

二通插装阀

比例控制元件及其在船舶中的应用

詹永麒 编

国防工业出版社

内容简介

本书系统地、由浅入深地介绍了近年来在液压技术飞速发展中出现的两类新型液压元件——二通插装阀及比例控制元件。重点介绍这些元件中的一些基本理论，并讲述了这些元件在船舶及海洋工程中的应用。

本书共分两篇，第一篇主要介绍二通插装阀的工作原理及结构型式，建立了一些典型元件的数学模型，画出了程序框图，分析了某些结构参数对静态、动态特性的影响；第二篇介绍了比例控制元件的静态、动态指标及电-机械转换装置的结构、特性，还介绍了世界上较先进的比例控制元件，其中着重介绍了路雨祥博士所发明的、被誉为八十年代液压技术新突破的新原理比例控制元件的结构、工作原理、特性及数学模型。最后论述了比例控制元件在船舶上的应用及其前景展望。

本书可供从事液压技术的研究、设计人员参考，也可作为高等院校液压传动专业补充教材。

二通插装阀、比例控制元件 及其在船舶中的应用

詹永麒 编

国防工业出版社发行

北京市海淀区紫竹院南路23号

(邮政编码100044)

新华书店经售

河北省承德地区印刷厂排版

国防工业出版社印刷厂印刷

787×1092 1/32 印张7 149千字

1990年6月第一版 1990年6月第一次印刷

印数：0,001—1565册

ISBN 7-118-00259-3/U27 定价：3.60元

前 言

近年来，由于电子技术的飞速发展，以及工作机械对液压元件的节能、提高工作的可靠性、降低噪声和污染以及大功率控制等方面的要求越来越高，使适应这些要求的比例控制元件、数字控制元件以及二通插装阀技术获得了飞速的发展。路甬祥博士在比例技术上的几项发明，使我国的比例控制元件在国际上处于领先的地位。为推广新原理比例控制元件及二通插装阀，编写了本书。

本书具有下列特点：

(1) 力求反映国内外的最新成就，在“比例控制元件”一篇中着重讲述新原理比例控制元件；

(2) 内容编写注意由浅入深，着重讲述上述两种新型元件中的一些基本理论，并建立了各典型元件的数学模型，分析它们的动、静态特性；

(3) 除讲述上述两种新型元件在船舶中的应用外，还讲述它们在海洋工程中的应用。

本书经上海工业大学黄谊副教授精心审阅。由上海船舶设备研究所薛佩芬描图。并得到上海交通大学教授黄明慎，上海煤矿机械研究所高级工程师俞鲁五，上海船舶设备研究所工程师黄人豪等同志的热忱帮助，浙大同仁提供了大量的试验曲线、资料和指导，在此一并表示衷心感谢。

由于编者水平有限，书中一定存在不少问题，敬请读者批评指正。

编 者

目 录

第一篇 二通插装阀

第一章 插装阀	(3)
§ 1-1 插装阀的结构型式及其过流特性	(3)
一、插装阀的结构型式	(3)
二、插装阀的过流特性	(5)
三、插装阀的液动力	(6)
§ 1-2 方向控制阀	(8)
一、方向控制单元	(8)
二、单向阀	(22)
三、液控单向阀	(23)
§ 1-3 压力控制阀	(24)
一、溢流阀	(24)
二、卸荷阀	(41)
三、电磁比例溢流阀	(43)
四、顺序阀	(44)
五、减压阀	(45)
§ 1-4 流量控制阀	(48)
一、节流阀	(49)
二、调速阀	(49)
§ 1-5 快速插装阀的工作原理	(57)
第二章 基本回路	(58)
§ 2-1 方向控制回路	(58)

一、换向回路	(58)
二、换向锁紧回路	(66)
三、换油回路	(67)
四、双泵防干扰回路	(68)
§ 2-2 压力控制回路	(68)
一、调压回路	(69)
二、卸荷回路及缓冲回路	(69)
三、减压回路	(70)
四、顺序回路	(71)
五、平衡回路、制动回路	(72)
六、保压回路	(76)
§ 2-3 流量控制回路	(76)
一、节流调速	(76)
二、容积式有级调速	(78)
第三章 插装阀的集成块	(81)
§ 3-1 三通块	(81)
§ 3-2 四通块	(85)
§ 3-3 整体块及混合块	(91)
第四章 典型液压系统	(95)
§ 4-1 典型液压系统	(95)
一、船舶甲板起重机液压系统	(95)
二、船舶锚机液压系统	(99)
三、自升式海洋石油钻井平台液压系统	(101)
四、绞吸式挖泥船液压系统	(112)
§ 4-2 插装阀系统设计	(119)
一、主阀回路的设计步骤	(119)
二、先导控制回路的设计步骤	(122)
三、插装阀(集成)块设计步骤	(123)
四、台架试验	(123)

第二篇 比例控制元件

第五章 概述	(124)
§ 5-1 概述	(124)
§ 5-2 比例阀的特性及主要性能指标	(125)
一、静态特性	(125)
二、动态特性	(128)
第六章 电-机械转换装置	(131)
§ 6-1 电-机械转换装置的结构	(131)
§ 6-2 比例电磁铁的结构、特性	(133)
一、比例电磁铁的结构	(133)
二、比例电磁铁的静态特性	(137)
三、比例电磁铁的动态特性	(143)
第七章 比例阀	(146)
§ 7-1 比例压力阀	(146)
一、比例溢流阀	(146)
二、电磁比例减压阀	(154)
三、新原理电磁比例溢流阀	(156)
§ 7-2 比例流量阀	(162)
一、传统型比例流量阀	(162)
二、新原理比例流量阀	(163)
三、新原理比例流量阀的数学模型	(170)
§ 7-3 电液比例换向阀及复合阀	(174)
一、电液比例换向阀	(174)
二、电液比例复合阀	(183)
三、属廉价伺服阀的电液比例换向阀	(190)
四、新原理电液比例方向调速阀	(193)
第八章 比例控制变量泵	(195)
§ 8-1 电磁比例变量泵	(195)

§ 8-2	电液比例控制变量泵	(196)
§ 8-3	新原理比例泵	(197)
第九章 比例控制元件在船舶上的应用及其		
	前景展望	(200)
§ 9-1	甲板起重机	(200)
一、	LIEBHERR甲板起重机变幅机构液压系统	(200)
二、	日钢—HAGGLUND主克令变幅机构液压系统	(201)
三、	行走式甲板起重机运行机构液压系统	(202)
§ 9-2	舵机	(204)
§ 9-3	比例控制元件在船舶上的应用前景展望	(205)
附录		(206)
主要参考文献		(212)

第一篇 二通插装阀

二通插装阀简称插装阀，是七十年代发展起来的一种新型的液压集成元件。由于这种元件的主阀口是锥阀口，故通流阻力小，通流能力大（可达 $15000\text{l}/\text{min}$ 以上），适用于通径 25mm 以上的大流量系统；密封性好，泄漏少，适用于高压（最大可达 $600 \times 10^5 \text{N}/\text{m}^2$ ）。由于主阀芯的质量小，行程短，故其动作灵敏，响应快。由于主阀采用插入式结构，只要把主阀插入钻有特定内通道的阀块内，接受不同形式的先导控制，就能组成具有多种功能的集成块，因此易于实现标准化、通用化、系列化，也便于实现集成化。

当然，插装阀的主阀也能方便地接受比例阀的先导控制，从而大大提高由插装阀集成的液压系统（插装阀系统）的调压、调速性能。因此，插装阀系统不但正在锻压、冶金机械中推广使用，而且在调速性能要求较高的工程机械、船舶机械中也将得到推广。

近二十年来，插装阀得到了迅速的发展。国外已有十几家著名的液压件公司大量生产插装阀，其中最著名的有西德 REXROTH 公司、美国 VICKERS 公司等。我国济南铸锻机械研究所从1976年起研制插装阀，并于1980年鉴定通过了JK集成块，在上海液压件一厂投产。1979年以来，上海船舶设备研究所、北京冶金液压机械厂、上海渔业机械研究所等

单位也开始研制、推广应用插装阀，这是个良好的开端。最近，国外的一些液压件公司研制成功了快速插装阀等新系列，并正在加紧研制三通插装阀。因此，我们必须加快吸收国外的先进技术，并用自己的技术优势，进一步发展具有自己特色的二通插装阀、三通插装阀的新系列。例如根据路甬祥博士发明的比例技术新原理，就能发展成一些插装阀的新系列，使插装阀的静态性能和动态响应能有较大的提高，并可以预计这些插装阀的新系列与伺服阀相比又有抗污染能力强、工作可靠、寿命长、价格低廉、功率损失小、便于集成化、维护保养简单等优点，因此可以预测，它们应用在伺服控制系统中的前景也是很光明的。

为了能熟悉插装阀及其系统，至少应掌握下述一些基本知识：由插装阀组成的各种液压控制阀的工作原理；基本回路；集成化方式、集成块的设计以及怎样把一个传统阀的液压系统转换成插装阀系统的方法。在此基础上再进一步学会建立插装阀的数学模型和借助电子计算机进行动态分析的方法以及试验调试的方法。这样就能使自己不但具有设计插装阀系统的能力，而且还具有研究插装阀及其组成系统的能力。

第一章 插装阀

§ 1-1 插装阀的结构型式及其过流特性

一、插装阀的结构型式

由图 1-1 可知，插装阀由主阀及控制主阀动作的控制盖板两部分组成。而主阀又由插入单元（阀芯1、阀套2）、上端盖3、弹簧5等组成。控制盖板又称先导控制部分，则由法兰盖板4和先导阀6等组成。先导阀除有图中表示的电磁换向阀外，还有压力先导阀（又称调压法兰）等。

需特别指出的是：上述法兰盖板是指那些开有控制通道或在控制通道上还没有先导阀、梭阀、缓冲器等的法兰盖板。其中有单向阀法兰、各种调压法兰、减压法兰、梭阀法兰、缓冲器（法兰）及节流阀法兰等。在法兰盖板（又称阀盖）的控制通道中还可设置各种通径的

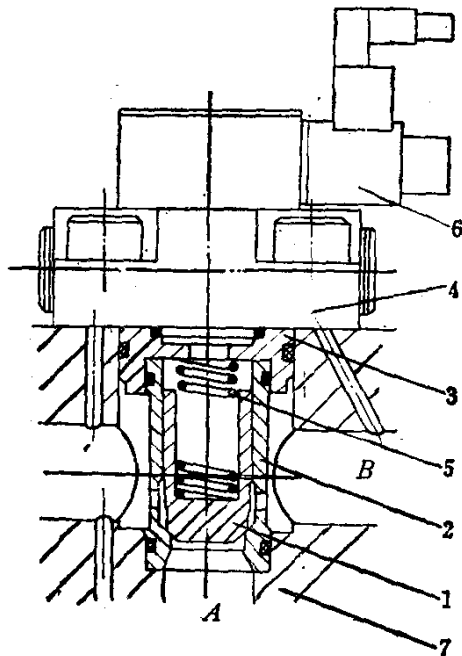


图 1-1 插装阀

1—阀芯；2—阀套；3—上端盖；
4—法兰盖板；5—簧；6—先导
阀；7—阀块。

阻尼堵塞，用以代替图 1-2 (b) 中锥阀上的阻尼孔，或用以控制主阀芯的开关速度。

主阀按阀芯结构来分有座阀、滑阀两大类，它们可通过一股控制压力油来关闭或打开，这样就分别称为闭阀及开阀。

图 1-2 为各种形式的座阀简图，其中除图 (d) 为开阀外，其余皆为闭阀。图 (a) 常作方向阀芯用，图 (b) 中带阻尼孔的锥阀常作溢流阀、顺序阀的主阀芯用。图 (c)

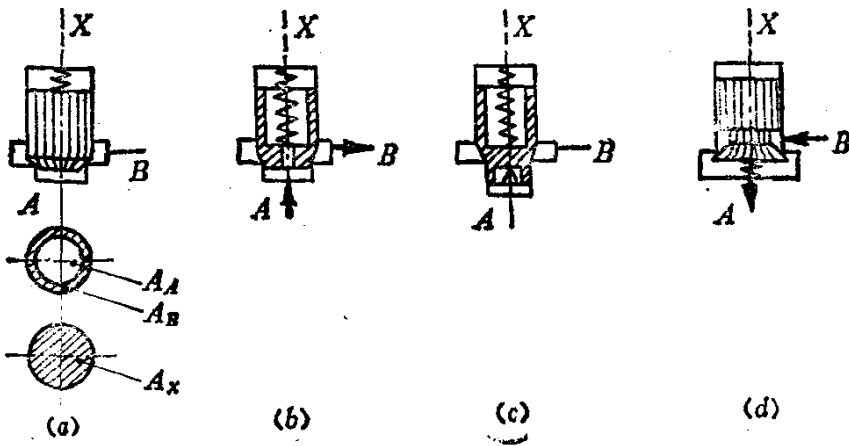


图 1-2 座阀简图

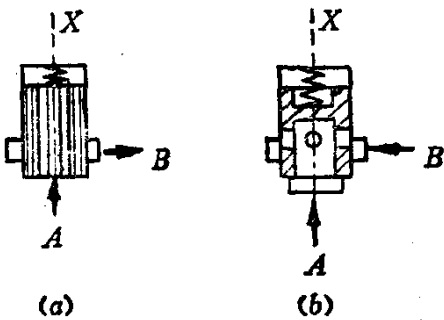


图 1-3 滑阀简图

为带尾部的锥阀，它常作节流阀芯用。图 (d) 锥阀主要作减压阀芯用。

图 1-3 为主阀中常用的两种滑阀。图 (a) 为闭阀，常作节流阀的压力补偿阀芯。图 (b) 为开阀，常作减压阀芯或压力补偿阀芯用。

我们通常把主阀芯在A口处的油压有效作用面积 A_A 与在控制口X处的油压有效作用面积 A_X 之比称为面积比 α ，即

$$\alpha = A_A / A_X \quad (1-1)$$

图1-2(a)、(c)所示锥阀的面积比范围为 $\alpha = 0.5 \sim 1$ 。图1-2(d)及图1-3所示阀芯的面积比 $\alpha = 1$ 。图1-2(b)所示锥阀的面积比范围为 $\alpha = 0.92 \sim 1$ ，这可保证压力阀具有良好的启闭特性。

二、插装阀的过流特性

插装阀的过流特性即是流经插装阀阀口的液流流量与经阀口的压力损失之间的关系，这可由实验得到。图1-4即是锥阀中以开度 X 为参变量时的典型特性曲线族 $Q = f(\Delta p)$ 。从实验获得的这些曲线中可确定流量系数 α_D ，它是雷诺数 R_e 的函数，图1-5描述了这一关系。

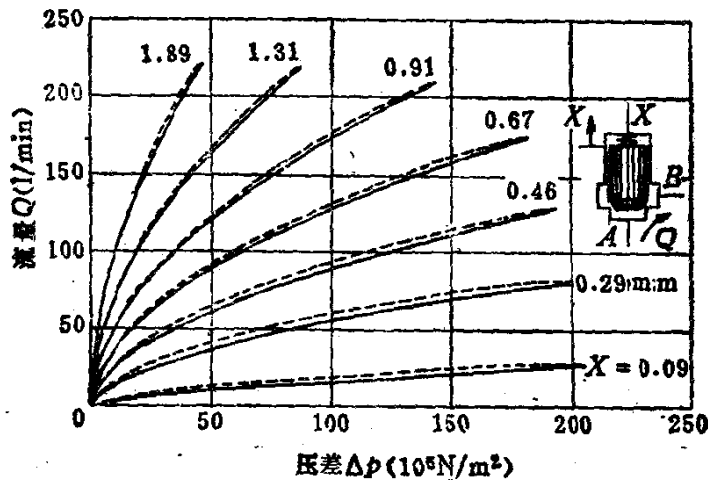


图1-4 以开启高度 X 为参变量时的特征曲线族 $Q = f(\Delta p)$

$$\alpha_A = 0.5 \quad \text{NGH, } A \rightarrow B, \theta = 49^\circ$$

—— Δp 由溢流阀产生($P_B = 0$) - - - Δp 由负载节流小孔产生($P_A = \text{常数}$)

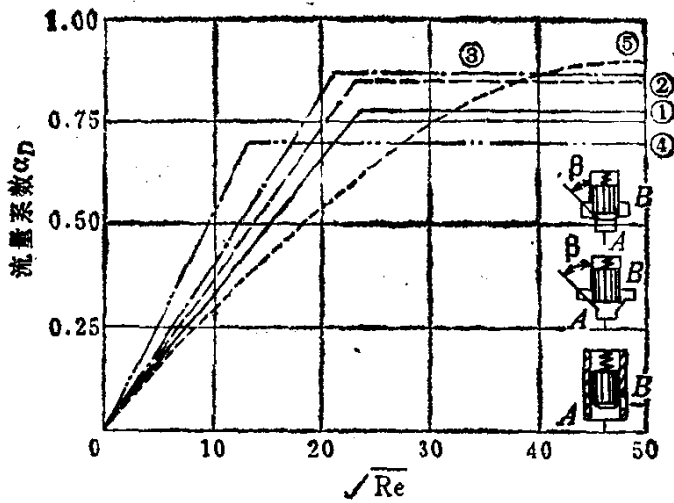


图 1-5 $\alpha_A = f(\text{Re})$

① $\alpha_A = 0.5$, $\beta = 45^\circ$, A \rightarrow B. ② $\alpha_A = 0.5$, $\beta = 45^\circ$, B \rightarrow A. ③ $\alpha_A = 0.91$, $\beta = 45^\circ$, A \rightarrow B. ④ $\alpha_A = 1.0$, $\beta = 20^\circ$, A \rightarrow B. ⑤ $\alpha_A = 1.0$, $\beta = 90^\circ$, A \rightarrow B

通过插装阀的流量 Q 可按下述流量方程计算

$$Q = \frac{p_A - p_B}{|p_A - p_B|} \alpha_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_A - p_B|} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-2)$$

式中 A ——阀口通流面积 (m^2);

p_A 、 p_B ——分别为 A、B 口的压力 (N/m^2);

ρ ——油液密度, $\rho = 850 \sim 960$ (kg/m^3).

油液由 A 口向 B 口流动时 Q 为正, 反之 Q 为负。

三、插装阀的液动力

液流流经插装阀阀口时产生了使阀芯关闭的稳态液动力 F_Y 。与常规的滑阀不同, 作用在插装阀阀芯上的液动力不能直接测得, 而只能作为压力与机械力的差由实验获得。图 1-6 即是由实验测得的两种面积比相同而结构形式不同的插装阀阀芯上的液动力与阀开度 X 间的关系曲线。当压力 p 为某

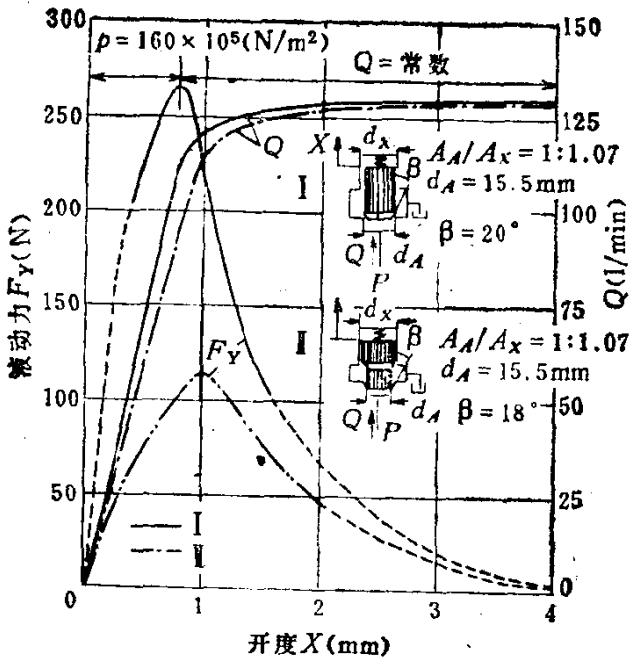


图 1-6 不同几何形状的二通插装阀阀芯上的液动力

一给定常数时，在小开度情况下，流量 Q 及液动力 F_Y 随开度 X 的增加几乎呈线性地增加到某一最大值。当达到泵的额定流量时，随着 X 的增大流量保持不变，但阀口压差下降，使液动力呈双曲线下降。

两种结构形式的液动力呈现较大区别，是由于过流截面上不同的压力分布及阀芯上的不同的压力作用面积所造成的。结构Ⅱ中的压力作用面积位于开启截面的后边，高流速区的外部，而在结构Ⅰ中相应的压力作用面积为阀芯的锥面，直接位于开启截面内。结构Ⅰ中由于该环形缝隙较高的液流速度因而在阀芯锥面上产生了一个较大的静压降，而结构Ⅱ中相应的环形面积却不产生这一压降。在液动力最大值（小开度 X 、大流量可参看图 1-6）附近的一个范围内，插装阀由于极高的液流速度产生能清晰听见的气蚀声。因为在气蚀时隙缝断面内甚至会产生负压，这样的负压使结构Ⅰ的阀芯锥面上产生一个较大的压力损失，所以其液动力也就大大地高于结构Ⅱ的。

液动力可按方程（1-3）计算

$$F_y = \rho Q v \cos\phi = K | p_A - p_B | X (N) \quad (1-3)$$

式中 Q ——流经阀口的流量 (m^3/s)；
 v ——流经阀口的流速 (m/s)；
 ϕ ——阀口处液流方向与阀芯轴线的夹角；
 ρ ——油液密度 (kg/m^3)；
 K ——系数，可经实验测得。

把插装阀的插入单元插入阀块中，接受各种控制盖板（先导控制部分）的控制，就能组成方向、压力及流量三大类控制阀，下面分别叙述之。文中不提厂名的都是指上海液压件一厂生产的。

§ 1-2 方向控制阀

方向控制阀是指控制液压传动系统中液流方向的阀类，如下面将分别叙述的方向控制单元、单向阀及液控单向阀等。

一、方向控制单元

换向阀有下述各种要求：无泄漏、换向时间可调节、作用同时性及换向可靠性等。

由于换向阀是由一些方向控制单元组成的，而且各方向控制单元的控制盖板中的控制油源形式，控制液阻半桥（分压回路）类型等对实现上述要求有很大的影响，因此下面将讲述方向控制单元的控制原理及上述影响的因素。

（一）控制原理

如图 1-7 所示，把插入单元 1 插入开有主油口 A、

B的阀块2中，接受控制盖板3中的控制油口X的控制，使A与B口间通或断。因此，上述方向控制单元相当于一个液控二位二通换向阀，其职能符号如图(b)所示。

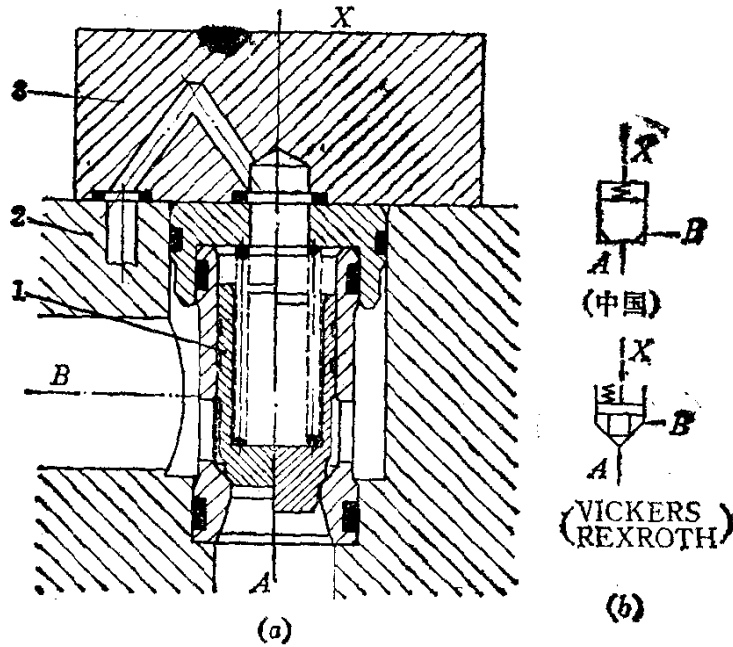


图 1-7 方向控制单元

1—插入单元； 2—阀块； 3—控制盖板。

若忽略阀芯的重量及阻尼力，则作用在阀芯上的力平衡方程式为

$$F_s + F_Y + p_X A_X = p_A A_A + p_B A_B$$

式中 F_s ——弹簧力；

F_Y ——稳态液动力，阀关闭时 $F_Y = 0$ ；

p_A 、 p_B 、 p_X ——分别为A、B、X口的油压力；

A_A 、 A_B 、 A_X ——分别为上述各油压力在阀芯上的有效作用面积。

等式左边为使阀芯关闭的力，右边为使阀芯开启的力，故 $p_X > (p_A A_A + p_B A_B - F_s - F_Y) / A_X$ 时阀芯关闭；当 $p_X < (p_A A_A + p_B A_B - F_s - F_Y) / A_X$ 时阀芯开启。若 X 口接油箱 ($p_X = 0$)，则当然满足上式，故阀芯开启。因此，控制口的压力 p_X 是关键，只需控制它，就能控制阀芯的开关。

(二) 先导控制油源形式

控制压力 p_X 可引自外部油源（外控），也可引自主油源

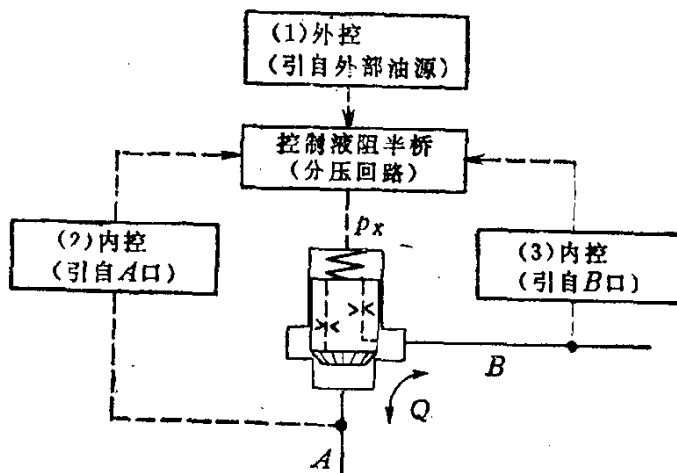


图 1-8 方向控制单元的先导控制油源形式

(内控)，由此可得到如图 1-8 所示的各种先导控制油源形式，即：(1) 外控；(2) 引自 A 口的内控；(3) 引自 B 口的内控；(4) 引自 A、B 口的内控；(5) 外控与形式 (2) 或 (3) 的组合。这里应指出，形式 (2)、(3) 中的控制压力油可经阀块，也可经阀芯引入，两者在功能上是没有区别的。

外控形式不依赖于外负载，故能可靠地控制主阀芯的开关，但要求增加一个外部控制油源。仅在特殊使用场合或由