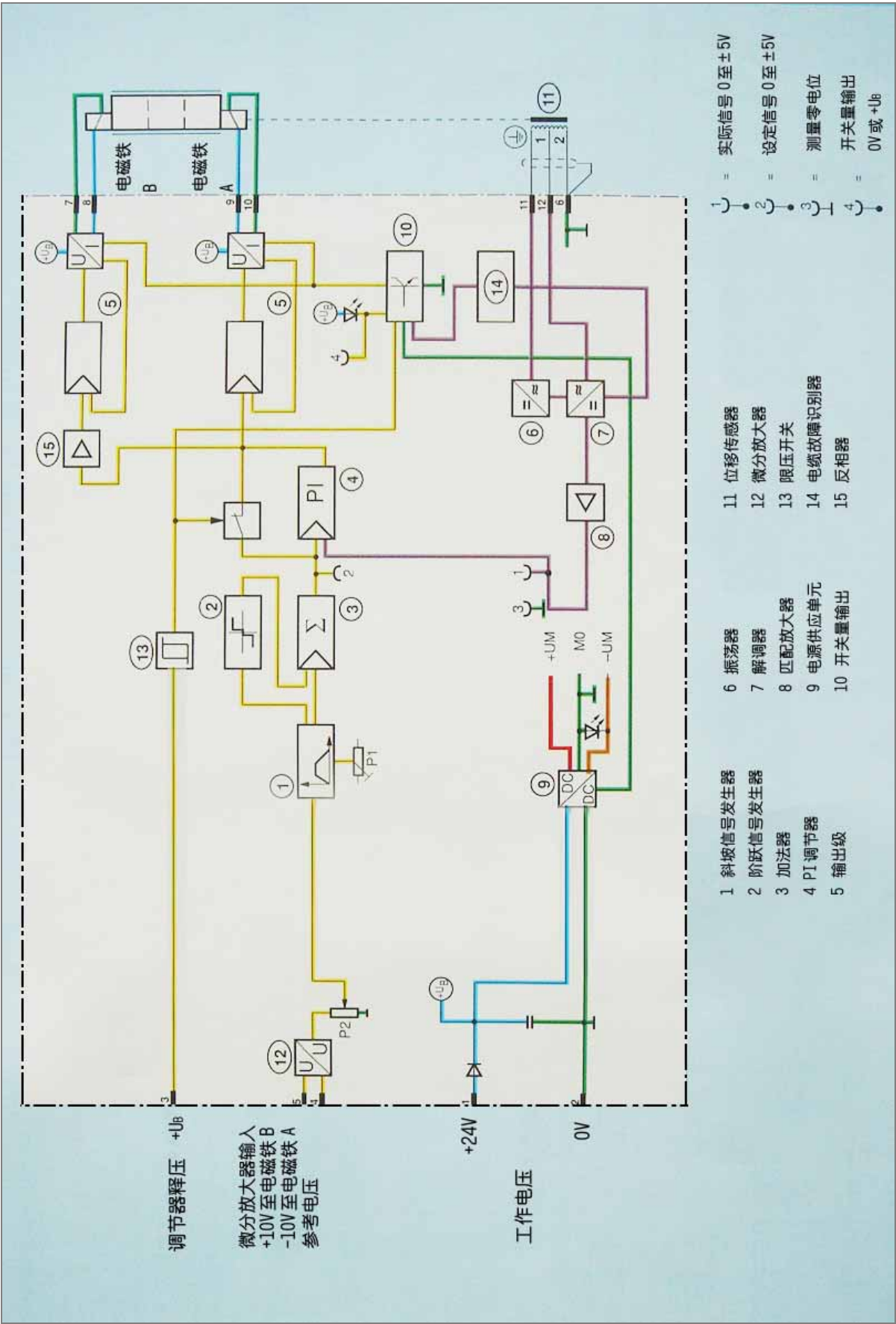


图 128. 无位置反馈先导型比例方向阀的 VT11013 放大器模组接线图

备注

比例阀开环控制系统的设计准则

罗兰-艾瓦德

1. 概述

在开始液压控制系统的设计计算以前，应明确一些基本概念，如力的作用方向，速度，缩写符号等。只有这样，才能简化计算机的计算过程，并有利于更好的理解。

2. 质量，负载和作用力

2.1 质量 m

计算惯性力和固有频率必须用到与运动方向无关的总运动质量。

如果驱动装置和运动质量间存在传动比，则必须求出当量（有效）质量。

质量随杠杆比或传动比的平方而变化。

$$m_{refl} = \frac{m}{i^2} \quad (\text{kg})$$

2.2 稳态负载 F_{ST}

当一定的质量作上升或下降运动时，则该质量作为负载升起或下降。

当一定的质量在水平方向运动时，则不存在负载，或者认为负载为零 $F_{ST}=0$ 。

负载和杠杆比或传动比成线性变化的关系。

$$F_{Strefl} = \frac{F_{St}}{i} \quad (\text{N})$$

2.3 稳态力 F_K

为产生一个压力，变形力或切削力，传动机构需施加一个稳态力 F_K 。

3. 符号与单位

3.1 油缸驱动

符号	含义	单位	符号	含义	单位
D_k	= 柱塞直径	mm	Q_A	= 环形面积 A_A 上的流量	dm^3/min
d_A	= 活塞杆直径1, A侧	mm	Q_B	= 环形面积 A_B 上的流量	dm^3/min
d_B	= 活塞杆直径2, B侧	mm	Q_P	= 比例阀P口的流量	dm^3/min
d_1	= 油管直径, A侧	mm	E_{oil}	= 油液的弹性模量 $=1.4 \times 10^7$	$\text{kg}/\text{cm} \cdot \text{s}^2$
d_2	= 油管直径, B侧	mm	C_1	= A侧的弹簧刚度	N/m
h	= 油缸行程	mm	C_2	= B侧的弹簧刚度	N/m
s	= 移动距离	mm	ω_0	= 系统无阻尼固有频率	1/s
h_k	= 最低固有频率时的柱塞位置	mm	HZ	= 系统无阻尼固有频率(赫兹)	HZ
A_k	= A侧或B侧柱塞面积	cm^2	f_{valve}	= 阀的转角频率(90° 相位滞后时的转角频率, 赫兹)	HZ
A_R	= A侧或B侧的环形面积	cm^2	$(\omega)_v$	= 阀的临界角频率(90° 相位滞后时的转角频率)	1/s
A_A	= A侧的环形面积	cm^2	V	= 总增益	1/s
A_B	= B侧的环形面积	cm^2	Δs_v	= 跟踪误差	mm
K_A	= 面积之比 A_R/A_A		ΔS_P	= 定位误差	mm
K_B	= 面积之比 A_R/A_B		s_B	= 加速段行程	mm
A_W	= 作用面积	cm^2	s_v	= 等速段行程	mm
V_A	= 柱塞处于最低固有频率位置时, A侧环形面积 A_A 对应的油液体积	cm^3	s_s	= 低速行程	mm
V_B	= 柱塞处于最低固有频率位置时, B侧环形面积 A_B 对应的油液体积	cm^3	v_s	= 低速(线性)	mm/s
l_1	= A侧油管的长度	mm	t_B	= 加速段时间	s
l_2	= B侧油管的长度	mm	t_v	= 等速段时间	s
V_{L1}	= A侧油管的容积	cm^3	t_S	= 低速行程时间	s
V_{L2}	= B侧油管的容积	cm^3	t_G	= 总行进时间	s
V_3	= A侧总容积	cm^3			
V_4	= B侧总容积	cm^3			
v	= 油缸的速度	m/s			
v_A	= A侧管道油液的流速	m/s			
v_B	= B侧管道油液的流速	m/s			
m	= 液压缸运动部分的质量	kg			
a	= 加速度	m/s^2			
F_{St}	= 稳态负载(质量负载)	N			
F_K	= 稳态力(加工力或压力)	N			
F_R	= 摩擦力	N			
F_a	= 加速力(惯性力)	N			
F_G	= 总输出力	N			
p_P	= 油泵的压力	daN/cm^2			
Δp_v	= 管路压力损失	daN/cm^2			
p_a	= 升速压力 $F_a/(10 \cdot A_W)$	daN/cm^2			
p_D	= 动态压力 $p_a + (F_{St} + F_R)/(10 \cdot A_W)$	daN/cm^2			
p_S	= 稳态压力 $F_G/(10 \cdot A_W)$	daN/cm^2			
Δp_1	= 控制阀口P至A或A至T的压降	daN/cm^2			
Δp_2	= 控制阀口P至B或B至T的压降	daN/cm^2			
p_v	= 阀的总差	daN/cm^2			
Q_k	= A_k 面积上的流量	dm^3/min			
Q_R	= A_R 面积上的流量	dm^3/min			

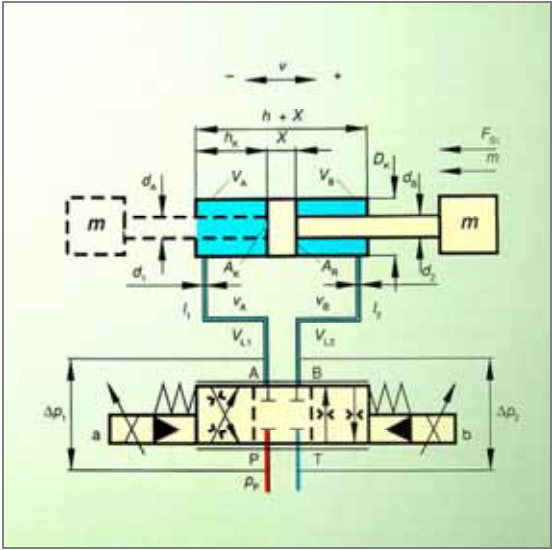


图 130.

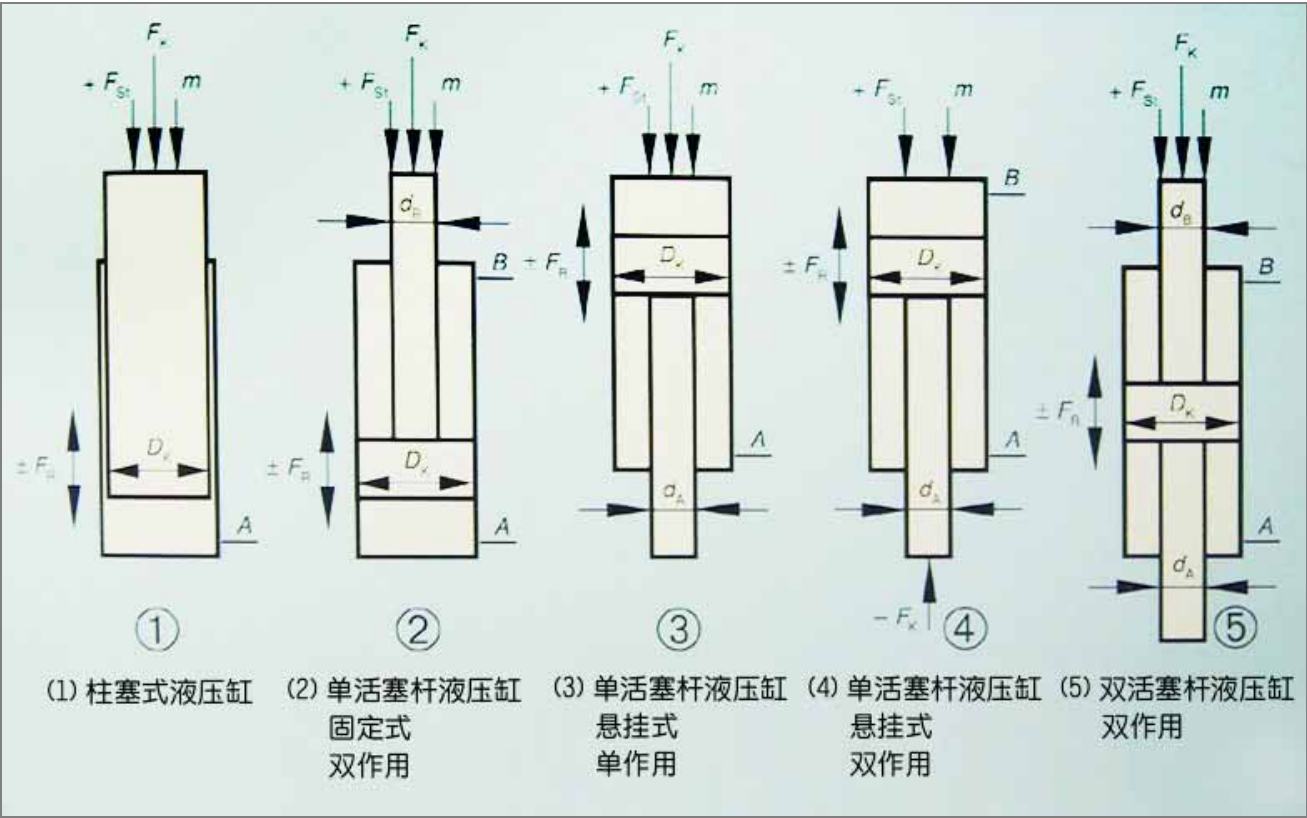


图 131. 油缸受力情况，取决于设计型式和安装位置.

3.2 马达驱动

符号	含义	单位	符号	含义	单位
D_k	= 柱塞直径	mm	Q_A	= 环形面积 A_A 上的流量	dm^3/min
d_A	= 活塞杆直径1, A侧	mm	Q_B	= 环形面积 A_B 上的流量	dm^3/min
d_B	= 活塞杆直径2, B侧	mm	Q_P	= 比例阀P口的流量	dm^3/min
d_1	= 油管直径, A侧	mm	E_{oil}	= 油液的弹性模量 $=1.4 \times 10^7$	$\text{kg}/\text{cm} \cdot \text{s}^2$
d_2	= 油管直径, B侧	mm	C_1	= A侧的弹簧刚度	N/m
h	= 油缸行程	mm	C_2	= B侧的弹簧刚度	N/m
s	= 移动距离	mm	ω_0	= 系统无阻尼固有频率	1/s
h_k	= 最低固有频率时的柱塞位置	mm	HZ	= 系统无阻尼固有频率(赫兹)	HZ
A_k	= A侧或B侧柱塞面积	cm^2	f_{valve}	= 阀的转角频率(90° 相位滞后时的转角频率, 赫兹)	HZ
A_R	= A侧或B侧的环形面积	cm^2	$(\omega)_v$	= 阀的临界角频率(90° 相位滞后时的转角频率)	1/s
A_A	= A侧的环形面积	cm^2	V	= 总增益	1/s
A_B	= B侧的环形面积	cm^2	Δs_v	= 跟踪误差	mm
K_A	= 面积之比 A_R/A_A		ΔS_P	= 定位误差	mm
K_B	= 面积之比 A_R/A_B		s_B	= 加速段行程	mm
A_W	= 作用面积	cm^2	s_v	= 等速段行程	mm
V_A	= 柱塞处于最低固有频率位置时, A侧环形面积 A_A 对应的油液体积	cm^3	s_s	= 低速行程	mm
V_B	= 柱塞处于最低固有频率位置时, B侧环形面积 A_B 对应的油液体积	cm^3	v_s	= 低速(线性)	mm/s
l_1	= A侧油管的长度	mm	t_B	= 加速段时间	s
l_2	= B侧油管的长度	mm	t_v	= 等速段时间	s
V_{L1}	= A侧油管的容积	cm^3	t_S	= 低速行程时间	s
V_{L2}	= B侧油管的容积	cm^3	t_G	= 总行进时间	s
V_3	= A侧总容积	cm^3			
V_4	= B侧总容积	cm^3			
v	= 油缸的速度	m/s			
v_A	= A侧管道油液的流速	m/s			
v_B	= B侧管道油液的流速	m/s			
m	= 液压缸运动部分的质量	kg			
a	= 加速度	m/s^2			
F_{St}	= 稳态负载(质量负载)	N			
F_K	= 稳态力(加工力或压力)	N			
F_R	= 摩擦力	N			
F_a	= 加速力(惯性力)	N			
F_G	= 总输出力	N			
p_P	= 油泵的压力	daN/cm^2			
Δp_v	= 管路压力损失	daN/cm^2			
p_a	= 升速压力 $F_a/(10 \cdot A_W)$	daN/cm^2			
p_D	= 动态压力 $p_a + (F_{St} + F_R)/(10 \cdot A_W)$	daN/cm^2			
p_S	= 稳态压力 $F_G/(10 \cdot A_W)$	daN/cm^2			
Δp_1	= 控制阀口P至A或A至T的压降	daN/cm^2			
Δp_2	= 控制阀口P至B或B至T的压降	daN/cm^2			
p_v	= 阀的总差	daN/cm^2			
Q_k	= A_k 面积上的流量	dm^3/min			
Q_R	= A_R 面积上的流量	dm^3/min			

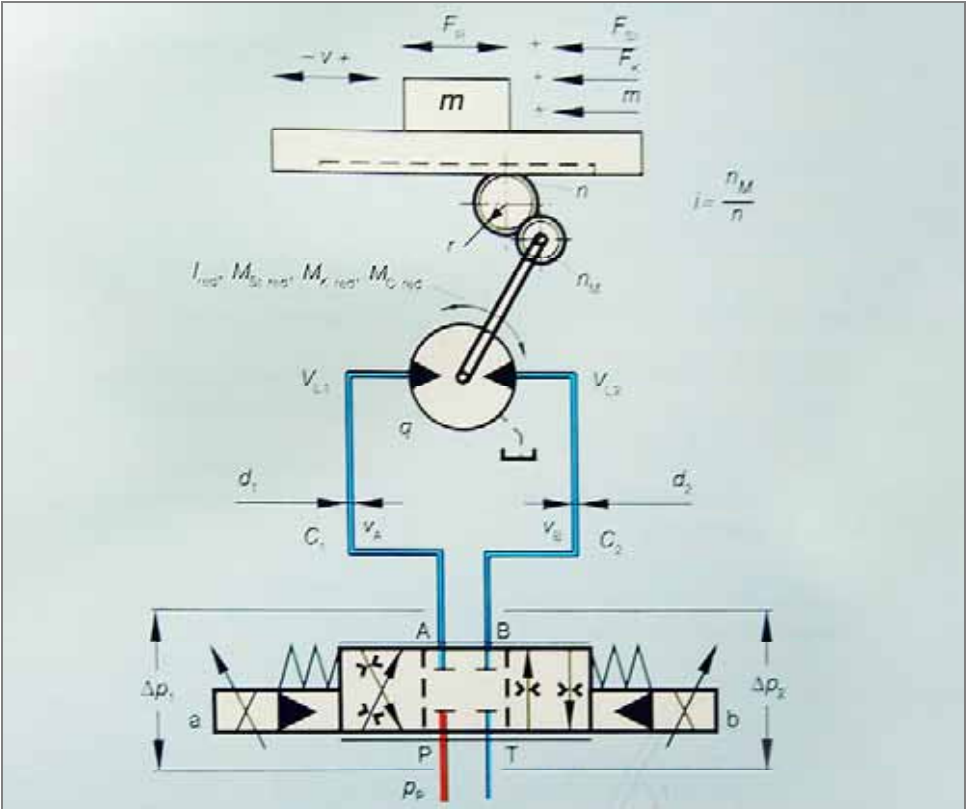


图 132. 液压马达驱动——旋转/直线运动输出

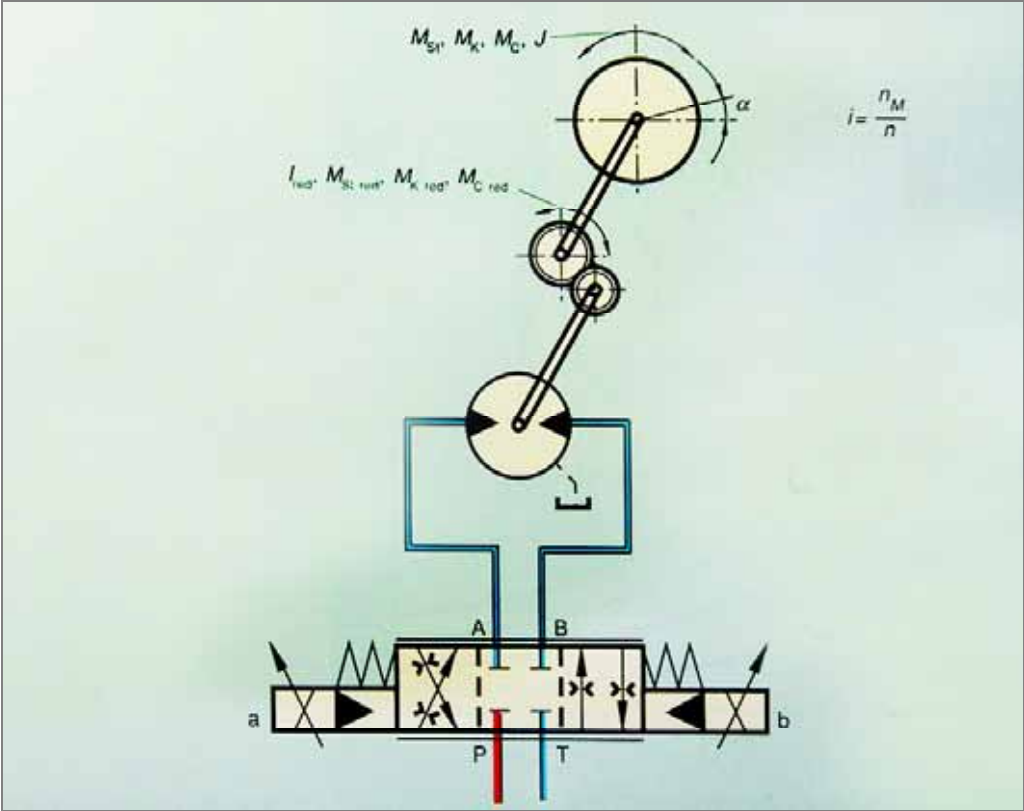


图 133. 液压马达驱动——旋转运动输出

4. 加速，位移与减速

比例方向阀的主要任务，是对液压系统运动质量的加速、循环运行和减速进行控制。因此，在设计控制系统时，需确定希望达到的加速度和减速度值。

然而，加速度和减速度值不能随意选定。
可供选用的加速度和减速度值，取决于诸多因素：

4.1 等加速运动时的加速和减速时间

曲线 32 给出了根据物理公式得到的加速时间，加速和达到的速度之间的关系曲线。

4.1.1 加速时间

$t_B = v/a \text{ (s)}$
 $a = v/t_B \text{ (m/s}^2\text{)}$

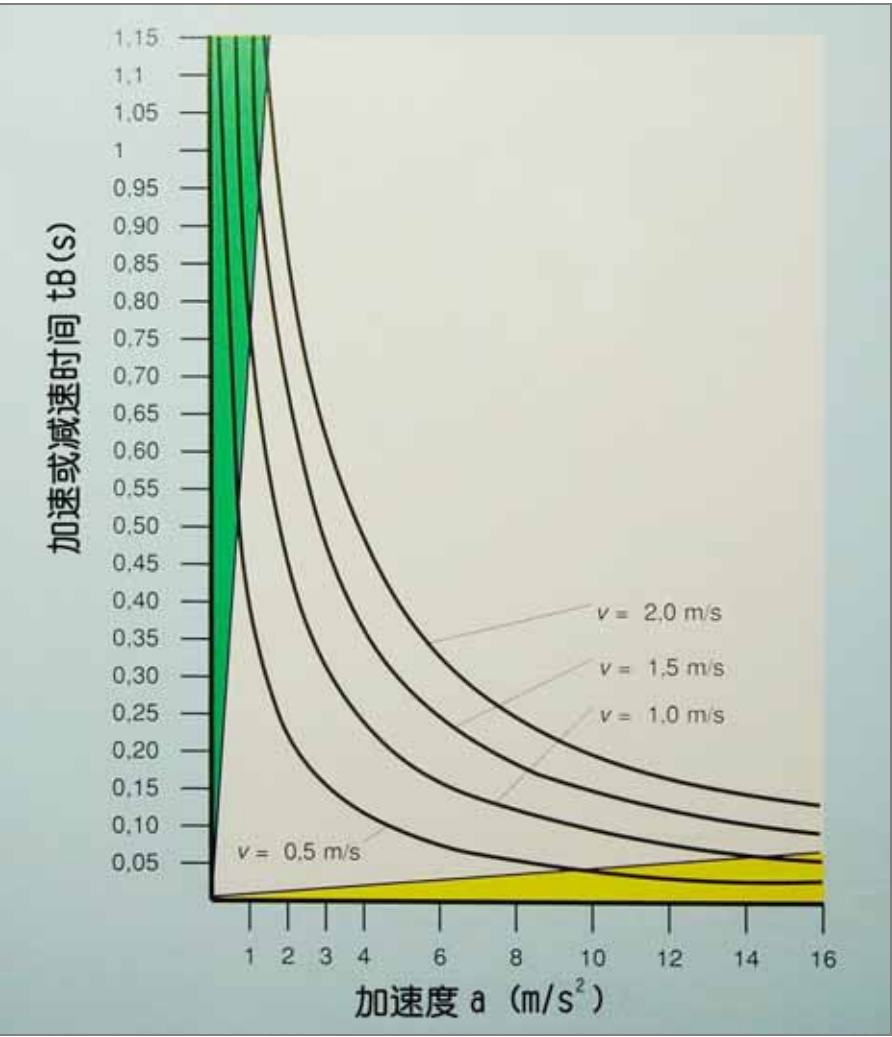
v = 速度 (m/s)
 a = 加速度(m/s²)
 t_B = 加速时间 (s)

从曲线中可以清楚地知道，对应于一定的终了速度，合适的加速时间应该是多少。

加速度选得过大（在极限曲线以下,见曲线 32）则没有意义，因为节省的时间很少。

若加速度选用过低（极限曲线以左,见曲线 32），则需要的加速时间过长。

曲线 32 清楚地表明，0.1 秒到 5 秒范围的斜坡函数，可调时间是足够的。



曲线 32. 等加速运动时的加速和减速时间

4.2 等加速运动时的减速和加速距离

由物理学公式得到的加速和减速距离，加速度和运动速度间的关系，示于曲线 33。

4.2.1 加速和减速距离

$$s_B = \frac{v^2}{2 * a} * 10^3$$

或

$$s_B = \frac{a * t_B^2 * 10^3}{2}$$

为了从一个确定的速度减速到一个较低的速度，中间需走过一个相应的距离。实际应用中，这一距离往往完全是凭人为选定的，一般总是选的太短。

这里必须注意，加速或减速距离是随初速度的平方而变化的。

在加速过程中，如果运动速度提高一倍，则运动的距离就要增大到 4 倍。

由此我们可以了解到，从运动距离的角度考虑，加速度选的过大，对于增加加速距离意义并不大。（见曲线 33 黄色部分）

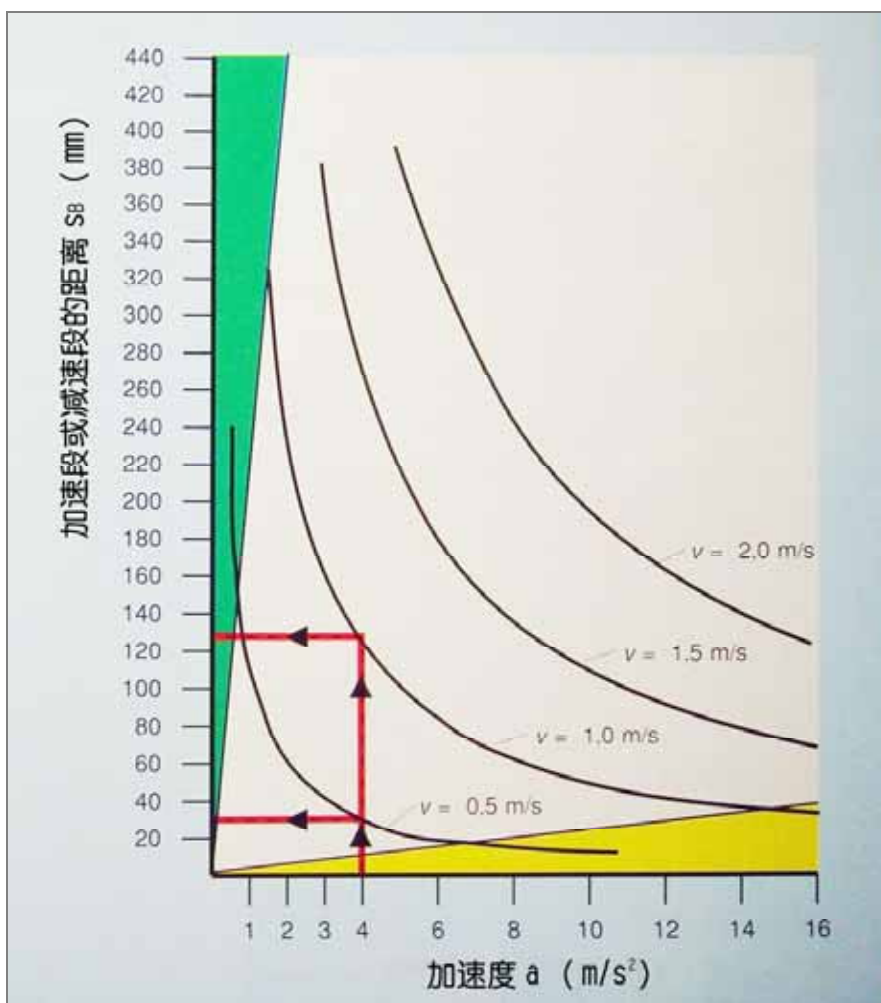
此外，选择加速度还要考虑系统所需的输入功率。

4.2.2 惯性力

$$F_a = m * a \quad (\text{N})$$

4.2.3 压力

$$p_a = \frac{F_a}{10 * A_w}$$



曲线 33. 等加速时的加速距离和减速距离

4.3 固有频率

选择加速度另一个需要注意的要点是固有频率，它是系统稳定性和刚性的表征值。

如果不考虑固有频率而把加速度选得过高，或者系统的固有频率过低，则系统将发生振荡。

这对于执行器而言，如液压缸或马达，就意味着运动不平稳。

一个液压执行器的固有频率，像机械中的弹簧质量系统那样，可根据刚度 C 和运动质量 M 按下式算出

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}} \quad (1/s)$$

C = 弹簧刚度 (N/m)

m = 运动质量 (kg)

相应地，可用下式算出回转运动时的固有频率

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{J}} \quad (1/s)$$

C = 弹簧刚度 (N/rad)

J = 转动惯量 (kgm^2)

系统刚度：

$$C = \frac{\Delta F}{\Delta X} = \frac{E_{oil} * A_w * 10}{h} \quad \left(\frac{kg}{s^2} = \frac{N}{m} \right)$$

比较一下机械弹簧与液压缸的液压弹簧

$$C = \frac{\frac{V_G^2}{2 * \pi} * E_{oil}}{\frac{V_G * 10^4}{2}} = \frac{V_G * E_{oil}}{2 * \pi^2 * 10^4}$$

$$\left(\frac{kg * m^2}{s^2 * Rad} = \frac{Nm}{Rad} \right)$$

从图 123 和弹簧刚度的计算公式可以看出，为提高弹簧刚度 C ，活塞面积 A 必须尽可能大，封闭液柱长度 h 应尽可能小。

这还只是理论上的关系。

实际应用中，工作行程和相应的液压缸行程，是由结构因素决定的。式中活塞有效面积 A_w 则较容易改变。

对于液压缸和流量控制单元（比例方向阀）之间的油管，应尽量减少其长度（总容积）。

而只要在供油突然中断时不会发生压力下跌，泵和阀之间油管长度的意义并不大。

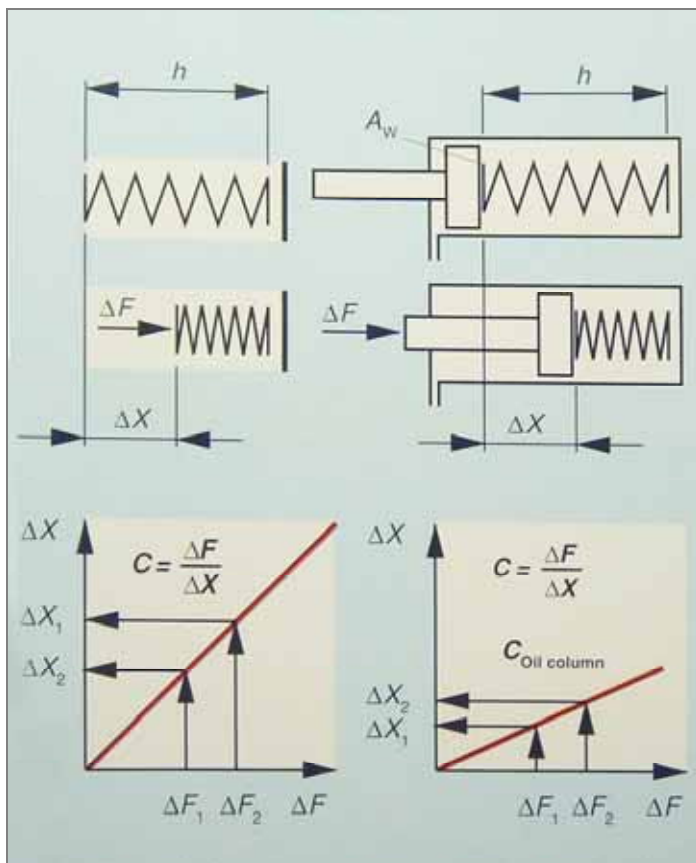


图 134. 机械弹簧和液压弹簧的比较

5. 等速段到加/减速段期间节流阀口的压力关系

对于各种运动过程，液压缸或液压马达需要的作用力是各不相同的。

在油泵压力不变时，对应于加速、减速和恒速各种运动过程，比例阀控制阀口上相应的压降也各不相同。

现以一个例子加以说明。

已知：

$$M=700 \quad \text{kg}$$

$$F \approx 7000 \quad \text{N}$$

$$F_{St} = F \cdot \sin 30^\circ = 7000 \cdot 0.5 = 3500 \text{ N}$$

$$V=2.0 \quad \text{m/s}$$

$$S=250 \quad \text{mm}$$

$$F_R=0 \quad \text{N}$$

(摩擦力 F_R 在此忽略)

加速度

$$a = \frac{v^2}{2 \cdot s_B \cdot 10^{-3}} = \frac{2^2}{2 \cdot 250 \cdot 10^{-3}} = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

加速时间

$$t_B = \frac{v}{a} = \frac{2}{8} = 0.25 \text{ s}$$

注意：

节流控制的加速度 a 为平均加速度。

上升行程所需的力

$$F_{St} = 3500 \text{ N}$$

$$F_A = m \cdot a = 700 \cdot 8 = 5600 \text{ N}$$

加速时

$$F_G = F_{St} + F_A = 3500 + 5600 = 9100 \text{ N}$$

恒速时

$$F_G = F_{St} = 3500 \text{ N}$$

减速时

$$F_G = F_{St} - F_A = 3500 - 5600 = -2100 \text{ N}$$

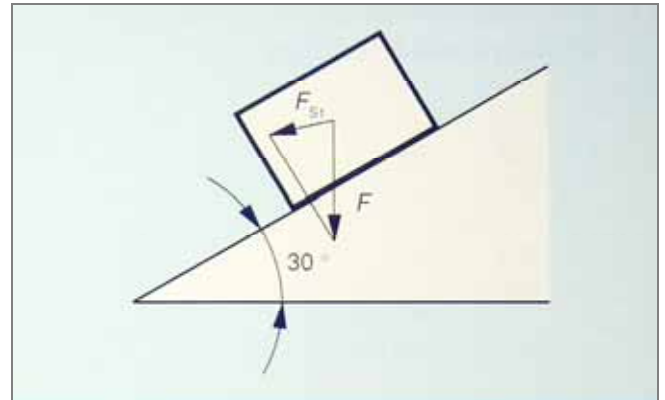
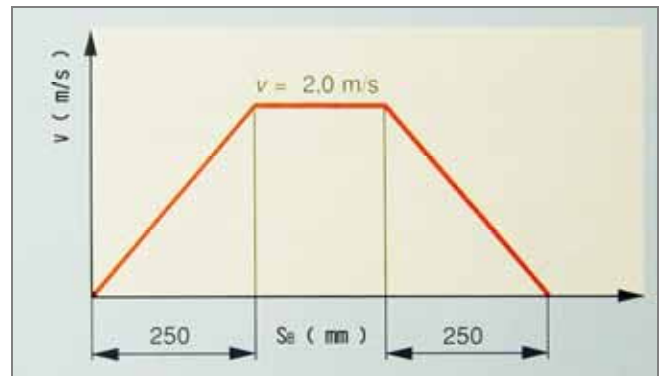


图 135



曲线 34

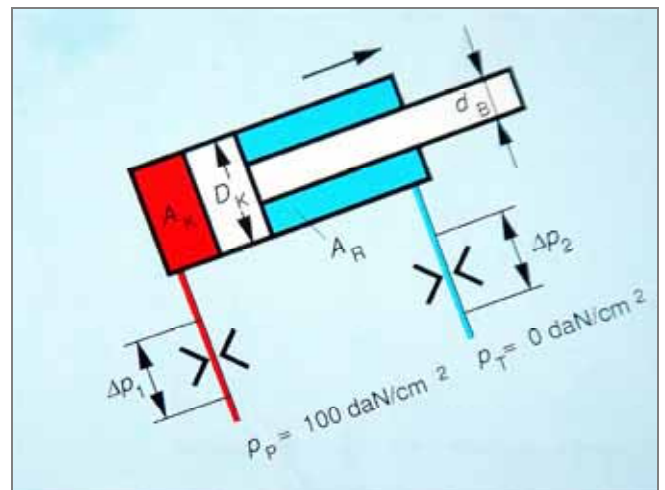


图 136

下降行程所需的力

加速时

$$F_G = -F_{St} + F_A = -3500 + 5600 = 2100 \text{ N}$$

恒速时

$$F_G = -F_{St} = -3500 \text{ N}$$

减速时

$$F_G = -F_{St} - F_A = -3500 - 5600 = -9100 \text{ N}$$

5.1 液压缸尺寸，流量和系统压力

$$\begin{aligned} D_K &= 50 \text{ mm} \\ D_B &= 36 \text{ mm} \\ A_K &= 19.64 \text{ cm}^2 \\ A_R &= 9.45 \text{ cm}^2 \\ h &= 700 \text{ mm} \\ Q_{\max.AK} &= 235.6 \text{ dm}^3/\text{min} \\ Q_{\max.AR} &= 113.4 \text{ dm}^3/\text{min} \\ P_P &= 100 \text{ daN/cm}^2 \end{aligned}$$

、在这种使用场合， $P_P=100\text{daN/cm}^2$ 的泵压是预先给定的（配置蓄能器）。

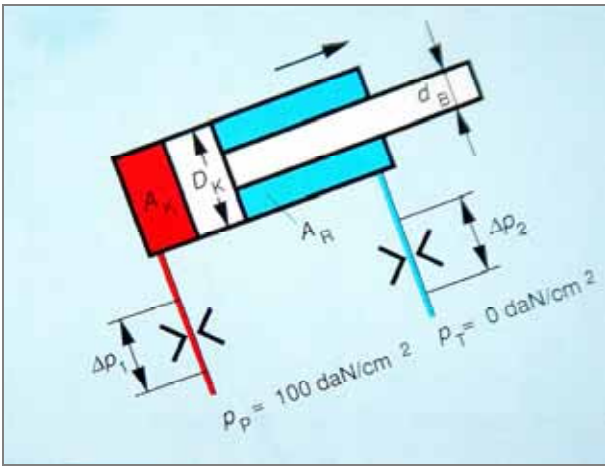


图 137

5.2 在各种运动过程中要调节哪些力？

5.2.1 上升行程

对于 $\Delta p_1 = \Delta p_2$

$$\begin{aligned} \frac{F_G}{10} &= A_K * (p_P - \Delta p_1) - A_R * \Delta p_2 \\ \frac{F_G}{10} &= A_K * p_P - A_K * \Delta p_1 - A_R * \Delta p_2 \\ \Delta p_1 &= \frac{A_K * p_P - \frac{F_G}{10}}{A_K + A_R} \end{aligned}$$

加速时

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \frac{19.64 * 100 - \frac{9100}{10}}{19.64 + 9.45} \approx 36 \text{ daN/cm}^2 \\ p_V &= 2 * \Delta p_1 \approx 72 \text{ daN/cm}^2 \end{aligned}$$

恒速时

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \frac{19.64 * 100 - \frac{3500}{10}}{19.64 + 9.45} \approx 55 \text{ daN/cm}^2 \\ p_V &= 2 * \Delta p_1 \approx 110 \text{ daN/cm}^2 \end{aligned}$$

减速时

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \frac{19.64 * 100 + \frac{2100}{10}}{19.64 + 9.45} \approx 75 \text{ daN/cm}^2 \\ p_V &= 2 * \Delta p_1 \approx 150 \text{ daN/cm}^2 \end{aligned}$$

5.2.2 下降行程

对于 $\Delta p_1 = \Delta p_2$

$$\begin{aligned} \frac{F_G}{10} &= A_R * (p_P - \Delta p_2) - A_K * \Delta p_1 \\ \frac{F_G}{10} &= A_R * p_P - A_R * \Delta p_1 - A_K * \Delta p_1 \\ \Delta p_1 &= \frac{A_R * p_P - \frac{F_G}{10}}{A_K + A_R} \end{aligned}$$

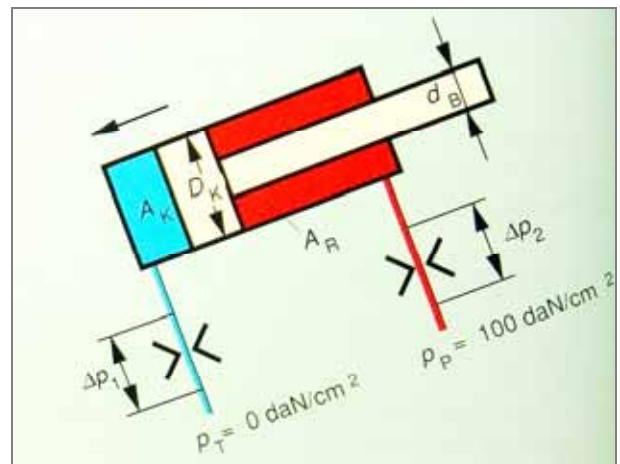


图 138

加速时

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \frac{9.45 * 100 - \frac{2100}{10}}{19.64 + 9.45} \approx 25 \text{ daN/cm}^2 \\ p_V &= 2 * \Delta p_1 \approx 50 \text{ daN/cm}^2 \end{aligned}$$

恒速时

$$\Delta p_1 = \frac{9.45 * 100 + \frac{3100}{10}}{19.64 + 9.45} \approx 43 daN / cm^2$$
$$p_v = 2 * \Delta p_1 \approx 86 daN / cm^2$$

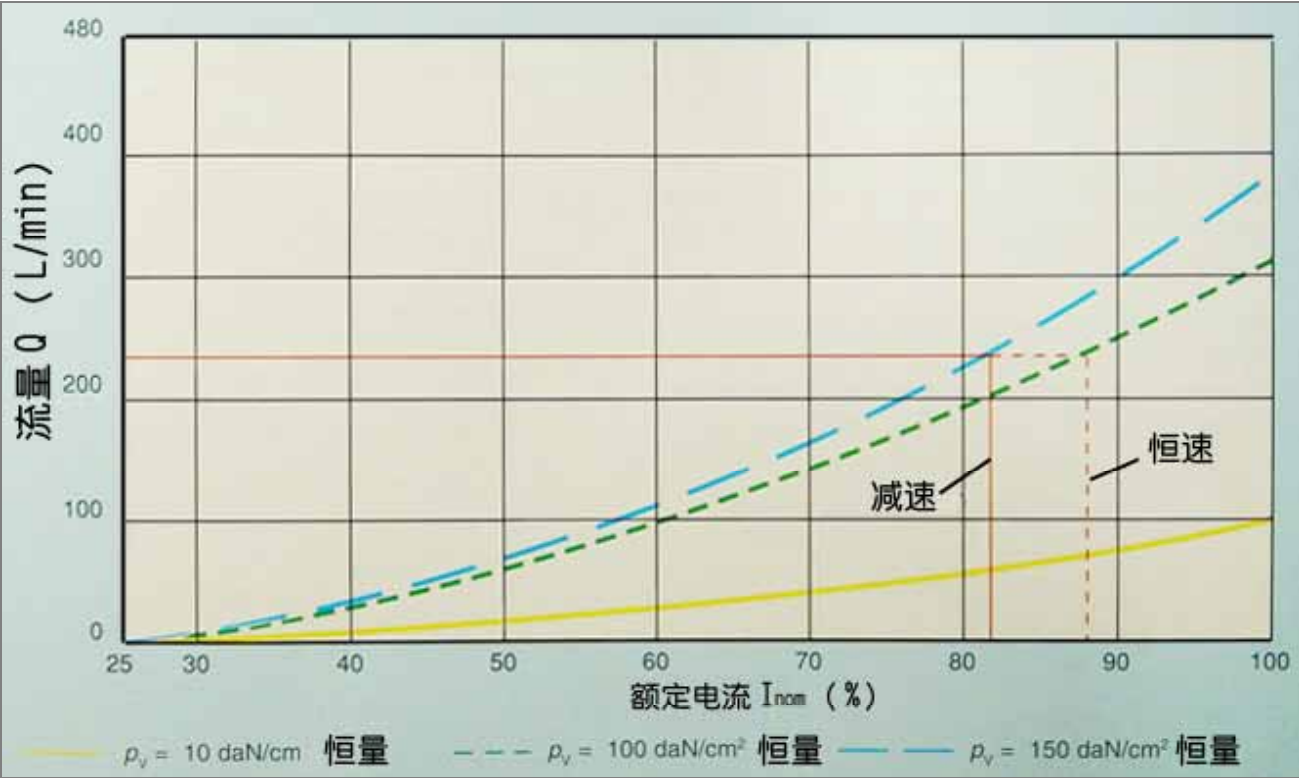
减速时

$$\Delta p_1 = \frac{9.45 * 100 + \frac{9100}{10}}{19.64 + 9.45} \approx 64 daN / cm^2$$
$$p_v = 2 * \Delta p_1 \approx 128 daN / cm^2$$

控制装置运行表明，在 $\Delta p=10 daN/cm^2$ ，流量为 $Q=100 dm^3/min$ ，控制阀口比为 2：1 时，采用 4WRZ 16E1-100 型比例方向阀是最合适的。

核算比例阀控制阀口的压差和相关的开度百分比，亦证实了这一点。

在上升行程，比例阀控制阀口的压差是与公称流量的百分比有关的。



曲线 35 对应于 10daN/cm²的比例方向阀在压降 100dm³/min公称流量的Q-I特性曲线

与 4WRZ16E1-150...型比例阀（压差 10daN/cm²时流量 Q=150dm³/min，控制阀口比为 2：1 时）比较可知，活塞太大，其流量分辨率就很差。

为提高液压效率，对前述的控制要求，不推荐降低液压泵的压力。

所需的最小压力，可由加速时最大总力和在节流器件控制阀口出的总压差（Δp=10daN/cm²）计算得到。

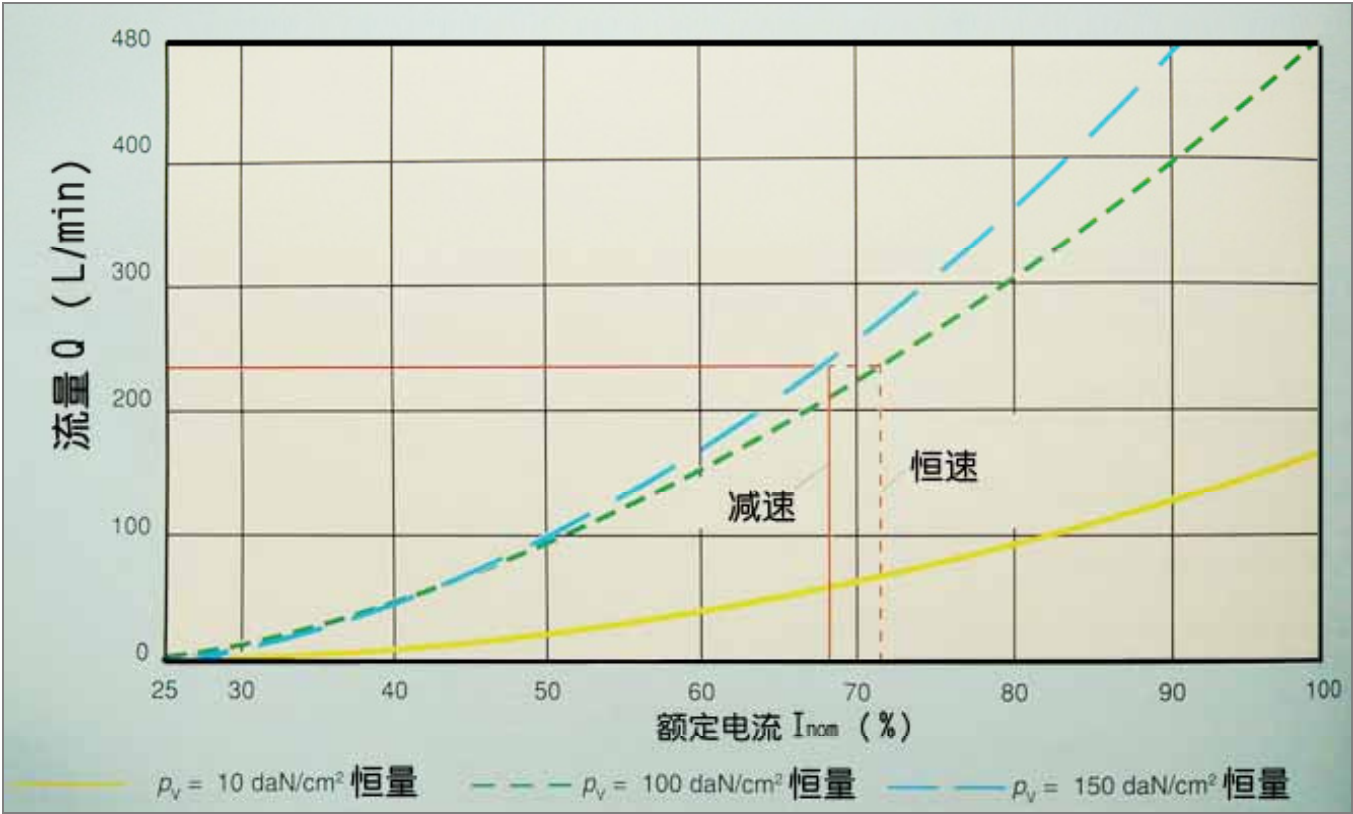
5.3 所需油泵压力的计算

5.3.1 上升行程

对于

$\Delta p_1 = \Delta p_2 = 5daN / cm^2$

$$\begin{aligned} \frac{F_G}{10} &= A_K * (p_P - \Delta p_1) - A_R * \Delta p_2 \\ \frac{F_G}{10} &= A_K * p_P - A_K * \Delta p_1 - A_R * \Delta p_1 \\ p_P &= \frac{\frac{F_G}{10} + \Delta p_1 * (A_K + A_R)}{A_K} = \frac{\frac{9100}{10} + 5 * (19.64 + 9.45)}{19.64} \\ &\approx 54daN / cm^2 \end{aligned}$$



曲线 36 对应于 10daN/cm²的比例方向阀在压降 150dm³/min公称流量的Q-I特性曲线

5.3.2 下降行程

对于

$\Delta p_1 = \Delta p_2 = 5daN/cm^2$

$\frac{F_G}{10} = A_R * (p_P - \Delta p_2) - A_K * \Delta p_1$

$\frac{F_G}{10} = A_R * p_P - A_R * \Delta p_1 - A_K * \Delta p_1$

$p_P = \frac{\frac{F_G}{10} + \Delta p_1 * (A_K + A_R)}{A_K} = \frac{\frac{2100}{10} + 5 * (19.64 + 9.45)}{19.64}$
 $\approx 38daN/cm^2$

泵压选定为 55 daN/cm²

5.3.3 上升行程的油泵压力

上升行程的数据有以下几个：

加速段

$\Delta p_1 = \frac{19.64 * 55 - \frac{9100}{10}}{19.64 + 9.45} \approx 6daN/cm^2$
 $p_v = 2 * \Delta p_1 \approx 12daN/cm^2$

等速段

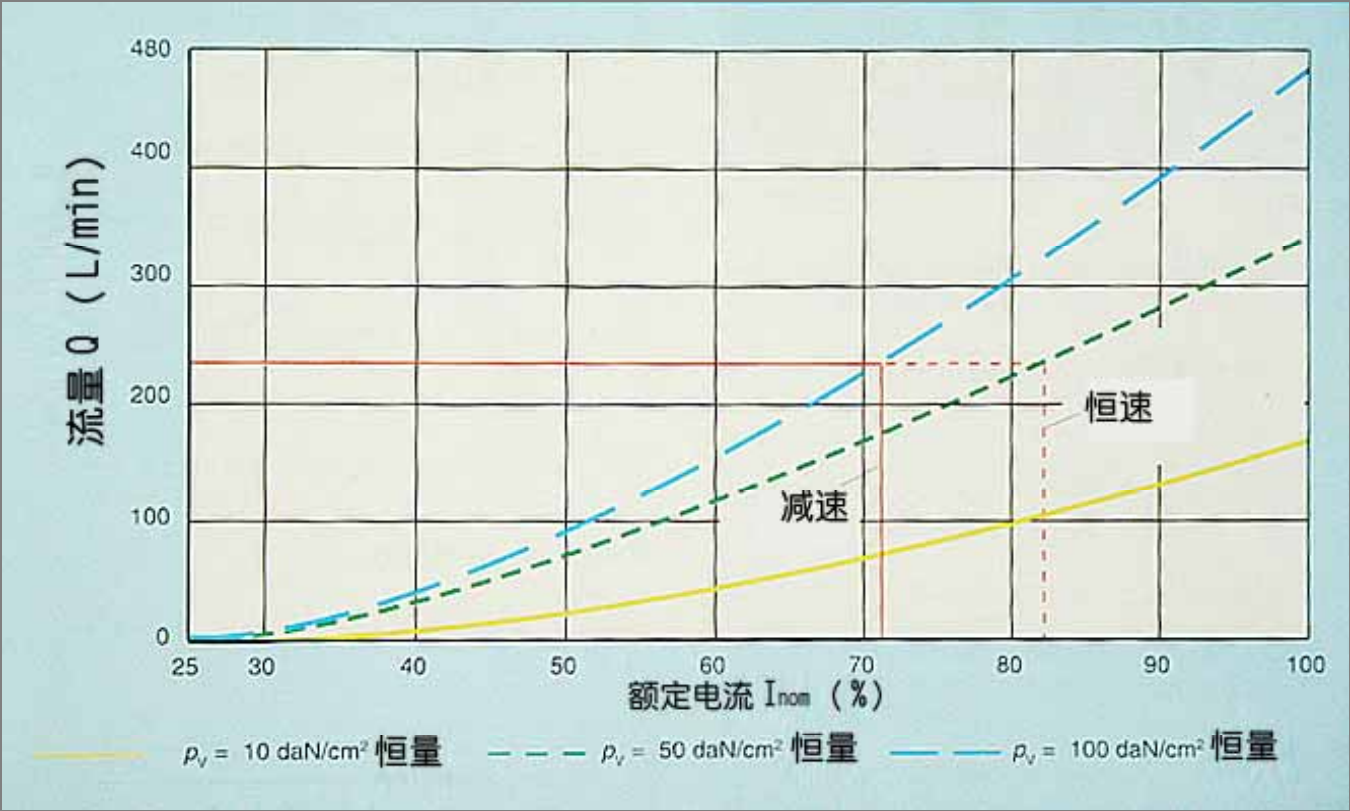
$\Delta p_1 = \frac{19.64 * 55 - \frac{3500}{10}}{19.64 + 9.45} \approx 25daN/cm^2$
 $p_v = 2 * \Delta p_1 \approx 50daN/cm^2$

减速段

$\Delta p_1 = \frac{19.64 * 55 - \frac{2100}{10}}{19.64 + 9.45} \approx 45daN/cm^2$
 $p_v = 2 * \Delta p_1 \approx 90daN/cm^2$

在系统从恒速到减速的过渡过程中，在此油泵压力下，与p_P=100 daN/cm²时相比，活塞行程变化的百分比更大。

比例阀中这个成比例的阀芯行程变化，要求一个相应较长的调整时间，这样一来，就可形成一个较小的减速斜率。



曲线 37 对应于 10daN/cm²的比例方向阀在压降 150dm³/min公称流量的Q-I特性曲线

6. 四通节流阀口的压差计算（考虑油缸面积比和阀口开度）

批量生产的比例方向阀，控制阀口之比有 $F=1:1$ 和 $F=2:1$ 两种，在计算控制阀口的压差时，必须同时考虑相应液压缸的面积比。

根据面积 A_A 大于还是小于 A_B ，计算中有

若 $A_A > A_B$ ，则 $X=F$

若 $A_B > A_A$ ，则 $X=1/F$

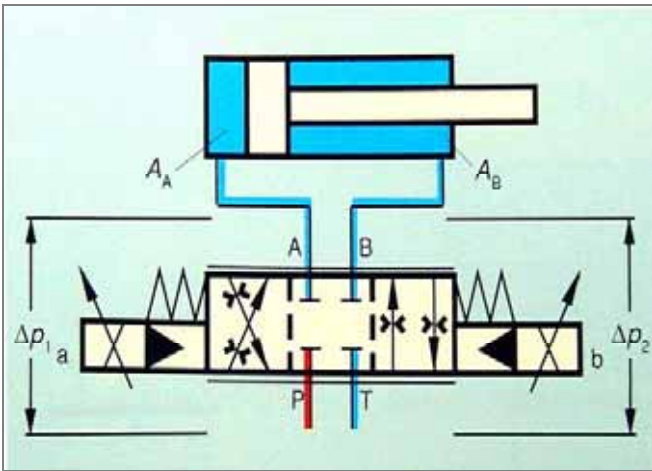


图 139

对于液压缸活塞杆伸出运动（A 侧进油驱动）

P→A 的流量

$$Q_A = \alpha * A_{SA} * \sqrt{\Delta p_1}$$

A_{SA} =比例阀控制阀口从 P 到 A 全开时的节流面积

$$A_{SA} = \frac{Q_A}{\alpha * \sqrt{\Delta p_1}}$$

比例阀控制阀口的面积比

$A_{SA}/A_{SB}=X$

A_{SB} =比例阀控制阀口从 B 到 T 全开时的节流面积

$$A_{SA} = \frac{A_{SA}}{X} = \frac{Q_A}{\alpha * \sqrt{\Delta p_1} * X}$$

B→T 的流量

$$Q_B = \alpha * A_{SB} * \sqrt{\Delta p_2}$$

$$\sqrt{\Delta p_2} = \frac{Q_B}{\alpha * A_{SB}} = \frac{Q_B * \alpha * \sqrt{\Delta p_1} * X}{\alpha * Q_A}$$

$$\Delta p_2 = \frac{Q_B^2}{Q_A^2} * \Delta p_1 * X^2$$

流量与液压缸面积的关系如下

$$\frac{Q_B}{Q_A} = \frac{A_B}{A_A}$$

代入 Δp_2

$$\Delta p_2 = \frac{A_B^2}{A_A^2} * \Delta p_1 * X^2$$

活塞外伸时的力平衡方程式为

$$\frac{F_G}{10} = A_A * [(p_P - \Delta p_v) - \Delta p_1] - A_B * \Delta p_2$$

对于 Δp_2

$$\Delta p_2 = \frac{A_B^2}{A_A^2} * \Delta p_1 * X^2$$

以 A_{A2} 乘以上式

$$\frac{F_G}{10} = A_A * (p_P - \Delta p_v) - A_A * \Delta p_1 - A_B * \Delta p_1 * X^2 * \frac{A_B^2}{A_A^2}$$

$$\Delta p_1 = \frac{A_A^2 * \left(A_A * (p_P - \Delta p_v) - \frac{F_G}{10} \right)}{A_A^3 + A_B^3 * X^2}$$

对于液压缸活塞缩回运动（B 侧驱动），有下式

$$\frac{-F_G}{10} = A_B * [(p_P - \Delta p_v) - \Delta p_2] - A_A * \Delta p_1$$

对于 Δp_2

$$\Delta p_2 = \frac{A_B^2}{A_A^2} * \Delta p_1 * X^2$$

$$\frac{-F_G}{10} = A_B * \left(p_P - \Delta p_v - \frac{A_B^2}{A_A^2} * \Delta p_1 * X^2 \right) - A_A * \Delta p_1$$

以 A_{A2} 乘以上式

$$-A_A^2 * \frac{F_G}{10} = A_A^2 * A_B * (p_P - \Delta p_v) - A_B^3 * X^2 *$$

$$\Delta p_1 = \frac{A_A^2 * A_B * (p_P - \Delta p_v) + \frac{F_G}{10}}{A_A^3 + A_B^3 * X^2}$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 = \frac{A_B^2 * X^2}{A_A^2}$$

液压缸作伸缩往返运动时，由各控制阀口的压差，可算出阀的总压差和相应的流量。

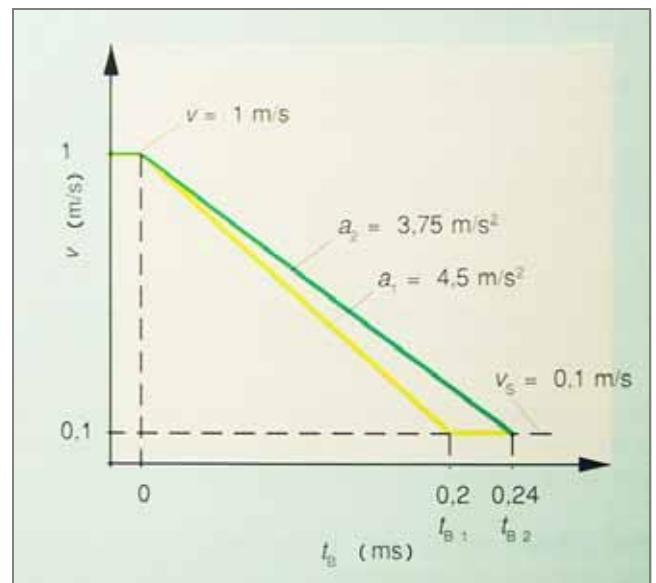
为了得到最大流量，必须选取最小压差 Δp 。

7. 一定减速时间下减速行程的位置精度

为减少怠机时间，提高执行机构的运动速度是势在必行。然而，只有在所有运行状态的减速距离保持一定时，告诉才有意义。

如果减速距离发生了变化，设计时须为低速运动考虑更较长的距离。

这就会以更长的时间为代价！



曲线 38.减速时间改变时的减速距离

7.1 什么因素能改变减速距离？

7.1.1 改变斜坡函数的减速时间

带斜坡函数发生器的液压比例控制，与常规开关液压控制相比有明显优点。一个设计优良的电子斜坡器，在温度变化时，不会有明显的变化。

为了能充分利用这个优点，必须注意，斜坡时间不能选得太短。也即阶跃响应时间，要与液压比例器件固有转换时间错开足够的距离。

实用原则

最短斜坡时间 > 液压比例器件固有转换时间的 2 倍

比例器件液压量固有转换时间（阶跃响应时间）可从比例器件的样本中查出。

斜坡时间变化的影响可从曲线 38 看出。

计算表明，速度 $v=1\text{m/s}$ 变化到低速速度 $v_s=0.1\text{m/s}$ 过程中，距离 s_s 的变化为 22mm ，其间所需的时间为 $t_s=220\text{ms}$ 。

$$s_{B1} = \frac{v + v_s}{2} * t_{B1} = \frac{1 + 0.1}{2} * 0.2 = 0.11\text{m} = 110\text{mm}$$

$$s_{B2} = \frac{v + v_s}{2} * t_{B2} = \frac{1 + 0.1}{2} * 0.24 = 0.132\text{m} = 132\text{mm}$$

$$\Delta s_B = 22\text{mm}$$

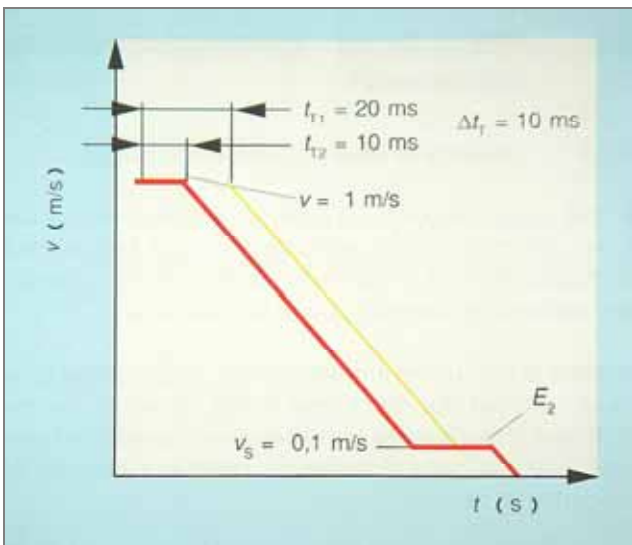
对应于 $s_s=22\text{mm}$, 在 $v_s=0.1\text{m/s}$ 时

$$t_s = \frac{s_s}{v_s} = \frac{22 * 10^{-3}}{0.1} = 0.22\text{s} = 220\text{ms}$$

7.1.2 不同电信号的死区时间

电信号从开关到电控插板设定值的处理间隔要短，且不应存在时间上的变化。

一个死区时间内 10ms 的变化，在 1m/s 速度时产生一个 10mm 的位置变化；因而对应于 0.1m/s 的低速，需要的 t_s 为 100ms 。



曲线 39. 延迟时间改变时的减速行程（死区时间）。一个 10ms 的死区时间变化，在速度为 1m/s 时产生 10mm 的位置变化，而在 0.1m/s 低速时，需要的 t_s 为 100ms 。

7.1.3 比例阀控制阀口不同压差 ΔP 引起的速度 V 的变化（图 118）

油液粘性的变化使流量和相应执行器的速度发生变化。

实践上，可将比例器件的控制阀口作成薄刃孔口，以减小粘度变化的影响。

对于液压设备的测试表明，温度变化所引起的管接头和控制阀块中 Δp 的变化，远大于流量控制装置的 Δp 变化。

这个 Δp 的变化，自然引起流量变化。

减速距离所受的影响，举例说明如下：

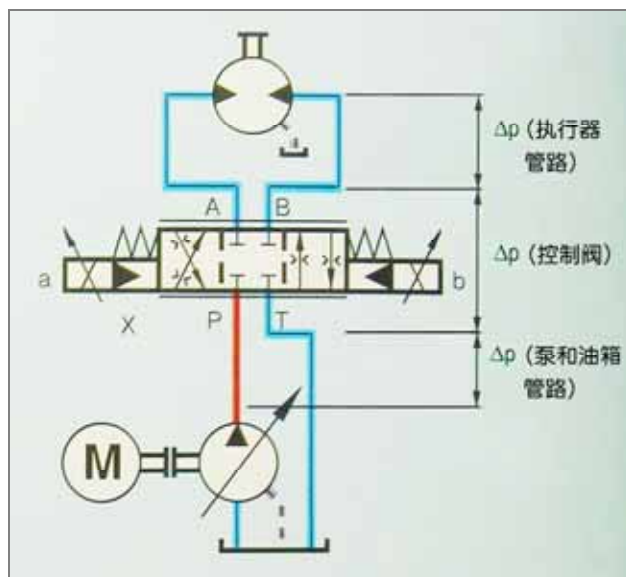


图 140. 液压系统的压降

- 50℃时，执行器管道的 $\Delta p = 4$ (daN/cm²)
- 20℃时，执行器管道的 $\Delta p = 6$ (daN/cm²)
- 50℃时，液压泵管道的 $\Delta p = 5$ (daN/cm²)
- 20℃时，液压泵管道的 $\Delta p = 8$ (daN/cm²)
- 比例阀处 $\Delta p = 5$ (daN/cm²)

8. 管道系统中油液粘度改变所引起的速度变化

在 50℃ 油温时，由于泵的压力 $P_p=100\text{daN/cm}^2$ ，马达转矩较低，测得阀两端的总压降 $\Delta p=55\text{daN/cm}^2$ ，此时测得的最大速度为 $v=1.3\text{m/s}$ 。

而在油温较低时，阀的总压降则为 $\Delta p=50\text{daN/cm}^2$ 。

在 20℃ 时的运行速度由下式算出

$$v = v * \sqrt{\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2}} = 1.3 * \sqrt{\frac{50}{55}} = 1.24 \text{ m/s}$$

$\Delta p_1=20^\circ\text{C}$ 时阀的压降

$\Delta p_2=50^\circ\text{C}$ 时阀的压降

50℃ 时加速和减速的行程为

$$s_B = \frac{v^2}{2 * a} * 10^3 = \frac{1.3^2}{2 * 2} * 10^3 = 422.5 \text{ mm}$$

由此可知，油温变化时，减速距离的变化量。

20℃ 时则为

$$s_B = \frac{v^2}{2 * a} * 10^3 = \frac{1.24^2}{2 * 2} * 10^3 = 384.0 \text{ mm}$$

比例阀的压差 $\Delta p=50\text{daN/cm}^2$ 是较高的。

出于节能的考虑，需要降低系统压力。

然而，从下面的计算却表明，由于减速运动的变化，不推荐降低系统压力。

假设在 20℃ 时阀最小总压差 $\Delta p=10\text{daN/cm}^2$ ，在 50℃ 时相应的管路损失 $\Delta p=15\text{daN/cm}^2$ ，可得

$v=1.3\text{m/s}$

而在 20℃ 时

$$v = v * \sqrt{\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2}} = 1.3 * \sqrt{\frac{10}{15}} = 1.06 \text{ m/s}$$

$\Delta p_1=20^\circ\text{C}$ 时阀的压降

$\Delta p_2=50^\circ\text{C}$ 时阀的压降

50℃ 时加速和减速的行程为

$$s_B = \frac{v^2}{2 * a} * 10^3 = \frac{1.3^2}{2 * 2} * 10^3 = 422.5 \text{ mm}$$

而在 20℃ 时

$$s_B = \frac{v^2}{2 * a} * 10^3 = \frac{1.06^2}{2 * 2} * 10^3 = 281.6 \text{ mm}$$

$$\Delta s_B = 140 \text{ mm}$$

在一个用压力补偿器进行负载压力补偿的控制系统中，由于节流阀口上的压差保持不变，所以不会改变上述的减速行程。

在节流控制系统中，阀的压降必须选得高一些，以减小减速行程的偏移。

这里应指出，当加速度较大时，阀的压降 Δp 较高；加速度较低时， Δp 较低。

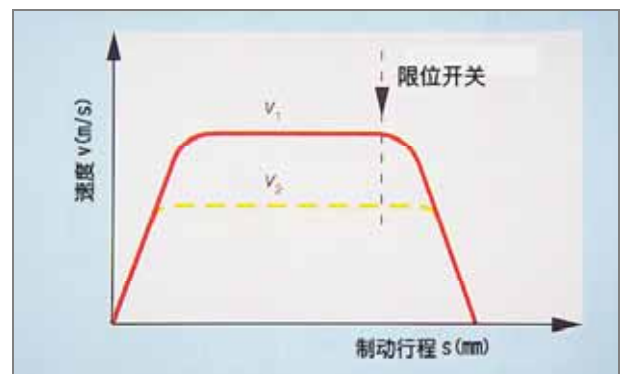
通过节流口的能量损失，乍看起来显得较大，但由于执行器速度很快，故这种损失仅在短时间里出现。

由于动态特性的关系，在运动速度较（指导值 $>1\text{m/s}$ ）和加速过程较快的场合，系统不可配置压力补偿器。

但是节流控制却会使减速距离的变化过大。

使用与距离相关的减速电子控制装置，在保持减速距离和运动时间为常数方面，获得了得到较好的效果（曲线 40）。

带这种控制装置的比例阀阀口，会随减速距离而无级地关小。运动距离的长短则用模拟或数字量测出。



曲线 40.

9. 四通比例阀控系统中油缸与液压马达

的参数计算

9.1 符号与单位

9.1.1 液压缸驱动的直线运动

m = 每个液压缸的运动质量(Kg)
 F_{ST} = 每个液压缸的稳态负载(N)
 F_K = 每个液压缸的稳态作用力(N)
 F_R = 每个液压缸的摩擦力(N)
 v = 液压缸速度(m/s)
 t_B = 希望的加速时间(m/s)
 p_P = 泵的压力(daN/cm²)
 Δp_v = 管道压力损失 (daN/cm²)

9.1.2 液压马达驱动的回转运动

J = 从动系统的转动惯性 (kgm²)
 M_{ST} = 从动系统中的静态负载转矩(Nm)
 M_K = 从动系统中的静态转矩(Nm)
 M_C = 从动系统中的摩擦转矩(Nm)
 J_M = 马达和传动系统的转动惯量 (kgm²)
 i = 传动比
 n_M = 马达转速/从动轴转速 (rpm)
 n = 输出转速 (rpm)
 t_B = 希望的加速时间(m/s)
 p_P = 泵的压力(daN/cm²)
 Δp_v = 管道压力损失(daN/cm²)
 计算中, 假设泵的压力为已知。

9.2 节流控制（无负载压力补偿）所需液压

缸作用面积（或液压马达的排量）的计算

1/3 用于克服负载
 1/3 用于加速阶段
 1/3 用于速度保持

也就是说, 在 1/3 负载时, $[(P_p - \Delta p_v) - P_s]$ 则应当只有 1/2 用于质量或转动惯量的减速。否则, 在从恒速到减速的过渡过程中, 比例阀阀芯的位移变化就太大。而用于负载的那部分则难以准确地达到 1/3。因此, 较好的处理方法, 应该是先从可供使用的压力中减去实际负载压力, 然后再按上面的公式确定液压缸或液压马达的尺寸。

液压缸传动时, 加速或减速的作用面积的计算如下:

$$\frac{1}{10} * a * m = \Delta p * A_w$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} * [(p_p - \Delta p_v) - p_s]$$

$$p_s = \frac{F_{St} + F_R}{A_w * 10}$$

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

$$\frac{v}{t_B} * \frac{m}{10} = \frac{1}{2} * \frac{(p_p - \Delta p_v) - (F_{St} + F_R)}{A_w * 10} * A_w$$

$$A_w \geq \frac{2}{10 * (p_p - \Delta p_v)} * (m * \frac{v}{t_B} + \frac{F_{St} + F_R}{2}) \quad (\text{cm}^2)$$

A_w = 有效面积(cm²)

a = 加速度(m/s²)

Δp = 可使用压力 (daN/cm²)

先决条件:

在加速或减速过程中工作力或压制力 F_k 不起作用。

说明:

如在加速过程中某个力有效, 则必须把此力加到稳态力 F_k 上。

在恒速及最大稳态力 F_k 下, 作用面积为

$$A_w = \frac{F_{St} + F_K + F_R}{10 * (p_p - \Delta p_v - 10)} \quad (\text{cm}^2)$$

10bar = 比例阀上的最小压降

经验表明, 当液压缸或液压马达选用合理时, 可供使用的压力 $(P_p - \Delta p_v)$ 作如下分配:

选取上述两个基本点计算值中的最大作用面积，来确定液压缸的尺寸。

如果作用面积和作用时间已知，则可计算所需要的液压泵压力。

在加速时，

$$p_P = \frac{2 * m * v}{t_B * 10 * A_W} + \Delta p_v + \frac{F_{St} + F_R}{10 * A_W} \quad (\text{daN/cm}^2)$$

对于恒速及最大负载，

$$p_P = \frac{F_{St} + F_K + F_R}{10 * A_W} + \Delta p_v + 10 \quad (\text{daN/cm}^2)$$

10bar = 比例压力阀上的最小压降

如果作用面积和泵压已知，则可计算加速时间

$$t_B = \frac{2 * m * v}{10 * A_W * (p_P - \Delta p_v) - (F_{St} + F_R)} \quad (\text{s})$$

在节流控制的液压马达传动中，加速和减速时液压马达排量的计算如下

$$\frac{J_G * \varepsilon}{i^2} = \frac{V_G * \Delta p}{20 * \pi}$$

$$\Delta p = \frac{(p_P - \Delta p_v) - p_s}{2}$$

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_B}$$

$$\omega = \pi * n * \frac{i}{30}$$

$$p_s = \frac{(M_s + M_C) * 20 * \pi}{i * V_G}$$

$$\frac{J_G * \pi * n * \frac{i}{30 * t_B}}{i^2} = \frac{V_G}{20 * \pi} * \frac{(p_P - \Delta p_v) - \frac{(M_s + M_C) * 20 * \pi}{i * V_G}}{2}$$

$$V_G = \frac{4 * \pi}{(p_P - \Delta p_v) * i} * (J_G * n * \frac{\pi}{3 * t_B} + 5 * (M_s + M_C)) \quad (\text{cm}^3)$$

Δp = 加速时所需的压力差(daN/cm²)

J_G = 从动系统总的转动惯量 (kgm²)

i = 传动比，马达转速/从动轴转速

V_G = 马达排量(cm³)

ω = 角速度(1/s)

ε = 角加速度(1/s²)

计算中，假设泵的压力为已知。

注意：

如果在加速过程中有一力矩 M_K 作用，则应加到负载力矩

M_s 上。

对应于恒转速及最大力矩 M_K

$$V_G = \frac{(M_s + M_K + M_C) * 20 * \pi}{i * (p_P - \Delta p_v - 10)} \quad (\text{cm}^3)$$

10bar = 比例阀上的最小压降

根据计算所得排量值中的最大者，来确定液压马达的规格。

如果排量和加速时间已知，则可计算所需要的液压泵压力。

在加速时，

$$p_P = \frac{J_G * \pi^2 * n * 4}{3 * i * V_G * t_B} + \Delta p_v + \frac{(M_s + M_C) * 20 * \pi}{i * V_G} \quad (\text{daN/cm}^2)$$

对应于恒速及最大力矩 M_K ，

$$p_P = \frac{(M_s + M_K + M_C) * 20 * \pi}{i * V_G} + \Delta p_v + 10 \quad (\text{daN/cm}^2)$$

10bar = 比例阀上的最小压降

如果排量和泵压已知，则加速时间计算如下

$$t_B = \frac{4}{3} * J_G * n * \frac{\pi^2}{i * V_G * (p_P - \Delta p_v) - 20 * \pi * (M_s + M_C)} \quad (\text{s})$$

9.3 负载压力补偿控制时所需液压缸作用面积的计算

在负载压力补偿控制中，扣除压力补偿器的压降 Δp (8daN/cm²)，以及从执行机构到油箱的节流阀口的压差 (8daN/cm²) 以外，全部可用的压力为 $p_p - \Delta p_v$

加速或减速时，液压缸作用面积计算如下：

$$A_w \geq \frac{1}{10} * \frac{F_{St} + F_R + v * \frac{m}{t_B}}{p_p - \Delta p_v - 16} \quad (\text{cm}^2)$$

对应于恒速及最大作用力 F_K ，

$$A_w \geq \frac{F_{St} + F_R + v * \frac{m}{t_B}}{10 * (p_p - \Delta p_v - 16)} \quad (\text{cm}^2)$$

16bar = 比例阀上的最小压降 + 压力补偿器的压降

根据计算所得排量值中的最大者，来确定液压缸的规格。

如果排量和加速时间已知，则可计算所需要的液压泵压力。

在加速时，

$$p_p = \frac{m * v}{t_B * 10 * A_w} + \Delta p_v + 16 + \frac{F_{St} + F_R}{10 * A_w} \quad (\text{daN/cm}^2)$$

对应于恒速及最大力矩 F_K ，

$$p_p = \frac{F_{St} + F_K + F_R}{10 * A_w} + \Delta p_v + 16 \quad (\text{daN/cm}^2)$$

16bar = 比例阀上的最小压降 + 压力补偿器的压降

如果排量和泵压已知，则加速时间计算如下

$$t_B = \frac{m * v}{10 * A_w * (p_p - \Delta p_v - 16) - (F_{St} + F_R)} \quad (\text{s})$$

9.4 带负载压力补偿液压马达传动中，加速和减速工况液压马达排量的计算

$$V_G = \frac{2 * \pi}{(p_p - 16 - \Delta p_v) * i} * \left(\frac{J_G * n * \pi}{3 * t_B} + 10 * (M_s + M_c) \right) \quad (\text{cm}^3)$$

对应于恒速过程及最大力矩 M_K ，

$$V_G = \frac{(M_s + M_K + M_c) * 20 * \pi}{(p_p - \Delta p_v - 16) * i} \quad (\text{cm}^3)$$

16bar = 比例阀上的最小压降 + 压力补偿器的压降

如果排量和加速时间已知，则可计算加速所需要的液压泵压力

$$p_p = \frac{J_G * \pi^2 * 2}{3 * i * V_G * t_B} + \Delta p_v + 16 + \frac{(M_s + M_c) * 20 * \pi}{i * V_G} \quad (\text{daN/cm}^2)$$

对应于恒速过程及最大力矩 M_K ，

$$p_p = \frac{(M_s + M_K + M_c) * 20 * \pi}{i * V_G} + \Delta p_v + 16 \quad (\text{daN/cm}^2)$$

16bar = 比例阀上的最小压降 + 压力补偿器的压降

如果有效面积和泵压已知，则加速时间计算如下

$$t_B = \frac{\frac{2}{3} * J_G * n * \pi^2}{i * V_G * (p_p - \Delta p_v - 16) - 20 * \pi * (M_s + M_c)} \quad (\text{s})$$

10.1 液压缸固有频率的计算

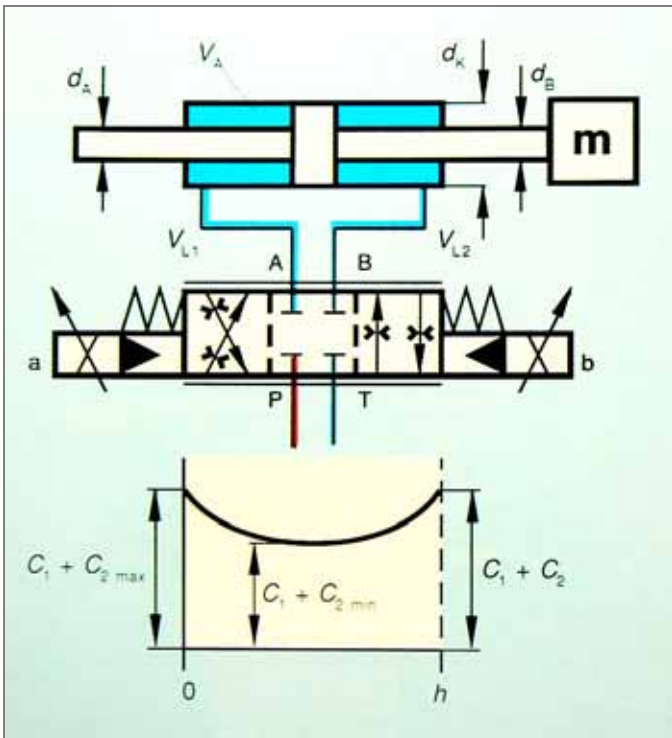


图 142 双出杆液压缸

$$C_1 = A_A^2 * \frac{E_{oil}}{\frac{A_A * h}{2 * 10} + V_{L1}} \quad (\text{N/m})$$

$$C_2 = A_B^2 * \frac{E_{oil}}{\frac{A_B * h}{2 * 10} + V_{L2}} \quad (\text{N/m})$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{m}} \quad (1/\text{s})$$

当活塞面积 $A_A = A_B$ 及 $V_{L1} = V_{L2}$ 时，液压缸中位的固有频率最小。

m = 质量(kg)

h = 液压缸的行程(mm)

h_k = 最小固有频率时液压缸的行程(mm)

A_K = 活塞面积(cm^2)

A_R = 环形面积(cm^2)

V_{L1} = 活塞端油管体积(cm^3)

V_{L2} = 环形端油管体积(cm^3)

E_{OIL} = 油液弹性模量(kg/cm-sec^2)

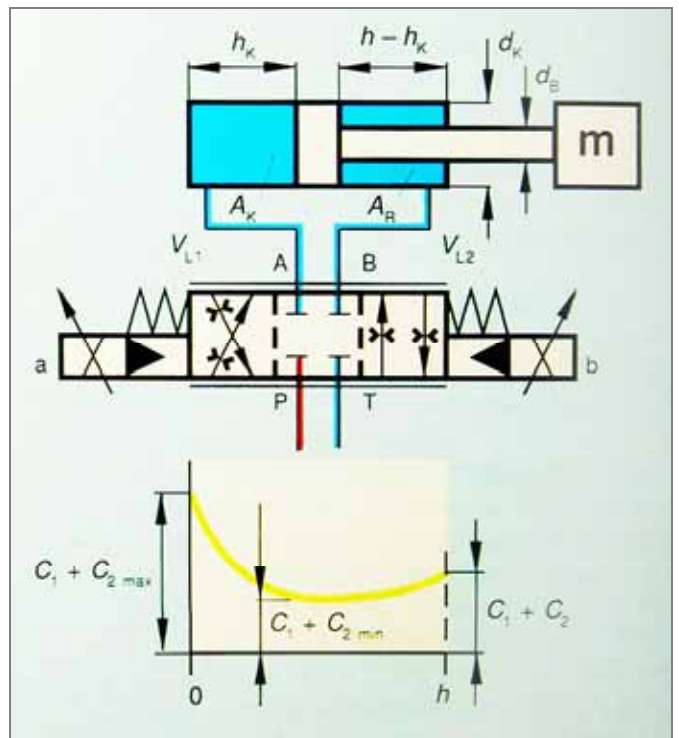


图 143 单出杆液压缸

C_1 = 活塞端弹簧刚度 (Nm)

C_2 = 环形端弹簧刚度 (Nm)

$$C_1 = A_K^2 * \frac{E_{oil}}{\frac{A_K * h_K}{10} + V_{L1}} \quad (\text{N/m})$$

$$C_2 = A_R^2 * \frac{E_{oil}}{\frac{A_R * (h - h_K)}{10} + V_{L2}} \quad (\text{N/m})$$

弹簧的总负载 h_k 为最小时的活塞位置，可计算如下

$$(C_1 + C_2)_{\max} = \frac{A_K^2 * E_{oil}}{V_{L1}} + \frac{A_R^2 * E_{oil}}{\frac{A_R * h}{10} + V_{L2}} \quad (\text{当 } h=0)$$

$$(C_1 + C_2)_{\max} = \frac{A_K^2 * E_{oil}}{\frac{A_K * h}{10} + V_{L1}} + \frac{A_R^2 * E_{oil}}{V_{L2}} \quad (\text{当 } h=h)$$

如果对 C_1+C_2 求微分,则可求出 C_1+C_2 的最小值 $(C_1+C_2)_{\min}$ 及相应的液压缸行程 h_k

$$h_k = \frac{\left(\frac{A_R \cdot \frac{h}{10}}{\sqrt{A_R^3}} + \frac{V_{LR}}{\sqrt{A_R^3}} + \frac{V_{LK}}{\sqrt{A_K^3}} \right)}{\left(\frac{1}{\sqrt{A_R}} + \frac{1}{\sqrt{A_K}} \right)} * 10 \text{ (mm)}$$

$$\omega_{0\min} = \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{m}} \text{ (1/s)}$$

10.2 差动回路液压缸固有频率的确定

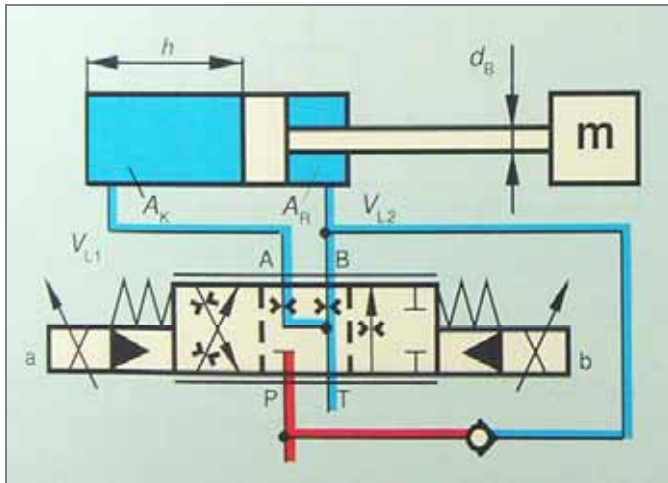


图 144

$$C_1 = \frac{A_K^2 \cdot E_{oil}}{\frac{A_K \cdot h}{10} + V_{L1}} \text{ (N/m)}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_1}{m}} \text{ (1/s)}$$

在差动回路中,当活塞杆外伸时,液压缸的环形面上不存在弹簧刚度 C_2 。

论证

活塞的环形面上作用有恒压 p_p ,作用在液压缸上的外力不会导致作用于该缸大端的压力升高,也不会导致液压缸环形腔中反推力的升高。最小弹簧刚度 C_1 和相应最低固有频率取决于活塞行程 h 。

10.3 负载压力补偿控制时液压缸固有频率的确定

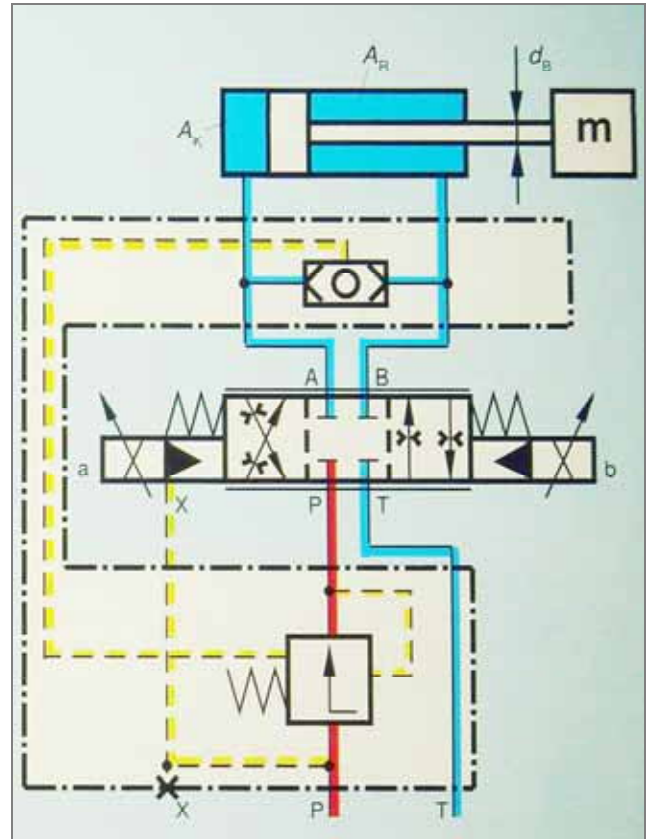


图 145

$$C_2 = \frac{A_R^2 \cdot E_{oil}}{\frac{A_R \cdot h}{10} + V_{L2}} \text{ (N/m)}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_2}{m}} \text{ (1/s)}$$

负载压力补偿控制中,同样能用液压缸一端的弹簧刚度来计算液压缸的固有频率。

液压缸未进行压力补偿一端,处于由油液流出节流阀口而形成的恒定回油压力作用下(使用进口压力补偿器时)。外力不会引起液压缸这一腔的压力升高及相应的作用力增大。

最小弹簧刚度和最低固有频率取决于活塞杆回缩行程液压缸的特性。

10.4 液压马达驱动系统固有频率的计算

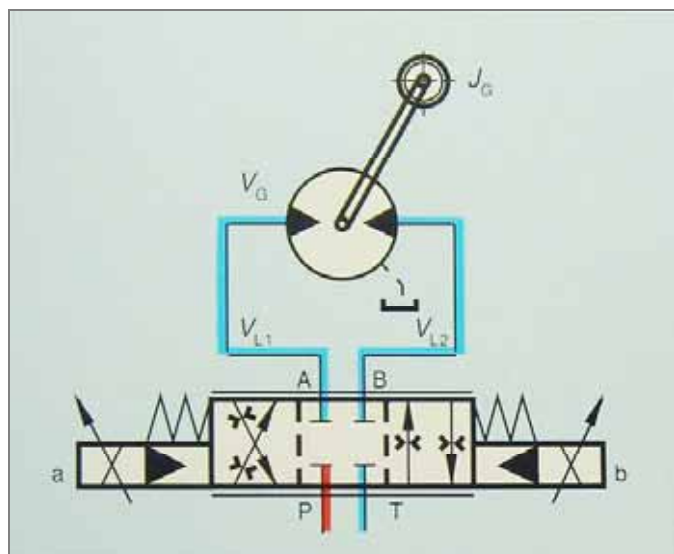


图 146

$$C_1 = \left(\frac{V_G}{2 * \pi} \right)^2 * \frac{E_{oil}}{\left(\frac{V_G}{2} + V_{L1} \right) * 10^4} \quad (\text{Nm/rad})$$

$$C_2 = \left(\frac{V_G}{2 * \pi} \right)^2 * \frac{E_{oil}}{\left(\frac{V_G}{2} + V_{L2} \right) * 10^4} \quad (\text{Nm/rad})$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{J_G}} \quad (1/s)$$

J_G =转动惯性 (kgm^2)

V_G =液压马达的排量(cm^3)

V_{L1} =A侧的管道容积(cm^3)

V_{L2} =B侧的管道容积(cm^3)

E_{oil} =油液的弹性模量(kg/cms^2)

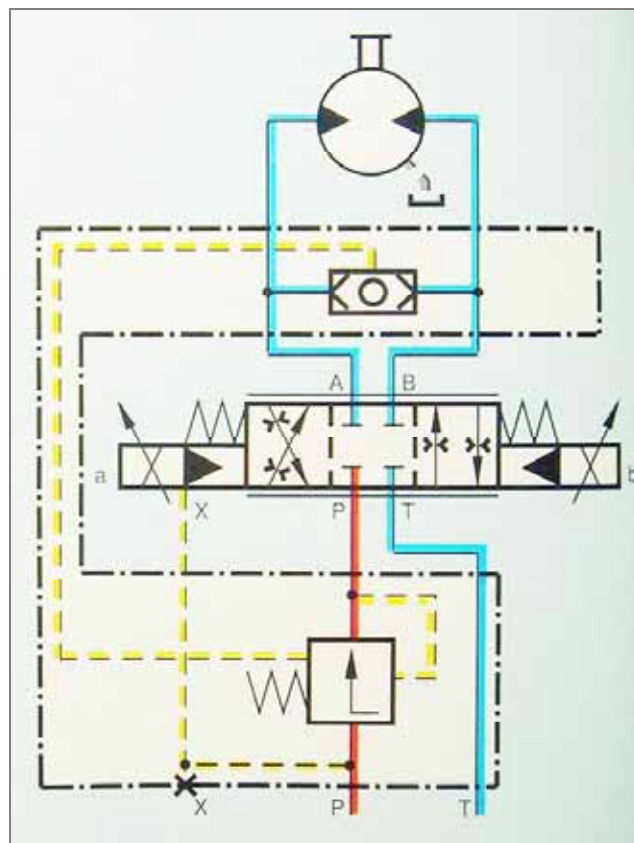


图 147

在负载补偿控制中，可只计算液压马达一侧的弹簧刚度。未进行压力补偿的一侧，处于节流窗口形成的恒定回油备压作用下（使用进口压力补偿时）。

外力不会引起液压马达这一腔的压力升高及作

用力增大。

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_1}{J_G}} \quad (1/s)$$

11. 从开环比例控制固有频率的理论计算，可得到哪些经验数据？

11.1 最低的系统固有频率

系统的固有频率应不低于

- 对于未进行负载压力补偿的控制 3Hz=18.84 (1/s)
- 对于负载压力补偿的控制 4Hz=25.13 (1/s)

应当指出，在系统的固有频率较低时，由于系统刚度较小，加速和减速过程就会不正常。此外，在低速时可能出现爬行现象。

这些不利特性在早期带负载补偿的控制系统中也曾出现，因为压力补偿器也有其固有时间特性。无负载补偿的节流控制恰好具有一个附加的阻尼作用，可以使固有频率较低系统的速度得到平滑处理。

由于静摩擦和动摩擦（滑动摩擦）差别很大，不能期望节流回路的速度得到平滑控制。

11.2 最小加速时间和减速时间

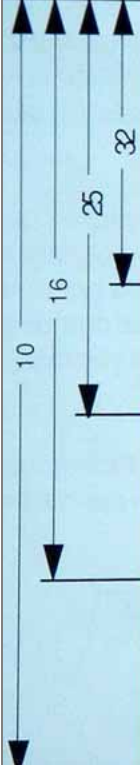
由固有频率可得出加速或减速时间的经验值。使用比例方向阀和比例流量阀时

$$t_B = \frac{18}{\omega_0} \quad (\text{s})$$

在实用上，表格 3 列出了与角频率 ω_0 有关的加速/减速时间。

表中同时列出了不同运行速度时的加速度 a (m/s^2)。

- 最小加速时间可通过三个特征值来确定：
- 取决于频率 ω_0 (1/s) 的最小加速/减速时间。
 - 由给定泵压决定的最小加速/减速时间。
 - 由液压比例装置的转换时间限定的最小加速/减速时间。

阀使用 极限范围	角频率 (无阻尼) ω_0 (1/s)	固有频率 (无阻尼) f (Hz)	加速或 减速时间 (最小) t_B (s)	对应于速度 $v=0.5, 1, 1.5, 2$ [m/s] 产生的加速度或减速度 a (m/s ²)			
	5	0,79	3,6	0,138	0,277	0,416	0,555
	10	1,59	1,85	0,277	0,55	0,833	1,11
	15	2,38	1,2	0,416	0,833	1,25	1,66
	20	3,18	0,9	0,555	1,11	1,66	2,22
	30	4,77	0,6	0,833	1,66	2,5	3,33
	40	6,37	0,45	1,111	2,22	3,33	4,44
	50	7,95	0,36	1,388	2,77	4,16	5,55
	60	9,54	0,3	1,666	3,33	5,0	6,66
	70	11,14	0,26	1,94	3,89	5,83	7,77
	80	12,73	0,225	2,22	4,44	6,66	8,88
	90	14,32	0,2	2,5	5,0	7,5	10,0
	100	15,91	0,18	2,77	5,56	8,33	11,11
	110	17,50	0,16	3,05	6,11	9,16	12,22
	120	19,09	0,15	3,33	6,66	10,0	
	130	20,69	0,138	3,61	7,22	10,83	
	140	22,28	0,128	3,88	7,78		
	150	23,87	0,12	4,16	8,33		
	160	25,46	0,1125	4,44	8,89		
	170	27,05	0,105	4,72	9,44		
	180	28,64	0,1	5,0	10,0		

表格 3

备注

备注

伺服阀技术入门

迪特-克里兹

1. 电液伺服阀的发展简史

伺服阀首先在航空领域中开始发展起来。开发电液伺服阀的目的，在于能以最小的电信号对飞行器进行精确控制，之所以采用由电气和电子控制转换为电-液控制及其控制系统，主要是由于飞行器要实现较高的飞行速度，因此，对其控制既需要较快的调节速度，又需要较大的调节力。

航空领域对这种控制机构的快速性、精确性和功率密度方面提出了较高的要求。

随着时间的推移，工业界也着手研究这一技术，并根据应用所需进行精度改进，使电液伺服器件的价格更具竞争力。

1.1 液压伺服技术的定义

“液压伺服技术”这一术语有确切的技术含义，但该概念的定义有多种表述方式。

对“液压伺服技术”比较认同的定义是“闭环电-液控制技术”。

这一定义，就把实际应用中所有包含液压设备的闭环控制系统一并包括在内。

闭环控制系统意味着不断地监测运行状况，并根据要求不断地纠正偏差。

- 控制参量大多为机械量，如
- 位移或转角
 - 速度或转速
 - 力或转矩

或液压量，如：

- 流量
- 压力

为了能够调整设定值，需要可测量实际值的相应测量仪器。

液压伺服系统并不是单个孤立的液压元件，而是控制技术的综合运用，其中液压部分进行能量的传递，而电子器件处理信息。

为了理解和评价电液闭环控制系统，了解它的功率范围，用户必须在下列几个技术领域中进行深入探讨：

- 控制技术
- 电子学
- 液压技术
- 测量技术

1.2 液压伺服系统

很显然，液压伺服技术属于更宽泛的系统技术范畴——这意味着，必须对闭环控制回路中的所有元件都属分析研究之列。要素加以分析和考虑。

系统设计的成功，在很大程度上取决于所有参加系统设计各技术领域人员的积极协调与配合。只有各技术领域人员尽可能早地协同工作，才能期望得到一个最优的成果。

如果各方面的合作开始之前，设计的一些重要特性就已确定下来并已无法改变时，往往会导致出现妥协折衷的解决方案。

2. 开环系统和闭环系统的区别

2.1 开环控制

如果合上开关 a，则比例放大器 b 根据调定的设定值去控制比例方向阀，比例方向阀阀口打开，调定某一流量。

液压缸的活塞杆 Z 就开始运动。

如果在开关 a 打开时，要求液压缸的活塞能停在预定位置上，这只是一定条件下才有可能。

- 原因在于：
- 比例阀的切换性能将随油的粘性而变化。
 - 比例阀处的压降，会因管道中粘性损失而变化。
 - 由于 ΔP 不同，得到不同的流量，从而得到液压缸的不同位置。
 - 液压缸活塞的制动距离还因运动质量和调节速度的不同而发生变化。
- 所有这些“干扰量”对于开环控制而言，全都会对控制结果造成影响。

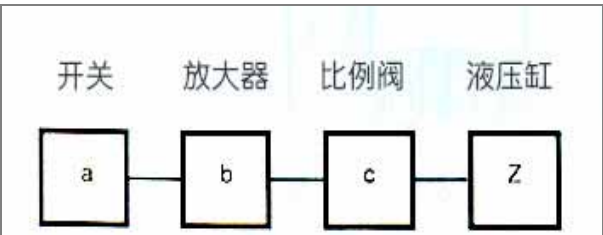


图 148. 开环控制的方块图

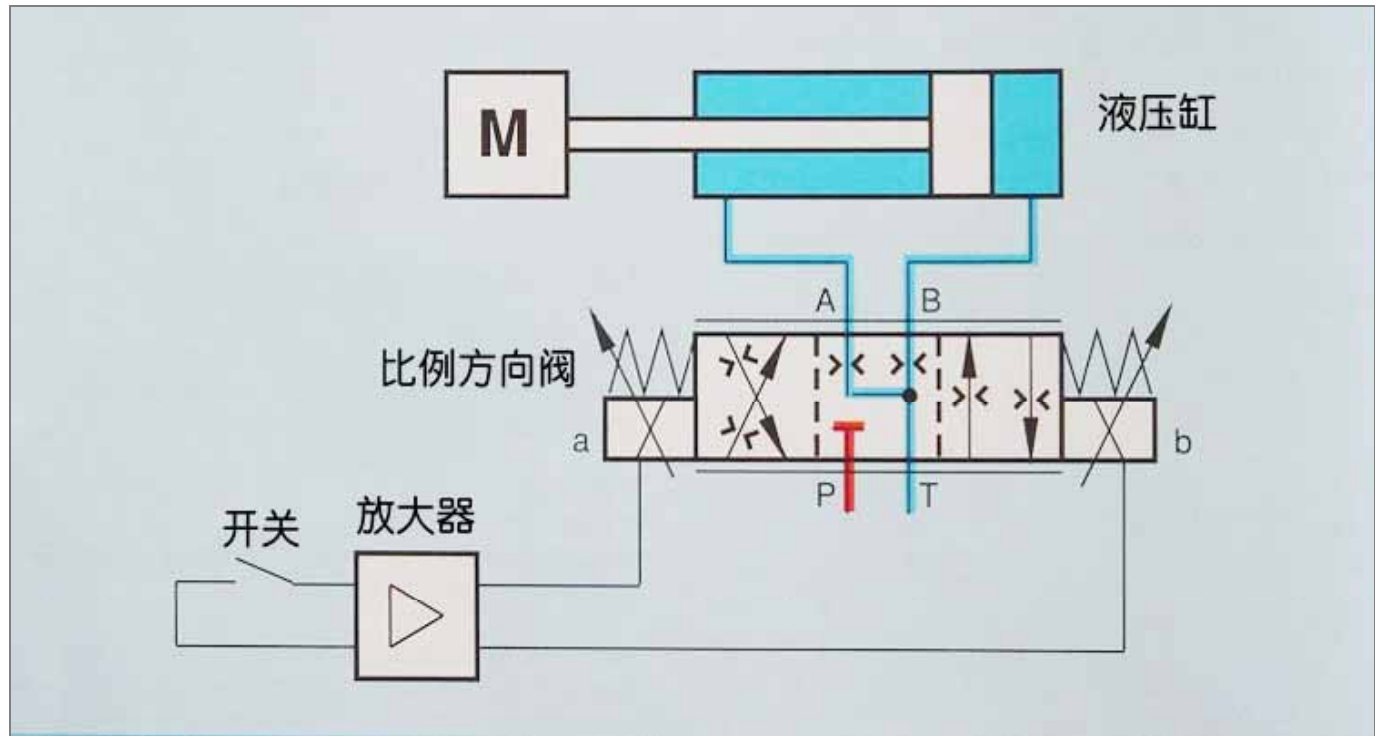


图 149. 应用比例方向阀的开环控制系统

2.2 闭环的调节

用电位器可调定与液压缸活塞确定位置所对应的设定电压值。活塞的真实位置，即实际值，同样地用电位器以电压形式检测出来。这两个电压值在进入放大器之前作相减处理，也即得到设定值和实际值的差值，即误差或称为调节偏差。该偏差经放大器放大后，驱动动伺服阀的线圈，从而打开伺服阀控制阀口，使活塞运动。活塞运动的同时，改变了位移传感器的动臂位置，实际值电压在数值上越来越接近设定电压值；当达到所期望的位置时，两个

电压值达到等值。在此过程中，误差信号总是越来越小。尽管如此，伺服阀线圈总有逐渐减少的电流在起作用。这就是说，伺服阀控制阀口在逐步变小，而活塞则由制动直到最后停止运动。在达到所期望的位置时，调节偏差等于零，伺服阀关闭。

由此可知，开环控制中所述的各种干扰量，在闭环调节系统中不再或几乎不再对控制结果产生影响。这是闭环调节系统、同时也是液压伺服系统的一个重要特性。

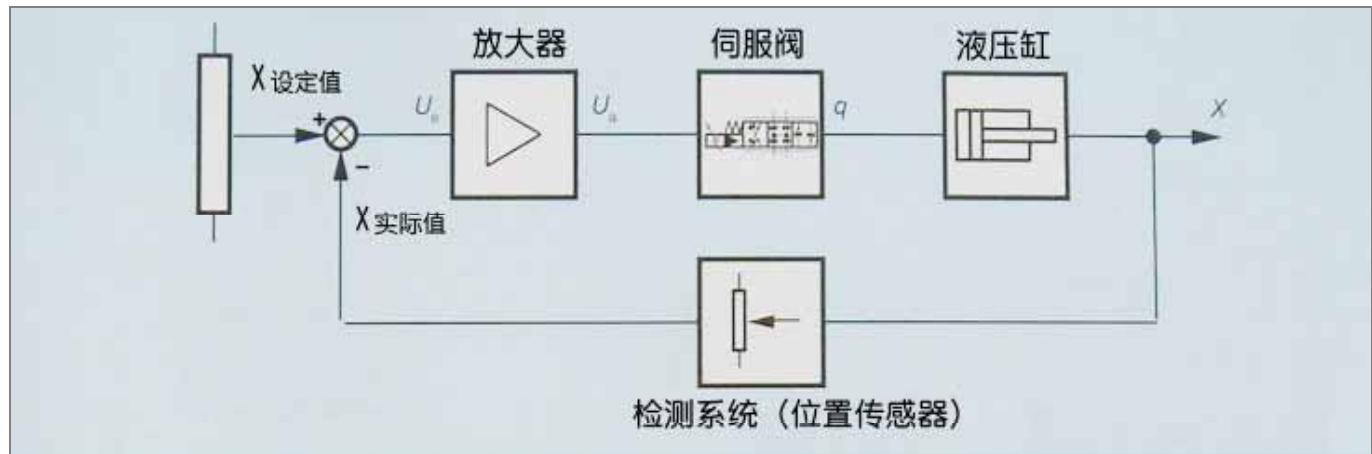


图 150.一闭环回路的简化方块图

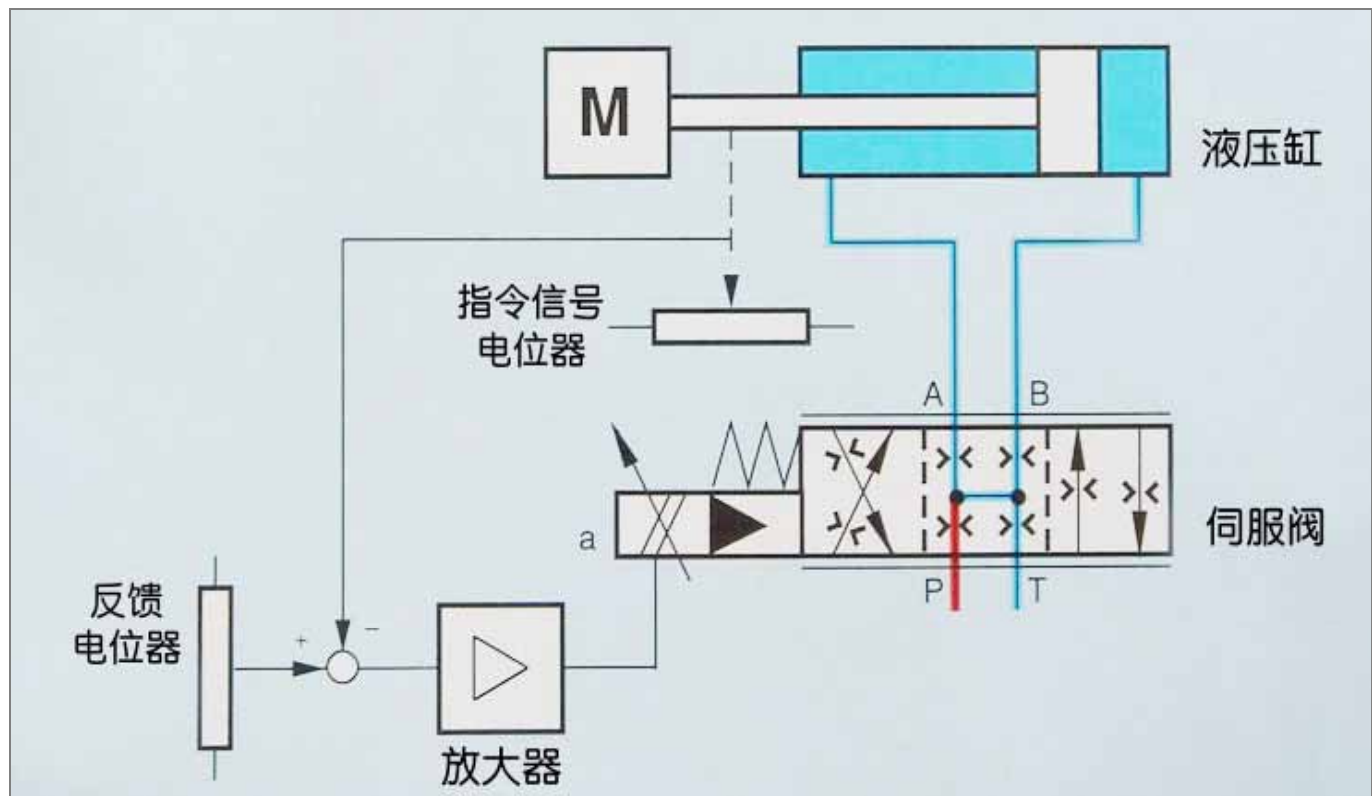


图 151.应用伺服阀的闭环回路

3. 实用性的技术数据

讨论伺服阀需用到大量的概念，对其含义应预先加以说明。

- A,B =运行的特性工作点
- A = 零位处的工作点
- B =阀口开启后的工作点

3.1 稳态特性值

3.1.1 公称流量

调节过程中的工作点含义见 3.1.3 节。

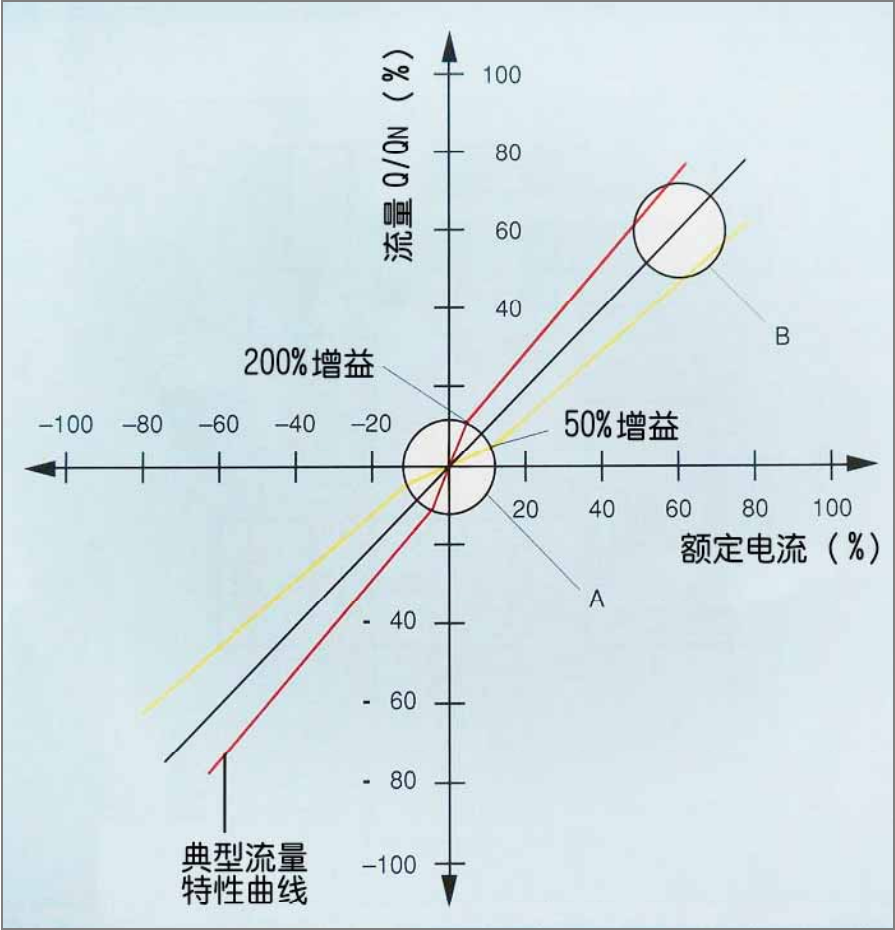
伺服阀的公称流量大多指在总压差为 70bar 时的流量。
 但这并不意味着伺服阀仅在 70bar 压差的工况下工作。
 任一工作点的流量，可由下式求得：

$$Q = Q_{nominal} * \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{nominal}}}$$

Q_{nominal}=阀在压差Δp下的公称流量
 公称流量总和伺服阀的全行程运行相关。
 部分行程控制时，流量随行程而成比例地变化。

3.1.2 流量曲线

阀流量和输入电信号之间的关系，可用流量曲线来描述。



曲线 41. 流量特性曲线

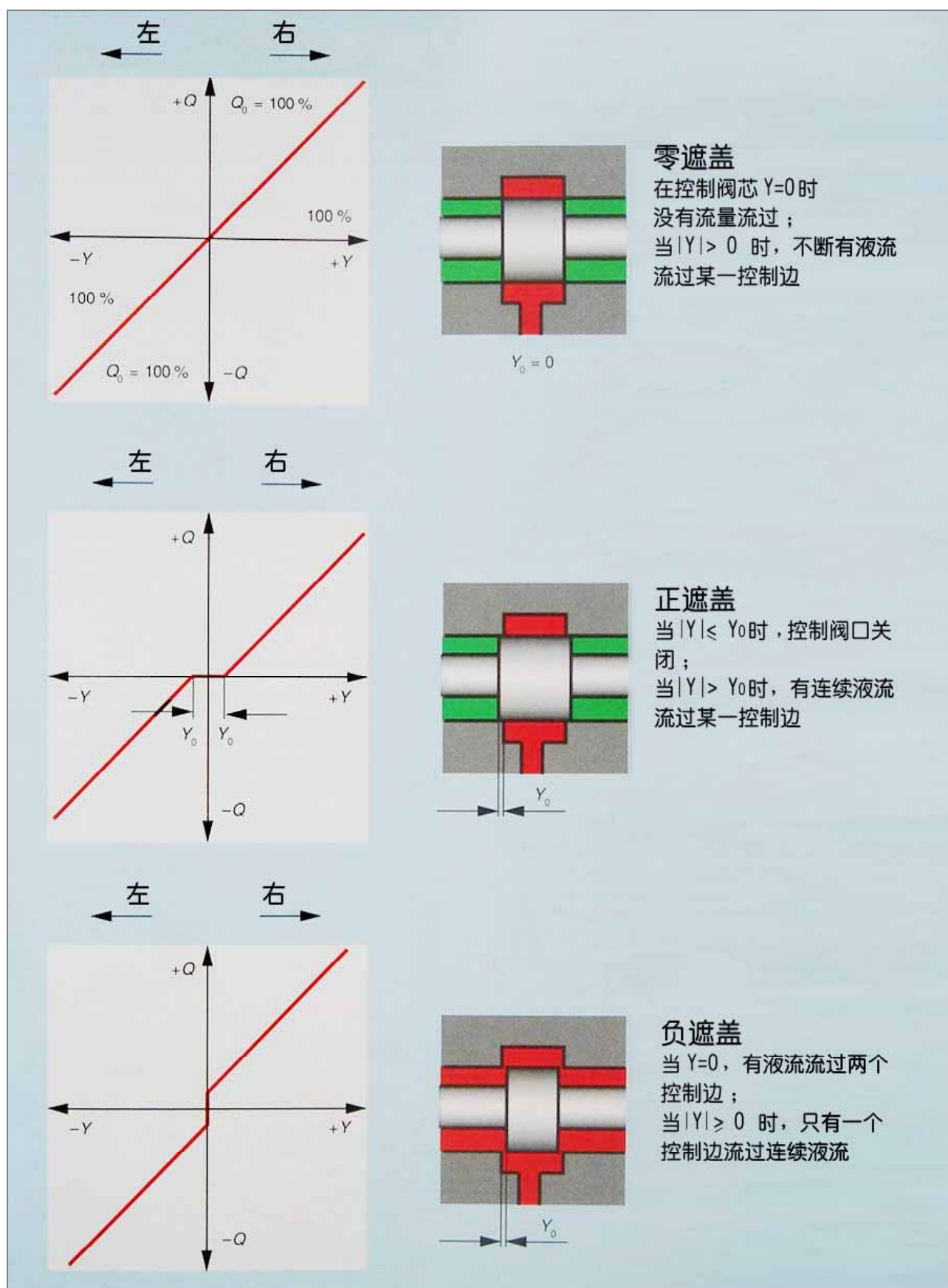


图 152. 在零点（A 点）不同遮盖量情况的流量特性

3.1.3 根据调节要求进行遮盖量的配置

位置及压力控制

在位置及压力控制时，阀工作在“A”点，亦即零点上。

对于这种使用情况，必须选用零遮盖或负遮盖。不能使用正遮盖，因为在遮盖区域内时，信号不能传送，而在遮盖区域外，只能给出畸变信号。

速度或流量控制

在速度控制中，阀工作在“B”点，这种情况下可采用零点处正遮盖的阀。

正遮盖阀的闭锁功能

正遮盖阀不能呈现完全闭锁的状态，遮盖量大多设计得很小，以便在余下的行程里达到足够的流量。另外，当压力和流量发生波动时，或当一侧的喷嘴因污染而堵塞时，由于遮盖量较小，通过零点处阀芯的移动，可使得液流朝某一方向流动，以便保证系统正常运行。

3.1.4 流量增益

增益通常是输出信号与输入信号间的比值。因此流量增益可由下式确定：

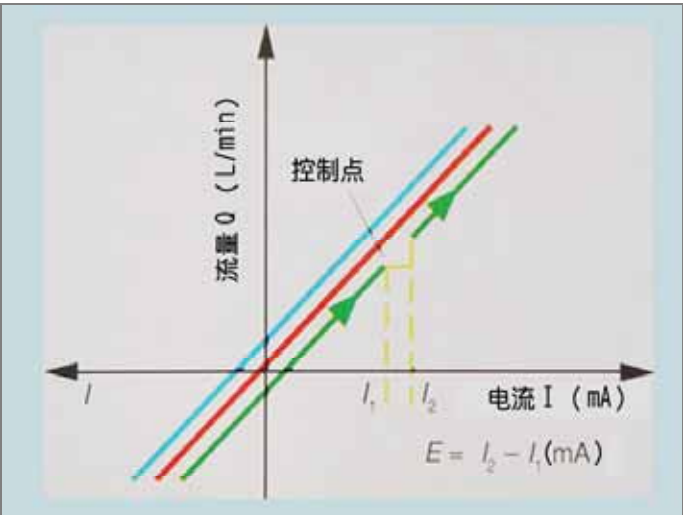
$$V_q = \frac{q}{U_E} \quad \left(\frac{L/min}{Volt} \right)$$

该关系式给出了流量曲线的平均斜率，曲线的斜率取决于系统压力。

由于制造公差的存在，特别在零点工作区附近，产生了不同的增益（见曲线 130 中的流量曲线）。由此，在更换阀时，对调节器要作必要的调整。

3.1.5 分辨率（响应灵敏度）“E” 和反向回差 “S”
分辨率 E

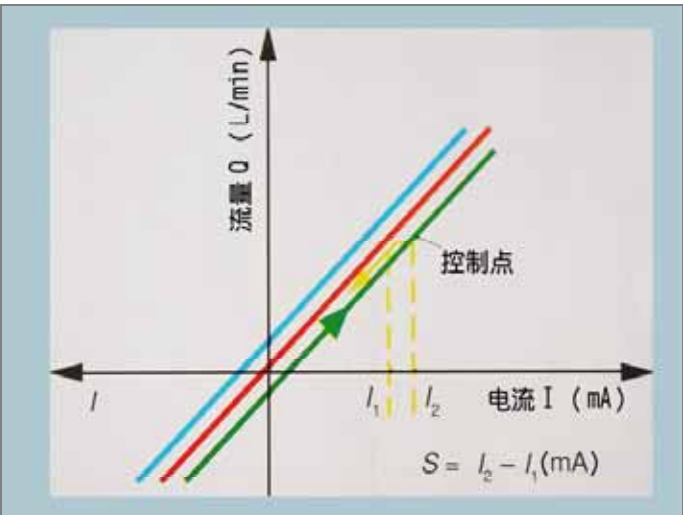
分辨率指的是，为使输出流量在某一方向产生一个可检测的变化，所需加上的同方向电信号变化量。前者一度曾有停顿现象发生，克服这一现象需在同一方向施加的最小电信号变化量。分辨率用额定电流的%表示。



曲线 42. 分辨率 E

反向回差 S

反向回差是指为使流量产生反向变化所必需输入的电信号变化量，用额定电流的%表示。前者一度曾有停顿现象发生，为克服这一现象需在相反方向施加的最小电信号变化量。此时输入电流信号使一个控制点朝着相反方向变化并得到调整。



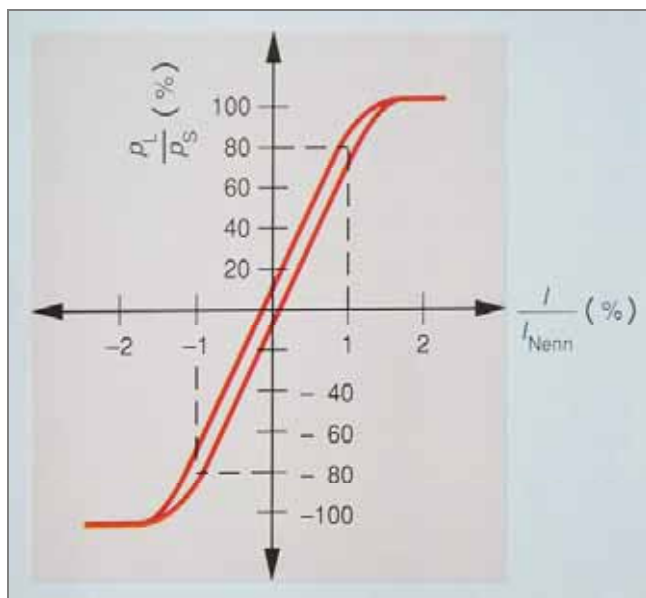
曲线 43. 反向回差 S

因而，分辨率（响应灵敏度）和反向回差代表了影响闭环调节精度的死区的大小。

如果拟对伺服阀进行校正，这就要求输入信号在校正方向上必须大于分辨率或反向回差。输入信号是由调节偏差，即设定值和实际值之差值产生的。这就是说，在忽略压力特性的情况下，闭环流量调节的范围和位置调节的精度，都直接受到伺服阀的影响。

3.1.6 压力-信号特性

为了能够对驱动控制进行校正，需要一个相应的力。由此，输出压力随输入信号的变化特性就显得十分重要。这一变化特性用压力特性曲线来表示。



曲线 44. 输入电流输出压力特性

3.1.7 压力增益

输出压力和输入信号间的比值称为压力增益。

$$V_p = \frac{p_L}{U_E} \left(\frac{\text{bar}}{\text{Volt}} \right)$$

压力的开口曲线，表示为了得到足够的校正压力，伺服阀所必需的开度。

而反过来，阀的开口受到闭环系统的控制，因而压力增益也直接影响了闭环的精度。据此，压力增益应尽可能大。

正如在压力曲线所显示的，在 1%额定电流下，具有 80%的系统压力校正调节偏差。

3.1.8 流量—负载特性

一个液压伺服系统，通常由伺服阀和作为负载的液压缸或液压马达组成。阀芯的运动使输入的流量受到节流控制。

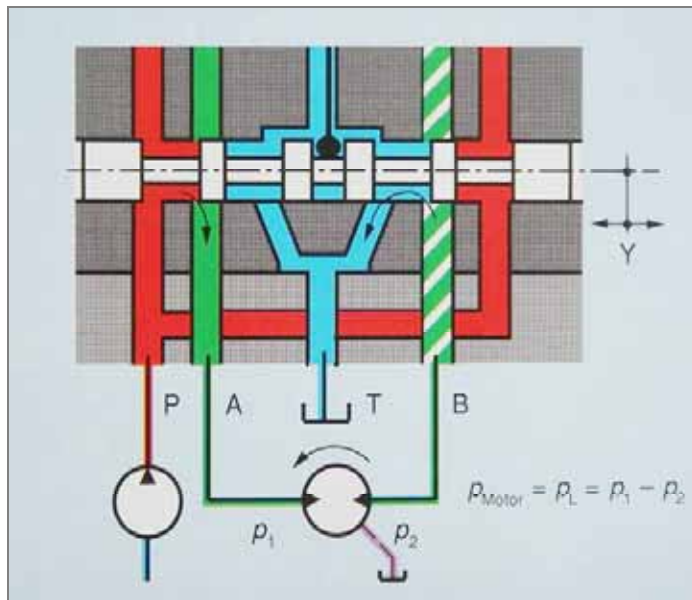


图 153 四边滑阀

理想情况下，通过节流阀口的液流流量由下式求出

$$Q = Y * K * \sqrt{\Delta p}$$

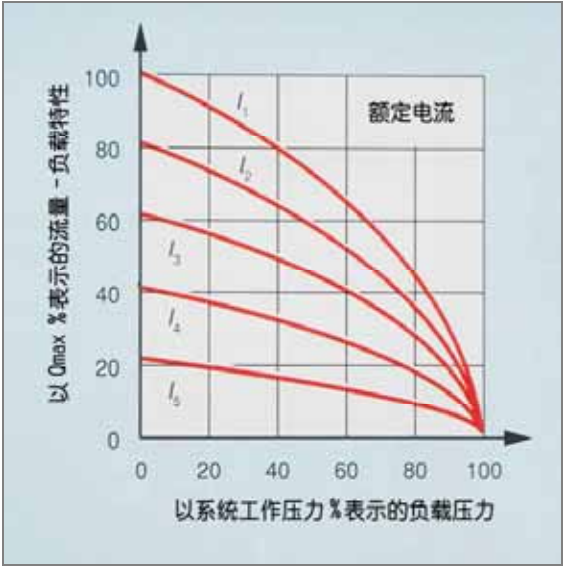
式中，Q=流量，Y=阀芯移动率（控制百分比，见曲线 45），K为考虑控制阀口几何形状和油液密度的常量，而ΔP为控制阀口的压降。图例马达所驱动负载压力为 p_L。如系统压力为 p_s，则压力降为

$$\Delta p = p_s - p_L$$

$$Q = Y * K * \sqrt{p_s - p_L}$$

当马达空载时，ΔP_L=0，系统压力即为ΔP，这时通过最大流量。当马达堵转时，系统压力全部用于马达，此时流量为零。

3.2 动态特性值（曲线 46，47）



曲线 45. 流量-负载特性曲线， $I_1=I_{max}$

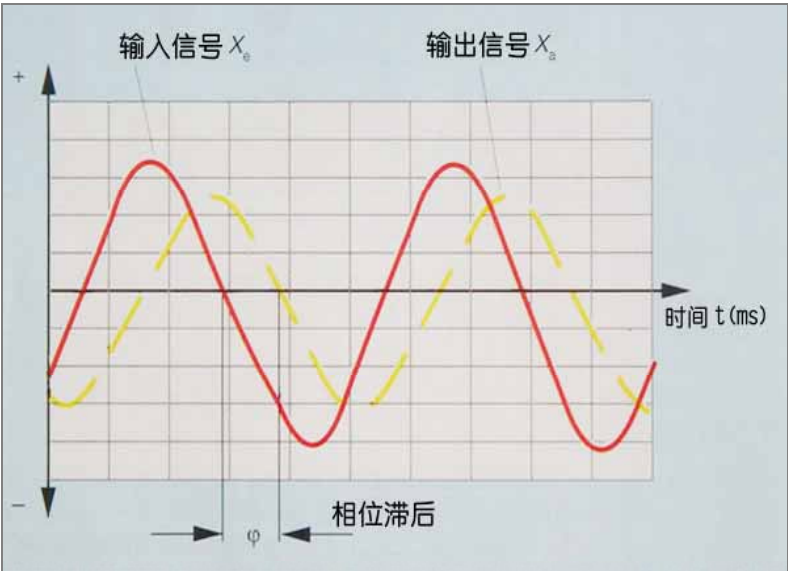
驱动系统的固有频率及由此产生的总增益，决定了该系统的调节精度。而驱动系统的固有频率，则取决于伺服阀的动态特性。

仅考察阀的调整时间快慢，不足以描述其动态特性。研究动态特性最常用的方法是频率响应法。

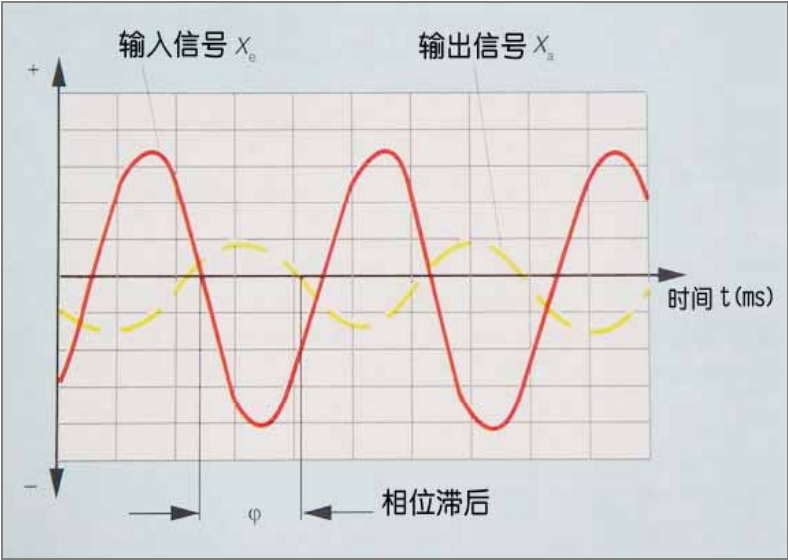
该过程是以正弦信号激励伺服阀，并检测阀的响应信号。

伺服阀的响应信号（流量 Q ）亦为正弦信号，但其幅值和相位均与激励信号存在偏差。

由此可见，随着频率的增大，输出幅度越来越小，阀芯运动与输入信号的相位滞后也越来越大。



曲线 46. 频率响应曲线

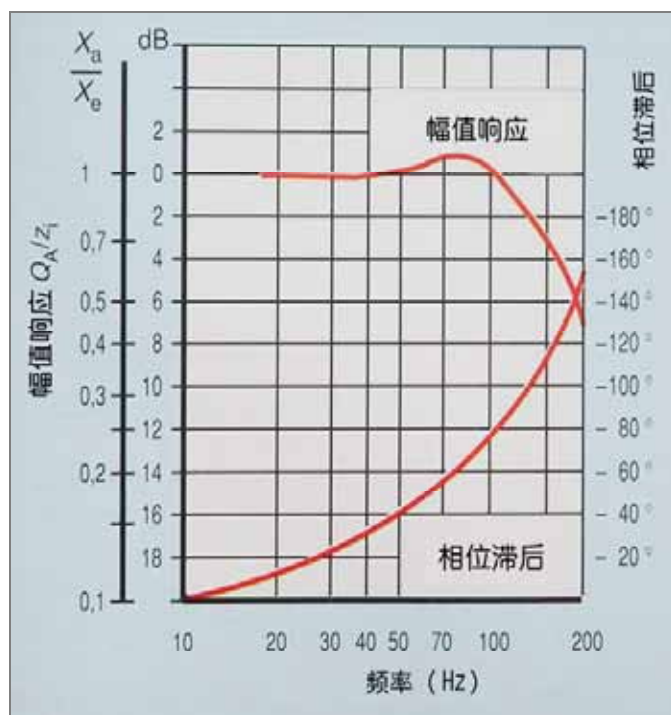


曲线 47. 频率响应曲线

3.2.1 波德图

频率，相位与幅值之间的关系，可用波德图来描述。

输出幅值和输入幅值的比值 X_a/X_e ，与激励频率的关系曲线，即为“幅频特性”。输出信号与输入信号的相位差曲线，与激励频率的关系曲线，即为“相频特性”。在频域中将两者画在一起，就得到波德图。



曲线 48. 波德图

幅频特性多以 dB(分贝)来说明，这里 $dB = 20 * \lg \frac{X_a}{X_e}$

或改成 $\frac{X_a}{X_e} = 10^{\left(\frac{dB}{20}\right)}$

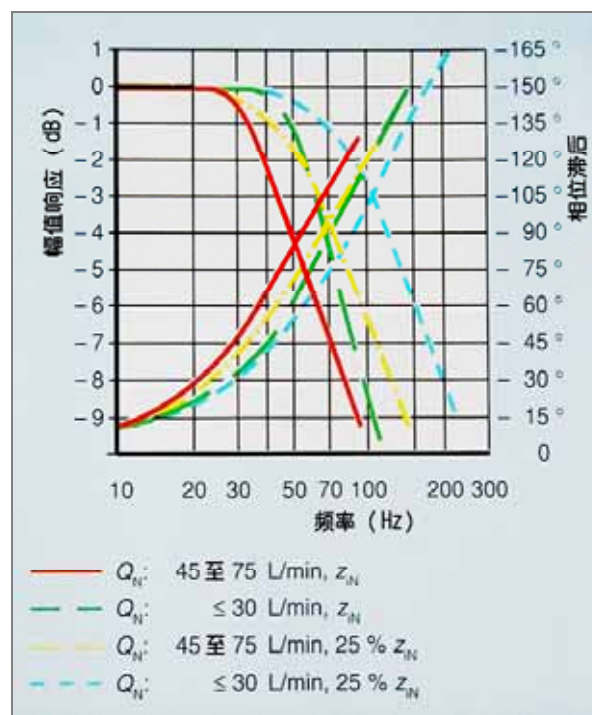
作为技术层面对频率特性的定性描述，定义-3dB和-90°相差位时的频率 f_{3dB} 为特征值。

f_{3dB} 处的频率表示，在该频率上阀的输出流量Q比输入信号低-3dB，相应地幅值比为 $X_a/X_e=0.707$ ，该特征值为幅频特性曲线的一个点。

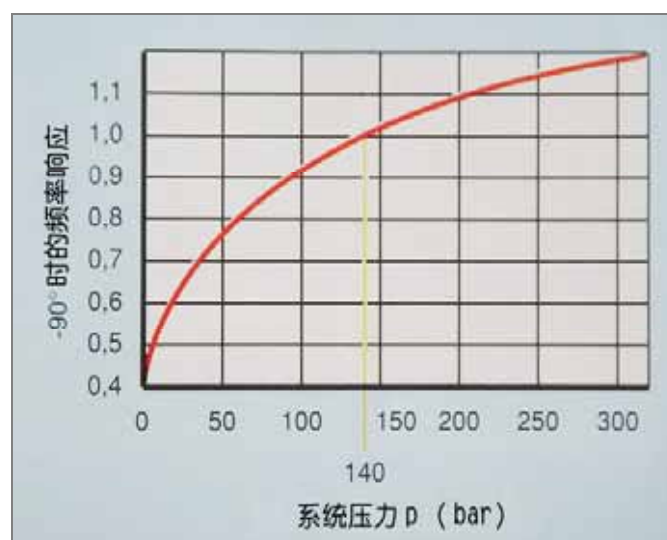
f_{90} 频率在相频特性上指出一个工作点，在该点输出信号滞后于输入信号 90°

[译者加注]

曲线 50 可见，伺服阀的动态特性主要受系统压力 P_s 及输入信号 I/I_{Nenn} 大小的影响。对于 140bar的系统压力，频率特性的数据可直接获得。对于其它的系统压力，在-90°处的频率特性，须将相频特性得到的频率乘以曲线所示的倍数。



曲线 49. NG10 机械反馈伺服阀的频率特性



曲线 50. 频响与系统压力的关系

备注

伺服阀及其元器件技术

弗雷德尔-里赫格纳

1. 概述

力士乐伺服阀是为工业用阀而开发的，在可靠性、互换性和易维护性方面符合工业要求。力士乐伺服阀采用的是标准组件化的设计，其特点包括：

- 所有规格基本采用 DIN24340 的连接板尺寸；
- 控制马达即先导控制级可以互换；
- 可从外部进行性能调试；
- 先导级的滤芯可以更换。

“伺服”一词体现了较为宽泛的功能。

一般来说，“伺服”是指以较小的输入信号，产生较大输出信号，起放大器的作用。

最常见的是汽车所用的伺服转向操纵系统，以很小的力去操纵方向盘，产生一较大的力去驱动车轮转向。

液压伺服的道理也是如此。

一个小功率控制信号，如 0.08 瓦特，可以控制高达 100kW 以上的大功率。

伺服阀作为电液放大器，主要用于闭环调节回路中。这就意味着，伺服阀不仅将输入电信号转换成相应的流量，而且系统的速度或位置与设定值之间的偏差，也以电信号形式反馈至伺服阀，并进行校正。



图 154. 4WS1EO6 型 6 通径单级伺服阀，机械反馈



图 155. 4WRV 型 10 通径二级伺服方向阀，分别为机械反馈，气压反馈，电反馈



图 156. 4WS3EE25 型 25 通径三级伺服方向阀，电反馈

2. 力矩马达

力矩马达将较小的电流信号按比例地转换成机械运动量。力士乐伺服阀的马达设计成独立元件，使安装和试验可以互换，因而简化了保养和检修。

“干式力矩马达”用密封件与液压部分隔离，其结构如下：

— 由软磁材料制成的衔铁挠性连接于一个薄壁弹簧管上。弹簧管起着挡板的导向作用，也能将压力油分隔密封。因此，挡板在结构上属于力矩马达，而功能上则属于液压放大器。

— 本公司的控制马达是一种永磁马达。通过可调的“磁极螺丝”，能够调节衔铁与磁极螺丝间的气隙，以优化马达性能。

— 两个绕于衔铁周围的线圈通电时使衔铁磁化，因此有一力矩施加在复位弹簧管上。

该力矩与控制电流成正比，且电流切断时（ $I=0$ ）为零。因此管子（反馈调整弹簧）使衔铁及挡板回复到零位（中位）。

在这种结构型式的控制马达中，从衔铁到挡板的力矩传递具有明显的优点：

- 无摩擦
- 滞回小
- 力矩马达与压力油密封隔开
- 压力油中无磁场

3.一级阀（图 159）

单级压力阀可作为多级阀的先导控制级。

通常其组成主要包括：

- 永磁式力矩马达（1）
- 设计成喷嘴挡板阀的液压放大器（2）

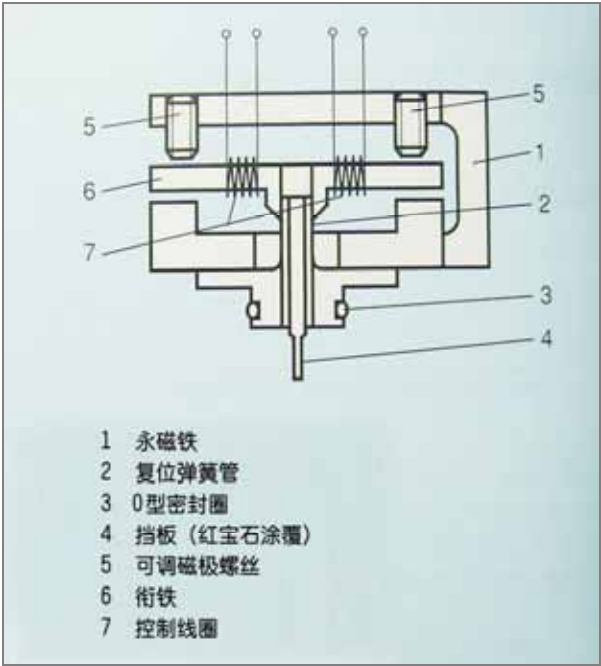


图 157. 力矩马达的结构原理

3.1 力矩马达

力矩马达是一永磁铁激励的马达，且与液压部分分隔密封。

软磁材料制成的衔铁（3）挠性连接于一薄壁弹簧管（4）上。该管弹簧同时引导挡板（5）且使力矩马达与液压部分隔开。用磁极螺丝（6）可调整衔铁（3）与上极板（8）的间距。

当间距相同并无控制电信号时，四个间隙（9）中的磁通相等。如果给线圈（10）输入一控制电流，衔铁（3）发生偏转，挡板（5）随衔铁（3）偏转。

衔铁（3）中通过控制电流以后所产生力矩，与输入的控制电信号成正比，且当控制电流闭断时（ $I=0$ ）为零，此时衔铁和挡板靠弹簧管（4）保持在零位。

3.2 液压放大器

挡板的偏转靠液压放大器（2）中转化成液压力，这里的液压放大器（8）采用喷嘴-挡板系统。

该系统由两个固定液阻 D_1 和两个可变液阻 D_2 组成。两端的控制压力 P 由液阻 D_1 和 D_2 建立。当液阻的过流截面积相等时，液阻上的压降也相等（例如， $P=100\text{bar}$ ， $A_{st}/B_{st}=50\text{bar}$ ， $T=0$ ）。

当挡板偏转时，改变了挡板至可变液阻的间距。例如向左偏转：

这时挡板与左边 D_2 距离变小，而与右边 D_2 距离变大。与此相应 A_{st} 和 B_{st} 发生了相反的变化，即压力 A_{st} 上升，而压力 B_{st} 下降，压差 $A_{st}-B_{st}$ 用作工作信号。

调节挡板与喷嘴之间距离，可以得到一条油口 A_{st} 与 B_{st} 压差的线性特性曲线。

控制油来自油口 P ，流经起保护作用的滤油器（11）到固定液阻（12），再到可变液阻（7）。

通常在固定喷嘴和可调喷嘴之间取出 A_{st} 和 B_{st} ，借助于与输入电信号成正比的这一压差，可以实现对二级阀阀芯的控制。

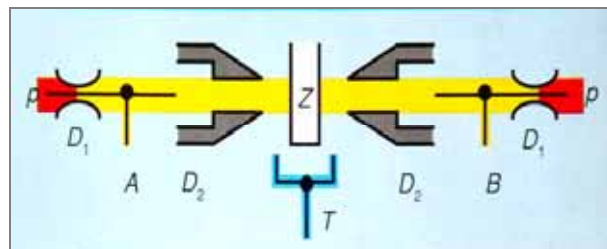
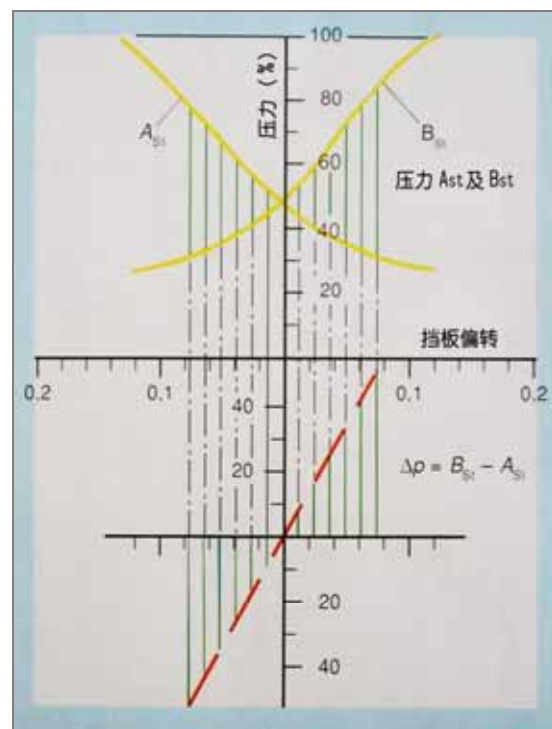


图 158. 喷嘴挡板系统原理图



曲线 51 挡板偏转与压力变化的关系

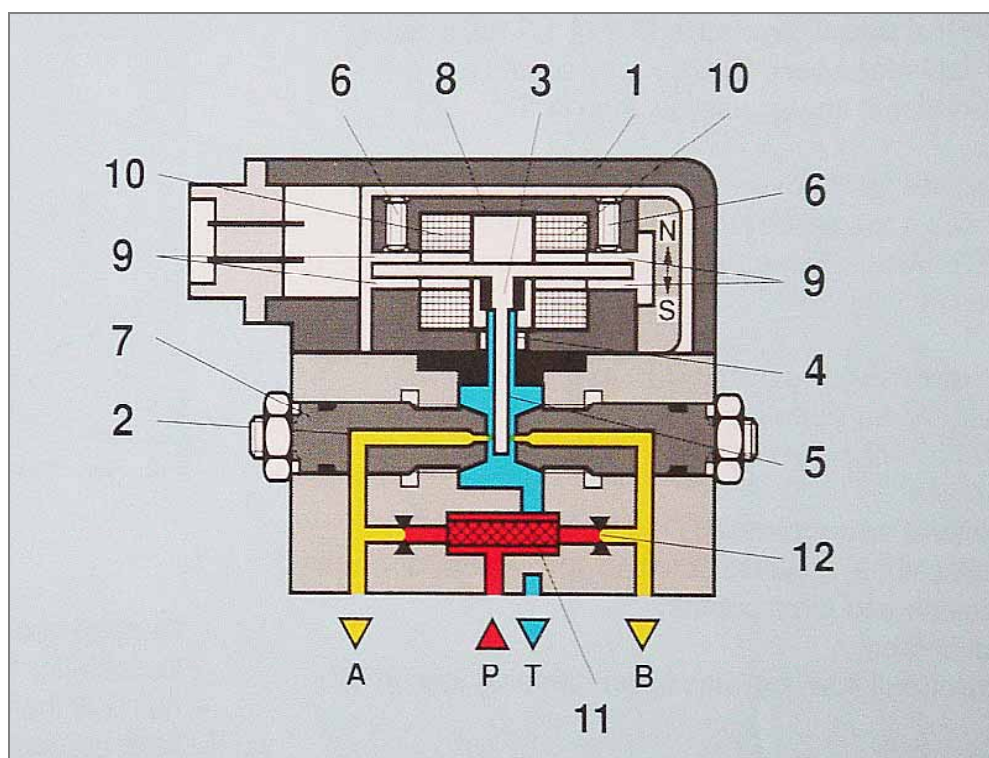


图 159. 一级阀剖面图

优点：零位流量较小，但阻尼却比阀口形式 B 低。

4. 技术数据和运行曲线

根据伺服阀使用情况，除动态特性外，还有两个液压特征值特别重要：流量增益，以及阀口遮盖量（决定压力增益）。

4.1 流量增益（曲线 52）

阀套开有矩形通流窗口，它与主阀芯构成控制阀口。此控制阀口开口的大小由输入信号值来确定。流量增益（单位阀芯位移对应的流量）由该矩形窗口的周向宽度决定。在输入电流为 100%，阀压降为 70bar（即从 P 至 A 压差为 35bar）时，流经阀的流量（以 l/min 为单位）是一个确定值。在此情况下，若进一步增大流量增益，将使阀体通流饱和而流量曲线出现弯折。

4.2 阀芯遮盖量（图 160）

主阀芯的四个控制边对称地加以研磨，这样可以选择四个正遮盖量或负遮盖量（以阀芯行程的%为单位）。正遮盖时零区曲线平坦，零位流量小，压力增益高。负遮盖时零区曲线很陡（流量增益可到 200%），零位流量较大，压力增益很小。

阀芯遮盖量主要应用场合：

正遮盖阀口形式 A（0.5~1.5%）

适用于速度闭环调节系统。

优点：零位流量比阀口形式要小。

负遮盖阀口形式 B（0.5~1.5%）

适用于位置和力闭环调节系统

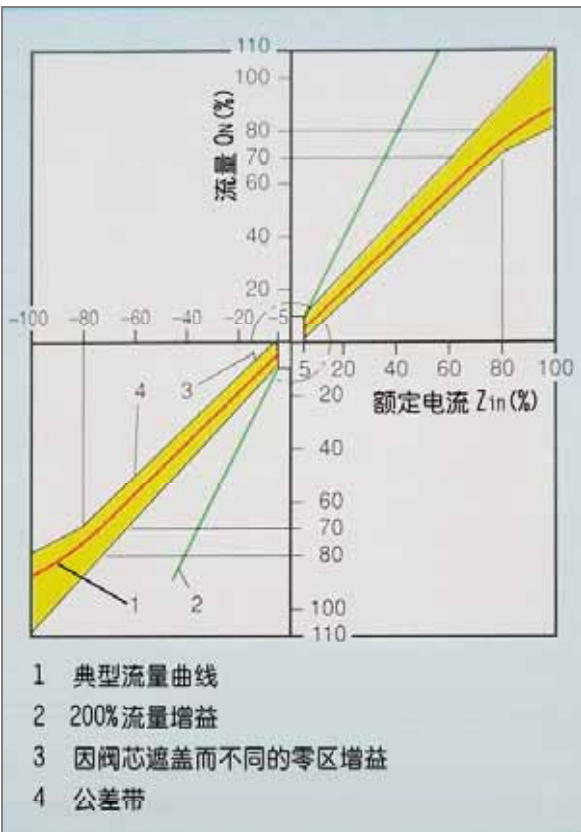
优点：阻尼较大，但零位流量比阀口形式 D 为大。

正遮盖阀口形式 C（3~5%）

适用于无零位流量，开环控制和速度闭环调节系统。

零遮盖阀口形式 D（0~0.5%）

作为最常用的阀口形式，适用于速度，位置和力的闭环调节系统。



曲线 52. 流量增益曲线的公差带

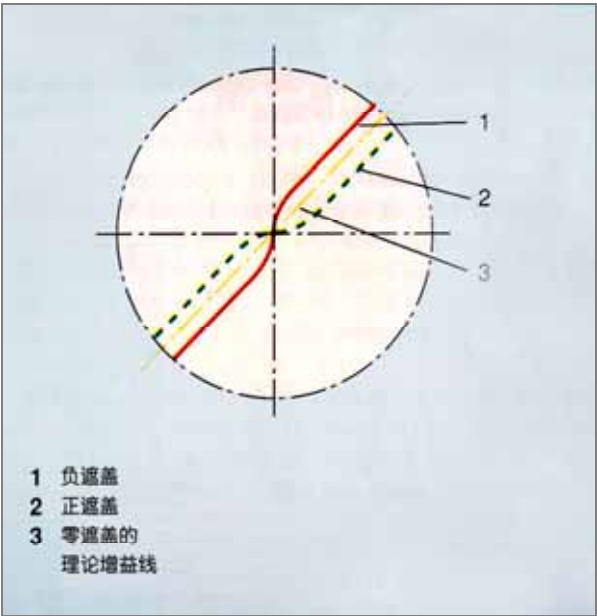


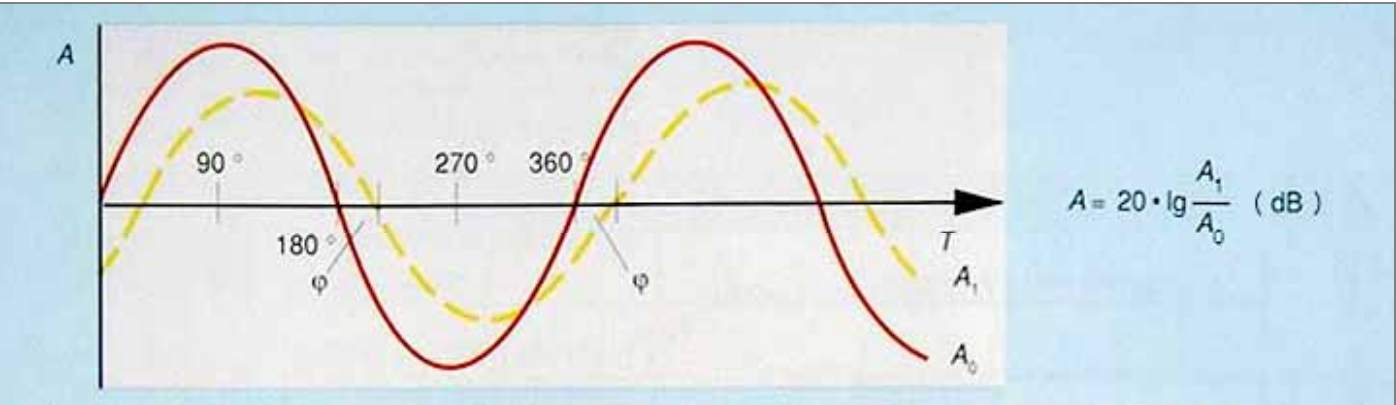
图 160. 阀芯遮盖原理图

负遮盖阀口形式 E（0~0.5%）

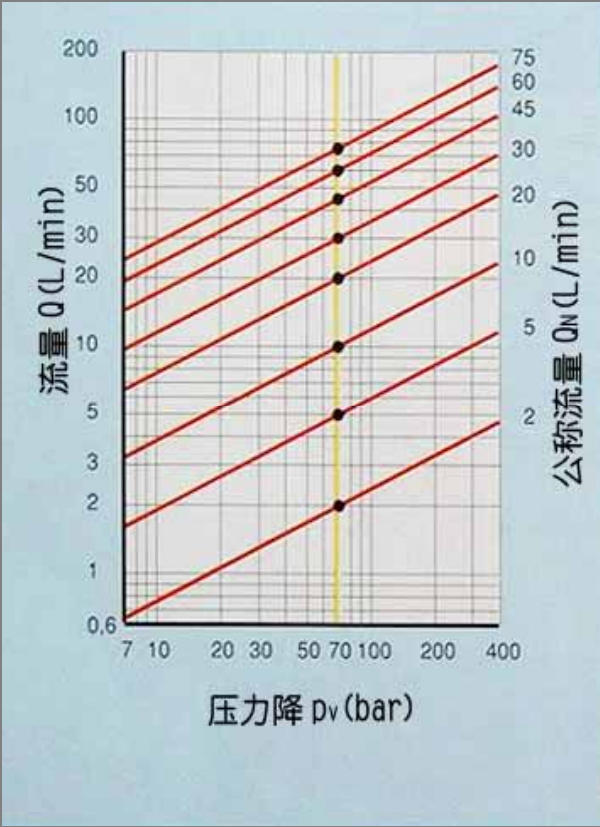
适用于高精度应用，流量略高于阀口形式 D。
应用于闭环压力和力调节系统。

4.3 伺服方向阀的动特性

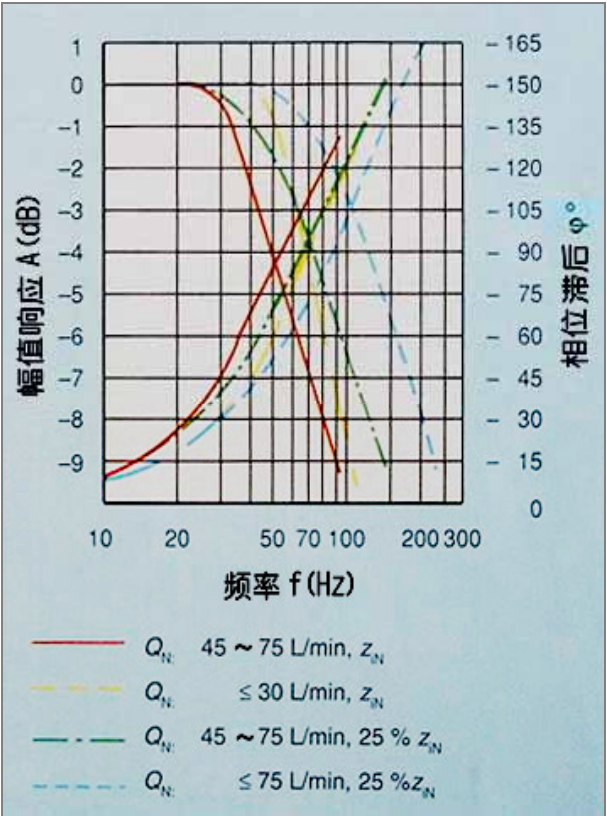
通过分析频率特性曲线，可对系统的动特性一目了然。控制技术中以所谓的角频率作为评价标准。角频率是幅频曲线上幅值为-3dB 的一点，-3db 表示输出量与输入量的幅值比下降了 30%。机械反馈和气压反馈的 NG10 伺服阀的频率特性相比较（图 53）表明，机械反馈伺服方向阀具有较好的动特性。



曲线 53. 幅值衰减和相位滞后



曲线 54. 气压或电反馈 10 通径方向伺服阀的流量—负载压力特性（误差±10%）



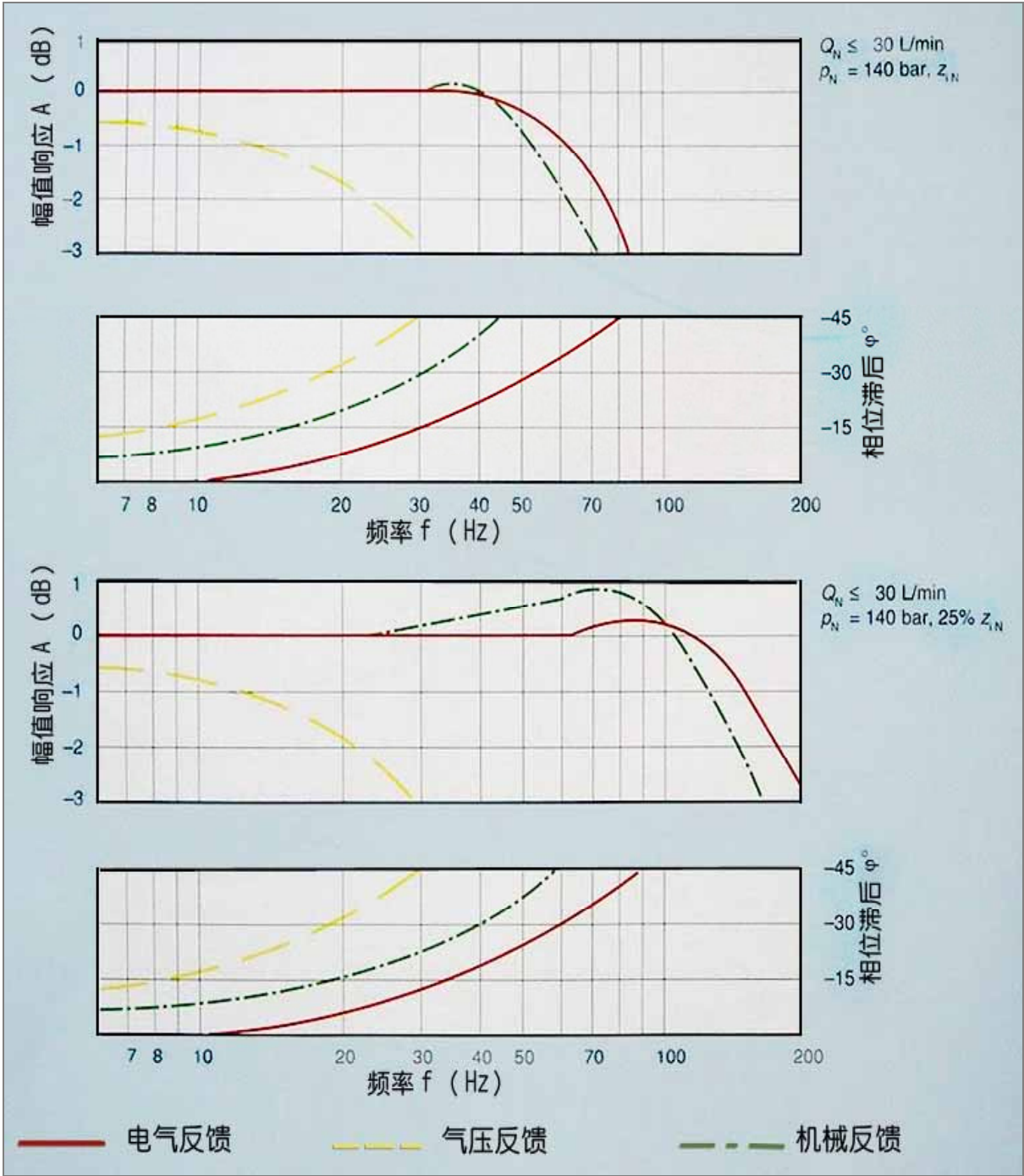
曲线 55. 机械反馈型方向伺服阀的典型频响特性曲线

比较给出的液压数据及动态数据（曲线 56），可看出机械反馈的方向伺服阀，具有较好的动态特性。

表格 4 对这三种反馈系统的动态数据进行了比较。

反馈型式	机械式	电气式	测压式
滞环 %	≤ 2.0	≤ 0.5	≤ 3.0
灵敏度（分辨率） %	≤ 0.5	≤ 0.2	≤ 1.0
反向回差 %	≤ 1.0	≤ 0.2	≤ 2.0
流量不对称度 %	≤ 5	≤ 5	≤ 5

表格 4. 液压特性的比较



曲线 56. 10 通径伺服方向阀机械、气压和电反馈的频响特性比较

5. 单级控制阀

单级控制阀基本上由力矩马达（1）和四通结构的纵向滑阀级（3）组成。

力矩马达是一种机电转换器，将电信号转换成螺栓（4）末端的线性运动，它与液压部分密封隔离。衔铁（5）挠性管（6）和螺栓（4）间无间隙地相互联接。力矩马达上外伸的螺栓末端（4），通过连杆（7）与控制阀芯（2）相连，挠性管（6）的刚性在螺栓（4）偏转时与力矩马达的控制力相抗衡，起到对中作用。

控制阀芯（2）的移动量，从而使阀的流量和输入电信号成比例。

液压零点可通过螺栓（8）来调节，该螺栓对外壳（9）内轴向移动的阀套（10）与控制阀芯的相对位置进行调整。

5.1 单级控制阀的主要特性

这些“单级”控制阀的主要特性符合 DIN24340，具体包括：

—由挠性管同时实现永久磁铁（快速的）马达的密封



图 161 4WS1EO6 型单级控制阀

和对中。

—控制阀芯与阀套具有“伺服质量”的精密级，即线性的流量曲线和精准的控制边几何尺寸。

—具有液压及电气阻尼

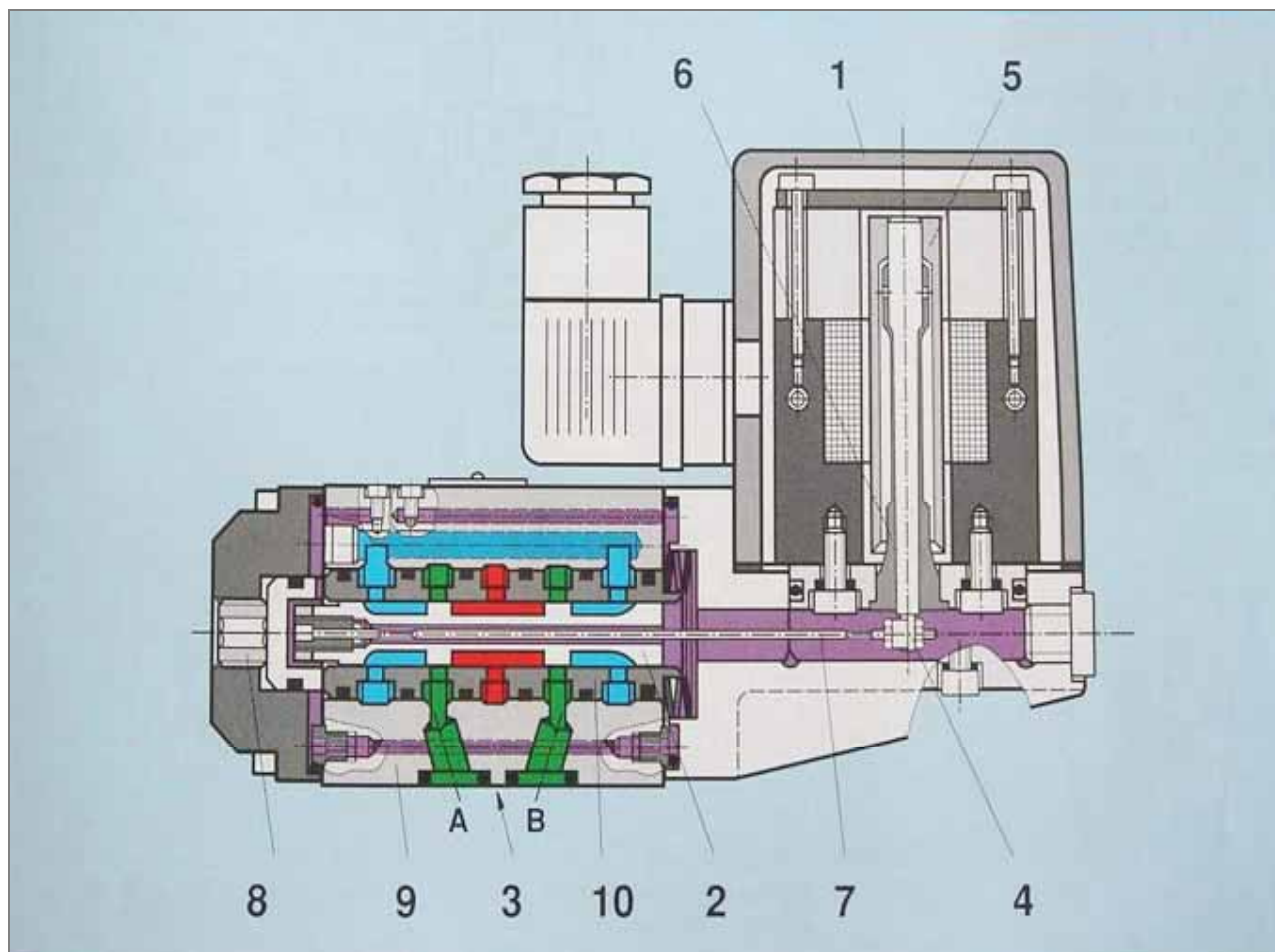


图 162 永磁铁控制马达驱动的单级控制阀

6. 多级伺服阀

6.1 机械反馈型 6 通径两级阀

两级方向阀的组成主要包括：

- 一级阀
- 作为一、二级阀联接环节的机械反馈杆（3）
- 带可互换阀套的二级阀（8），以及与机械反馈杆（6）相配套的阀芯（7）



图 163 4WS2EM10 型二级方向伺服阀

6.1.1 第二级阀

控制阀芯（7）与第一级的力矩马达（1）通过机械反馈杆（6）联接。

当力矩马达（1）未得电时，衔铁（2）和挡板（4）靠弹簧管（3）保持在中位。

在输入电信号而引起力矩马达（1）和反馈杆（6）力矩不平衡时，挡板（4）离开两可变液阻间（5）的中间位置。由此产生一个压差，作用在控制阀芯的两端。

压差的作用使阀芯（7）的位置发生变化。阀芯位置的这一变化使得反馈弹簧（3）弯曲，直至压差回复到零，主阀芯（7）停止运动，挡板被拉回到中心位置，力矩重新处于平衡。

由此，就获得了一个与输入信号成比例的阀芯（7）位移和流量。

6.1.2 阀的特性

这类阀的主阀（第二级）安装接口尺寸符合 DIN24340。

— 干式（无油液）力矩马达避免了使用压力油引起的磁隙污染。

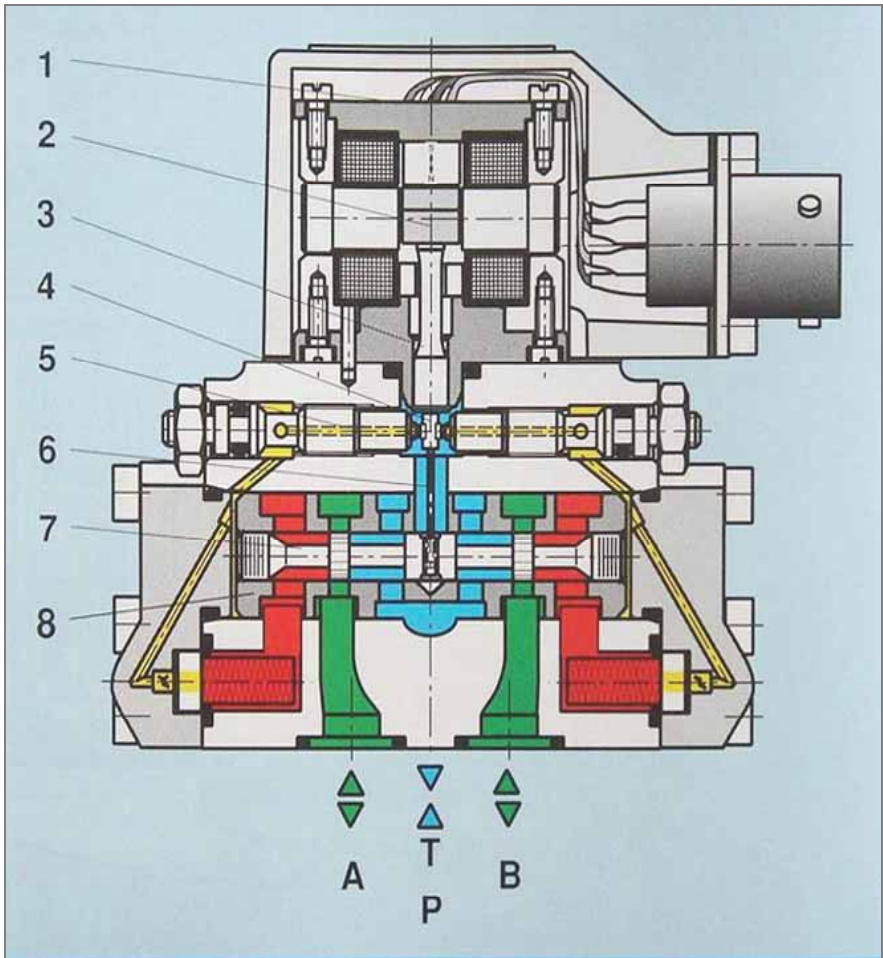


图 164 4WS2EM6 型二级方向伺服阀，机械反馈

6.2 机械反馈型 10 通径两级阀

两级方向阀的组成主要包括：

- 一级阀
- 作为第一级阀和第二级阀联接环节的机械反馈杆（3）
- 可互换阀套的第二级阀（4），以及和机械反馈杆（3）耦合的阀芯（5）

6.2.1 第二级阀

通过机械反馈杆（3），控制阀芯（5）几乎与间隙地与第一级的控制马达（1）联接。

这里采用的反馈方式，就是力矩马达（1）与反馈弹簧（3）的力矩相平衡。

也就是说，在输入电信号变化引起力矩不平衡时，首先挡板（6）离开两可变液阻间的中心位置。由此产生一个压差，作用在控制阀芯的两端。压差的作用使阀芯（5）的位置发生变化。阀芯位置的这一变化使得反馈弹簧（3）弯曲，直至主阀芯（5）停止运动，挡板被拉回到中心位置，力矩重新处于平衡。

由此，就获得了一个与输入信号成比例的新的阀芯位移和液流流量的调节。

调整置于阀壳（9）左右两端的二个内六角螺钉（8），可使控制阀套（4）的控制边相对控制阀芯（5）移动，以调整液压零点。

6.2.2 阀的特性

这类阀的主阀（第二级）接口尺寸符合 DIN24340。



图 165 机械反馈式二级方向伺服阀

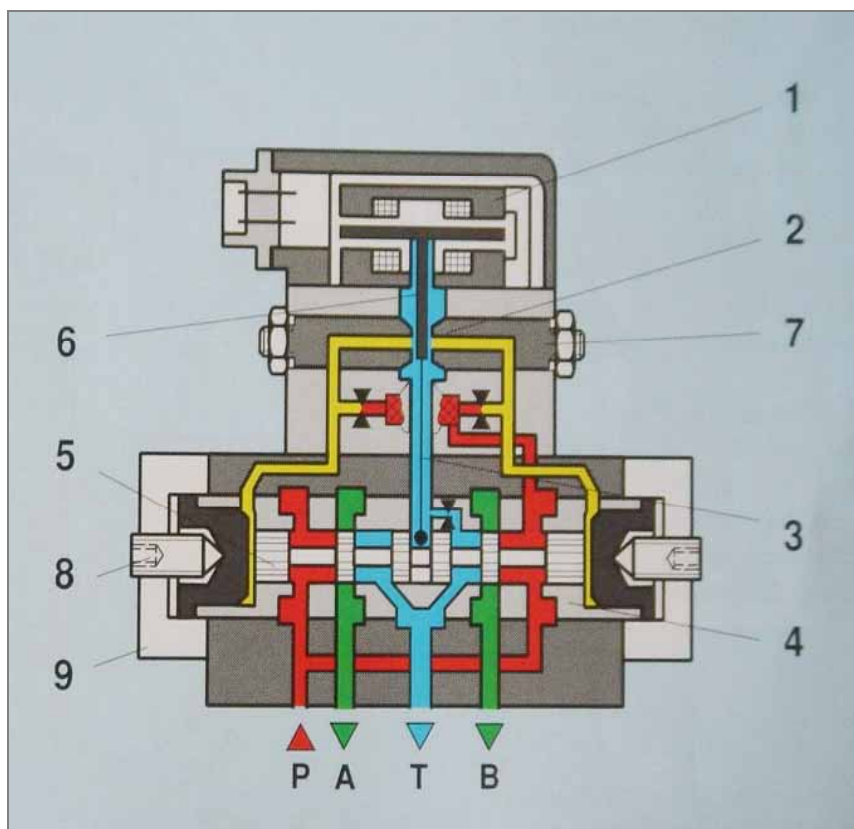


图 166 机械反馈式方向伺服阀

6.3 气压反馈式 10 通径两级伺服阀

这类两级方向伺服阀主要由两部分组成：

- 第一级
- 可互换的控制阀套（7），控制阀芯（3）和调节弹簧（4）组成的第二级。

6.3.1 第二级阀

控制阀芯两端控制腔（8）和（9）间的压差与第一级的输入电信号成正比。

在无控制电流时，控制阀芯（3）压力平衡，由调节弹簧（4）使其保持在中位。

在输入电信号作用下挡板偏转，由此获得两控制腔（8）和（9）之间的压力差。

直到控制阀芯两控制腔（8）和（9）间的压差作用力，与相反的弹簧力和液动力重新达到平衡，控制阀芯才会停止移动。

6.3.2 阀的特性

这类阀主级的连接尺寸按 DIN24340 标准。

主阀级的滤芯拆卸及维护方便，通过小室状滤油腔，可使污染微粒不进入液压系统。

在阀的一些特殊应用场合，采用先导油外部供油方式十分有利。由于 DIN 标准没有规定外控油口的连接尺寸，实用上可在先导级与主级之间加装外控油接板。



图 167. 气压反馈式型二级方向伺服阀

两端备有方便装拆调整的零位调整机构。

气压反馈型伺服阀的幅值比，衰减和相移，取决于系统的压力和流量。为了达到最佳结果，需在一定的系统压力范围内进行寻优。这种寻优也可在确定的流量范围内进行，以得到不同的频率特性曲线。

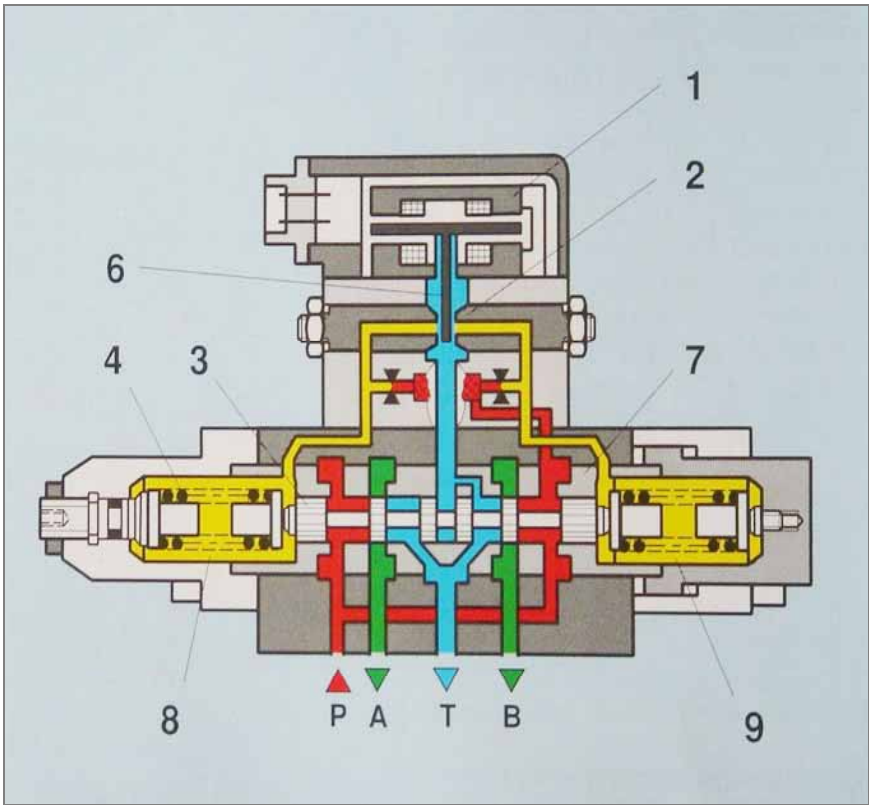


图 168. 气压反馈式型二级方向伺服阀

6.4 电反馈型 10 通径两级阀

这类两级伺服方向阀由下列主要部分组成：

- 第一级
- 带可互换控制阀套（3）的第二级阀
- 感应式位移传感器（4），其可动铁芯（5）固定在控制阀芯（6）上。



图 169. 电反馈二级方向伺服阀

6.4.1 第二级阀

控制阀芯（6）通过合适的电子装置与电感式位移传感器（4）耦合。

不论是控制阀芯（6）的位置变化，还是设定值的变化，都通过铁芯（5）的位置变化而在位移传感器的交流电线圈上产生电压差。

由适当的电子环节对控制阀芯位移的设定值与实际值进行比较，其偏差值经处理后作为调节偏差输入阀的第一级。这个信号使得两个可调喷嘴（8）间的挡板（7）偏转，由此在控制腔（9）和（10）之间产生压差。

固接着电感式传感器（4）铁芯（5）的控制阀芯（6），运动到设定值与实际值相吻合时，使挡板回复到中位。

在闭环控制状态下，控制腔（9）和（10）压力平衡，控制阀芯保持在调节位置上。

控制阀芯（6）与控制阀套（3）的相对位置组成了流量调节的控制阀口，与阀芯位移和流量一样，该阀口大小与设定值成比。

阀的频率特性通过调整电子装置的增益来优化。

6.4.2 阀的特性

该类阀的主级（2 级阀）接口尺寸按 DIN24340 标准。

比较液压和动力响应的数据，可得到三种反馈系统的不同之处。

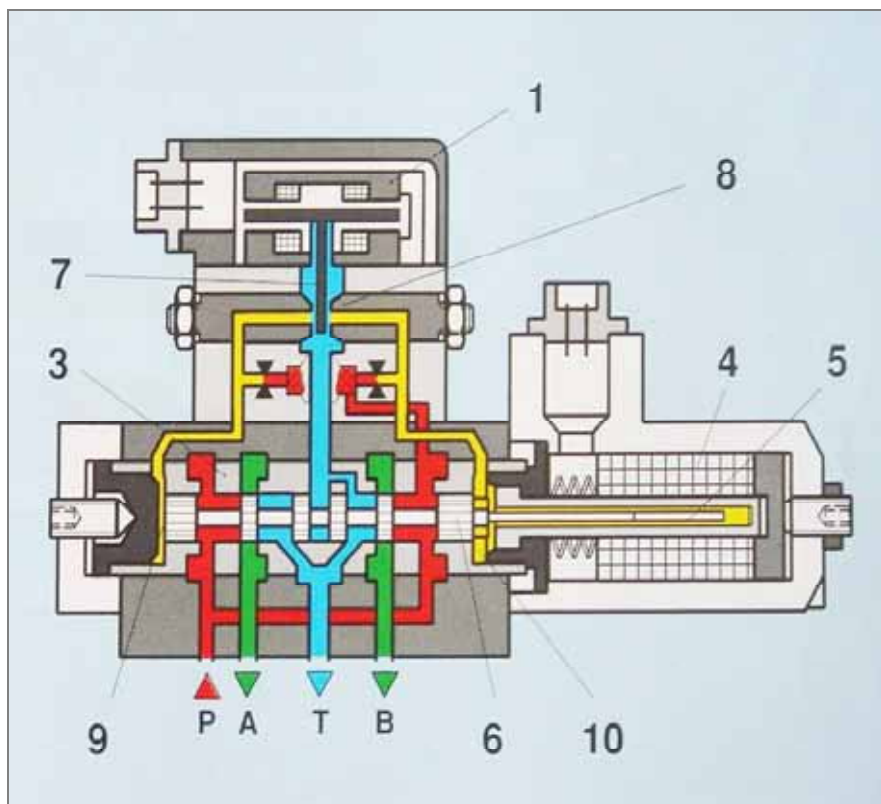


图 170. 电反馈二级方向伺服阀

6.5 电反馈型三级伺服阀

电反馈型三级方向伺服阀主要由下列各部分组成：

- 第一级阀
- 第二级阀（3），用来控制第三级阀（4）的液压放大级。
- 进行主流量开环控制的第三级（4）阀。
- 其铁芯（6）固接在第三级阀控制阀芯（7）上的电感式位移传感器（5）。

6.5.1 第三级阀

控制阀芯（7）通过合适的电子装置与电感式位移传感器（5）耦合。

不论是控制阀芯（7）的位置变化，还是设定值的变化，都通过铁芯（6）的位置变化而在位移传感器的交流线圈上产生电压差。

控制阀芯位移的设定值与实际值进行比较，通过适当

的电子环节处理后，将调节偏差传输给阀的第一级。这个信号使两个可调喷嘴（9）间的挡板（8）偏转，由此在两控制腔（10）与（14）间建立起压差。控制阀芯（11）运动，将相应的流量输向控制腔（15）和（16）。固接着电感式位移传感器（5）铁芯（6）的控制阀芯（7），运动到与设定值相吻合时为止。

在闭环控制状态下，控制腔（15）和（16）压力平衡，控制阀芯保持在调节位置上。

控制阀芯（7）与控制阀套（13）的相对位置构成进行流量调节的控制阀口，与阀芯位移和流量一样，该阀口大小与设定值成比例。

阀的频率特性，可以通过调节电子环节的电增益值得到优化。

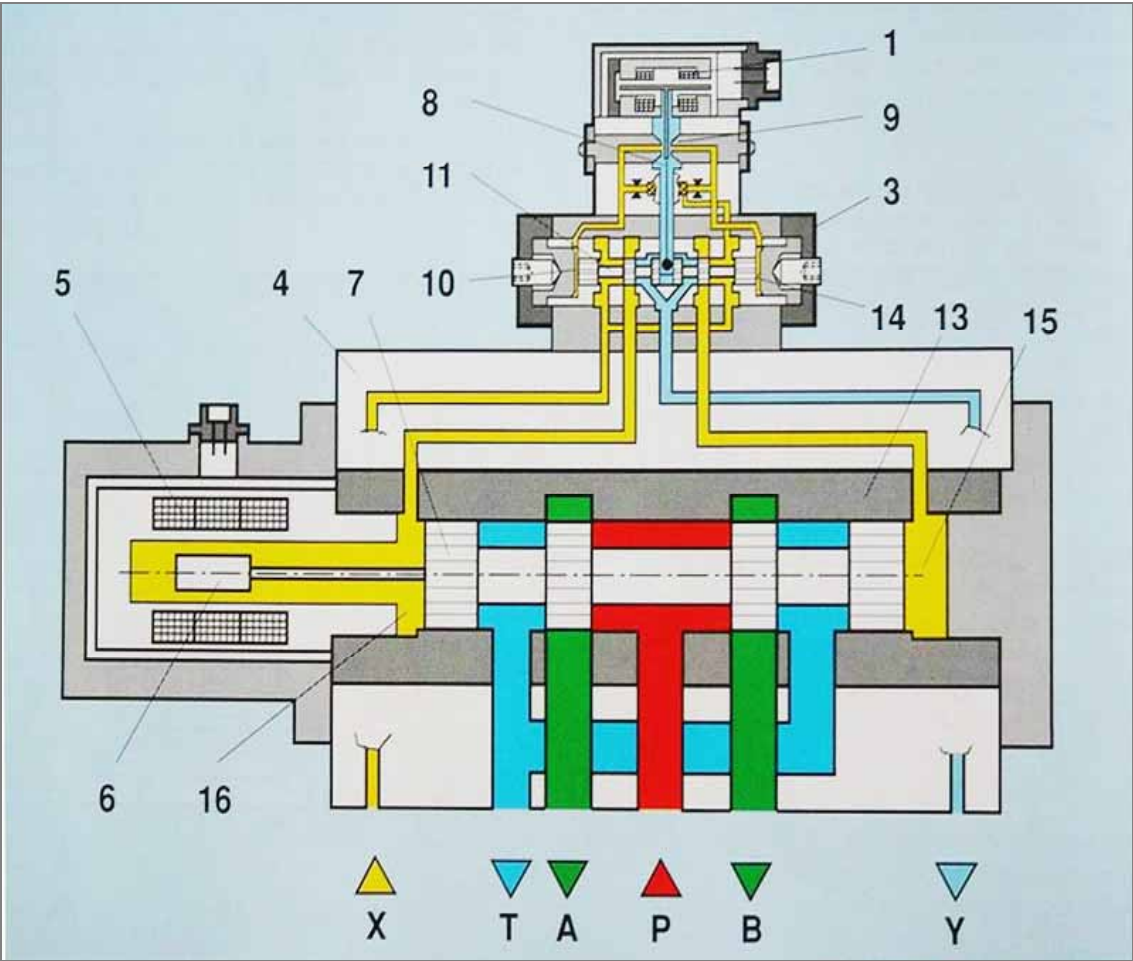


图 171. 电反馈三级方向伺服阀

7. 液压伺服阀的安装、使用和维护

7.1 概述

有关伺服阀安装、使用和维护方面的内容，我们在这里无法详细叙述。一般来说，应用性的个案必须就有关活页样本与制造厂商进行咨询。此外还请注意 VDI 准则（液压系统的使用与维护，VDI 3027）。

7.2 安装

7.2.1 安装规则

在阀装入系统以前，应将阀的型号参数与订货数据相校对。

7.2.1.1 洁净度

- 装置安装时，工作环境和伺服阀都需清洁。
 - 油箱必须密闭，以防外界污染。
 - 在安装前，管道和油箱须清除灰尘，金属表面氧化层、耗子及铁屑等。
 - 热弯管或焊接管，必须依此进行酸洗、冲刷及涂油。
- 对装置冲刷时注意 7.3.6 节所述的详细说明。
- 清洁作业时只能用无纤维的织物或特种纸。

7.2.1.2 密封材料

不允许使用麻丝、油灰或密封带之类的密封材料。

7.2.1.3 软管

尽可能避免使用软管。

7.2.1.4 管道

管道应采用符合 DIN2391/C 规范的精密无缝钢管。

7.2.1.5 连接管道

负载与阀之间的连接管道应尽可能短，推荐伺服阀直接安装在负载执行器上。

阀的安装结合面必须具有 $R_{tmax} 4 \mu m$ 的表面光洁度和偏差小于 0.01mm/100mm/平直度。

7.2.1.6 紧固螺钉

紧固螺钉必须按活页样本中所规定的力矩拧紧。

7.2.1.7 空气滤清器

在成套设备中的注入式滤清器和空气滤清器推荐用油浴式空气滤清器，网眼大小 $\leq 10 \mu m$ 。

7.2.1.8 防护板

伺服阀上的防护板在安装时才可拆去。

7.2.2 安装位置

安装位置任意，但首先应考虑水平安装，且必须注意阀芯位置和反馈方式的关系。当伺服阀安装在驱动部件上时，应避免出现阀芯与负载的加速度方向一致的现象。

7.2.3 电器连接

按活页样本进行电器的连接。

伺服阀可在并联、串联和分流电路中工作。

考虑到运行可靠性，推荐用并联方式。

注意：

由于闭环控制回路的电增益，在第一级阀的工作压力未建立之前，不允许电信号输出，而当有 100% 的限流时则是例外。

特别的保护方式，需要采取活页样本中提到的特别措施。

7.3 使用

7.3.1 压力流体

压力流体应首先选用 DIN51524，DIN51525 或 VDMA24318 矿物油。在采用 H-L36 流体时，应尽量保证 50℃ 的油温。压力流体的保护极限应尽可能不超过流体生产商推荐的最高温度。为保证系统具有稳定的调节特性，推荐液体的温度为保持在 ±5℃ 范围中变化的常值。其他流体视要求而定。

7.3.2 密封材料

O 形圈密封材料合适否？

对于难燃的压力流体 HGD 以及高于 90℃ 的油温型式，须采用型号中带“V”的材料。

7.3.3 过滤

— 对于内部先导控制型伺服阀，应在阀前压力“P”处直接装上 10 μm 名义 = β₁₀ ≥ 75，清洁度为 NAS1638 五级标准的压力滤油器加以保护，且不带旁通阀。

— 对于外部先导控制型伺服阀，重要的是在阀前“X”管道处装上 10 μm 名义 = β₁₀ ≥ 75，清洁度为 NAS1638 五级标准的压力滤油器加以保护，且不带旁通阀。对这种情况我们推荐采用另一个 10 μm 名义滤油器来滤清整个液压回路。

— 这些滤油器的允许压差必须大于系统工作压力。

— 我们推荐滤油器应装有堵塞指示器。

— 更换滤油器时应注意保持绝对洁净。过滤器出口处的污物，会被带进系统而引起失灵。

7.3.4 先导压力

先导压力应保持为一常值 (±5bar)，以便得到需要的良好控制特性。

7.3.5 液压零点的调整

每个伺服阀的液压零点，已借助液压马达在试验台上调好。但为了实现最佳的控制精度，可能有必要按样本活页上的方法重新调整液压零点，使得伺服方向阀能适用于任意的负载机构。

7.3.6 系统的冲刷

在使用伺服阀前，必须对所有的供油管和回油管进行冲刷。比连接 P 至 T 的冲洗板（型号见样本活页）更好的方法是采用方向阀（型式为 G 或 H），用它还可以冲刷工作油管和驱动机构。在有外部控制油口时，应注意这些油口也要同时冲刷。

系统中现有的油液至少要冲刷过滤 150 次到 300 次。由此，得到一般的准则，冲刷时间：

$$t = \frac{V}{Q} * X$$

这里，t=冲刷时间（小时）

V=油箱容积（升）

Q=液压泵的流量（L/min）

X=2.5~5

在冲刷过程中，对全部的过滤器都要进行检测，且在必要时更换滤芯。当连接管道开启时（不论什么原因），事后系统必须再冲刷 30 分钟。

7.4 维护

7.4.1 加入新油

当油箱中加入多于 10% 原有油液的新油后，则必须再次冲刷系统（见 7.3.6）。

7.4.2 阀回厂修理

坏了的阀退回厂时，必须把阀的保护板固定在底面上。要求妥善包装好，以免在运输途中再受损坏。

7.4.3 清洗及调整方法

根据经验，伺服阀的损坏，大多是由于喷嘴挡板机构受到污染。清洗可参照制造商提供的手册进行。

7.5 贮放

伺服阀必须贮放在干燥、无尘及低温的室内，且不应存在任何腐蚀性材料和蒸汽。应经常检查贮放处是否合格。如果伺服阀的贮放期超过三个月，则推荐阀内加防锈油。

—
备注

备注

闭环系统的控制

迪特-克里兹，阿诺-施密特

1. 从开环到闭环控制

比例阀控制系统设计计算示例表明，一个装置可能达到的精度，是和整个系统的诸多因素有关的。

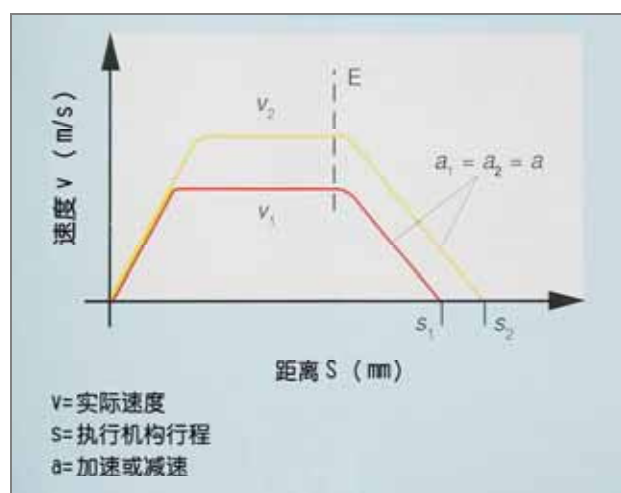
在着手设计闭环调节系统以前，先考察以下两种控制方式：

- 与时间相关的制动（减速）
- 与距离相关的制动（减速）

1.1 与时间相关的制动

在比例阀控制系统中，如果为制动过程设置了时间斜坡信号，则有如下的情况：

1.1.1 通过终端开关的减速



曲线 57

液压缸以速度 V_1 运动，当到达终端开关 E 时，切换到预设的速度设定值（阀芯的偏移量），如切换到 $V=0$ ，则液压缸停止运动。

在这当中设定值信号是根据斜坡间的调整量而发生变化的，由此得到制动距离。

例如：

$v_1=0.8\text{m/s}$, 运行速度值

$t_{b1}=0.2\text{s}$, 制动时间

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

则减速度

$$a = \frac{0.8\text{m/s}}{0.2\text{s}} = 4\text{m/s}^2$$

制动距离

$$s_1 = \frac{v_1^2}{2 * a} = \frac{0.8^2}{2 * 4} = 0.08\text{m} = 80\text{mm}$$

假如为适应工艺过程而改变运动速度，则在调定的斜坡函数不变时，制动距离自然就发生了变化。

例如：

$v_2=1.2\text{m/s}$, 运行速度值

$t_{b1}=0.3\text{s}$, 制动时间

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

则减速度

$$a = \frac{1.2\text{m/s}}{0.3\text{s}} = 4\text{m/s}^2$$

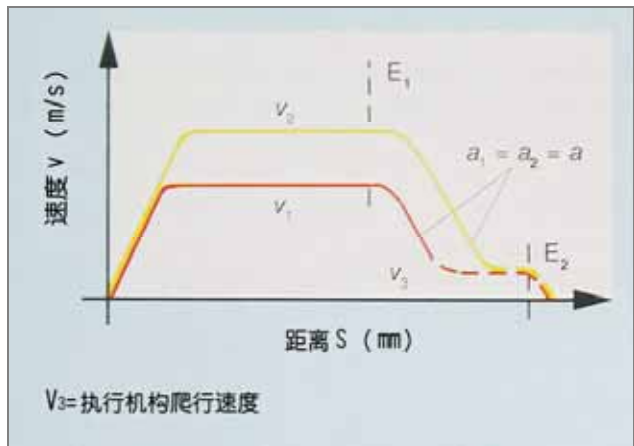
制动距离

$$s_2 = \frac{v_2^2}{2 * a} = \frac{1.2^2}{2 * 4} = 0.18\text{m} = 180\text{mm}$$

也就是说，液压缸停留在不同的位置上。遗憾的是，人们在实际应用中总是忘记这一点，当以不同速度制动时，执行机构的停留位置将会发生变化。

1.1.2 低速段的减速

为了能在各种不同的速度下得到同一停止点，可采用在较低的速度下进行制动的方法。停止信号在较低速度时由终端开关 E2 发出。曲线 58 表示的就是这种制动过程，它的停留位置精度是相当好的（见 118 页）。



曲线 58

当然在 $V < V_{max}$ 情况下，这样做需要多占用一些运动时间。

1.1.3 单独设置减速斜坡

另一个办法是，每个速度设定值各由一个斜坡函数来调制。如果要在不同的速度下停留在同一点上，在理论上可看作如下情况：

通过调整相应的斜坡函数，虽然获得相同的制动距离，但时间上有损失（如例 1.1.2，见 118 页）

示例：

这里，我们选取前面已算得的 180mm 制动距离（当 $v_2=1.2\text{m/s}$, $a=4\text{m/s}^2$ ）为计算依据。

由此得到减速度为：

$$a_1 = \frac{v^2 \cdot 10^3}{2 \cdot s} = \frac{0.8^2 \cdot 10^3}{2 \cdot 180} = 1.8 \text{ m/s}^2$$

所需时间

$$t_b = \frac{v}{a} = \frac{0.8}{1.8} = 0.44 \text{ s} \quad (\text{当 } v_1=0.8\text{m/s}, s_b=180\text{mm})$$

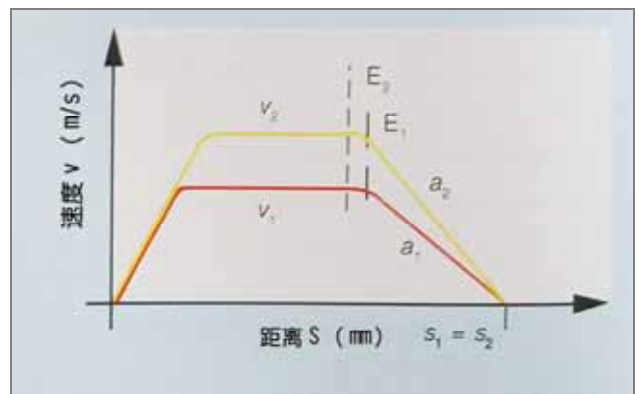
由于是在不同速度下运动，其终止点的位置误差，实

际上要比 1.1.2 节的示例大一些。

这里还应再提请注意，127/128 页上讨论过的最大可能加速度和减速度的问题。

此外，斜坡时间的精确设定问题，在设计中也必须加以认真考虑。因此，当需要很准确地达到某一停止位置时，应进行具体分析，不能盲目采用上述方法。

1.1.4 单独设置终端开关

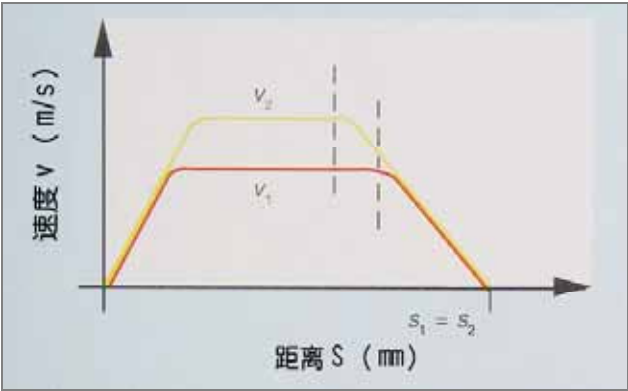


曲线 59

为了实现一种更可靠、比 1.1.3 节示例更高的减速度，可进一步设置终端开关。

对较低的 V_1 ，用终端开关 E1 在较迟时刻进行切换。这种方法就是要给每个速度值配置一个终端开关。

对于曲线 60 所描述的制动过程，也可不必为每个速度分别设置终端开关，见下一节“与距离相关的制动”。



曲线 60

1.2 与距离相关的制动

这一概念本身已清楚地表明，这种制动（减速）与电子时间斜坡无关，而是与执行器（负载）的运动距离有关。

曲线 61 清楚地表明，执行器总是到达相同的停止点，而与其运行速度无关。

在实际应用中，常见的与运动距离相关的制动结构型式，是配置制动挡块和模拟式触发器（图 172）。

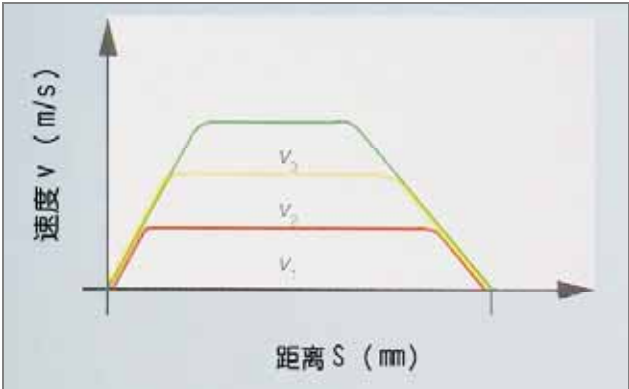
模拟式触发器是一种电子式接近开关。它发出的电压信号同形状与挡块之间距离相关，也就是说，随着挡块靠近接近开关，其间的距离越来越小，接近开关输出的电压逐步降低到 0V。该电压信号通过相应的放大器，去控制比例阀的比例电磁铁。

图 173 的方块图，说明了以模拟式触发器控制电磁铁的机理。

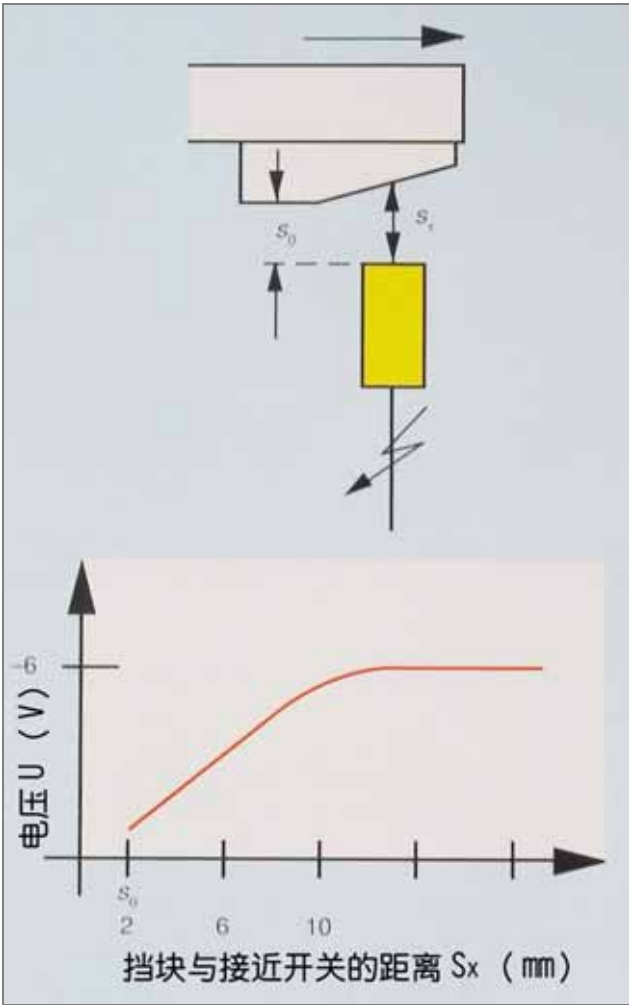
最小值运算只是在两个输入信号（E1=设定值，E2=来自触发器）很小时才对输出起作用。

此外，通常还要在模拟式触发器的通路上接上一个开方器（图 173）。实际应用中加了开方器就节省了运行时间，因为可以就某一制动位置，以最高的速度运行。在 272 和 273 页上将介绍采用这种控制方式的一个实际系统。

当模拟式位移检测只需在制动段范围之内进行时（总是相同的终止点），系统可设计成非全程位置反馈的方式。



曲线 61



曲线 62

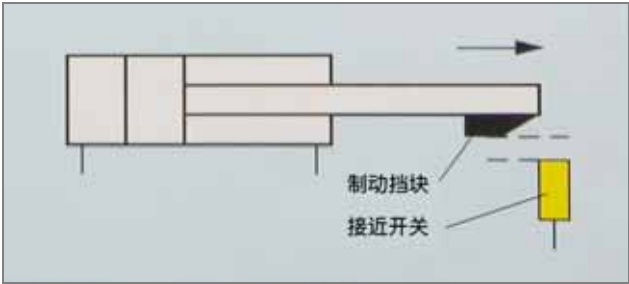


图 172

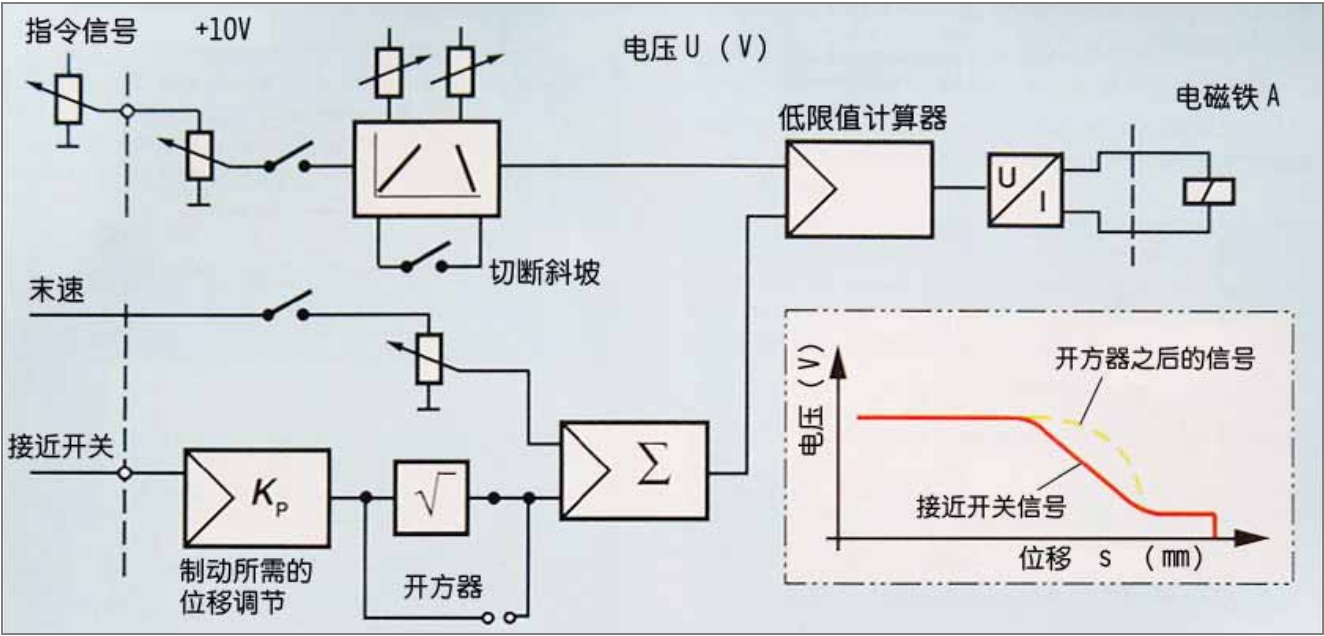


图 173 配置接近开关（模拟式触发器）的实用控制电路

在与距离相关的制动中，另一个检测距离的方法是利用纵向电位器。

在这种方案中，运动距离同样也通过模拟电压信号检测，并由电子放大器进行处理。

采用该方案，由于整个运动距离都被转换成电压信号，就可用电子放大器来预设任意所需的运动距离。

前面所举的各种例子，显然都是按开环控制设计的。这就是说，并没有对液压缸速度等的实际值进行检测，更没有将它与设定值进行比较。

这样的系统，所有的干扰量当然都要对控制的结果产生影响。

若要对干扰影响进行补偿，则系统必须设计成闭环调节方式。

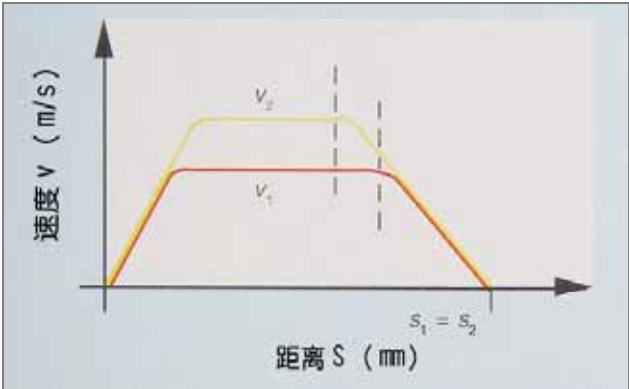


图 174

2. 闭环控制

为了弄懂闭环调节的原理，需预先具备调节技术方面的一些基本知识和概念。

在此拟概略介绍其中最重要、最基本的一些关系。

本篇主要介绍有关控制技术方面的物理概念，而不去讨论有关公式及计算方法。

2.1 什么是闭环调节呢？

图 175 给出了一个闭环调节系统的原理框图，从中可推出一些最重要的概念。

2.1.1 闭环调节的定义

在闭环调节系统中，连续检测出实际调节量，并将它与设定值相比较。只要有干扰的作用，使实际调节量与设定值之间存在偏差，调节系统就要进行适当的调整，使实

际的调节量与设定值再一次吻合。

位置闭环调节系统与任何闭环系统一样，有其调节装置和调节对象。

在图 176 中的调节装置包括：

- 调节器：由处理设定值与实际值偏差的比较器和控制放大器组成。
- 位置检测系统

调节对象包括：

- 包括液压马达和阀在内的液压驱动装置
- 机械转换装置

比如：

- 减速箱
- 联轴器
- 丝杆

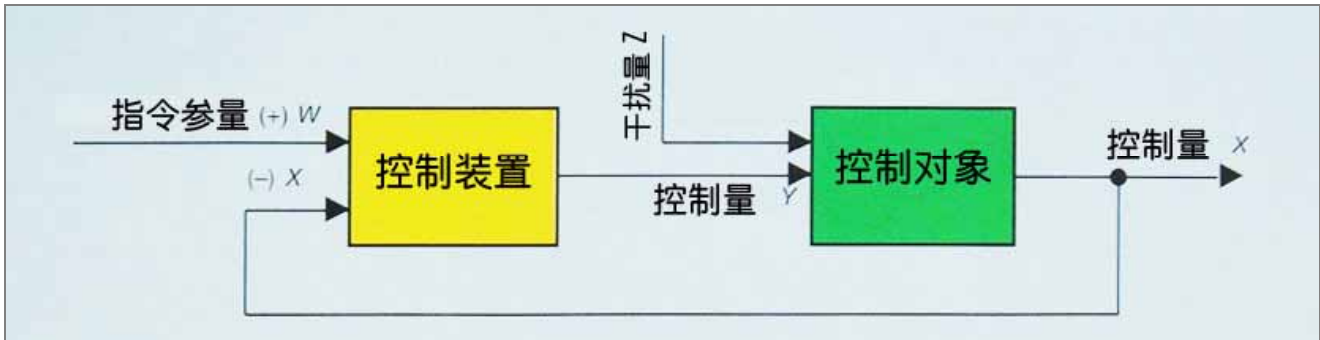


图 175. 闭环调节系统的结构原理框图

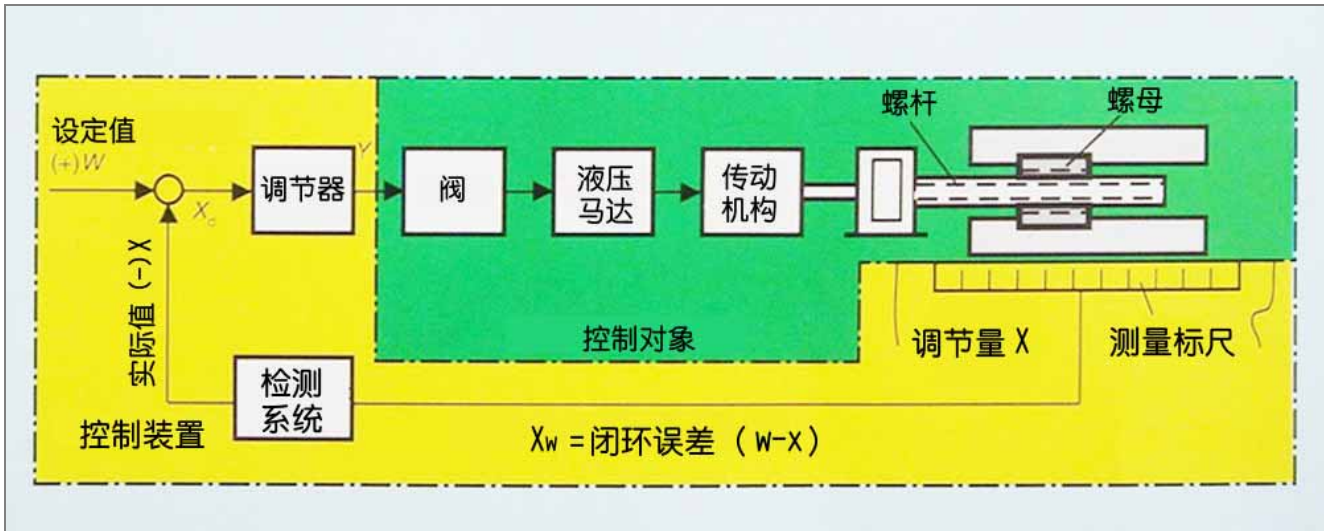


图 176. 闭环位置调节系统示例

按闭环方式工作的系统，其工作过程如下：

滑块的位置 X （=调节量）用标尺及测量放大器检测，为位置的实际值。位置的设定值 W （=指令参量）由设定值发生器预先给出。设定值与实际值相减之值（ $W-X$ ）处理后，可得到调节偏差 X_d 。

该调节偏差输入调节器，调节器的输出信号为调整量 Y 。该调整量 Y 同时为调节对象的输入量，且对阀实行控制。液压马达的旋转运动通过丝杆装置转化成滑块的直线运动。因此，信号流闭合，形成位置闭环系统。

2.1.2 方块图

闭环系统的单个部分，如“调节对象”和“调节装置”，称为“闭环系统环节”。闭环系统环节通常以矩形块来表示。

各单个方块连接起来就形成闭环工作方式，得到“方块图”。

信号的流动由直线和箭头来表示。

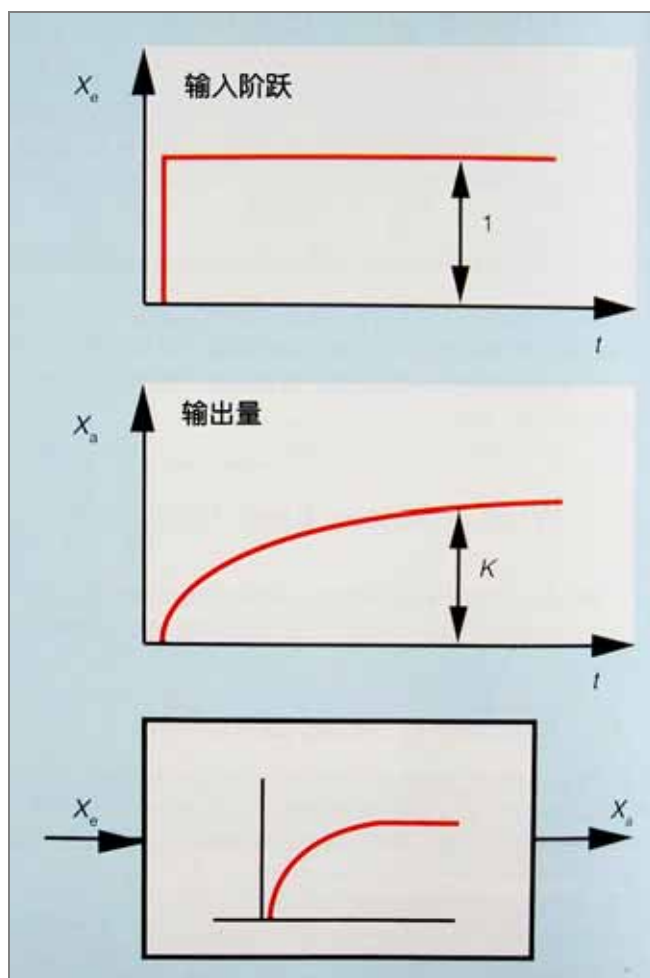
2.1.3 过渡过程特性

在闭环系统的每个环节上，都作用着输入信号，即“输入量” X_e 。有了输入量 X_e 后，按照环节的“过渡过程特性”，可推导出“输出量” X_a ，并进行进一步的处理。

“过渡过程特性”在时域表达了对应于输入量的任意变化，输出量的时间过程特性。

代表性的输入量为阶跃函数，此时其输出信号称为“阶跃响应”或“瞬态响应”。瞬态响应常以在方块中绘出的相应曲线，来准确地描述各环节的过渡过程特性。

虽然在系统元器件方面可能会有各种不同的构件，但其过渡过程特性总可以归纳成为数不多的几个基本类型。当实际工程系统转化成数学模型之后，就隐去了各种各样具体物理模型。这种处理方式简化了动态过程的研究，且有可能对控制特性作出最一般的阐述，而无须考虑所研究的闭环系统到底是由电气，机械还是其他形式的构件所组成。



曲线 63. 过渡过程特性示例

根据各自的过渡过程特性，闭环调节系统的环节可归结为若干“基本传递环节”（图 177）。

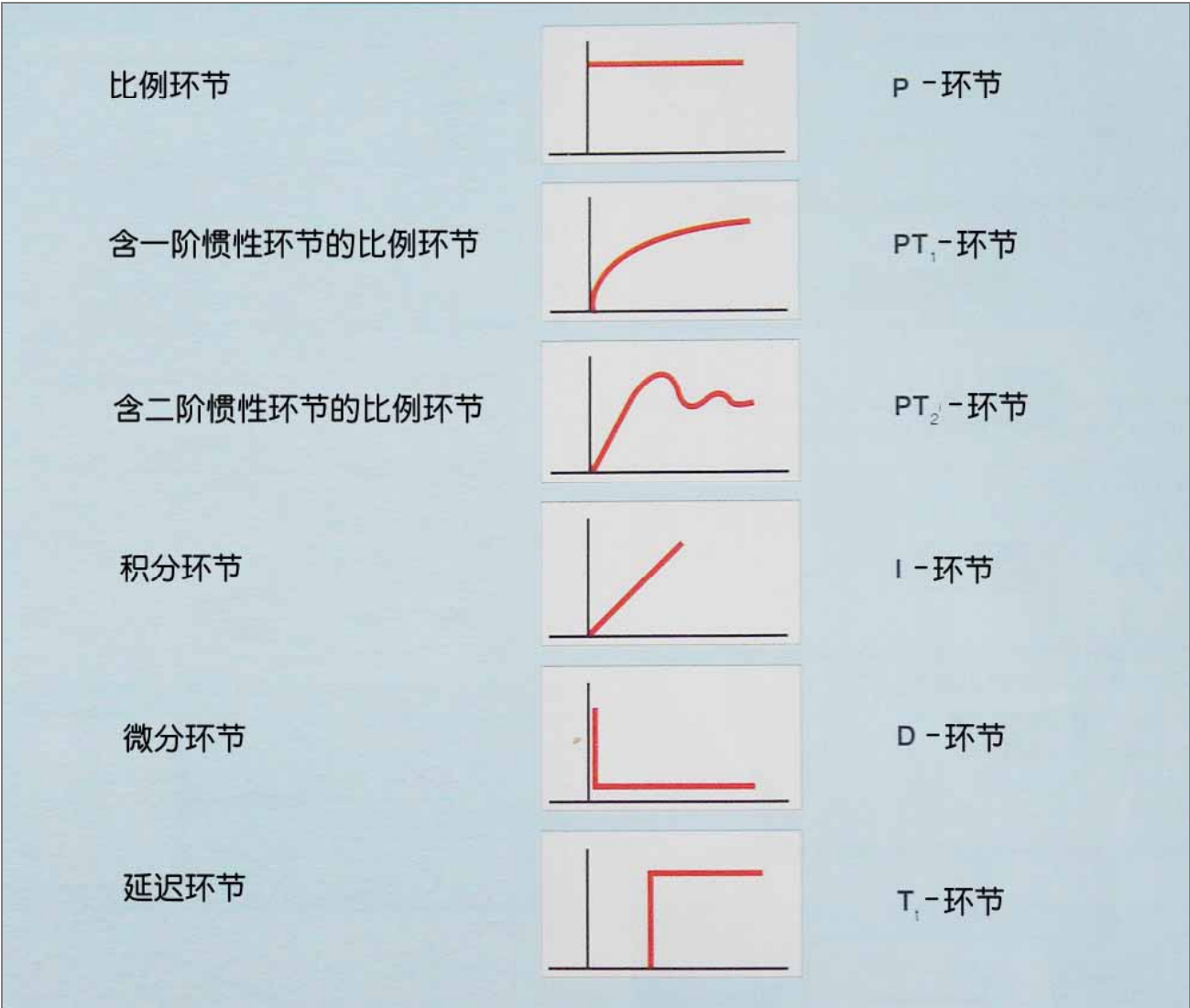


图 177. 基本传递环节

2.2 基本传递环节示例

2.2.1 比例环节（P-环节）

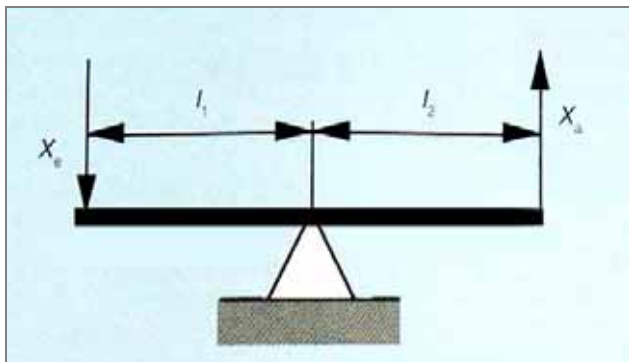


图 178.

当输入量 X_e 以阶跃形式变化时，输出量 X_a 同样以阶跃形式变化。

输出量为

$$X_a = \frac{X_e * l_2}{l_1} = K * X_e$$

其中 K 为比例环节的放大系数（亦称为传递常数）

$$K = \frac{l_2}{l_1}$$

因此，P 环节符号如下所示。

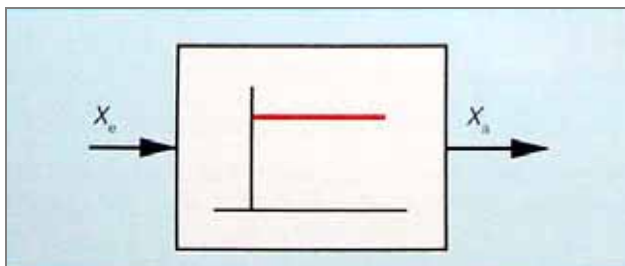


图 179. 比例 P-环节符号

在电工学中 U （电压） $=R$ （电阻） $\cdot I$ （电流），就是一个比例环节，其放大倍数为电阻 R 。在物理学中 F （力） $=m$ （质量） $\cdot a$ （加速度），也是一个比例环节，其放大倍数为质量 m 。此外，带电阻回路的理想放大器同样是典型

的比例环节。（详见 7 附件）。

在这种理想放大器中，当输入量 U_1 以阶跃形式变化

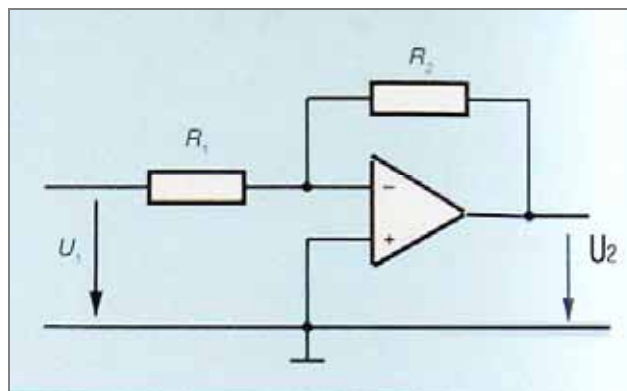


图 180. 带电阻的理想放大器

时，输出量 U_2 同样以阶跃形式变化。

输出量为

$$U_2 = -\frac{R_2}{R_1} * U_1 = -K * U_1$$

放大系数为

$$K = \frac{R_2}{R_1}$$

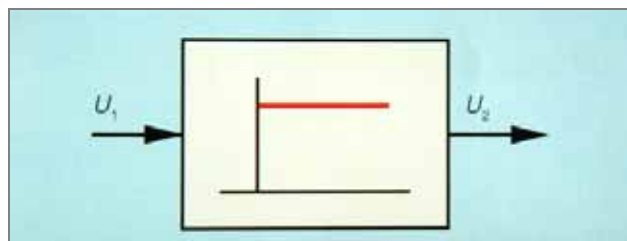


图 181.

2.2.2 积分环节（I-环节）

输出信号随时间线性增长

$$X_a = K * \int X_e(t) * dt$$

这里的 K 亦作为传递常数，或者叫做 I—环节的放大系数。

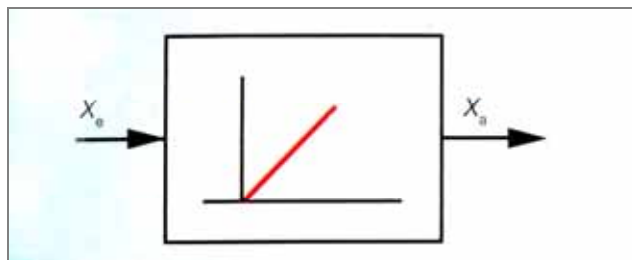


图 182. 积分环节符号

具有 I—特性的例子有：

液压缸

液压缸中活塞位移 S 与输入流量 Q 之间的关系。

$$s = \frac{1}{A} * \int q * dt$$

$$K = \frac{1}{A}$$

A=有效面积

液压马达

液压马达中，马达轴上的转角 φ 与角速度 ω 之间的关系

$$\varphi = K_0 * \int \omega * dt$$

$$K = 1$$

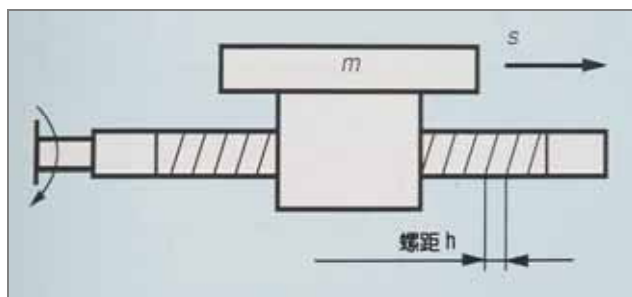


图 183

丝杆传动

丝杆传动中，丝杆转速 n 转换为向运动

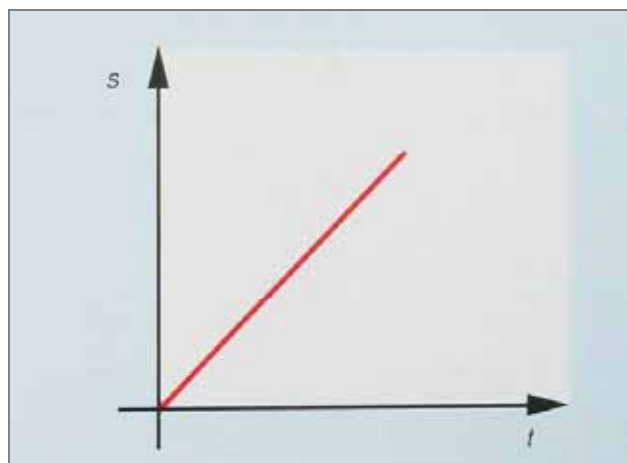
以位移 S 作为输出量时，有

$$s = h * \int n * dt$$

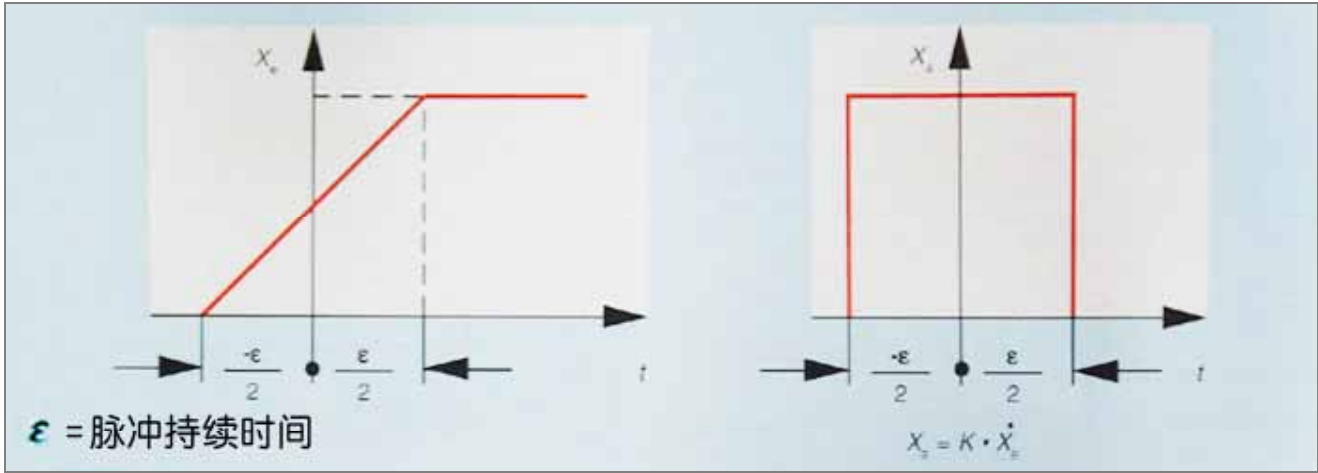
当丝杆转速 n 为常量时，位移 S 为

$$s = h * n * t$$

也就是说，位移 S 随时间而线性增加。



曲线 64



曲线 65. 阶跃响应

2.2.3 微分环节（D 环节）

输出信号数值上与输入信号的变化速度有关。

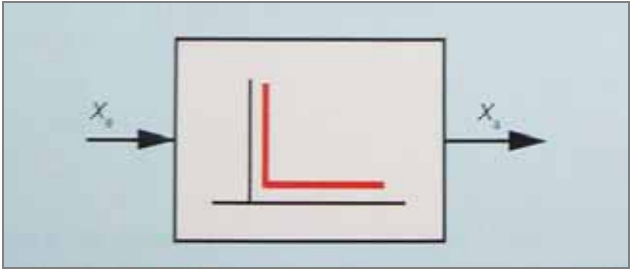


图 184. 微分环节符号

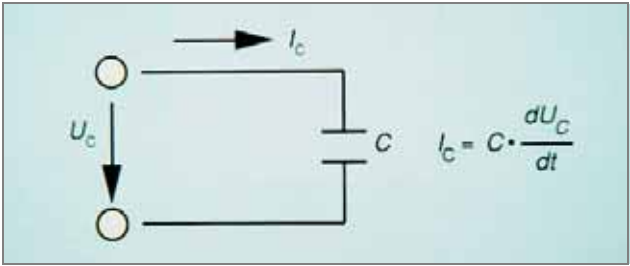


图 185.

$$X_{a(t)} = K * \dot{X}_e$$
$$\dot{X}_e = \frac{dX_e}{dt}$$

D—环节的例子有：电感上电压 U 与电流 I 的关系 $U = L \cdot I$ 。电容 C 上的电荷与施加其上的电压 U_c 之间的关系，是一个微分环节。

$F = m * \dot{v} (\dot{v} = a)$ 也就是说，力与速度环节之间的关系，也是一个微分环节。

2.2.4 延迟环节

传送带开始端上的原料量为 X_e ，在传送带的末端卸下的量为 X_a 。在时间 t 时，设传送带始端原料量为 $X_e(t)$ ，这些量传送到传送带末端，所花费的时间为 $Tt=1/V$ 。因此，我们可以了解到，在时刻 t 时传送带末端上的原料量，就是在 Tt 时间以前，亦即在时刻 $(t-Tt)$ 时传送带始端上的量。因而 $Xa(t)=Xe(t-T)$

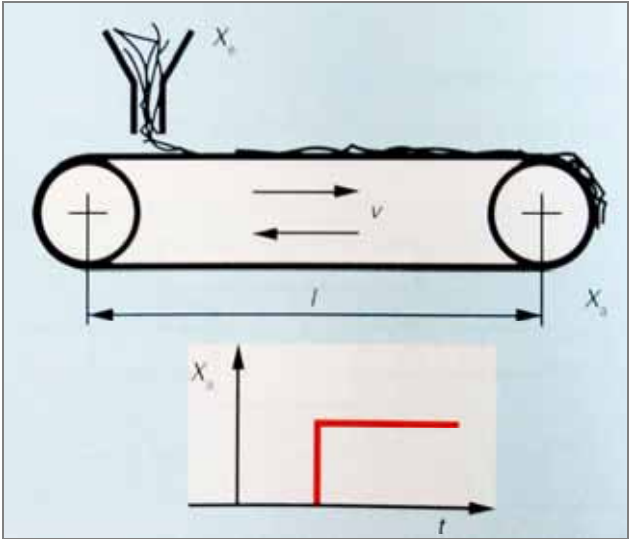


图 186.传送带示例

2.2.5 含一阶惯性环节的比例环节：PT₁环节

$$T \cdot \dot{X}_a + X_a = K \cdot X_e$$

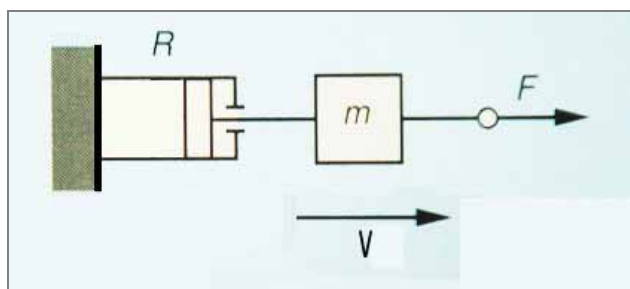
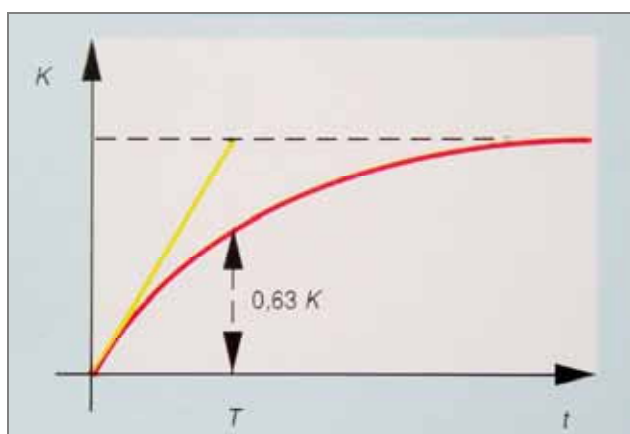


图 187. PT₁ 环节示例

在质量 m 上，作用着外力 F ，和与速度成比例的流体摩擦力 $-R \cdot V$ 。

因而有

$$m \cdot \dot{V} = F - R \cdot v \quad \text{或} \quad \frac{m}{R} \cdot \dot{V} + V = \frac{F}{R}$$



曲线 66. PT₁ 环节的阶跃响应

终值 K 在一段时间之后才能达到。PT₁ 一环节的动态响应有一个延迟 $X_e(t)$ 。

设定在 $t=0$ 时，阶跃响应特性曲线的切换在 $t=T$ 时达到终

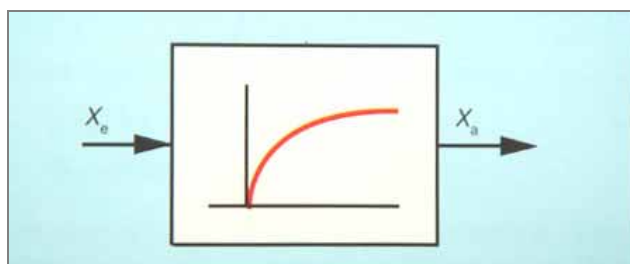


图 188. PT₁ 环节符号

值 K 。

其中 T 称为 PT₁ 一环节的“时间常数”

因此，时间常数 T 决定了响应值上升的快慢。

2.2.6 含二阶惯性环节的比例环节（PT₂ 环节）

PT₂ 一环节通过方程式来定义。

$$T^2 \cdot \ddot{X}_a + 2 \cdot D \cdot T \cdot \dot{X}_a + X_a = K \cdot X_e$$

常数 T 亦为时间常数； D 为阻尼，无量纲； K 是 P-T₂ 一环节的传递常数。

在图 29 的机械系统中，力 F 和移动距离 X 之间关系为：

$$m \cdot \ddot{X} = F - R \cdot \dot{X} - C \cdot X$$

或

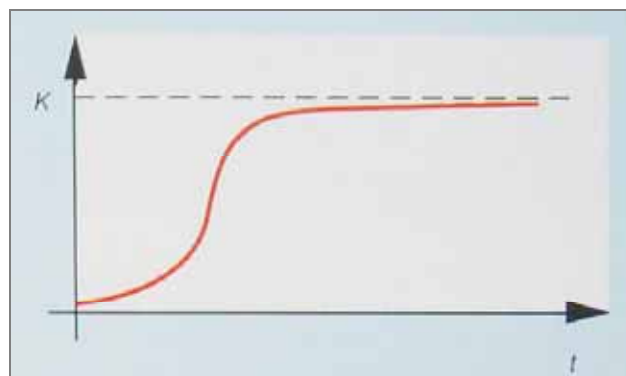
$$\frac{m}{C} \cdot \ddot{X} + \frac{R}{C} \cdot \dot{X} + X = \frac{1}{C} \cdot F$$

$\begin{array}{ccc} | & | & | \\ T^2 & 2DT & K \end{array}$

$$T = \sqrt{\frac{m}{C}} \quad D = \frac{R}{2 \cdot \sqrt{m \cdot C}} \quad K = \frac{1}{C}$$

PT₂ 环节的阶跃响应

$D > 1$ 时为无振荡地达到一个极限值（图 67）



曲线 67.

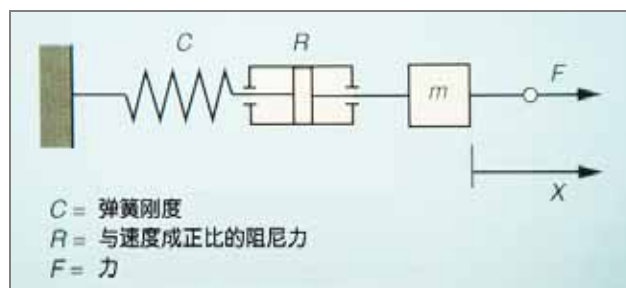
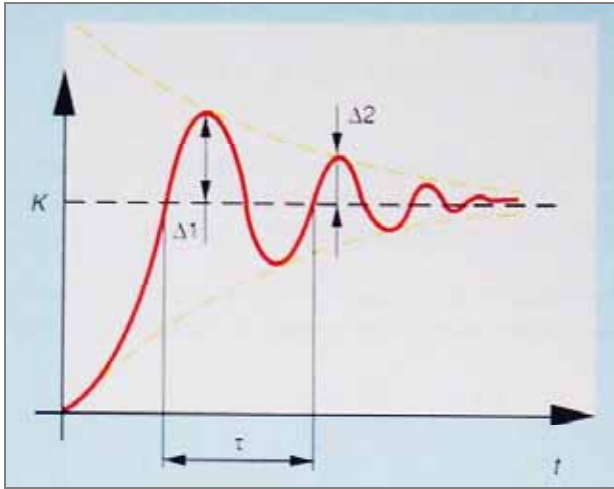


图 189. PT₂ 环节示例

在 $D < 1$ 时阶跃响应为衰减振荡



曲线 68.

其频率为

$$\omega_N = \sqrt{1 - D^2} * \omega_0 = \frac{\sqrt{1 - D^2}}{T}$$

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

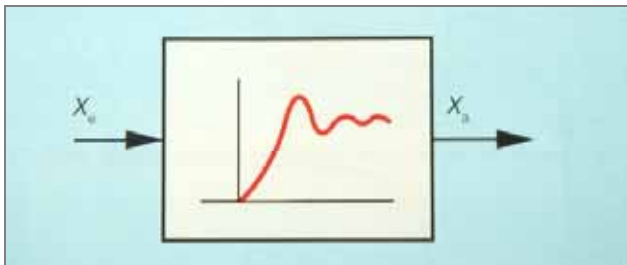


图 190. PT2 环节符号

这里所讨论的是周期性情况，因而 PT2 环节亦称为振荡环节。

从 PT2 环节的阶跃响应中已经导出该环节的符号，它适用于所有情况。

参数 K ， D 和 T 可从振荡曲线图（曲线 68）中得到。

传递常数 K 是阶跃响应的终值。

为了确定衰减系数 D ，需要测量第一峰 $\Delta 1$ 和第二峰 $\Delta 2$

超出终值 K 的次数，这一关系为对数衰减：

$$\delta = \ln \frac{\Delta 1}{\Delta 2} = 2.303 * \log_{10} \frac{\Delta 1}{\Delta 2}$$

因此

$$D = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}}$$

为确定系数 T ，需要得知一次振荡的周期，这可从阶跃响应中得出

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega_N} = 2\pi \frac{T}{\sqrt{1 - D^2}}$$

于是

$$T = \frac{\tau}{2\pi} \sqrt{1 - D^2}$$

2.2.7 基本传递环节的汇总

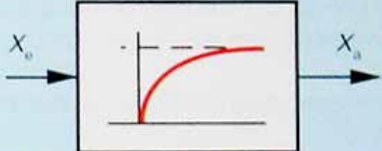
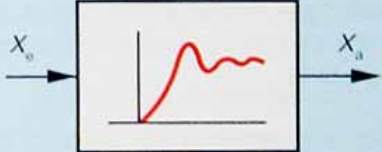
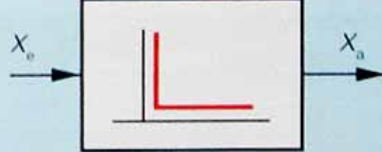
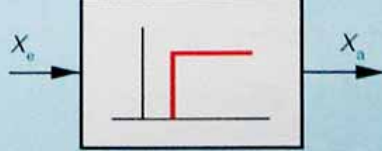
P - 环节	$X_a = K_p \cdot X_e$	
PT ₁ - 环节	$T_1 \cdot \dot{X}_a + X_a = K_p \cdot X_e$	
PT ₂ - 环节	$T^2 \cdot \ddot{X}_a + 2 \cdot D \cdot T \cdot \dot{X}_a + X_a = K_p \cdot X_e$	
I - 环节	$X_a = K_i \cdot \int X_e(t) \cdot dt$	
D - 环节	$X_a = K_D \cdot \dot{X}_e$	
T _i - 环节	$X_a(t) = K \cdot X_e(t - T_i)$	

图 191. 基本传递环节

正如开始时所提到的那样，调节过程的任务首先是消除干扰量对调节量的影响。

当然在设定值发生变化时，这样的系统方案同样可以做到使调节量的实际值与新的设定值相对应。

因此，调节过程有两项任务是：

- a)抑制干扰量。
- b)调整指令参量（操纵特性）。

在指令参量或干扰量变化时，控制量受其影响发生相应的变化，一般需要一定的时间（参见传递函数）。例如，当干扰量以阶跃形式增大时，调节过程使发生了变化了的调节量重新达到平衡。这种调节过程总带有一定的延时，它完全与调节系统所对应的物理过程的特性相同。

在一个机械控制系统中，当电控系统出现（例如停电后）重新给出电信号时，机械系统中的惯量和摩擦力等就要对该系统产生影响。

然而对调节过程的特性起决定性作用的，还是调节量的时间过程特性。假如将调节器设计成可对干扰量的变化产生很大的抑制作用，而使延迟过程尽可能地短，则往往会使系统发生振荡。

如果这一振荡过程能衰减下来，则该系统是稳定的。当振荡过程不会衰减，也就是系统出现持久的振荡现象，则认为该闭环系统是不稳定的。

此外，如果一个控制过程是稳定的，它还必须具有这样的特性，即控制偏差须小于预定值。

上述关于稳定性和偏差需保持在一定范围内的要求，对于一个闭环系统来说是必不可少的。

通常对于一个调节过程，还要提出其他的要求，例如，设定值变化时的调整时间，以及干扰量变化时的抑制时间应在规定的范围内。

靠系统本身是无法满足这些要求的。一般可在预先给出的调节对象中根据需要一些测量比较及调整环节，且并入闭环系统中，来满足上述要求。

在开始调整时，闭环调节系统往往会出现要么不稳定，不精确，要么响应非常慢的问题。

为了使闭环系统能满足工程实际的要求，设计时必须注意到一些基本的原则，特别要注意调节器的选择。

为了能正确选择调节器，就要尽可能精确地对闭环系统各环节的动态特性进行描述。

要解决这个问题，我们不想讨论许多稳定性准则的问题，而是结合控制技术的有关文献进行阐述。

这里给出了适合于各种调节对象的调节器配置的一

般原则。

如图 192 所示，调节器在时间特性方面要能与各自的调节对象相匹配，以得到稳定的闭环系统。因此就需要一批具有各种不同时间特性的调节器。

对图 192 的说明：

“指令”表示：用于实现指令参量变化的输入组件

“干扰”表示：用于抑制干扰量的输入组件

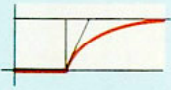
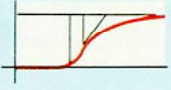
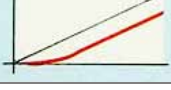
调节对象 \ 调节器	P	I	PI	PD	PID
 单纯延迟	不能用	比 PI 略差	指令 + 干扰	不能用	不能用
 延迟 + 一阶惯性	不能用	比 PI 差	比 PID 略差	不能用	指令 + 干扰
 延迟 + 二阶惯性	不适宜	差	比 PI 差	差	指令 + 干扰
 一阶惯性 + 很小的延迟	指令	不适宜	干扰	指令 (无延迟)	干扰 (无延迟)
 高阶过程	不适宜	比 PID 差	比 PID 略差	不适宜	指令 + 干扰
 积分特性	指令 (无延迟)	不能用 结构不稳定	干扰 (无延迟)	指令	干扰

图 192. 根据调节对象选用调节器汇总表

3. 基本传递环节的汇总

下面介绍的各种调节器是用运算放大器构成的。

3.1 P 调节器（具有比例调节特性）

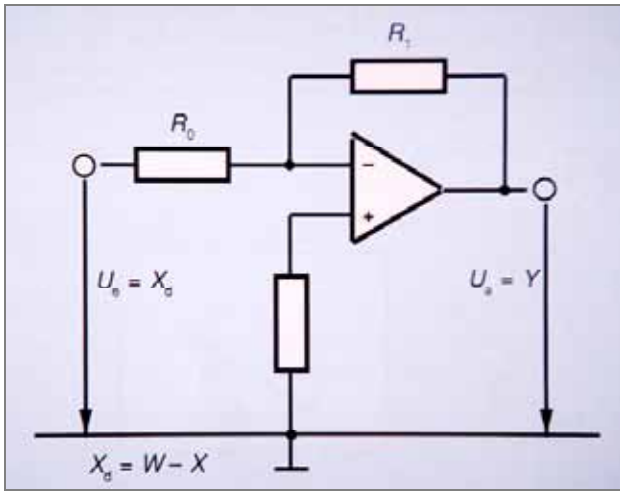


图 193.

比例调节特性，意思是输出量 U_A 和输入量 U_E 成比例。
对于上图所示的电路，有：

$$Y = \frac{R_1}{R_0} * X_d$$

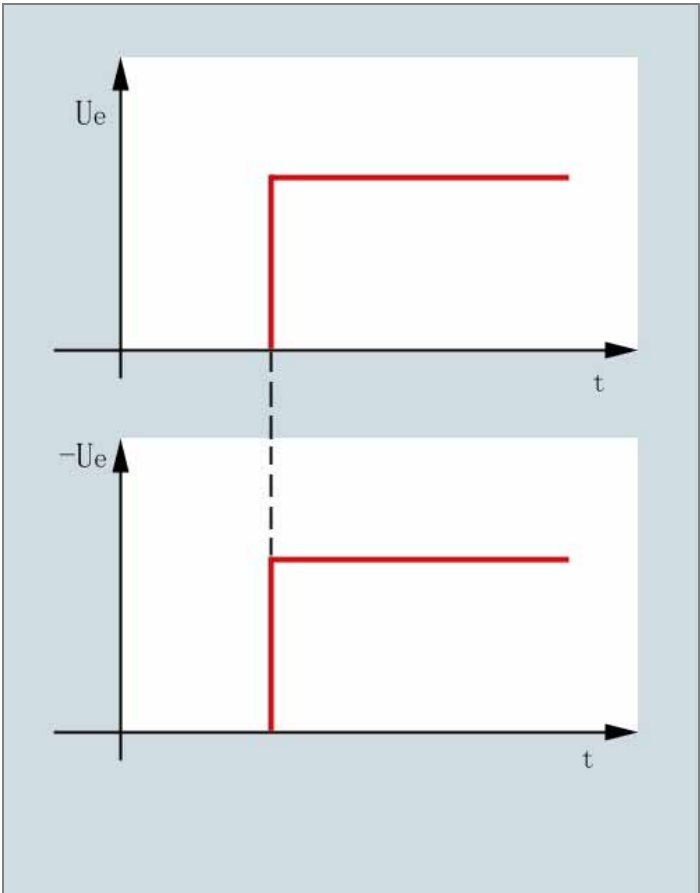
可用阶跃响应来评价调节收大器的特性。
下图是当输入电压 U_E 从零跃升至某一设定值时输出电压 U_A 的时间过程。

在输入量 X_d 阶跃变化时，P调节器的输出量 Y （调节量）
同样也以阶跃形式变化。

- P 调节器的优点
- 结构简单
 - 调整容易
 - 对于调节量的变化响应快

P 调节器的缺点

原则上，P 调节器的调节量是不能做与指令参量完全相同的。
也就是说，始终存在一个和放大系数相关的调节偏差。
因而，P 调节器在工作时需要一个调节偏差。



曲线 69. P 调节器的阶跃响应

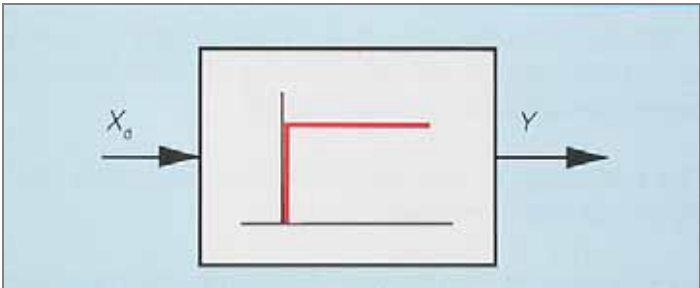


图 194. P 调节器方块图

3.2 I 调节器

一个起积分作用的调节器实现了输入量对时间的积分，其特征值为积分时间常数

$T_1=R_0\cdot C$

或者它的倒数

$K_1=\frac{1}{T_1}$

输入电压 U_e 即调节偏差 $X_d=W-X$

输出电压即调整量

$$Y(t)=U_a(t)=-\frac{1}{T_1}\int_0^t X_d(t)dt$$

由于电路关系，其输出信号是反向的。对应于输入通道上电压的阶跃式变化，产生一个随时间线性变化的输出电压

积分环节的特点在于：只要输入量不为零，输出量就不停地变化。当输入电压等于零时，输出电压才保持在某一数值上（曲线 71）。

与 P 调节器相比，对 I 调节器说来，并不是它产生的调整量与调节偏差成比例，而是调整量的时间变化率与调节偏差成比例。

起积分作用的调节器原则上能完全消除任何调节偏差，因为即使输入信号很小，但在一段时间后也能增大为一个很大的输出信号。

I 调节器虽然具有消除调节偏差的优点，然而也存在一些缺点。

从 I 调节器的时域曲线可见，当调节量变化时，I 调节器的反应就会相当慢。由此可知，I 调节器需要较长的调整时间，且有可能出现较大的超调。

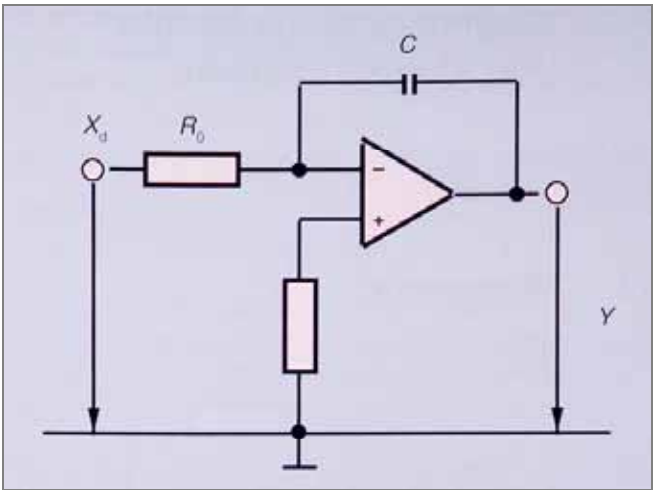


图 195.

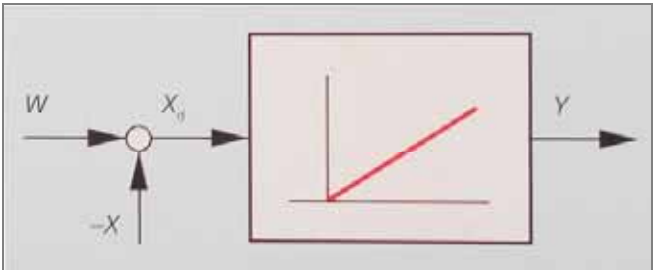
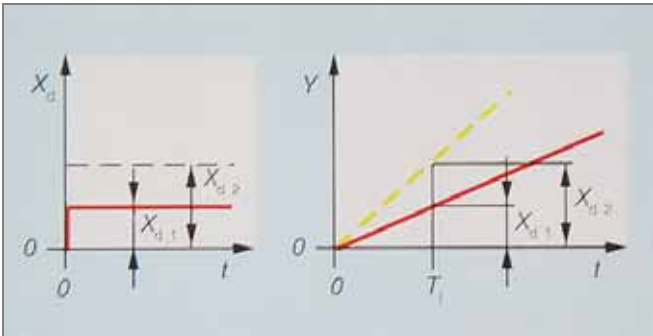
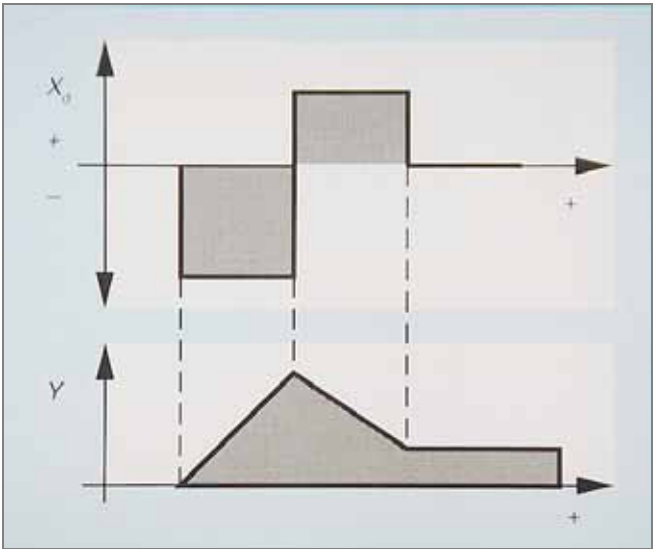


图 196. I 调节器方块图



曲线 70. 阶跃响应输入及 I 调节器的阶跃响应



曲线 71. I 调节器的时间过程曲线

3.3 PI 调节器

在 PI 调节器（比例—积分调节器）中，综合了 P 调节器和 I 调节器的优良特性（P 调节器的快速性及 I 调节器的精确性）。

PI 调节器的特征值是常数 K_p 和 K_i ，以及调节时间 T_n 。

调节时间 T_n 指的是，从信号输入开始直至输出信号的积分部分，变化到与输入电压对应的比例部分相等为止所经历的时间。

PI 调节器的性能相当于一个积分调节器，只是它开始作用的时间提早了重调时间 T_n （曲线 72）。

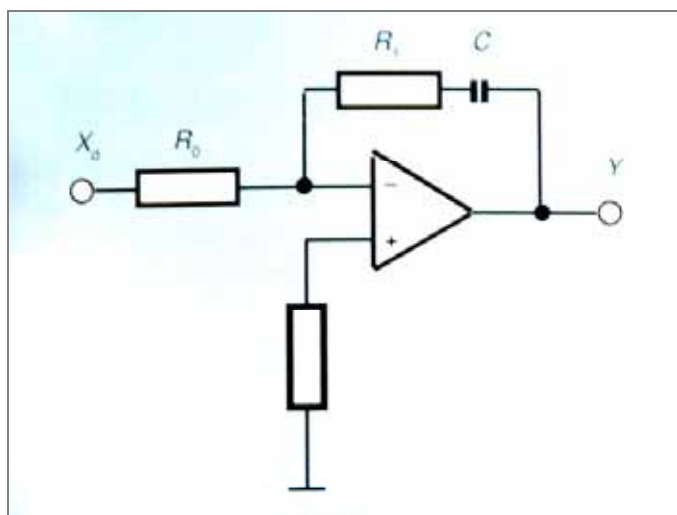


图 197. PI—调节器

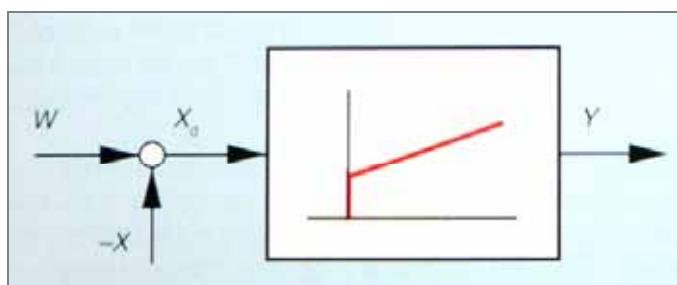
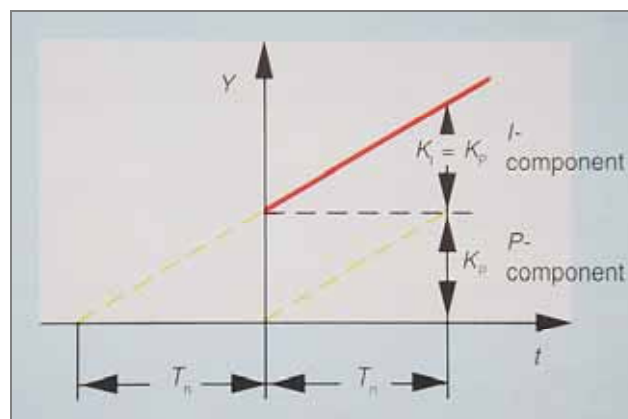


图 198. PI 调节器的方块图



曲线 72. PI 调节器的特性

这类调节器大多可从这种意义上来理解其机理，即比例部分快速但不是很精确地抑制干扰量，与此同时积分部分则进行精确的调整。

$$Y = K_p * X_d(t) + K_i \int X_d(t) dt$$

这里，比参数 K_i 更实用的是时间常数 $T_n = K_p/K_i$

$$Y = K_p \left(X_d(t) + \frac{1}{T_n} \int X_d(t) dt \right)$$

此处的 K_p （比例系数）和 T_n （重调时间）为所选调节器的参数。

$$K_p = \frac{R_1}{R_0}$$

$$T_n = R_1 * C = \frac{K_p}{K_i}$$

$$T_i = R_0 * C = \frac{1}{K_i}$$

因 R_1 影响 K_p 和 T_n ，故以 R_1 代替 K_p ，而以 C 代替 T_n

3.4 D 调节器

微分调节器对调节偏差的变化速度 $\Delta X_d/\Delta t$ 产生反应。
这类调节器通常只能与其他类型的调节器配合使用。
D 调节器可与其它时间特性的调节器组合成 PD 或 PID 调节器。
单独使用D调节器，则输出Y与输入信号 X_d 的变化速度成正比。

$$Y(t) = \frac{V X_d}{V t}$$
$$Y(t) = K_D * \frac{dX_d(t)}{dt} = -T_D \frac{dX_d(t)}{dt}$$

K_D 微分因子， T_D 为微分时间常数

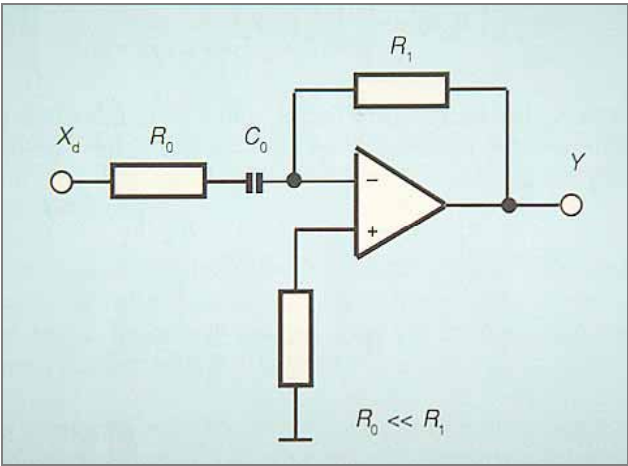
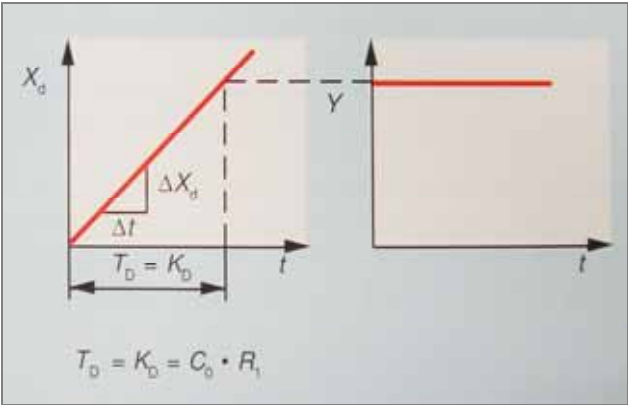


图 199. D 调节器

该类调节器不是用阶跃输入而是用斜坡输入信号进行测试。



曲线 73 D 调节器的特性

3.5 PD 调节器

通过加入一个微分环节，调节偏差的变化速度会对输出信号产生影响。
因而，闭环调节可以得到加速。
PD 调节器的输出,等效于 P 和 D 调节器的输出之和。
因此，

$$Y(t) = K_p * X_d(t) + K_D * \frac{dX_d(t)}{dt}$$
$$Y(t) = K_p \left(X_d(t) + \frac{K_D}{K_p} \frac{dX_d(t)}{dt} \right)$$
$$Y(t) = K_p \left(X_d(t) + T_v \frac{dX_d(t)}{dt} \right)$$

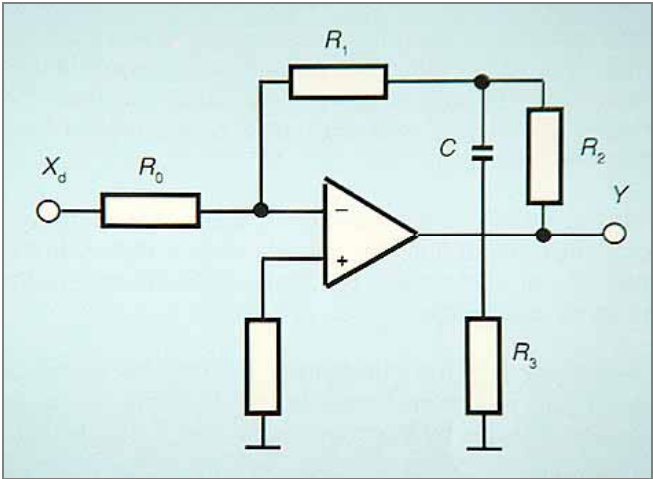
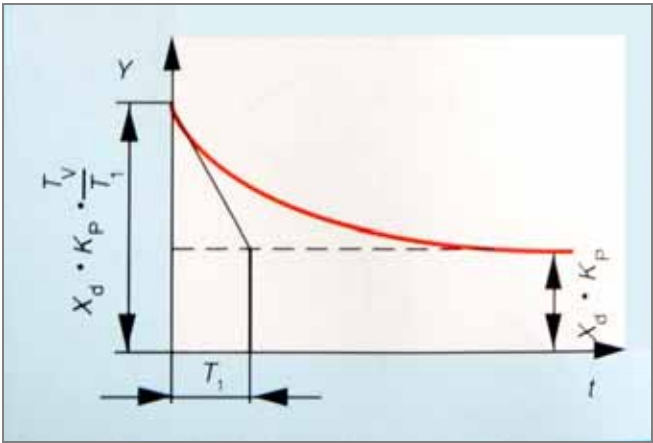


图 200. PD 调节器



曲线 74 PD 调节器的特性

$$K_P = \frac{R_1 + R_2}{R_0}; T_V = \left(\frac{R_1 * R_2}{R_1 + R_2} + R_3 \right) * C$$

K_P 比例因子

K_D 微分因子

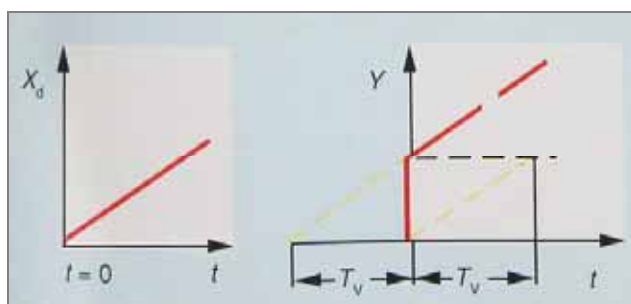
$K_D / K_P = T_V$ 微分作用时间

延迟时间 $T_1 = R_3 * C \ll T_V$

延迟时间 T_1 抑制了输出信号作用，使其限制在 $t=0$ 及

$Y = X_d * K_P (T_V / T_1)$

与 D 调节器的相同，也以斜坡作为 PD 调节器的测试信号。



曲线 75 PD 调节器的特性

微分作用时间 T_V ，是指输入斜坡信号后，比例环节达到微分环节所即刻生成的输出信号相同水准，所需经历的时间。

3.6 PID 调节器

在 PID 调节器中综合了三种控制类型的特性，即比例，积分和微分环节。

这样的调节器再加上可调整常数，就可以适用于任何一种调节对象。

换言之，PID 调节器是在 PD 调节器良好的动态性能基础上，加上消除其静态控制偏差特性的积分环节。

首先，调整量的变化取决于输入值的变化速度 dX_d/dt 值 (D 部分)，其次在微分作用时间之后，调整量回到与比例部分相对应的值，然后根据 I 部分的值进行变化。

控制变量 Y 等于把 P, I, D 调节器相加在一起。

$$Y = K_p * X_d(t) + K_i \int X_d(t) dt + K_d \frac{dX_d(t)}{dt}$$

$$Y = K_p \left(X_d(t) + \frac{K_i}{K_p} \int X_d(t) dt + \frac{K_d}{K_p} \frac{dX_d(t)}{dt} \right)$$

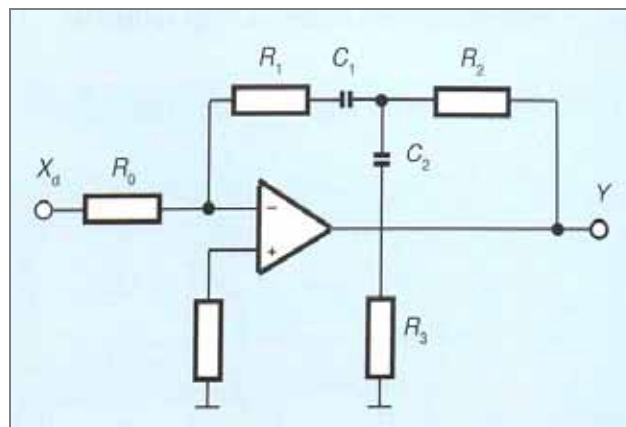
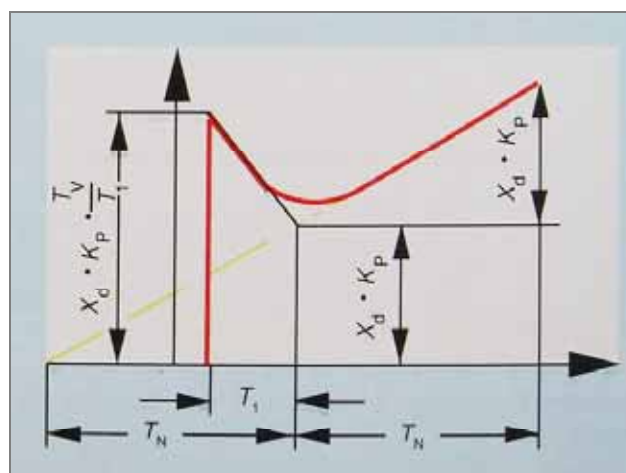


图 201.



曲线 76

利用已知的时间常数

$T_n = K_P / K_I$ ，且 $T_V = K_D / K_P$

则有，

$$Y = K_p \left(X_d(t) + \frac{1}{T_n} \int X_d(t) dt + T_V \frac{dX_d(t)}{dt} \right)$$

$$K_P = \frac{R_1 + R_2}{R_0} \quad \text{比例常数}$$

$$T_n = (R_1 + R_2) * C_1 \quad \text{重调时间}$$

$$T_V = \left(\frac{R_1 * R_2}{R_1 + R_2} + R_3 \right) * C_2 \quad \text{微分作用时间}$$

$$T_1 = R_3 * C_2 \quad \text{延迟时间}$$

4. 闭环控制原理

4.1 液压马达驱动的闭环位置调节

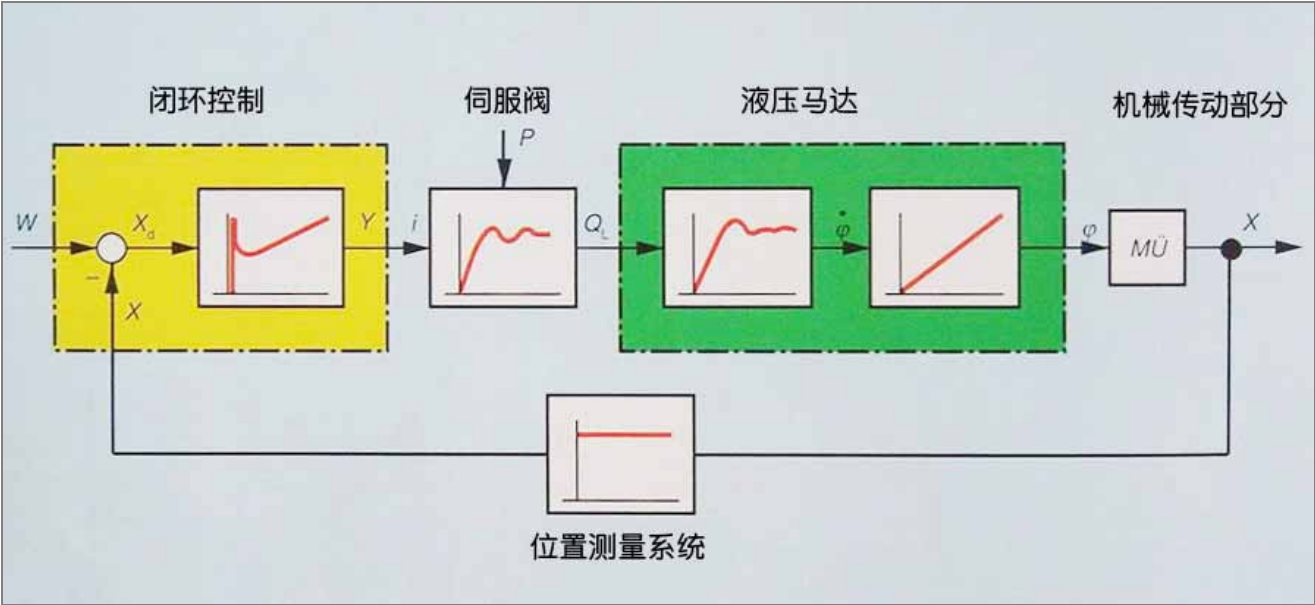


图 202. 液压马达驱动的闭环位置调节系统方块图

系统各个环节的传递特性

伺服阀和带载定位马达，可看作是一个串联的二阶系统（带二阶惯性环节的比例环节，即PT₂环节）。

通过角速度转变为旋转角度的积分运算，得到五阶的控制系统（五阶系统系由各环节频率特性公式的相乘得到，参考有关部门调节技术的资料）。

按照图 192 根据调节对象选择调节器的准则，选取 PID 调节器作为本闭环系统的调节器。

位移检测系统可看作无延迟的比例环节，也即它对于输入量变化的响应是无延迟的。

液压马达具有与角速度成比例的过渡过程特性，以及与转角有关的积分特性。

4.2 液压缸驱动的闭环位置调节

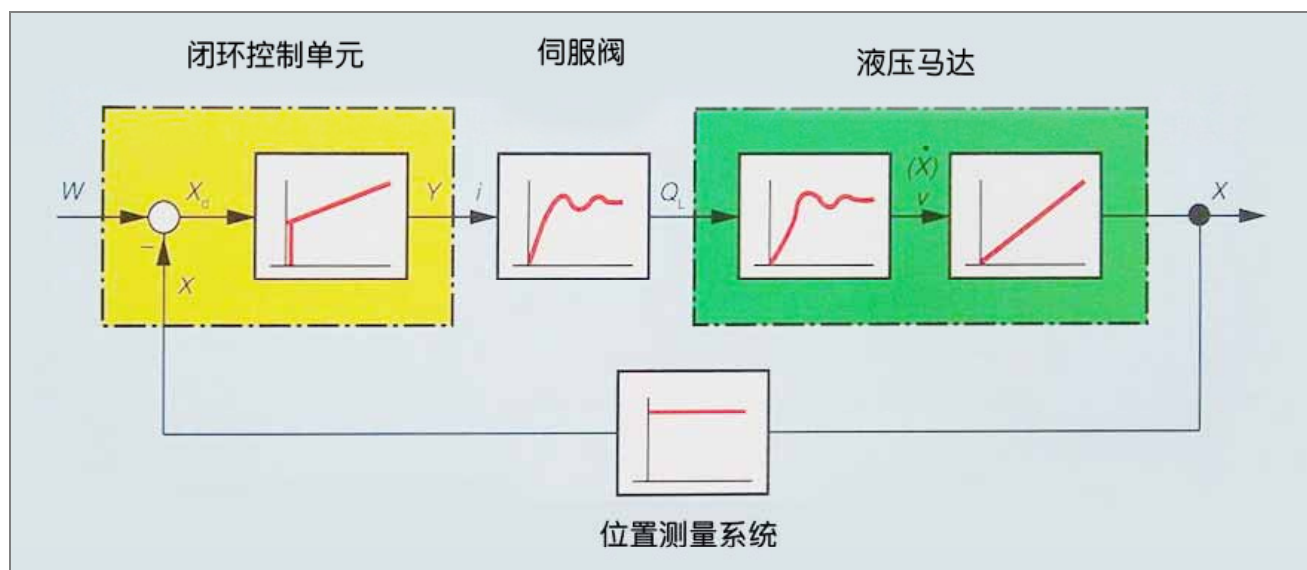


图 203. 液压缸驱动的闭环位置调节系统方块图

系统各个环节的传递特性

伺服阀和液压缸，可看作是一个串联的二阶系统。

在这里，积分运算是把速度转变为行程位移，与前相同，也得到五阶的控制系统。

显然，两个方块图几乎相同。因此，第 162 页的结论得到了证实，即实际系统转化为数学模型后，许多千变万化的诸多细节是可以被忽略的。

液压缸具有和行进速度相关的比例特性，以及和液压缸行程相关的积分特性。具有与角速度成比例的过渡过程特性，以及与转角有关的积分特性。

4.3 闭环位置调节（伺服控制）

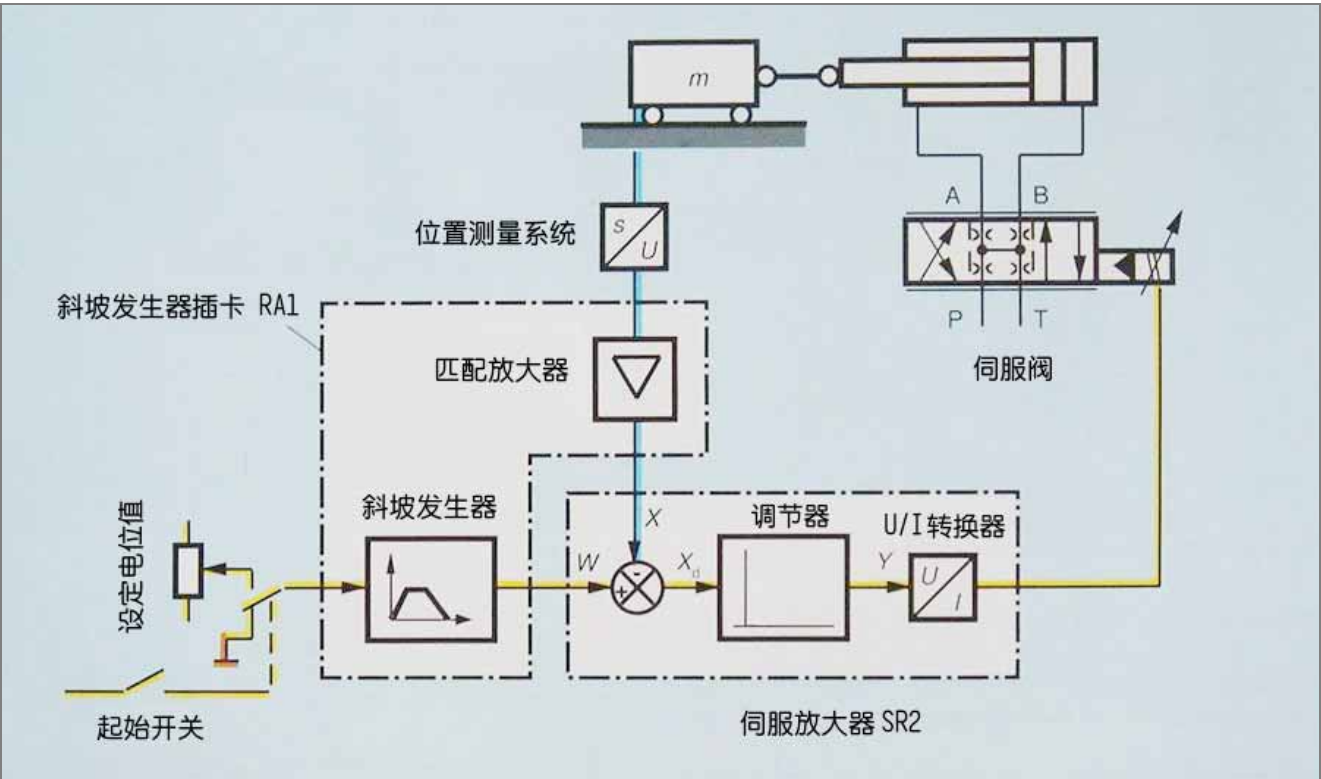


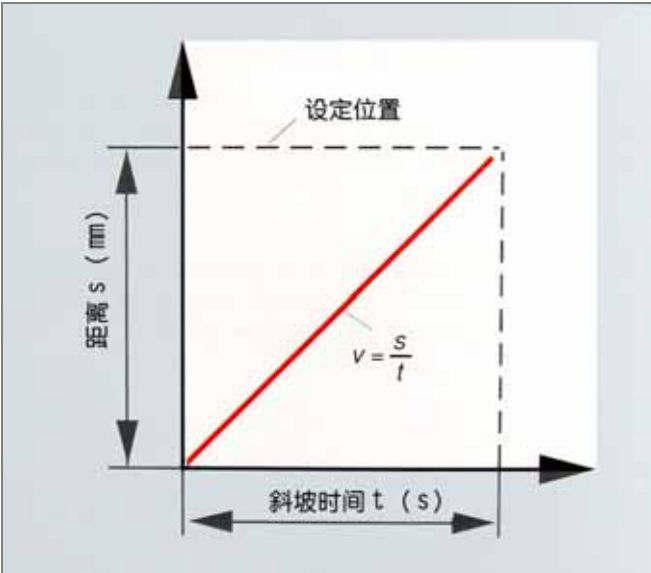
图 204. 闭环位置调节回路实例

这一回路，既可对液压缸的位置，又能对其速度进行调节。

信号流程

通过起始信号，位置设定值接到斜坡发生器。在所调定的斜坡时间内，斜坡发生器的输出信号从 0V 上升到设定电位器所调定的电压值。

这里，调整的斜坡时间和运行过程的速度相对应。



曲线 77

4.4 闭环速度调节（速度控制）

与参考值综合

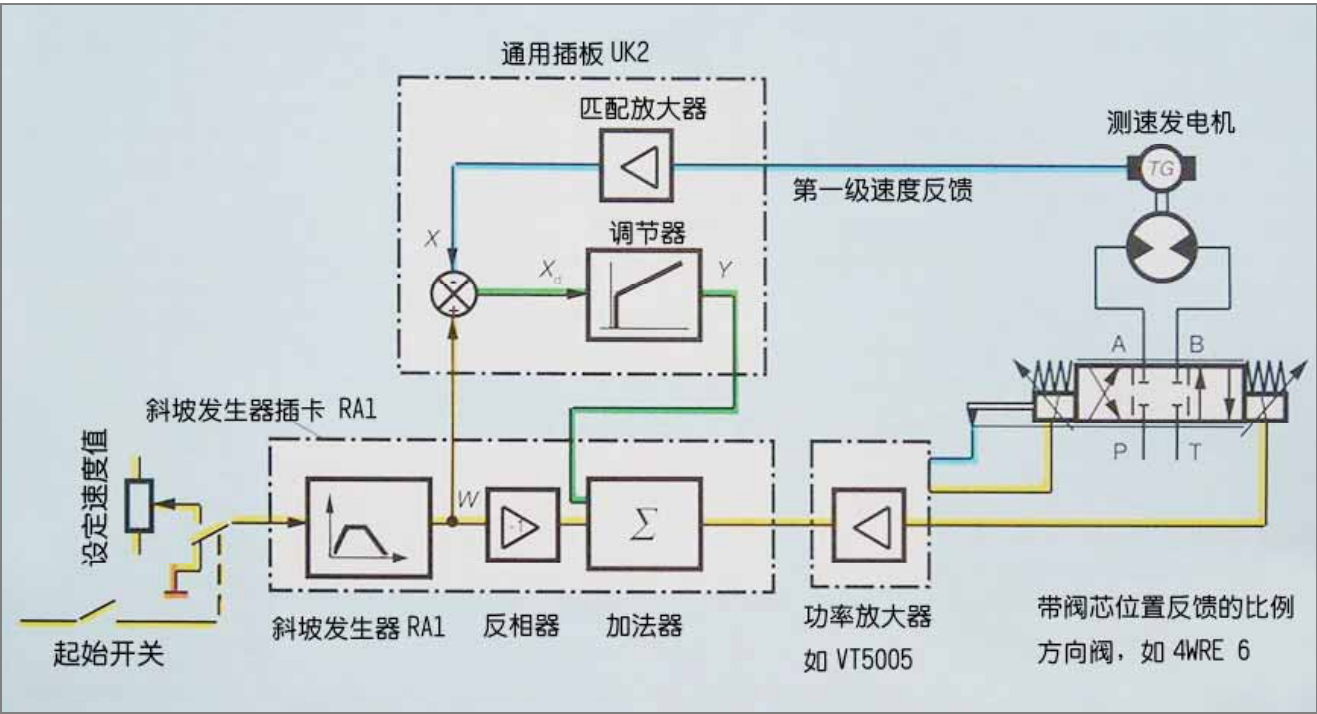


图 205. 闭环速度调节回路实例

通过起始信号，所控制的速度设定值接到斜坡发生器。

斜坡发生器输出端的设定值随调定的斜坡时间而增大。

该信号直接通过反相器和加法器加到功率放大器。因此，设定信号就直接对阀进行控制。与此同时，设定值与被调节量（目前的实际转速）进行比较，差值送回调节器。

调节器的调节信号传给加法器，去影响输给功率放大器、继而也是传给伺服阀的设定值调节信号。
用这样的回路，可提高闭环系统的频率响应性能，因为调节器只有在设定值和实际值有差值时才工作。

4.5 闭环速度调节

用图 207 所示的调节系统只能对速度进行调节，而不能使被控对象到达设定的位置。

信号流程

在设定值电位器上调定的速度设定值，通过起始信号以输入信号接入斜坡发生器 RA1。根据调定的斜坡时间，斜坡发生器使其输出信号，从 0V 上升到输入端设定值。斜坡时间与加速度相对应。

斜坡发生器的输出信号加给伺服放大器 SR。液压缸的速度以速度检测器测得。速度信号通过一同装在斜坡发生器插板上的匹配放大器与设定信号相匹配。

设定信号通常为 0~10V，因而与实际值匹配，意味着在最大速度下，实际信号为 10V。

匹配处理后的实际信号，也传输给伺服放大器。

通过 SR 伺服放大器进行设定值与实际值的比较。两者之差 X_d 被送到 PI 调节器，后者产生调整信号 Y，直接对伺服阀进行控制，以使实际速度与设定值像一致。

PI 调节器不断改变其输出电压，直至实际值与设定值之差为零（参见第 173，PI 调节器）。

为了阻止 PI 调节器的行程漂移，并保证电容器开始时无载荷，调节器在起始信号作用时通过一开关放大器而导通。

当 K1 继电器吸合时，PI 调节器发挥其正常的闭环调节功能。另一方面，当 K1 继电器释放时，运算放大器的反馈通道短接，输出信号 Y 等于零（因增益为零）。

根据预调的设定值，由开关放大器（1）来控制调节器的导通（调节器的导通表示 K1 继电器吸合）。开关放大器的调整应使调节器在设定信号约 100mV 时，进行其控制功能。

第二个开关放大器（2）根据速度实际值，决定调节器的导通与否。

如果速度设定值是以阶跃形式下降到零，则与设定值相耦合的开关放大器就断开。

然而，通过第二个开关放大器（与实际值相耦合）对调节功能进行了保持，这样液压缸就一直保持运动，直到中位为止。

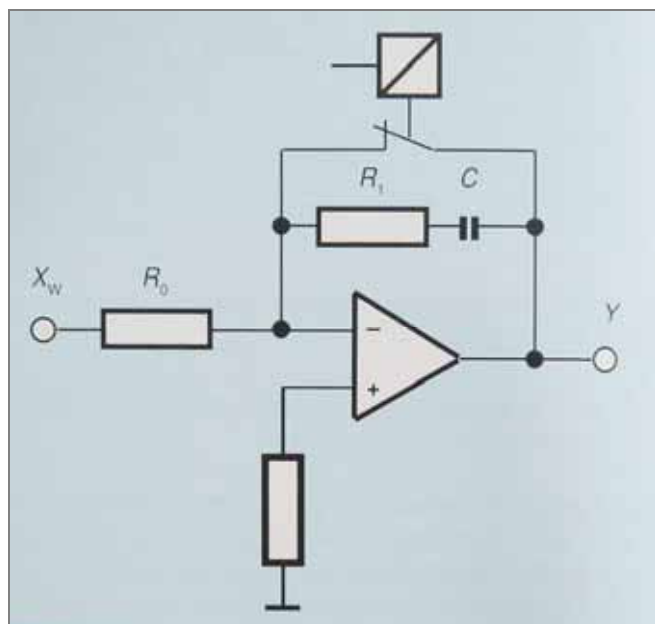


图 206. 闭环速度调节回路实例

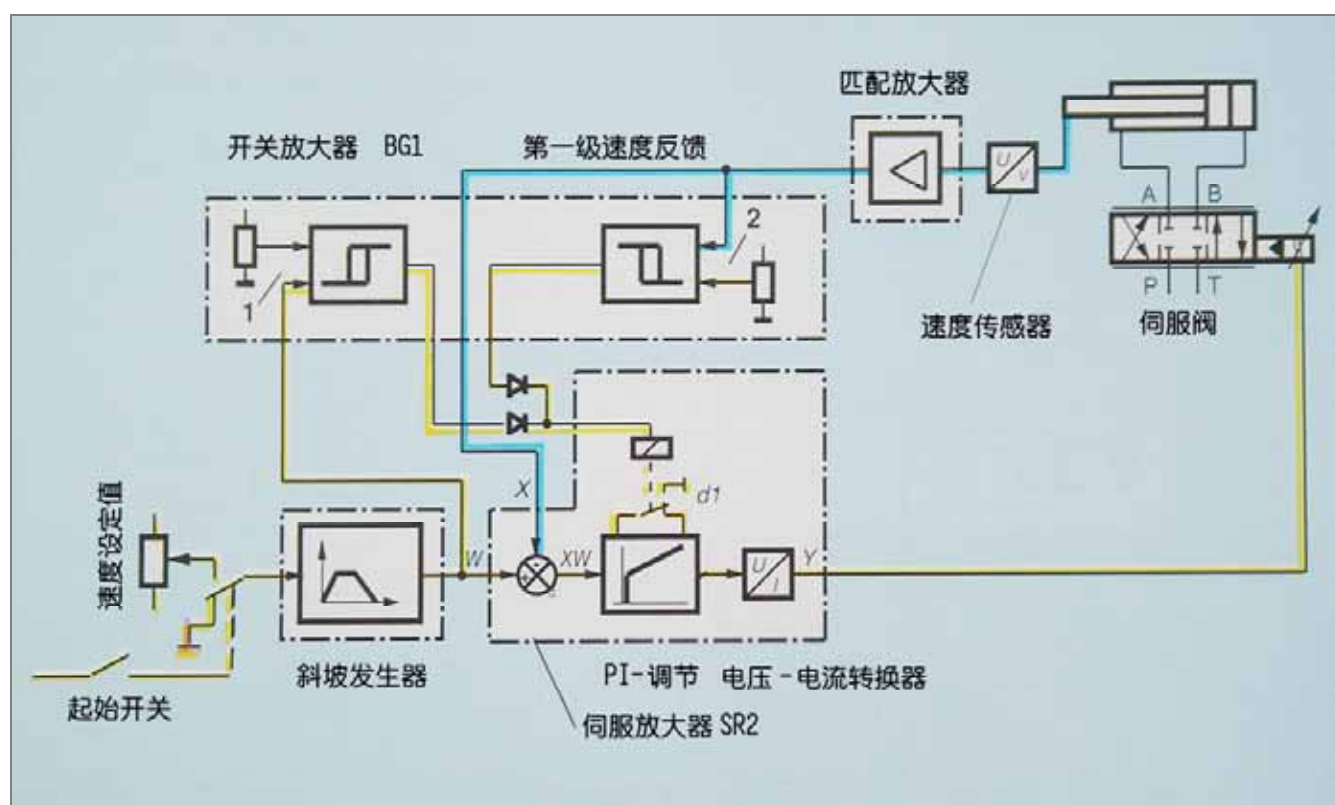


图 207. 闭环速度调节回路实例

4.6 闭环压力调节

分贝 dB 为单位) 表示, 则

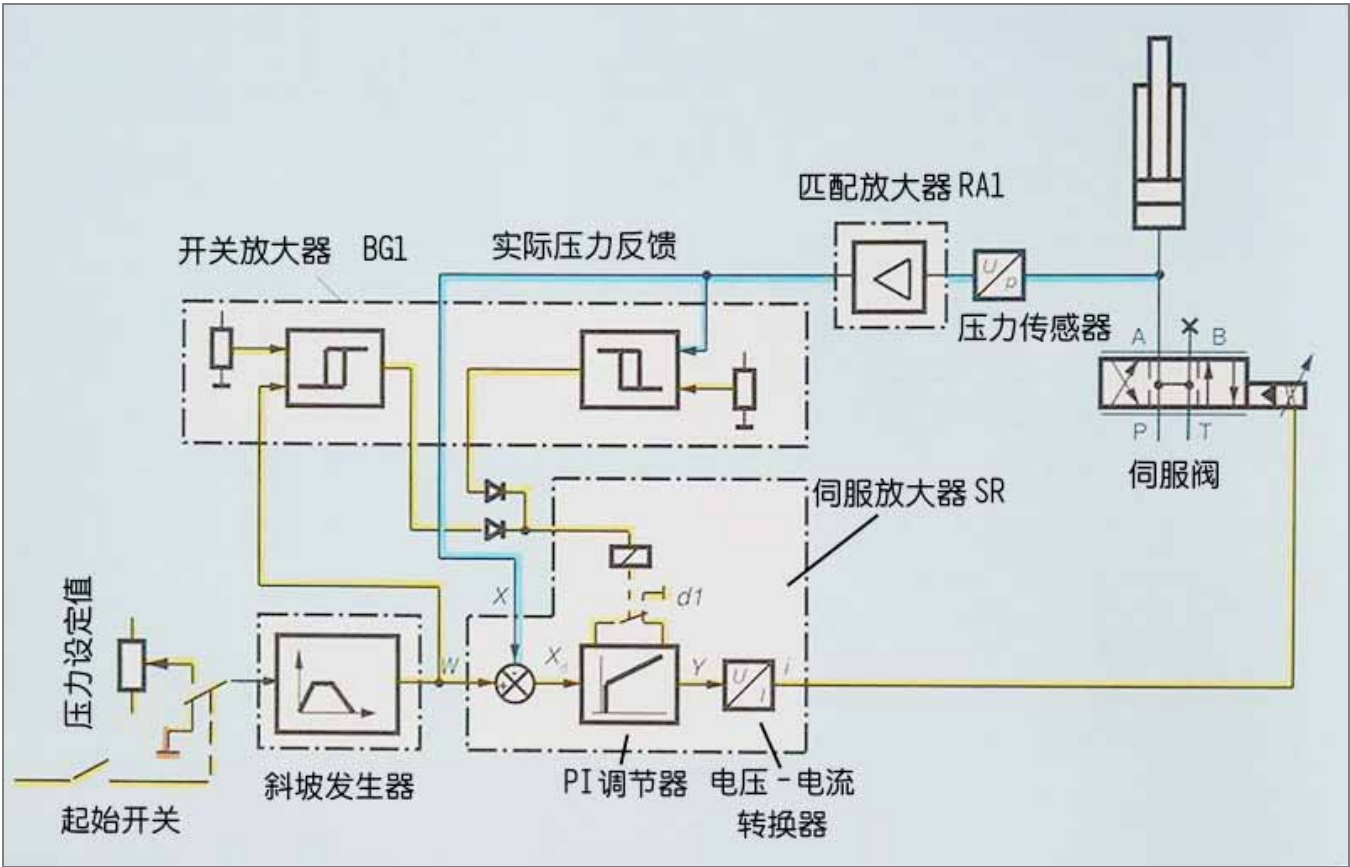


图 208. 闭环压力调节回路实例

压力调节系统为第三个基本的闭环调节系统。
该闭环系统的方块图与前面所述的十分相似, 所以有关信号流程就不再赘述了。

4.6.1 带伺服方向阀的压力闭环调节系统的概述

只要不存在干扰流量, 阀就工作在其零点附近。因而, 回路可能达到的增益是由伺服阀来决定的。
压力油腔的特性也会对回路增益产生影响, 一般是考虑其时间常数 T。

4.6.1 回路增益的估算

临界回路增益近似地和乘积成正比。

$V_{crit} = 2 \cdot D_v \cdot \omega_v \cdot T$

D_v = 阀的阻尼系数

ω_v = 阀的固有频率 (1/s) (−90° 相移的频率)

T = 压力油腔的时间常数

如果对应于固有频率 (−90°) 时阀幅值的衰减用 A_v (以

$$A_v = 20 \cdot \log \frac{1}{2D_v}$$

因此可得出阻尼系数 D_v

$$D_v = \frac{10^{-\left(\frac{A_v}{20}\right)}}{2}$$

时间常数 T 为

$$T = \frac{V}{E \cdot K_{pq}}$$

这里,

V = 受压油液的体积

E_{oil} = 油液的弹性模量 ($1.4 \cdot 10^5 \text{ N/cm}^2$)

K_{pq} = 阀的压力流量增益 (V_q/V_p)

最佳的回路增益为

$$K_{Vopt} = \frac{1}{3} V_{crit}$$

5. 实现闭环控制的设备构成

为了以较简单的方式实现各种不同的闭环调节，本公司开发了各种电控插板。

通过这些电子器件的有机组合，能完满地构成各种模拟式闭环控制系统。

这些电控插板在下列各闭环系统示例中都有所说明：

图 204 的位置闭环调节系统

图 205 的转速闭环调节系统

图 207 的速度闭环调节系统

图 208 为压力闭环调节系统

5.1 伺服放大器

伺服放大器用来控制伺服阀或带伺服先导控制级的比例阀。

它的主要任务是将输入的模拟信号（设定值、调整量）放大，使输出信号能对伺服阀进行控制（例如放大倍数 $I_{mA} : 60mA$ ）。

根据不同用途，伺服放大器可分为下列几种：

SR1 伺服放大器

用来控制伺服阀，或以伺服阀作为先导级的比例阀，以及主级位移反馈式的比例阀。其输出电流为 $I_{mac} = \pm 60mA$ 。

SR2 伺服放大器

用于不带电反馈的伺服阀，其输出电流为 $I_{mac} = \pm 60mA$ 。相应于 $\pm 60mA$ 的最大输出电流，对喷嘴挡板阀进行控制。

SR4 伺服放大器

用于不带电反馈的伺服阀，其输出电流为 $I_{mac} = \pm 700mA$ 。
 $I_{mac} = \pm 700mA$ 的 SR4 放大器用以控制单级阀。



图 209 SR1 伺服放大器



图 210 SR2 伺服放大器

伺服放大器的构成原理可见图 212 的方块图。

电源电压为经滤波的 $\pm$ （20~28）伏的直流电压（1）。

这种电源可采用像 NE1S30 那样的标准电源单元。经滤波的输出电压为 $\pm$ 22 至 30V，外供电压为 220V/50-60Hz 或 110v/50-60Hz。

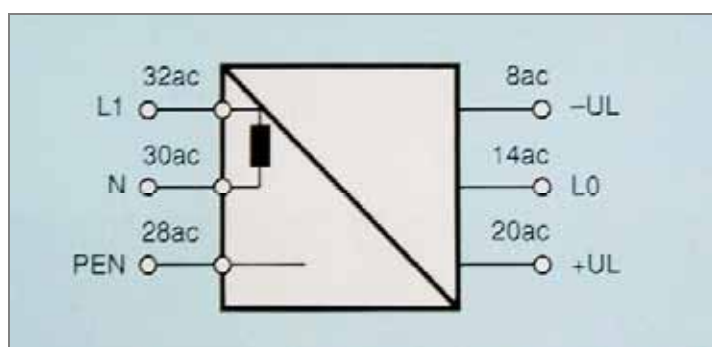


图 211. NE1S30 型电源供给器

在放大器插板上，设有由供电电压建立起的 $\pm$ 15V 稳定电压（2）。

$\pm$ 15V 稳定电压用于：

- 为电位器这样的外负载供电[可分别从 12C（+15V）和 220C（-15V）取出]
- 为内部运算放大器供电。

下面进一步来考察一下两组基本功能块。

a) 带末级（4）和 PD 调节器（3）的伺服阀控制单元

在无电反馈的结构中（SR₂和SR₄），设定值直接送到 PD 调节器（3）。

当放大器插板用于带电反馈阀（6）时，则 PD 调节器在阀的位置闭环控制中起作用。阀芯的位置由感应式位移传感器检测。振荡/解调器（5）给传感器提供交流电源，并进行位置反馈信号的转换。位移传感器根据阀芯的位置，发出幅值变化的交流信号。该交流电压信号通过解调器（5）转换成相应的直流电压信号（见第 83 页）。

阀的位置调节器（3）将 28a（30a 也供选择）上的设定值与阀芯的实际值（在测量插孔（2）或接线柱 32a 上可测得）进行比较。根据两者的差值，末级（4）从调节器（3）得到相应的信号，并将该信号转换成用来控制比例阀的电流。

举例而言，根据系统压力，末级（4）的信号可传送到接触器（7）和继电器 K2。这有助于防止伺服阀的喷嘴挡板级的损坏。

然而在无系统压力情况下，以喷嘴挡板级进行伺服阀的控制，仍然存在着受损的可能。因而实际应用中，应通过输入端 6a，用压力继电器在液压系统中为伺服阀电力设一联锁器。

通过这个输入端 6a，还可以进一步将其他与系统工作状态有关的指令组合进去。

另外，通过振荡器（8）在阀的控制电流上叠加一个固定频率（480Hz）和振幅的颤振电流（20mAss）。

这样一来，减小了滞回，阀的静态精度及动作灵敏度也得以提高。

放大器面板上的测量表（9）指示阀的控制电流。

b) 带第二个调节器（PID）（10）的附加控制单元

在需要时此单元可进入工作。其调节性能通过与调节检测相关的电路来达到。

其简单的功能流程为：PID 调节器（10）将 30c 上输出的设定值（例如速度设定值）和 28c 上的实际值（例如速度实际值）进行比较。根据所得的差值，调节器（在 32c 上）给出相应的电压信号。该信号经 28a 插口来控制伺服阀。

继电器 K1 用来使调节器（10）导通（退出正常运行），通过 2a 接线柱可重选调节器。

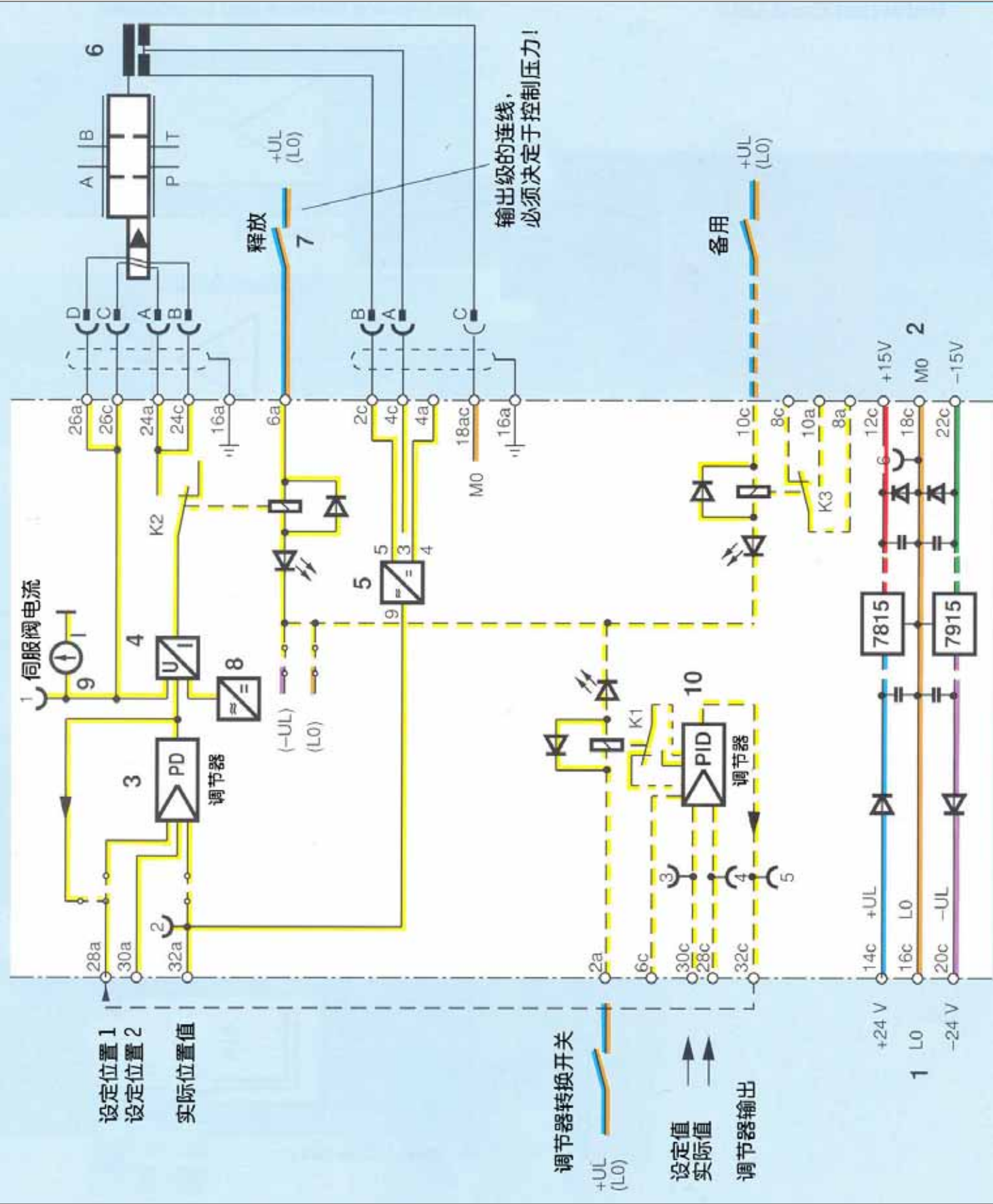


图 212. SR1S3X 型伺服放大器线路图（继电器 K1，K3 和 PID 调节器分别具有不同用途）

5.2 通用插板（UK2）

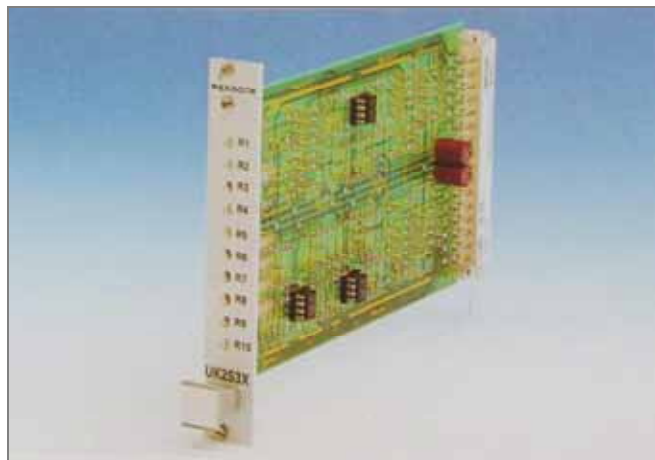


图 213. UK2 型通用插板

该通用板可以组合成各种运算放大器电路，配有 6 个运算放大器和 5 个零点电位器。

电子元件焊接成何种电子线路，根据不同的需要来确定。

该通用板及所带的 6 个运算放大器（3 个双重运算放大器），必须供以 $\pm 15\text{V}$ 的稳定电压（见图 219）。

它具有以下功能：

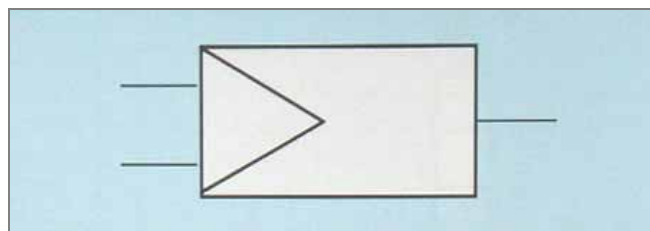


图 214. 各种调节器

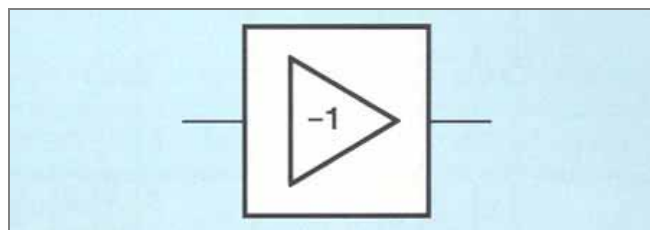


图 215. 反相器

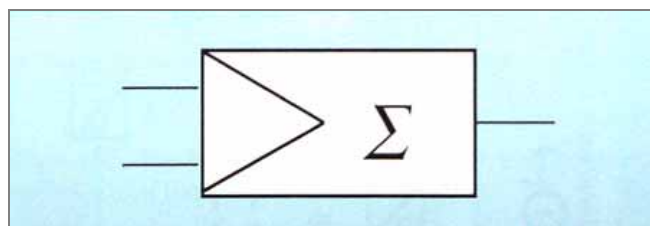


图 216. 加法器

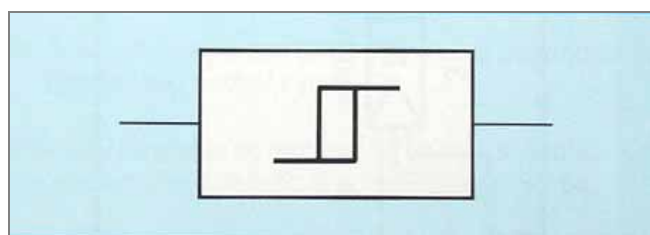


图 217. 施密特触发器

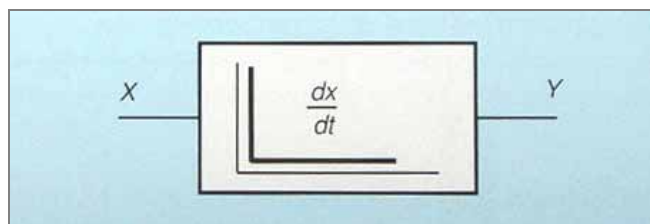
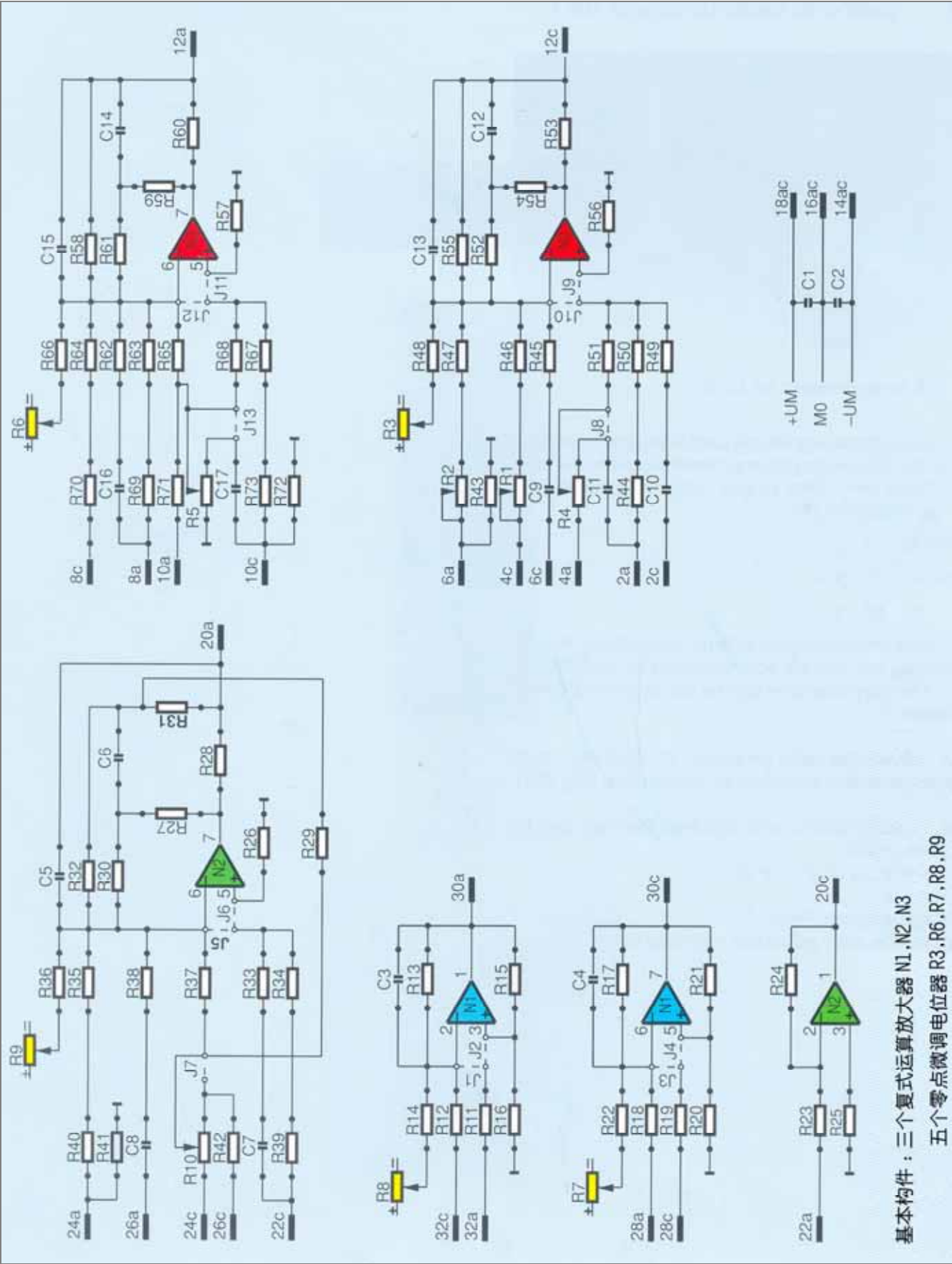


图 218. 微分器



基本构件：三个复式运算放大器 N1、N2、N3
五个零点微调电位器 R3、R6、R7、R8、R9

图 219 UK2S30 型通用插板布线图

5.3 带斜坡发生器 RA1 的插板

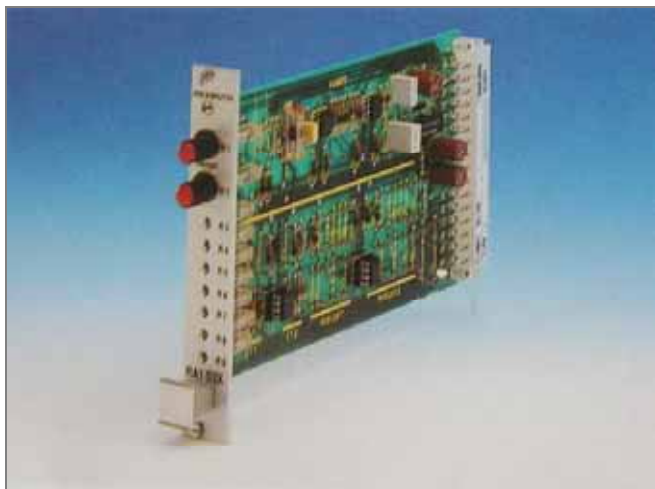


图 220. RA1S30 型斜坡发生器

作为基本元件，在插板上可实现模拟式斜坡发生器功能。在 10V 电压变化范围内，通常可根据不同要求选用三个斜坡时间范围：

0.01~0.1S

0.1~1S

1~10S

斜坡时间的“增大”和“减小”可分别由电位器 R1 和 R2 来调节（图 221）。斜坡时间也可用外部电位器来调节。

除了斜坡发生器，插板还有 5 个可供选用的运算放大器（图 221）。

根据插板上元器件的组成，还可用以发挥以下功能：

- 2 个调节器（P，PI 或 PID）
- 1 个反相器
- 2 个开关点独立可调的开关放大器。

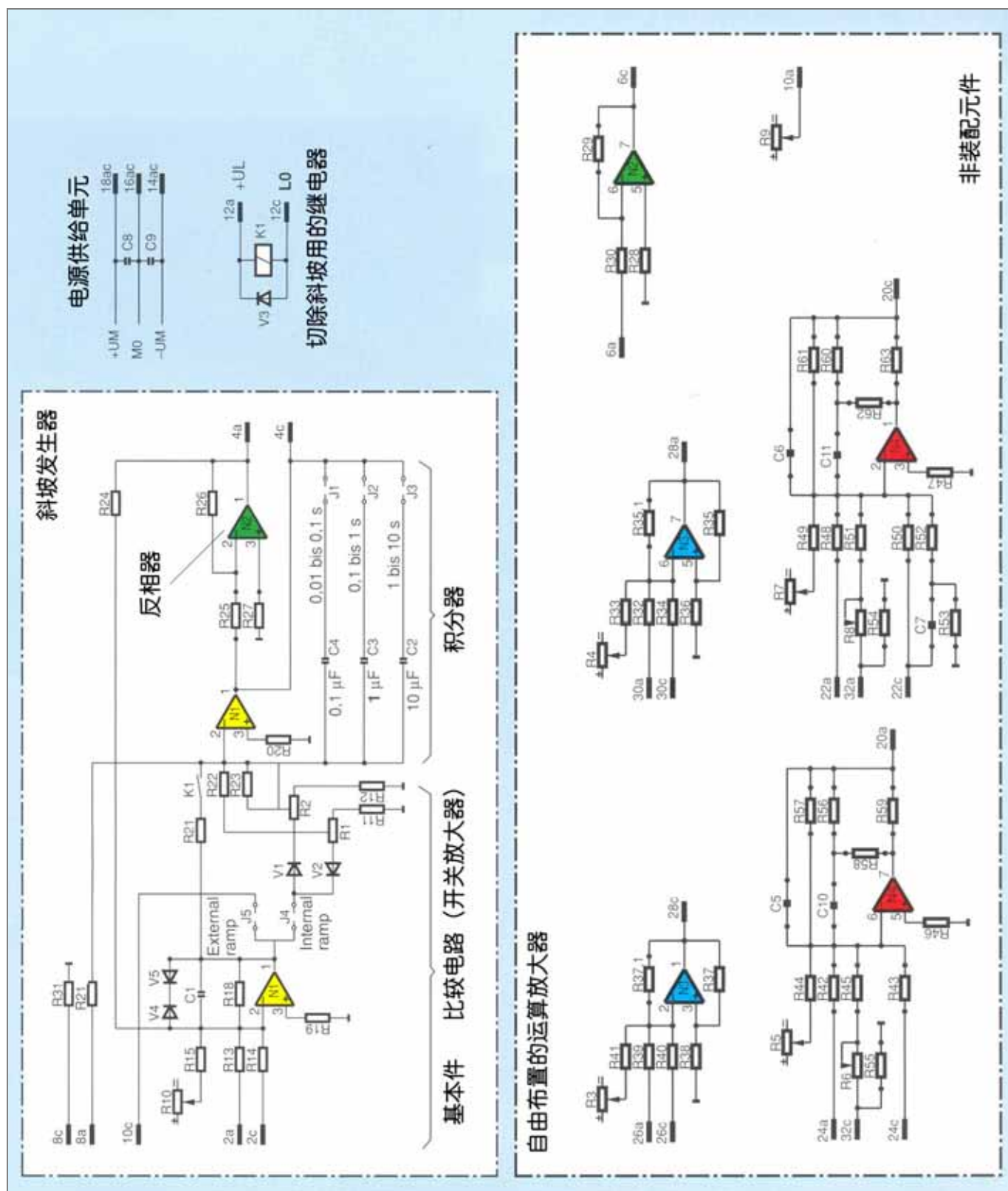


图 221 RA1S30 型斜坡发生器布线图

除了上述的通用板外，还有其它许多标准板用于模拟信号的处理。

5.4 BG1 型信号限制放大器

使用该元件可实现两种基本功能：

- 信号限制
- 开关放大

各种功能可再细分为：

- 模拟信号的限制

根据电路不同，可分别实现单极或双极的限制功能。

- 在超过调整值时，差值信号可被看作是干扰信号（此干扰信号视电路不同可正可负），此时放大器起开关作用。
- 绝对信号辨识的开关放大器

输入 E_1 和 E_2 起累加作用，这时总用正绝对值或负绝对值（视电路不同而定）与预先给定的开关点相比较。

- 信号可以储存，并可通过重新设置而消除。



图 222. BG1S30 型信号限制器

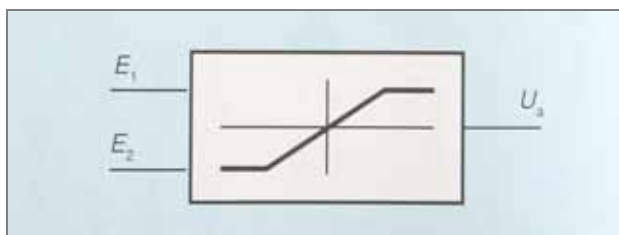


图 223.

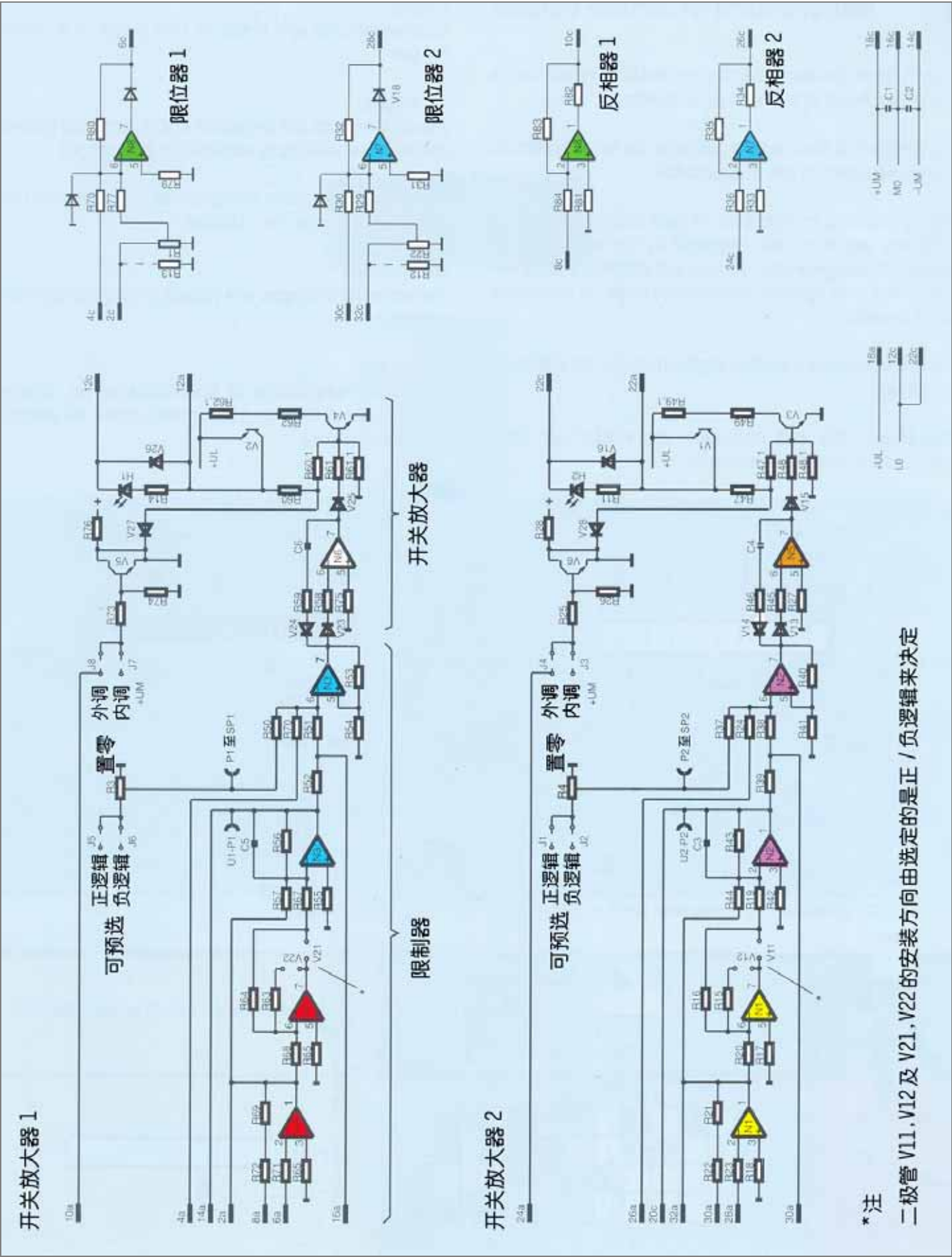


图 224 BG1S30 型限制放大器布线图

6.实际值的测量

闭环系统中，不可忽视的一点是反馈值也即实际值的测量值。

应该认识到，系统的精度不可能高于实际值的检测精度。

因而，检测装置应比系统所要求的精度高十倍。谈到可能达到的精度，必须把控制对象的性能（延迟时间）考虑在内。

测量可以是数字式的（用数字表示的），也可以是模拟式的（相对值）。

举位移测量一例来说明这一概念：

数字式：采样值是用数字表示的单位步长。

模拟式：以另一种（相关的）模拟量（例如电压）表示的测量值。

还必须进一步区别增量式测量和绝对式测量。

— 增量式：加上或减去变量的增值。

— 绝对式：直接把变量表示成绝对式数字代码（也即用记号进行编码）（相对某一参考点）。

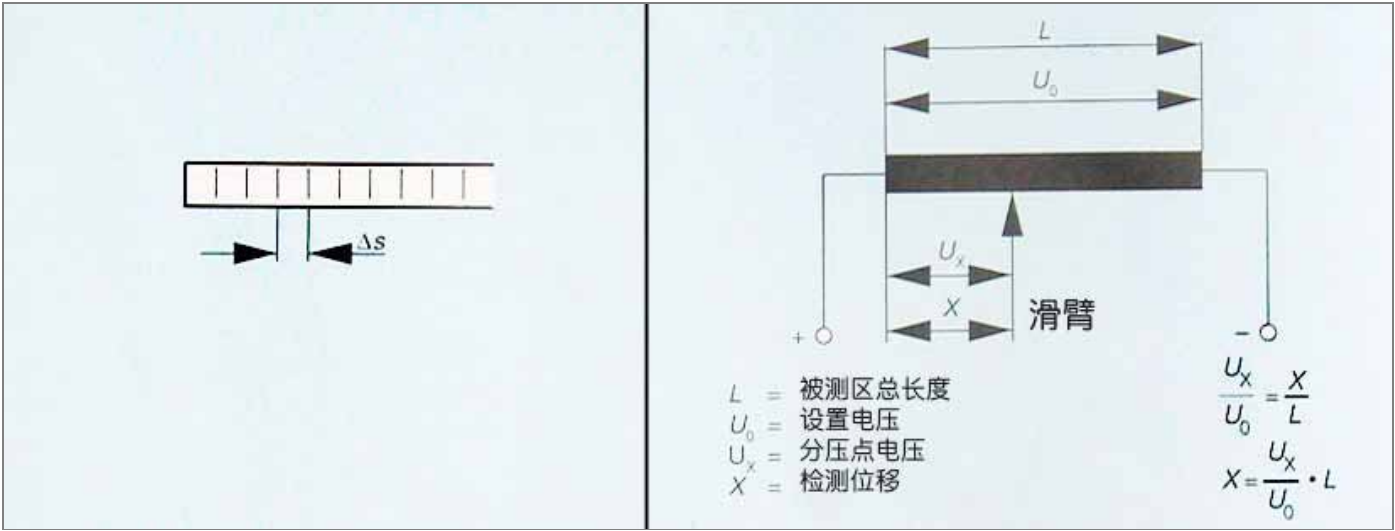


图 225 数字式位置测量（左）和模拟式位置测量（右）

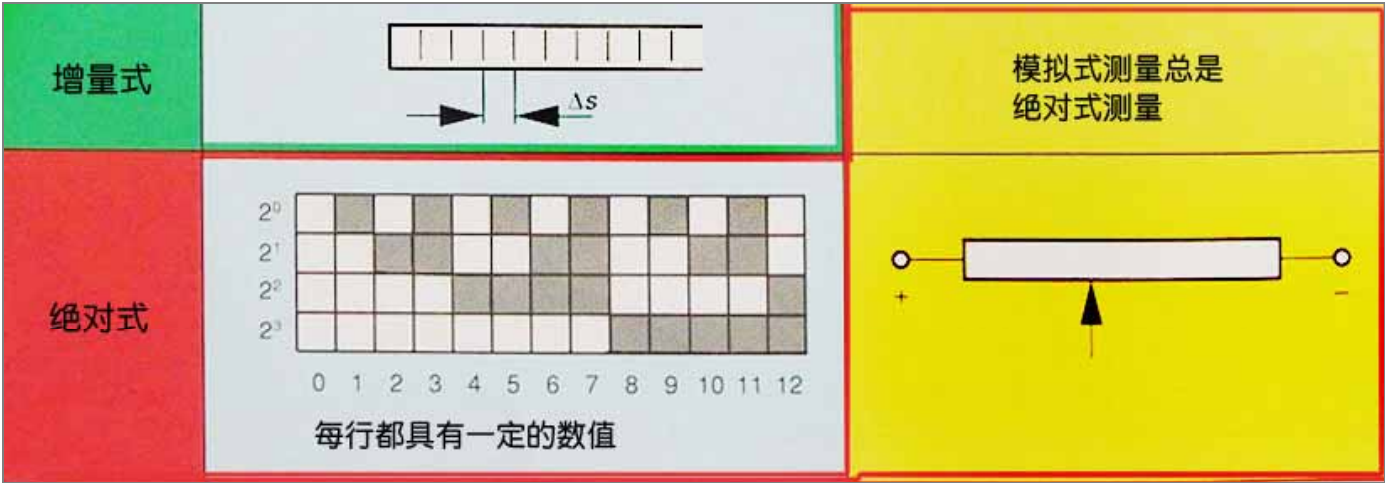


图 226 数字式测量（左）和模拟式测量（右）

6.1 位移测量

6.1.1 绕线式长度电位器

位移可用电压形式的模拟量直接测得。电压信号大多处在±10 和±20V 的范围内。最小可用信号为 20mv，然而这取决于电源电压的质量。也就是说，取决于电源信号的脉动，因而一般以 30-50mv 作为最低可用信号。

有效量程：500mm

例如对测量精度：500mm 相当于 20V，则

最小测量长度：

$$X=500\text{ (mm)} * 0.02(V)/20(V)$$

$$X=0.5\text{mm}$$

6.1.2 导电塑料电位器

这里所指的是由导电塑料制成的电阻和集电极导轨组成的位移传感器。

量程：约 1000mm

分辨率：0.01mm

所能达到的测量精度，取决于 6.1.1 节所说的有用信号。这种位移检测器的优点在于磨损较小，且具有较好的信号分辨率（没有线圈间的跳跃）。

6.1.3 感应式位移传感器（非接触式）

这类测量系统，一根由磁化软钢制成的圆形杆在一线圈或线圈组中移动。位移的变化使测量线圈的电感相应也发生变化。

测量是通过交流桥式电路实现(可见 83 页上有关感应式位移传感器的叙述)。

带可调铁芯（图 227）的差动线圈，适合于测量很小的位移。

该系统的灵敏度约为 2um。

6.1.4 玻璃线纹尺（NC-光电数字式长度测量系统）

测量用数字增量方法来实现，其中量尺上设计的光栅刻度用光电进行扫描（图 228）。

量尺相对于扫描单元运动，周期性地触发电极管，产生近似的正弦信号。此信号在电子装置中进行处理。

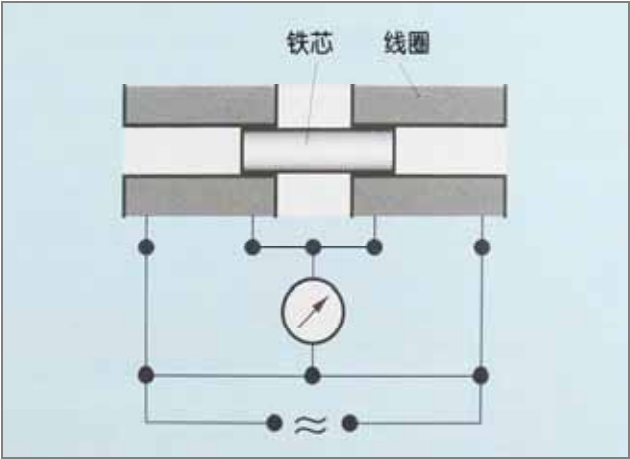


图 227

因为在测量系统关闭后，或断电时，测量值对于某位置的配对关系通常就丧失了，所以在量尺上设置了一个或多个参考标记。

当经过这样的参考标记时，会产生一个附加的信号（参考信号）。

量程： 10mm-30mm （视不同系统而定）

精度： 可达±1 μm

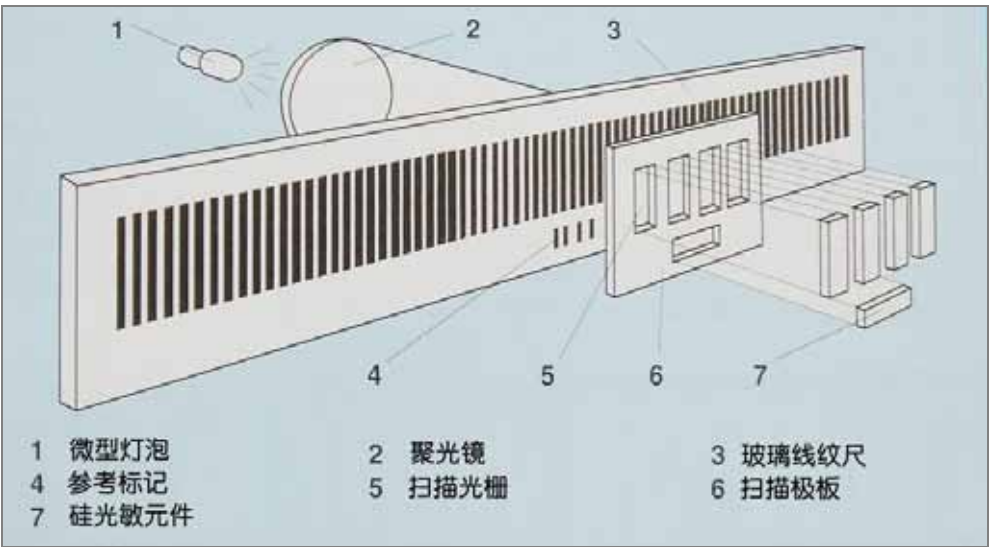


图 228 玻璃线纹尺

6.1.5 组装在液压油缸中的感应式位移传感器

该测量系统插装在一液压油缸的压力腔中。

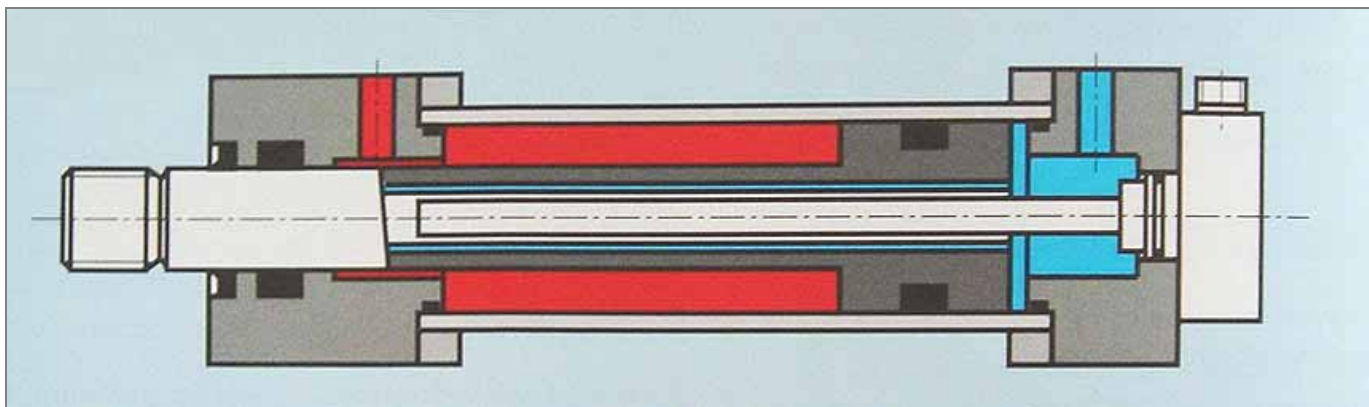


图 229

根据液压油缸不同的结构系列和活塞直径，测量系统的最大量程可达 1000mm。

电源电压：2 至 5V

6.1.6 组装在液压油缸中的超声波位移传感器

测量到的位移绝对值通常能任意获得，不会因系统运行中断，电网断电或其它失灵而停止输出。

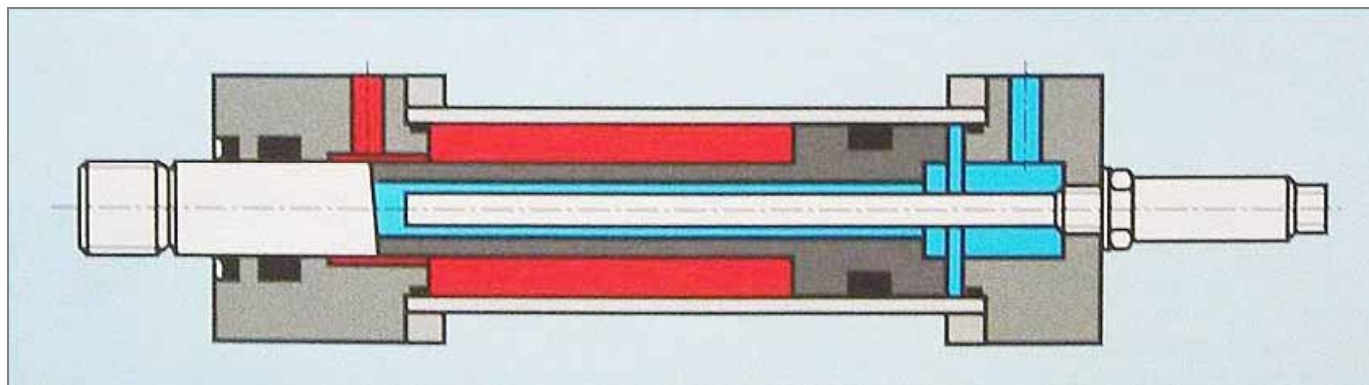


图 230

位置精度由输出信号的方式来确定：

——模拟式：0 至 10V，或 $\pm 10V$

——数字式：分辨率为 0.1mm

量程：至 2500mm

6.1.7 激光测量系统

该测量系统用于工件外形或控制边位置的非接触式测量。

发射器产生一束波长极小的激光，在接收部分，激光集中在探测（检波）装置上。由于光带是由一束很细的快速平行移动的光线组成，放在测量区域中的工件会暂时产生有边界的阴影。接收器测得该阴影边界的距离大小，并输给微处理单元，从而获得工件的尺寸。

测量精度：测量绝对尺寸以及和额定尺寸的偏差时 $\leq 0.25 \mu\text{m}$

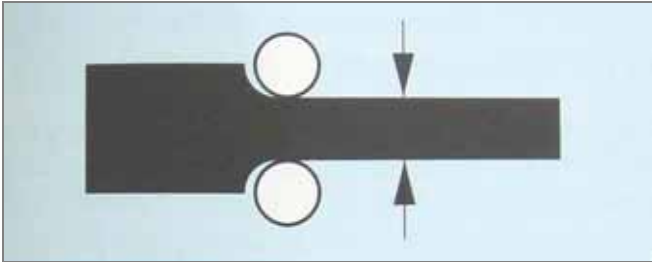


图 231 辊距的测量

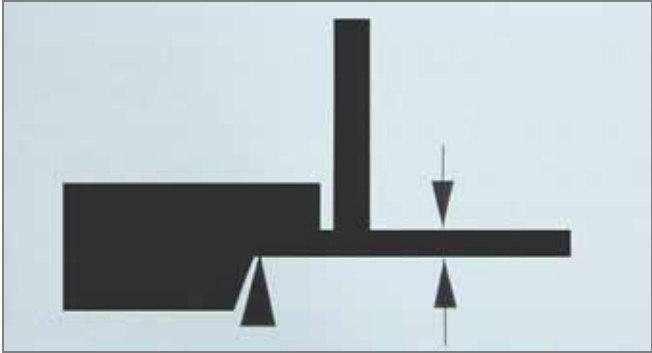


图 232 由参考边来确定工件棱边的位置

6.1.8 电阻应变片(图 233)

电阻应变片是一种贴片，在承受拉力负载时，金属线或薄膜的长度及截面会发生变化，由此可改变电阻。

通常 DMS 的长度为 3 至 60mm，使用它能够测得约 $\pm 5\%$ 总长度的变化。

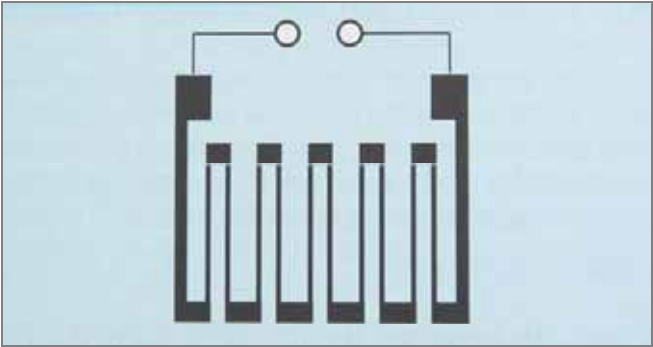


图 233 金属箔测量带（电阻应变片）

6.1.9 角度编码器，自动同步发送机

使用角度编码器亦可进行位移测量，这时位移是通过齿条与齿轮，丝杆与螺母或者测量轮作为角度来求得。因此，测量量程在理论上是无限的。

6.2 角度测量

6.2.1 环形电位器

转角以模拟量的电压形式测得，该电位器可以是线绕式的，也可以是导电塑料电阻器。

有效角度可达约 350° ，最大高速速度 10000rpm。

电位器的电源电压（建议运算放大器输出端上接出）为 $\pm 10\text{V}$

最小角度： $\omega = 350^\circ \cdot 0.02(\text{V}) / 20(\text{V}) = 0.35^\circ$ （在最小有效信号为 20mV 时）

6.2.2 增量角度编码器

增量式角度编码器每转给出一定的脉冲数，该脉冲数代表了所经过的位移（转角或间距）。

编码器的刻度盘固定在一个轴上，盘上划分成一个个区段，使得透光和不透光部分交替出现，采用红外线光栅对各个区段进行扫描检测。因为增量式角度编码器连续地输出脉冲而与转速无关，所以能轻而易举地检测长位移。

电源电压：通常为 $\pm 5\text{V}$

最小步距： $10 \mu\text{m}$

6.2.3 数字式绝对角度编码器（数字转换器）

数字转换器可用于测量系统和控制系统，以测量角位移及线性位移。编码器将旋转运动转化成电信号，所得到的电信号用作指示和控制信号。

最小的步距：10um。

一般来说，测量可用模拟和数字两种方式进行，模拟系统的分辨率通常为测量范围的 10^{-3} 或 10^{-4} ，而数字式测量系统可达到相当高的测量精度，表达清楚且易于进一步处理。

数字式数字转换器可分为两种类型：增量式和绝对式。增量式数字转换器（脉冲发生器）产生周期性信号。为了形成测量值，配有一个贮存单元（正反转计数器），其内容定义了测量范围。在这种转换器中，测量误差、干扰脉冲和其它类似的成分夹杂在测量值中而难以修正。当测量系统中断运行或电源中断，存储器复零，测量值全部消失。

与此相对应的是绝对式数字转换器构成的编码测量系统。其中每一角度间隔绝对地对应于某个确定的计数值。也就是说，一个测量值无需通过辅助设施而直接以不变的代码表示。而且也无需花费时间对该值进行再处理。当测量系统中断运行或断电时，测量值也不会消失。这种转换器的每一个空间位置（转角）都用编码值表示，可随时调用，信息不会失真。

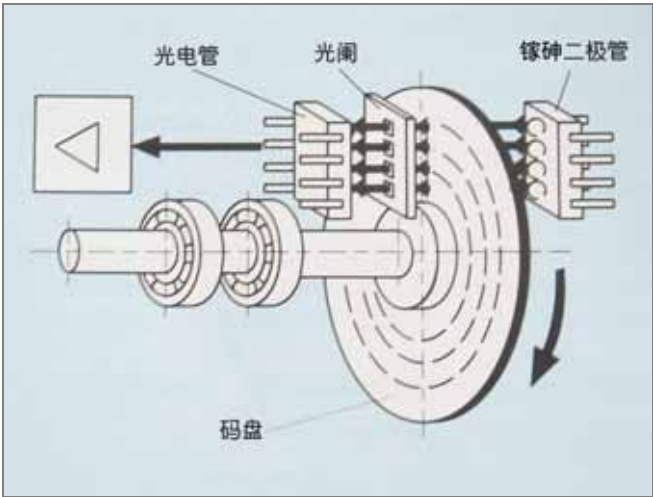


图 234 数字式绝对角度编码器

其工作原理已清楚地表示在图 234 中。驱动轴带动代码盘旋转，与其相对应有一只固定不动的光阑盘。代码盘上制有明暗相间的孔格。由发光二极管产生的信号光被光电管（接收器）接收。视规格不同，其分辨率可达每转 4000 个信号。

6.2.4 增量式旋转调节器

这种调节器用来测量转角和角速度。

其中线性玻璃尺的结构与 6.1.4 节长度测量系统中的相同。选用旋转驱动装置不同，达到的分辨率也不一样，最大分辨率可达每转 100000 个测量信号间隔。

6.3 速度测量

6.3.1 测速发电机

测速发电机给出与转速成正比的电压，该电压本身就是转速的度量。也可以通过齿轮齿条转换成运行速度的测量。

示例：
运行速度

测速发电机到液压缸的转换常数：
1m 液压缸行程=测速发电机转 10 转

选取转换常数时，应使测速发电机运行在额定值的较高区域)

例如当 100V 1000rpm=16.671/s
由此当 $V_{max}=1m/s$ ，测速发电机输出电压

$$U = \frac{10(1/s)}{16.67(1/s)} * 100V = 60V$$

6.3.2 增量式自动同步发送机

这种发送机用来测量角速度。如 6.1.9 所述（请参阅 6.2.4 和 6.1.4），它也和齿条/齿轮，丝杆/螺母，导杆或测量轮结合用于速度的测量。在各种测量中，都用单位时间的增量来表示测量值。

6.3.3 用位移信号求导得到速度信号

还有一种测量速度的方法，就是对位置信号进行微分运算。

模拟式位移信号通过微分器（D-环节），就可得到速度信号的输出。

精度约为最大行程信号的 2-3% 。

6.4 压力和力的测量

6.4.1 带 DMS（电阻应变片）的压力传感器（压力计）

其原理是用电阻应（DMS）将压力转换成电信号，这种 DMS 作为薄膜敷涂或粘贴在测量头上。测量范围从 0 到超过 1000bar，根据测量范围终值不同，精度在 $\pm 0.2\%$ ~ $\pm 0.5\%$ 。

原则上每一种力测量方式，都可通过任何压力量测法，乘以有效面积来得到，例如液压缸，就可以间接地进行力的测量。

根据频率范围（视压力计规格而定，如为高达

500Hz，甚至高达数千 Hz），压力变化和压力峰值可以在毫秒和更低的时间数量级上测得。

6.4.2 带感应式位移传感器的压力计

电阻应变片弹性变形，可通过感应式位移传感器转化成的电信号来测量。膜片中心的挠曲度是与作用力成比例的。

6.4.3 石英压力传感器，压电式测力计

用石英晶体进行压力测量，尤其适合于测量压力的动态过程，也即适合于对压力波动和压力峰值的检测。然而，稳态压力的测量只可以在数分钟中进行。

这种传感器的工作原理是建立在压电效应基础之上的。对一个石英晶体而言，若在直角坐标三个座标中的一个方向上施加作用力，则在垂直于加载面的表面上将产生电荷。

这就是压电效应。此效应产生的电压，经放大就可转换成力或者压力值。

这里所产生的电压，没有明显的力和压力变化所引起的时间延迟。因而正如开始时所强调说的那样，这种测量传感器特别适合于进行动态测量。

频率范围为 10Hz 至 200KHz。

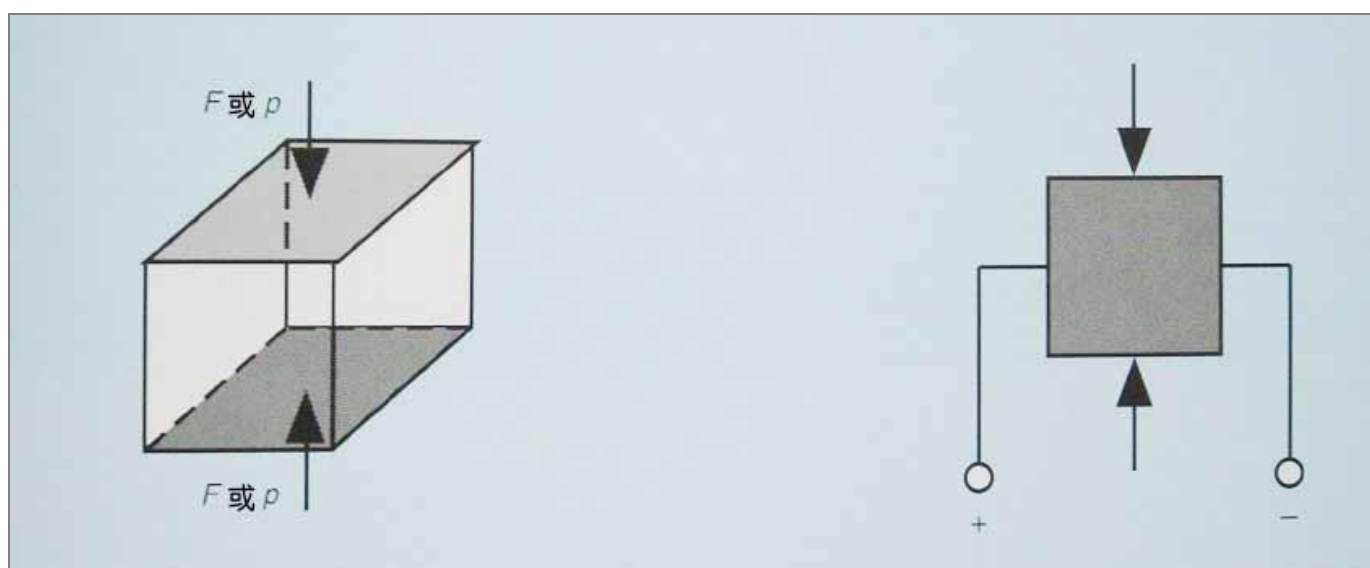


图 235 石英压电式测力器原理图

7. 附录

下面简单介绍一些常用于控制系统，特别是闭环调节系统中的基础电子元件。

7.1 电位器

电位器是一种带可动触头（滑臂）的欧姆电阻。设电位器两端的电压为 0 伏和 10 伏，则在滑臂上可得到 0 伏到 10 伏之间任意一个中间值。

示例：当动臂调到 60%位置时，则在动臂上可获得 6 伏电压。

- 电位器可用于：
- 设定值的预调
- 也就是说，调定电压的大小与希望得到的实际值成比例。实际值可以是位移，力，或压力等。
- 实际值的测定
- 即所得电压代表某个位移，或者是位置。

7.2 运算放大器

运算放大器是集成电路技术（IC）的典型代表。它是具有很高放大倍数的多级模拟放大器，加上适当的电路可实现各种各样的功能。

例如，通过电路设计可组成：斜坡发生器，放大器，反相器，加法器，微分器，限制器等各种调节器等。

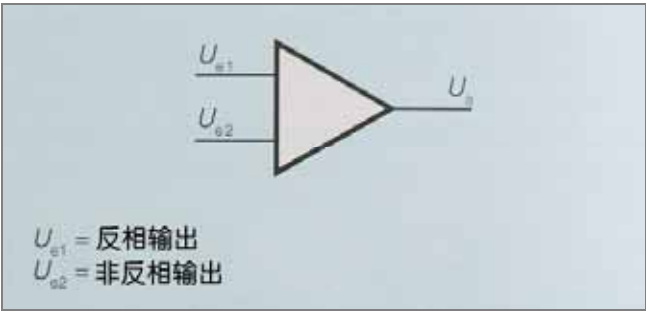
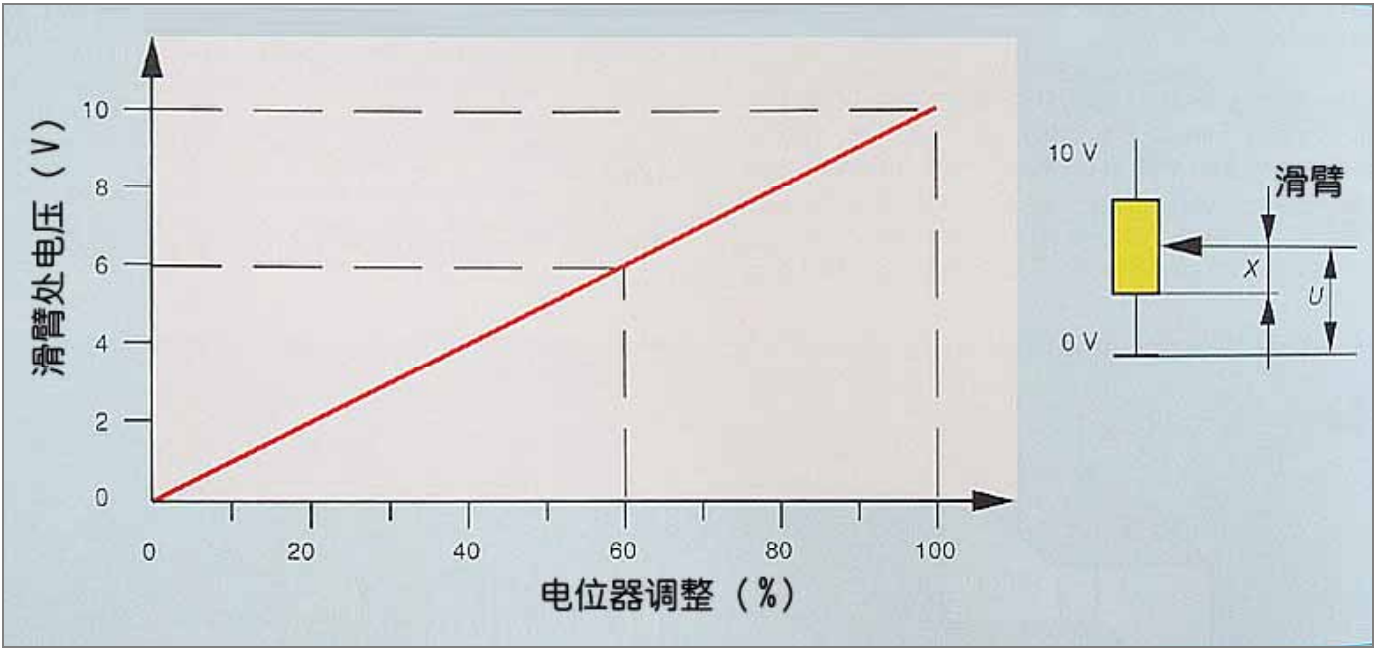


图 236. 运算放大器符号



曲线 78 电位器

7.3 斜坡函数，斜坡发生器

斜坡发生器将设定的阶跃输入转变成缓慢上升或下降的输出信号。可用一个电位器来改变输出信号的时间长短。

斜坡发生器的工作原理，是建立在电容器缓慢充电的基础上。当输入阶跃信号时，输出电压就缓慢上升。

输出电压的斜率可通过可变电阻 R 来改变，也就确定了电路的充电速度。

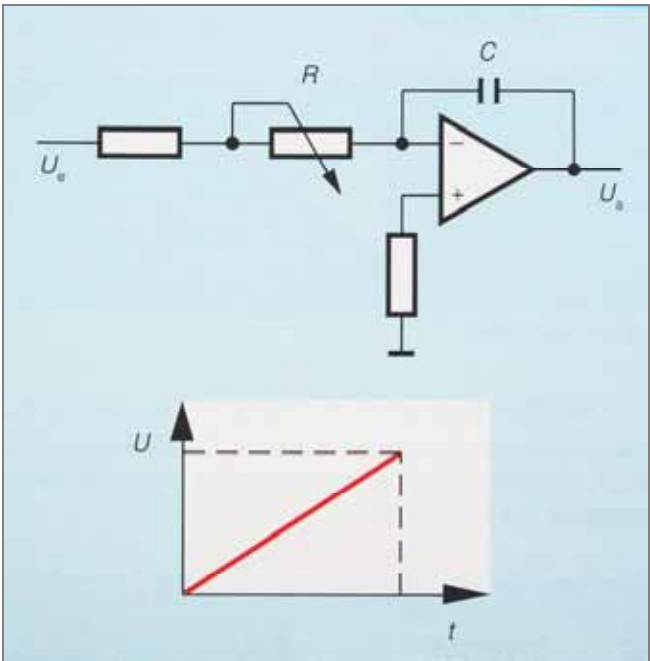
调整的斜坡时间总是与 100%设定值(阶跃输入信号)相对应的。

例如：
到达 100%设定值的斜坡时间调整为最大值 5 秒，当设定值调定于 60%时，则该设定值约在 3 秒钟后达到。

因此，采用斜坡发生器能给出速度闭环调节系统中的速度变化（加速度），或位置闭环调节系统中的速度。调整的斜坡时间是与位置闭环调节系统中的液压缸运行速度相对应的，因为在这段时间内，活塞到达其预定的位置。

7.4 限制器（图 239）

外加的输入信号经限制器后，输出信号被限制在某预调值上。这种限值是通过接口 1（限制负电压值）和接口 2（限制正电压值）来实现的。



曲线 78 电位器

7.5 调节器（图 238）

调节器用以对闭环误差进行基本处理的电子器件或构件。它将实际值与设定值进行比较，给出与两者差值相关的输出信号。

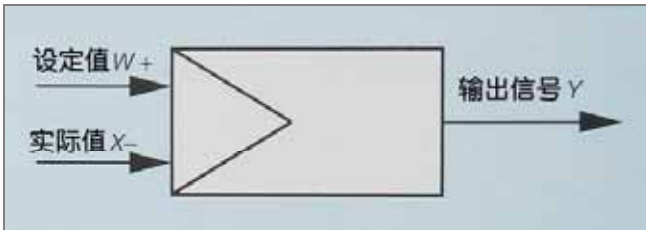


图 237. 斜坡发生器

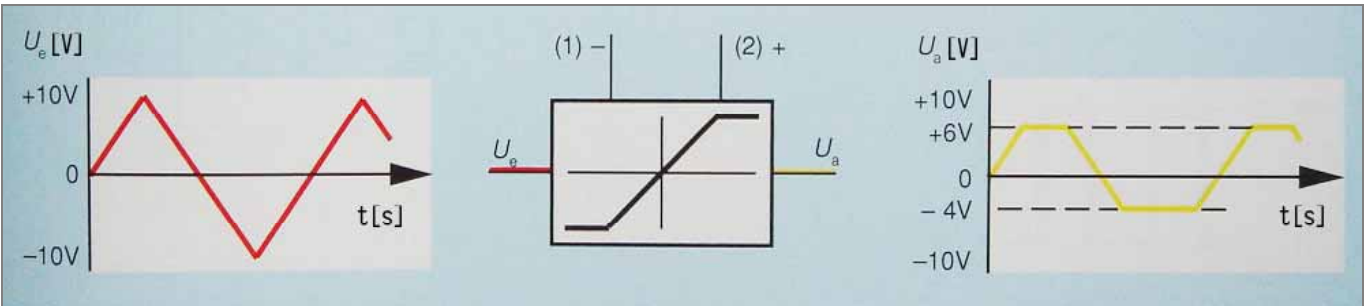


图 238.

7.6 放大器

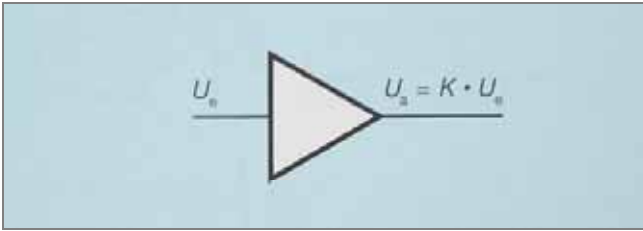


图 240. 放大器

输出电压 U_a 是按照输入电压 U_e 乘上放大系数 K 的规律变化的。根据电路情况，输出电压与输入电压极性相反。

7.7 反相器

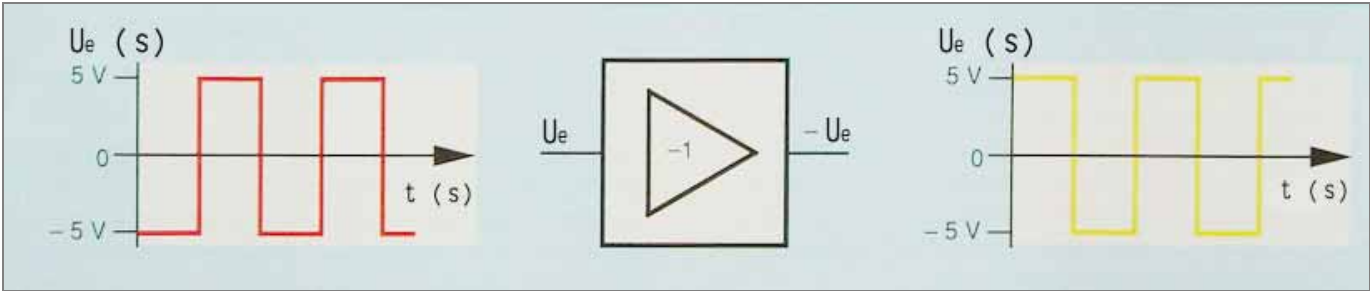


图 242. 匹配放大器

反相器的作用是使输入电压的极性相反。
例如， $U_e=+5V$ ，则输出 $-U_e=-5V$
或 $U_e=-3V$ ，则输出 $-U_e=+3V$
因此，它是一种放大系数为-1 的放大器。

7.8 匹配放大器

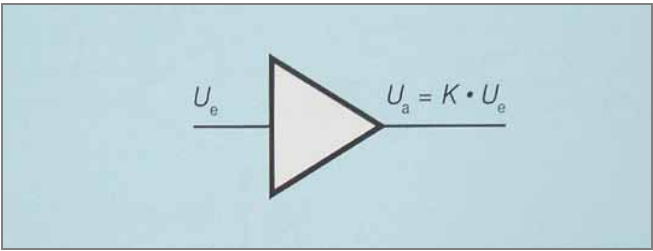


图 241. 反相器

从检测元件取出的电压信号（例如在最大转速时测速发电机输出 60V 的电压），可经匹配放大器调整为 10V。该 10V 电压是对应着马达的某一转速或液压缸的某一运行速度。检测所得电压之所以需经匹配放大器调整到 10V，是为了在闭环调节系统中对该信号作

进一步的处理。

7.9 功率放大器

功率放大器将输入电压 U_e 转换成输出电流 I ， I 与 U_e 成比例关系。
例如， U_e 为 0 至 10V，则 $I(\text{mA})$ =电磁铁电流

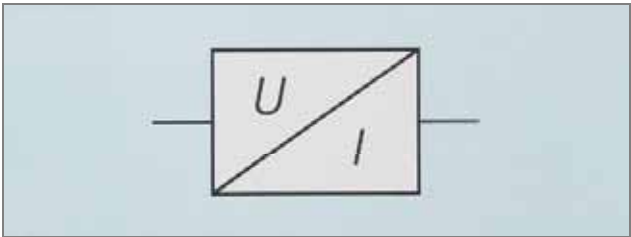


图 243. 功率放大器

7.10 施密特触发器

施密特触发器是一种阈值开关。输入和输出信号两张曲线图清楚地说明了它的功能。当 U_E 超过了确定的值(U_1)时, U_a 就从某一常值跃升到另一个常值。同样,当 U_E 低于另一确定值(U_2)时, U_a 就跌落到原来的常值上(例如为 0)。

由此,触发器给出了两个明确的转换点,而在两个界限值之间没有其他的转换点。

例如如果给出信号存在振荡,则通过 ST 就可消除这一现象。

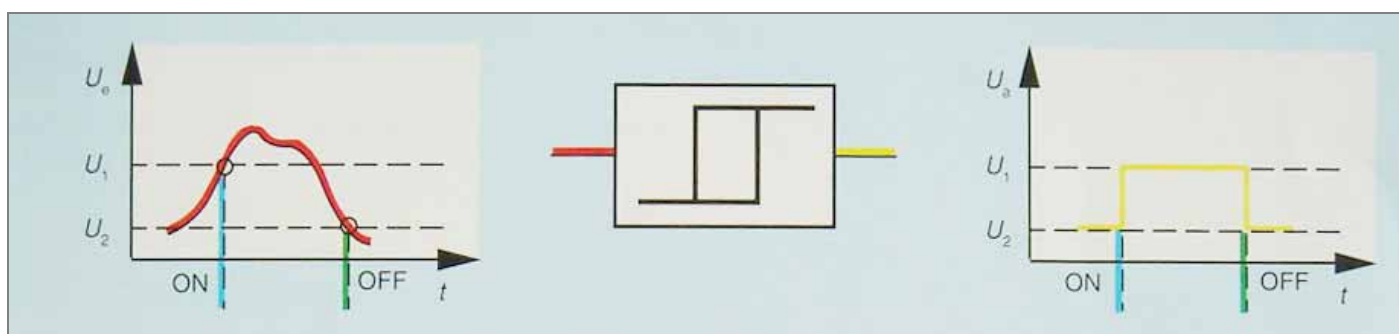


图 244. 施密特触发器

7.11 累加器（加法器）

使用加法器,两个信号能进行带符号的相加。但需注意,相加后的输出信号是反相的。

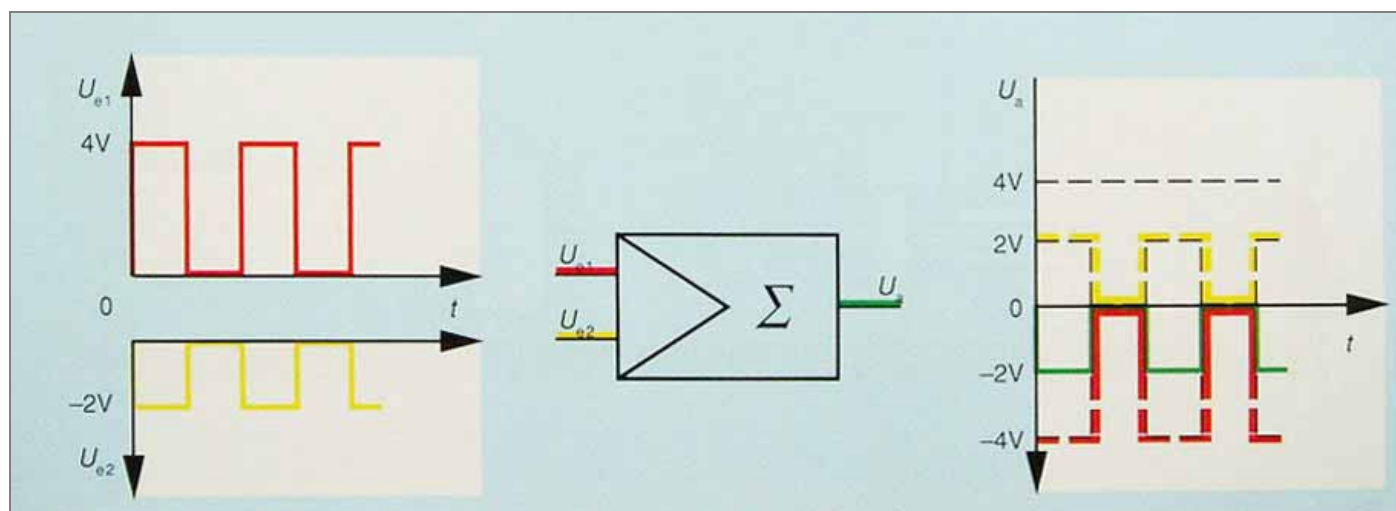


图 245. 加法器

备注

伺服阀动态特性对控制回路的影响

迪特-克里兹

1. 概述

本篇讨论的内容，旨在让读者加深对闭环控制系统中不同要素关系的理解，便于对控制系统的特性有一个准确的把握。

我们只给出一些简单的经验公式，而不是复杂的数学分析。

2. 闭环位置控制回路

现在来分析一下有效开环增益 K_{vopt} 如何确定，以及它对闭环控制的影响。

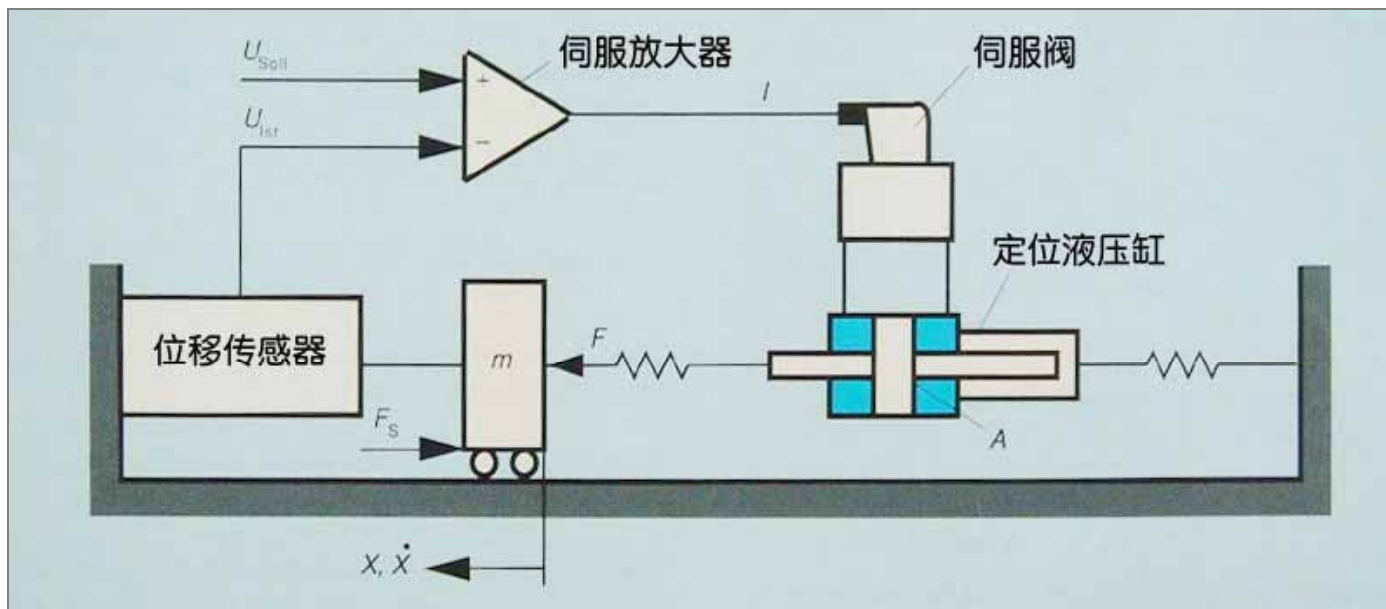


图 246

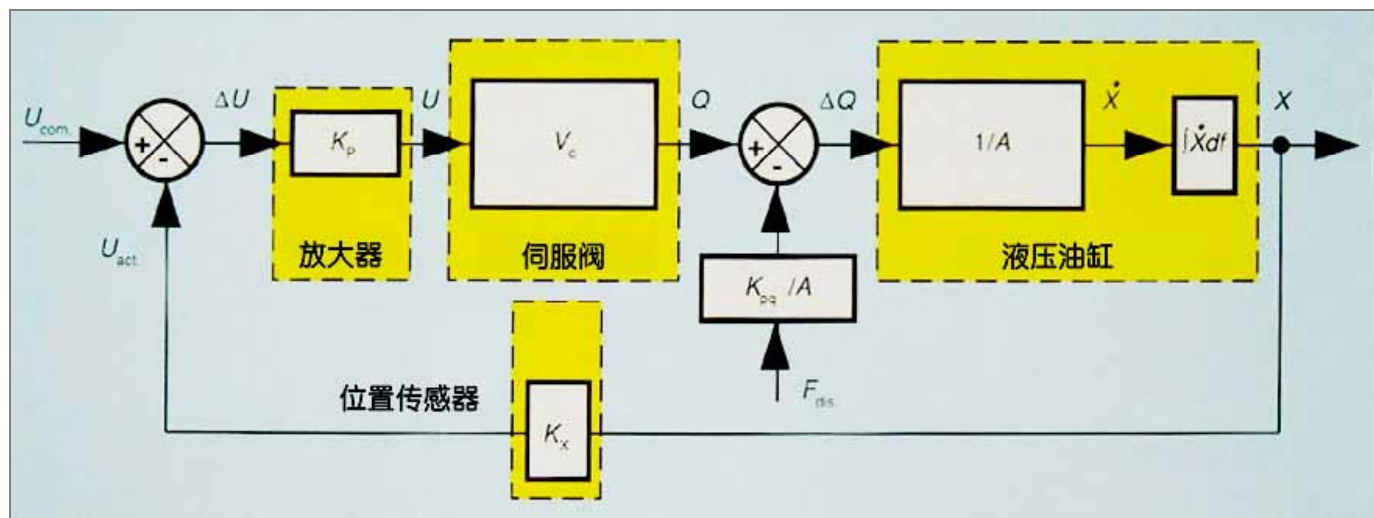


图 247. 简化的方块图

忽略阀和伺服液压缸的动态特性，可得到一阶系统，如下所示。

开环增益 K_v 等于闭环传递函数增益之积。

$$K_v = \frac{K_p * V_q * K_x}{A}$$

V_q =流量增益 (cm³/s/V)

V_p =压力增益 (bar/V)

K_p =电路增益

K_x =位移传感器增益 (V/cm)

K_{pq} =压力流量增益 (V_q / V_p) (cm³/s/ bar)

A =液压缸面积 (cm²)

K_v =回路增益 (s⁻¹)

2.1 调节回路的时间常数

时间常数与 $1/K_v$ 成比例

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

式中 K_v =回路增益

也就是说，回路增益越大，系统的动态过程就越快。

2.2 刚度

在稳定状态下，抵抗外力干扰的刚度为

$$C = \frac{F_{dis}}{K_v} = \frac{K_v * A^2}{K_{pq}}$$

在这里，刚度与回路增益成正比，而与压力增益 K_{pq} 成反比。

$$K_{pq} = \frac{V_q}{V_p} \quad \left(\frac{cm^3/s}{bar} \right)$$

V_q =流量增益 (cm³/s/V)

V_p =压力增益 (bar/V)

2.3 调整误差

在位置调节回路中，通常用低于 5%的阀流量使速度降低到零，并对外界干扰力进行补偿。因为最终用于校正的压力可在 5%的信号下得到。

因此，其调整误差为

$$\Delta X \leq \frac{0.05 * v_{max}}{K_v}$$

式中 v_{max} 是伺服阀阀口开充为 100%时所对应的速度。

由此可见，回路增益应尽可能选得大一些。

K_v 选得越大，则调整误差越小，系统抗干扰能力越强。

从公式还可看出，伺服阀的额定测量 $Q=A*v_{max}$ 应尽可能选得小一些。

根据稳定性条件来看，回路的增益不能选得很大。

当回路增益 K_V 大于回路的临界增益 K_{Vcrit} 时，系统在某种干扰作用下就会发生振荡，亦即系统是不稳定的。

3. K_V 的最大允许值到底为多少？

可分两种不同情况来讨论这个问题：

3.1 系统中伺服阀的频率 ω_v （ -90° 相位差时的频率）比负载的固有频率 ω_L 高得多（ $\omega_v \geq \omega_L$ ）。

在这种情况下，可略去固有频率较高的子系统的动态特性，控制回路简化为 3 阶系统。

对此回路应该是

$$K_V < K_{Vcrit} = 2 * D * \omega_L$$

D =无因次衰减系数

也就是说，开环增益 K_V 必须选得小于 K_{Vcrit}

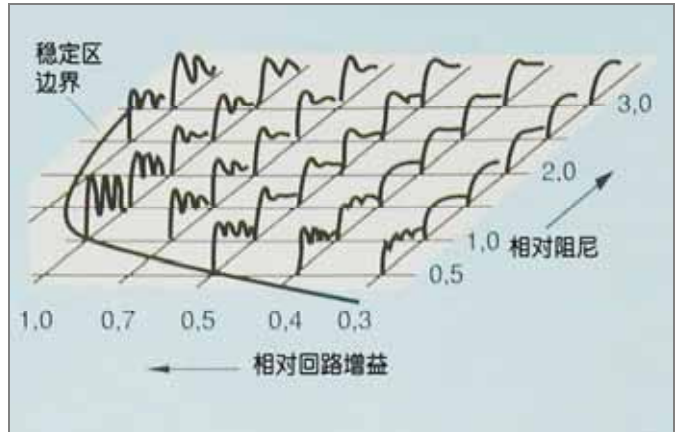
曲线 79 所示，为 3 阶调节回路的时间特性，其中的参数为以相对阻尼和相对增益。通常可从该特性曲线中，也就是从阶跃响应中得到优化增益值 K_{Vopt} 。当给定阻尼下，保持 K_V 较小时，得到单调上升的阶路响应；反之，当 K_V 很大时就会出现很大的谐振。

从阶路响应过程（过渡过程）可以制订出判断其性能好坏的准则。常见的判据是所谓 *ITAE* 准则（时间与绝对误差乘积的积分）

$$ITAE = \int_0^{\infty} t |XE - XA| * dt$$

当 $ITAE$ 成为最小值时，得到优化的回路增益值。在定阻尼条件下，若改变 K_V ，且 $ITAE$ 在相对增益 K_V/ω_L 附近变化，就可得到二者的关系曲线 80。

由曲线可见，在典型的阻尼值范围内（ $0.2 < D < 0.9$ ），对应于 $K_V/\omega_L = 0.25 \sim 0.35$ ，可得到 $ITAE$ 的最佳值。



曲线 79. 三阶调节回路的时间特性

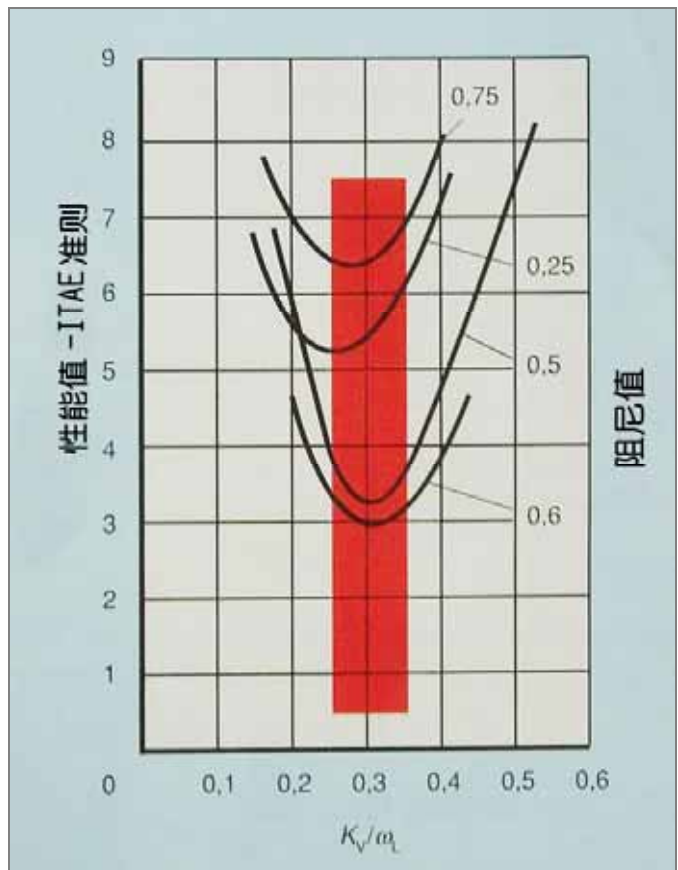


图 247. 简化的方块图

由此，得到规则 1：

$$K_{Vopt} \approx \frac{1}{3} \omega_L \quad (1/s)$$

这个增益也称为速度增益，它是液压增益和电气增益的乘积。

3.2 考虑伺服阀和负载的两个固有频率的情况

这时回路就是一个五阶系统。根据稳定性要求，可得到临界频率 ω_{crit} 和临界回路增益 K_{vcrit} 。两者在数值上是由阀的固有频率 ω_v 和负载的固有频率 ω_L 共同决定的。

临界频率 ω_{crit} 总是比 ω_v 和 ω_L 中较低者还要小。

略去阻尼的影响，可得到**规则 2**：

$$\omega_{crit} \approx \frac{\omega_v * \omega_L}{\omega_v + \omega_L} \quad (1/s)$$

这时，将最佳回路增益表示为**规则 3**：

$$K_{vopt} \approx \frac{1}{3} \omega_{crit} \quad (1/s)$$

这两种情况下，都有以下规律：

从提高位置精度和抗干扰刚度考虑，要求有较高的电气增益 K_p 。

因此，液压增益不必太高，只要达到所需要的数值就够了（见位置误差一节）。

规则 4

尽可能采用额定流量小的阀，这类阀一般具有较好的动态特性。

3.3 提高回路的增益

如果动力计算的结果表明精度不满足要求，可以考虑提高回路的增益。

下面的例子，通过提高增益进行回路优化，使位置精度得到改善。

- PD 调节回路
- 负载压力反馈
- 速度反馈
- 积分回路的精度可以无限提升，但受到动态响应要求的限制
- 增益的提高，使执行器管路的旁通泄漏产生阻尼衰减也增大，结果静态刚度降低了。

— 得到更高回路增益的有效措施是在多回路闭环控制系统中增设加速度反馈。

4. 固有频率的确定

4.1 伺服阀

伺服阀的频率特性可从频响特性曲线中得到。即-90°相位差时的频率。

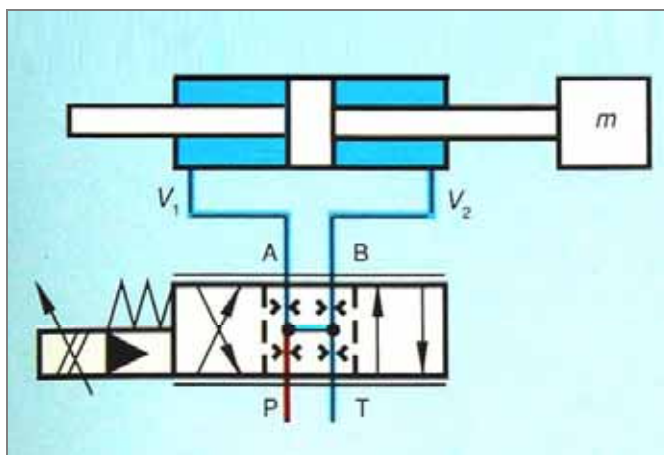


图 248. 双出杆液压缸系统固有频率的确定

4.2 液压缸

双出杆液压缸

$$\omega_L = \sqrt{\frac{2 * E_{oil} * A_R^2}{V * m_{refl}}} \quad (s^{-1})$$

$$V = V_1 = V_2 = \frac{A_R * H}{2} + V_{LR} \quad (cm^3)$$

E_{oil} =油液的弹性模量 (kg/cm.s²)

A_R =液压缸环形面积 (cm²)

H =液压缸的行程 (cm)

V =油液总体积 (cm³)

M_{refl} =等效质量= m/i^2 (折算到液压缸轴上的) (kg)

i =传动比

V_{LR} =液压缸环面侧的管道容积 (cm³)

液压缸处于其中间位置 ($h_k=H/2$) 时，固有频率最低。

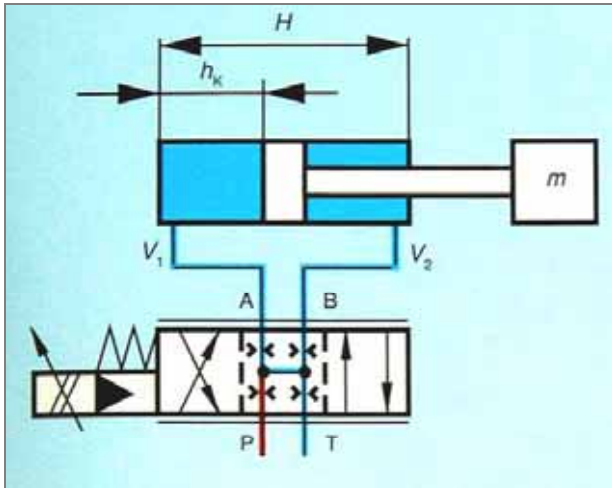


图 248a. 单出杆液压缸系统固有频率的确定

$$\omega_L = \sqrt{\frac{C_1}{m_{refl}} + \frac{C_2}{m_{refl}}}$$

$$\omega_L = \sqrt{\frac{E_{oil} * A_K^2}{V_1 * m_{refl}} + \frac{E_{oil} * A_R^2}{V_2 * m_{refl}}}$$

E_{oil} = 油液的弹性模量 $1.4 \cdot 10^7$ (kg/cm.s²)

A_R = 液压缸环形面积 (cm²)

A_K = 液压缸柱塞面积 (cm²)

V_1 = 柱塞端的油液体积 (cm³)

V_2 = 环面端的油液体积 (cm³)

M_{refl} = 等效质量 = m/i^2 (折算到液压缸轴上的) (kg)

i = 传动比

H = 液压缸的行程 (cm)

h_k = 在最小固有频率下液压缸的行程 (cm)

V_{LK} = 液压缸柱塞端的管道容积 (cm³)

V_{LR} = 液压缸环面侧的管道容积 (cm³)

$V_1 = A_K * h_k + V_{LK}$ (cm³)

$V_2 = A_R * (H - h_k) + V_{LR}$ (cm³)

$$h_K = \frac{\frac{A_R * H}{\sqrt{A_R^3}} + \frac{V_{LR}}{\sqrt{A_R^3}} - \frac{V_{LK}}{\sqrt{A_R^3}}}{\frac{1}{\sqrt{A_R}} + \frac{1}{\sqrt{A_K}}}$$

液压缸处于 h_k 位置时，固有频率最低。

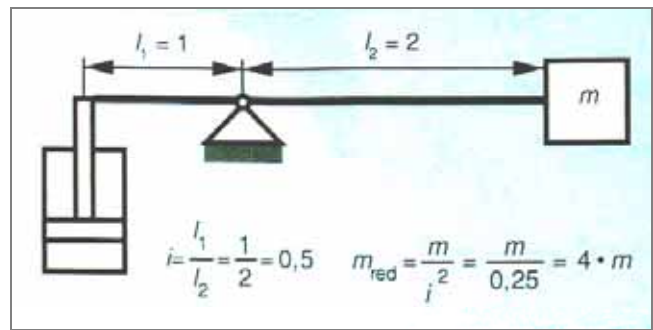


图 249. 等效质量的例子

4.3 液压马达的固有频率

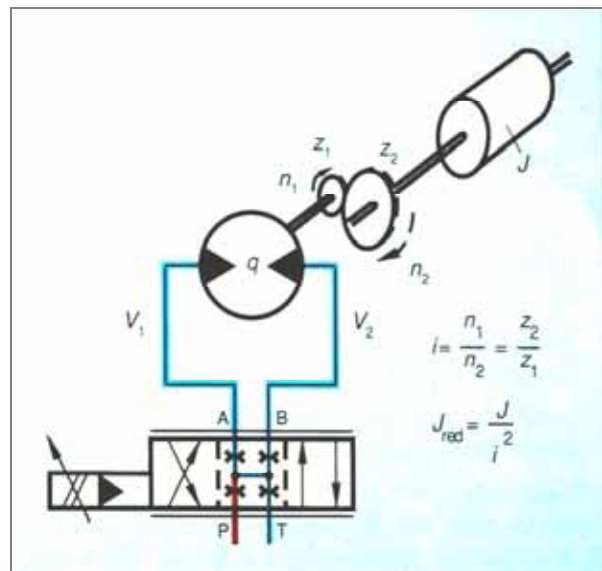


图 250. 液压马达驱动系统固有频率的确定

$$\omega_L = \sqrt{\frac{2 * \left(\frac{q}{2\pi}\right)^2 E_{oil}}{V_1 * J_{refl}}}$$

E_{oil} = 油液的弹性模量 $1.4 \cdot 10^7$ (kg/cm.s²)

q = 排量 (cm³)

V_1 = 一侧油液体积

= $q/2 + V_{LR}$ (cm³)

J_{refl} = 等效转动惯量 = J/i^2 (折算到液压马达轴上，

$I = n_1/n_2 = z_2/z_1 \dots$) (kg cm²)

5.测量系统的选择

如前所述，为了对物理量进行控制，需要配置测量系统。该系统必须能将相应值转化成电流信号或电压信号。因此，要用到位移、角度、速度、转速、压力、力、转矩和加速度的测量仪器。对于每一种物理量，都有多种测量方法可供选用，应根据检测范围、精度要求、寿命、环境条件等，来选择合适的方法。有关的检测元件种类很多，这里只能给出一般性原则。

以下原则一般可以适用：

- 闭环控制的精度最多只能达到测量的精度
- 测量系统的特性以传递系数来表示。传递系数为输出电压或电流与被测量变量之比
- 测量系统的精度至少应为闭环控制期望精度的 5 倍
- 测量系统需无延迟地跟踪被测变量值的变化
- 在任何工况下，传递系数和零点应保持不变
- 系统的布置，应使电信号不受邻近强电流元件的干扰，并保持畅通无阻
- 测量系统与传动装置须刚性连接，不应存在“溜车”现象
- 测量系统的布置，应能直接测得被测变量值，而没有其它次要因素引起的测量误差。

以上不算多的几个要点，表明了测量技术对闭环控制技术和液压伺服技术的重要性。

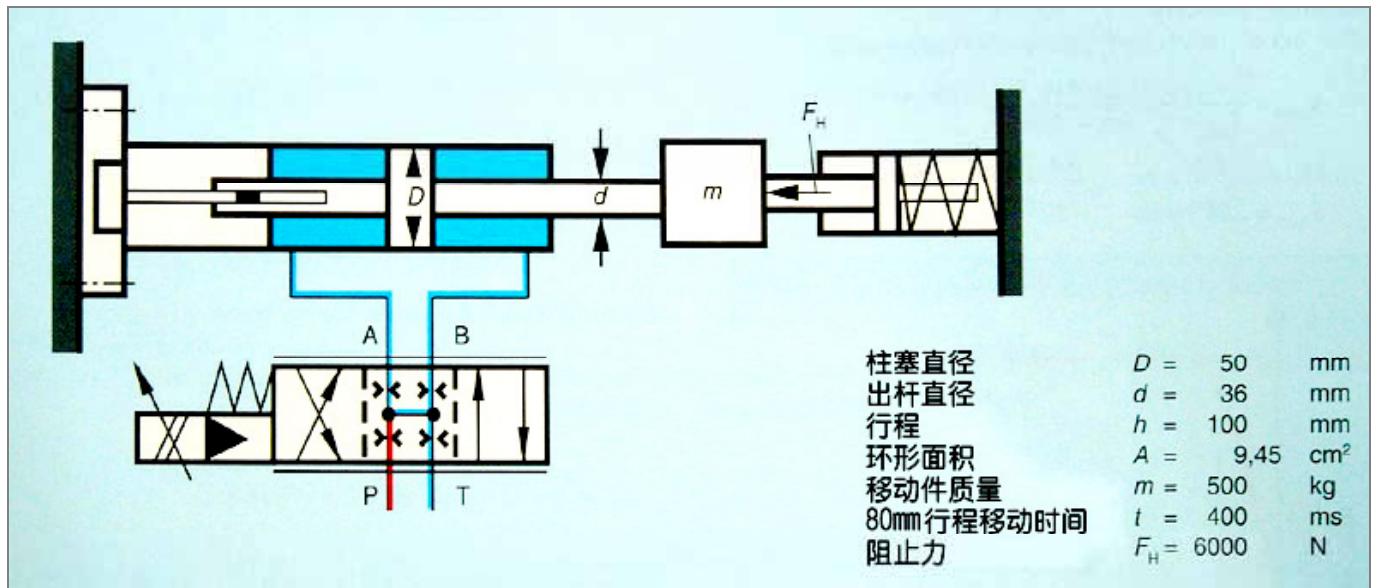


图 251

6. 算例

6.1 液压缸质量系统的固有频率

双出杆液压缸

$$\omega_L = \sqrt{\frac{2 * E_{oil} * A_R^2}{V * m_{refl}}}$$

当阀直接装在液压缸上时，受压缩容积为：

$$V = \frac{H}{2} * A_R$$

代入上式得

$$\omega_L = \sqrt{\frac{4 * E_{oil} * A_R}{H * m_{refl}}}$$

$$\omega_L = \sqrt{\frac{4 * 1.4 * 10^7 (kg / cms^2) * 9.45 (cm^2)}{10 (cm) * 500}}$$

$$\omega_L = 325 s^{-1}$$

$$f_L = \frac{\omega_L}{2\pi} = 51 Hz$$

对于阀的固有频率比液压缸-质量系统的固有频率高得多的回路，其回路增益 K_v 为

$$K_v < K_v = 2 * D * \omega_L \text{ (见第 205 页 3.1 节)}$$

规则 1

$$K_{vopt} \approx \frac{1}{3} \omega_L$$

$$K_{vopt} \approx \frac{325}{3} = 108 s^{-1}$$

时间常数

$$T = \frac{1}{K_{vopt}} = \frac{1}{108} = 0.0092 s$$

加速时间

实际应用中，可采用如下的最小加速时间：

$$T_B \approx (5 \sim 6) T$$

也即，时间常数

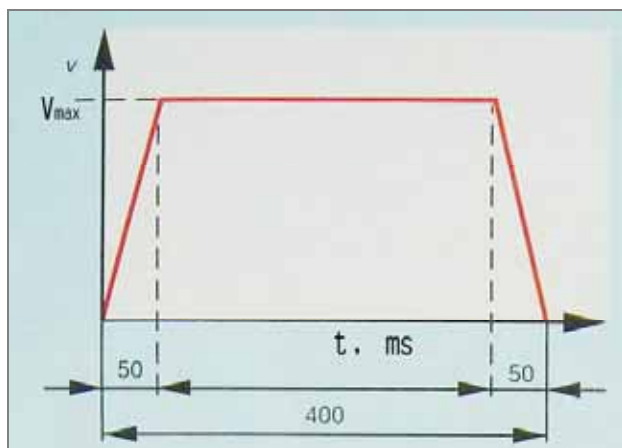
$$T_B \approx 5 * T \approx 50 ms$$

6.2 伺服阀的选择

最大速度（加速度和减速度相同）

$$V_{\max} = \frac{s}{T_{\text{tot}} - T_B} = \frac{80}{0.4 - 0.050}$$

$$V_{\max} = 228 \text{ mm/s}$$



曲线 81.

所需流量

$$Q = A * v = 9.45 \text{ cm}^2 * 22.8 \text{ cm/s} = 215.5 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$Q = 13 \text{ L/min}$$

选择： $\Delta p = 70 \text{ bar}$ 时， $Q_N = 20 \text{ L/min}$ 的伺服阀

6.3 考虑伺服阀的固有频率的回路增益计算

忽略阻尼系数

规则 2

$$\omega_{\text{crit}} \approx \frac{\omega_V * \omega_L}{\omega_V + \omega_L}$$

由频率响应确定 ω_V

对于 $Q_N \leq 30 \text{ L/min}$ 的伺服阀，在 25% 额定流量的信号和 90° 相位差时：

$$f_{-90^\circ} = 85 \text{ Hz} \quad (140 \text{ bar 先导压力})$$

$$\omega_V = f_V * 2\pi = 85 * 2\pi = 534 \text{ s}^{-1}$$

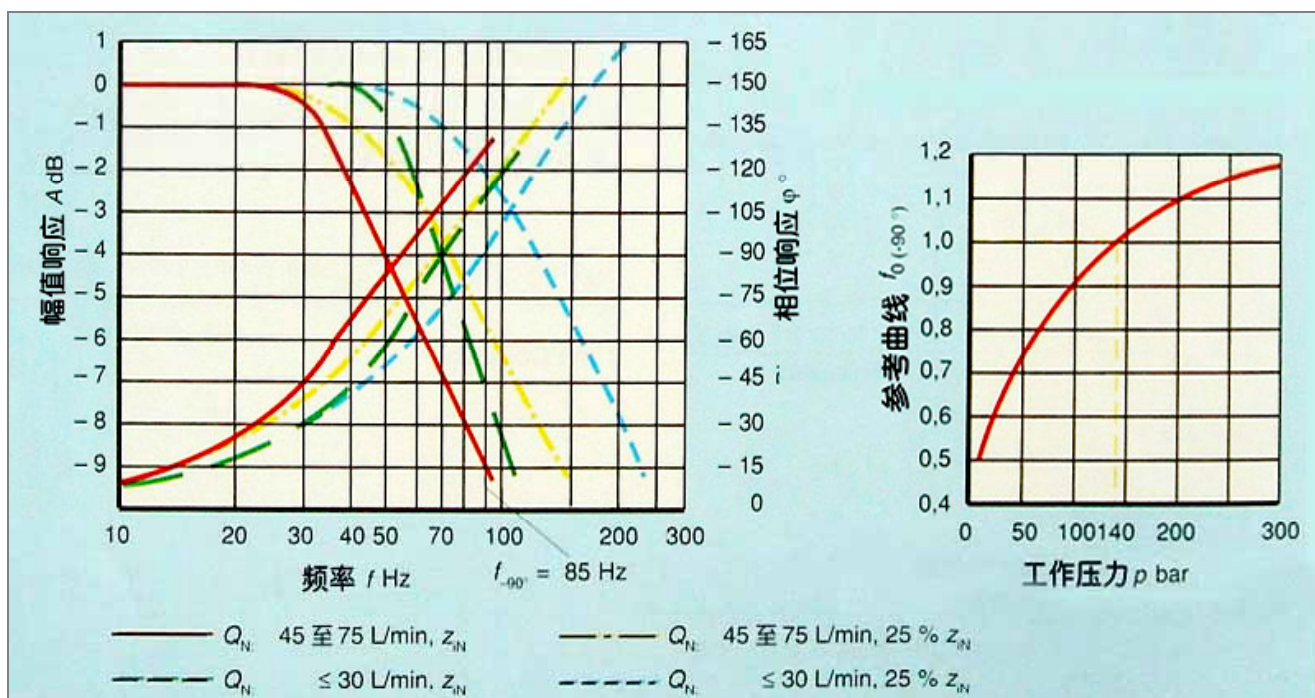
因此，

$$\omega_{\text{crit}} \approx \frac{\omega_V * \omega_L}{\omega_V + \omega_L} \approx \frac{534 * 325}{534 + 325} \approx 202 \text{ s}^{-1}$$

规则 3

$$K_{V\text{opt}} \approx \frac{1}{3} \omega_L \approx \frac{202}{3} = 67 \text{ s}^{-1}$$

比较两个回路增益的计算值（ 108 s^{-1} 和 67 s^{-1} ）可知，伺服阀的对回路增益影响很大，必须加以仔细考虑。



曲线 82. 机械反馈伺服阀的典型频率响应特性曲线（左），以及频率与系统工作压力的关系（右）

时间常数

$$T = \frac{1}{K_V} = \frac{1}{67} \frac{1}{s^{-1}} = 0.015s$$

加速时间：

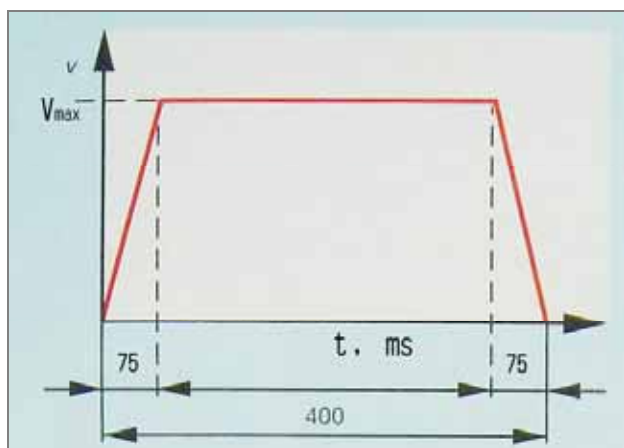
$$T_B = 5 * T = 0.075s = 75ms$$

6.4 伺服阀的选择

最大速度

$$V_{\max} = \frac{s}{T_{\text{tot}} - T_B} = \frac{80}{0.4 - 0.075}$$

$$V_{\max} = 246mm/s$$



曲线 82.

所需流量

$$Q = A * v = 9.45cm^2 * 24.6cm/s = 232.5cm^3/s$$

$$Q = 13.9L/min$$

选择： $\Delta p=70bar$ 时， $Q_N=20L/min$ 的伺服阀

由于

$$Q = Q_N * \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_N}}$$

阀的压降

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{Q_N} \right)^2 * \Delta p_N = \left(\frac{14}{20} \right)^2 * 10 = 34bar$$

加速度

$$a_{\max} = \frac{v_{\max}}{T_B} = \frac{0.25m/s}{0.075s} = 3.3m/s^2$$

加速所需的力

$$F_B = m * a_{\max} = 500kg * 3.3m/s^2 = 1650N$$

加速所需的压力

$$p_{B\max} = \frac{F_B}{A_R} = \frac{1650N}{9.45cm^2} = 17.4 \frac{daN}{cm^2} = 17.4bar$$

停止所需的压力

$$p_H = \frac{F_H}{A_R} = \frac{6000N}{9.45cm^2} = 64 \frac{daN}{cm^2} = 64bar$$

6.5 系统压力的计算

（见“比例阀开环控制系统的设计准则”一章）

加速阶段：

$$p_P = \frac{2 * m * v}{T_B * 10 * A_R} + \Delta p_V + \frac{F_H}{10 * A_R}$$

$$p_P = \frac{2 * 500kg * 0.25m/s}{0.075 * 10 * 9.45cm^2} + 10bar + \frac{6000N}{10 * 9.45cm^2}$$

$$p_P = 109bar$$

选取

$$p_P = 110bar$$

6.6 位置精度的确定

回路增益

$$K_V = K_P * V_q * \frac{1}{A} * K_X = 67 \text{ s}^{-1}$$

K_P = 电路增益 (无因次)

$$V_q = 20 \text{ L/min/10V} = 33 \text{ (cm}^3/\text{s/V)}$$

$$1/A = 1/9.45 \text{ cm}^2 = 0.106 \text{ (1/cm}^2\text{)}$$

$$K_X = 10 \text{ V/10 cm} = 1 \text{ (V/cm)}$$

电路增益的计算

$$K_P = \frac{K_V}{V_q * \frac{1}{A} * K_X} = \frac{67 \text{ s}^{-1}}{33 \frac{\text{cm}^3}{\text{s} * \text{V}} * 0.106 \frac{1}{\text{cm}^2} * 1 \frac{\text{V}}{\text{cm}}}$$

$$K_P = 19$$

反馈误差

$$S_N = \frac{V_{\max}}{K_V} \text{ (mm)}$$

$V_{\max}$ 为伺服阀开启时的最大速度

$$S_N = \frac{250 \frac{\text{mm}}{\text{s}}}{67 \text{ s}^{-1}} = 3.7 \text{ mm}$$

位置精度

一般地, 位置精度误差小于 5% 的 S_N

$$\Delta X \leq 0.19 \text{ mm}$$

伺服阀空回偏差造成的误差

伺服阀空回偏差对闭环回路造成的误差有多大呢?

假定: 空回偏差 = 额定信号的 0.2%

$$K_U = 0.002 * 10 \text{ V} = 0.02 \text{ V}$$

由于

$$\Delta X * K_X * K_P = K_U$$

$$\Delta X = \frac{K_U}{K_X * K_P} = \frac{0.02 \text{ V}}{1 \frac{\text{V}}{\text{cm}} * 19} = 0.001 \text{ cm}$$

$$\Delta X = 0.01 \text{ mm}$$

负载变化造成的误差

在压力增益 V_P 下, 伺服阀为补偿干扰力的作用, 闭环误差必须为多大?

$$F_H = \Delta X * K_X * K_P * V_P * A$$

$$\Delta X = \frac{F_H}{K_X * K_P * V_P * A}$$

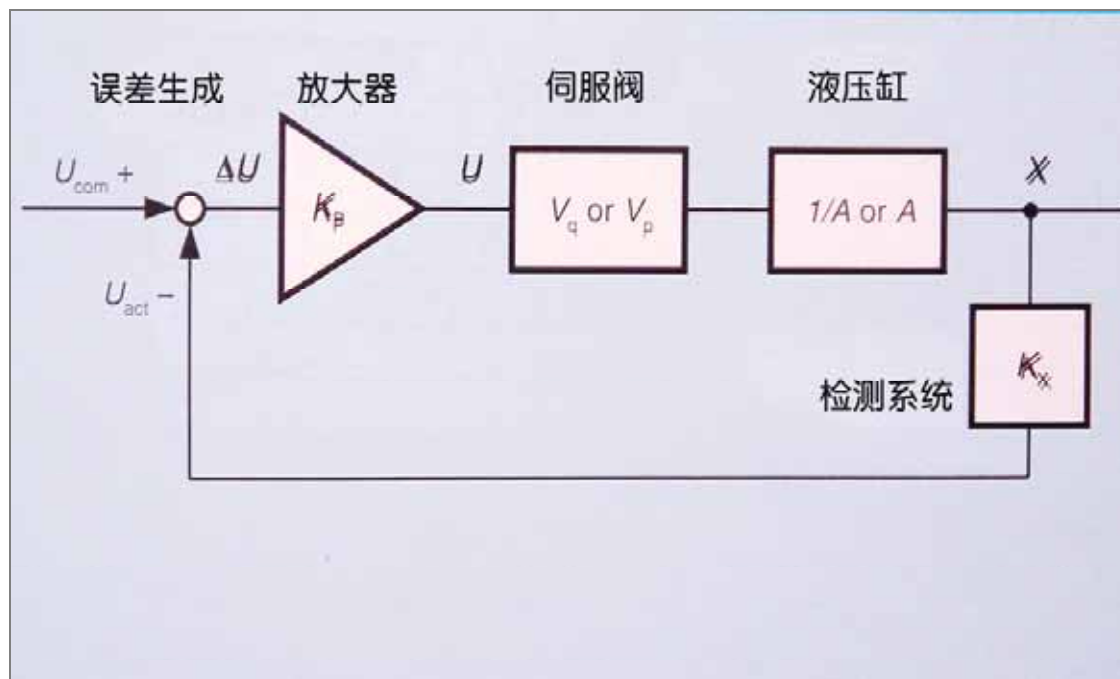
V_P 的确定

在 1% 信号时, 执行器上具有 80% 的压力

$$V_P = \frac{0.8 * 110 \text{ bar}}{0.1 \text{ V}} = 880 \frac{\text{bar}}{\text{V}} = 8800 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2 \text{ V}}$$

$$\Delta X = \frac{6000 \text{ N cm}^2 \text{ V}}{1 \frac{\text{V}}{\text{cm}} * 19 * 8800 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} * 9.45 \text{ cm}^2}$$

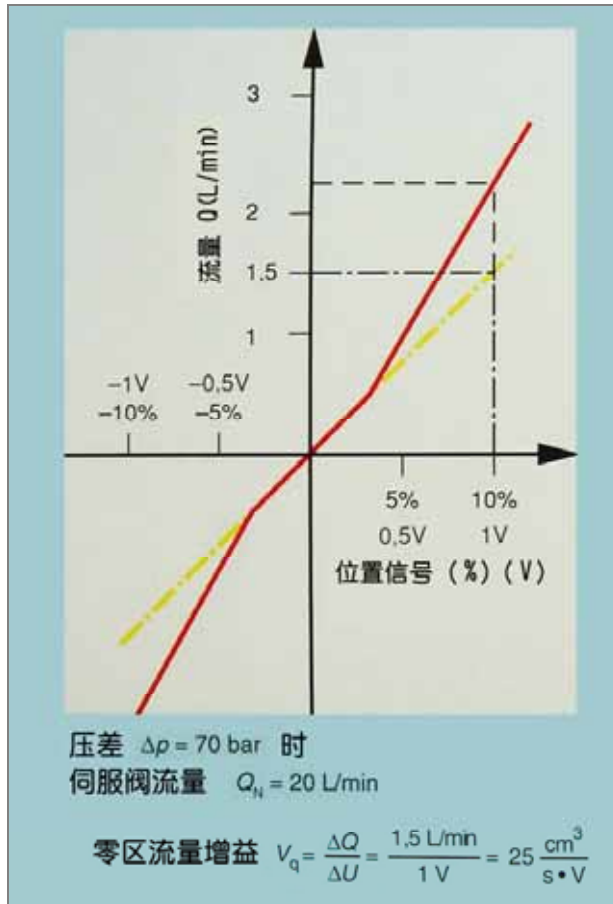
$$\Delta X = 0.004 \text{ cm} = 0.04 \text{ mm}$$



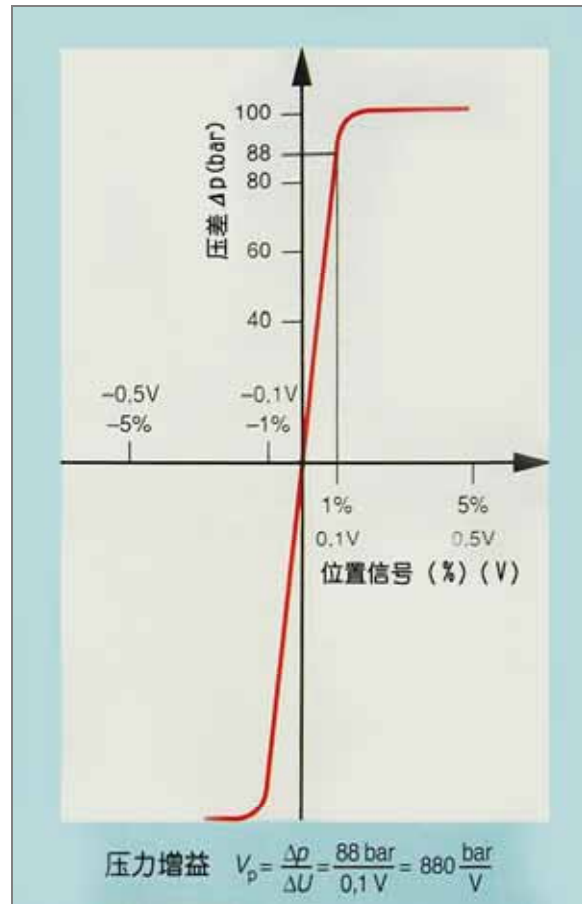
曲线 82. 机械反馈伺服阀的典型频率响应特性曲线 (左), 以及频率与系统工作压力的关系 (右)

流量增益 V_q 与压力增益 V_p 的运行曲线对于闭环位置控制来说非常重要，因为直接影响闭环控制的结果。

以下通过例子说明这些关系。



曲线 84. 零点区域扩的很大的流量运行曲线



曲线 85. 压力运行曲线

零点的流量增益 $V_q = 25 \text{ (cm}^3/\text{s/V)}$

压力增益 $V_p = 880 \text{ (bar/V)}$

柱塞面积 $A = 9.45 \text{ (cm}^2\text{)}$

回路增益 $K_v = 67 \text{ (s}^{-1}\text{)}$

由此，可确定对干扰力的刚度（见第 204 页 2.2 节）

$$\frac{F_{dis}}{K_v} = \frac{K_v * A^2}{K_{pq}} = K_v * A^2 * \frac{V_p}{V_q}$$

$$\frac{F_{dis}}{K_v} = \frac{67 \text{ s}^{-1} * 9.45^2 \text{ cm}^4 * 880 \frac{\text{bar}}{\text{V}} * 10 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2 \text{ bar}}}{25 \frac{\text{cm}^3}{\text{s} * \text{V}}}$$

$$\frac{F_{dis}}{K_v} = 2.10 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{cm}} = 2.10 * 10^2 \frac{\text{N}}{0.001 \text{ mm}}$$

在外力如 6000N 作用下，可得到行程位置的变化

$$x = \frac{F_{dis}}{2.10 * 10^2 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}} = \frac{6000 \text{ N}}{2.10 * 10^2 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}} \approx 29 \mu\text{m} = 0.029 \text{ mm}$$

因此，对于闭环控制：

位置设定值与实际值之差为

$$29 \mu\text{m} = 0.029 \text{ mm} = 0.0029 \text{ cm}$$

对于伺服阀，可以使用以下的校正信号：

由于

$$K_V = \frac{K_P * V_q * K_X}{A} \quad \text{可得} \quad K_P * K_X = \frac{K_V * A}{V_q}$$

$$\text{因而} \quad \Delta U_{SV} = \Delta X * \frac{K_V * A}{V_q}$$

$$\Delta U_{SV} = \frac{0.0029 \text{ cm} * 67 \text{ s}^{-1} * 9.45 \text{ cm}^2 \text{ sV}}{25 \text{ cm}^3} = 0.073 \text{ V}$$

由压力增益，得到：

$$\Delta p = \Delta U_{SV} * V_p = 0.073 \text{ V} * 880 \frac{\text{bar}}{\text{V}} = 64.2 \text{ bar}$$

$$\Delta F = A * \Delta p = 9.45 \text{ cm}^2 * 64.2 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} = 6067 \text{ N}$$

也即 在伺服阀 0.073V 的信号下 液压缸产生大于 6000N 的力，使干扰力得到了补偿。

备注

备注

伺服和比例液压系统的油液过滤

马丁-瑞克

1. 液压油的过滤

要达到伺服阀和比例阀系统的更高效、少故障、长寿命和方便维护保养等目的，就要求阀的生产厂家和液压系统用户对油液进行良好的过滤。

随着各种液压装置的功率不断提高，对阀的控制精度提出更高的要求，壳体与阀芯的配合间隙也越来越小。

1.1 固态污染物的影响（图 253）

污染物颗粒若比间隙大得多，则阀不会受到影响。颗粒若比配合间隙小，它将流过间隙，对阀也不会产生损害。

当污染物颗粒大小与配合间隙值相当时，则阀芯阀套表面就处于被刮擦损伤的临界状态。阀芯运动时，由于污染物颗粒对阀件的刮擦作用，阀体材料会产生细微的金属颗粒。同时，由于阀芯的切换，或工作介质的流动冲击，一些比阀件间隙大的颗粒也会粉碎成微粒。

这样造成的后果是：泄漏增大，阀芯卡紧、卡死，切换时间改变，阀体损坏，阀的特性发生变化。

未经过滤的油液会带来连锁反应，造成更严重的污染物聚集。

系统运行时间一长，污染物颗粒就会在先导控制阀口形成堵塞。

1.2 对控制棱边的磨损作用

对于敏感的控制棱边而言，污染物颗粒增加了其运行负担。

其后果是加速了磨损，引起伺服阀和比例阀的切换和控制不精确（译注：磨损持续加大的必然结果）。

从外部进入系统的污染物，可以引发并加速这种磨损过程。

针对污染颗粒这种形成和聚积的一系列过程，要达到降低甚至彻底杜绝污染的目的，行之有效的方法，就是在系统中使用高效的滤油器。

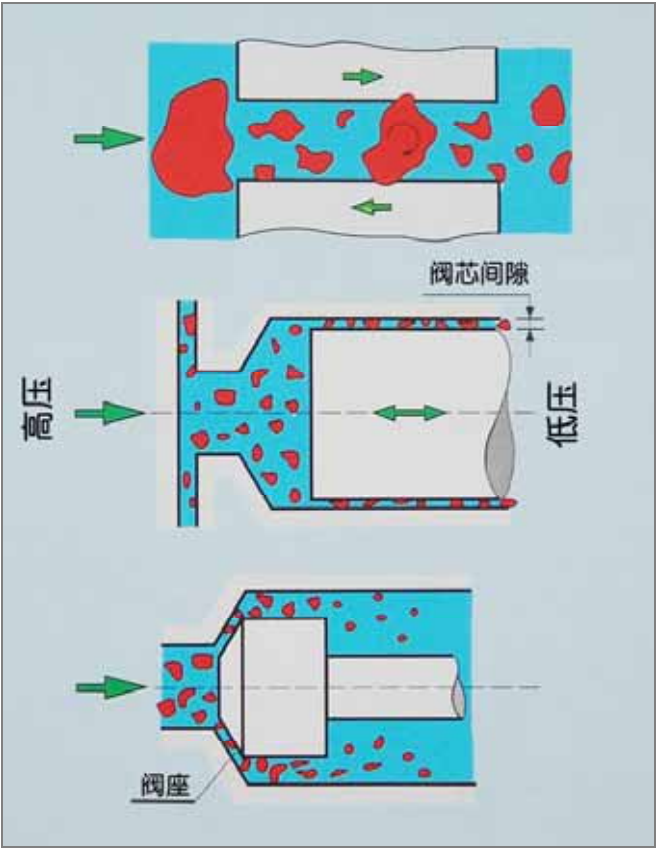


图 253 磨损过程——污染颗粒对阀座和滑阀间隙的影响

正确选用和设置滤油器，可获得较高的系统整体经济效益，包括减少故障时间和维护保养费用。

选用的过滤系统必须保证以下几方面：

- 阀的功能和寿命
- 阀没有突发性事故
- 不因内泄漏的增加而引起的输出功率持续降低
- 阀调定的参数在工作运行时保持不变
- 阀的特性不因污染颗粒的嵌入而改变

在设计液压装置时，往往会忽略甚至忘记滤油器的设置问题，经常要到最后一刻系统装配时，才想到要配置滤油器。

不仅如此，由于节省成本和空间占用所限，往往选用小尺寸且粗陋的滤油器。这样的后果可想而知，系统今后要面临着滤芯寿命短（过滤器尺寸选的太小），伺服阀和比例阀的故障频发（过滤器精度太低）等一系列麻烦，造成的经济损失自然难以想象。

2. 液压系统固态颗粒造成的污染

2.1 初始的污染物

初始的污染物，是指液压装置在加工和装配过程残留于液压油中的污染物，如灰尘、氧化皮、铁屑、焊珠，溶解性污染物，铁锈，包括剩余物，油漆颗粒等。

2.2 系统工作时外界侵入的污染物

由于油箱通风不良，污染物会由管衬、柱塞杆密封等处侵入油箱。灰尘侵入率，还与液压装置的工作环境（例如采石场、筑路工地、水泥厂等）密切配合。

2.3 新油带来的污染物

从储油站购来的新油中混有的固体污染物，经常高出伺服阀和比例阀所能允许的限度。这些污染物需要用液压装置中的滤油器加以滤去。

然而，对于仅配置回油滤油器系统的某些部件，在系统清洗阶段可能就已受到这些污染物的严重损害。

因此，向液压系统注入新油或更换油液时，需采用“油液

保养机组”，或通过油箱内置的回油滤油器加注新油。

这里所用的滤油器精度，需与液压系统中的滤油器精度相当。



图 254 液压油动力机组

3. 按照德国标准 ISO 4572（多步试验装置）的滤油器性能

通过多步试验，可以确定滤芯的过滤特性和去处污染能力。

作为一种国际标准化方法，该试验可对不同厂家同一精度的滤芯性能，作直接的对比。

对比滤芯性能的试验记录，必须包含测试的条件。这是一种当今通行的试验法，如果对此有任何改动之处，都必须加以说明。

3.1 多步试验装置的布置（图 255）

测试装置由两个液压回路组成。

测试系统：油箱，试验油液，油泵，冷却器/加热器，流量计，带被测滤芯的滤油器和电子颗粒计数器。

污染物注入系统：油箱，油泵，冷却器/加热器，喷

咀和污染液。此回路的油箱中注入带有测试颗粒（ACFTD）的污染液。

试验开始前，两个回路均用超精密滤油器清洗。只有当系统能够对回路中的试验颗粒开始计数时，才能开始试验。

3.2 试验步骤

从注入回路不断有少量污染液进入主油路，以此开始污染液进入被试滤芯。

取出被试滤芯前后的液样，由电子颗粒计数器进行计数，同时测出污染液流经时滤芯两端的压力差。

过滤率用过滤器精度 β_x 值表示，X代表颗粒的尺寸。未被过滤的污染物残留在系统中，以模拟实际工况。

β_x 值也代表了大于或等于所颗粒尺寸X的污染颗粒的数量。一旦滤芯两端的压差改变了， β_x 值也会改变。

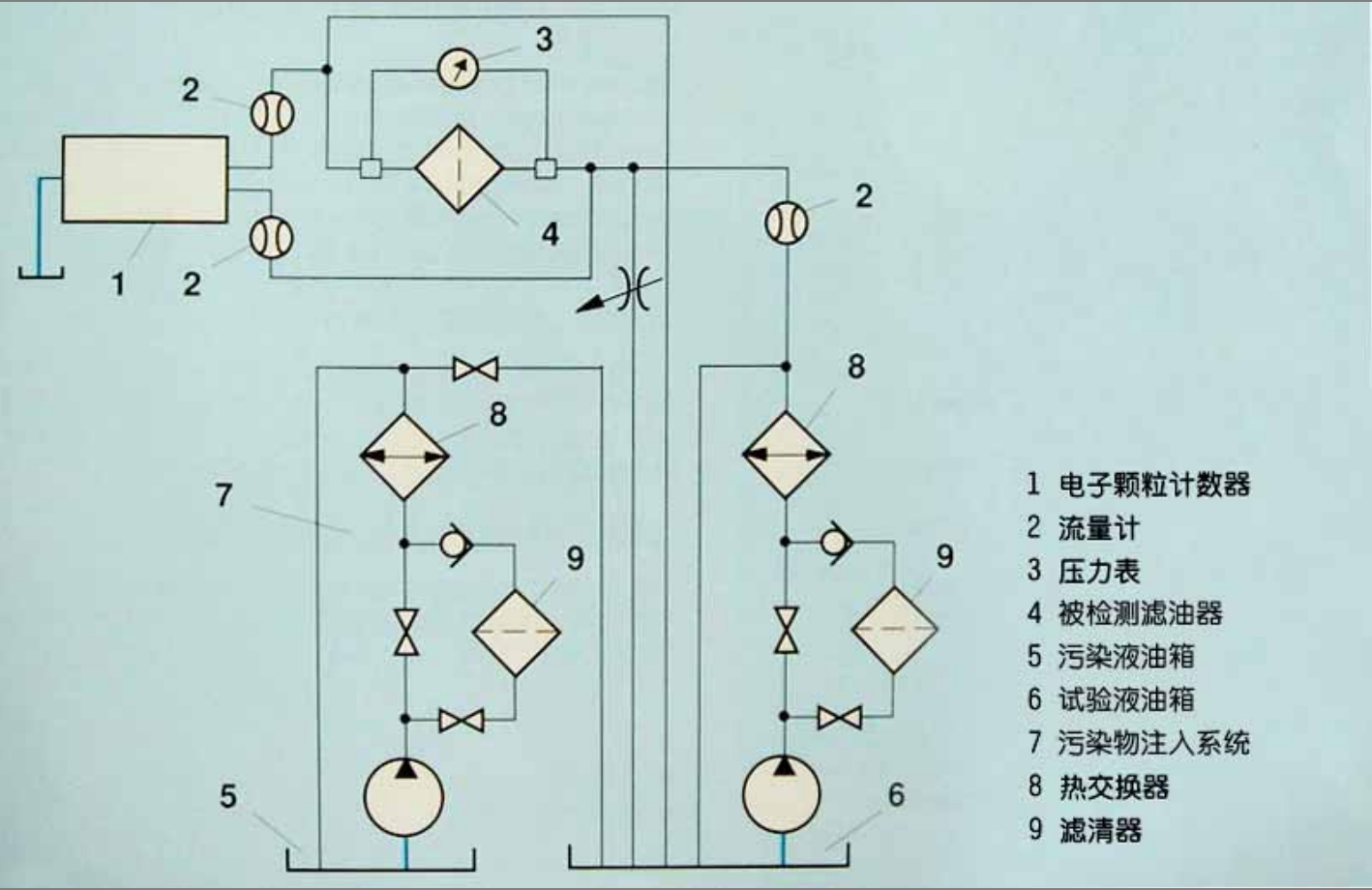


图 255 多步试验装置的简化回路图

3.3 过滤率β_x

将滤油器上游所测出的尺寸大于X的污染颗粒数，除以滤油器下游相同尺寸大于X的颗粒数，且具有相同的工作压差和相同时间点——这样得到的无因次数β_x即代表过滤率。

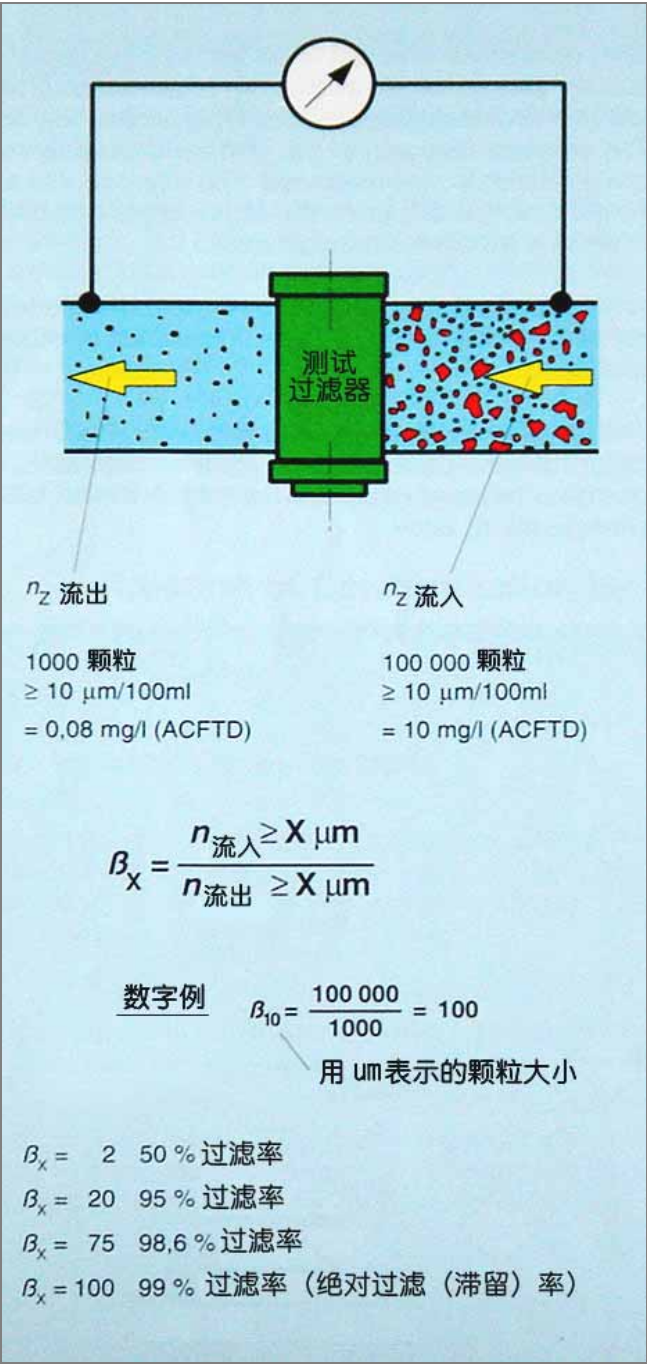
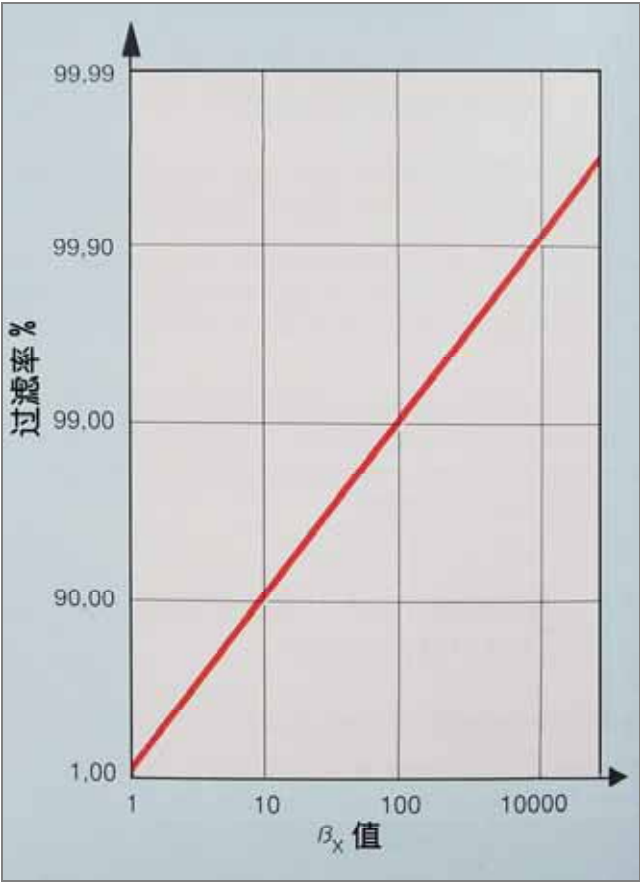


图 256 β_x 值的计算

3.4 过滤精度



曲线 86 过滤率β_x值与过滤效率 (%)

旧的过滤精度标准是建立在滤油器厂商各不相同的内部试验基础之上；而考虑了相应工作压差的β_x值，则使不同厂商滤油器的过滤精度具有了可比性。

3.4.1 名义滤油精度

名义滤油精度确定的是不太实用的β_x值，也即对使用者而言，仅表示滤去了一部分的污染。

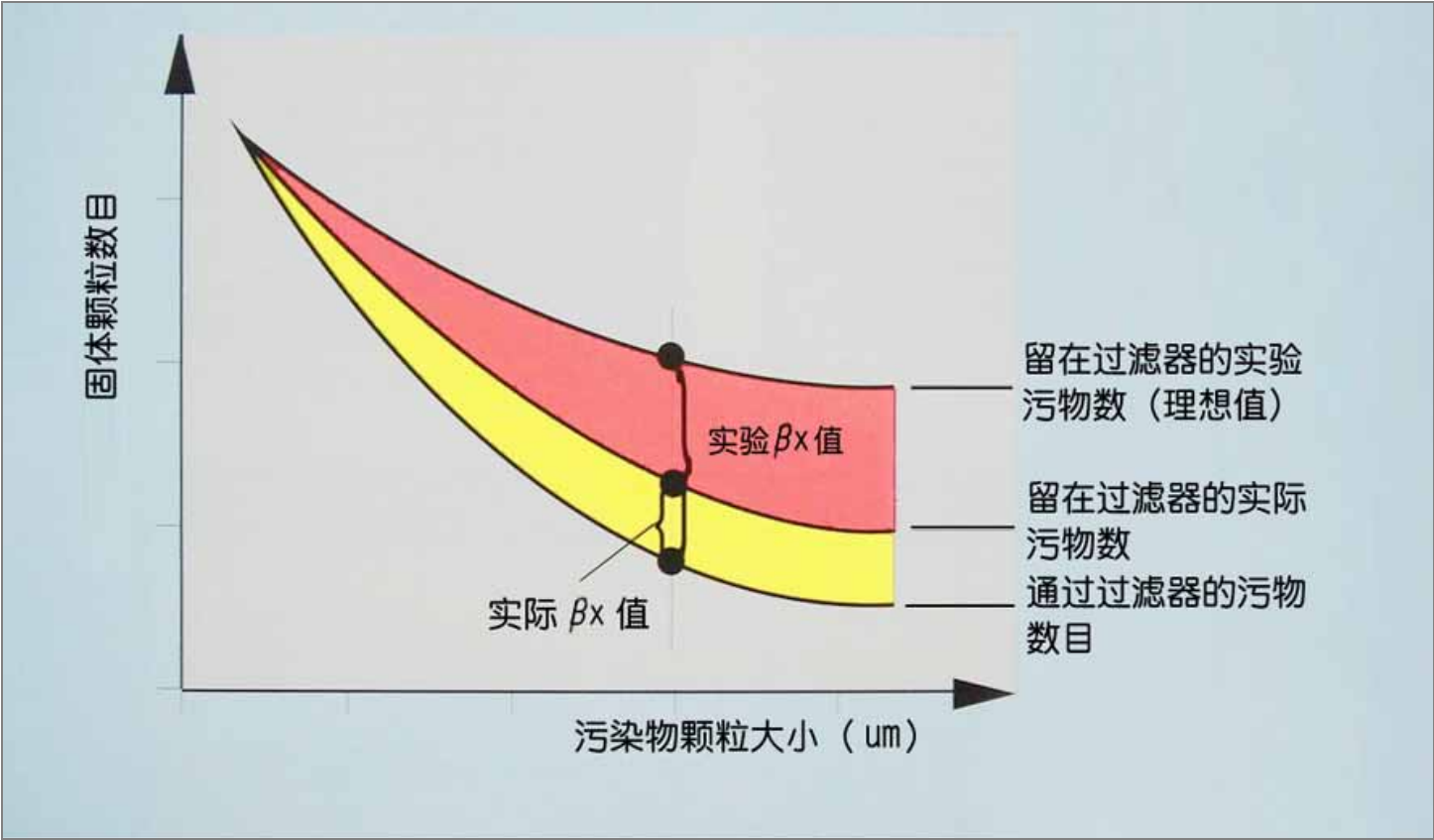
3.4.2 绝对滤油精度

β_x≥100 或过滤率≥99%，其过滤率就称为绝对滤油精度（参见曲线 86）。

3.5 对 β_x 值的进一步说明

在多步试验中， β_x 值是在不变的污染浓度下确定的。

由于深层次滤芯的“迷宫效应”及由此形成的多孔构造，某一尺度范围的污染颗粒能够通过滤芯。这就意味着，相对多步试验中的“理想污染颗粒”而言，实际污染在浓度，种类和大小成份方面的改变，都会引起 β_x 值的变化。在用实际液压油验证滤油性能时，尤其应注意这种情况（曲线 87）。



曲线 87 试验污染与实际污染造成 β_x 值的偏差

4. 多层网状结构的滤芯特性

在实际应用的经验积累和对测试装置多次试验的基础上，业界开发了多层网状结构的滤芯，称为Betamicon[®]或Betamicon[®]-2（图 257）。

研究表明，只有用这种网状结构的滤芯，才能使伺服阀和比例阀制造商所要求的油液过滤精度得以保证。

流经滤芯的液压流体，必须始终由外而内流动。

在滤芯的结构布局上，为了获得尽可能大的过滤面积，过滤面以星状折叠而成。实际过滤材料的结构，还取决于滤芯的许用压差。

网状滤芯封入两端盖，并采用优质粘接剂与端部联接。这种粘接剂属于温度敏感型，在工作温度超过 120℃ 时，强度就急剧下降（译者注：工作温度不得超过 120℃）

Betamicon®-2 多层网状结构的滤芯，具有一系列重要特点：

- 精确的固定孔隙大小
- 在很宽的压降范围内，对微细颗粒具有极好的过滤能力
- 由于吸附面积较大，因而具有较高的污染物过滤能力
- 良好的耐化学腐蚀能力
- 有较高的抗裂强度，在诸如冷起动、回路切换尖峰压力或尖峰压差作用下，也不会造成滤油器破损
- 使用水介质和水基介质的液压流体时，过滤能力不会降低

4.1 液流方向

流经滤芯的液压流体，必须始终由外而内流动。反向流动会造成滤芯的损坏。必要时，可在滤油器下游安装快启单向阀，以防止反向回流。选择单向阀一体式滤油器，也是较好的方案。

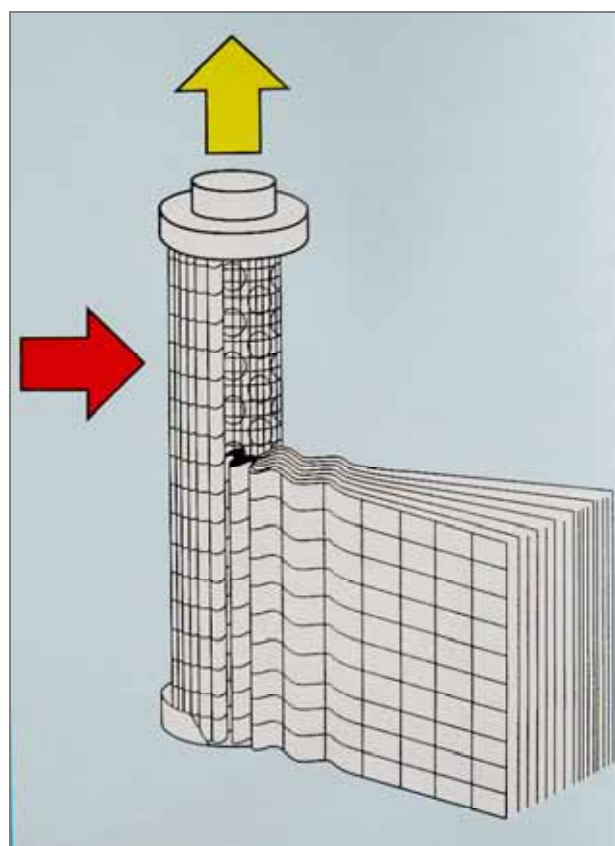
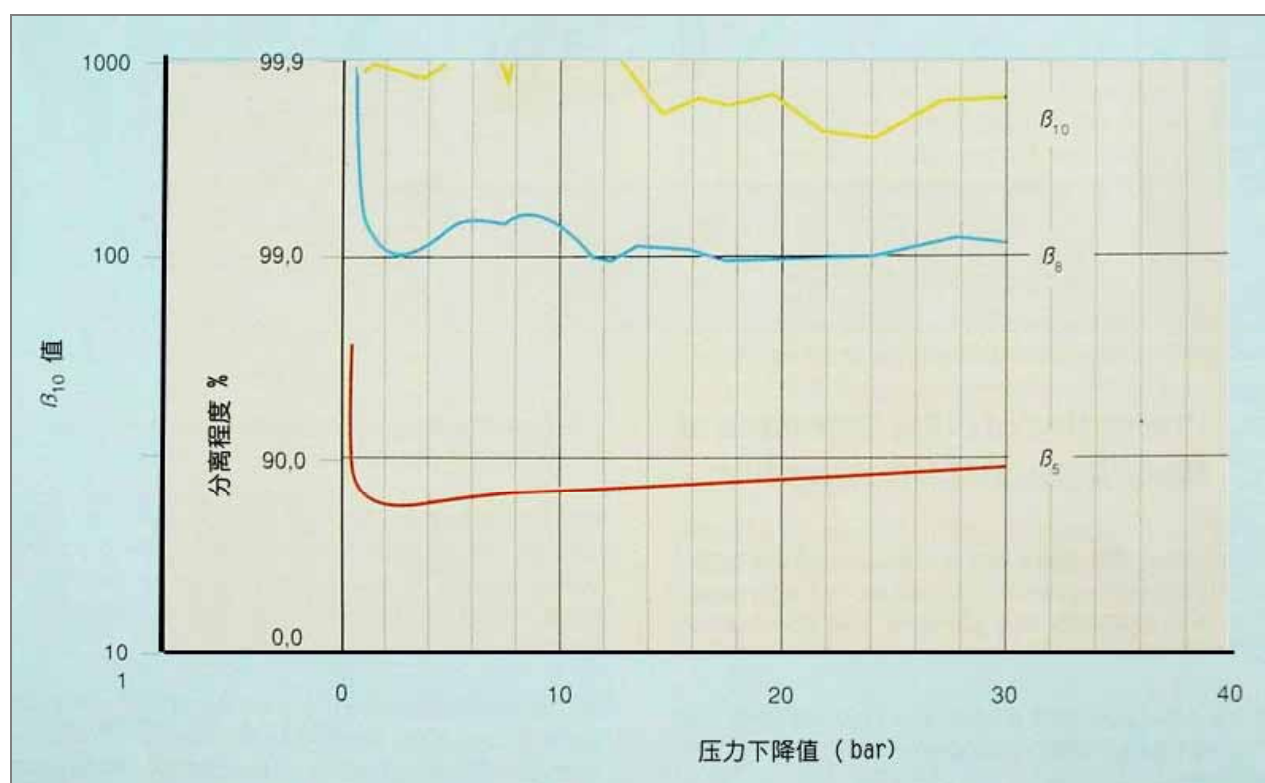


图 257 Betamicon®-2 多层网状结构的滤芯



曲线 88 通过Betamicon®-2 滤芯不同压降时的 β_x 值

4.2 星形折叠

滤芯材料折叠成星形，这样就把尽可能多的过滤面积压缩到滤芯内部，以延长使用寿命。

4.3 滤芯的压降

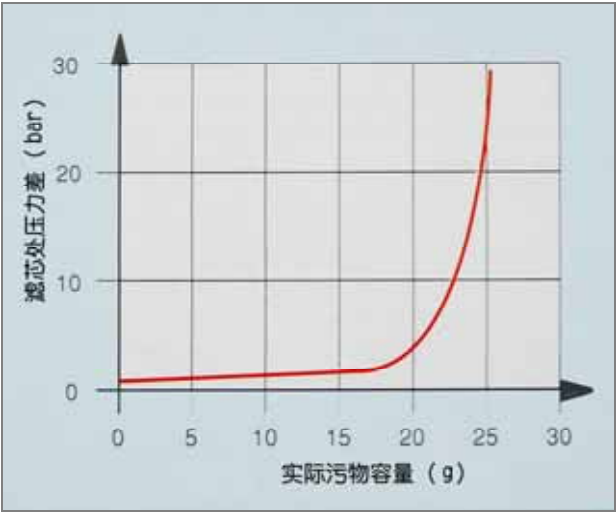
为了充分利用滤芯的去污能力，并使液压系统的能耗不因滤油器而增加过多，必须注意选用低压降的滤芯。

滤芯的参考压降值，见第 8-7 节。

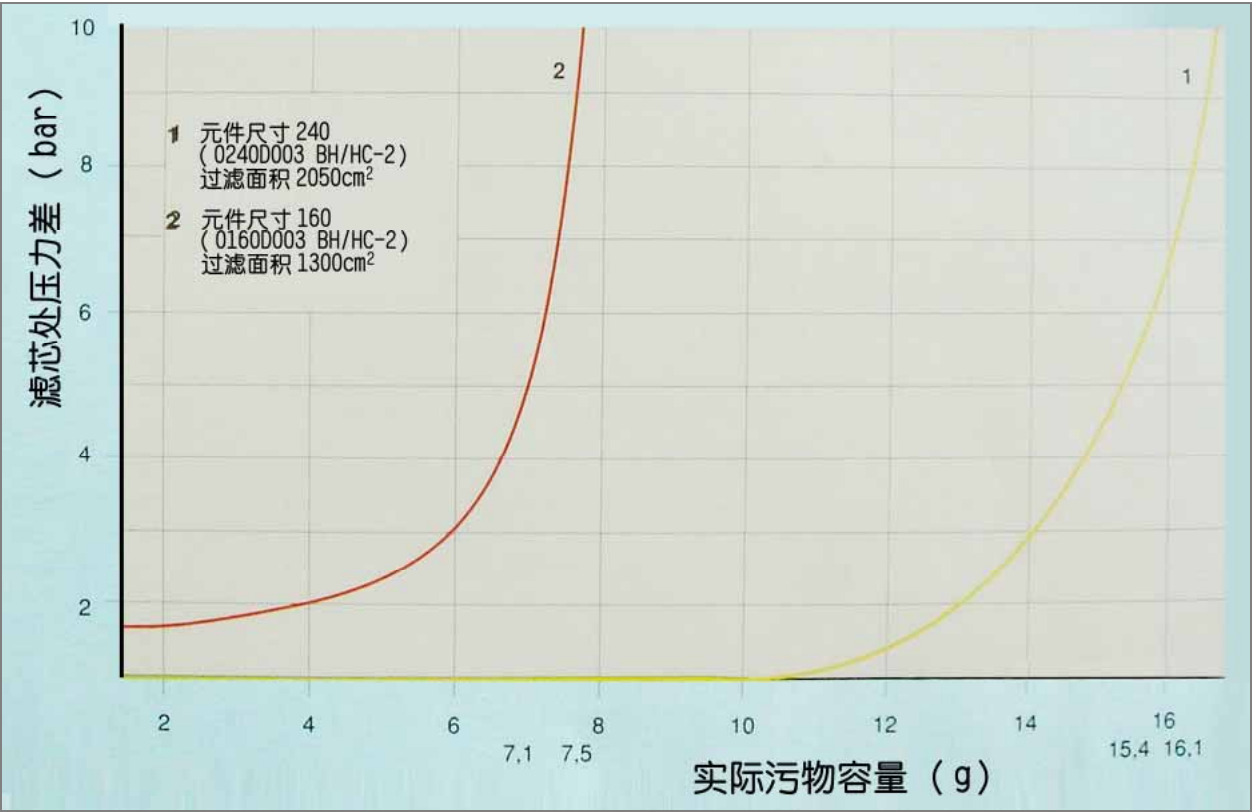
较低压降的滤油器，也不见得就有经济性。选用较大尺寸滤油器，与能耗的节约、滤芯寿命的延长、维护保养费的降低相比，前者的投资显然更大。

为了使滤芯保持一定的过滤率（ β_x 值），流量必须不低于厂商要求的最低值。

曲线 90 表明，由于选择较大尺寸的滤芯，降低了压差，并极大地提高了过滤率，因而延长了使用寿命。



曲线 89 滤芯的去污能力工作曲线



曲线 90 不同尺寸的Betamicon®-2 型滤芯在相同流量 120L/min下的去污能力

4.4 污染物吸纳能力

污染物吸纳能力定义为滤芯可吸纳的固态污染物颗粒的最大数量。

固态污染物颗粒存在于液压油中，滤芯的寿命（工作小时数）可通过来自油泵的流量来确定。

安装滤油器的目的，是为了在安装后的整个工作期间，都能保证油液所需的洁净度。

一旦滤芯的压降达到最高允许值，且堵塞指示器在油液某一工作粘度下发出信号，则必须更换滤芯。

面临某些不理想的工况，如油温较高，或流量频繁的大起大落等，就必须对滤芯的使用寿命严加管控，而不是一味依赖堵塞指示器信号的指示。如果这些工况下，对滤芯的使用寿命不加限定，就有可能因滤芯材料的疲劳失效而引起过滤效率降低。最糟糕的情况下，很可能连堵塞指示器都无法工作。

如果系统不安装堵塞指示器，就必须排定更换滤芯的时程表，还须为无故障滤油留出足够的时间裕量。

在项目的系统设计阶段，不可能预先计算出滤芯的理论寿命。

为了使选定的滤芯在一定除污能力下，具有尽可能大的使用压降范围和尽可能长的使用寿命，建议在选择滤芯时，从相同压降滤芯的最小尺寸开始选择（见曲线）。曲线 89，曲线 90 表明了通过滤芯的压降，与堵塞、使用寿命上升之间的关系。很显然，较大尺寸、较低初始压降 Δp 的滤芯，要比小些尺寸、较高初始压降 Δp 的滤芯，具有更为理想的吸纳污染物能力。这两种情形下，旁通阀，堵塞指示器或滤芯的耐压强度，都是滤芯所能承受负荷的上限。

5. 滤油器的选用准则

液压系统要选用性能/价格比最佳的适用滤芯，务必考虑以下几方面：

5.1 较宽压降范围内 β_x 值的高度稳定性（ β_x 值的稳定性）

为使液压系统的运行不受固态污染物的影响，滤芯的过滤能力必须在较大压降范围内保持不变。考虑到多个堵

塞指示器或旁通阀的响应压力，对于该压降范围还应作适当扩展。

曲线 91 是不同厂商、同一精度等级滤芯 β_{10} 值的曲线图。

很显然，只有滤芯 1 和 3 在高达 10 巴的压降下，保持恒定的过滤效率，因而可以过滤液压流体。

β_x 值的这种稳定性能，对于无旁通阀而需保持高压降下可靠运行的液压滤油器而言，是最重要衡量指标。

高压降值的出现，经常性地对应于冷起动工况，或堵塞指示器报警被漏检的情况下。

5.2 滤芯的除污率

另一个评估滤芯性能/价格比的准则，就是除污率，或污染物吸纳能力。

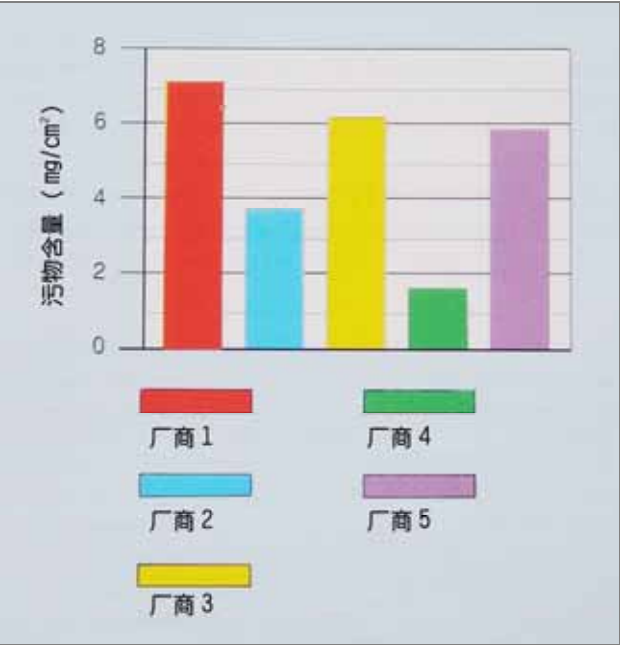
如曲线 92 所示，厂商 1 的滤芯的污染物吸纳能力为最高。

这一参数影响到滤芯的使用寿命，是对滤芯作总体评价时除了精度等级、价格等因素之外的更重要因素。

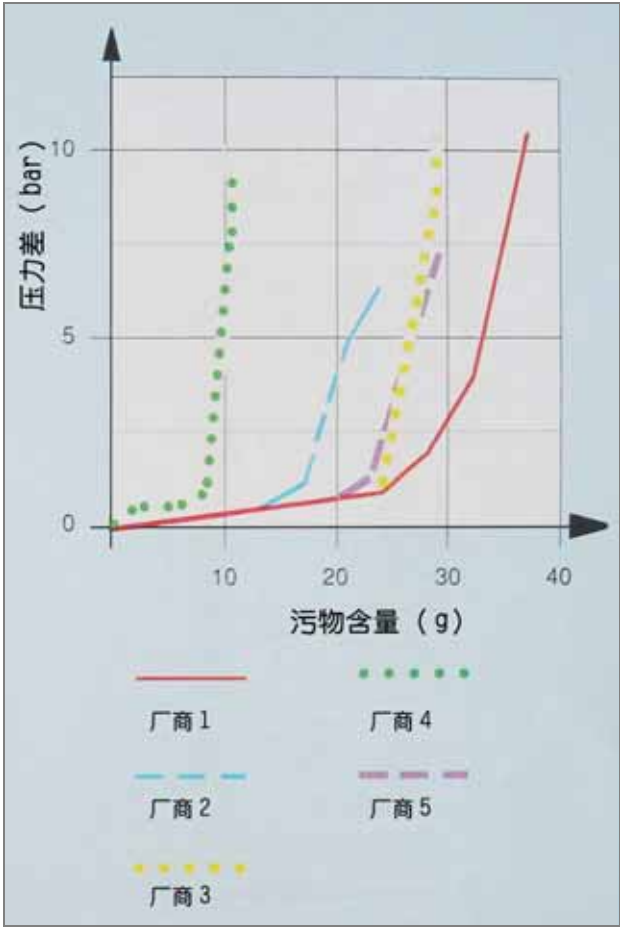
显然，寿命更长，意味着更低的维护成本和更长的维修间隔。

5.3 滤芯的特定除污率

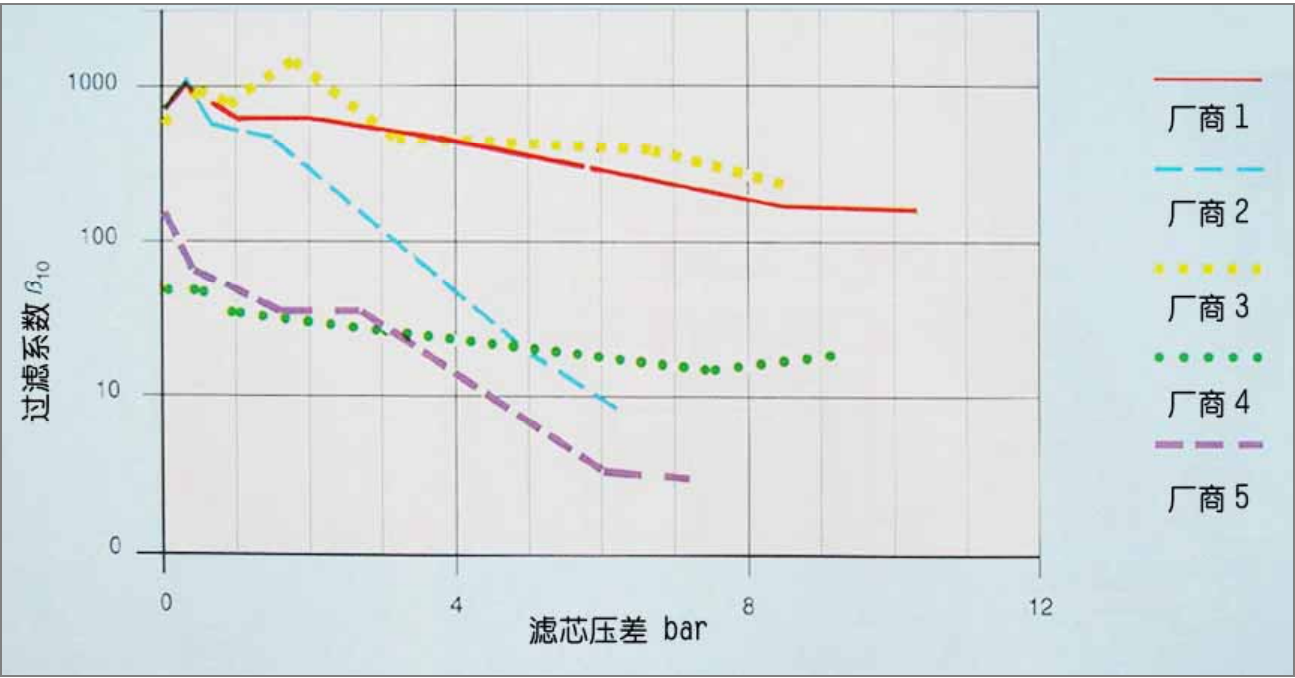
了解特定除污率，就能对滤芯的性能/价格比作出更为清晰的评估。在一定压差下，把总除污率，除以滤芯有效过滤面积，得到曲线 91 所示单位过滤面积 (cm²) 的除污率。



曲线 91 不同厂商的滤油器在 3.5 巴压降下的除污率



曲线 92 不同厂商生产的相近尺寸滤油器的除污率



曲线 93 不同厂商生产的相近尺寸滤油器 β_{10} 值存在的偏差，以及相同的性能数据

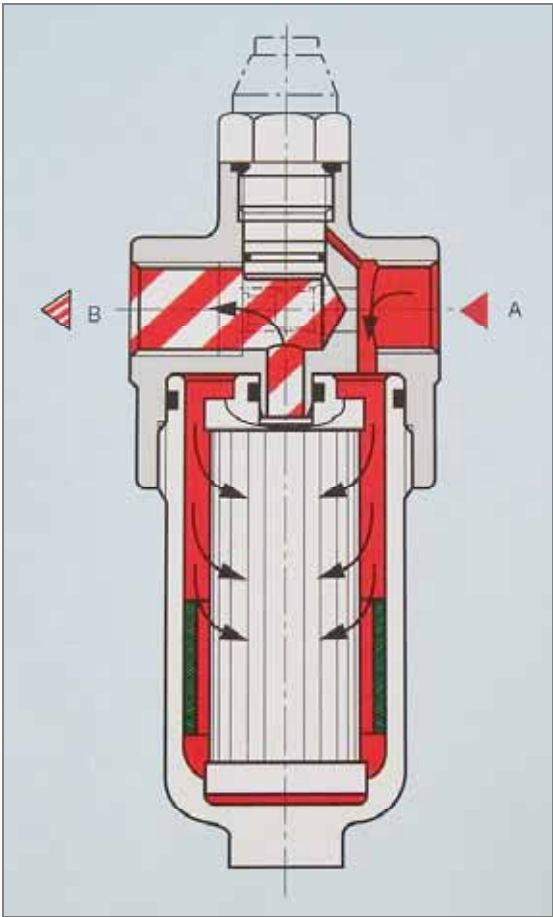
6. 液压滤油器安装注意事项

6.1 耐压滤油器（安装于压力管路）图 258

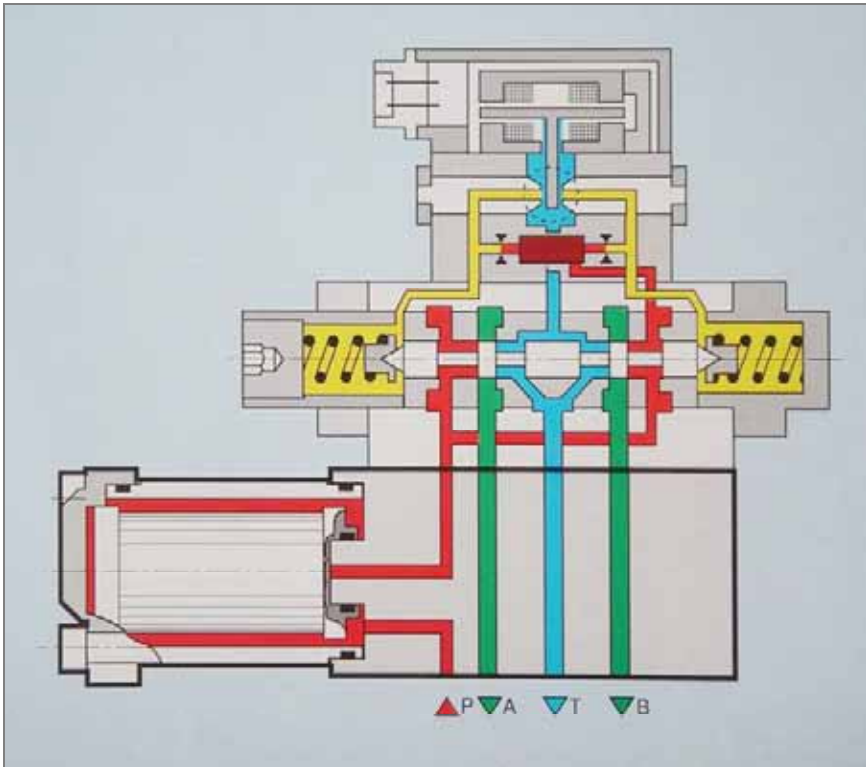
这种滤油器不设置旁路阀。流经滤芯的液流必须始终从外侧流向内侧（请注意滤油器上的流向箭头标示）。一定要安装滤油器堵塞指示器。

6.2 比例阀和伺服阀内直接嵌入式耐压滤油器(图 259)

设置该阀内滤油器，可保证滤油器与阀之间的油液不再受到污染，同时由于阀的作用，装置也可得到清洗。



曲线 92 不同厂商生产的相近尺寸滤油器的除污率



曲线 93 不同厂商生产的相近尺寸滤油器 β_{10} 值存在的偏差，以及相同的性能数据

6.3 回油滤油器（油箱组件式）

液压系统的施工作业，有时会发生阀或设备的操作差错问题。在这种异常情况下，为了避免液压系统发生严重事故，回油滤油器一般应配置旁路阀。

流经滤芯的液流，必须始终从外侧流向内侧。
一定要安装滤油器堵塞指示器，否则旁通阀是否打开就无从知晓。

内置式污染物收集盘，是为了在更换滤芯时可防止严重受污的油液进入油箱。

在动负荷条件下，滤油器壳体所能承受的额外工作压力为 25bar。

6.4 堵塞指示器

为了监测滤油器滤芯并进行清洗和更换，有各种不同结构型式的堵塞指示器可供选用。在用光学指示器时(图 261，图 262)，必须避免被挡板部件完全遮盖而造成信号漏检。电子压差指示器(图 263 能)应安装在不易接近的位置，这样就能以多种电信号来表示维修保养信息。

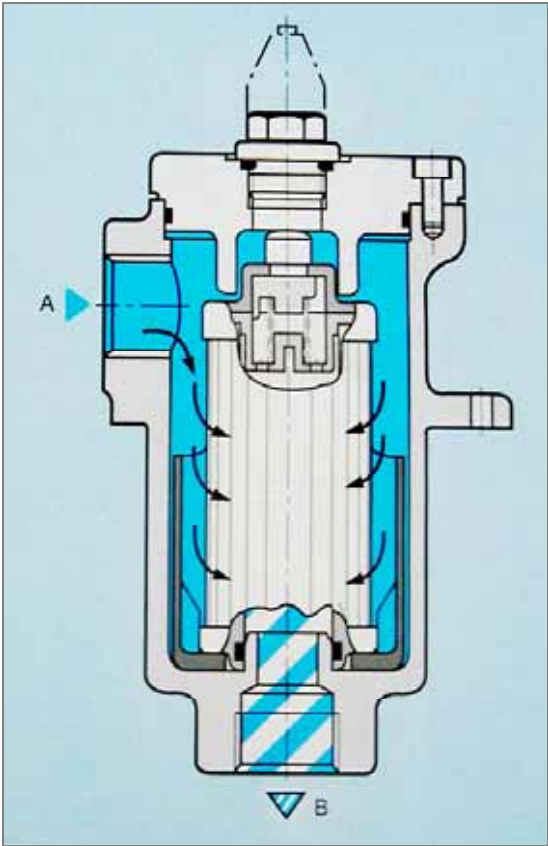


图 260 安装于油箱的回油滤油器

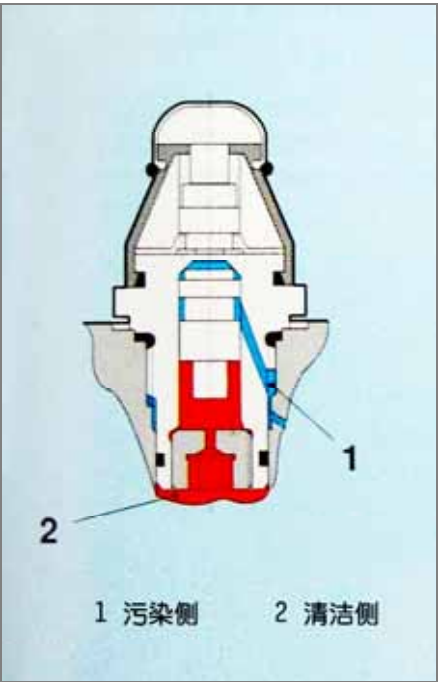


图 261 光压差指示器

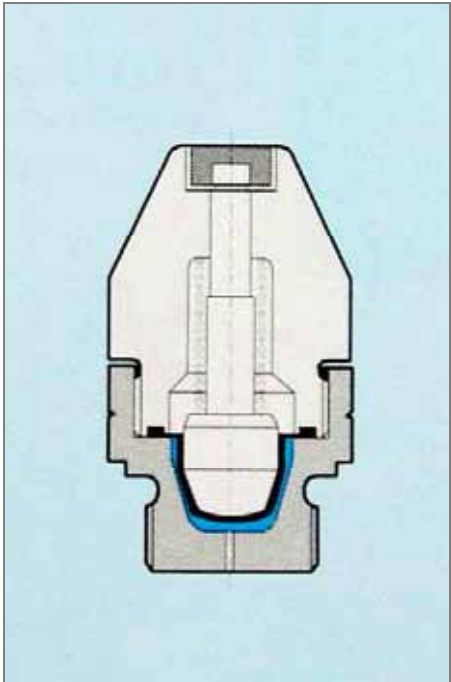


图 262 回油滤油器用光学动压指示器

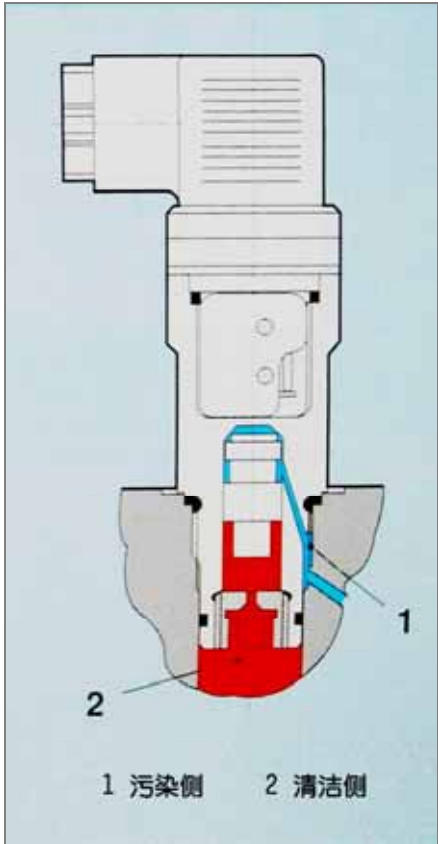


图 263 电子压差指示器

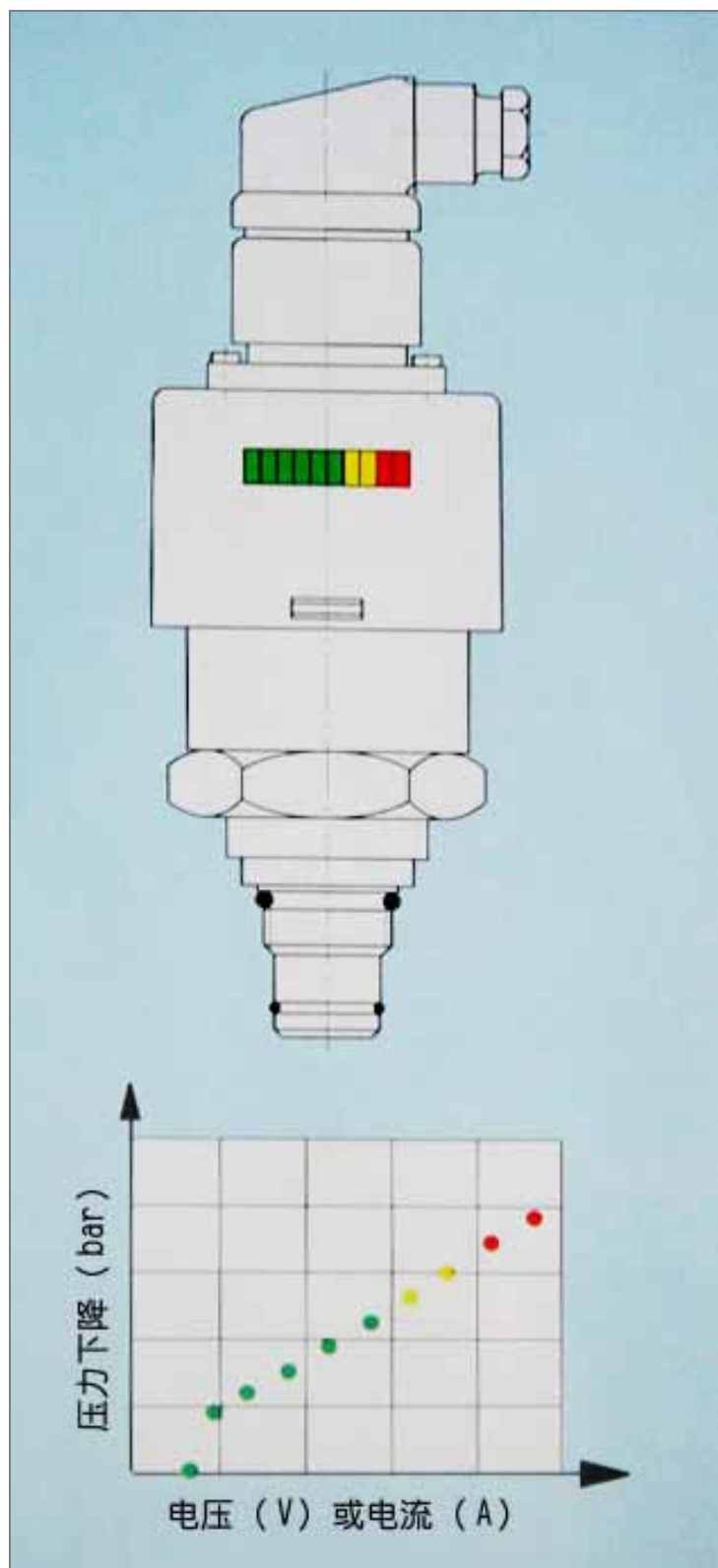


图 264 电子堵塞指示器

电子堵塞指示器用于特殊的使用场合。这种指示器在动态运行条件下，尤其具有较好效果。

注油和空气滤清器指示功能，受到运行温度的限制，例如 32℃。压力峰值也限制在最大 9 秒作用时间内，在此范围内指示功能才正常。

电子堵塞指示器适用于预防性的维护，因为其显示的是通过滤芯的压降的瞬间值（图 264）。

6.5 空气滤清器

液压系统油箱中，由于供/回油和温度的变化，液面的升降变动随时发生着。这就意味着，空气始终处于吸入和排挤

过程中。这种类似“呼吸”与环境密切相关，严重时可导致污染空气被吸入油箱，且污染颗粒进入液压油之中。

为了防止这种现象，必须在油箱上安装空气滤清器。空气滤清器的过滤精度（过滤率）必须与系统滤油器的相匹配。

所以，如果系统滤油器的过滤精度为 $3\mu\text{m}$ ，则油箱上安装的空气滤清器的过滤精度也必须为 $3\mu\text{m}$ 。这是 Cetop RP 98H 标准所推荐的规格。

较小的油器采用进口空气滤清器，然而这种布置可能随时会被废止。改进的布置方法，是在油器或回路路滤油器的上游单独设置一条连接管道。通过一个移动式空气滤清器进行换气，这样就能保证进入系统的油液达到规定的洁净度。

空气滤清器的要求：

空气滤清器所用的滤芯，必须是可更换的，且有较大的过滤面积。

滤芯的过滤精度（过滤率）的选取，必须与主油路滤油器的相匹配。

进气口应尽可能多地高出油箱盖，这样一来油箱顶部集聚的脏物不会被吸入。

对于滤芯设置堵塞指示是明智之举；提防泼溅水份侵入的办法是对盖子妥善安装防护罩。

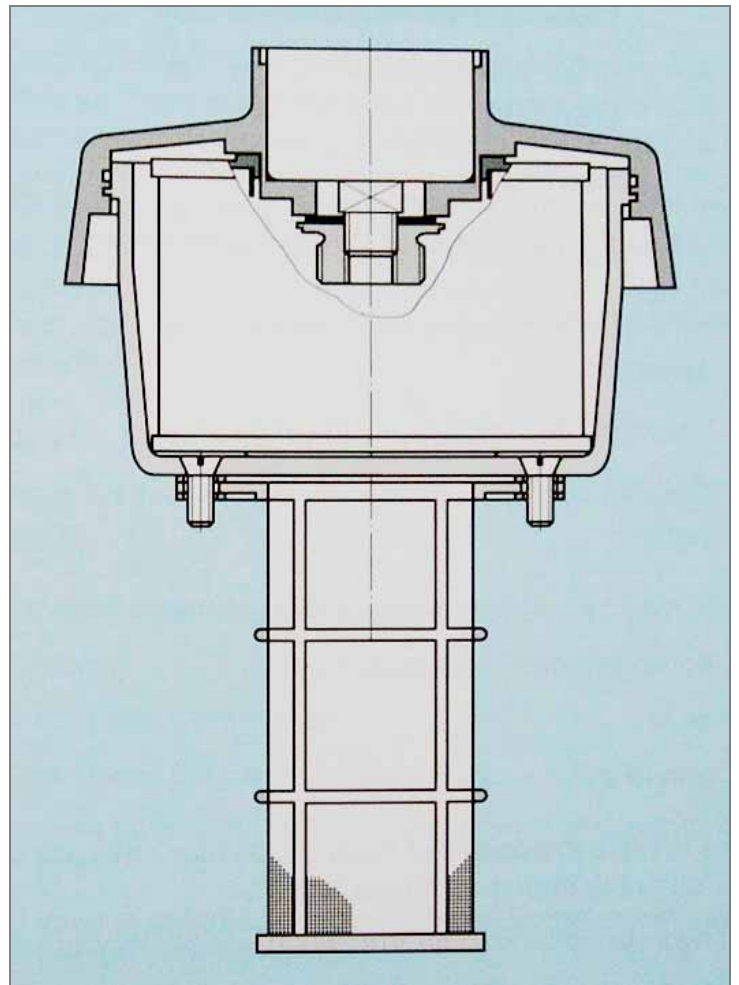


图 265 空气滤清器的剖面图

7. 液压油

7.1 概述

液压动力系统运行所需液压油，可来源于多种不同基的流体。

- 矿物油
- 植物油
- 合成油，或
- 水

它们可用于液压系统的：

- 均质化（溶剂）
- 乳化剂

因成分不同，流体具有以下重要特性：

- 高粘度型液压油
- 高压型液压油
- 防水型液压油
- 生物降解型液压油
- 防火型液压流体，如：

高油基或高水基乳化油（HFA，HFB）

乙二醇水溶液（HFC）

磷酸酯（HFD），或

油酯

作为混合基的液压油不可能达到全部的高性能数据指标。因此，需在这些混合基中部分或全部溶入添加剂以形成溶液。

在以下方面可得到改进：

- 氧化稳定性
- 耐腐蚀
- 耐磨损
- 非常高压力下使用，以及
- 粘度-温度特性

在这类液压流体的过滤方面，务必向油液流体生产商询问以下问题：

- 可滤过能力
- 过滤介质，壳体和滤芯材料，密封件与油液的相容性
- 整个运行温度区域内的粘度和密度信息
- 需要加以关注的污染物，会发生何种催化反应
- 混合物的相容性

就用户角度而言，液压油最重要的特性包括：

- 氧化稳定性
- 耐热
- 抗水解
- 材料疲劳受损缓慢
- 抗剪切
- 耐压
- 耐腐蚀
- 固态污染低
- 良好的润滑性
- 与密封件，软管，油漆和金属有良好的相容性
- 无生理伤害性
- 温度-粘度相关性低
- 低含气量
- 蒸气压力低
- 良好的功率特性

从油液过滤的角度，对液压油有以下方面的要求：

- 输出油液固态污染低
- 可滤过性较好
- 较好，即平坦的粘-温曲线，以及
- 对材料的中性反应

残留于油液中的污染物，对于油液性能的衰退影响很大。因此，去处残留污染的良好过滤，可以延长液压系统油液的使用期限。

更换油液时，必须彻底排净旧油，因为旧油含有的业已性能衰退成分，会影响新油液的抗衰性。所以，注入新油之前，建议对系统进行一次彻底的冲洗。

7.2 液压油的类型

7.2.1 矿物基液压油

绝大多数液压系统使用矿物基液压油。因此，第 8 节所述的滤油器设计正是基于 HL 和 HLP 油液所用的滤油器。若用于过滤其它油液，则有必要了解滤油器的壳体，滤芯和/或附件，以及密封件等需要作怎样的改动。表格 5 表示这些油液的最低要求。

当过滤 HLP-D 和 HV 型液压油时，由于油箱内轻微的污染最终会变得严重起来，因此建议按照以下步骤来确定滤油器的尺寸：

有堵塞指示器的滤油器

$$\Delta p_A = 0.1 * \Delta p_{indicator}$$

Δp_A = 工作温度和最大流量下从滤油器壳体到滤芯的最大压力损失

$\Delta p_{indicator}$ = 堵塞指示器的压降

无堵塞指示器的滤油器

回油滤油器 Δp_A = 最大 0.2bar

耐压滤油器 Δp_A = 最大 0.5bar

而且，过滤孔至少应选得比图表中的数值小一号。

7.2.2 植物基液压油

这一类液压油属于生物可降解型，因而常用于受到严格防污管制的安装阶段。

滤油器的设计方法与 HL，HLP 和 HV 型油液的相同。运行中，非常重要的一点，就是要保证不混入矿物油，否则过滤就更加困难，抗油污防线也就岌岌可危。

7.2.3 合成液压油

这一类液压油用于对液压流体（译注：传动介质）有特殊要求的系统。由于无从知晓标准滤油器的一般性使用说明，因此必要时需要联系滤油器厂商。可按照 DINISO2943 标准进行相容性试验，以确定壳体和滤芯材料的相容性，并在必要时作出改动。

7.2.4 防火液压油

这一类液压油用于火险或爆炸性危险的场合。

最常见的应用包括：

- 采矿机械
- 铸造机械
- 热工压机
- 蒸气机和汽轮机的控制环节
- 各种制造流程，如汽车内装璜
- 化工装机

表格 6 列出了指定的油液类型及其特性。

对于标准滤油器必须进行改进。所以要请滤油器厂商对这些类型的油液提供参考性建议。

一般来说，以铝，锌，铬和镁制成的零件，不可用于滤油器中。

这些油液中含有的空气，会严重腐蚀钢材和铸件表面。因此必须避免滤油器中的含气层出现。（建议安装自动空气滤清器阀）。

建议在回油滤油器下游，或回油箱滤油器的出口，安装单向阀。

对应标准的油液等级		附属特性			子 类 别	应 用 场 合	备 注
DIN 51 502	ISO 6743	耐磨 性	耐腐 蚀性	稳定 性			
H	HH	—	—	—	无	简单液压系统	本条为次要， 不再列入新版本的 DIN 52 524
HL	HL	—	+	+	无	常有水份吸入的 系统。不必对泵 和马达作较严格 的防护。	粘度指数（VI） （90至100）
HLP HLP-D	HM	一 般			三个特性差别 较大的子类别	所有的液压系统， 特别是存在各种 摩擦的场合。	重要子类别， 粘度指数（VI） （90至100）
		+	+	+	子类别 1 良好的抗乳化性	经常可能有水浸 入的系统。	水浸入很快去除 （从油箱），最为 常用的子类别。
		+	+	+	子类别 2 极化添加剂 （HLP-D）	机床类，液压油 与轴承，齿轮的 相同。	表面沾附性能好。 避免粘滑现象。
		+	+	+	子类别 3 具有膨松 / 去 污性能（HLP-D）	含水冷却剂进入 液压系统，如机 床。	驱散浸入水份， 水份少。 水分低于 2%： 防腐性能改善； 水份高于 2%： 防腐性能变坏， 油液快速老化。 警告：控制阀 有失灵的危险。
		+	+	+	无		
HV	HV	+	+	+		环境温度变化 范围大的液压 系统。	粘温性能改善 粘度指数（VI） （170至180） 警告：添加了长 而大分子结构的 油液而改善了 VI。

表格 5 矿物基液压油液的最低要求

DIN 51 502 或 ISO DIS 6071 所规定的油液名称	HFA	HFB	HFC	HFD
成 分	高水基乳化油或 合成油，聚合油	低水基乳化油	醇化水成油	合成脱磷酸酯或 氯烃类油
含水量	超过 80%。	超过 40%。	超过 35%。	低于 0.1%。
工作温度	+ 5 °C 至 + 55 °C	+ 5 °C 至 60 °C	- 20 °C 至 + 60 °C	- 20 °C 至 + 150 °C
粘 度	低于 1,6 (mm ² /s)	46 至 100 (mm ² /s)	22 至 68 (mm ² /s)	15 至 100 (mm ² /s)
密 度	0,998 (kg/dm ³)	0,92 至 1,05 (kg/dm ³)	1,04 至 1,09 (kg/dm ³)	1,1 至 1,9 (kg/dm ³)
PH值	7 至 10	7 至 10	7,5 至 10	7,5 至 10
材 料	锌，铝	锌，铝	锌，铝，铜 和镁合金	
密封材料	NBR	NBR	NBR EPDM SBR	FPM EPDM
备 注	易受微生物侵蚀， 粘度低，机械损耗大	英语类国家广泛 用于采矿业机器	隔污性差，对矿物 油类污染较敏感	不可与水混合， 对灰尘较敏感

表格 6 防火油液的特性

所有与空气轴承的运动有接触的滤油器壳体，如回油滤油器，表面均需加以防护。

当确定℃滤油器的尺寸和精度时，最重要的是要对最糟糕的污染物特性，以及这些流体滑腻状渣滓有足够的认识。

7.2.5 纯水液压流体

纯水很少用于液压系统。
不可采用标准滤油器。

7.3 液压油液的粘度和密度

这两者对滤油器的压力损失都有影响，因此必须知道其具体数值。

7.3.1 密度

密度（单位体积的质量）是在油液 15℃ 时的值。它与温度有关，温度变化大时可以通过体积膨胀系数进行必要的修正。与滤油器的压力损失相关的油液压缩性，几乎可以忽略不计。

当过滤不同密度的油液时，密度变化只对滤油器壳体的压力损失产生影响。

7.3.2 粘度

类型：动力学粘度
运动学粘度
动力学粘度是油液内摩擦特性的一种度量，在讨论滤油器时不予考虑。
运动学粘度是动力学粘度与油液密度的比值，常以重力粘度计进行测量。

$$\delta = \frac{\eta}{d} \quad (\text{mm}^2/\text{s})$$

- u =运动学粘度
- η =动力学粘度
- d =油液密度

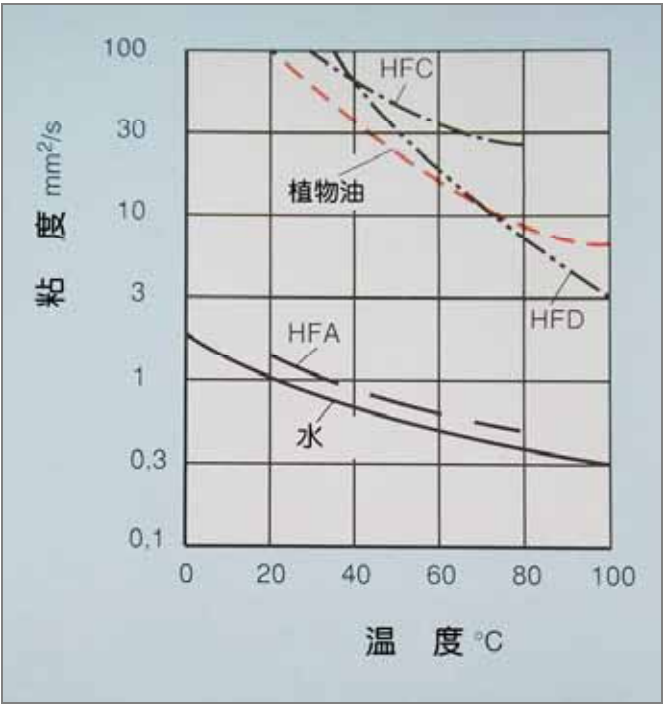
运动学粘度在讨论滤油器之必需参数。
每次滤油器中提到粘度，都是指运动学粘度。
运动学粘度相当依赖于温度（温度上升，粘度下降），还与压力有关。压力升高，粘度上升。然而，在工作压力小于 200bar 时，可以忽略粘度因压力而起的变化。在确定滤油器压降时，必须考虑粘度/温度比率。

当选取滤油器尺寸时，通常要求得到工作温度下的粘度值。

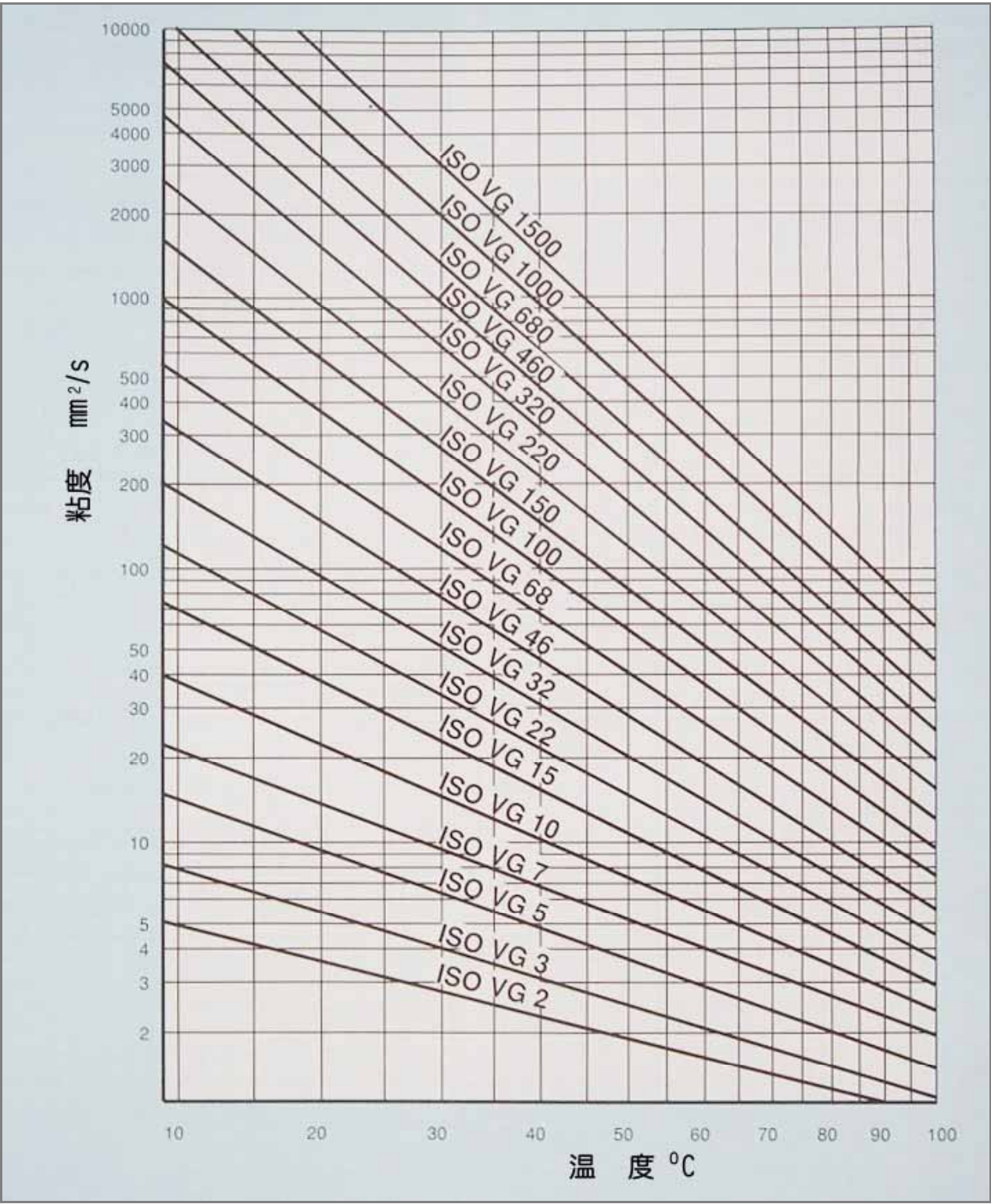
7.3.3 液压油液的粘度/温度比值

在滤油器的设计和运行过程中，为保证系统平稳运行，尤其需要注意液压油的粘度/温度比值这一重要系数。所以，系统所用油液的粘度/温度曲线必须提供给操作人员。为此，必须从油液生产厂家那里得到必要的规格数据，或者一定要参照 DIN51 519 标准（曲线 95）。该曲线（曲线斜率）表示 DIN ISO 2909 标准的粘度指数。

从曲线 94，可推算出各个油液组别的不同比率值。



曲线 94 不同受压流体的粘度/温度比率曲线

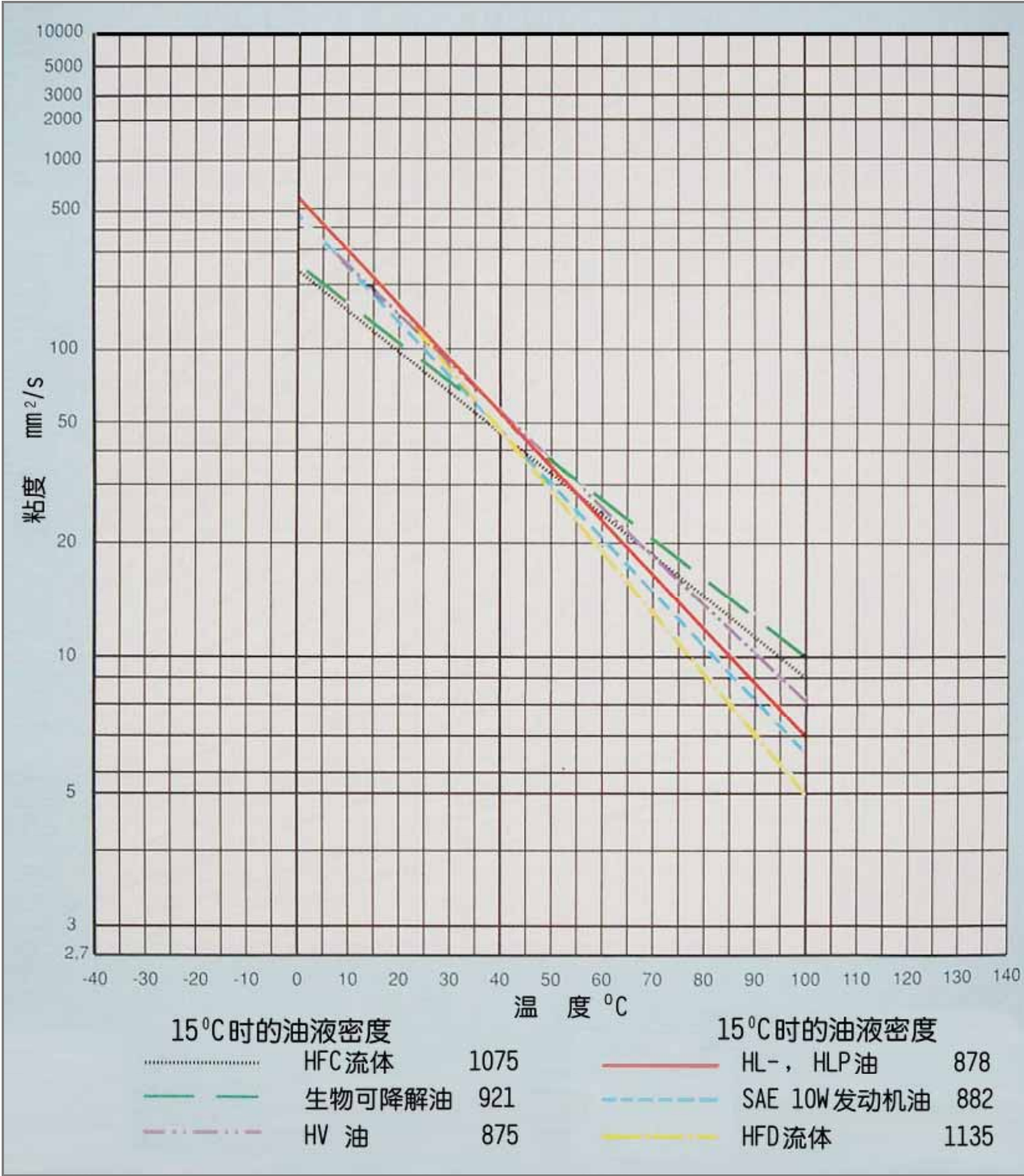


曲线 95 按照 DIN 51 519 标准的矿物油粘度/温度关系曲线

究竟为多大。

在曲线 96 表示的粘度/温度关系曲线，是针对某家润滑油制造商的不同组别、同一粘度等级的液压流体。

如果工作温度与参考温度（40℃）相差甚远，则建议向厂商了解这种特定工况或过滤温度下的粘度



曲线 96 按照一组 ISO VG46 标准的受压流体油粘度/温度关系曲线

7.4 材料的相容性

在相互接触元件之间的材料相容性，必须得到保证。尤其对于滤油器而言，它与液压流体的相容性，必须达到 ISO2943 标准。

必须检验的内容包括：

- 壳体材料
- 壳体材料的防护
- 壳体，元件和指示器的密封
- 指示器的壳体材料
- 滤油芯材料
- 安装用粘结剂
- 滤网材料的浸渍性

还需要了解液压油有否污染，以及油液的其它添加剂是否对材料相容性有影响。

滤油器制造商已经对常见的液压油作了大量的调查研究，因此在材料相容性方面有足够多的资料。

然而，对于不常用的液压油，包括合成油和混合油，材料相容性方面还需开展分析研究。

7.5 可滤过能力

可滤过能力，言下之意是油液持续流过滤油器的能力。

流体分子异常渺小：每立方毫米的体积中，就包含了 10^6 个分子！

不必担心这些油液分子通不过滤油器。这对大多数粘结剂而言也是如此。人们已知的，只是一些粘度（VI）加强剂在某些条件下难以通过非常精细（比如 $3\mu\text{m}$ 孔隙）的滤油器。VI 加强剂是一种聚合物，也即相对油液来说属于巨分子结构。

这些巨分子结构在低温下为球状，而在高温下则呈现长而大的结构，由此提高了粘度/温度比值。

这样，就可能导致滤油器的细孔被堵塞。

由于种类和聚集程度不同，合成油的可滤过能力（特别是高 VI 的油液）需通过实际应用来确定。你应该想滤油器或油液制造商索取这方面的资料。对于含聚乙二醇的所有 HFC 型油，同样是这种情况。由于本身的粘性较高，这些油的可滤过能力受到限制。

把与流体分子相对应的滤油器孔隙大小作一个讲解，往往显得过于简单。何况还有稳定性能，管路效应和粘性等需要加以考虑。与之相关的物理学概念，有表面张力，接触角，偶极力矩等等。例如，流体的毛细现象，即光滑而垂直上升的新月形表面，正是表面力的作用所致。这种表面作用力，对于滤油器也会产生影响。HLP-D 型油液与油脂合成后，能够克服诸如大型建筑工程机械和油缸伸缩中讨厌的粘滑现象。这种添加剂的作用，对滤油器和其它表面显然不加区分。它亦可湿润和停留在很小孔隙的材料上，导致很快滤芯堵塞。如果使用纱网则不同，也就是说，必须确定滤芯的最大孔隙。对于这些困难的地方，必须有足够认识。也可请滤油器和油液供应商一同参与到这些问题中来。

用过的油液，某些情况会发现氧化生成物粘附于滤芯材料表面。这些旧油的部分老化物比新油更具有极性。树脂，沥青和不溶性的胶渣，直到老化过程后期才会出现，但顾名思义，这些杂质带来了过滤方面的问题。更换油液尽管迟些，也是过滤所无法替代的！

而且，还要考虑乳化作用。乳化液包含了水份和乳化剂（油脂）。稳定的乳化作用，水和乳化剂不可分隔。乳化剂（油脂）和水份比率的变化，形成了乳状，不透明或透明。乳化液可以是微小颗粒，也可以是较大颗粒，取决于滤油器孔隙的大小。如果孔隙太小，则油脂从水中分离出来，而一旦油脂分离，就不能再靠离心机与水溶合。乳化液的使用十分复杂，必须与特定的应用相匹配。如果用户对于乳化液的可滤过能力不怎么了解，则应向乳化液厂商咨询使用何种型号乳化液，滤油器的孔隙大小，以及可滤过能力多大等。

由于这些问题的存在，可能出现滤芯很快堵塞的现象。其结果是，经过滤芯的压降迅速上升，因而滤芯的使用寿命大胆缩短。通过使用测试滤油器板，可以确定液压油的可滤过能力。

最近以来，液压油的可滤过能力变得重要起来。将来，良好的可滤过能力会成为液压油最重要的特性。

一般情况下可以确信，含较少水分颗粒的液压油，即包含锌-二脂环基-二硫-磷酸盐（ZndTP），不象含有无烟硫-磷（P-S）添加剂的液压油那样容易得到过滤。

7.6 固态污染颗粒

液压油的固态污染颗粒，可通过一系列不同等级系统加以区分。

这里给出 5 种标准：

- SAE 749 D
- ISO DIS 4406
- CETOP RP70H
- NAS 1638
- MIL STD 1246A

表格 7 对这些标准作了对比。

不同的污染等级，确定了在 100ml 的油液样品中某一大小的固体颗粒的数目。

通过对污染物颗粒大小和数量的统计，得到分类等级。这可在显微镜下进行人工统计，也可用电子计数器自动实现计数。用电子计数器比用显微镜更为客观。如果每升油液中的污染物超过 20mg，或油液十分混浊，则必须通过称重法，也即容积式分析法来确定污染等级。然而，用这种方法无法区分每一种污染颗粒。

注：洁净度亦指滤油器制造商所说的污染等级。

ISO 4406 和 Cetop RP 70 H	每毫升 的颗粒 >100um	ACFTD 固态污 物含量 mg/l	MIL STD 1246 A (1967)	NAS 1638 (1964)	SAE 749 D (1963)
26/23	140000	1000			
25/23	85000		1000		
23/20	14000	100	700		
21/18	4500			12	
20/18	2400		500		
20/17	2300			11	
20/16	1400	10			
19/16	1200			10	
18/15	580			9	6
17/14	280		300	8	5
16/13	140	1		7	4
15/12	70			6	3
14/12	40		200		
14/11	35			5	2
13/10	14	0.1		4	1
12/9	9			3	0
18/8	5			2	
10/8	3		100		
10/7	2.3			1	
10/6	1.4	0.01			
9/6	1.2			0	
8/5	0.6			00	
7/5	0.3		50		
6/3	0.14	0.001			
5/2	0.04		25		

表格 7 洁净等级的比较（来源：SAE 31165）

7.6.1 运用 ISO DIS 4406/Cetop RP 70H 进行分级

在曲线 97 中，以颗粒大小画成横坐标，颗粒数量和分类代码为纵坐标。

在 ISO DIS 4406 标准中，油液污染等级由两位代码来表示。一位是 100ml 的油液样品中大于 5 μm 的污染颗粒数目，另一位是大于 15 μm 的污染颗粒数目。

在确定 ISO DIS 4406 或 Cetop RP 70H 标准污染等级的时候，首先统计 100ml 的油液样品中大于 5 μm 的污染颗粒数目，得到一位代码，然后统计大于 15 μm 的污染颗粒数目，得到另一位代码（见曲线 97 示例）。

这些代码形成了样品的标示。
表格 8 列出了污染物数目及其代码。



曲线 97 ISO DIS 4406 的洁净等级

等级 代码	每 100 毫升油液所含颗粒数			
	大于 5 μm		大于 15 μm	
	大于，多至		大于，多至	
20/17	500 k	1M	64 k	130 k
20/16	500 k	1M	32 k	64 k
20/15	500 k	1 M	16 k	32 k
20/14	500 k	1 M	8 k	16 k
19/16	250 k	500 k	32 k	64 k
19/15	250 k	500 k	16 k	32 k
19/14	250 k	500 k	8 k	16 k
19/13	250 k	500 k	4 k	8 k
18/15	130 k	250 k	16 k	32 k
18/14	130 k	250 k	8 k	16 k
18/13	130 k	250 k	4 k	8 k
18/12	130 k	250 k	2 k	4 k
17/14	64 k	130 k	8 k	16 k
17/13	64 k	130 k	4 k	8 k
17/12	64 k	130 k	2 k	4 k
17/11	64 k	130 k	1 k	2 k
16/13	32 k	64 k	4 k	8 k
16/12	32 k	64 k	2 k	4 k
16/11	32 k	64 k	1 k	2 k
16/10	32 k	64 k	500	1 k
15/12	16 k	32 k	2 k	4 k
15/11	16 k	32 k	1 k	2 k
15/10	16 k	32 k	500	1 k
15/9	16 k	32 k	250	500
14/11	8 k	16 k	1 k	2 k
14/10	8 k	16 k	500	1 k
14/9	8 k	16 k	250	500
14/8	8 k	16 k	130	250
13/10	4 k	8 k	500	1 k
13/9	4 k	8 k	250	500
13/8	4 k	8 k	130	250
12/9	2 k	4 k	250	500
12/8	2 k	4 k	130	250
11/8	1 k	2 k	130	250

表格 8 颗粒数量及其简略代号

7.6.2 NAS 1638 污染等级标准

该标准把污染颗粒尺度分为 5 个区段。每一等级对于

等级	5-15µm	15-25µm	25-50µm	50-100µm	>100µm
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	0
1	500	89	16	3	1
2	1000	176	32	6	1
3	2000	356	63	11	2
4	4000	712	126	22	4
5	8000	1425	253	45	8
6	16000	2850	506	90	16
7	32000	5700	1012	180	32
8	64000	11400	2025	360	64
9	128000	22800	4050	720	128
10	256000	45600	8100	1440	256
11	512000	91200	16200	2880	512
12	1024000	182400	32400	5760	1024

表格 9 NAS 1638 污染等级标准，100ml 油液中最多颗粒数

允许最多颗粒数作了定义（见表格 9）。

7.6.3 SAE 749D污染等级标准¹⁾

由于相对较少的等级（9~580 个颗粒/ml），因而该标准几乎没被使用过。

¹⁾（1971 年被从SAE标准中废止， NAS 1638 被推荐作为SAE标准）。

7.6.4 MIL STD 1246A 污染等级标准

该标准只用语特定场合，对于工业界并不十分重要。

7.7 系统污染的测量

测量固态污染程度，必须通过对液压系统油液进行取样，并加以分析。

分析可以得到：

- 液压油源产生的固态污染物；
- 液压系统的过滤效果；
- 通过定期检测固态污染物，可以推断系统安装时的冲洗时间，系统的运行状态，以及可能受损的元件

7.7.1 取样方法（图 266）

— 从流动油液中取样（动态取样）

取样点：
系统内部管道（必须处于紊流状态）。见 ISO 4021。

— 从静止油液中取样（静态取样）

取样点：
系统的油箱。
见 CETOP RP 95H，第三部分。



图 266 取样方法

7.7.2 油液取样步骤

- 取样前取样设备必须用洁净的溶剂仔细清洗；
- 取样瓶一定要用洁净的溶剂清洗干净；
- 取样前清除取样瓶中余液；
- 至少让 2 升的系统油液流经样瓶后，才开始取样；
- 作一次零取样。这不是用于分析，因为并不代表系统的污染情况；
- 将需要分析的油液倒入新的洁净取样瓶中，取样瓶标签应始终朝上。

7.7.3 样品的分析

通常，样品用电子颗粒计数器来进行分析。

由于该仪器价格较贵，且使用时注意力需格外集中，因此主要在液压工业，滤油器制造商和研究所使用。这就意味着，你的试样必须送到这些地方去，第一时间的直接检验分析根本就不可能（图 268）。

这就是为什么会有监控系统或测试曲线，因为那样可当场对油液样品作出大概而快捷的评估分析。使用显微镜对污染物颗粒进行数量统计，从中可以评估系统的状态（图 269）。

从油液样品能得知什么，很大程度上取决于取样人员。因此，必须由经适当培训的有经验人员进行取样工作。取样步骤中的差错，对于污染等级 NAS 6 级以下的情况会产生重大影响。因此建议污染颗粒的计数在现场进行，以减少取样误差。

针对这种情况，有一种移动实验室可为用户提供测量服务（图 267）。



图 267 可作现场分析的移动实验室



图 268 实验室中的油液样品分析



图 269 取样工具套件（箱）

8. 滤油器的设计计算

8.1 概述

液压系统所使用的任何滤油器，都会产生压降，且数值会随时间持续升高。这种压降的数量级，代表了滤油器的功能性效率。选择某个滤油器并安装在系统合适的部位——这与选择系统其它元件一样，需要认真仔细，还有实际经验。液压滤油器必须配堵塞指示器，以监测滤芯两端的压降。

选择合适的液压滤油器，包括下述准则：

- 指定的过滤精度；
- 工作压力；
- 工作周期数
- 过滤效率；
- 滤芯的贮污容量；
- 滤油器的安装位置

选择正确类型，且尺寸宽大的滤油器，益处包括三方面：

- 使系统可靠性更高
- 延长机器和油液的使用寿命
- 更短的停工期，更少的备品更换时间

表格 10 列出了不同停工期滤油器的优缺点。

滤油器类型	优 点	缺 点
压力管路滤油器	直接在需保护的元件之上游进行过滤。要求油液一定的洁净度。	元件和安装较昂贵。因需耐压而结构复杂。油泵未受保护。需停机进行元件更换。
回油管路滤油器	整个回油路得到过滤，无污染回油箱。元件和安装便宜，且滤油器尺寸无约束。	如系统含有伺服阀之类精密元件，则同时需安装耐压滤油器，且需装旁通阀。流量脉动可能损坏不耐高压的元件。单一类型则需停机方可更换元件。
旁路滤油器	单一过滤模式而与工况无关。滤油元件储物能力得到优化。元件和安装价格较低，且无需停机即可更换，亦可逆向安装	如系统含有伺服阀之类精密元件，则同时需安装耐压滤油器。辅泵增加了整个系统的功耗，工厂投资较大。如污染定期发生则需加装更多滤油器。
吸油管路滤油器	吸入液压泵的油液得到净化。	不可能进行精密过滤，且清洁设施不佳。液压泵需预防气穴。

表格 10 液压滤油器的型号及其优缺点

8.2 滤油器在液压系统中的作用

8.2.1 保护油液免受污染

这一作用是在液压系统安装时，通过回油滤油器或旁通滤油器来实现。滤油器必须按照指定的油液洁净等级来合理选取。

8.2.2 保护对污染敏感的元器件

为了对这些元件提供尽可能多的保护，滤油器必须尽可能靠近它们安装。适当的工作压力，以及这些元件的厂商所要求的过滤精度，是滤油器选取的依据和出发点。

8.2.3 保护系统免受环境污染

这类滤油器或空气滤清器的作用，是阻止环境中的污染物进入油液中。选取合适的空气滤清器时，必然要考虑进气空的空气流量，以及其中的污染物数量。

8.2.4 元件失效时保护系统

这类滤油器保护系统在元件失效时免受污染。主要作用是避免高额的维修费用。

当选择滤油器在液压系统中的安装位置时，重要的一点就是摸得到，滤芯易于更换，堵塞指示器任何时候也都可清晰看到。

布置不当的滤油器，维修人员难以在最佳方式下进行操作，结果自然与上述情形相反。

8.2.5 带旁通阀的滤油器

滤油器所带旁通阀的作用有以下几方面：

- 保护滤芯免受过高压降造成的损害。

由于在冷起动过滤高粘度油液时引起滤芯的堵塞，因而会产生过高的压降。

- 避免系统元件产生误动作

尤其对于回油滤油器，滤芯两端过高的压降会造成阀的误动作，液压缸的失控运行，以及密封件的受损。

旁通阀的安装需注意以下几点：

- 当旁通阀开启时，过滤作用会降低。

当旁通阀全开时，没有过滤作用，因而对系统元件没有保护作用。

- 一定要安装堵塞指示器，以便迅速进行滤油器的维修。

- 堵塞指示器信号触发时，应立即更换滤芯。

8.3 液压系统中滤油器的布置位置

滤油器在液压系统中的布置位置，取决于滤油器要达到何种目的（图 270）。

8.4 主油路滤油器

这类滤油器对液压主油路的油液进行过滤。
所用的滤油器类型有，吸油滤油器，高压滤油器，回油路滤油器和空气滤清器。

8.4.1 吸油滤油器

这类滤油器安装在油箱与液压泵中间，作用在于防止任何严重的污染进入液压泵。为避免液压泵的气穴损害，这类滤油器只能以稀疏的滤网作滤芯。在液压泵与滤油器之间

还要安装真空开关，一旦真空度降到某一值就停泵。如此低的压降，意味着用这种吸油滤油器不能进行精细的过滤。

因此，吸油滤油器只能用在油泵因大颗粒污染物而受损的系统中。例如，移动式液压系统中，无论是润滑减速箱还是传动所需液压油，都来自于同一个油箱。
对于系统中单个元件的抗磨损保护，必须采用精度更高的滤油器。

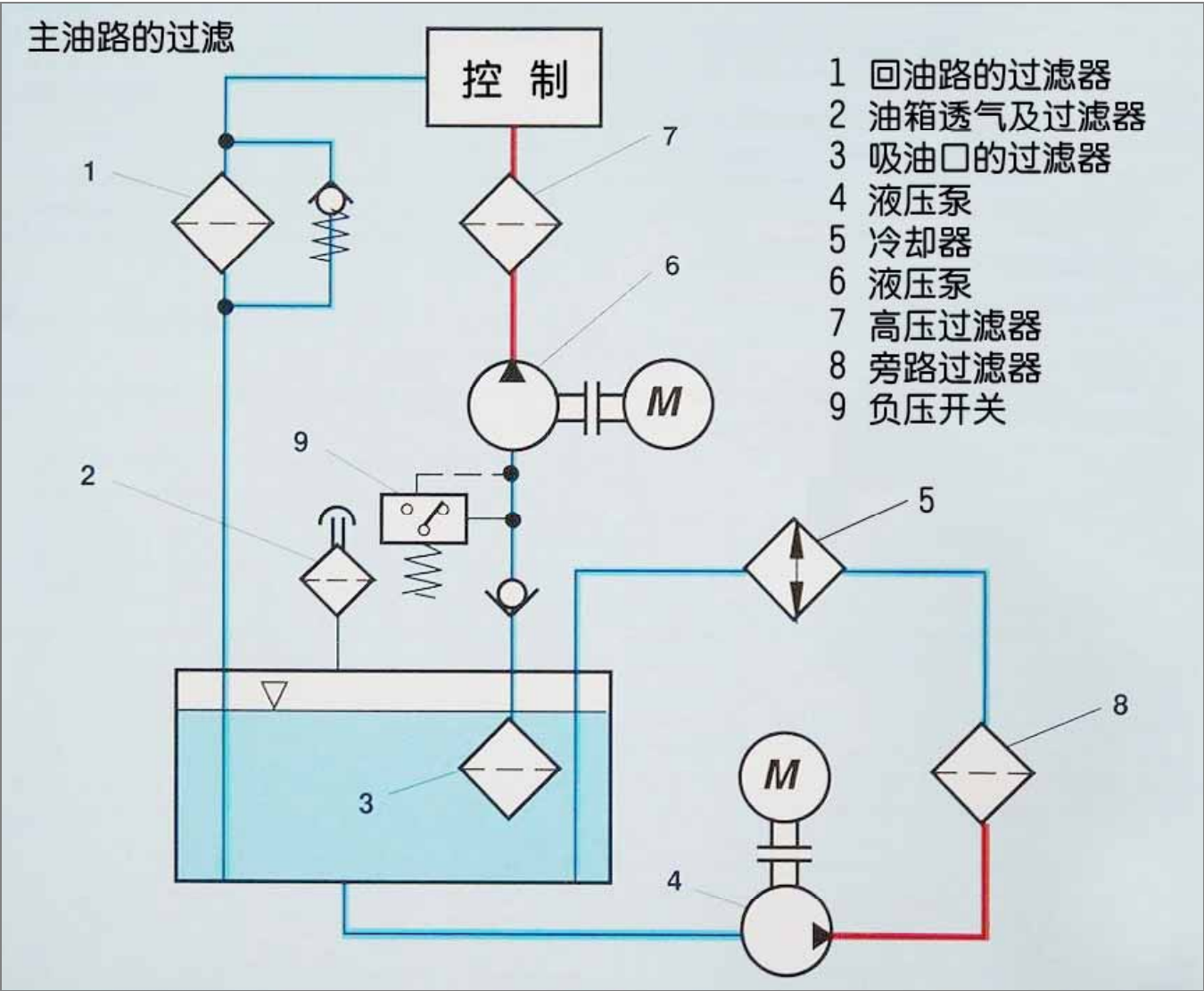


图 270 液压系统中滤油器的布置位置图

8.4.2 高压滤油器

这类滤油器安装在油箱与系统的液压元件之间。为了给予这些元件彻底的保护，这些滤油器不应有旁通阀。高压滤油器的作用在于提供洁净的油液给这些液压元件，比如伺服阀。

这就意味着，高压滤油器使这些液压元件的功能得到保护。

推荐使用高压滤油器的场合包括：

- 元件对污染物特别敏感（如，伺服阀和比例阀，流量调节阀等）
- 元件对整个系统异乎寻常的重要
- 元件较为贵重（比如大的液压缸）
- 元件对设备的安全运行负有责任

8.4.3 回油路滤油器

这类滤油器的作用是对回油箱的油液进行过滤。滤油器应能过滤总的回油流量，如在单出杆液压缸或含蓄能器的系统中，这一流量要大于液压泵的流量。

8.4.4 空气滤清器

其作用是对吸入油箱的空气进行过滤，就好比是流体经过“呼吸作用”一样。

8.5 旁通滤油器

这类滤油器的作用是在旁通回路上对油箱的油液进行持续不断的过滤。

正常情况下，完整的旁通滤油单元应包括液压泵，滤油器和冷却器。

旁通滤油器的优点在于，不论系统的运行周期系统如何，过滤可独立运行，且通过滤芯的流量保持恒定。

其结果是，油液的老化进程得以延迟，整个使用寿命期间的油液洁净度得以提高。

8.5.1 旁通滤油器的优点

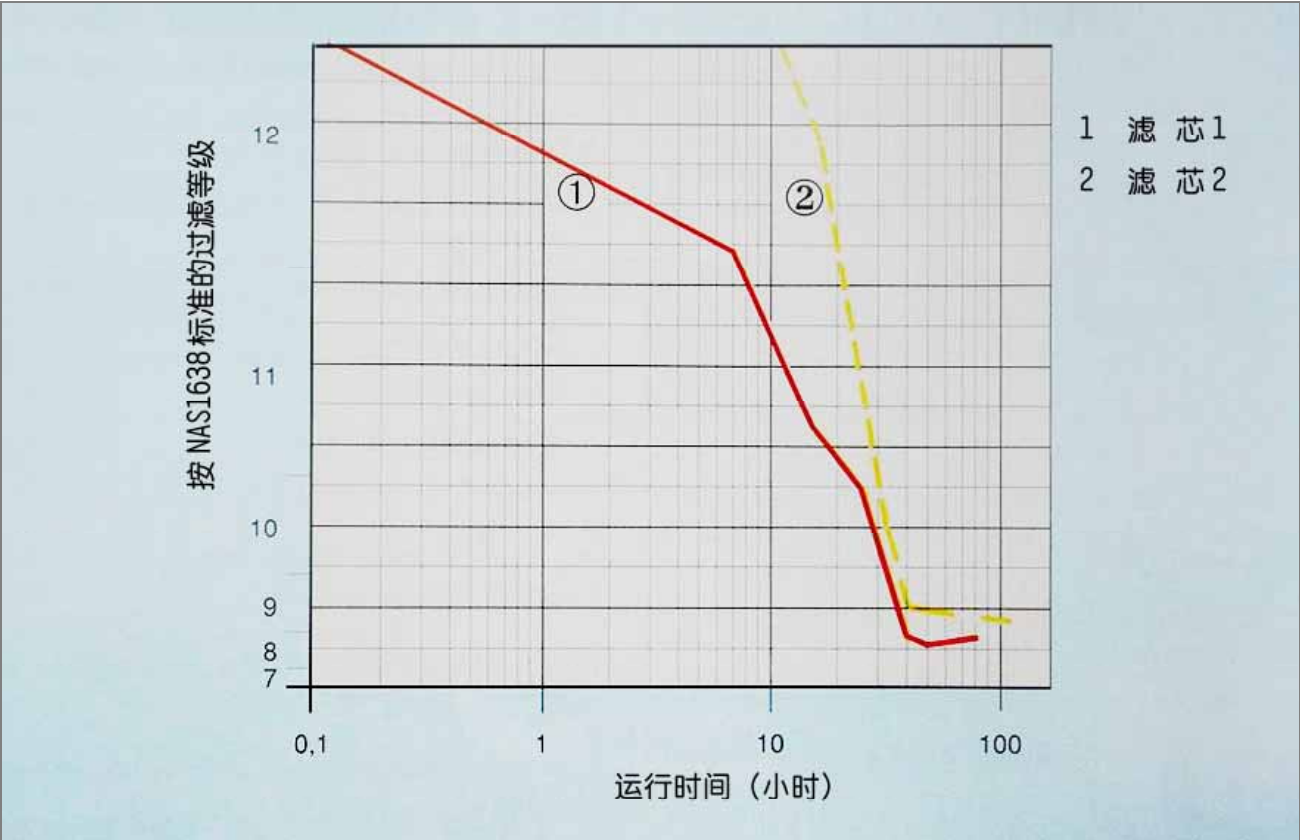
- 过滤独立于系统运行
- 由于恒定的无脉动低流量，滤芯具有较高的贮污能力
- 更换滤芯时无需主油路停机
- 由于材料较低成本，获得实质性的费用节省
- 更少的维护
- 更少的停机修理时间
- 滤芯更便宜
- 适用于系统充液

旁通滤油器典型单元的过滤性能见曲线 98 和 99。

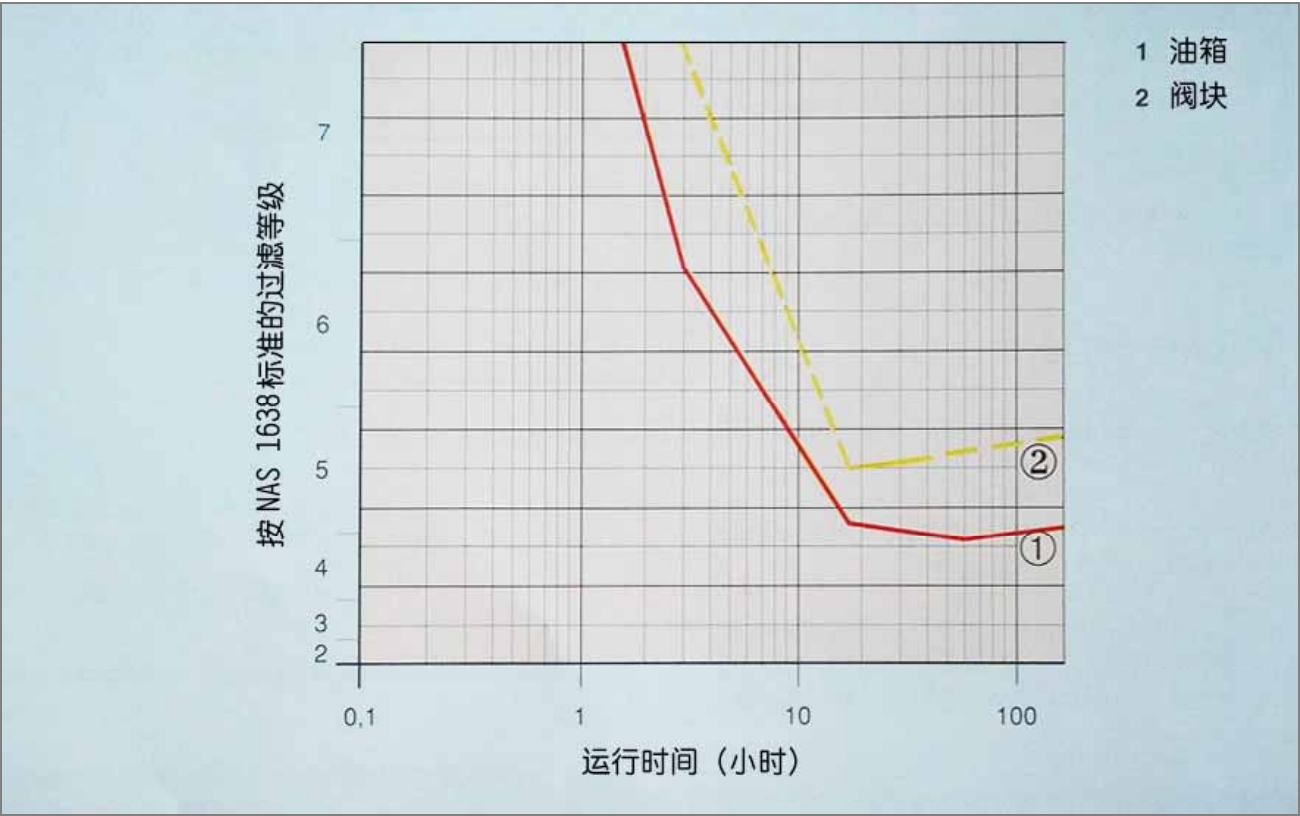
须注意的是，在过滤过程中，橡胶压机和压泵试验台继续运行。

所以，一般地说，适宜安装旁通滤油器的场合有：

- 当污染物侵入率较高，如生产线测试平台，粉尘环境的加工机床，垃圾清理场；
- 安装有单独的冷却回路；
- 流量快速变动



曲线 98 液压泵试验台中旁通滤油器单元的过滤性能曲线



曲线 99 橡胶压机中旁通滤油器单元的过滤性能曲线

8.6 滤油器的作用

液压系统设计中的滤油器，分为两大类：工作滤油器和保护滤油器（图 271）。

8.6.1 工作滤油器

工作滤油器包括回油路滤油器，带旁通阀的高压滤油器，还有就是旁通滤油器。

工作滤油器的滤芯具有良好的低压稳定性，使其具有更大的过滤面积，因而具备了更大的贮污容量。

为了高效运行，对于用作工作滤油器的回油路滤油器和高压滤油器，必须许可较大的尺寸，并置于系统的最大流量处。必要情况下，这类滤油器也可安装于泄油管路上。

8.6.2 保护滤油器

保护滤油器的目的在于，可使液压元件避免油液严重污染所引发的突然失效，起到保护作用。言下之意，这种滤油器仅把那些可能卡住液压元件的污染颗粒过滤除去。

保护滤油器的另一作用，是在液压泵或液压马达失效时提供额外的抗污染保护。当液压泵或液压马达遭到致命损害时，安装这类滤油器可以降低维修费用。

当在伺服阀或比例阀的上游使用这类滤油器时，必须选择合适的安装位置，使得使用单向阀以后，滤芯没有反向压力峰值出现。

与系统中的其它工作滤油器相比，这类滤油器必须具有显著低的过滤精度。其尺寸可更小，壳体不必带旁通阀。

只有在高压下能稳定运行的滤芯，才能用作这类滤油器中。

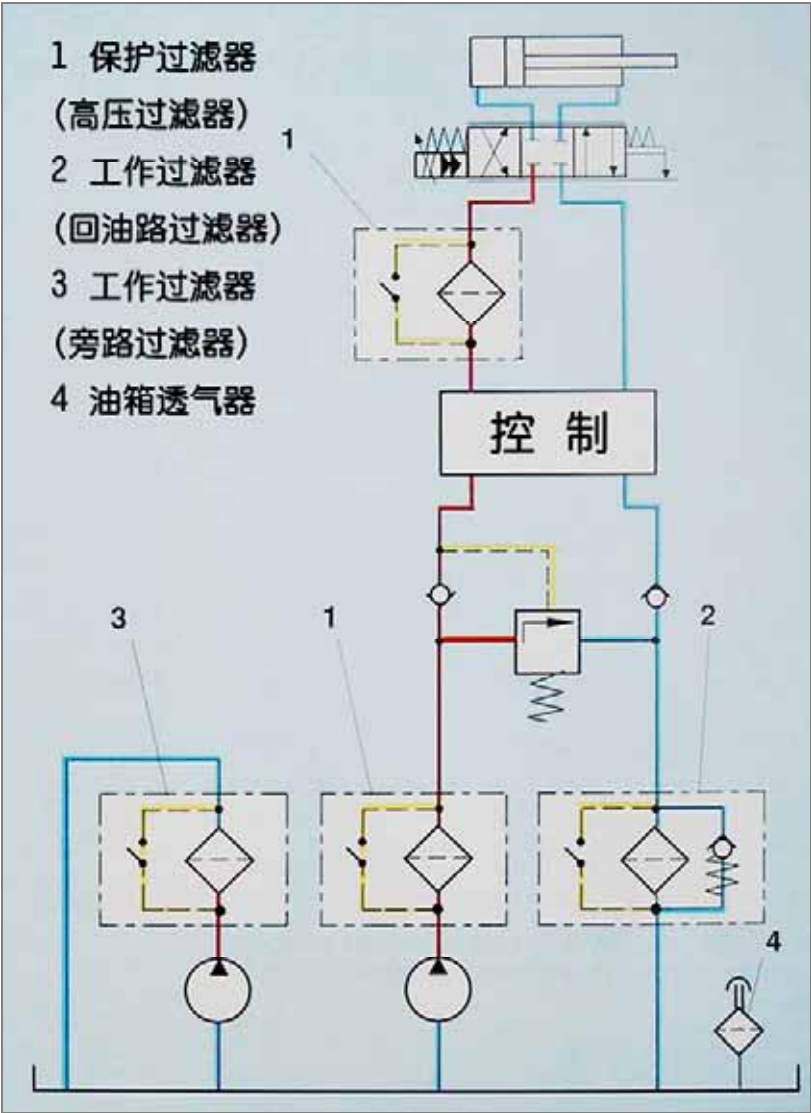


图 271 具有工作滤油器和保护滤油器的液压回路简图

8.7 滤油器设计准则

以下规定了选取滤油器的尺寸，过滤精度和产品版本的相关准则。

— 对污染的敏感性

过滤精度或指定的洁净度，对于液压元件来说必须是适当的；

— 整个系统的占地面积

必须考虑系统周围环境可能带来的污染，比如说，是在实验室还是炼钢车间？

— 通过滤油器的流量

有时会大于油泵的输出流量，比如单出杆液压缸，或者多个子系统合用回油路，等等。

— 在公称粘度下滤芯推荐的压降（壳体与滤芯）

高压滤油器

不带旁通滤油器： $\Delta p_A=0.2* \Delta p_{indicator}$

带旁通滤油器： $\Delta p_A=0.15* \Delta p_{indicator}$

回油路滤油器： $\Delta p_A=0.2* \Delta p_{indicator}$

$\Delta p_A=$ 整个滤油器的最大压力损失

$\Delta p_{indicator}$ =压差指示器所指的压降

— 许用最大压降

滤芯两端的最大压降，一定要与安装部位的实际情况相适应。

— 过滤材料的相容性

滤油器需具备与液压油的相容性。

— 滤油器壳体的压降

滤油器壳体必须具有足够的抗疲劳强度。

— 滤油器型式的确定

确定指示器的类型，如光电式，电子式还是电器式。高压滤油器用作保护滤油器时，可以不必加旁通阀。

— 工作温度或设计温度

从这些曲线计算出的油液工作粘度，对于确定滤油器尺寸十分重要。

8.8 滤油器过滤精度的确定

一个特定的液压系统中，对所有滤油器必须选取相同的过滤精度（比如，高压滤油器，回油滤油器和空气滤清器）。

液压元件	清洁等级		推荐绝对过滤率，um
	NAS 1638	ISO DIS 4406	
齿轮泵	10	19/16	20
液压缸	10	19/16	20
方向阀	10	19/16	20
溢流阀	10	19/16	20
节流阀	10	19/16	20
柱塞泵	9	18/15	10
叶片泵	9	18/15	10
压力阀	9	18/15	10
比例阀	9	18/15	10
伺服阀	7	16/13	5
伺服油缸	7	16/13	5

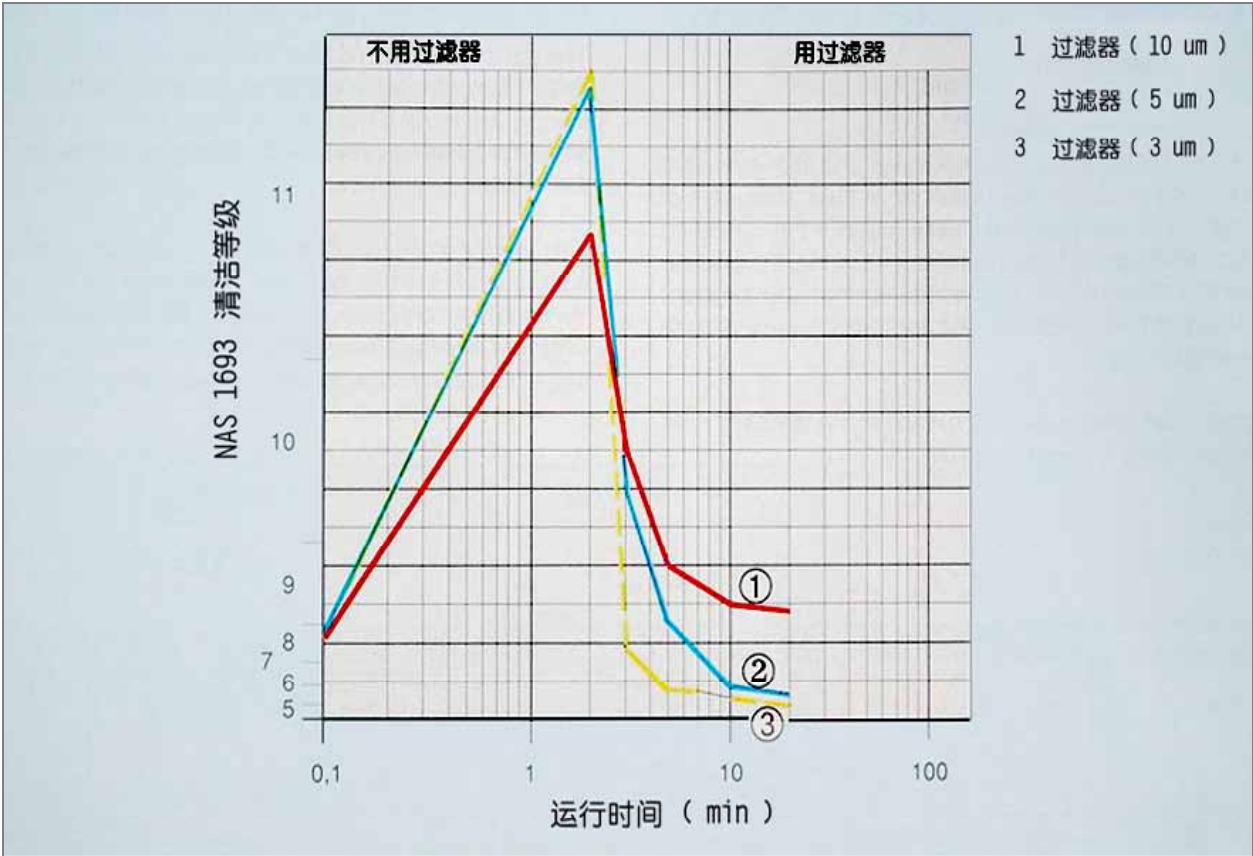
表格 11 各种液压元件的绝对过滤精度推荐值

整个系统的洁净等级，取决于系统中对污染最敏感元件的洁净度要求。这一“对污染最敏感元件”就决定了整个系统的过滤精度。

为达到所需的洁净等级，一定要使用绝对过滤精度适合的滤芯（ $\beta_x \geq 100$ ）。

过滤精度和必要的滤芯可从表格 11，12 或 13 中选取。

过滤对于液压系统的作用，可从曲线 100 加以说明。该曲线也清楚地说明了不安装滤油器所造成的油液污染急剧上升。



曲线 100 选取推荐的绝对过滤精度所能达到的洁净等级（油箱容积：4L，油泵流量：4L/min）

液压系统	推荐的绝对过滤率 ($\beta_x \geq 100$)	污染等级	
		NAS 1638 > 5 μm	ISO DIS 4406
伺服阀系统	5	7	16/13
调节阀系统	5	7 至 8	16/13
比例阀系统	10	9	18/15
常规阀系统	10 至 20	9 至 10	19/16

表格 12 力士乐元件构成的液压系统，如何确定过滤精度

应用范围	过滤等级 (um)	力士乐公司 滤芯代号	耐压差 强度	备注	
工作滤油器, 旁路滤油器, 回油滤油器, 带旁通阀的 耐压滤油器	3	... R 003 BN/HC	30 bar		
	3	... D 003 BN/HC			
	5	... R 005 BN/HC			
	5	... D 005 BN/HC			
	10	... R 010 BN/HC			
	10	... D 010 BN/HC			
	20	... R 020 BN/HC			
	20	... D 020 BN/HC			
保护滤油器, 不带旁通阀的 耐压滤油器	3	... D 003 BH/HC	210 bar	咨询厂商 其它资料	
	5	... D 005 BH/HC			
	10	... D 010 BH/HC			
	20	... D 020 BH/HC			
	25	... D 025 W	30 bar		
	25	... D 025 T	210 bar		
	50	... D 050 W	30 bar		
	50	... D 050 T	210 bar		
	100	... D 100 W	30 bar		
	100	... D 100 T	210 bar		

表格 13 根据应用条件和所需绝对过滤精度选择滤芯

8.9 油液对滤油器设计的影响

8.9.1 流体的粘度（运动学粘度）

产品活页中有关滤油器壳体和滤芯特性的介绍，是针对粘度为 30mm²/s的油液而言的。如果设计粘度（经常是工作粘度）偏离这一参考值，那么从曲线得到的滤芯压降，必须转换成工作粘度对应的压降。

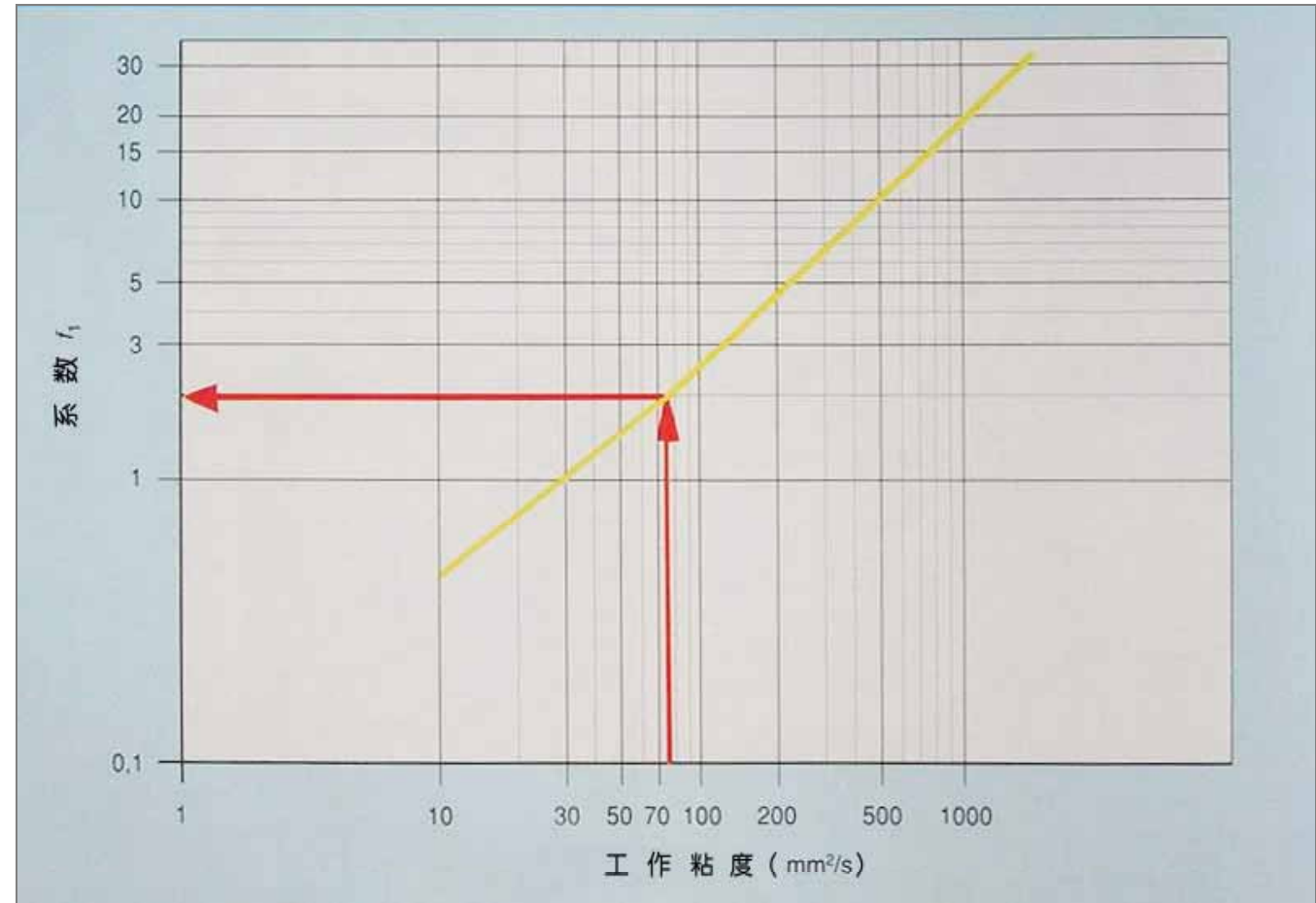
可通过粘度转换系数 f1（曲线 101）实现转换。

$$\Delta p_{GB} = \Delta p_{GP} * \frac{\rho_B}{\rho_P}$$

Δp_{GB} =工作油液流经滤油器壳体的压降，工作油液
 Δp_{GP} =工作油液流经滤油器壳体的压降，参考数据（产品样本）
 ρ_P =油液密度，参考数据（产品样本）
 ρ_B =油液密度，工作值

8.9.2 流体的密度

在确定通过滤油器壳体的压差时，必须考虑油液密度的影响。



曲线 101 粘度转换系数

通过滤油器壳体的压差，可按下式计算：

8.10 滤油器尺寸的确定

确定滤油器尺寸的目的，是在系统污染源与污染驱除之间，进行策略性的权衡。对滤油器的使用寿命，也要进行经济性考量。

因此，滤油器的尺寸必须考虑设备周边污染源的多
少，以及对液压系统维护保养的程度。环境条件以 f_2 系数表示， f_2 值见表格 14。

表格 14 说明：

1) 低：例如，密闭的，空调房内的检测仪器

2) 平均：例如在炎热的车间运行的车床

3) 高：铸造厂压机，陶瓷工业，采矿业，农业移动机械，滚轴搅拌机，木业机械等。

液压系统的维护和保养	机器周围环境的污染程度		
	1) 低	2) 一般	3) 高
— 定期检查过滤器 — 及时更换过滤器 — 污染源少 — 油箱密封好	1,0	1,0	1,3
— 不定期检查过滤器 — 油缸少用	1,0	1,5	1,7
— 很少或几乎不检查过滤器 — 较多未防护的油缸 — 污染源多	1,3	2,0	2,3

表格 14 环境系数 f_2

8.10.1 主滤油器的设计

- 滤油器的尺寸按以下因素来确定：
- 滤油器压力损失曲线
 - 滤芯的污物残留率
 - 用户要求的滤芯使用寿命

确定滤油器尺寸时，压降不得超过表格 15 所给出的最大起始压降。

表中数据以新滤芯为依据（HL，HLP）。

当过滤防火液液压油或发动机油时，必要情况下还可与厂家商讨，采用其它设计准则。

8.10.1.1 运用压力曲线，确定滤油器的尺寸

经过滤油器的压降，必须依流经的有效流量来计算。

计算公式：

$Q_w = Q_p * \ddot{U}$

Q_w = 有效流量

Q_p = 液压泵的流量

液压系统的维护和保养	机器周围环境的污染程度		
	1) 低	2) 一般	3) 高
— 定期检查过滤器 — 及时更换过滤器 — 污染源少 — 油箱密封好	1,0	1,0	1,3
— 不定期检查过滤器 — 油缸少用	1,0	1,5	1,7
— 很少或几乎不检查过滤器 — 较多未防护的油缸 — 污染源多	1,3	2,0	2,3

表格 15. 滤油器尺寸的确定

$\ddot{U}$ = 因蓄能器或液压缸而增加的液压泵的流量

确定流经滤油器的总压降的方法：

- 利用各个滤油器壳体和滤芯的曲线图；
- 利用滤油器的设计曲线，或
- 利用电脑程序

滤油器的许用压差可按下式计算：

$$\Delta p_{tot} = (\Delta p_{GB} + f_1 * \Delta p_E) * f_2$$

Δp_{tot} =在工作温度下，以滤芯和有效流量计算得出的总压降

Δp_{GB} =工作油液流经滤油器壳体的压降

Δp_E =有效流量（样本目录数据）下经过滤芯的压降

f_1 =粘度转换系数

f_2 =环境系数

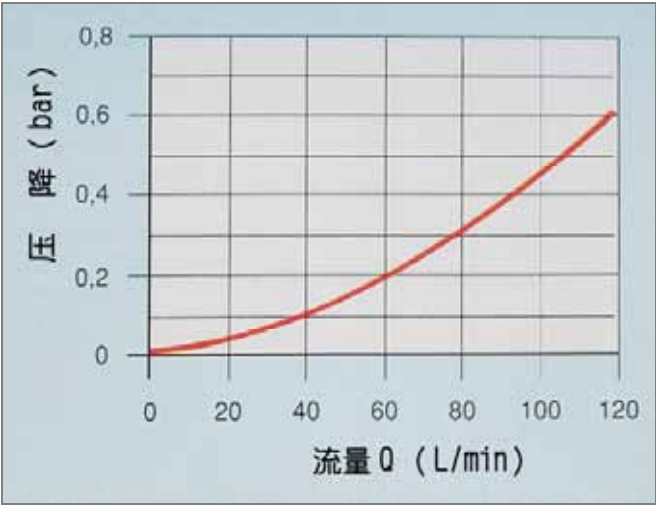
这里，必须在有效流量 Q_w 和工作粘度下，确定流经滤油器壳体和滤芯的各个压降。

曲线 102 表示过滤液压油时，流经滤油器壳体的压降。曲线 103 表示粘度 $30\text{mm}^2/\text{s}$ 的油液流经滤油器产生的压降。

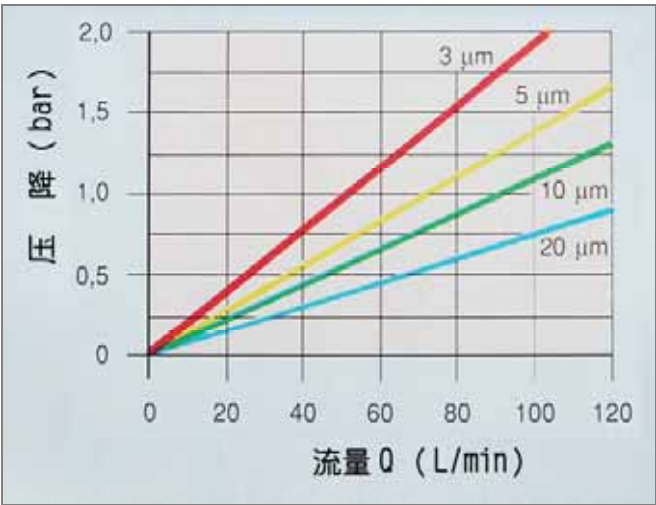
计算滤油器所需尺寸时，还须将总压降乘上环境系数 f_2 ，以综合环境因素的影响。

如果这样得到的总压降大于表格 15 中相应的最高值时，就必须选择更大尺寸的滤油器，并重新验算一次。

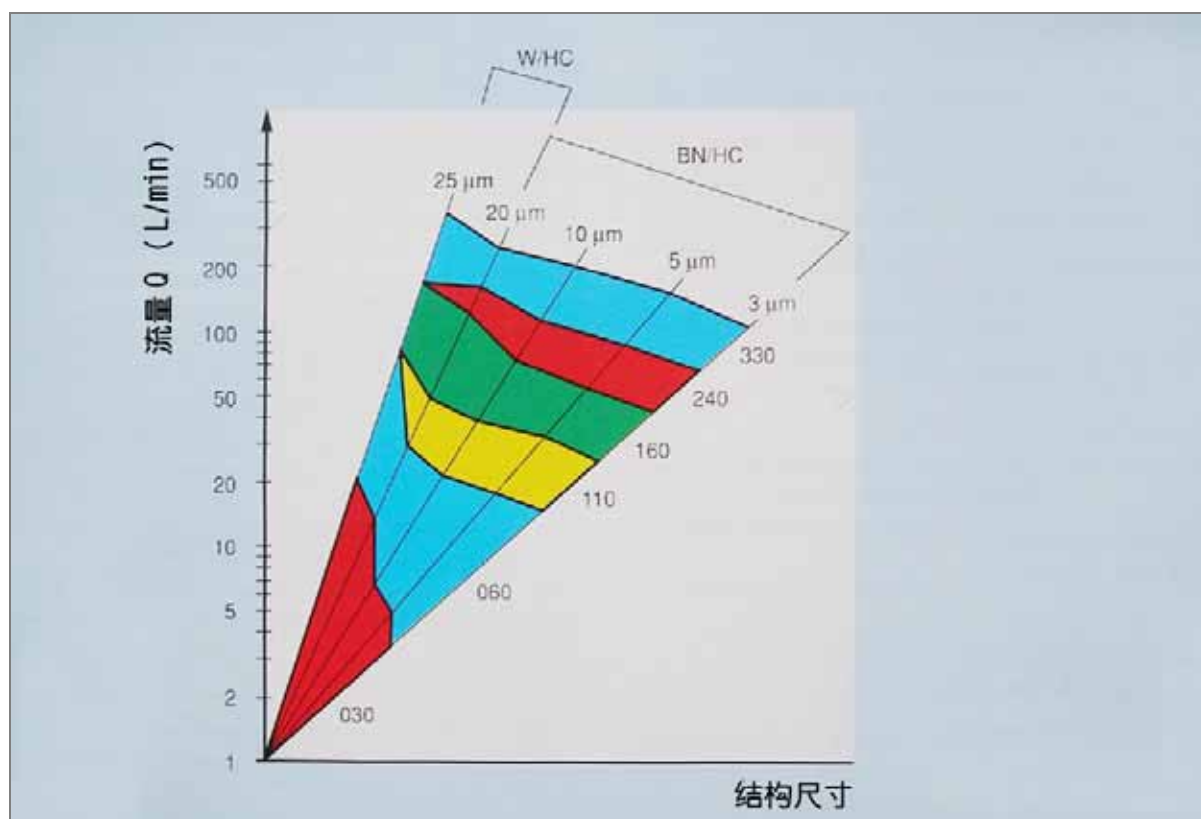
只有当滤油器的总压降小于或等于许用总压降时，滤油器的尺寸才是正确的。



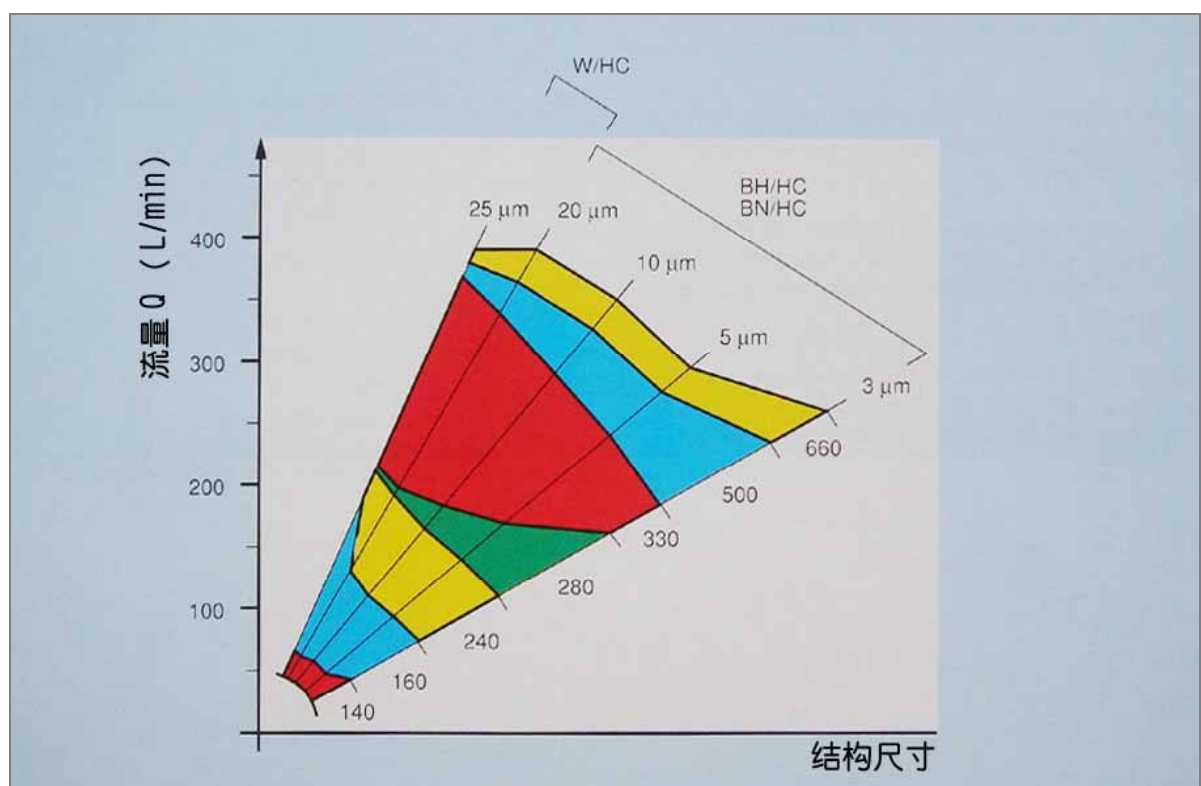
曲线 102 流经滤油器壳体的压力损失



曲线 103 流经滤芯的压力损失



曲线 104 回油路滤油器尺寸的确定



曲线 105 压力管路滤油器尺寸的确定

利用滤油器的设计曲线进行设计

为简化和缩短繁复的设计过程，绘制了设计曲线，见曲线 104，105。

这些曲线针对的是粘度 30mm²/s 的液压油。
确定滤油器设计流量时，还必须考虑更高的工作粘度和不同的环境条件。

滤油器设计流量
 $Q_A = Q_W * f_1 * f_2$
 Q_A = 滤油器设计流量
 Q_W = 有效流量
 f_1 = 粘度转换系数
 f_2 = 环境系数

曲线上，流量 Q_A 与过滤率的交点，即为所需的滤油器尺寸。

利用计算机程序进行滤油器设计

利用计算机程序，可很快得到滤油器尺寸。
计算机程序的计算包括：
— 确定与不同安装条件相关的滤油器尺寸。
— 确定与系统特定性能相关的滤油器尺寸。

根据不同安装条件确定滤油器的尺寸

把与滤油器设计相关的全部参数考虑在内，应包括：
安装壳体和滤芯工作曲线，粘度和油液的密度，所需的过滤率和过滤材料，有效流量和环境条件等。
根据通过带滤芯滤油器的压力损失，计算机可计算出合适的滤油器尺寸。
另外，还能根据工作温度（如冷启动），很快对滤油器尺寸进行调整。

过滤器设计

初始数据：

RM	= 1,000	DP	= 1,000 bar
Q	= 120,000 L/min	RHO	= 0,860 kg/L
		T	= 50,000 °C
		FFH	= 5,000 mic

符号含义：

RM	= 计算模型	Q	= 所选流量
DP	= 所选过滤器的 压力损失	T	= 油液的温度
RHO	= 密度	FFH	= 过滤率

油液的型号	ISO VG 46
安装型式	DF
元件材料	BN/HC

结论：

安装型式	DF
元件材料	BN/HC
尺寸	240
过滤率	5 mic
过滤器个数	1
设定粘度	28,89 mm ² /s
系数 f	0,97
过滤面积	120 L/min
规定载流量	2150,00 cm ²
$\Delta p_{Housing}$	0,0558 L/min/cm ²
$\Delta p_{Element}$	0,2700 bar
Δp_{Filter}	0,5347 bar
储污率	0,8047 bar
	20,3675 g

图 272 滤油器设计的计算机程序

根据特定系统的性能确定滤油器的尺寸

这种方法是对整个液压系统进行计算机仿真。
自然，滤油器尺寸在整个液压系统期望的污染残留率下保持不变，好比是嵌入式液压元件那样。然而，使用这种设计法需要一定的条件，因为实际系统的污染物数量，几乎没有是已知的。
因此，这种设计法只能用以确定滤油器的安放位置，是耐压式的压力管路上，还是回油路，还是旁通式，并用以选择可能的成组滤油器尺寸。

8.10.1.2 利用滤芯的污染残留率或要求寿命，确定滤油器的尺寸

过滤系统的滤芯要达到更长的使用寿命，就必须按其污染残留能力确定这种滤芯的尺寸。由于这种设计法在未来越来越重要，业界专门开发了 Betamicon-2 型滤芯。该型号滤芯的特点，是具有比市面上相同尺寸的滤芯更高的污染残留能力。

- 滤芯的尺寸可按下述方法确定：
- 系统运行方指定最小污染残留量；
 - 系统运行方指定滤芯更换的时间间隔；
- 对滤芯进行多步试验后，即可确定滤芯的污染残留能力。因此，对于系统操作者而言，很容易通过选择该项指标来确定滤油器的尺寸。

然而，用选择更换滤芯时间长短的方法来确定滤油器的尺寸，对于系统操作者则是非常困难的事。

通常情况下，在系统规划阶段，实际污染物的入侵率是未知的，因而需使用参考值来计算滤芯所需的污染残留率。

这些参考值是在多年对液压系统调查研究的基础上确定的，对于滤油器厂商，油源机组厂商和系统操作都很实用。由此确定的滤油器尺寸，只具有一种指导——因为实际入侵污染物的数量多少，要在后续阶段、即系统运行以后才能真正知晓。

8.10.2 旁通式滤油器的设计

液压系统中循环使用的油液，其清洁质量可通过安装一个旁通式滤油器得到极大的提高。不仅如此，而且使用旁通式滤油器之后，毋须改动主回路，现有系统油液的固态污染物含量，在任何时候都能得以降低。

旁通式滤油器应该比液压系统本身工作更长时间，所以做好使其独立于系统的各种工况，这样即便在系统停机时，比如用餐时间或周末等等，旁通式滤油器还在继续运行之中。

- 旁通式滤油器的尺寸，应基于以下因素而定：
- 通过的流量，以及
 - 过滤面积

8.10.2.1 旁通式滤油器流量的确定

在确定旁通式滤油器通过的流量时，必须考虑以下数据资料：

- 油液要求的洁净度
- 旁通式滤油器的运行时间
- 液压系统的运行时间
- 环境条件
- 液压油
- 油箱的大小
- 输入主油路的流量
- 冷却回路的流量
- 主油路的滤油器（保护滤油器，工作滤油器）

系统冲洗所用的动力机组

当冲洗系统（见曲线 106）时，相当大数量的污染物被冲刷到系统之外。这就意味着，流回油箱的油液受到颗粒污染物的严重侵蚀。而大部分系统安装的回油路滤油器，并不是针对这些数量的污染物而设计的。所以，回油路滤油器的滤芯坚持不了多久就得更换。由于这样，系统需要采用固定式或移动式的冲洗系统（图 254）。

这些单元的流量由下式确定：

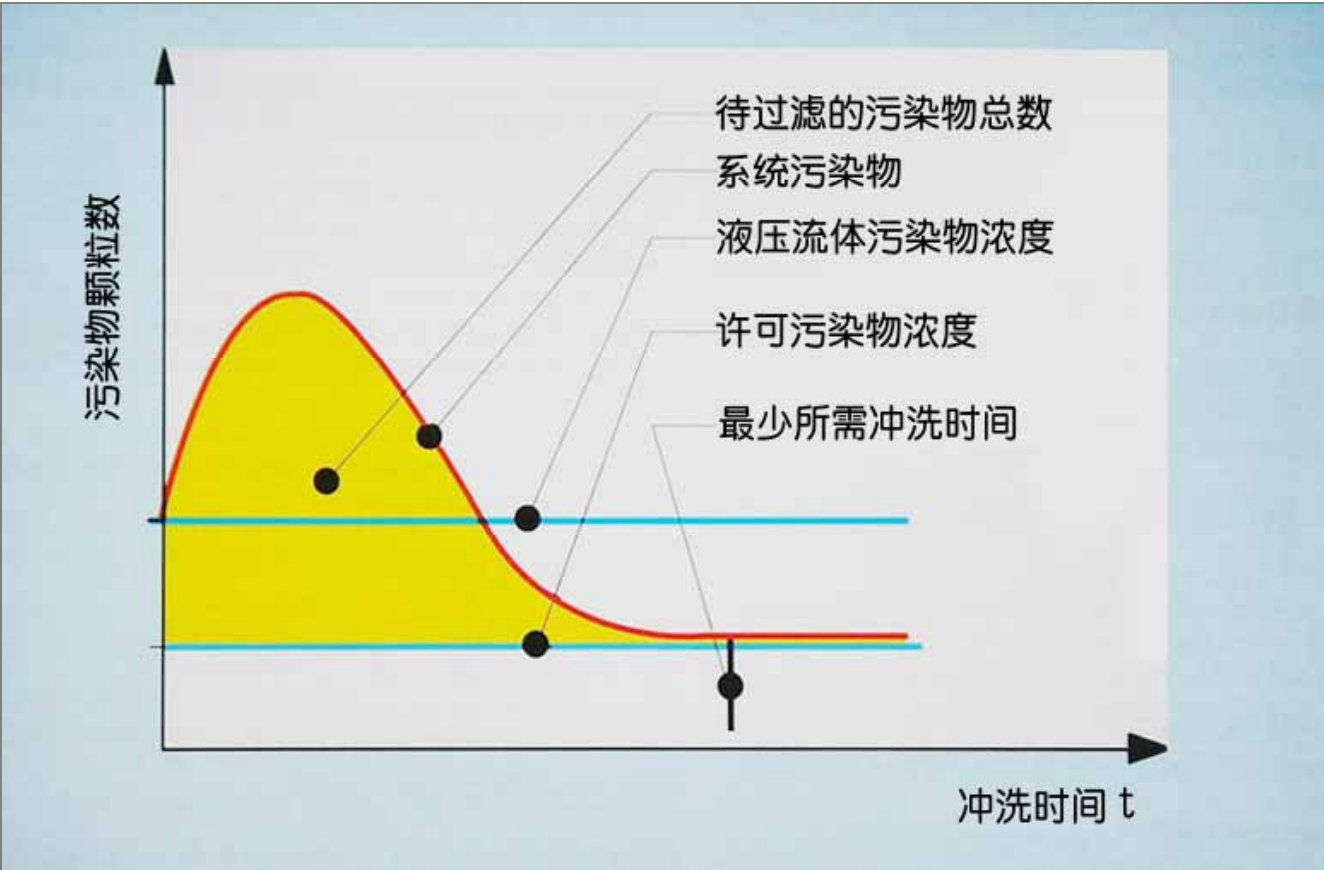
$$Q_N = Q_A \cdot f_4$$

Q_N =旁通式滤油器的流量

Q_A =输入主油路的流量

f_4 =流量转换系数

系数 f_4 取决于油箱尺寸与输入主油路的流量之比。



曲线 106 在清洗期间液压系统污染物的聚集度

相关的系数可查表格 17 来确定。
洁净效果取决于油源部分的过滤率。
因此，选择这些滤油器，应该具有比油源部分的主油路滤油器更高的精度。

系统油源部分

流经滤油器的流量，取决于油箱尺寸，以及系统被设定的充液时间。

$$Q_N = \frac{Tank_size}{Filling_time}$$

因为对污染物只过滤一次，因此为达到指定洁净度，滤芯的精度也同样要选取更高的数值（见表格 12）。

油箱容积 液压泵的功率	f ₄ 系数
>3:1	1.25
>1:1	1.5
<1:1	2

表格 16 流量转换系数f₄

液压油箱中油液的持续过滤

此类滤油器为旁通滤油器。

此类滤油器可安装在：

- 移动式油源；
- 固定式油源；
- 液压系统冷却回路

流量的确定，取决于旁通滤油器和液压系统的运行时间，还有污染源的情况。

最大所需流量可按下式计算：

$$Q_N = \frac{Q_A * T_{TA} * T_{WA} * f_2}{T_{TN} * T_{WN}}$$

Q_N =旁通滤油器的流量

Q_A =液压泵油源的总流量

T_{TA} =液压泵油源每天的工作时数

T_W =液压泵油源每周的工作时数

T_{TN} =旁通滤油器每天的工作时数

T_{WN} =旁通滤油器每周的工作时数

f₂ =环境系数（表格 14）

如果液压泵油源与旁通滤油器的工作时间有细微的差别，则通过旁通滤油器的流量近似等于油泵的输出流量。然而，这属于不甚经济的情况。

因此，这种情况下，建议用下述方法设计旁通滤油器：

- 按照使 1000L 及以下容积的油箱油液，至少每隔 30 分钟过滤一次，设定旁通滤油器的流量。更大容积的油箱，至少每隔 120 分钟有一次过滤。
- 过滤效率需提高。为此，旁通滤油器的滤芯精度需比油源的滤芯精度高一级。
- 确定过滤面积时，必须考虑特定流量及特定负载等因素的影响。

对于未在压力管路和回油管路安装于滤油器的系统，建议按照系统冲洗泵源流量来确定所需流量。

8.10.2.2 旁通式滤油器所需过滤面积的确定

计算所需过滤面积以前，必须先确定过滤精度。在可能的情况下，应比系统过滤精度高一级。

过滤精度取决于液压油源所用的元件，确定步骤见 8-8 节（表格 11 和 12）。

接下来的最小过滤面积，需按表格 17 的单位面积承载流量进行计算

最大过滤面积可用下式计算：

$$A = \frac{Q_N * F_1}{q}$$

A =所需过滤面积

Q_N =旁通滤油器的流量

q =单位面积承载的流量（见表格 17）

f₁ =粘度换算系数

对于油箱中持续过滤油液的滤油器，适用以下公式

$$A = \frac{Q_N * F_1}{2 * q}$$

过滤精度 β x ≥100	单位面积承载流量 L/min/cm ²
3μm	0.0025
5μm	0.005
10μm	0.008
20μm	0.012

表格 16 流量转换系数f₄

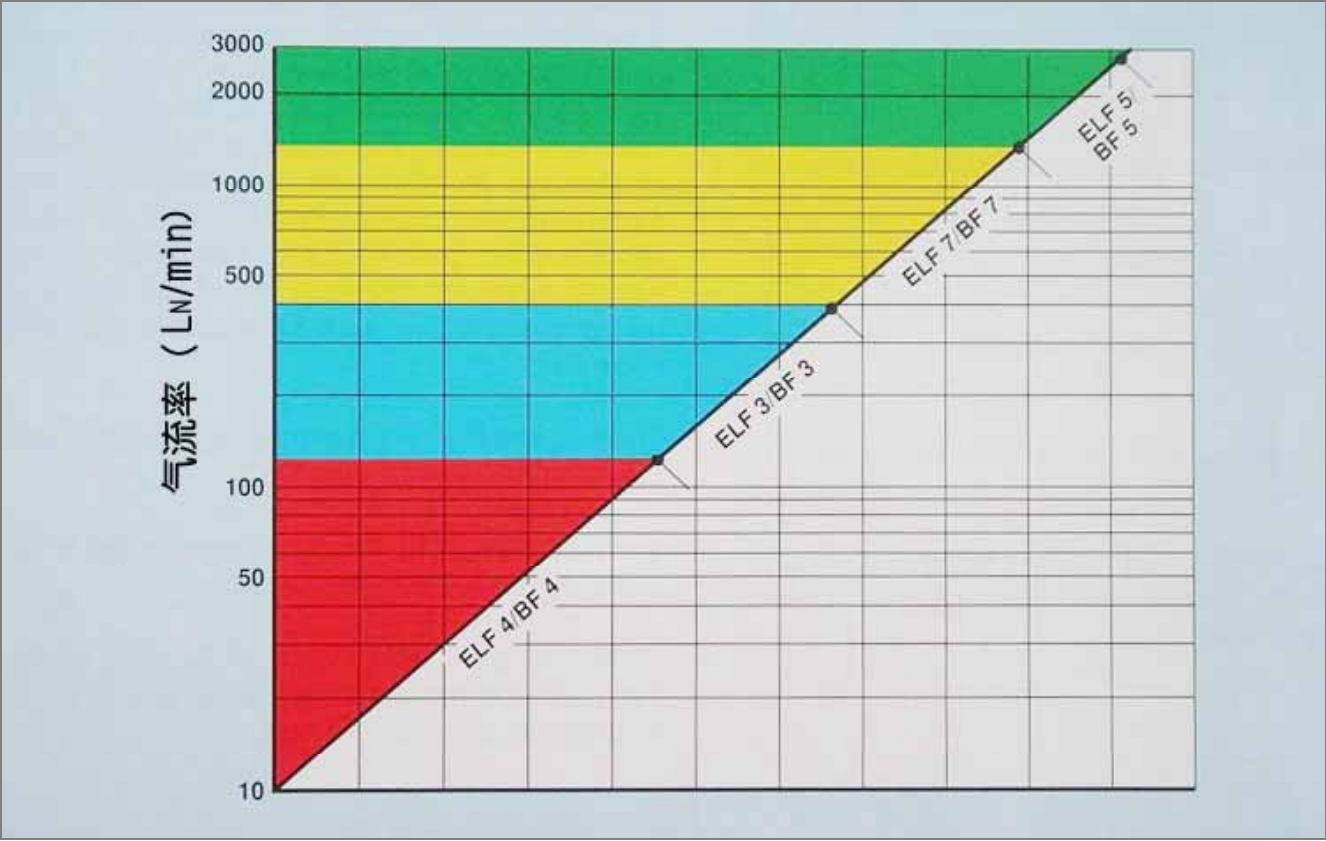
8.10.3 油箱空气滤清器

污染物渗透率，是系统污染的主要因素，而油箱空气滤清器对于解决这一问题很重要。油箱空气滤清的目的 在于阻止环境中的污染物渗透到系统中，又能让油箱“呼吸” 空气。错误的或粗枝大叶的游箱设计，会给滤油回路造成 潜在的额外负担，进而缩短滤芯的使用寿命。空气滤清器 的性能参数必须与系统滤油器的相匹配。

- 空气滤清器的设计参数包括：
- 过滤精度： $\beta_x \geq 100$ （须与系统滤油器的相匹配）
- 空气滤清器的设计流量：
- 5~10 倍油泵的最大流量
- 空气滤清器的设计压降：0.01bar（含滤芯，在设计 流量下）
- 空气滤清器的尺寸可依据曲线 107 来确定。

8.10.4 防火液压油的滤油器设计

- 对于这类液压油的过滤，必须格外注意其与滤芯材 料、壳体材料的相容性。
- 过去的经验表明，以下的材料为合适的：
- 滤芯材料：无织玻璃纤维布，无织金属网，不锈钢纱 网
- 壳体材料：钢，表面覆层铸钢，表面磷化膜或镀镍
- 滤油器的壳体亦可涂上合适的油漆。
- 由于滤芯损耗更严重，腻滑状残留物，微生物生长， 以及不同的污染物处理特性，防火液压油的滤油器，必须 比其它矿物油滤油器具有更大的过滤面积。



曲线 107 空气滤清器尺寸的确定

过滤面积可通过以下公式计算：

对于高压滤油器： $A=30 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot Q_w$

对于回油路滤油器： $A=30 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot Q_w$

A =所需过滤面积

f_1 =粘度换算系数（对于HFA和HFB流体， $f_1=1$ ）

f_2 =环境系数

f_3 =流体密度换算系数（表格 18）

Q_w =有效流量

在确定滤油器尺寸时，务必时滤油器的过滤面积大于或等于以上计算值。如果有疑虑，建议选取更大一号的尺寸。

任何时候，均不得使用含酚类树脂纸的吸油口滤油器和滤芯。

8.10.4.1 滤油器细孔尺寸的确定

滤油器孔径的确定	
液压油名称	f_3 系数
HFA	1.16
HFB	1.16
HFC	1.27
HFD	2.21

表格 18 流体密度换算系数 f_3

不同液压系统的滤芯微细孔径如下：

一般用途系统：

绝对细孔径尺寸 10 或 20 μm ；

含有比例阀的系统：

绝对细孔径尺寸 10 μm ；

含有伺服阀或调节阀的系统：

绝对细孔径尺寸 5 μm ；

包含伺服阀或调节阀的系统，必须以两倍数值来确定滤油器的尺寸，以达到经济性的运行目的。

8.10.4.2 旁通滤油器的设计

旁通滤油器的设计步骤与 8.10.4.2 节相同。

8.10.4.3 防火液压油过滤的一般注意事项

防火液压油的过滤，会使滤油器受到异质流体的严重侵蚀，如 HFC 中的矿物油。因此，在绝对过滤精度 10 μm 或 5 μm 时，尤其需要确保这些油液处于满意的工作状态。可能有必要使用滤油器来除去防火液压油中的长丝状污染物。

9. 维护保养方面的注意事项

9.1 液压设备的充液和清洗

进一步考察外界污染进入系统的时机，是注入工作介质的过程。基于生产、装配、运输、库存等情况，液压油可能已受到相当程度的污染。基于这一点，建议采用图 254 所示，通过滤油器来注入油液。这些型号的滤油器也适用于设备运转前的清洗。清洗可使安装时浸入的污染物降到设备可靠运行的等级以下，减少了滤油器带来不必要的负担。

滤油器注油口尺寸的大小，宜根据泵的输出流量进行选择。

油液保养机组滤油器的精度，至少应与预定的液压系统滤油器的精度相同。

为了使图 254 所示的机组快速更换设备，建议油箱预先配置快速接头。

9.2 安装过程

检查：液压系统的工作油液，压力和流量，是否与滤油器说明书中的参数相一致；实物与说明书的是否一样。

9.3 运行过程

一旦有清洁指示显示，应立即打开滤油器壳体并进行清洗。一旦确认有泄漏，必须更换相应的密封件。

注意：打开滤油器前必须释压！

9.4 更换滤芯

- a) 所有的滤芯一般在运行后一年更换;
- b) 当出现“滤油器污染”信号时，必须立即更换滤芯;
- c) 更换滤芯时，务必防止受污油液进入系统。受污油液必须在更换滤芯前从滤油器壳体中排出。

10. 符号，下标与前缀

符号

符号	单位	含 义
Q	L/min,m³/s	流量
A	m²,cm²,mm²	面积, 过滤面积
p	bar,N/m²	压力, 压强
α	g	污物含量
ρ	Kg/dm³	密度
τ	h	运行时间
q	L/min/cm²	单位面积承载流量
n	min ⁻¹	转速
ν	mm²/s	粘度

无因次符号

符号	含 义
f	换算系数
%	百分比
t	时间, 冲洗时间
β	过滤率 (过滤器精度)
n	数目
M	百万
K	千

下标

符号	含 义
1,2,3,4	单元号, 系数号
X	颗粒尺寸
GB	用工作流体安装
GP	用参考数值安装
P	数据表单, 油泵
B	运行条件
W	有效
U	传动比
Tot	总量
E	单元
G	安装
A	设计, 面积, 系统
N	公称流量, 公称
TA	每日液压系统数
WA	每周液压系统数
TN	每日过滤器数
WN	每周过滤器数

前缀

符号	含 义
Δ	差值, 下降值

11. 国际标准

ISO 228	不耐压螺纹的管接头命名，尺寸和公差
ISO 1000	SI 国际制单位和其它多种单位制
ISO 3722	液压流体传动-流体盛样容器的要求与洁净管控方法
ISO 4021	液压流体传动-颗粒性污染分析-运行中系统的流体动态取样
ISO 4402	液压流体传动-自动颗粒计数仪的校正-微尘空气洁净度方法
ISODIS 4405	液压流体传动-流体污染-利用重力计方法测定的颗粒污染
ISO 4406	液压流体传动-流体-固态颗粒污染的等级编码法
ISO 4572	液压流体传动-流体-检定滤油器性能的多步试验法
ISO 5598	流体动力系统与元件-专业词汇
ISO 6162	液压流体传动-法兰连接
DIN ISO 2941	液压流体传动；过滤器件；防裂防爆检定
DIN ISO 2942	液压流体传动；过滤器件；制造工艺完整性检定；与 ISO 2942，1985 版相同
DIN ISO 2943	液压流体传动；过滤器件；材料与流体相容性检定
DIN ISO 3723	液压流体传动；过滤器件；负载限度测试方法；与 ISO 3723，1976 版相同
DIN ISO 3724	液压流体传动；过滤器件；流动疲劳特性检定
DIN ISO 3968	液压流体传动；过滤器；压力降与流动特性评估
DIN ISO 2909	石化产品；由运动学粘度计算粘度指数
DIN 24312	流体动力系统与元件-压力；定量性术语
DIN 24550	流体传动；液压滤油器；定义，公称压力，公称尺寸，安装尺寸
DIN 51519	润滑油；工业润滑油的 ISO 粘度等级
DIN 51562	粘度计；用厄布洛德粘度计测定的运动学粘度；厄布洛德微粘度计
DIN 51592	润滑油中固体颗粒的检测
DIN 51757	石油及相关物的检测；密度测定
DIN 51777	矿物油碳氢溶剂检测；含水率的卡尔-费希尔直接测定法
CETOP RP 91 H	液压传动用流体-矿物油规格
CETOP RP 92 H	液压系统滤油器的需求说明
CETOP RP 94 H	利用光阻原理进行液压流体中颗粒大小自动分析中的颗粒物确定方法
CETOP RP 95 H	液压流体颗粒记数所用的瓶装取样推荐办法
CETOP RP 98 H	液压油箱空气滤清器的规格、选择与使用指南
CETOP RP 118 H	液压系统压力油的污染控制指南
NAS 1638	液压系统所用元件的洁净度要求
SAE 749 D	自动化工程师协会

备注

比例阀和伺服阀的应用实例

约瑟夫-赫特

1. 概述

工程技术领域对比例技术的需求日益增长, 与此相应地, 业界对掌握液压比例技术、并能进行系统设计的人才需求, 也在日益增多。

设计一个好的液压回路, 除了要掌握元器件方面的知识外, 还应仔细考虑系统设计方面的一些重要准则, 比如:

- 系统的固有频率;
- 对阀芯尺寸和控制阀口压降的正确选用;
- 速度控制范围 $Q_{\min}/Q_{\max}$;
- 质量、速度、压力和粘度等变化对系统的影响, 以及制动限值;
- 是否需要配置压力补偿器, 采用进口还是出口压力补偿器;
- 是否需要制动阀或平衡阀;
- 单出杆油缸使用出口压力补偿器时的增压问题;
- 马达总压的问题;
- 闭环系统中的压力补偿器, 提高 Δp 值是否合适或必要;
- 究竟采用开环还是闭环调节系统;
- 如何选择足够快速响应的阀件(特别是闭环调节系统), 才能满足工况要求。

本章列出的不同领域应用实例, 从一些侧面反映了比例阀和伺服阀典型应用, 也清晰地表明, 系统设计中更应该对上述这些准则加以仔细考量。

准确描述设计任务, 对于比例控制系统的设计非常重要。对设计任务的准确定义, 是通向最佳技术方案的一条捷径。

2·无线电控制的矿区单轨缆车

为运送材料和人员，矿区常采用悬挂式单轨运输系统。

为实现整个转速范围内的调速，单轨缆车采用了液压传动方式，显得简便而适用。轴向柱塞泵（3）变量机构摆角的大小与发讯装置所控制的油压力成正比，因而油泵流量的变化——也即缆车运行速度的变化，由控制油压所决定。

为保证系统的持久运行，设置了两套先导控制系统进行油泵的变量控制：

- 配用三通比例压力阀，型号 3DREP6C（件号 2）
- 配用手动先导控制装置，型号 2TH7（件号 1）

比例压力阀以无线电进行遥控。驾驶员操作一便携式信号发射器，与接收台以 30MHZ 的高频信号进行通信。收到的调频信号具有脉冲调制（PCM）的数字编码特性，比其它传输型式具有更高的可靠性。

当传输装置通过先导控制装置 2TH7 进行手动控制时，管理人员在操作台通过对讲机与驾驶员保持联络。无线电信号通过不断延伸的同轴电缆进行传输。

比例压力阀 3DREP6C 和先导控制装置 2TH7，均获准按照 BVS 标准进行改装。

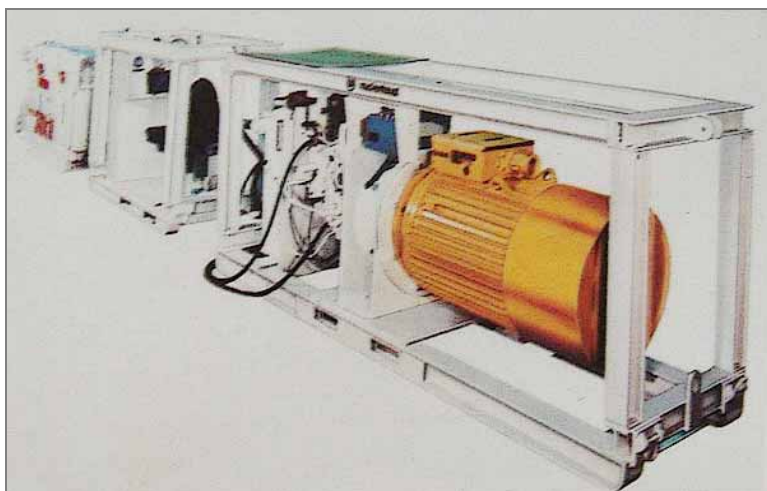


图 273 悬挂式单轨运输系统的驱动单元



图 274 悬挂式单轨缆车

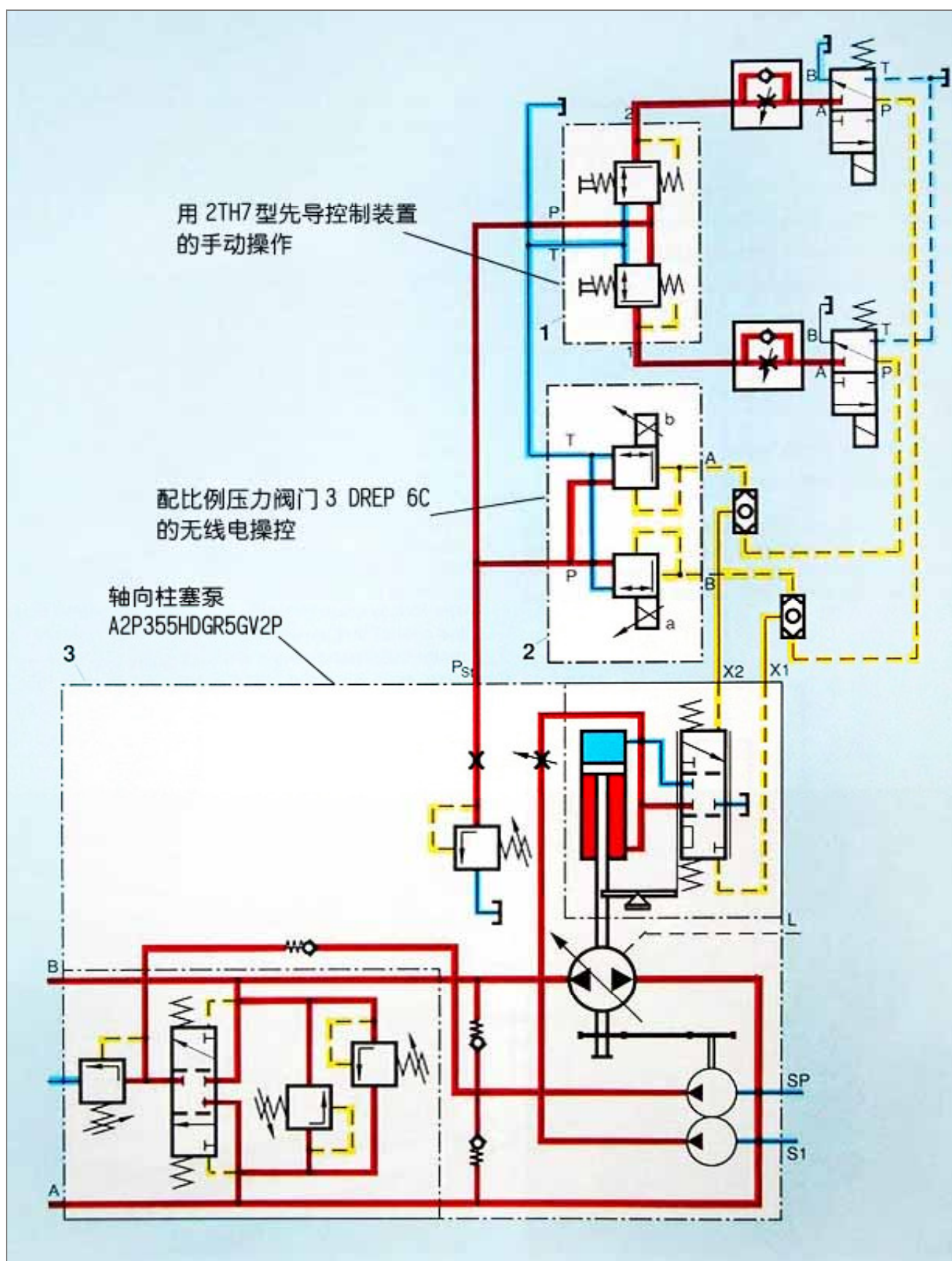


图 275 悬挂式单轨缆车的液压回路图

3 · 转炉钢厂输送装置—转炉贮槽更换车

转炉衬壁易于磨损，必须经常进行更换。为此，转炉贮槽更换车需运载转炉到达不同的工位。转炉贮槽更换车的运行分为四个区段：

- 1) 将拆卸下来的贮槽运到停放处；
- 2) 运输车开到炉衬检修处；
- 3) 检修过的贮槽送到转炉冶炼处；
- 4) 旧贮槽从停放处运送到炉衬检修处

技术参数

转炉贮槽更换车直径	16m
安装贮槽后高度	9m
转炉贮槽更换车+贮槽的总重量	1200T

转炉贮槽更换车的最大速度为 15m/min，四个驱动轮的转速为 3.2rpm。运行速度从零附近到 15 m/min 范围内需闭环无级可调，不应有冲击现象出现。

运行中每处的定位都必须相当精准。在轨道的交叉点，整辆车先略加抬升，并以车中心为基点旋转 90 度，

然后落在新轨道上。要求位置精度为±30mm，就其尺寸和重量而言，这一精度要求不容忽视。

运输车的整个运行过程由一比例方向阀（件号 1）来控制。不同轨道间磨擦负载、粘度等的影响，靠A、B管路上的出口压力补偿器进行补偿。该补偿器作为DR—逻辑元件组装在阀块中。在溢流阀（件号 3）插件盖板上，备有节流口（=比例阀阀口）压差 Δp 值的调节机构，它对本例而言必不可少。当叠加板式压力补偿器设定了 $8daN/cm^2$ 的 Δp 时，4WRZ32 比例阀不能达到 $624dm^3/min$ 的最大流量。节流口两端的压差 Δp 越高，通过的流量就越大。比例方向阀用手动调节器进行操作，因而对于操作人员而言,较为重要的一点在于，对应于手柄某一确定的偏转角度，运输车就有相应确定的行驶速度。这种对应比例关系可在上述各种因素变化时，出口压力补偿器始终保证能够正常工作。



图 276 转炉贮槽更换车的液压驱动



图 277 转炉贮槽更换车通过路轨交叉口运到相应位置

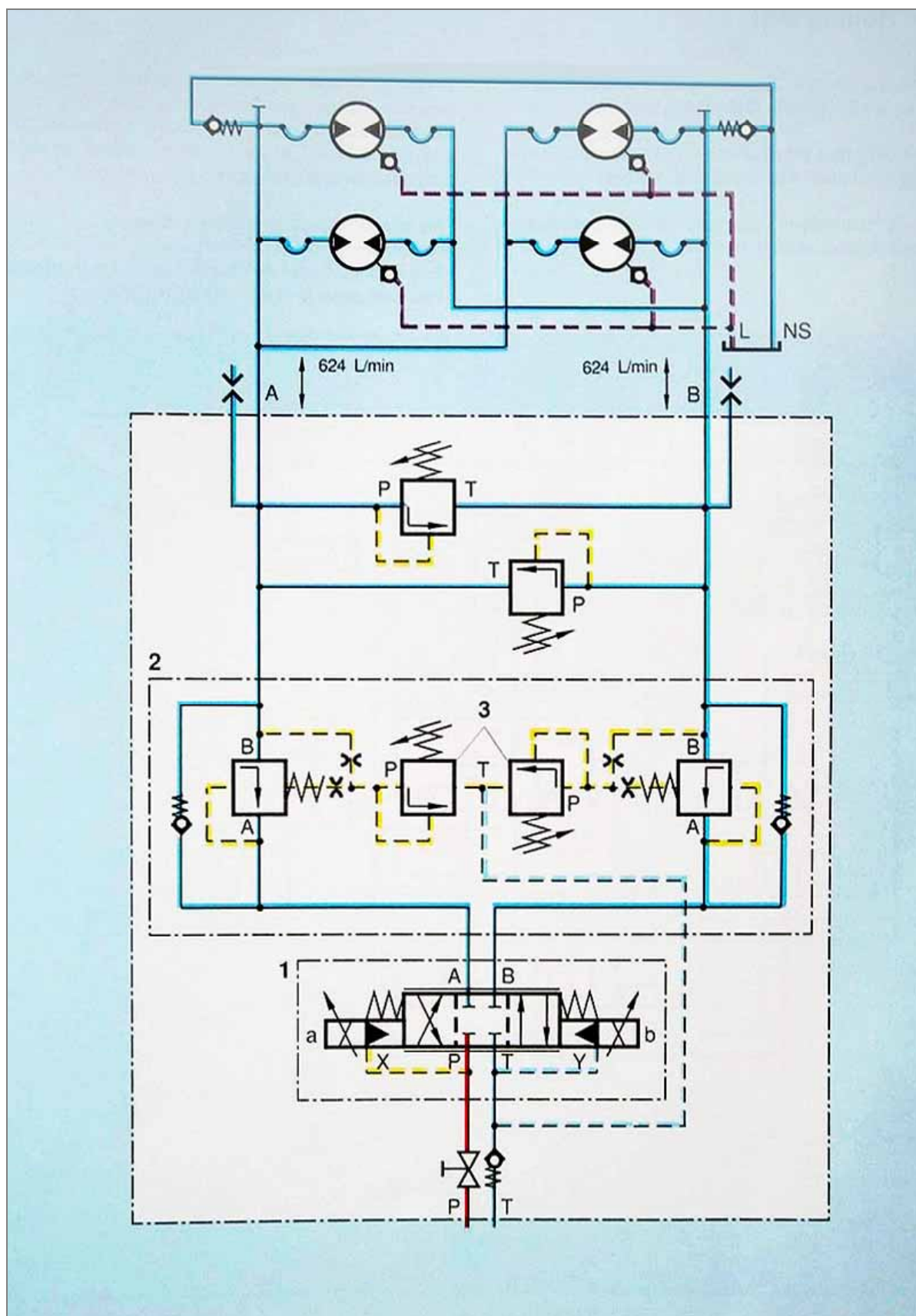
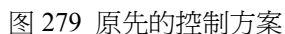


图 278 转炉贮槽更换车的液压回路图

这种方案的控制器件，或单独安装，或集成在一个阀块中，或与其它方式进行组合。这些都会造成投资费用增大。

新型系统采用了比例阀，只需一个控制器，通过阀

这种出口压力补偿器含 2 个液控单向阀, 分别在 A、B 负载管路上, 比例方向阀在中位时可保证油缸管路密闭而无泄漏。



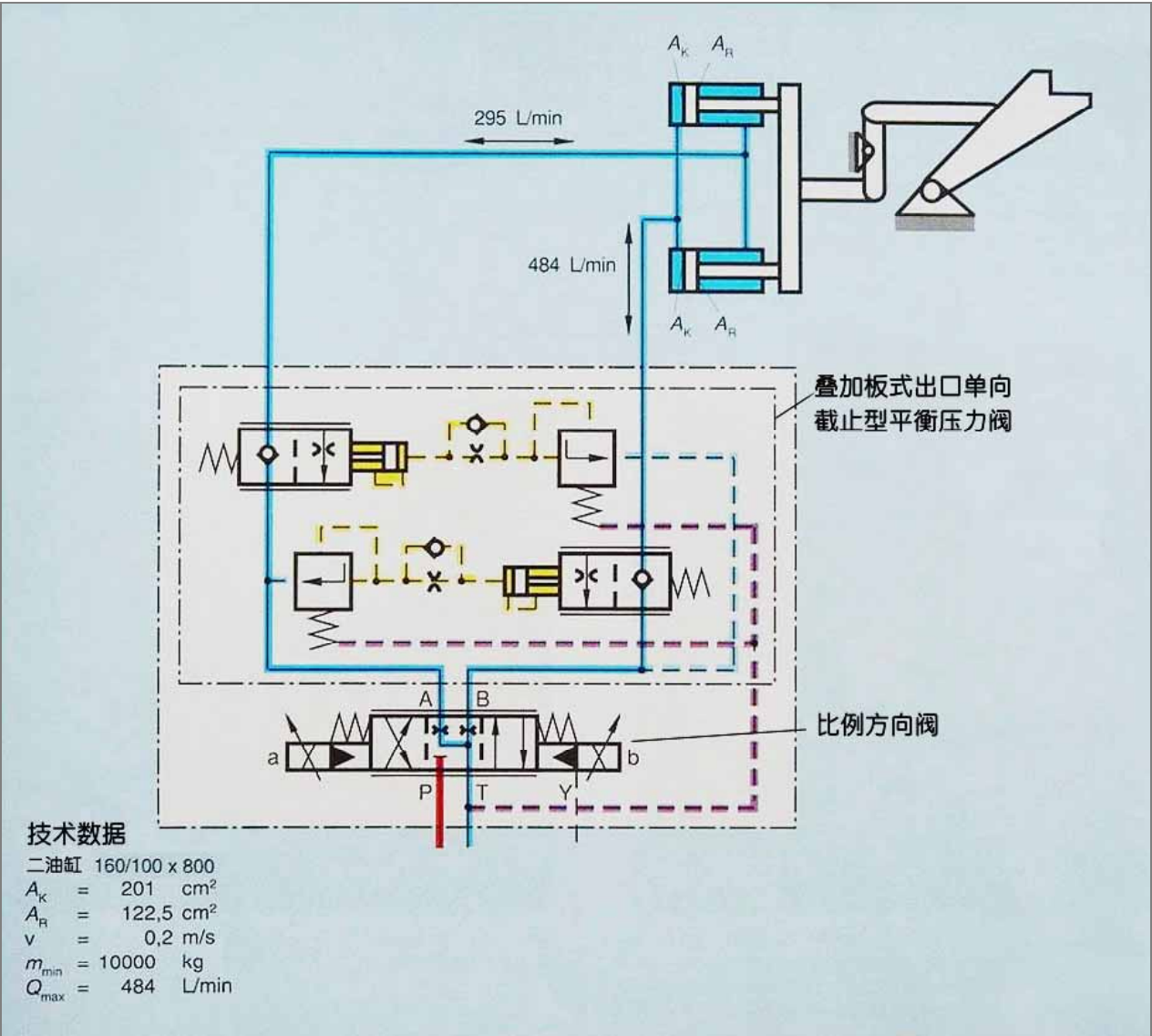


图 280 采用比例方向阀的新控制方案

5. 焊接自动线上的提升装置

焊接自动线用于车体的制造装配，总长 30m，全部 12 个提升站在相应方向上同时升降。金属钣金备件的传送，在中间减速段进行，接近速度不得大于 0.15m/s, 否则钣金件就会定位不准。另一方面，升、降阶段必须快速行进，以达到经济性的要求。

本系统应用了比例阀及其电控制器，实现与距离相关的制动。

电子接近开关即所谓的模拟式触发器，与挡块配合工作。随着挡块逐步移近开关，接近开关输出的模拟电压相应地降为 0 伏，它经配套的放大器来控制比例阀。这是模拟量距离检测的开环控制，而不是位置闭环控制系统。

本例中，每一个提升位置是通过调节挡块来设置，运动速度可降低到任意值，也可提高到任一输出值。其中速度值的变化，是由挡块首尾两端之间距 X 来决定的。

这种模拟式距离检测只需在制动距离范围内起作用，因此就系统应用而言，其长度可象传输装置一样不受什么限制。

在不同工况下，对于位置重复精度要求高的惯性负载驱动，采用这种控制方式具有明显的技术优势。



图 281. 左边的蓄能器单元提供高速运行所需的 460L/min 压力油，右侧的 V4 型叶片泵在液压缸不动作时向蓄能器充液。安装在阀板右侧的是比例方向阀 4 WRZ25。



图 282. 图上方的一液压缸通过提升机构实现全部站台同步动作，另一液压缸备用。

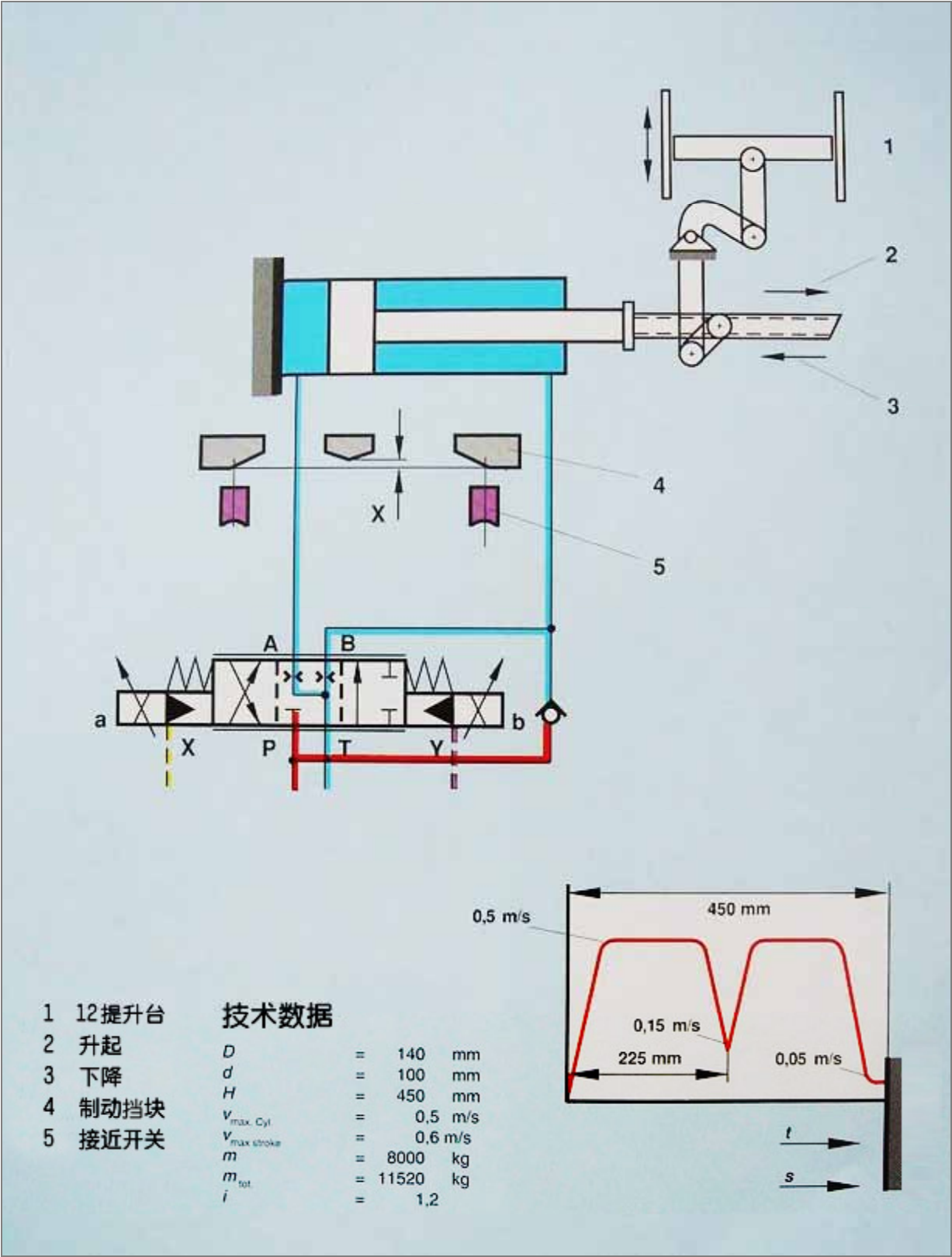


图 283. 液压-机械传动焊接自动线的基本方块图（上）及其运动循环图（下右）

6 · 链传送带-驱动缸

在热轧厂中，热轧自动线尾端缠卷的带钢卷必须运到贮存处。在缠卷时，带钢卷的温度为 800~1000℃；运送时带钢卷的温度应降到 500~600℃。因此运输链经常要伸展到大厅户外运行一段距离。

带钢卷运输链的总长度为 280m。
运输站将带钢卷从液压马达驱动的短链段输送到地坯的长链段。长链由 3600mm 的传输液压缸驱动，按均匀行程节拍运行。
在行程开始时，传动系统与链条传动系统锁紧。整

个行程结束、传动系统松开之后，反向行程器链条停止运动。由输出点返回之后，开始一个新的节拍行程，传输站继续送出新的钢卷带。

传统的结构型式，控制装置由较多元件组成，且运行前的调试复杂而费时。

新技术方案仅用一个比例方向阀就可实现控制功能。这样的系统价格低廉，操作简单，起动和制动斜坡时间及运行速度等的设置调节，均可方便地在放大器面板上进行。



图 284. 链式输送机-运输液压缸

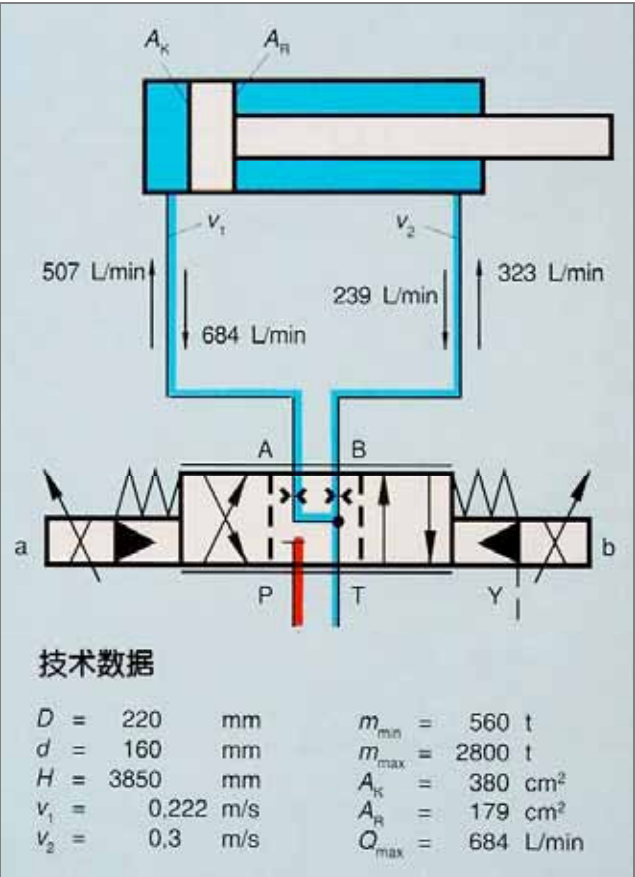


图 285. 带比例方向阀的新控制原理简图

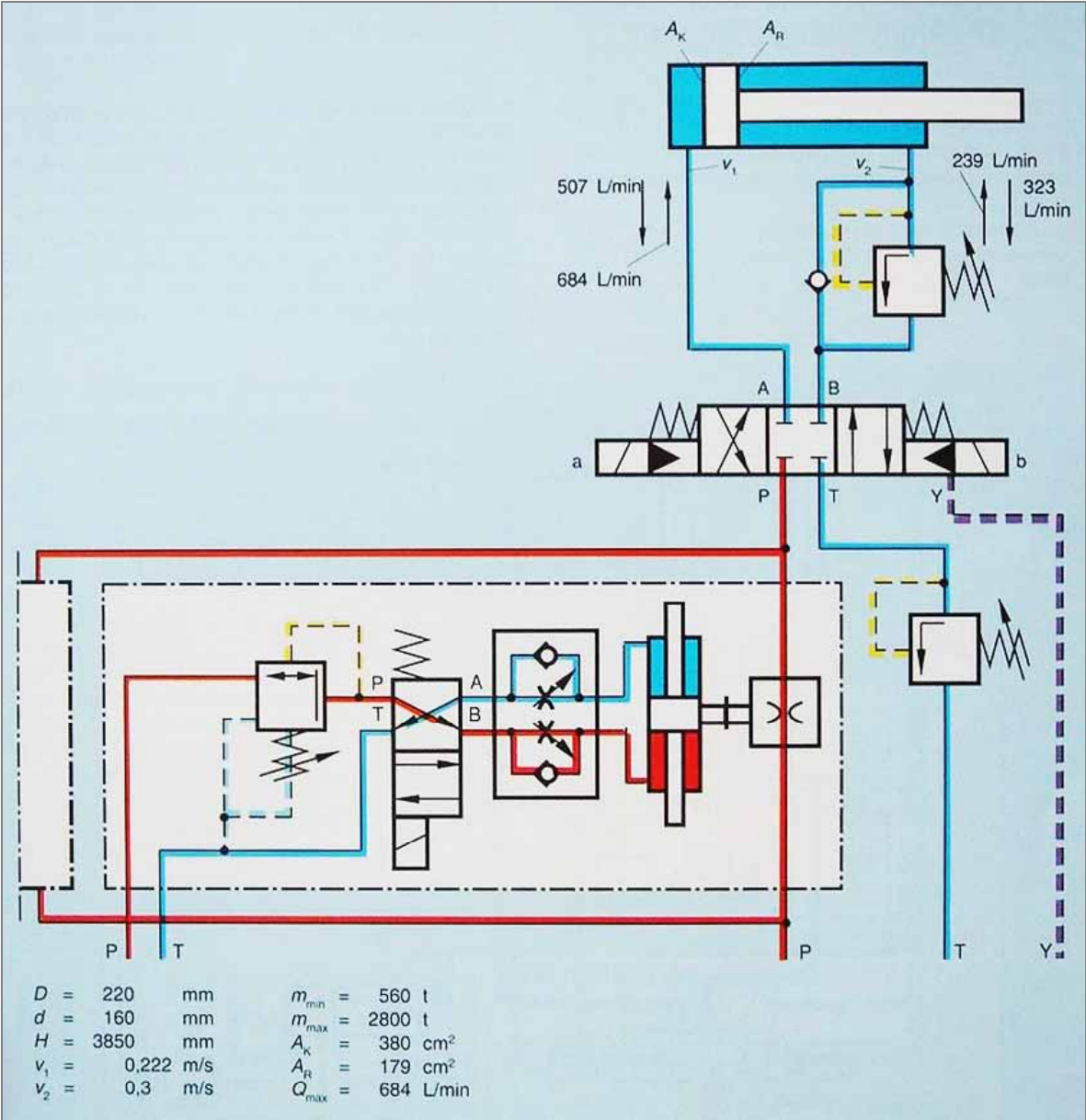


图 286. 旧控制原理简图

7.顶升平台的开环控制

控制系统的要求包括：

- 加速和制动时无液压冲击；
- 整个运行过程的速度不受负载变化的影响；
- 静止状态阀门关闭且无油液泄漏；
- 定量泵运行时功率损耗小

与负载变化无关的恒定速度，在上升行程中由三通进口

补偿阀（件号 3）来实现，它是一种DB功能的逻辑元件。该补偿阀配有 4daN/cm^2 的调节弹簧。通过方向阀（件号 6）的卸荷位油路，泵的流量以 4daN/cm^2 的低压流回油箱。在负载管路上的溢流阀（件号 5）可以改变补偿阀的压差 Δp 。本例中的 Δp 调整到 10daN/cm^2 。用溢流阀（件号 4）可调节油泵的最高压力。

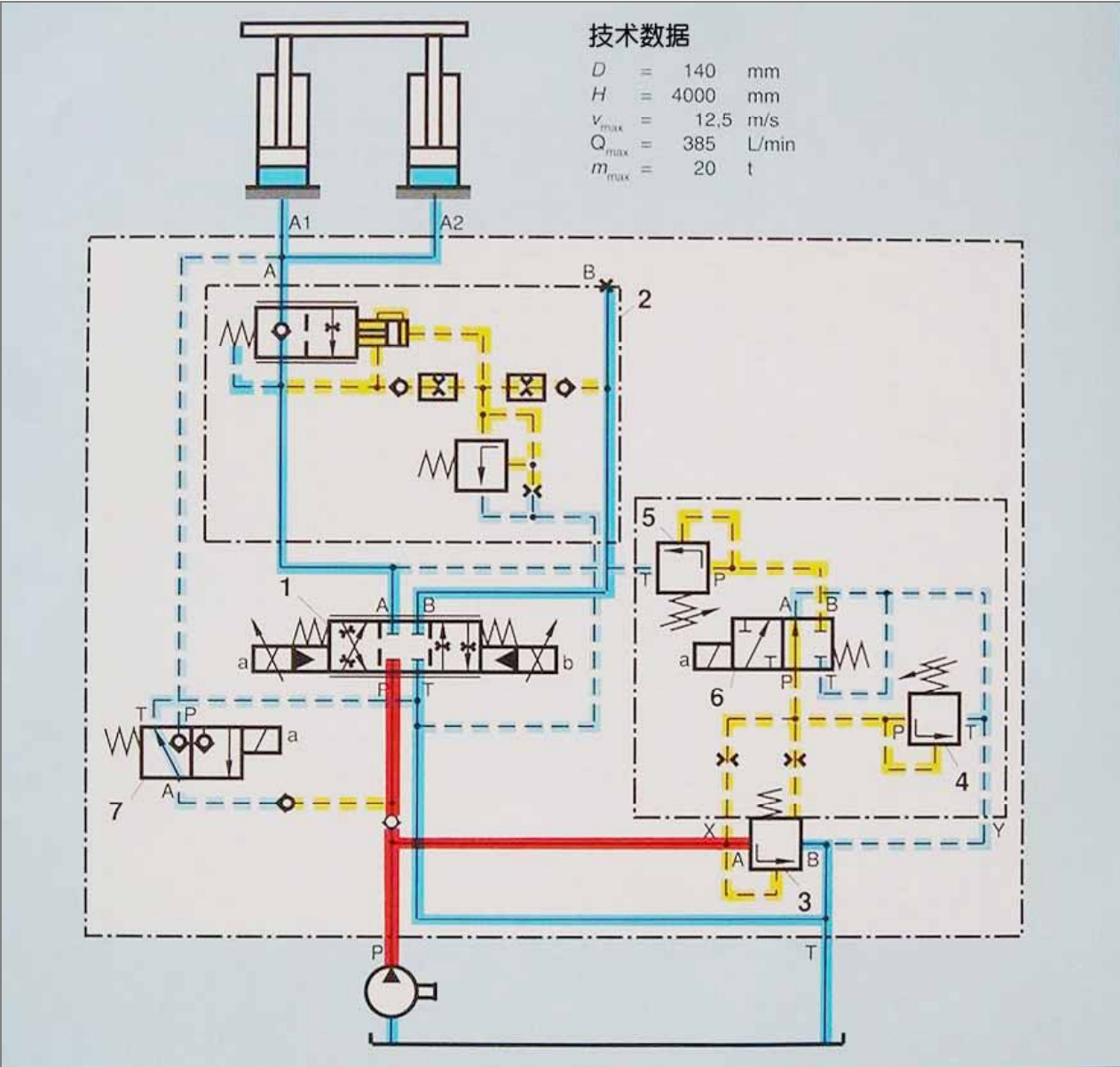


图 287. 气压顶升平台的开环控制原理图

在上升行程，泵出口压力自动调整到必须克服的负载压力，加上节流口（P到A的控制阀口）上 10daN/cm^2 的 Δp 。

在静止和下降行程，定量泵驱动电机停车，因而需经座阀式方向阀（件号 7）向比例阀（件号 1）和出口压力补偿器（件号 2）提供控制油。

平台下降时，控制口 A 到 T 的压降由出口截止型平衡阀（件号 2）保持为常数。

另外，出口平衡阀保持油缸精制状态的无泄漏，而上升过程则起单向阀作用。

8.造纸工业中的堆垛设备

示意图中为避免单出杆油缸产生增压作用，选用了二个二通进口压力补偿器(件号 1)（叠加板式）。

下行时将产生负值负载，因而设置了制动阀(件号 2)。这样，在下行时载荷由制动阀来承担，以保证比例阀(件号 3)从 P 到 B 的压降始终保持为 8bar。

利用梭阀(件号 4)将负载压力自两负载管路引出。梭阀(件号 4)一般均组装在压力补偿器壳体中。

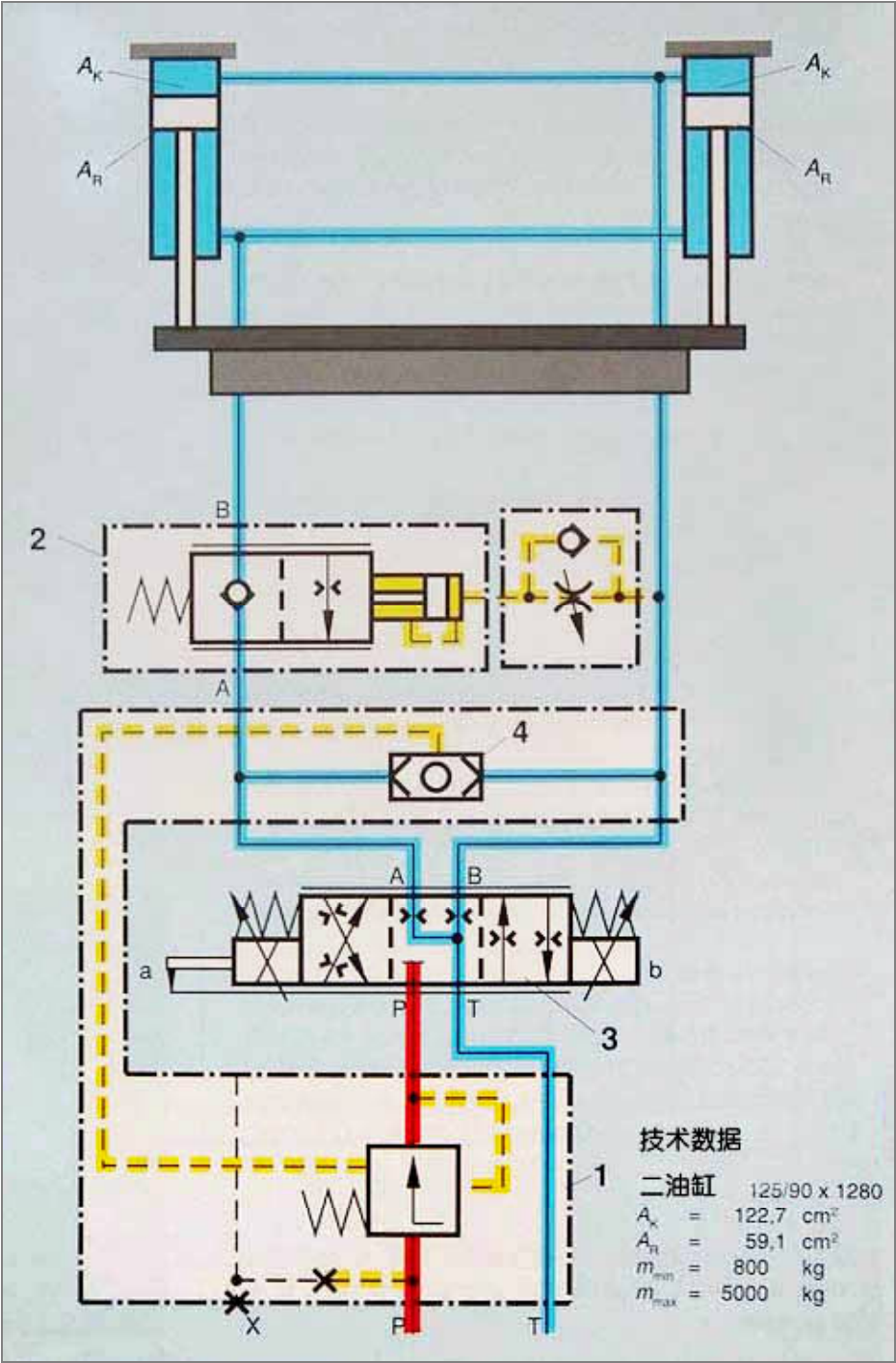


图 288. 堆垛设备控制原理图

9. 双缸压机的操控

熟成型及热拉伸压机可用来制造氧气瓶。压机和装料设备间的传输是全自动方式。操作车由执行纵向行程“上车”和执行垂直行程的“下车”组成，由操作车来实现整个行驶运动的控制。

我们来考察“上车”的运行功能。在最大行程 6 米的区段中，需要通过控制精确到达 5 个指定位置。

传动装置由液压马达、齿轮和齿条组成，传动控制由 4WRZ16E100 先导型比例阀（件号 1）来完成。

电控器为 VT-4630 型数字式定位系统放大器。根据放大器的控制信号，比例阀或伺服阀控制的液压装置，运动到 BCD 码数字信号所指定的位置。

用增量编码器或光栅进行距离的量测。到达预定位置前，是一个与距离相关的制动过程，主阀的设定值降为零，之后阀关闭。起动过程由斜坡信号发生器来调定。

在放大器中，预定位置既可通过内部 5 位数的十进制制按钮设置，也可通过外部的可编程控方式实现。类似地，五位的位置读数器可安装在放大器的内部或外部。

通过 PC 实现外部预定位置的控制，位置数量可以任意多；内部位置控制则限于 9 个以内。

速度、起动斜坡、制动斜坡（用于电键操作）和与距离相关的制动距离等调整设定，均可在带电位器的放大器面板上进行。对于 5 个确定的运行位置，其预定值可通过 PC 控制进行外部设置。

本系统中的位移信号，由 1250 脉冲/转的增量编码器进行检测。当齿轮直径 159mm，得到每 2 转 1m 的运行位移，亦即 2500 个脉冲。该脉冲数在一相应装置中通过放大器成倍地增大。这样，1m 运行位移要求 10，000 个脉冲（1 脉冲=0.1mm）。由此，所要求的位置精度就能达到 1mm。

对于制动过程，0~10V 可提供 10，000 个脉冲。计算的制动距离为 0.75m=7500 个脉冲。

为了能在“紧急断电”时保护油马达，系统配置了补油和过载保护装置（件号 2）。

为确保液压马达进出油管总是充满油液，在回油管路设置了具有 3bar 开启压力的单向阀（件号 3）。

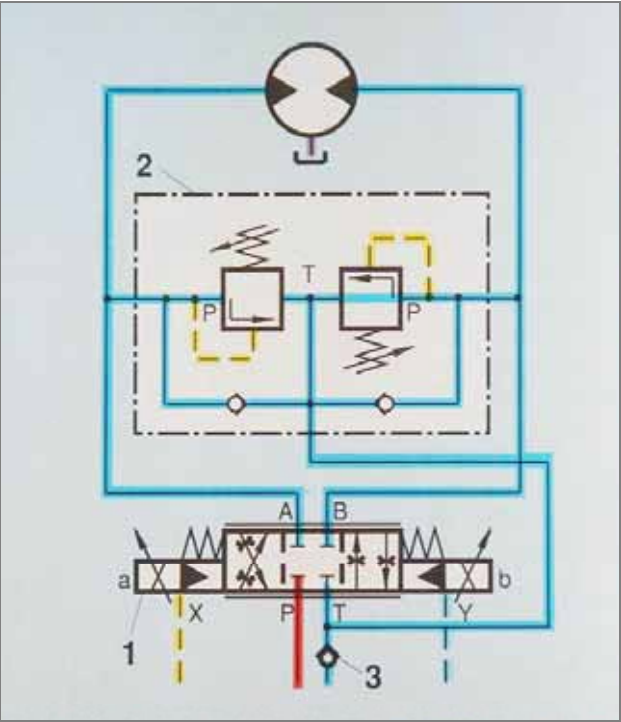


图 289.

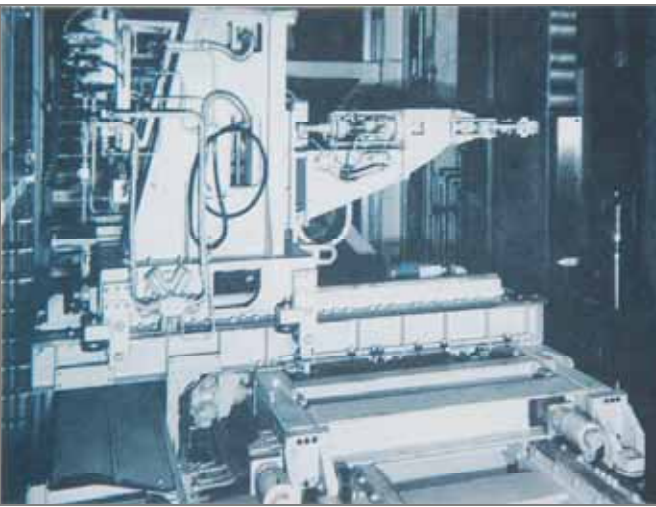


图 290.

10. 滑台控制单元

传送自动线上的滑台单元，绝大多数采用面积比为 1：2 的油缸，并构成差动回路。控制阀块设计成 NG6，10 和 16 的标准件，直接安装在标准液压缸上，结构很紧凑。选用比例方向阀（件号 1）作为快进控制阀，就可使较大的惯性负载无冲击地启动和制动。传送自动线的定时快进速度可达成 25m/min。可按常规方式以流量调节阀（件号 2）调节进给速度。

加工过程的每个环节，与负载相关的平衡阀（件号 3）自动给出最佳的背压值。

快进、加速和减速等的控制，用电子放大器可以简单方便地实现。



图 291. 图 292 回路中的阀块体

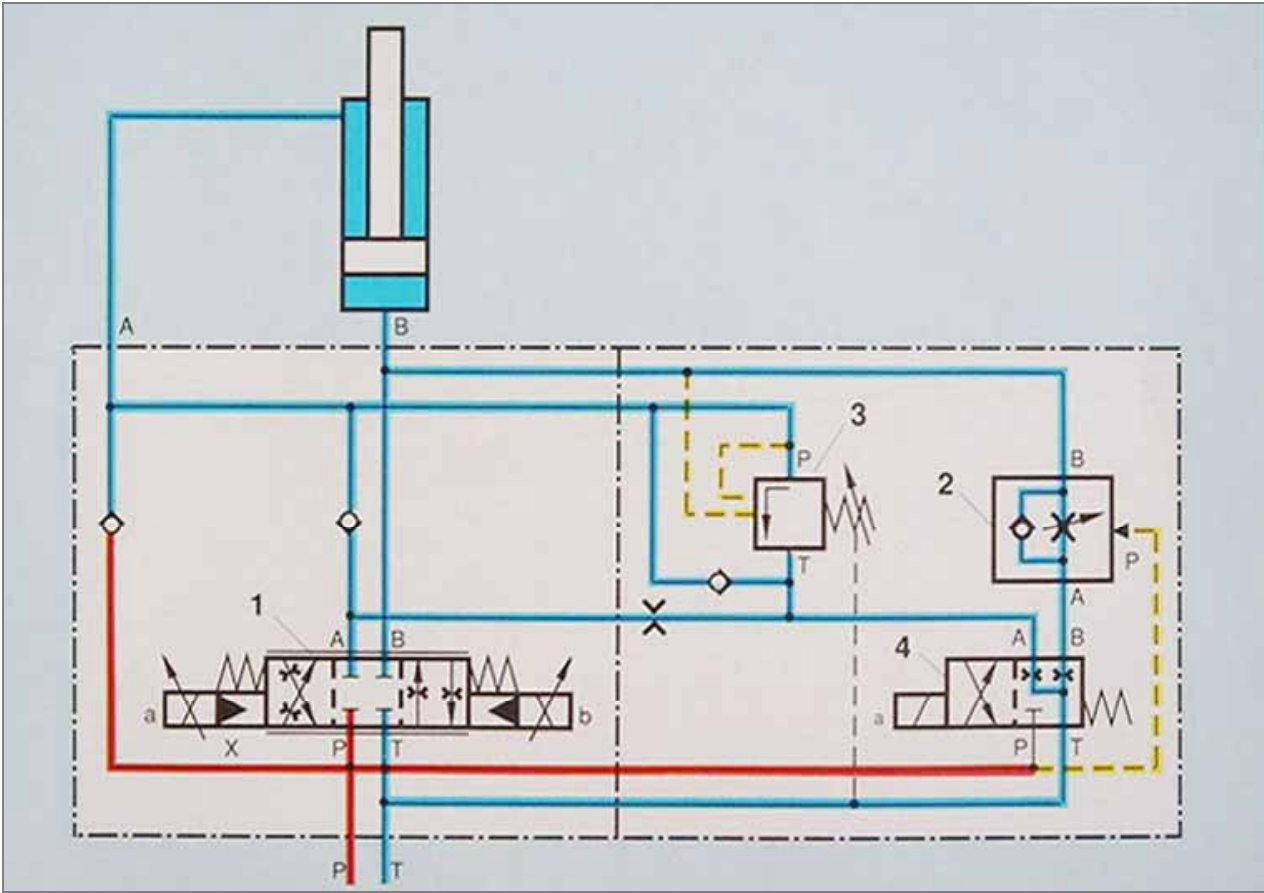


图 292. 图 291 回路中的机能符号图

11. 剧院平台转动控制

对液压传动的要求

- 1) 所有运动过程应绝对无冲击地起动和制动；
- 2) 运动速度无级可调
- 3) 两个旋转臂同步运行

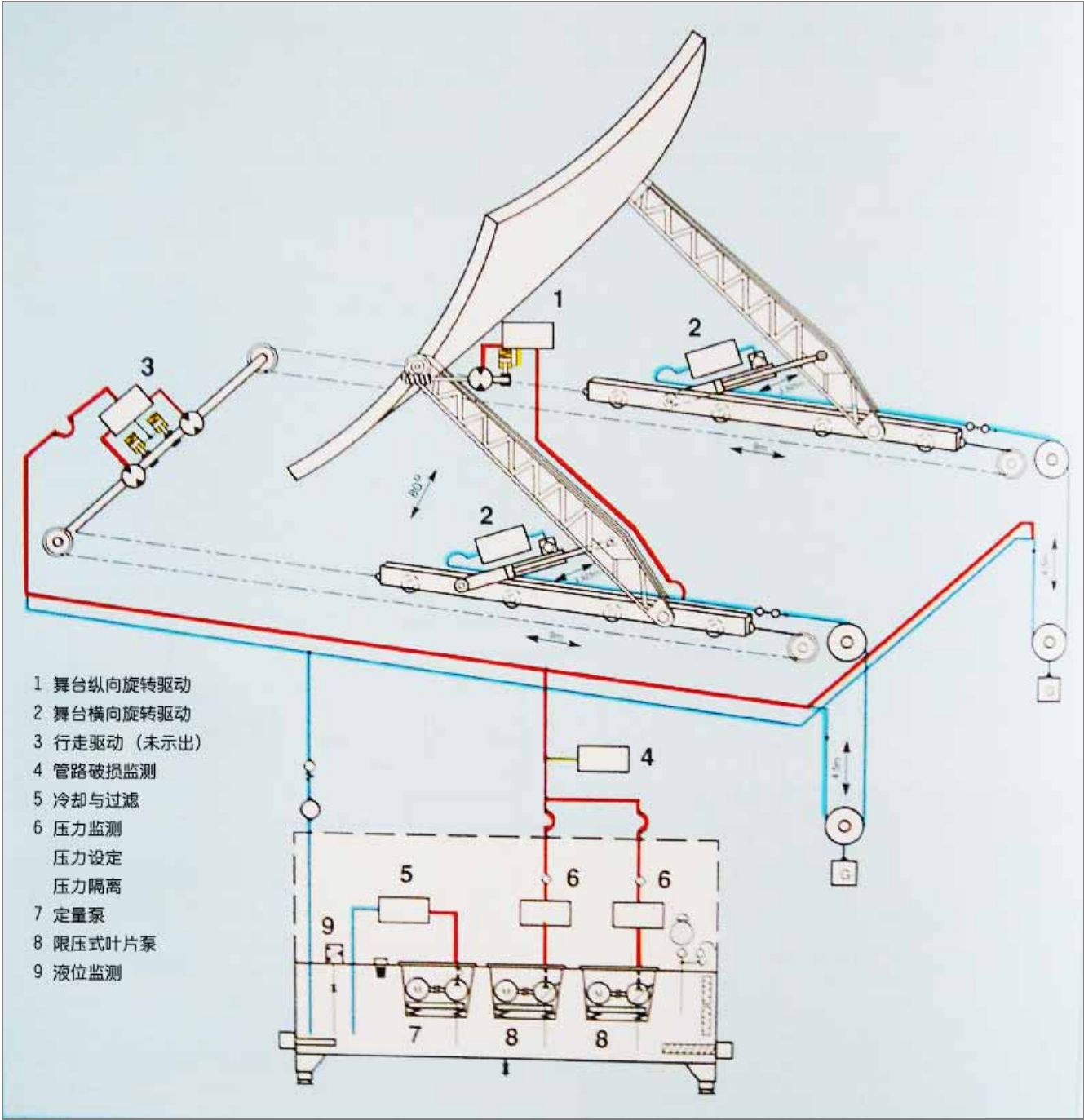


图 293. 剧院平台的控制原理图

11.1 平台摇摆驱动

平台的上升和下降由作用于旋转臂上的液压缸来实现。液压缸铰接于牵引车和旋转臂上，可在各方向上运动。上升和下降运动由闭环调节系统中的先导式比例方向阀（件号 2）来控制。驱动系统的动态响应较低，因此可使用这种方向阀。

由系统动力学分析可知，液压缸不同行程的作用力差别很大。现采用带比例方向阀的压力补偿器，进行作

用力变化的补偿。

装在液压缸与牵引车铰接轴上的旋转电位器，用以测定旋转角度。

在选定液压缸面积比为 1 : 2.54 情况下，不可能选配出口压力补偿器。因此，在 P 管路安装进口压力补偿器，相邻的 A 管路配置制动阀（件号 3）。这样在停车状态，能保证无泄漏地将油口（不通电位置）封闭。

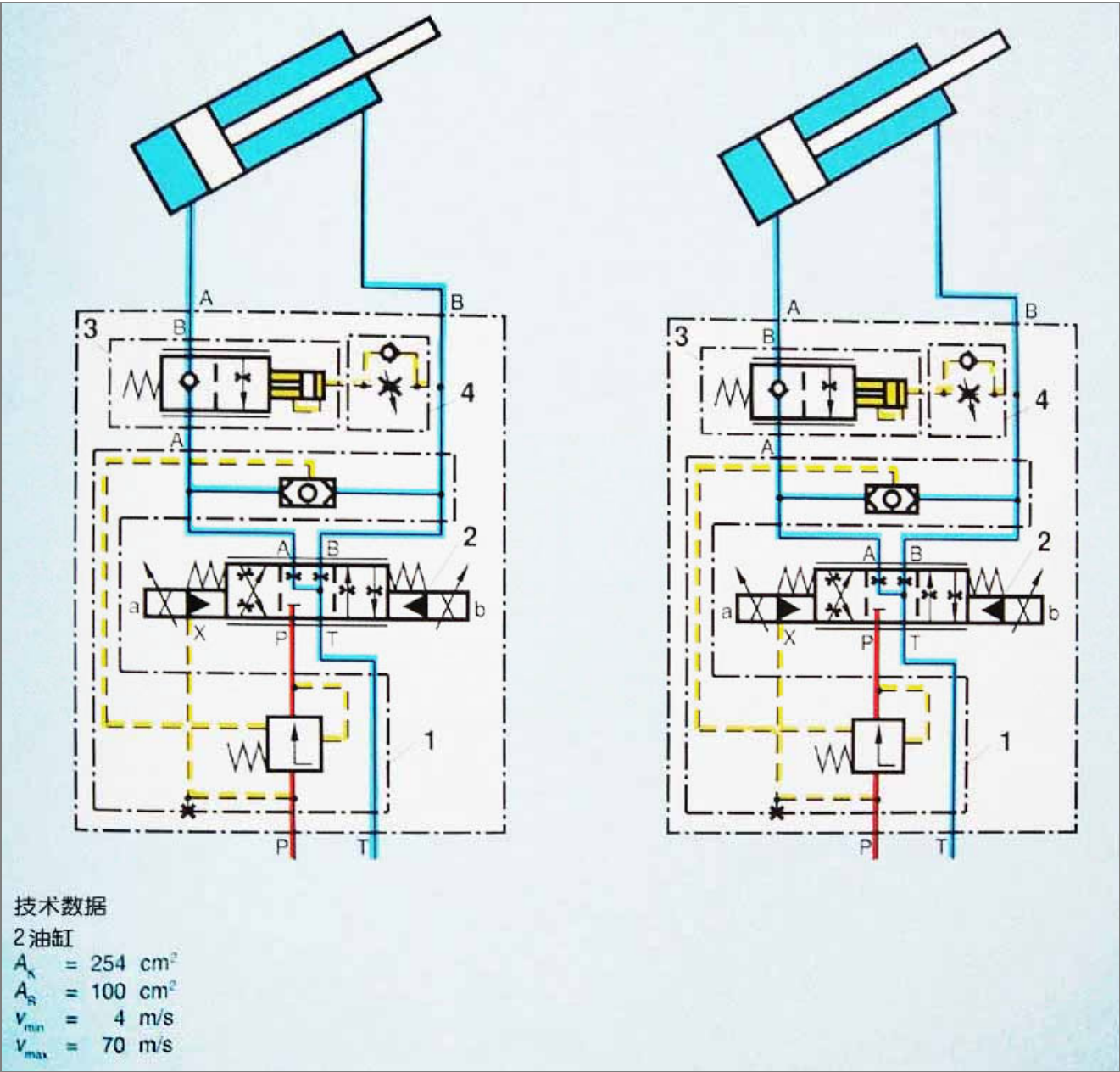


图 294. 戏院平台的摇摆驱动控制

11.2 剧院平台转动控制

平台沿着中心轴线旋转（倾斜），是由液压马达通过 150 : 1 传动比的旋转传动装置来实现的。平台旋转速度应该在 0 到 1rpm 范围内无级可调。由于采用 MCS 系统低速轴向马达，该马达在给定性能下，能保证转矩波动较小且不存在较大的压力波动，即可保证无脉动的最小转速为 0.5rpm。

为了补偿压力波动的影响，将进口压力补偿器（件号 1）置于比例方向阀（件号 2）之前。由于在驱动压力 150 daN/cm² 时，马达承载过高，因此不可能配置出口压力补偿器——因为马达最高压力许用为 150 daN/cm²，而制动工况的制动压力须为驱动压力的 2 倍，此时将超过最大允许总压力。

进口压力补偿器所进行的补偿作用，即保持节流口处压差 Δp 为常数，仅在负载方向为正时起作用。因此，在负载管路 A 和 B 中装入了制动阀（件号 3）。制动阀的另一个作用是在停车时，保证无泄漏关闭，即起到了安全保障作用。这样平台才可确保固定在任一位置。马达本身的泄漏影响也很大，因此装有液压气动式薄片制动器。

系统的控制，也即比例方向阀的操作，通过手动调节器来进行。

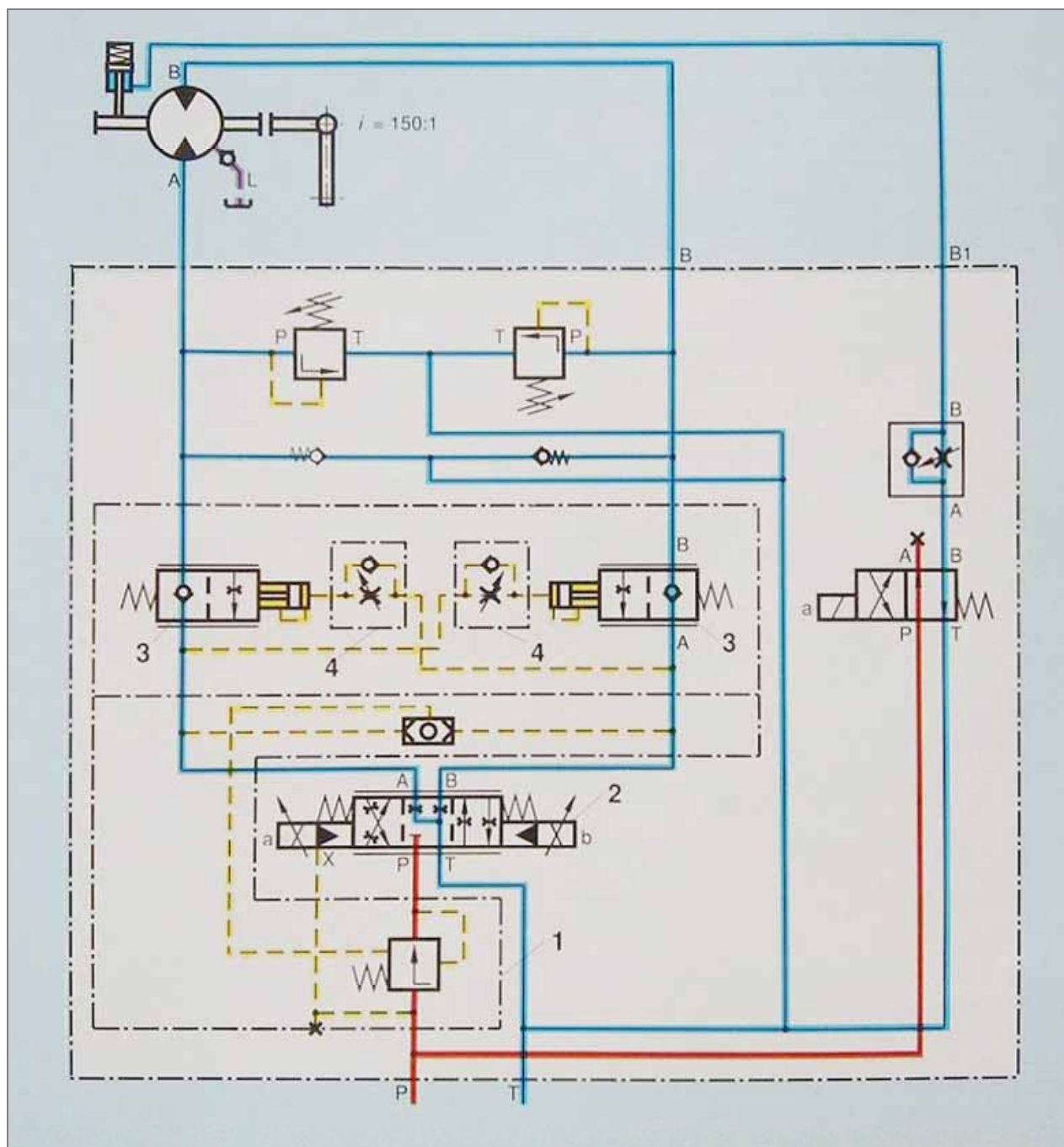


图 295. 剧院平台的转动控制

12. 注塑机

从注塑机加工零件质量指标的长期稳定性出发,对现代注塑机械提出了很高的要求。为此,现今总是期望对注塑机注塑过程实行闭环控制。采用闭环控制后,零件数据的散布(变异)范围要比一般的小9倍。闭环控制机械进入运行的空行程和起动等,由很小的循环过程即可完成,因而可达到产品质量长期稳定的要求。

当在控制回路中,对复杂零件内部在注塑时的压力进行检测时,可进一步提高产品质量。

注塑的速度曲线是从工艺要求得到。

注塑液压缸的行程,由距离测量系统测得,并进行相关的处理。

测量得到的实际值与注塑曲线的设定值相比较,并进行调整。

只要采用模件内部压力检测,借助注塑压力亦即模拟压力,就可保证与熔料粘度无关的模内压力,十分精确地跟踪预先给定的模拟压力曲线。

通过选择“与注塑速度相关”或“与质量-内压相关”方式,可来实现由速度闭环控制系统向压力闭环控制系统的转换。

塑化加工时,回油路背压可跟踪塑化工艺得到的曲线。

全部调节过程均由 4WRDE52V 调节阀来实现。控制电器全部采用微电脑,比例阀的模拟调节器为附件硬设备。

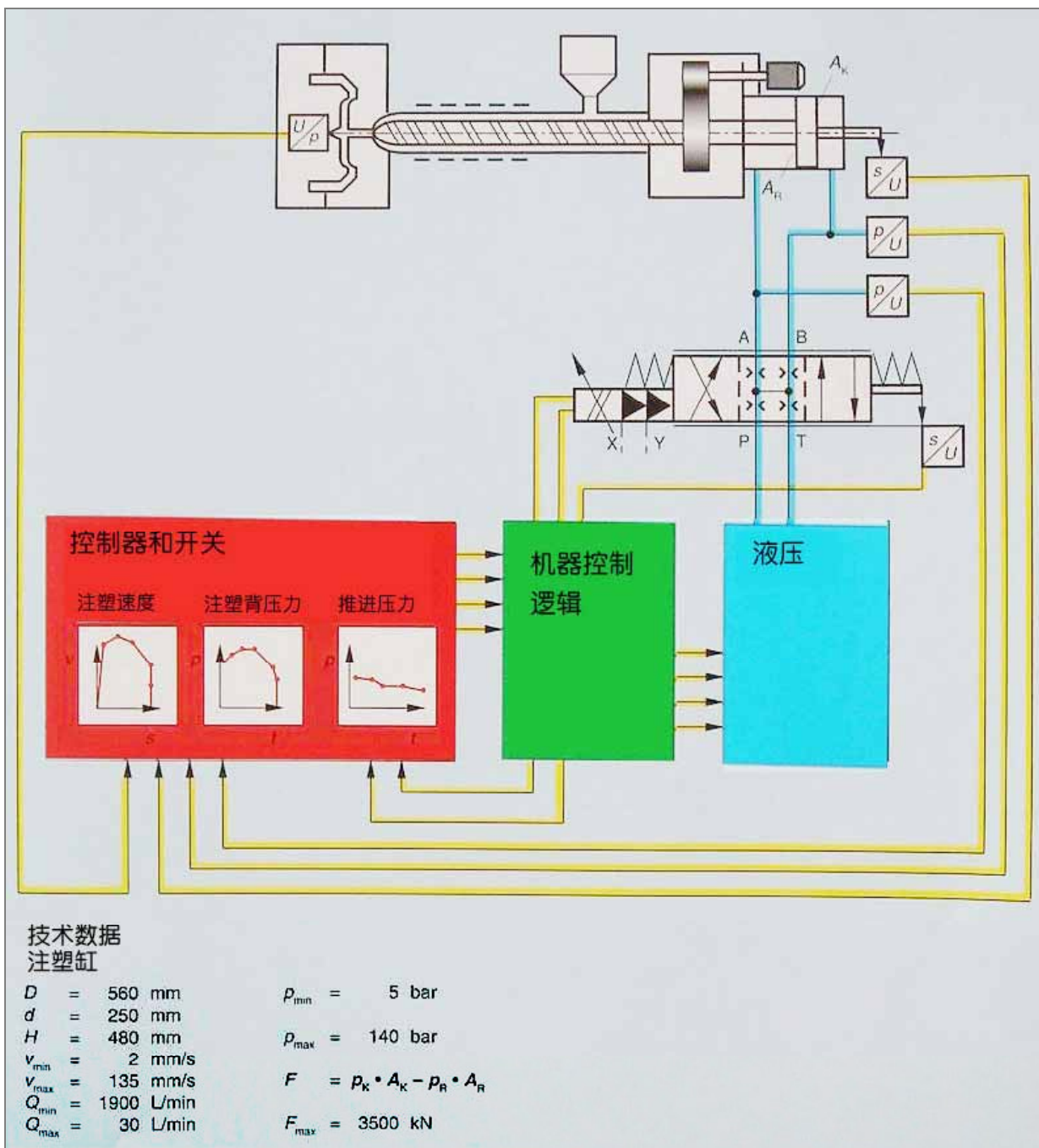


图 295. 注塑机控制系统简图

备注