

9330/234

30356

气动调节阀计算、使用手册

上海工业自动化仪表研究所

一九七六年十月

前言

在伟大领袖毛主席“鼓足干劲，力争上游，多快好省地建设社会主义”总路线的指引下，我国的气动调节阀从无到有，在较短的时期内有了很大的发展。特别是在史无前例的无产阶级文化大革命中，战斗在执行器行业的广大工人师傅和革命科技人员，在毛主席革命路线的指引下，高举革命批判的大旗，狠批了“洋奴哲学”、“爬行主义”、“名利思想”等，进一步树立了“全心全意为人民服务”的论点，并遵照毛主席关于“独立自主，自力更生”、“走自己工业发展道路”的教导，决心打一场翻身仗。经过几年来的努力工作，连续组织了三次全行业的统一设计，成功地试制了百大系列产品，从而基本改变了我国执行器的落后面貌，确立了我国的气动调节阀体系，为工业生产自动化的进一步发展提供了有利条件。

气动调节阀作为执行器是工业生产过程自动化的重要环节之一。选用不当会显著的降低设备效率，并使自动调节装置的调整带来附加困难，降低调节精度甚至不能满足调节要求，因此气动调节阀的正确合理的选择和使用有着重要的意义。但由于刘少奇反革命修正主义企业路线和科研路线的影响，气动调节阀的使用长期得不到应有的重视，致使使用水平落后成为自动化的薄弱环节之一。近几年来随着工业自动化的发展和生产实践的进一步深入，广大使用单位的工人师傅和革命技术人员越来越深刻的认识到气动调节阀在自动系统中的重要作用，并对气动调节阀的正确选用提出了迫切要求。因此在我国革命生产一派大好形势下，由燃化部自控技术中心站及一机部热工仪表科学研究所联合发起组织了“气动调节阀计算、使用手册”的编制小组，于七〇年八月十五日在一机部热工仪表科学研究所正式成立并开始工作。编制小组由燃化部第一设计院，第二设计院，第三设计院，上海医药工业设计院，燃化部自控技术中心站，一机部热工仪表科学研究所，一机部工业自动

化研究所等七丁单位并八名同志组成。

编制小组遵照伟大领袖毛主席“走自己工业发展道路”的教导，根据我国国情，贯彻普及中提高的原则，以现有统一设计产品即气动直通单座调节阀、气动直通双座调节阀、气动角形调节阀、气动隔膜调节阀、气动高压调节阀、气动薄膜执行机构、气动活塞执行机构及有关附件等内容为手册的编制范围。

编制小组先后经过三次印场调研，拜工人为师，向工人师傅请教，在总结国内使用经验并参考马斯国内技术资料基础上于一九七一年三月完成了手册编制工作。本手册系统地介绍了我国各种气动调节阀产品的特点和性能以及有关选择与使用的各种问题，并按照毛主席的“去粗取精，去伪存真，由此及彼，由表及里”的教导，在对国内外有关经验和资料进行了马斯比较的基础上，引入了有关推力计算、口径计算和流量特性的选择等问题，但由于我们缺乏经验，国内实践资料积累不多，并且一时也缺乏有关试验条件，因此对某些问题尚不宜得出结论。编制小组全体人员衷心希望“手册”能起到一丁抛砖引玉的作用，希望有关生产使用现场和设计研究单位共同努力，按照毛主席关于“一个正确的认识，往往需要经过由物质到精神，由精神到物质，即由实践到认识，由认识到实践这样多次的反复，才能够完成。”的教导，对“手册”推荐的选择原则和方法，在生产斗争、科学实验中加以检验，并在实践过程中得到提高。

编制过程中得到许多生产、设计、科研单位的支持和帮助，对本册的提纲和内容进行了认真的讨论并提出了许多宝贵的意见，特此表示深切的感谢。

“因为我们是为人民服务的，所以，我们如果有缺点，就不怕别人批评指出，不管是什么人，谁向我们指出都行，只要你说得对，我们就改正。”虽然这本手册是在无产阶级文化大革命斗、批、修深入开展的大好形势下编写，但由于我们以真学习毛泽东思想不够，政治水平和技术业务水平不高，对生产实际了解不深刻，手册中存在着不少缺点和问题，我们热切地希望最

有实践经验的工人师傅和革命技术人员给我们提出批评和建议，使其更加完善，以更好的为提高我国工业生产过程自动化的使用水平服务。

编 者

一九七一年三月

联系单位：

炼化部自控技术中心站

一机部热工仪表科学研究所

再版说明

气动调节阀计算使用手册出版以来，对合理选用调节阀，以及提高我国工业生产过程自动化的使用水平起了一定的积极作用，得到了广大读者的热情支持和好评。

由于“手册”是非正式出版，付印数量有限，不能满足需要，现根据广大用户单位的要求，将“手册”再次重印，以满足我国工业生产过程自动化发展的需要。因受时间和条件的限制，这次再版时原稿内容不作增删，仅对原稿中不妥之处和付印中的错误进行修改，并请读者注意以下几点。

1、自“手册”编制以来，因我国社会主义建设的发展需要，又研制和发展了一批新产品，如偏心旋转阀、套筒阀、球阀、高压阀、自力式调节阀、阀门定位器和阀位变送器等等，读者如需了解这方面产品可查阅有关产品说明书。

2、关于气体用蒸汽的流通能力计算公式在原稿中推荐采用压缩系数法和诺模图计算图表，为了便于工程计算，由四川省化工第一设计院和上海工业自动化仪表研究所（原一机部热工仪表研究所）等单位共同研制了调节阀计算尺，并已于一九七五年正式提供使用。为了便于制造，计算尺是按平均压力法设计的。虽然计算精度稍低于“手册”推荐的压缩系数法，但在工程计算中已足能满足要求，在此特加以说明。

编者 一九七六年十月

目 录

第一章	产品介绍	1
第一节	概述	1
一、	执行器的应用	1
二、	节流原理	2
第二节	气动调节阀	3
一、	气动执行机构的结构形式与选择	4
二、	调节阀的结构形式与选择	16
第三节	辅助装置	34
一、	阀门定位器	34
二、	手轮机构	37
三、	信号输气管接头	39
第四节	气动调节阀产品系列	39
一、	气动调节阀主要技术数据	39
二、	气动调节阀外形尺寸和安装尺寸	46
三、	调节阀材料的许用压力	50
第五节	气动调节阀型号编制	51
第二章	调节阀不平衡力与执行机构的选择	57
第一节	调节阀的不平衡力	58
一、	不平衡力的产生原因	58
二、	各种调节阀不平衡力的计算另折	59
第二节	执行机构的输出力	67

一、	气动薄膜（有弹簧）执行机构	63
二、	气动活塞式（无弹簧）执行机构	65
三、	输出力矩的计算	67
第三节	调节阀的允许压差	68
一、	各种调节阀允许压差的计算公式	68
二、	各种调节阀允许压差的图表	74
第四节	执行机构的刚度与调节阀的稳定性	87
一、	刚度的计算	87
二、	气动薄膜执行机构与单座调节阀配合后的 操作稳定性分析	90
第三章	流量特性及其选择	95
第一节	调节阀的可调范围	95
一、	可调范围的定义	95
二、	理想可调范围	95
三、	实际可调范围	96
第二节	流量特性	98
一、	流量特性的定义	98
二、	典型的理想流量特性	99
三、	工作流量特性	109
第三节	流量特性的选择原则	124
一、	从控制系统的调节品质出发	124
二、	从工艺配管情况出发	126
三、	从适应系统的负荷波动出发	127
四、	几种特殊情况	127

第四章	流通能力和调节阀口径的计算	128
第一节	流通能力	128
一、	定义及其物理意义	128
二、	调节阀口径的决定顺序	130
第二节	流通能力的计算	130
一、	一般液体的C值计算	130
二、	气体的C值计算	130
三、	饱和蒸汽和过热蒸汽的C值计算	137
四、	高粘度液体的C值计算	142
五、	液体闪蒸时的C值计算	145
六、	两相流的C值计算	156
第三节	调节阀口径计算中的几个问题	161
一、	计算流量的选择	161
二、	计算压差的选择	162
三、	调节阀的开度	166
四、	可调范围的验算	168
五、	三通调节阀的口径计算	169
六、	汽蚀现象及其避免方法	175
七、	流动方向对C值的影响	177
第五章	安装、维护	178
第一节	气动调节阀的安装	178
一、	气动调节阀的安装位置及注意事项	178
二、	气动调节阀的旁路	183
第二节	气动调节阀的维修	185

一、气动调节阀检修时重点检查的部位	125
二、气动调节阀安装前的检查项目	126
三、气动调节阀常见的故障	127

附录：

一、 C 和 C_v 的比较	129
二、关于常用气体 C 值计算公式的推导	130
三、关于气体 C 值计算的国内外公式的比较	132
四、关于蒸汽 C 值计算的国内外公式的比较	134
五、关于蒸汽 C 值计算公式的推导	136
六、关于国内外各种粘度修正方法的比较	136
七、关于高粘度液体 C 值计算公式的推导	200
八、关于闪蒸密度计算方法的公式推导	203
九、气动调节阀校验大纲摘录	205

毛主席语录

中国人民有志气、有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

第一章 产品介绍

执行器是生产过程自动化系统的一个重要环节。气动调节阀是执行器中的一个类别，在工业生产自动化中广泛应用。过去，由于受大叛徒、大内奸、大工贼刘少奇的“洋奴哲学”、“爬行主义”等反革命修正主义科技路线和企业线路的影响，气动调节阀生产和使用得不到足够重视，影响了生产过程自动化的发展。

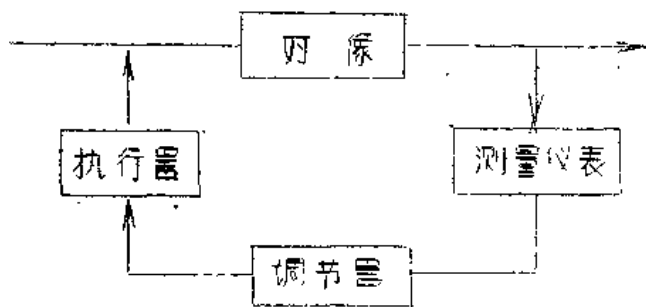
轰轰烈烈的无产阶级文化大革命，彻底摧毁了以刘少奇为首的资产阶级司令部，战斗在气动调节阀战线上的广大工人和革命科技人员“抓革命、促生产”遵照毛主席“打破洋框框，走自己工业发展道路”的伟大教导“自力更生”地设计制造了我国自己的气动调节阀产品系列，彻底改变了过去气动调节阀仿制外国，产品混乱的局面，为我国的工业生产自动化发展贡献了力量。

本章着重介绍我国已经过统一设计的几种气动调节阀的用途、结构形式和产品系列。并对特殊发展的产品作了一般介绍，供使用参考。

第一节 概 述

一、执行器的应用

在生产过程自动调节系统中，执行器是一个重要的、必不可少的环节，被称之为生产过程自动化的“手脚”。一个完整的自动调节系统有对象、测量仪表（包括感受元件、变送器、显示仪表等）、调节器、执行器等组成。见图1-1。执行器的作用是直接与流体接触，调节流体的流量。



执行器按其能源形式可分为：气动执行器(俗称气动调节阀)、电动执行器、液动执行器三类。这三类执行器的比较见表1—1。

由于气动调节阀具有结构简单、运行可靠、输出推

力大、维修方便、适于防火

图1—1 简单自动化系统方块图

防爆和防腐等优点，所以气动调节阀被广泛应用于化工、石油、冶金、电力、轻纺等工业部门中。

表1—1 气、电、液执行器比较

	气动执行器	电动执行器	液动执行器
构造	简单	复杂	简单
体积	中	小	大
推力	中	小	大
配管配线	较复杂	简单	复杂
控制信号传递延迟	大	小	小
维护检修	简单	复杂	简单
使用场合	适于防火防爆场合	不适于防爆场合	要注意火花
动力故障	尚能维持短时自动操作	不能维持自动操作	不能维持自动操作
价格	低	高	高

二、节流原理

从流体力学观点来看，调节阀是一个局部阻力可以变化的节流元件。

对不可压缩流体，由流体的能量守恒原理可知调节阀上的压力损失为：

$$h = \xi \frac{W^2}{2g} \quad \text{--- 1 --- 1}$$

式中： $h = \frac{P_1 - P_2}{\gamma}$ —— 调节阀上的压差，其中 P_1 、 P_2 分别为阀前阀后的压力

ξ —— 调节阀阻力系数，随阀门开度变化

W —— 流体的平均流速 $W = \frac{Q}{F}$

Q —— 流体体积流量

F —— 调节阀活塞截面积

g —— 重力加速度

γ —— 液体重度

以流量代替速度，1—1式可改写为：

$$Q = \frac{F}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma} \cdot 2g} \quad \text{--- 1-2}$$

从公式1—2中可见，当 $\frac{P_1 - P_2}{\gamma}$ 不变时， ξ 减小，流量就增大，反之 ξ 增大， Q 减小。调节阀就是按照输入信号通过改变行程来改变阻力系数从而达到调节流量的目的。

第二节 气动调节阀

气动调节阀（即气动执行器）由气动执行机构和调节阀两部分组成。执行机构是执行器的驱动装置，产生推力，调节阀是执行器的调节部分，直接与介质接触，调节流体介质的流量。

气动执行机构有气动薄膜执行机构和气动活塞执行机构两种。

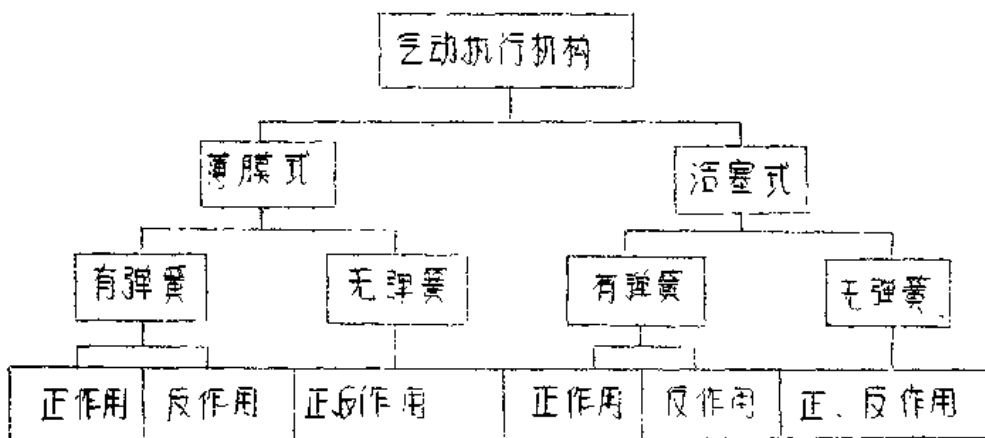
调节阀的结构形式有直通单座、直通双座、角形、高压、三通、隔膜、蝶阀、调停外漏阀等基型品种，另外还有由此变型的高温、低温、波纹管密封等特殊形式。

如何选择气动调节阀的结构形式，这是大家比较关心的问题。过去，由

于受刘少奇修正主义路线的影响，对调节阀使用重视不够，使调节阀产品不完善，因此缺乏正确的认识。我们必须遵照伟大领袖毛主席“一切真知都是从直接经验发源的”的教导，在使用实践中，“要认真总结经验”摆脱贫苦，从必然王国向自由王国发展。这里为了便于大家选用，特将气动调节阀各产品特点分别介绍如下：

一、气动执行器的结构形式与选择

1、气动执行机构的分类：



优缺点比较	推力	小	小	中	中	中	大
	体积	大	大	中	中	中	小
	定位器	小要 (要)	小要 (要)	要(两位式) 小要	小要 (要)	小要 (要)	要(两位式) 小要
	气源中断时位置	极端位置	极端位置	不定	极端位置	极端位置	不定
	价格	低	低	中	较高	较高	高

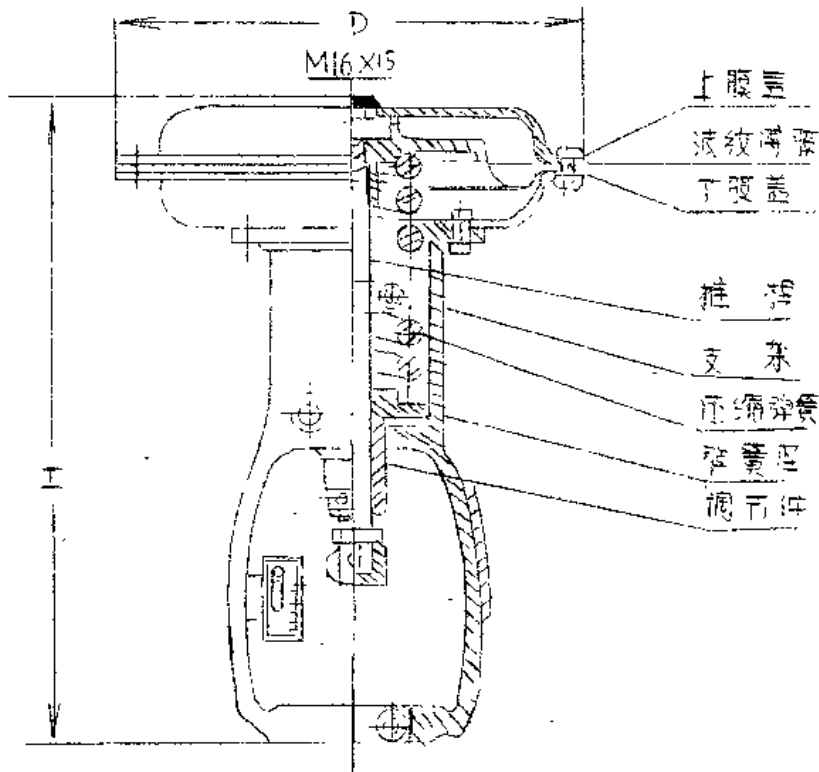
我国目前经过统一设计并已投入生产的气动执行机构有：气动薄膜（有弹簧）执行机构、气动活塞（无弹簧）执行机构和气动长行程执行机构（属活塞式）。

2 气动薄膜（有弹簧）执行机构：

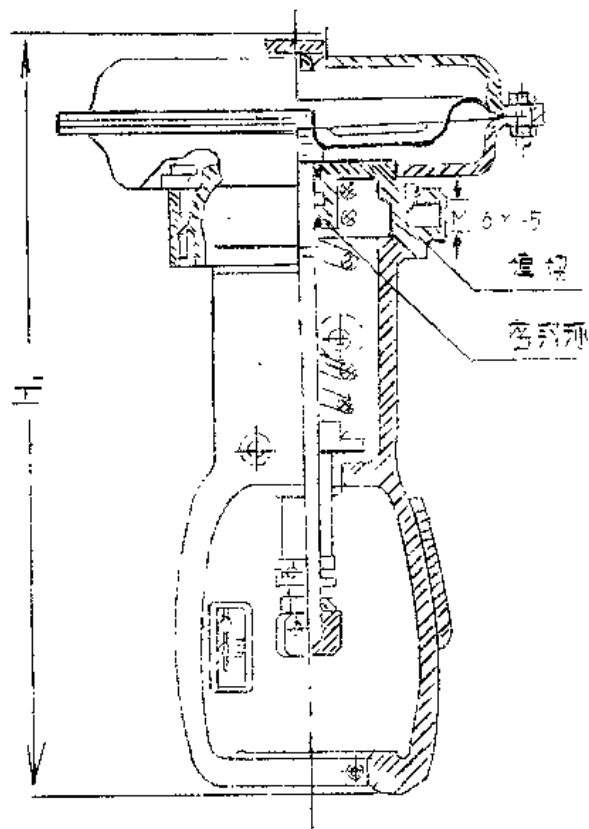
有弹簧气动薄膜执行机构是常用的气动执行机构，它通常接受 $0.2 \sim 1.0 \text{ Kgf/cm}^2$ ($0.4 \sim 2.0 \text{ Kgf/cm}^2$) 信号压力，具有结构简单、动作可靠、维修方便、价廉等优点，因此得到广泛的使用。

气动薄膜执行机构有正作用式和反作用式。我国型号为ZMA型和ZMB型，其结构见图1-2。当信号压力增大时，推杆向下动作的叫正作用式执行机构；反之，当信号压力增大时，推杆向上动作的叫反作用式执行机构。

当信号压力输入薄膜气室时，信号压力在薄膜上产生推力，使推杆能作移动，并压缩弹簧，直到弹簧的反作用力与信号压力在薄膜上产生的推力相平衡，此时推杆的移动，就是气动薄膜执行机构的位移输出，也称行程。



ZMA型气动薄膜执行机构（正作用式）



ZMB 型气动薄膜执行机构 (反作用式)

图 1-2

正、反作用执行机构结构基本相同，由上、下膜盖、波纹薄膜、推杆部件、弹簧、支架等组成。在正作用执行机构上增加一个长圆“O”型密封圈的填块并更换了别零件后即能方便的组成反作用执行机构。

表 1—2

气动薄膜执行机构参数

执行机构型号	ZM _B ^A -1	ZM _B ^A -2	ZM _B ^A -3	ZM _B ^A -4	ZM _B ^A -5
有效面积 cm^2	200	280	400	630	1000
行程 mm	10	10.16	16.25	25.40	40.60
弹簧范围 Kgf/cm^2	0.2~1.0*	0.4~2.0	0.2~0.6	0.6~1.0	
D mm	φ230	φ280	φ325	φ410	φ495
H mm	305	365	440	515	720
H ₁ mm	345	440	515	720	840

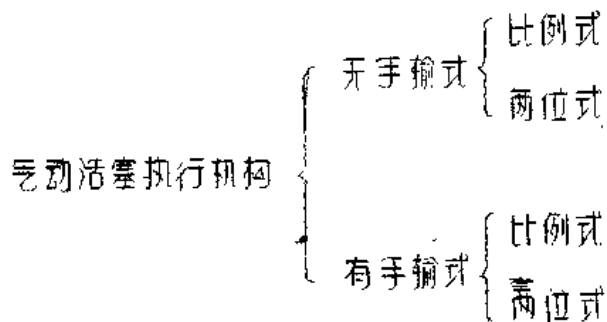
* 0.2~1.0 Kgf/cm^2 为标准信号压力。

3. 气动活塞式（无弹簧）执行机构：

气动活塞式（无弹簧）执行机构中活塞随气缸两侧压差而移动，在气缸两侧可以输入一固定信号和一变动信号，或两侧都输入变动信号。

气动活塞式执行机构由于气缸允许操作压力可达 $5Kgf/cm^2$ ，且没有弹簧抵消推力，因此具有很大的输出推力。特别适用于高静压高压差的工艺场合。它是自动调节系统中一类重要的应用广泛的强力气动执行机构。

活塞执行机构有四种产品，分类如下：



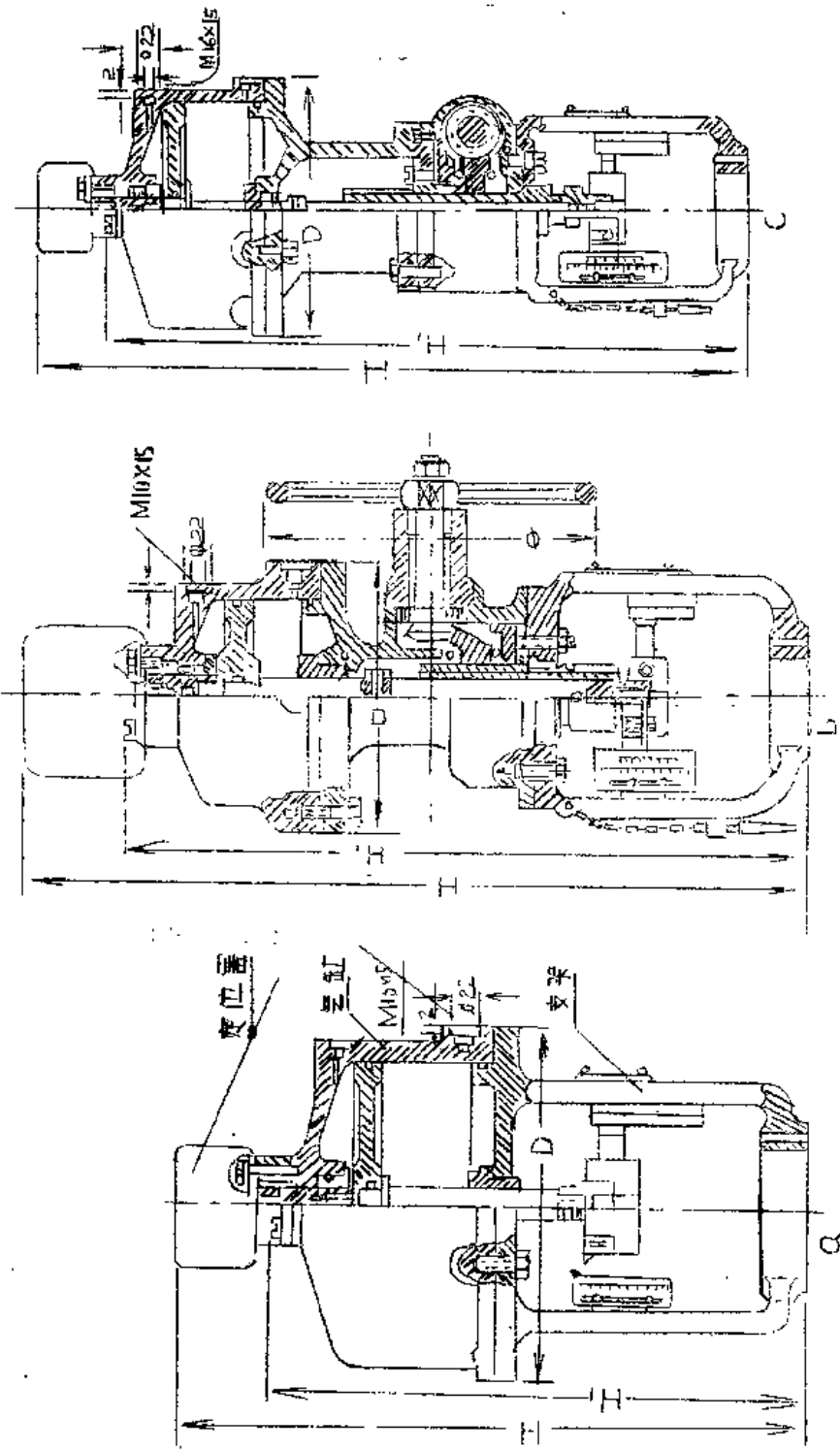


图 1-3 气动活塞执行机构结构图

气动活塞式执行机构有比例、两位和手动三种动作方式：

(1) 比例动作

所谓比例动作是指输入执行机构的信号压力与推杆的行程成比例关系。这种比例动作是通过安装在气缸顶部的定位器完成的。比例动作分正反作用两种，在比例动作时一定要带有定位器，与气缸连成一体。定位器结构图见图1-4。

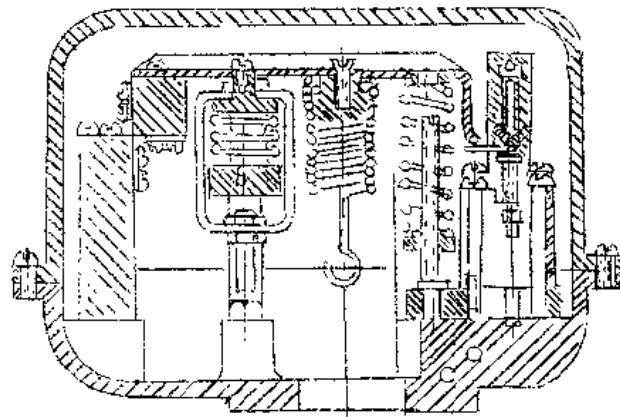


图 1-4 定位器结构图

动作原理见图1-5。
正作用时，信号压力通入定位器感受元件波纹管内，波纹管伸长推动拨杆绕支点顺时针转动，档板靠近喷嘴1， $P_{出1}$ 增大， $P_{出2}$ 减小， $P_{出1} > P_{出2}$ 作用在活塞的上下，因而活塞向下移动。与活塞连接的

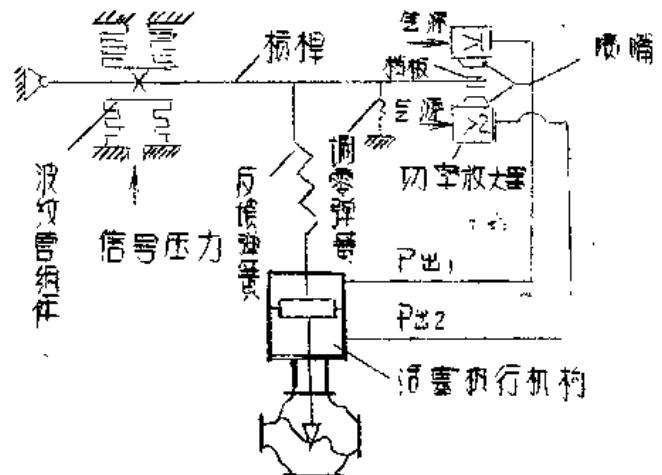


图 1-5 比例动作原理图

反作用时，活塞在弹簧的作用下在反作用力作用下运动，当活塞移动到行程末端的瞬时，弹簧力及活塞面积所产生的总力矩与弹簧力矩相等，活塞停止移动达到相对平衡位置。这时活塞的位移即信号大小所决定。当反作用力与平衡时，活塞上下压差所产生的推力和外负载相平衡。

反作用时，波纹管位置如图中虚线所示，动作过程与正作用相反。

表1-3 气动活塞执行机构主要系列参数

活塞直径 mm	有效面积 cm ²	最大行程 mm	最大操作压力 Kgf/cm ²	最大输出力 Kgf
100	71	25	5	320
150	170	25	5	765
200	307	40	5	1580
		60		
250	484	40	5	2130
		60		
300	700	60	5	3150
		100		
350	955	60	5	4300
		100		

* 信号压力：① 四比例式为0.2 ~ 1.0 Kgf/cm²；

② 对两位置既为操作压力。

表1-4 气动活塞执行机构主要外形尺寸 单位：mm

尺寸代号	最大行程 25		40		60				100	
	100	150	200	250	200	250	300	350	300	350
D	∅155	∅205	∅260	∅310	∅200	∅310	∅300	∅410	∅360	∅410
H	405		535		575		550		610	
H ₁	335		460		470		550		640	
H'	590		790		920		1050		1270	
H ₁ '	520		720		820		950		1100	

* 生产厂：天津调节阀厂。

气动活塞执行机构主要由定位器、气缸、手轮机构、支架等四部分组成。两腔式不带定位器。活塞执行机构结构见图1-3(a、b、c)。

2) 两位动作。

所谓两位动作是根据输入执行机构活塞两侧的操作压力的大小，由高压侧推向低压侧，使推杆由一极端位置移至另一极端位置。

两位动作时，气缸内活塞的一侧可通入固定的操作压力，另一侧通入变化的操作压力。亦可两侧都通入变化的操作压力。根据所需推力的大小，可直接以调节阀的输出作为操作压力，亦可用调节阀的输出来控制气开关和电磁阀，来操纵接通或切断接入气缸的较高压力的气源。

3) 手动操作：

带有手轮机构的气动活塞执行机构；当气源发生故障，控制系统中其他仪表失灵和执行机构本身的定位器故障或气缸的密封等装置发生损坏的情况下，既可将圆锥销插入销孔，转动手轮进行人工操作；或在圆锥销来不及插入时，可直接转动手轮，转过一段空程后，等丝杆顶住限制件或开键螺母时，推杆就上下移动。

这种手轮机构，结构上不同于侧装式手轮机构，是和执行机构组合成一体，因此不能单独拆卸。它按活塞直径大小，分有两种型式，活塞直径 $\phi 200$ 和 $\phi 200$ 以上的采用蜗轮蜗杆传动，见图1-3(c)；活塞直径 $\phi 200$ 以下的采用锥齿轮传动见图1-3(b)。

表1-5 气动活塞执行机构的手轮机构参数 单位：mm

传动形式		锥 齿 轮		蜗 轮							
执行机构规格	活塞直径	100	150	200	250	200	250	300	350	300	350
	最大行程	25		40		60				100	
手轮直径		240		280				340			
最长行程的手轮圈数		12 $\frac{1}{2}$		29		43 $\frac{1}{2}$		38		47	

4. 气动长行程执行机构：

气动长行程执行机构的特点是具有行程长和较大的输出力矩。它将 $10\text{Kg}/\text{cm}^2$ 的输入信号压力转变为相对应的转角位移(90°)或直线位移($200\text{mm}\sim 400\text{mm}$)，操作压力为 $5\text{Kg}/\text{cm}^2$ ，一般用于调节需要大的转矩的蝶阀风门等场合。广泛应用于电力、冶金、石油、化工等工业部门中。

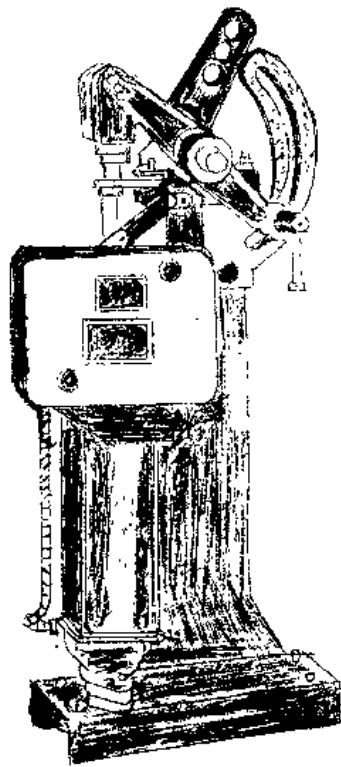


图 1—6 气动长行程执行机构外形图

表 1-6

气动长行程执行机构主要参数

型 号	公称力矩 ($\text{Kg}\cdot\text{m}$)	气缸内径 (mm)	行 程 (m)	活塞计算推力 (Kg)	外 形 尺 寸 长 \times 宽 \times 高 (mm)
ZSL 11	25	80	200	200.9	400 \times 296 \times 791
ZSL 21	40	100	200	392.7	400 \times 305 \times 791
ZSL 23	60	110	300	592.7	400 \times 305 \times 1028
ZSL 32	100	130	300	663.6	545 \times 347 \times 1028
ZSL 33	160	130	400	663.6	—
ZSL 43	250	170	400	—	—

* 信号压力为 $0.2 \sim 1.3 \text{ Kg}/\text{cm}^2$;

② 活塞推力以 $5 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ 操作压力计算;

③ 生产厂: 天津示风仪器厂;

西安仪表专用设备厂

气动长行程执行机构由控制箱(定位器)、气缸、支架三部分组成,工

作原理见图 1-7。

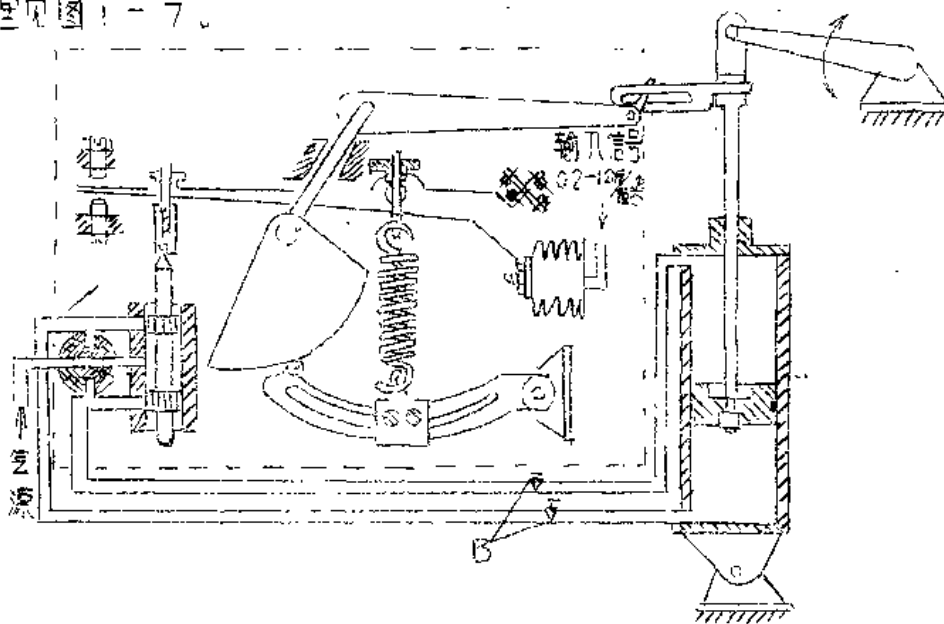


图 1-7 气动长行程执行机构原理图

当进入波纹管信号压力增加时，波纹管伸长并推动横杆，带动滑阀向上移动，从而使下缸压力增加，上缸压力降低，活塞向上移动转动摇臂输出位移。同时与活塞杆相连的凸块通过横杆位伸反馈弹簧，当此弹簧拉力与波纹管的推力相平衡时，整个系统也平衡在一个新的位置，活塞上升到相应的高度，而上缸两侧产生的压差亦与外负荷相平衡。

平衡阀A作为自动与手动的切换之用。在“自动”位置时，供气气源与滑阀连通，上下缸气路互相隔断。在“手动”位置时，切断气源，同时将上下缸气路连通，使活塞两侧压差为零，便可进行手动就地操作。

斜形阀用以调节活塞向前作速度。如将凸块翻表使用，上、下缸气路反转，即可获得反作用动作。

5. 电信号自动长行程执行机构：

电信号自动长行程执行机构是一种气—电混合型的执行机构。它是气源长行程执行机构的一种变型产品。输入信号为3~10mA（或±5mA）的直流电信号，可与DDZ—II型电动单元组合仪表及其他仪表配套使用。以驱动蝶阀、风门、阀门等。广泛应用于电力、冶金等工业部门中。

表1-7 电信号长行程执行机构主要参数

型 号	公称力矩 (Kgfm)	气缸内径 (mm)	行 程 (mm)	活塞计算推力 (Kg/cm ²)	外 形 尺 寸 长×宽×高(mm)
ZSLD11	25	30	200	251.2	440×296×791
ZSLD21	40	100	200	302.7	440×305×791
ZSLD22	60	100	300	302.7	440×305×1028
ZSLD32	100	130	300	663.6	545×347×1028
ZSLD33	160	150	400	663.6	✓
ZSLD43	250	170	400	✓	✓

- * ① 信号 $0 \sim 10 \text{ mA}$ (或 $\pm 5 \text{ mA}$) 直流;
- ② 活塞的杆管推力按工作压力 5 kgf/cm^2 计算;
- ③ 生产厂: 天津东风仪器厂。

西安仪表专用设备厂。

电—气长行程执行机构由控制箱(定位器)、气缸、支架三部分组成。除控制箱结构不同外, 气缸、支架部分与气动长行程执行机构完全相同, 其外形可参见图 1-7 气动长行程执行机构, 工作原理见图 1-8。

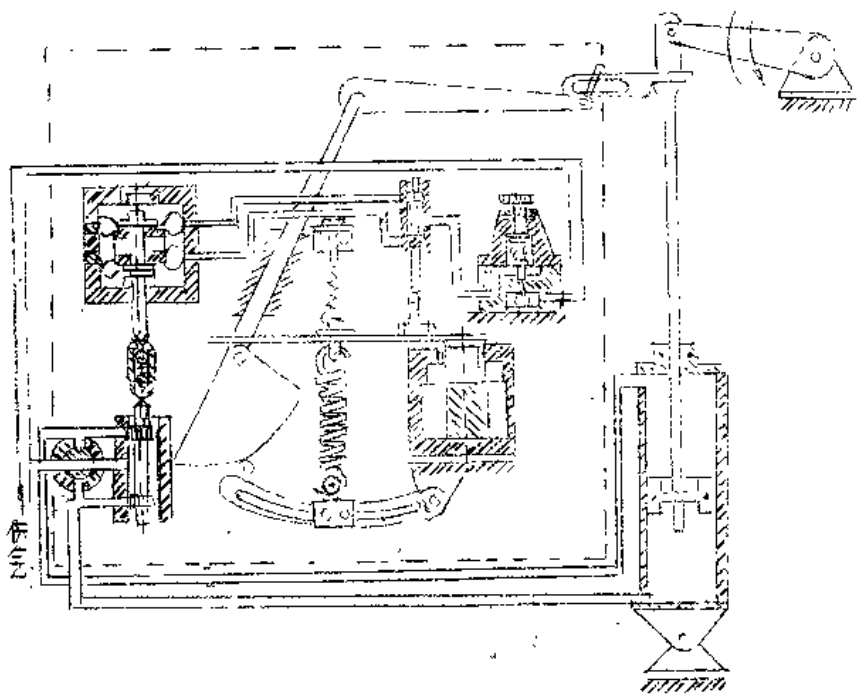


图 1-8 电信号气动长行程执行机构原理图

$0 \sim 10 \text{ mA}$ 的直流信号输入线圈的可动线圈。当信号电流增加时, 线圈推力增加, 推动横杆并带动小滑阀向上移动, 改变膜盒组件上下压差, 产生位移并推动大滑阀向下移动, 从而使下缸压力增加, 上缸压力降低活塞向上移动并转动摇臂输出角位移。同时与活塞杆相联的凸轮通过横杆提供反馈

弹簧，当此弹簧拉力与线圈产生的推力相等时，系统平衡，活塞停止移动并到相应高度，而气缸内产生的压差与外界平衡。

将凸轮翻转使用，并反接磁钢线，即可获得反作用动作。

二、调节阀的结构形式与选择

目前已经过统一设计并投入生产的调节阀形式有：直通单座、直通双座、角形、高压（角形）、隔膜、三通、低噪声。正在设计研制的有：单芯套筒阀、自力式调节阀、直通高压阀、小流量阀、波纹管套筒阀等。

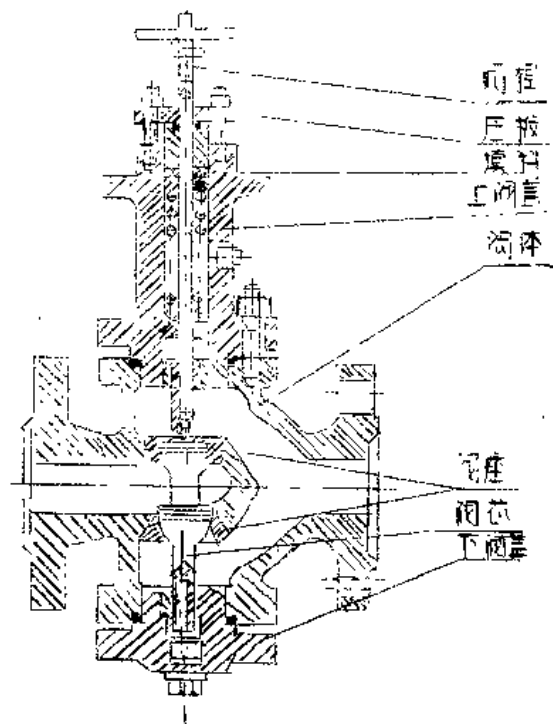


图 1-9 双座调节阀结构图

1. 直通双座调节阀：

双座调节阀阀体内有两个阀芯和阀座，结构见图 1-9。流体从左侧进入，通过上、下阀芯后再汇合在一起由右侧流出。阀芯和阀杆由螺纹连接与手圈连接固定，以防止阀芯因旋转脱落。配阀杆与阀芯下端连接部可方便的

各种调节阀的对比表

表 1-3

阀名 对比内容	直通	手压阀	直通	双座阀	角形阀	三通阀	低温阀	高压阀	隔膜阀
阀体材料	1Cr18Ni9Ti 不锈钢 ZG 25B 铸钢 不锈钢 HT 16-36 铸钢						40# 钢	2Cr13 不锈钢	氟塑料 聚四氟乙烯 聚四氟乙烯 聚四氟乙烯
阀芯阀座材料	1Cr18Ni9Ti 不锈钢 (今后部份产品可铸钢)						2Cr13 不锈钢	2Cr13 不锈钢	氟塑料 聚四氟乙烯 聚四氟乙烯
流量特性	快开		直线				equal percentage		近似快开 特性
	直线		等百分比						
公称直径 mm	3/4 ~ 200	25 ~ 300	20 ~ 200	25 ~ 200	3/4 ~ 200	6 ~ 200	15 ~ 200		
流通能力 C	0.08 ~ 450	10 ~ 1600	1.6 ~ 630	8.5 ~ 535	0.08 ~ 10 (按 C ₁₀₀)	0.04 ~ 650	8 ~ 1200		
泄漏量 %	0.01	0.1	0.01	0.05	0.01 ~ 0.1	0.01 (按 C ₁₀₀)	0		
可调范围 R	30			20, 10		30		—	
适用流体	高温高压差	△	○	△	×	低温	○	×	
	高粘度	×	×	○	×	×	○	○	
	悬浮颗粒、物	×	×	○	×	×	○	○	
	腐蚀性	△	△	△	△	△	△	○	
	闪蒸	△	△	○	×	△	○	×	

* (1) 表中数据按我国目前产品系列摘录

(2) ○为适用 △为可以使用 ×为不适用。

改装成气开式，而不需要采用反作用执行机构。同时由于双座阀具有上下两个阀芯，流体作用在上下阀芯的推力方向相反而大致抵消，所以双座阀不平衡力小，允许压差较大，因此得到广泛的应用。

双座阀的缺点是关闭时泄漏量较大，因为上下阀芯不易保证同时关闭，尤其使用于高温或低温时，材料的热膨胀差更易引起较严重泄漏，另外阀体流路较复杂，使用于高差压时流体对阀冲蚀损伤较严重，也不适用于高粘度介质和含纤维介质的调节。

2. 直通单座调节阀：

单座调节阀阀体内只有一个阀芯和阀座，组成部件基本上与双座阀相同（见图 1-10）。改变阀杆与阀芯的连接位置也可方便的改装成气开式，而不需要采用反作用执行机构。单座阀的特点是泄漏量小，因为它是单阀芯密封容积

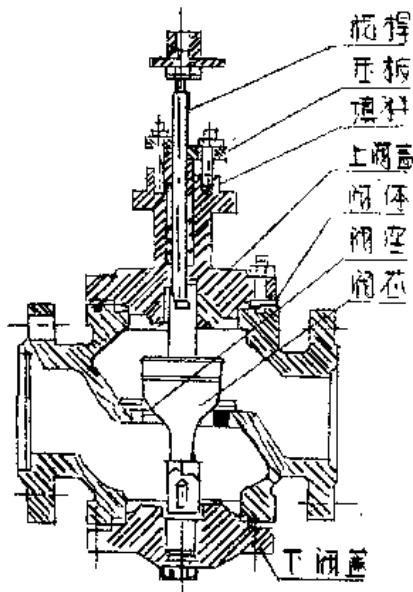


图 1-10 单座调节阀结构图

易保证密封，甚至完全切断，因此其结构上又分筒形型和柱塞型，它们的区别在于阀芯结构不同，前者为柱塞形，后者为平板型。

由于单座阀只有一个阀芯，流体对阀芯的推力不能象双座阀那样相互平衡，因此不平衡力很大，尤其在高压降、大口径时，此不平衡力更大，因此应选用大推力执行机构或配以阀门定位器。

在要求泄漏量小的场合，阀前后压降较低的情况下（见第二章的允许压差图表），选用单座阀要比双座阀有利，尤其是小口径阀的时

籍与阀体连成整体，阀座与下阀体分成两体。这种结构加工简单，阀座易于更换。

阀芯为上导向柱塞形。Dg25 以下阀杆与阀芯采用整体结构；Dg32 以上阀杆与阀芯分开，用螺纹连接，圆锥销固定。见图 1-13。为适应高压差时汽蚀现象对材料的严重损伤，阀芯头部采用硬质合金 G6X 或可淬硬钢渗铬等。阀座采用可淬硬钢渗铬或淬硬的 2Cr13。高压调节阀亦为单导向结构，

气开式必须采用反作用执行机构实现，另外由于使用压差高和单座阀一样不平衡力大，一般要配用阀门定位器。

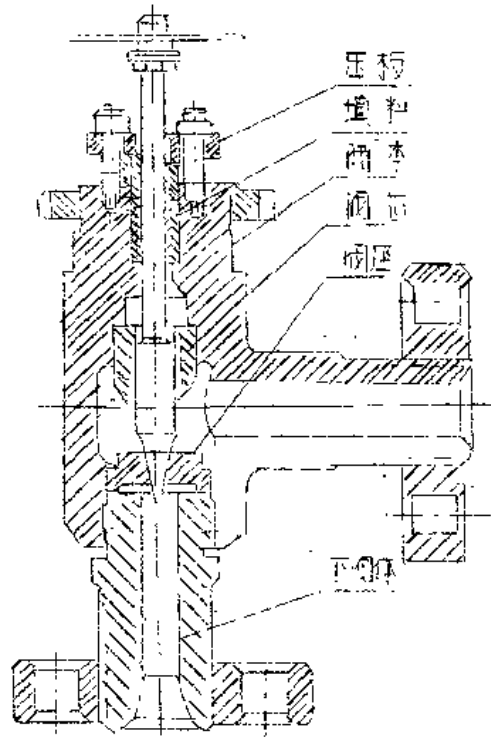
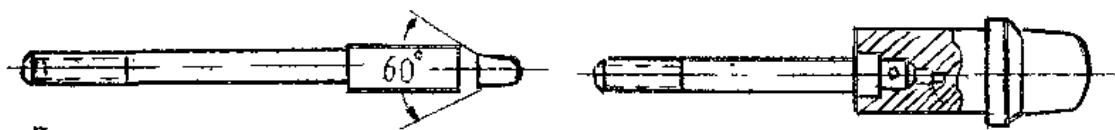


图 1-12 高压调节阀（角形）结构图



Dg ≤ 25 整体结构

Dg > 25 分开结构

图 1-13 阀芯结构图

5. 三通调节阀:

三通阀有三个出入口与管道相连。按作用方式可分为合流（两种流体混

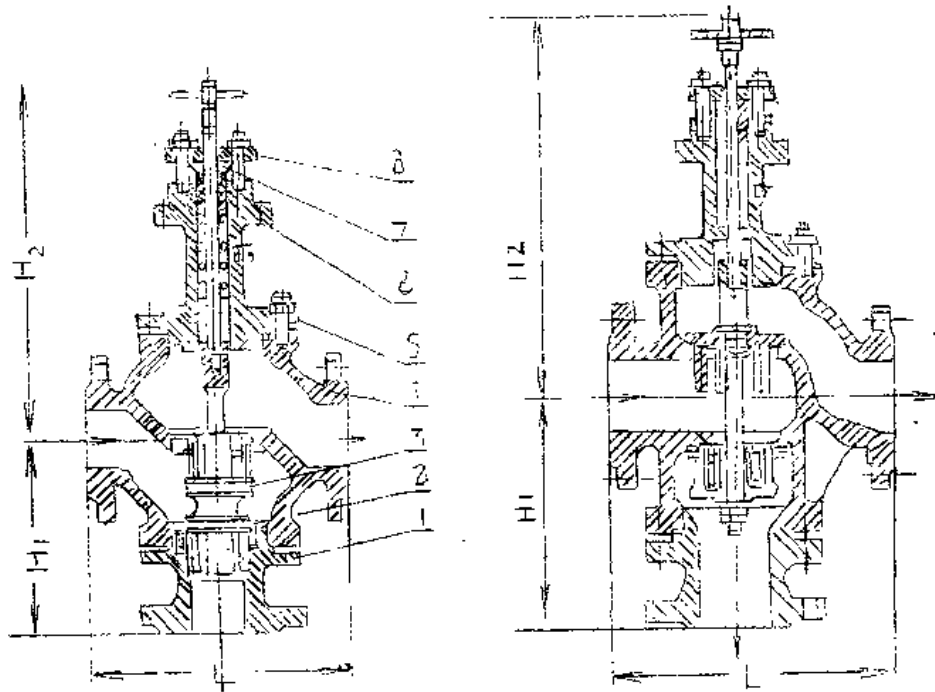


图 1-14 三通合流调节阀

图 1-15 三通分流调节阀

1. 接管; 2. 阀座; 3. 阀芯; 4. 阀体;
5. 上阀盖; 6. 填料; 7. 密封环; 8. 压板

合)和分流(一种流体分成两路)两种

合流、分流三通阀分别由单座、双座调节阀成型而成。在原来下阀盖处改为接管,形成三通,阀芯均为薄壁圆筒开窗形,并采用阀芯侧面导向,而不同于柱塞形阀芯的衬套导向。三通阀的开关、叠开必须由正、反作用执行机构分别实现。

三通阀一般用于代替二个直通阀进行热交换器等的热量调节。示意图见 1-16。也可用于简单的配比调节。但目前还没有使用经验。有待于实践总结。

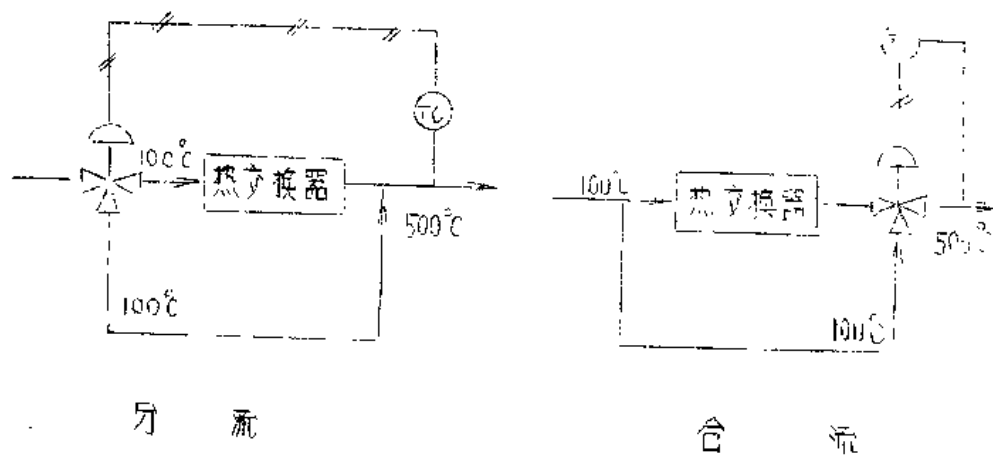


图 1-16

旁路调节是调节热交换器的旁流量来控制其出口流体的温度，三通阀装在旁路的入口为分流，三通阀在旁路的出口为合流，合流调节阀流通能力较分流阀大，并安装在热交换器后调节灵敏，但应注意到温差对阀的影响，公称口径 $Dg80$ 以下，由于不平衡力较小，用分流阀代替合流阀。

使用三通阀时必须考虑高温或温差的影响。三通阀有三个连接管，在高温或高温差时，管子的膨胀会使三通阀承受较大应力而变形，造成连接处的泄漏或损坏，特别是温差影响更大，一般要求三通阀的温差不大于 150°C ，温差过大时可以采用分流或用两个二通阀代替一个三通阀，见图 1-17。

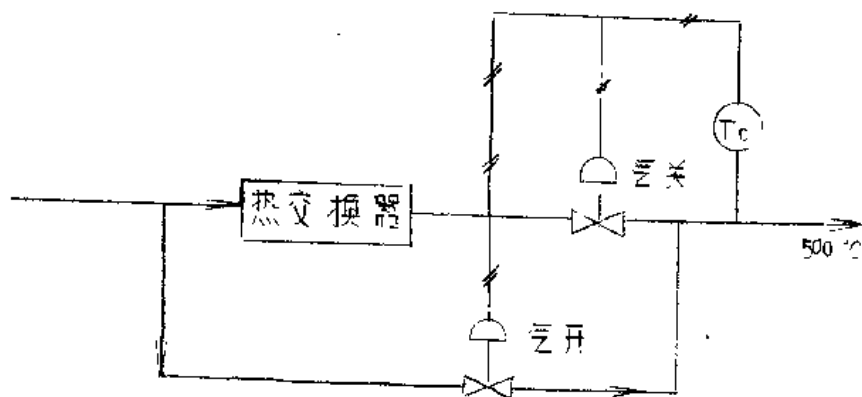


图 1-17

一个三通阀安装在热交换器的出口，另一个安装在旁通管线上，两个阀的执行机构接受同一调节器来的 $0.2 \sim 1.0 \text{ Kgf/cm}^2$ 信号压力，一个阀气开，一个阀气闭。信号压力在 0.2 Kgf/cm^2 时两个阀都处在半开位置，当信号压力从 0.2 Kgf/cm^2 增加时，气开阀逐渐开大，气闭阀逐渐关闭，信号压力达到 1 Kgf/cm^2 时，气开阀全开，气闭阀全闭。当信号压力从 1 Kgf/cm^2 减小时，气开阀逐渐关闭，气闭阀逐渐开大，信号压力减到 0.2 Kgf/cm^2 时，气开阀全闭，气闭阀全开。

使用三通阀进行旁通调节，可以省掉一个二通阀和一个三通接管，不但节约投资和安装费用，而且占地面积小，因此得到广泛的应用。

6. 隔膜调节阀：

隔膜调节阀采用带有耐腐蚀衬里的阀体和耐腐蚀隔膜，代替了阀芯阀座组件，由隔膜起调节作用。见图 1-8。

隔膜调节阀的优点：

a. 结构简单，流路阻力小，流通能力 C_v 值较同口径的其他阀大，泄漏量小。

b. 耐腐蚀性强，适用于强酸、强碱、强腐蚀性流体的调节。

c. 能用于高粘度及有悬浮颗粒物流体的调节。

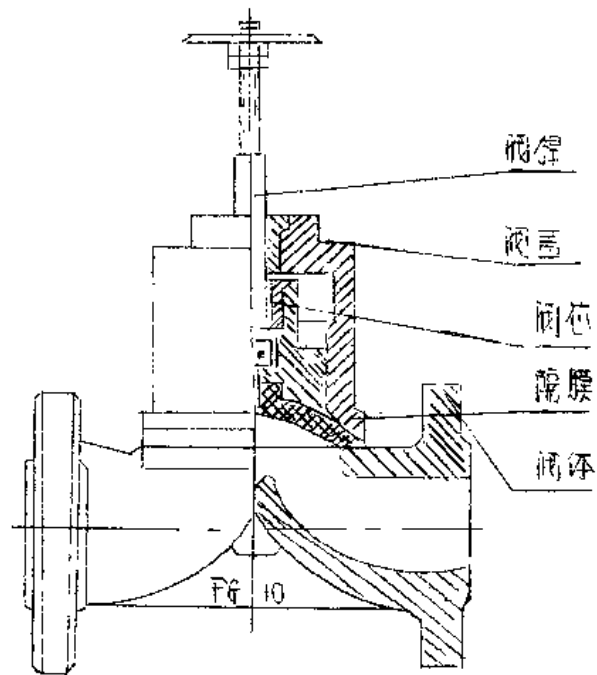


图 1-8 隔膜调节阀结构图

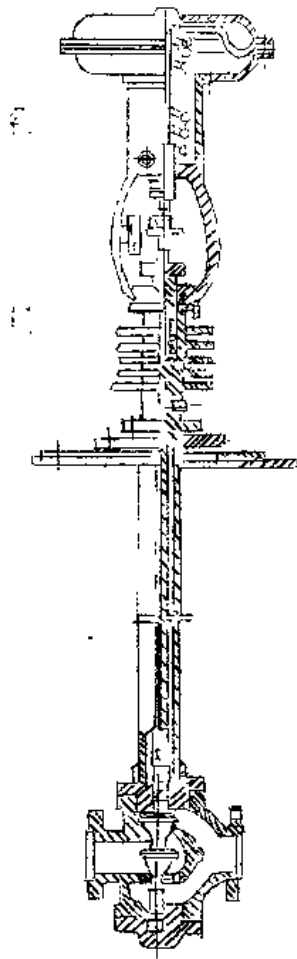


图 1-9 低温调节阀
(单座) 结构图

7. 低温调节阀:

低温调节阀是一种适用于低温使用的特殊阀门。它是直通单座、双座调节阀的变型产品，两者不同之处，在于上阀盖增加了长颈，以保护填料函处于较高温度，使阀在低温下（ $-60^{\circ}\text{C} \sim -250^{\circ}\text{C}$ ）正常工作。其结构见图 1-19。

在热片盖上下方设置两个螺孔，上方一个螺孔供防冻用。在填料函外部

生，流体由隔膜与外界隔离，或无填料箱，流体亦不会外漏。

e. 由于隔膜、衬里的限制，耐压、耐温低（PSIG Rgf 4m^2 ， 150°C 以下）。

f. 流量特性近似快开特性（即在 90% 行程前近似为线性，90% 后流量增加缓慢），但可利用阀门定位器的反馈凸轮来改善特性。

阀体材料为铸铁、铸不锈钢，可用橡胶、搪瓷、聚三氟氯乙烯衬里，隔膜材料有橡胶、聚四氟乙烯。

由于隔膜阀具有上述的耐腐蚀、流路简单等特点，因此被广泛应用于化工、医药、电镀、冶金、食品、造纸等工业生产过程中。

当发生霜冻结冰现象时，通入蒸汽，消除填料函霜冻。下方螺孔供安装管路后，清洗管路。

填料函采用隔离式双层填料（单、双座阀采用单层填料），其特点填料层双面受压压力均匀容易密封。填料由聚四氟乙烯压制成型。

8. 蝶阀：

蝶阀的结构比较简单，见图1-20，有档板、档板轴和轴封等部件。蝶阀特别适用于低压差和大流量气体和悬浮固体的流体。价格便宜，但泄漏量大。流量特性在转角 60° 前与对数特性相似， 60° 后转矩大，工作不稳定，特性也不好。

由于蝶阀轴封易损坏，因此广泛的使用于冶金、电力等的固体调节。

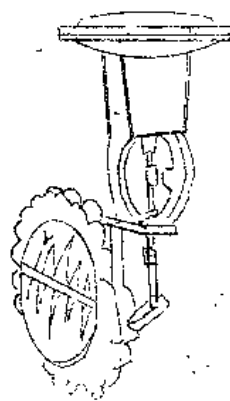


图1-20 蝶阀

9. 准备发展的调节阀结构形式：

随着化工、石油、冶金、电力、轻纺等工业的迅速发展，对调节阀的结构形式提出了新的要求。目前，上海工业自动化仪表研究所正在统一设计、试制几种新的调节阀：如阀体分离阀、自力式调节阀、波纹管密封阀、小流量阀、直通高压阀等，不久就可投入生产。下面对这些新产品作一简单介绍。

(1) 阀体分离阀：

阀体分离阀的阀体由两部分组成，用法兰连接；结构见图1-21。这种阀体的优点是便于拆卸进行内部衬里和清洗，适用于腐蚀性介质、高粘度的

有悬浮物介质的场合。在高压降时，液体对阀芯不平衡力较大，应选用推力大的执行机构或配用阀芯定位器。与隔膜阀比较，这种阀体结构耐压耐温高，流量特性可作成直线、等百分比特性。

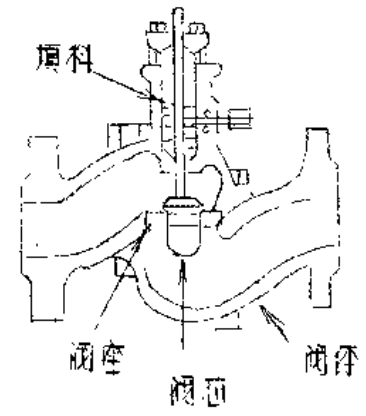


图 1-21 阀体分离阀

系列参数：a) 公称压力 $P \leq 16 \text{ kgf/cm}^2$

b) 公称口径 $Dg 20 \sim 150$

c) 流量特性 直线、等百分比

(2) 波纹管密封阀

波纹管密封阀适用于有毒、易挥发及稀有贵重介质的调节。可以避免介质外漏引起环境污染而严重影响工人健康和防止爆炸等事故，以及稀有介质的损耗等。结构见图 1-22。

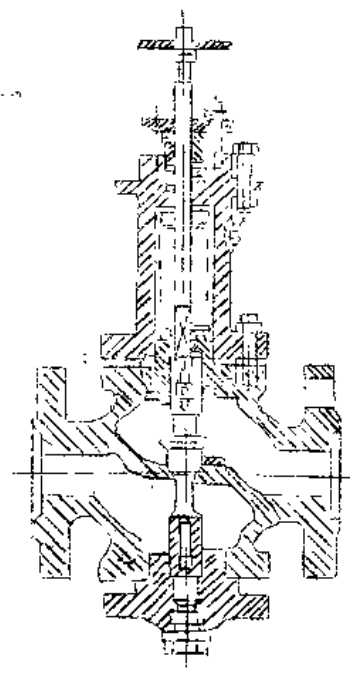


图 1-22 波纹管密封阀

波纹管密封阀的特点：

(a) 该类调节阀的执行机构和阀体与一般单、双座气动调节阀通用。

(b) 结构中除采用波纹管密封外，在其上部还采用四氟填料密封，在波纹管结构损坏时仍能维持短期密封。

系列参数：a) 公称压力 $P \leq 10 \text{ kgf/cm}^2$ 以下

b) 公称口径 $Dg 20 \sim 100$

- c) 波纹管材质 丁腈型
- d) 阀体形式 单座 双座
- e) 工作温度 500 °C 以下

13. 小流量阀

小流量阀适用于要求较小流量控制场合，如石油、化工等中间试验装置或生产过程中需加少量添加剂的场合。结构见图 1-25。

小流量阀的特点：

- (a) 结构紧凑、体积小、重量轻，便于安装维护。
- (b) 流量范围小，可对微小流量进行精密调节。

系列参数：

- a) 公称口径
D8 $\frac{1}{4}$ 管螺纹
- b) 公称压力

P_g 64 Kgf/cm² 以下

- c) 行程 6 mm

d) 流通能力 C	0.0012	0.0032	0.005	0.008
	0.012	0.020	0.032	0.05

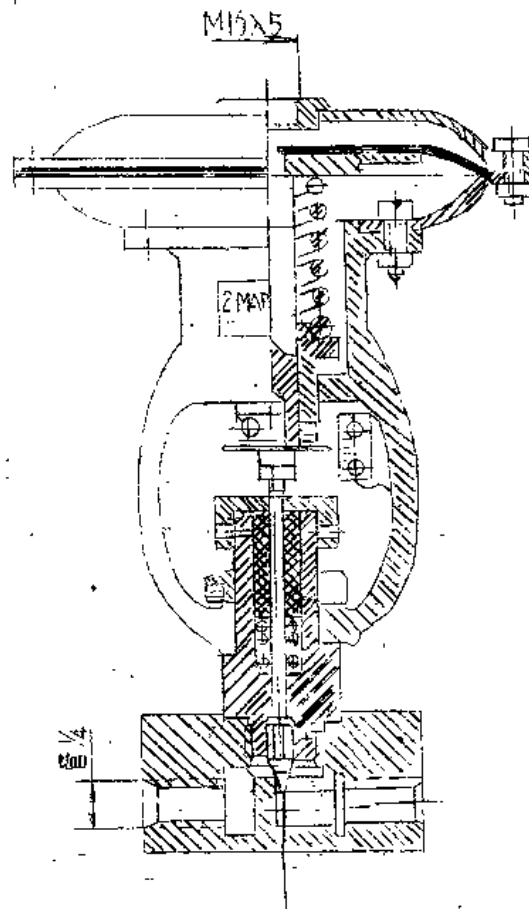


图 1-25 小流量阀

e) 工作温度 $-30 \sim 225^{\circ}\text{C}$

f) 薄膜执行机构面积 65cm^2

g) 流量特性 直线

(4) 自力压力调节阀:

自力式压力调节阀即直接作用调节阀的一种,它利用系统本身的压力动作,无需外加其他能源和调节器的控制,能自动调节阀前或阀后的压力,因此被广泛的使用于天然气气井、配气站、煤气公司、电站、石油和化工等的压力调节,其中一种结构见图 1-24。

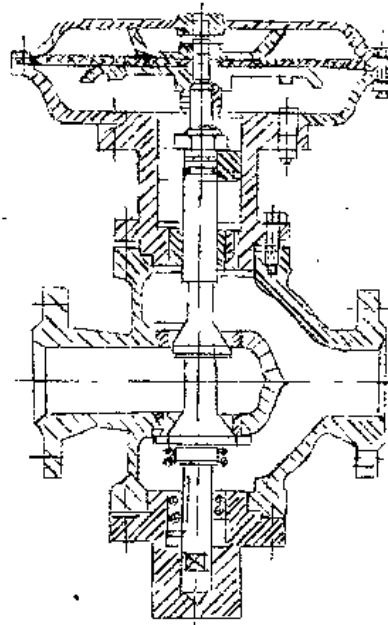


图 1-24 自力式压力调节阀

自力式压力调节阀的结构简单,工作可靠,使用方便,适用于要求不高的压力调节场合。

系列参数: a) 公称压力

PG 16, 40, 220 Kgf/cm^2

b) 公称直径 $Dg\ 25 \sim 150$

c) 阀体形式 单座、双座

d) 流通能力 $C\ 10 \sim 400$

10. 阀芯型式:

我国生产的调节阀的阀芯型式有平板形、柱塞形、窗口形。

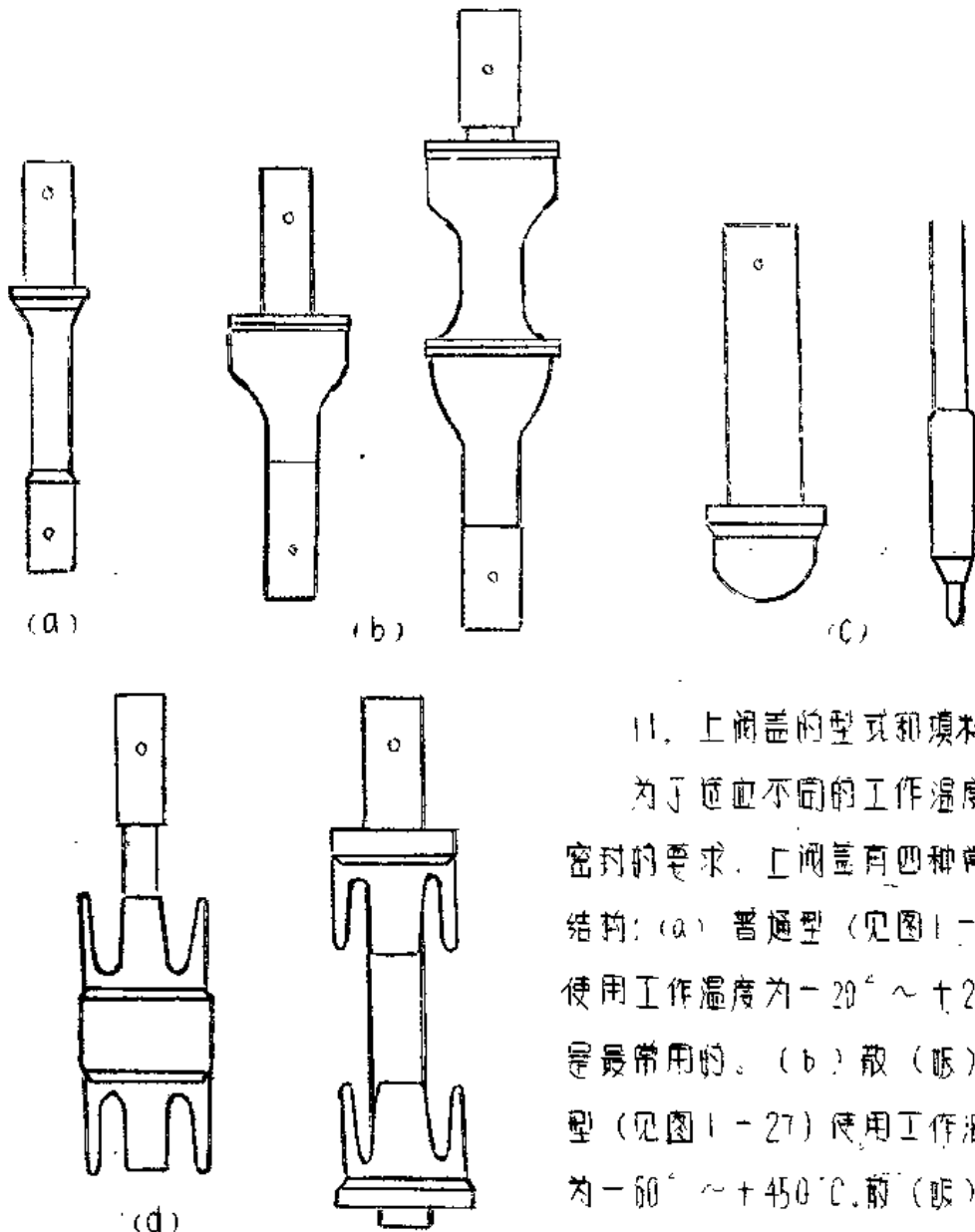
参阅图 1-25 (a), 是平板形阀芯, 作两位调节用, 是快开特性。

图 1-25 (b) 为上下双导向柱塞形阀芯, 直通单座、双座阀的阀芯就

是这种形状，有线性相等百分比特性两种。

图 1-25 (c) 为上导向柱塞形阀芯，用于角形阀、高压阀。小流量使用针形阀芯。

图 1-25 (d) 为圆筒薄壁窗口形阀芯，左图所示为合流用，右图所示为分流用。用于三通阀，有线性、对数、抛物线特性三种。订货无说明要求时，厂方均供应抛物线特性的阀芯。



11. 上阀盖的型式和填料：

为了适应不同的工作温度和密封的要求，上阀盖有四种常见结构：(a) 普通型（见图 1-26）使用工作温度为 $-20^{\circ}\text{C} \sim +225^{\circ}\text{C}$ ，是最常用的。(b) 耐（吸）热型（见图 1-27）使用工作温度为 $-60^{\circ}\text{C} \sim +450^{\circ}\text{C}$ 。耐（吸）热

图 1-25 阀芯形式

片的作用是散（吸）掉流体的高温，以保证填料在允许温度范围内工作。(c) 长颈型（见图1-19）使用工作温度为 $-60^{\circ}\text{C} \sim -250^{\circ}\text{C}$ ，颈长取决于温度高低和阀的口径大小。(d) 波纹管密封型（见图1-28）适用于有毒性、

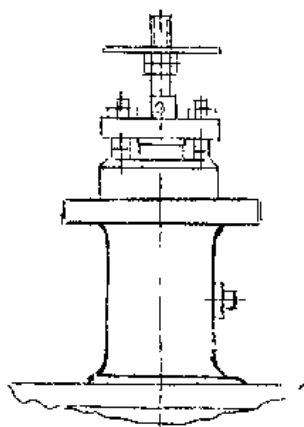


图1-26 普通型

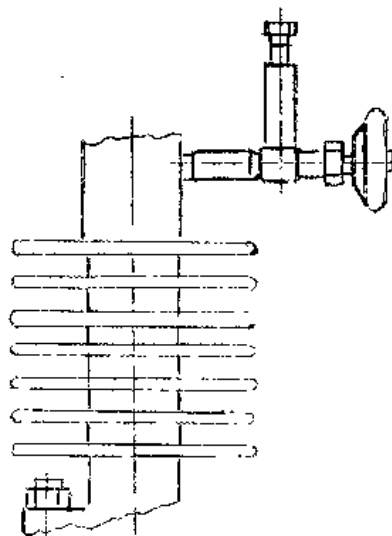


图1-27 散（吸）热型

易挥发或贵重的流体，也可用于真空。

波纹管由不锈钢或其他合金制成。

填料起密封作用，填料有聚四氟乙烯填料和石墨石棉填料，填料室的结构见图1-29a，高压调节阀的填料室结构见图1-30。

聚四氟乙烯填料是用聚四氟乙烯粉末压制成型或用聚四氟乙烯棒料加工，它的外形规格见图

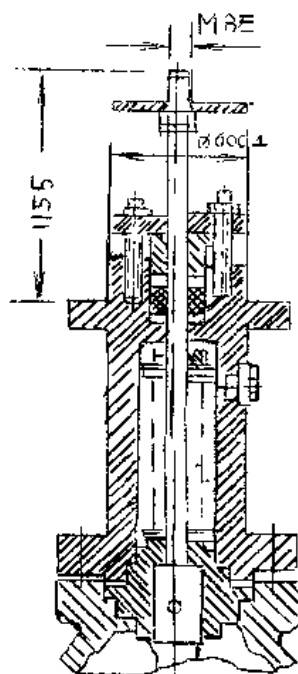
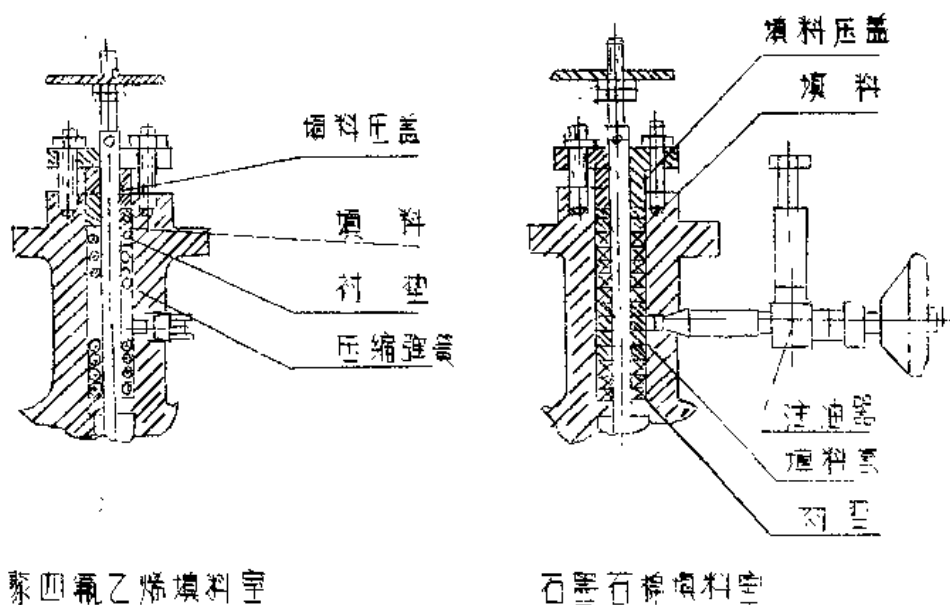


图1-28 波纹管密封型

1-29b。聚四氟乙烯填料经现场考查，密封性能良好。



聚四氟乙烯填料室

石墨石棉填料室

图 1-29 a 填料室结构示意图

单位：mm

阀的公称 口径 D ₆	φ ₂	φ ₃	H ₁	H ₂	α ₁	α ₂
G $\frac{3}{4}$ "	8	18	5	2	70°	60°
20~50	13	24	6.5	2.5		
65~100	14	30	7	3		
125~200	18	36	8	3		
250~300	22	42	9	3		

图 1-29 b 聚四氟乙烯填料外形及规格

高压调节阀的阀杆密封填料采用由聚四氟乙烯制成 30° V 形自密封结构，在填料箱内安装五圈密封圈，通过压板预紧（D₆ 采用压紧螺母）填料箱下部用聚四氟乙烯平垫。这样的填料结构，其高压密封性是可靠的。见图 1-30。

石墨石棉填料是用石棉绳盘绕在填料箱中压紧，要安装注油器，保持油

体温度加入适当的润滑油脂，润滑油脂起密封润滑作用，一般的黄油因不耐高温而干固，造成密封不严增大摩擦，所以采用黄油作润滑时石墨石棉填料的密封性能较聚四氟乙烯要差。

D 总	6	10~25	32~50	65~100	125~200
d	6	8	10	14	18
d ₁	12	16	18	22	28
h	3	3.5	3.5	3.5	5
h ₁	2	2.2	2.2	2.2	3.5

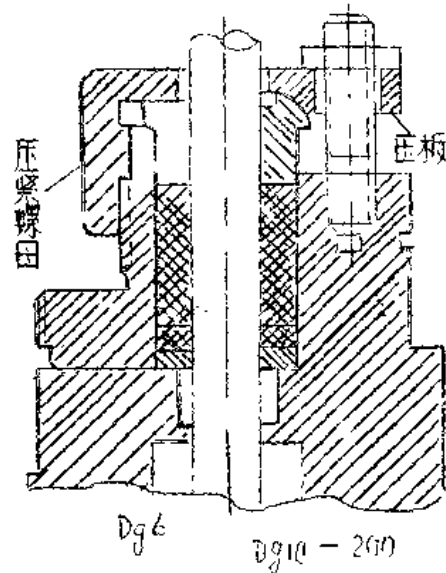
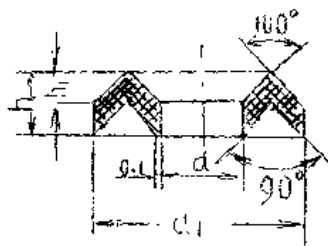


图 1-30 填料室结构和填料尺寸图

12. 气动调节阀气开气关的选择：

(1) 气开阀、气关阀的选择原则：

气动调节阀有气开（即有信号压力时打开，无信号压力时关）和气关（即有信号压力时关，无信号压力时开）两种。气开阀气关阀的选择主要根据工艺装置的安全要求决定。如控制进入加热炉内的燃料气体时，需用气开阀，当调节器故障或仪表供气中断时即停止燃料气进炉，以避免炉内温度继续升高。又如图 1-31 所示系统，控制蒸馏塔的进料量，通常采用气开阀以免浪费物料，而控制外部回流量和回流槽的压力则采用气关阀。

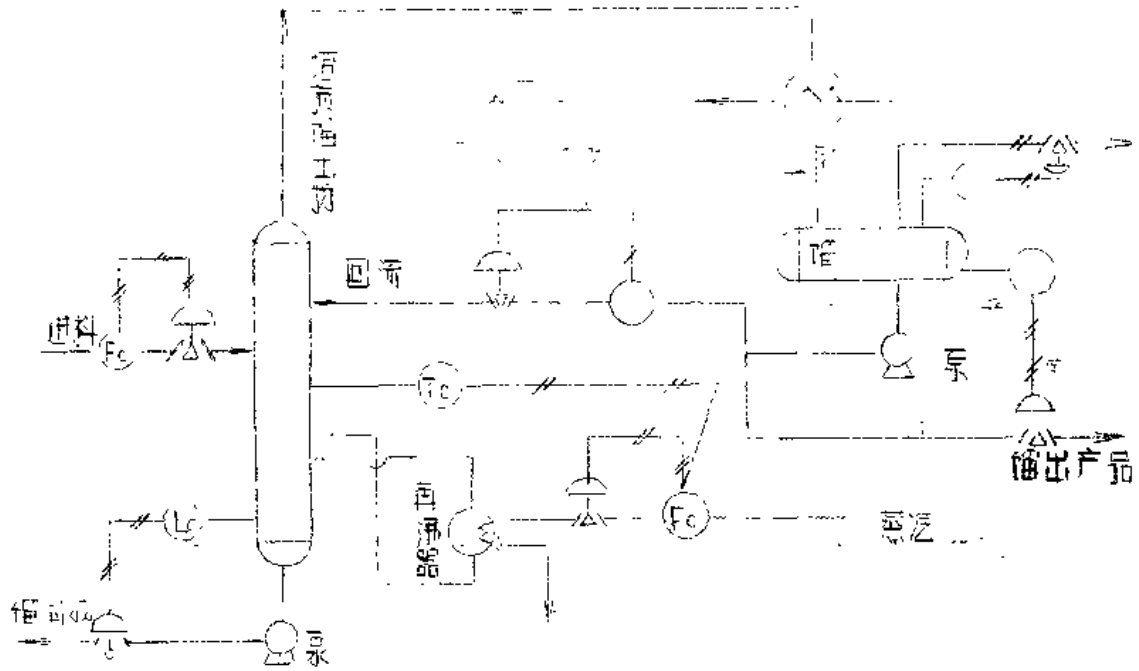


图 1-31

(2) 如何实现气动调节阀的气开和气关。

执行机构和调节阀的组合方式见图 1-32。

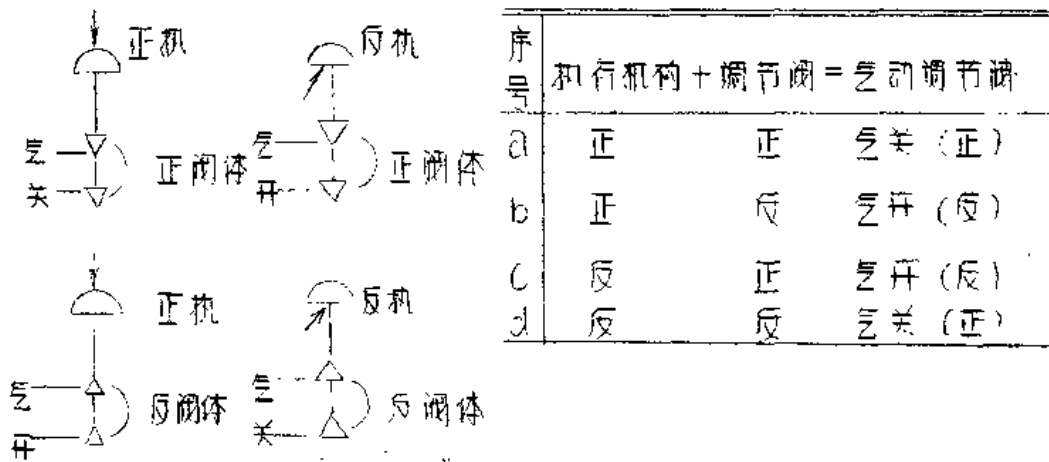


图 1-32 组合方式图

对于双座阀和 DN 25 以上的单座阀推荐 a、b 两种形式。若生产需要需将 a 组合形式的气关阀改为气开阀，不需要更换执行机构和调节阀，只要将调

直筒体上下移动（连同阀芯），即改成七组合形式就可实现。

对于高压阀、角阀、隔膜阀、三通阀、DN 25以下单座阀（下座至D325）要改变气开气关的组合，只有要换正（反）执行机构即按 a、c 的组合形式才能实现。

第三节 辅 助 表 置

一、阀门定位器

1. 气动阀门定位器

阀门定位器与气动调节阀配套使用，组合闭环系统利用反馈原理来改善阀门精度和提高灵敏度。并能从较大功率克服阀杆的摩擦力、介质不平衡力以及被调介质压力的变化等影响，从而使阀门位置能按调节仪表来的控制信号实现正确定位。

使用场合：

- (1) 用在阀前、阀后压差大的场合，克服流体对阀芯产生的不平衡力。一般压差大于 10 Kg/cm^2 宜采用。
- (2) 用在调节高压介质的场合（因高压、密封填料紧密，阀杆摩擦力大）。
- (3) 用在流体中含有固体悬浮物或粘性流体的场合，因为这种流体使阀杆移动时产生阻力。
- (4) 用在太尺寸的调节阀上，一般为 $D \geq 100 \sim 150 \text{ mm}$ 以上。
- (5) 用在高温或低温调节阀上，克服填料摩擦力。
- (6) 当调节器与调节阀距离远时，控制信号传延迟后大，使用定位器可加快动作速度。
- (7) 用在要求调节质量高和重要控制场合，可以提高调节阀的精度并保证工作可靠。
- (8) 用在分程控制，一个调节器控制两个调节阀，要求一个调节阀接受调节器输出信号 $0.2 \sim 0.6 \text{ Kg/cm}^2$ 时动作，另一个调节阀接受调节器输出

信号 $0.6 \sim 1.0 \text{ Kg/cm}^2$ 时动作。则用两个定位器可实现上述要求，一个定位器输入 $0.2 \sim 0.6 \text{ Kg/cm}^2$ ，另一个定位器输入 $0.6 \sim 1.0 \text{ Kg/cm}^2$ ，输出均为 $0.2 \sim 1.0 \text{ Kg/cm}^2$ 。

(9) 通过凸轮曲面 可以改变流量特性，如改变隔膜阀的流量特性。

QFD—M67 型气动阀门定位器是上海自动化仪表七厂研制成功的新产品（现已转到上海第二分厂仪器厂生产）其动作原理（见图 1—33）。

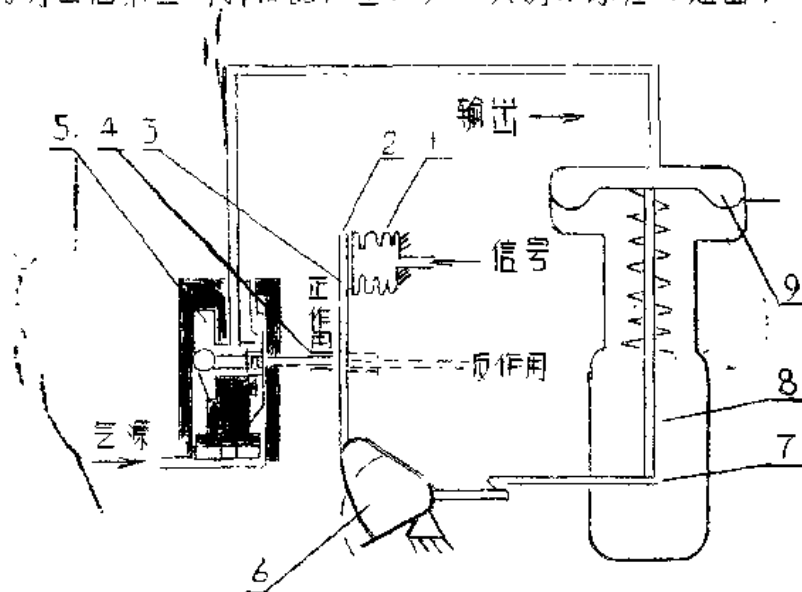


图 1—33 动作原理图

定位器采用了位移平衡的原理。从调节器来的控制信号送入波纹管 1 内，使托板 2 以反馈凸轮 6 为支点而转动，于是挡板 3 靠近喷嘴 4，经放大器 5 后使输出压力增加，输出压力通入气动调节阀使阀杆向下移动，并带动反馈杆 7 和反馈凸轮 6 绕支点转动，反馈凸轮 6 转动使托板 2 以波纹管 1 为支点而转动，于是挡板 3 离开喷嘴 4，使输出压力减少，直到控制信号与阀门位置成比例。

反作用动作时，采用图 1—33 中虚线所示的喷嘴和反馈凸轮来工作。

QFD—M67 型气动阀门定位器、体积小、性能良好，其结构见图 1—34。

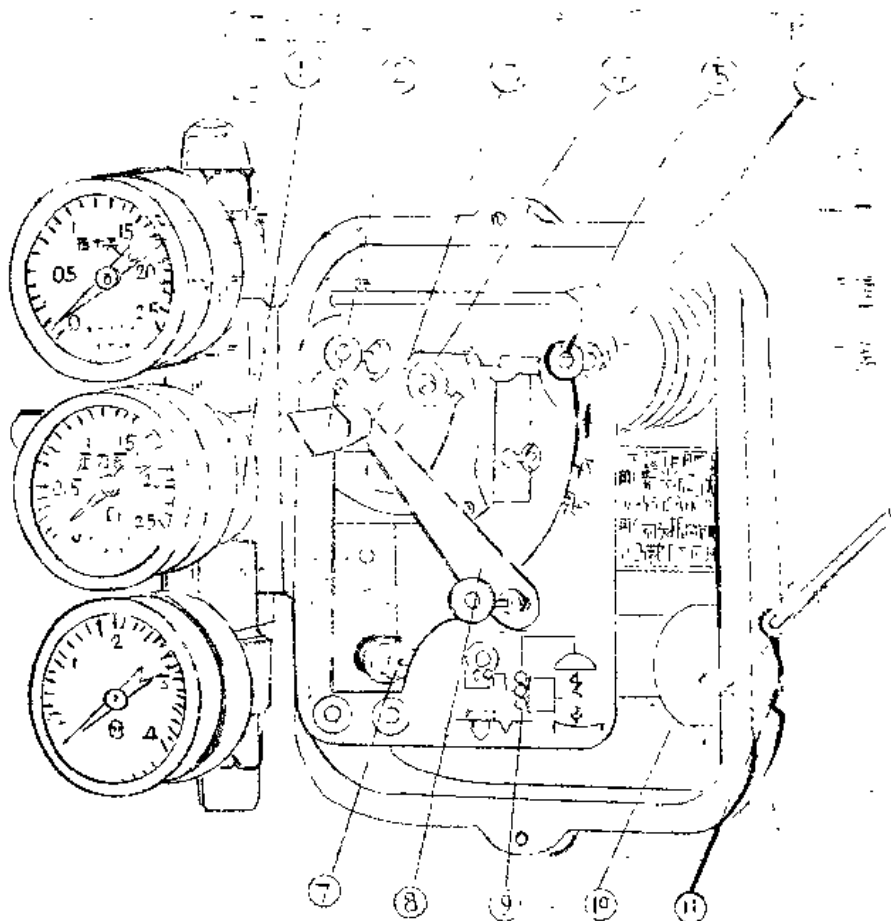


图 1-34 结构图

- 1. 切换气路；2. 上喷嘴；3. 下喷嘴；4. 板线圈；
- 5. 恒节流孔通针；6. 波纹管；7. 凸轮；8. 档板；
- 9. 托板；10. 底座；11. 反馈杆。

当阀门定位器发生故障时，可将切换气路组件中的切换开关手柄从“定位”位置切换到“直通”位置，使调节器输出信号不

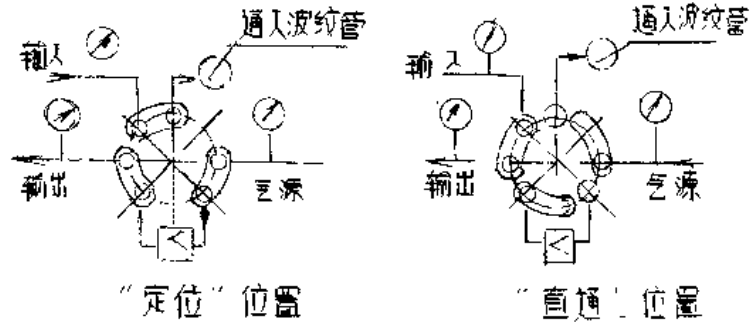


图 1-35 切换气动示意图

再经过电磁阀而直接进入气动调节阀，如图1-35所示。

在切换气路中，装有用采指示输入信号、输出、气源压力时三个小型压力表

喷嘴组件由上喷嘴和下喷嘴构成。当实现正作用时，P背压和下喷嘴接通；当实现反作用时，P背压和上喷嘴接通。欲实现正、反作用，可扳板上指明 的正作用、反作用交换180°并将反馈凸轮翻转即可。

反馈凸轮两侧分别刻有A向、B向字样。

行程可用扳板组件进行调节。如以箭头方向转动时，表示阀杆行程增加反之表示阀杆行程减少。它能配用6~100毫米行程的气动调节阀。

二、手轮机构

手轮机构指配套（见本章第二节活塞式执行机构）刚装式手轮机构与薄膜式执行机构配套使用。结构见图1-36。

手轮机构的用途是当发生自控失灵如气源中断、调节器故障无输出、执行机构故障等情况时，可以切换进行手动操作，以免停产造成损失。所以，在某些调节系统中手轮机构可以代替旁路，也可以说手轮机构是旁路的一种形式。使用手轮机构可以代替掉旁路，尤其在大口径管路和使用贵重金属时，省掉旁路将大大节省投资，这是符合节约原则的。

在什么情况下使用手轮机构来代替旁路呢？手轮机构在国内使用时间短，还没有成熟的使用经验，有待于进一步实践总结。下边仅提供一些情况供参考。

1. 气动调节阀用于很压常温无腐蚀无粘度的干净介质（如空气、软水等）操作，因为在这些操作时，调节阀阀体部分不易发生故障。
2. 当采用D≥80mm口径以上的气动调节阀，建议以手轮机构代替旁路，节省投资。
3. 当调节阀发生故障需检修时，不致引起安全事故而工艺操作允许停

车的场合。

ZPQ型手轮机构与ZMA、ZMB系列气动薄膜调节阀配套，当手轮以顺时针方向旋转时，曲柄将阀杆压下；以逆时针方向旋转时，曲柄将阀杆顶上。

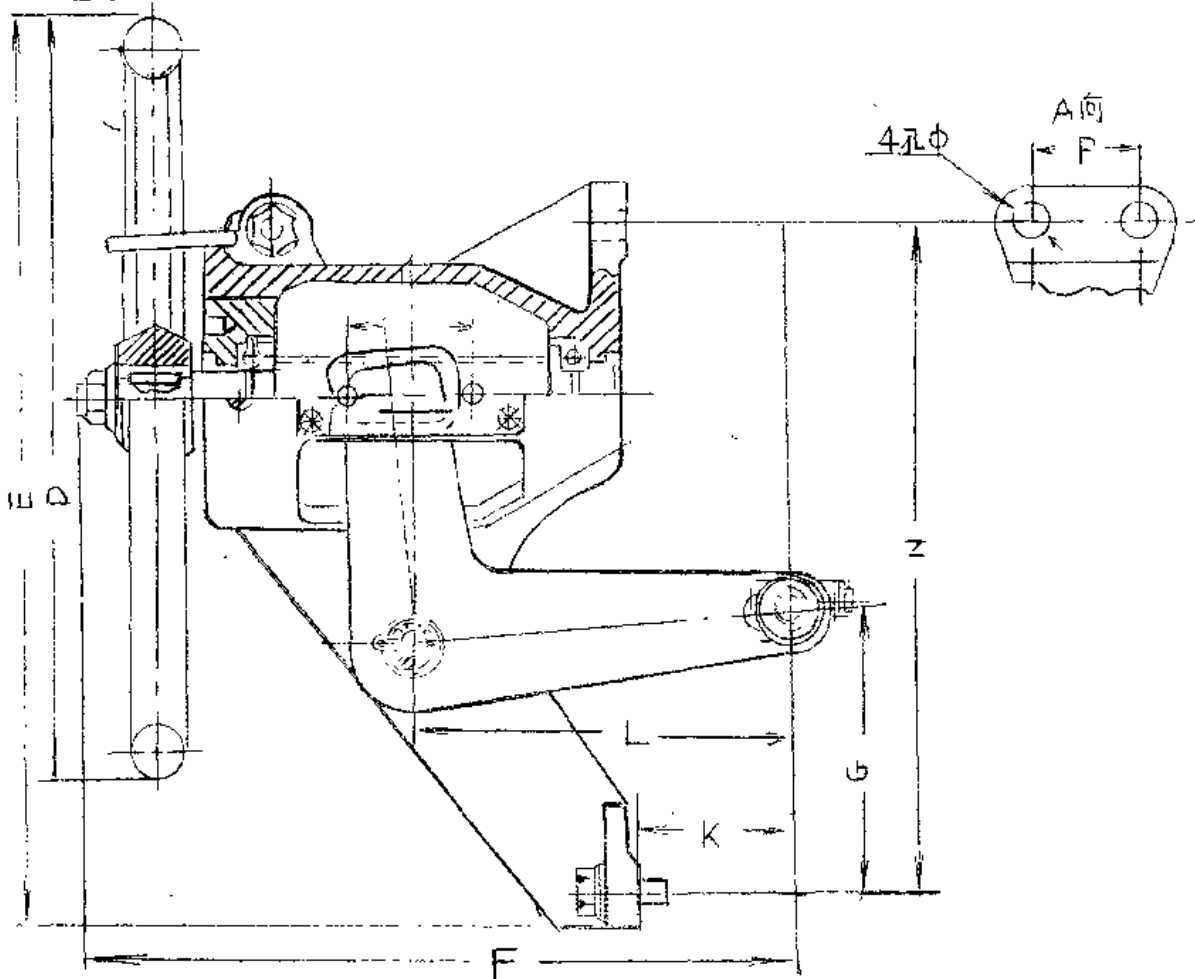


图1-36 ZPQ型手轮机构结构及外形安装尺寸图

表1-10 手轮机构适用范围 单位：(mm)

型号	适用范围 D 总	最大行程	手轮每转一周行程
ZPQ-1	20~50	25	3
ZPQ-2	65~200	60	4.5

表 1-11

手轮机构外形尺寸

单位: (mm)

型号	D	E	F	L	J	K	P	N	∅	G最大	最大行程
											手轮转数
ZPQ-1	300	355	276	146	63	55	50	255	11	107	25
											8.2
ZPB-2	400	494	376	204	95	80	60	270	16	174	60
											12.8

三、信号输气管接头

经过统一设计 气动薄膜执行机构的信号输气管接头统一为一种连接尺寸 M16×1.5, 此接头对于各种调节阀都是通用的, 因此便于维修。尺寸规格见图 1-37。

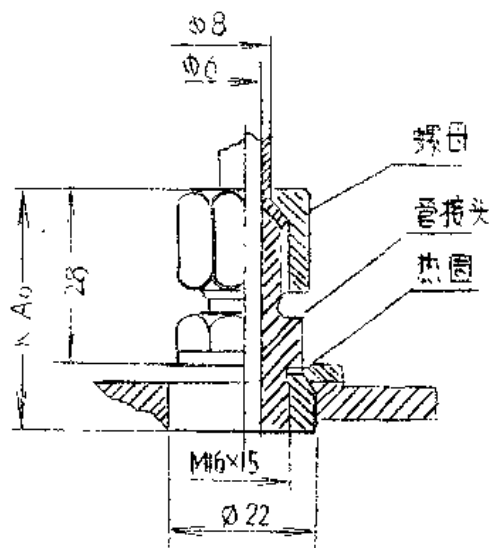


图 1-37 信号输气管接头

第四节 气动调节阀产品系列

一、气动调节阀主要技术数据

气动单座调节阀主要技术数据

表 1-12

公称直径 DN mm	阀座直径 d _s mm	流通能力 C	最大行程 cm	薄膜有效 面积 cm ²	流量 特性	公称压力 Kgf/cm ²	工作温 度 °C
G 3/4"	3	0.08	10	200	直线 等百分比	16 40 64	普通型: -20~ 225 散热型: -40~ 450 长颈型: -60~ -250
	4	0.12					
	5	0.2					
	6	0.32					
	7	0.5					
	8	0.8					
20	10	1.2	16	280			
	12	2					
	15	3.2					
	20	5					
25	26	8	25	400			
32	32	12					
40	40	20					
50	50	32	40	630			
65	66	50					
80	80	80					
100	100	120	60	1060			
125	125	200					
150	150	280					
200	200	450					

生产厂：鞍山热工仪表厂、天津调节阀厂、无锡仪表阀门厂、
上海自动化仪表七厂、吴忠仪表厂、广东石岐五金厂。

气动双座调节阀主要技术数据

表 1-13

公称口径 D_n mm	阀座直径 d_s mm	流通能力 C	最大行程 mm	薄膜有效面积 m^2	流量特性	公称压力 kgf/cm^2	工作温度 $^{\circ}C$
25	24.25	10	16	25	直线	16 40 64	普通型: -20~ 225
32	30.32	16					
40	38.40	25					
50	48.50	40	25	400	等百分比		耐热型: -40~ 450
65	64.66	63					
80	78.80	100	40	630			长颈型: -10~ -250
100	98.100	160					
125	123.125	250					
150	148.150	400	60	1000			
200	198.200	630					
250	248.250	1000	100	1600			
300	298.300	1600					

生产厂：鞍山热工仪表厂、天津调节阀厂、无锡仪表阀门厂、

上海自动化仪表七厂、美忠仪表厂、广东石岐五金厂。

表 1-14

气动角形调节阀主要技术数据

公称通径	阀座直径	流通能力	最大行程	每对膜面面积	流量特性	公称压力	工作温度						
D_g mm	d_g mm	C	%	cm^2		Kgf/cm^2	$^{\circ}C$						
20	10	1.6	10	280	直 线	16 40 64	普通型: -20 ~ 225 散热型 -40 ~ 450						
	12	2.5											
	15	4											
	20	6.3											
25	25	10	16	400				等 百 分 比					
32	32	16											
40	40	25	25	630									
50	50	40											
65	65	63											
80	80	100	40	1000									
100	100	160											
125	125	250	60										
150	150	400											
200	200	636											

* 流通能力和流量特性以流进侧出取定。

生产厂：上海自动化仪表七厂。

表 1-21

三动三通调节阀主要技术规格

公称口径	阀座直径	流通能力 C		最大行程 %	薄板有效面积 cm^2	流量特性	允许压力 Kgf/cm^2	工作温度 $^{\circ}\text{C}$
		合流	分流					
Dg 25	dg 26	8.5		16	400	直线等百分比	16 40 64	普通型: -20~ 225 静热型: -40~ 450
32	32	14						
40	43	21		25				
50	50	32						
65	66	54		40	630			
80	80	85	70					
100	100	120	112		1000	抛物线		
125	125	180	175					
150	150	300	280	60				
200	200	473	441					

* 对于 $Dg < 80$ 的分流阀采用同口径的合流阀代替。

生产厂：吴忠仪表厂。

表 1-16 气动隔膜调节阀主要技术数据

公称直径 Dg mm	流通能力 C		最大行程 mm	薄膜有效面积 cm ²	活塞直径 mm	流量特性	公称压力 kgf/cm ²
	橡胶衬里	无衬里、搪瓷、三氟氯乙烯衬里					
15		8				快	0 16
20		12	10	280	100		
25		15					
32		35	16				
40		60					
50		60	25	400	150		
65		90					
80		160					
100		300	40	650	200		
125		500			200		
150		600				开	
200		1200	100		300		

生产厂：天津调节阀厂。

表1—12 气动高压调节阀主要技术数据

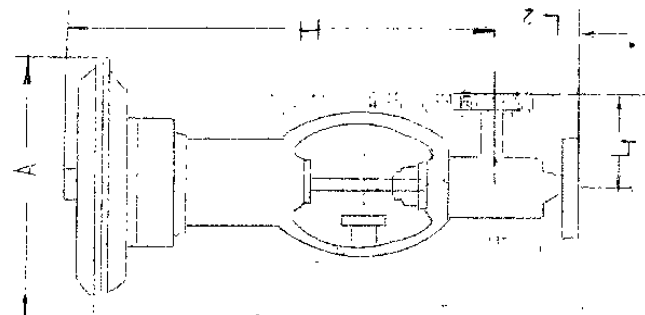
公称口径 D_g m/m		阀座直径	流通能力	最大行程	薄膜有效面积	流量特性	工作温度
D_g 320	D_g 220	d_g m/m	C	m/m	Cm^2		$^{\circ}C$
6		3	0.01 0.063	10	200	直 线 等百分比	普通型 -20 ~ 225 散热型 -40 ~ 450
		4	0.1 0.16 0.25				
		6	0.4				
10		4	0.1 0.16 0.25				
		6	0.4				
		7	1.0				
		8	1.6				
15		10	2.5	16	400		
		12	4.0				
		6	0.4 0.63				
		7	1.0				
25		8	1.6				
		10	2.5				
		12	4.0				
		16	6.3				
		20	1.0				
32		6	6.3				
		20	10				
		30	16				
40		20	10	25	650		
		38	25				
50		30	16				
		50	40				
65		38	25				
		65	63				
80		50	40	40	1000		
		80	100				
100		65	63				
		100	100				
125		80	100				
		120	250				
150		100	160	60	1600		
		150	400				
200		120	250				
		200	630				

45

生产厂：无锡仪表阀门厂 四川化工机械厂 上海自动化仪表七厂

表 1—20 ZM_B^A S ZM_B^A S—320 型隔声阀外形尺寸和变差尺寸

公称通径 D _g (mm)	高 压 阀				角 型 阀				
	A (mm)	L ₂ =L ₁ (mm) Pg 320 Pg 220 L ₁ =83, L ₂ =98	H		A (mm)	L ₁ = L ₂		H (mm)	
			正作用	反作用		Pg 40	Pg 64	ZM _A S 普通型	ZM _B S 普通型
6	φ 250		A	B					
10		90	400	570	φ 280				
15		105	400	570					
20									
25		120	490	570		85	85	100	530
32		135	705	804		95	95	115	500
40	φ 410	165	710	810	φ 325	115	115	130	593
50		190	725	825		115	115	130	606
65		215	884	1010		130	130	150	614
80		260	925	1015		145	145	170	830
100	φ 495	290	945	1070	φ 410	155	155	190	830
125						175	175	215	850
150					φ 495	200	200	250	982
200						240	240	275	997
250						300	300	325	1030
300									

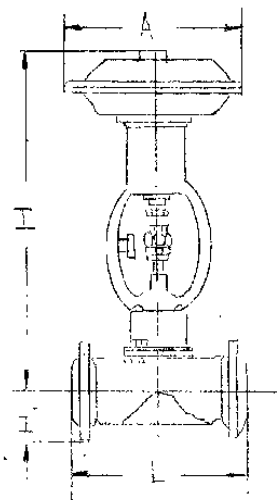


高压阀 角形阀外形示意图

注：高压阀 D_g 6 为螺纹连接，接头由产品带，L₁ 和 L₂ 为接头中心尺寸。

表 1-12 ZM^A_BT, ZS^A_CT 型隔膜调节阀外形尺寸和安装尺寸

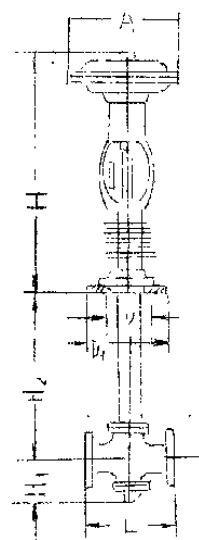
公称 口径 Dg (mm)	膜头直径 汽缸外径		L (mm)		H (mm)				H ₁ (mm)	
	(mm)	(mm)	Pg 6	Pg 10	ZMAT	ZMBT	ZSAT	ZSCΓ	Pg 6	Pg 10
	A	D _外								
15	φ 280	φ 155	140	140	478	525	503	680	40	48
20			145	145	478	525	503	680	45	53
25			155	155	482	531	507	693	50	58
32			165	165	484	531	508	695	60	68
40	φ 325	φ 205	186	190	558	608	528	714	65	73
50			200	208	564	614	534	720	70	80
65			230	238	576	626	546	732	80	90
80	φ 410	φ 260	260	268	775	835	694	940	93	98
100			325	335	857	917	776	1030	103	108
125			365	375			865	1162	118	123
150	φ 350	φ 310	400	410			900	1242	130	140
200			530	540			976	1282	158	166
250									185	193



隔膜阀外形示意图

表 1-22 ZM^A_BN, ZM^A_BP 型低温调节阀外形尺寸和安装尺寸

公称 口径 Dg (mm)	L	A	D	D ₁	H ₁	H ₂ (mm)			H	
						-100C	-200C	-250C	正作用 A)	反作用 B)
20	170	φ 230	240	280	105	600	800	1000	630	685
25	190	φ 280	240	280	105					
32	205		280	300	110					
40	225	φ 325	300	320	130	700	900	1100	870	970
50	240		330	350	150					
65	270	φ 410	360	380	175					
80	300		400	420	200					
100	345		450	470	205					
125	410	φ 495	520	540	250	800	1000	1200	1030	1150
150	440		560	580	260					
200	530		660	680	310					



低温阀
外形示意图

表 1-17 隔膜阀阀体衬里和隔膜材料的组合表

阀体材料	衬里材料	隔膜材料	使用温度	适用场合
铸 铁 HT 18-36	橡 胶	橡 胶	0 ~ 65℃	低浓度的酸、碱介质的泥浆、夹有杂质纤维类介质、不适用于强氧化性介质、也不耐有机溶剂。
	搪 瓷 (耐 酸)	聚四氟乙 烯	-30 ~ 150℃ 温差 >100℃	强酸、有机溶剂、石油产品醇类以及芳香族物质、不适用于碱液。
	聚三氟乙 烯	聚四氟乙 烯	-80 ~ 150℃	强酸、强碱、强氧化剂和一般有机溶剂、不适用于泥浆类介质。
	无	橡胶	0 ~ 65℃	无腐蚀性介质、以及研磨剂、泥浆类介质。
铸 钢 1Cr18Ni9Ti	无	聚四氟乙 烯	-150 ~150℃	一般酸、碱、有机溶剂等介质。

三、调节阀阀体材料的许用压力

表1-23

材料	一般采用牌号	许用压力		通径	<120 °C	<200 °C	<250 °C	<300 °C	<350 °C	<400 °C	<425 °C	<450 °C
		公称压力	力·Kgf/cm ²									
铸铁	HT18-36	6	6	6	5.5	5						
		10	10	10	9	8						
		16	16	16	15	14						
青铜		6	6	6	5	4						
		10	10	10	8	7						
		16	16	16	15	11						
炭钢	ZG 25B	25	25	25	25	25	20	18	16	14	11	
		40	40	40	40	37	33	30	28	25	23	18
		64	64	64	64	59	52	47	41	37	32	29
不锈钢	1Cr18Ni9Ti	25	25	25	25	25	24	22	21	20	19	
		40	40	40	40	40	38	36	34	32	30	
		64	64	64	64	64	60	56	53	50	48	
备注												

第五节 气动调节阀型号编制

本手册所介绍的为气动调节阀行业中统一的型号，本型号基本参考“工业仪表产品型号编制总则”进行编制，已在我国自行设计的统一设计产品系列中应用。

型号采用两部分组成：第一部分表示工业仪表分类、能源、结构型式等，用大写汉语拼音字母表示。第二部分表示该产品的主要参数，用阿拉伯数字表示。

气动执行器由气动执行机构及调节阀两部分组成，为了生产、使用、订购的方便，其两部分又可成为一独立的产品。因此，型号命名的三部分分别进行编制。另外还编制了部分执行器附件的型号命名，如：手轮机构、阀门定位器。

一、气动执行机构型号命名编制法

第一部分

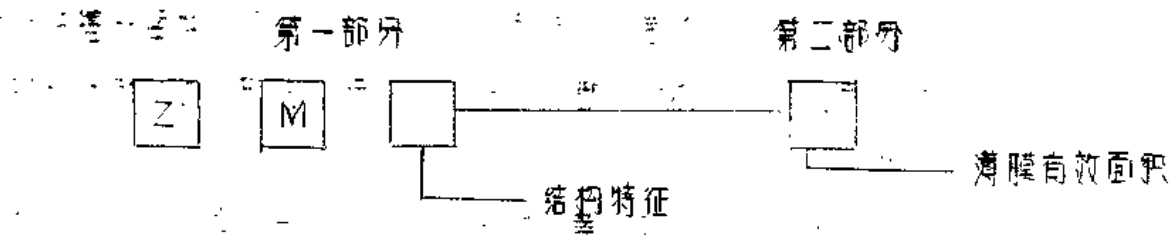
第二部分



1. 气动执行机构型式与代号对照表:

型式	代号
薄膜式	M
活塞式	S

1. 气动薄膜执行机构：



结构特征与代号对照表：

结构特征	代号
有弹簧直程正作用式	A
有弹簧直程反作用式	B

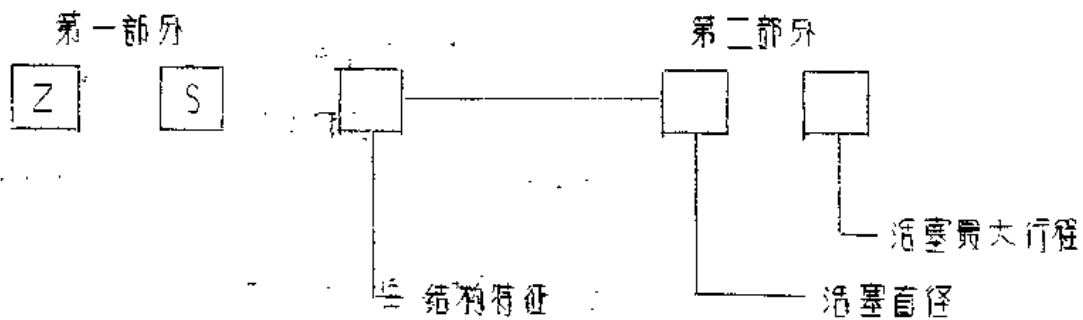
薄膜有效面积与代号对照表：

薄膜有效面积 (cm ²)	65	200	300	400	630	1000	1600
代号	0	1	2	3	4	5	6

示例：ZMA-3

表示：有弹簧直程正作用式气动薄膜执行机构，薄膜有效面积为400cm²。

2. 气动活塞式执行机构：



结构特征与代号对照表：

结构特征	无手轮		带手轮	
	比例式	两位式	比例式	两位式
代号	A	B	C	D

活塞直径与代号对照表

活塞直径mm	100	150	200	250	300	350
代号	1	2	3	4	5	6

活塞最大行程与代号对照表：

活塞最大行程 mm	17	16	25	40	50	100
代号	1	2	3	4	5	6

示例：ZSC-34

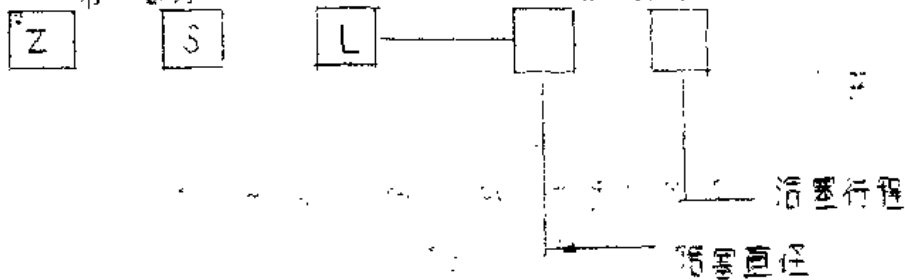
表示：带手轮比例式气动活塞式执行机构 活塞直径200mm，活塞最大行程40 mm

3. 气动长行程执行机构：

此类产品属活塞式长行程之结构特征以“L”表示。

第一部分

第二部分



活塞直径与代号对照表。

活塞直径 mm	80	100	130	170
代 号	1	2	3	4

活塞行程与代号对照表：

活塞行程 mm	200	300	400
代 号	1	2	3

示例：ZSL-11

表示：气动长行程活塞式执行机构 活塞直径75 mm，行程200 mm

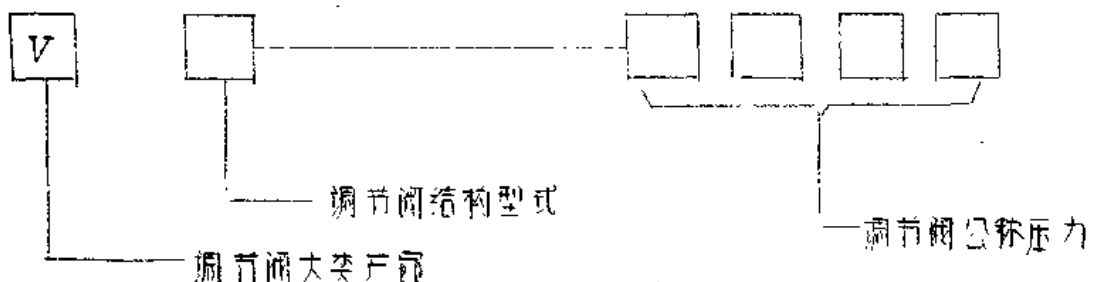
4. 电气气动长行程执行机构。

第一部分以ZSLD表示，第二部分为全同气动长行程执行机构。

二、调节阀型号命名编制法

第一部分

第二部分



调节阀型式与代号对照表：

调节阀型式	直通双座	直通单座	角形	隔膜形	三通	
					合流	分流
代 号	N	P	S	T	Q	X

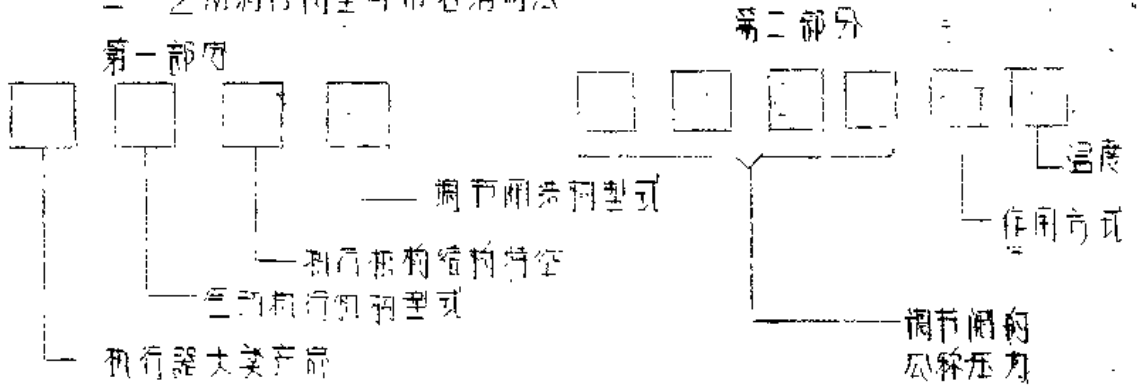
调节阀型式	铸 阀	阀体分离
代 号	W	U

· 调节阀型号等级按以下B 74-79 为代号 公称压力大于100Kgf/cm²者，属高压阀范围。

示例：VP-64

表示：直通单座调节阀，公称压力64Kgf/cm²。

三、气动调节阀型号命名编制法



作用方式代号 气开——K 气关——B 温度代号：高温——G 低温——F

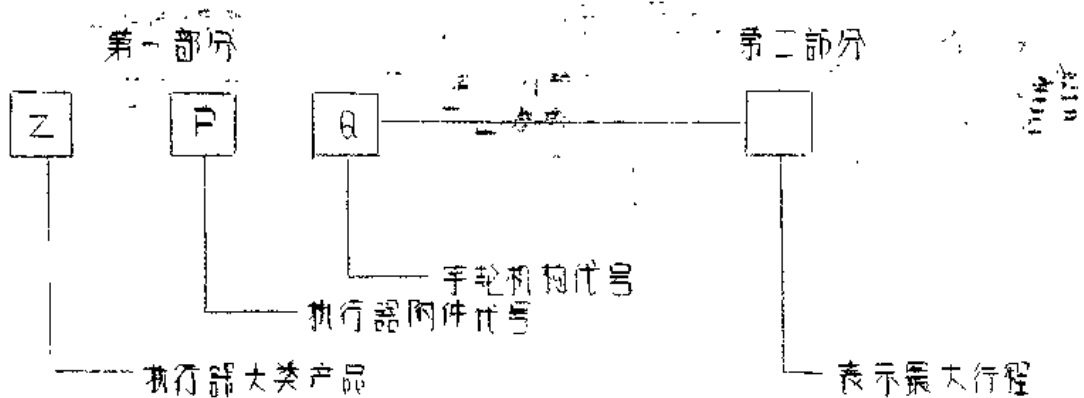
示例：ZMAN-40Kf

表示：气动薄膜直通单座调节阀，执行机构为有弹簧直行程作用式。

公称压力等级为40Kgf/cm²，气开式，高温阀。

四、手轮机构型号命名编制法

此型号适用于侧装旁开手轮机构。

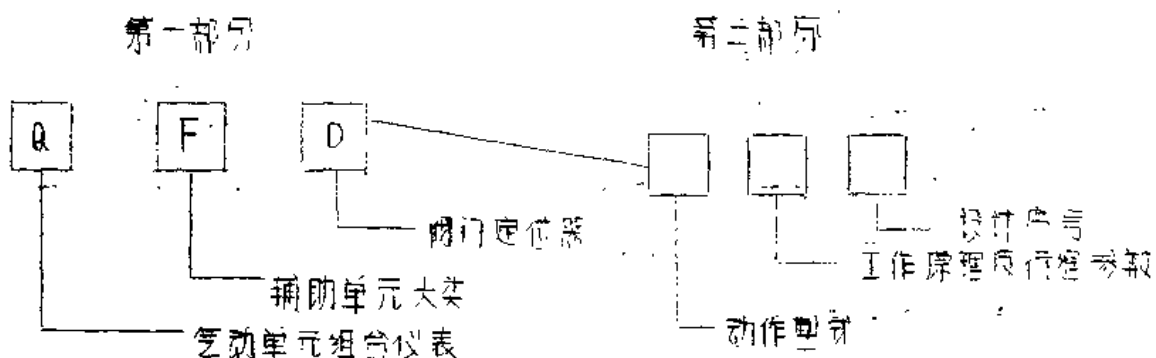


最大行程与代号对照表

最大行程 mm	25	60	100
代 号	1	2	3

五、气动阀门定位器型号编制法

气动阀门定位器属工业仪表分类中气动单元组合成套仪表的辅助单元大类产品。因此，型号命名根据气动单元组合成套仪表的型号编制规则而定。



第二部分代号各厂尚未统一，对照如下：

制 造 厂 名	上海第二分机仪器厂 (原上海自动化仪表七厂) 广东石岐五金厂	天津调节器厂 鞍山热工仪表厂
代 号	M 67	100

毛主席语录

世界上的事情是复杂的，是由各方面的因素决定的，看问题要从各方面去看，不能只从单方面看。

第二章 调节阀不平衡力与执行机构的选择

要使调节阀在已知工艺条件下进行正常的调节，首先必须使调节阀的阀芯按照信号保持稳定正确的行程位置。在调节阀的实际使用中，往往会在一定的信号压力或操作压力下达不到应有的行程，甚至相差很大的情况。另外，阀前有时还会产生振动的不稳定现象，这些现象随着阀前压力和阀前后的压差增加而更为显著。出现了这些现象，对于流延能力和流量特性即使是选择得很适当的调节阀，也得不到很好的调节质量。严重的将使系统不能调节。因此，怎样才能避免这些现象，就成为选用时值得重视的一个问题。

执行机构的作用是驱动调节阀，实际使用时，由于调节阀阀面上受到流体作用的不平衡力，而且这个力随压差与开度的变化而变化，因此要使阀芯保持正确的行程位置，就需要执行机构具有足够的输出力克服不平衡力，并具有足够的刚度以克服不平衡力的变化。因为一定规格的执行机构，其输出力与刚度是有限的，它只能在一定的条件下工作，也就是说，调节阀应该使用于规定的允许压差下，才能正常操作。否则不能避免以上故障。对于标准产品的选用，要使工艺压差小于允许压差。如果允许压差不能满足工艺要求时，选用人员应另选择大规格或其他品种的执行机构与所需之调节阀配用。

第一节 调节阀的不平衡力

一、不平衡力的产生原因

当流体通过阀内时，阀芯处于流动的具有一定静压的流体中，它的表面从各向受到了由流体静压和动压作用所产生的轴向力和切向力。在一般情况下，这些作用力的合力不为零。因此，阀芯总有一种不平衡的轴向移动或切向转动的倾向。所谓不平衡力指对于直行程的调节阀阀芯所受到的轴向合力，它将推动阀芯，直接影响到其行程位置与执行机构信号的关系，而切向力基本上不影响轴向的位移，只需在产品设计中考虑防转措施就行。对于角行程的蝶阀，也有不平衡的力作用于挡板，但起作用影响其行程的是挡板轴的切向合力，这个力对于挡板轴形成了转动的力矩，称之为不平衡力矩。

不平衡力和力矩的大小和方向，受下列各因素的影响：

1. 调节阀的种类，阀体的流路形状和大小，阀芯的形状和大小
2. 流体的阀前压力和压差
3. 流体与阀芯的相对流向
4. 流体的种类，密度，粘度及有无悬浮颗粒状物质等

在某一调节阀既定的情况下，不平衡力和力矩的大小和方向主要由上述 2、3 点决定。

二、各种调节阀不平衡力的计算与折

1. 单座阀：

直通单座阀、角型阀、高压阀均属同一种情况。图 2—1

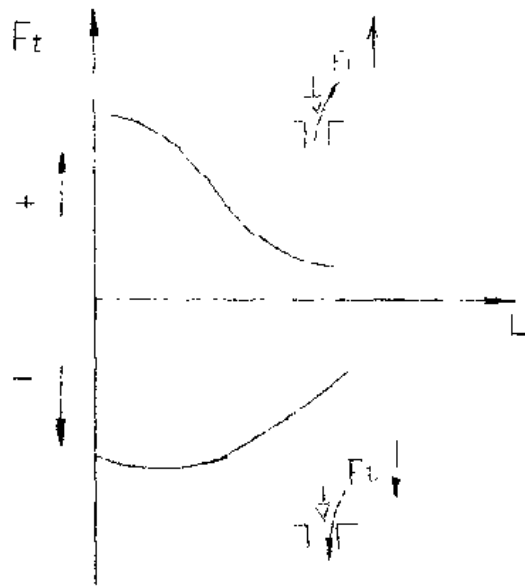


图 2—1

示出了一般较大口径单座阀在两种流向、压差不变时的不平衡力与行程的关系曲线。曲线表明：阀在全闭位置时不平衡力最大，随着阀的开启而逐渐变小。在阀开度为中间位置时，由于流体动压的影响不平衡力的大小很难以公式表示。不过在选择执行机构输出力时，主要应根据全闭时的最大值确定。而此时的不平衡力是可以由流体的静压力和压差对阀前、阀杆的作用以公式表示的。

若此时不平衡力与压缩阀杆方向，设为“+”。

若此时不平衡力与拉伸阀杆方向，设为“-”。

1. 阀杆处于流体流出端（图 2—2a）

设不平衡力以 F_t 表示。

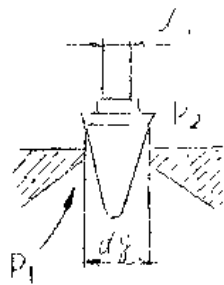


图 2—2a

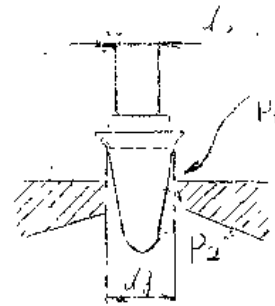


图 2—2b

$$F_t = \frac{\pi}{4} (d_s^2 \Delta P + d_s^2 P_2) \quad 2-1$$

其中： P_1 、 P_2 —— 阀前后的压力 (kgf/cm^2)

$$\Delta P = P_1 - P_2$$

d_g 、 d_s —— 阀杆、阀杆的直径 (cm)

在这种情形下， F_t 始终为正值，阀杆受压。

2. 阀杆处于流体流入端（图 2—2b）

$$F_t = \frac{\pi}{4} (d_g^2 \Delta P - d_s^2 P_1) \quad 2-2$$

在这种情形下，若 $d_s \geq d_g$ ， F_t 为正，阀杆受压。多见于小流量单座阀与小口径高压阀。

若 $d_s < d_g$ ，根据式 2-2 得 $\frac{P_2}{P_1} > 1 - \frac{d_s^2}{d_g^2}$ ， F_t 为正，阀杆受压。
 若 $\frac{P_2}{P_1} < 1 - \frac{d_s^2}{d_g^2}$ ， F_t 为负，阀杆受拉。因此，有时对同一个调节阀在全行程范围内由于 P_1 、 P_2 的变化也会使阀杆受的平衡力发生方向的变化。

对于 $Dg25$ 以上单座阀，因 d_s 较 d_g 小得多，所以在一般工艺条件下，阀杆只受拉力。

2. 双座阀：

由于结构上的原因，双座阀的不平衡力较小，使用时通常都考虑阀杆在流体的流出端。当阀前正装，压差不变的条件下，其不平衡力与行程的关系如图 2-3 所示。阀前从全闭始，随着开度增加，因动压的影响使阀杆受力减小到反向，甚至反向比正向全闭时更大。实际上，压差随开度的增加而逐渐变小，不平衡力的变化也由此而减小。因此，在目前由动压对阀前的作用尚不清楚的情况下，一般用全闭时的不平衡力来作为选择执行机构的依据还是可行的。计算公式如下。

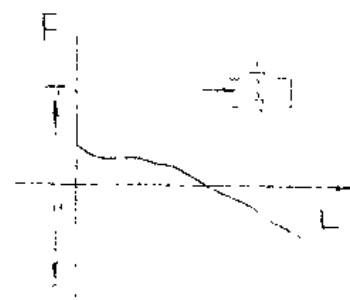


图 2-3

1. 阀杆在流体流出端，阀前正装（如图 2-4a）

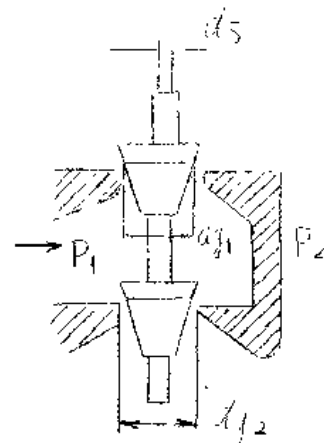


图 2-4a

$$F_t = \frac{\pi}{4} [(d_{g1}^2 - d_{g2}^2) \Delta P + d_s^2 P_2]$$

2-3

式中, d_1, d_2 —— 为上、下两阀
的直径 (cm)

此种情形下, F_t 为正 (阀杆始终
受压)

2. 阀杆在流体流出端, 阀前反装
(如图 2-4b)

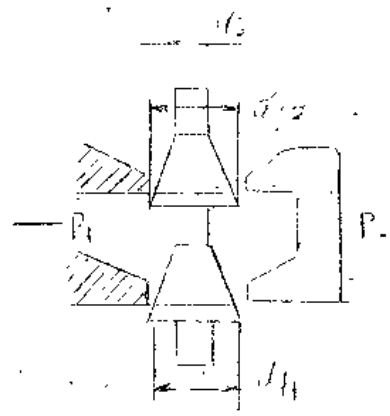


图 2-4b

$$F_t = -\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) (P_1 - P_2)$$

2-4

此种情况下, 若 $\frac{P_2}{P_1} < \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2 - d_2^2 + d_3^2}$ F_t 为负 (阀杆受拉)

反之 F_t 为正 (阀杆受压)

3. 三通阀:

三通阀中两阀座直径相同 (合流阀 (或分流阀)) 其出口 (或进口) 压力对不平衡力是没有影响的, 主要取决于两个进口 (或两个出口) 的压力差

1. 合流阀 (如图 2-5a)

$$F_t = \frac{\pi}{4} (d_3^2 (P_1 - P_2) + d_3^2 P_2) \quad 2-5$$

式中: P_1 —— 为流体接触阀杆一端的
进口压力

P_2 —— 为另一端进口压力

此种情形下

$$\text{若 } 1 - \frac{d_3}{d_1} < \frac{P_2}{P_1}$$

则 F_t 为正

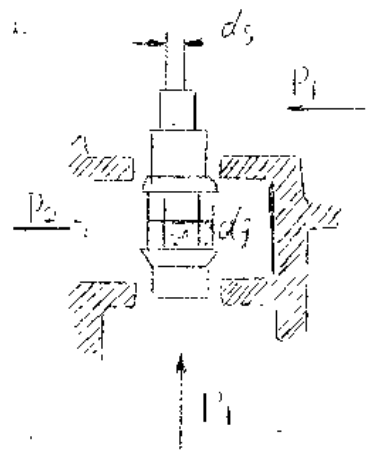


图 2-5a

$$\text{若 } 1 - \frac{d_3}{d_j} > \frac{P_1}{P_1'}$$

则 F_t 为负。

(2) 分流阀 (如图 2-5b)

$$F_t = \frac{\pi}{4} (d_j^2 (P_2 - P_2') + d_3^2 P_2) \quad 2-6$$

式中: P_2' — 为流体接触阀杆一端的出口压力

P_2 — 为另一端出口压力

此种情形下 若 $1 - \frac{d_3}{d_j} < \frac{P_2}{P_2'}$ F_t 为正。

若 $1 - \frac{d_3}{d_j} > \frac{P_2}{P_2'}$ F_t 为负。

4. 隔膜阀:

如图 2-6 所示, 隔膜阀中, 其阀前和阀后的流体压力各作用于隔膜的一半有效面积上, 且方向始终是向着压缩阀杆, F_t 可用下式表示

$$F_t = \frac{S}{2} (P_1 + P_2)$$

式中: S 为隔膜有效面积, 一般

$$S = \frac{\pi}{4} d_g^2 \text{ 表示, 则}$$

$$F_t = \frac{\pi}{8} d_g^2 (P_1 + P_2) \quad 2-7$$

根据隔膜阀的特点, P_1 一定, 压差越大, F_t 越小。

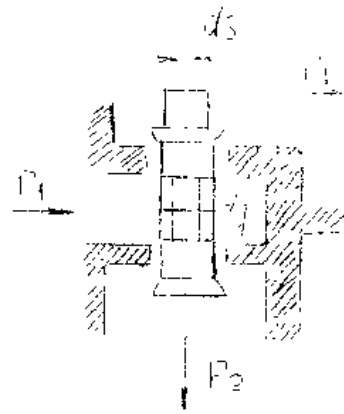


图 2-5b

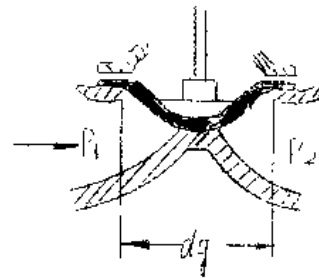


图 2-6

5. 蝶阀

如图 2—7 所示在蝶阀中，流体流经档板上下流速是不对称的，以使流体作用在档板上的动力中心偏离档板中心而产生不平衡力矩 T_t ， T_t 因下式表示：

$$T_t = G D_q^3 \Delta P \quad 2-8$$

式中： G — 系数

对于结构一定，流体种类一定的蝶阀其系数 G 为档板转角 α 的函数，需用实验求得。由实验所得的 G 和档板转角的关系曲线由图 2—8 所示。 G 最大值在 75° 转角附近。因此不平衡力矩 T_t 也在 75° 附近最大。为避免最大 T_t 和操作不稳定，有时蝶阀都使用在 60° 转角范围。

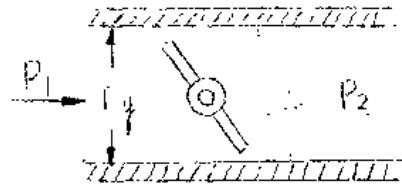


图 2—7

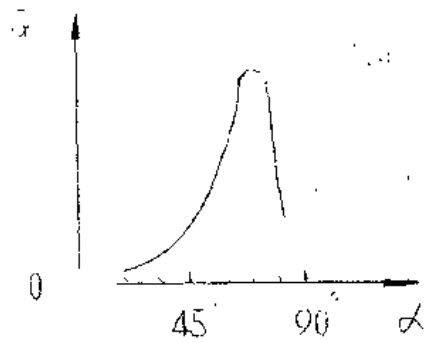


图 2—8

第二节 执行机构的输出力

当前选择执行机构主要从具有克服负荷的能力这一点出发，超过了能力的大小以输出力 F 表示。所谓执行机构输出力 F ，即克服负荷的有效力，负荷一般为调节阀的不平衡力或力矩。各种执行机构的输出力大小，依结构规格而异，有弹簧型输出力小，无弹簧型输出力大。

一、气动薄膜（有弹簧）执行机构

这种结构，由于压缩弹簧的反力存在，平衡了部分的膜室操作压力的作用，因此有效的输出力较小。它的输出力同膜室的操作压力、薄膜的有效面积、弹簧的刚度、弹簧的起动力和弹簧范围等等因素有关。

操作压力 P —— 操作时 输入定量使执行机构动作的空气压力。不带定值器时为调节阀的输出压力。带定值器时为定值器的输出压力。最大可能做与源压力 P_s 。

弹簧范围 P_r —— 使弹簧产生全行程变形量的操作压力的变化范围。

弹簧起劲压力 P_i —— 执行机构中的弹簧 一般都有预紧量 相当于使弹簧产生过些变形量的气压即为起劲压力，如弹簧处于自由状态 则 $P_i = 0$ 。实际使用中 预紧量可根据需要进行一定范围的调节。

设上向为力的正向 根据力平衡的关系，如图 2—9 得输出力：

$$\pm F = PAe - k_s(L_0 + l) \quad 2-9$$

$$L_0 = \frac{P_i A e}{k_s}$$

$$k_s = \frac{A e P_r}{L}$$

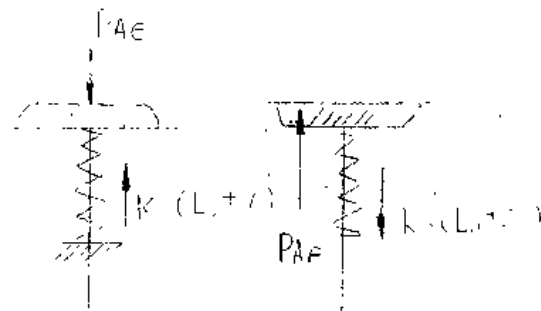


图 2—9

式中： Ae —— 薄膜有效面积 cm^2

k_s —— 弹簧刚度 kgf/cm^2

L_0 —— 弹簧预紧量 cm

行程变量 L —— 行程变量 全行程 cm

∴ 得

$$\pm F = Ae \left(P - P_i - \frac{P_r}{L} l \right) \quad 2-10$$

若令 $P_F = P - P_i - \frac{P_r}{L} l$ ，则对于 Ae 已定的执行机构的 F 大小 直

接与 P_F 有关。 P_F 为有效的用于克服负荷的压力，称之为输出压力。

$$\pm F = Ae PF \quad 2-10.4$$

由式 2-10.2—10.4 可知，若要增加执行机构的输出力，可用加大 Ae 和提高 P_F 的办法来达到。对于正（反）作用执行机构增加正向输出力必须提高 P_i (P) 和减小 P_r (P_i)，反之增加反向输出力必须减小 P_i (P) 和提高 P_r (P_i)。

输出力在各行程位置上由于弹簧的反力增加而减小，因此为使执行机构在各行程位置上，均具有足够的输出力去克服不平衡力，宜以下列条件下的输出力作为选定的基准较为安全。正（反）向输出力对于正（反）作用执行机构应取在弹簧预紧位置时的输出值，即起点输出。而反（正）向输出力对正（反）作用执行机构应取弹簧变形在全行程时的输出值，即终点输出。此时式 2-10 改为

$$\text{起点输出} \quad \pm F = Ae (P - P_i) \quad 2-11.4$$

$$\text{终点输出} \quad \pm F = Ae (P - P_i - P_r) \quad 2-11.5$$

用调节器的输出直接控制调节阀时，因 P 一般都为 $0.2 \sim 1.0 \text{ kgf/cm}^2$ ，所以 P_F 较小， F 较小。带定位器操作时， P 可用至 0。大气气源压力 P_0 ，最高可取 2.5 kgf/cm^2 ，因此能得到较高的 P_F 到 F 。所以定位器是提高输出力十分有效的方法。尤其是对于终点输出。

标准产品的出厂，一般把弹簧调整在 $0.2 \sim 1.0 \text{ kgf/cm}^2$ 作全行程动作，即 $P_i = 0.2 \text{ kgf/cm}^2$ 起动， $P_i + P_r = 1.0 \text{ kgf/cm}^2$ 终止。由此可见在全行程处若用调节器控制是没有输出力的，要使具有输出，实际可用调整 P_i 的大小来达到。对每种 P_r 的弹簧，其调整量均有一定的限制。具有各种 P_r 弹簧在不同调整情况下的输出如表 2-1 所示。

二、气动活塞式（无弹簧）执行机构

它的输出力与活塞的直径、活塞两侧的压力差以及汽缸的效率有关。

气动薄膜执行机构各种弹簧范围的输出力和刚度比较表

表 2-1-1

弹簧范围 P_s kgf/cm ²	弹簧的最大 调整范围 kgf/cm ²	最大输出力 F_{max}		执行机构 刚度 B k_f / cm	特点和应用 范围
		无定位器	带定位器		
0.8 (0.2~1.0)*	0~0.8 0.4~1.2	0.2 Ae	($P_s - 0.3$) Ae	0.2 Ae	刚度中等, 不带定位器工作时的输出力较大, 弹簧范围统一于气动仪表标准信号范围, 适用于一般场合。
1.6 (0.4~2.0)	0~1.6 0.8~2.4	0.4 Ae	($P_s - 1.6$) Ae	1.6 Ae	刚度大, 使用时需带定位器或压力继电器输出力较大, 适用于不平衡力较大和平衡力变化的场合。
0.4 (0.2~0.6)	0~0.4 0.2~0.6	0.6 Ae	($P_s - 0.4$) Ae	0.4 Ae	刚度小, 用以终室输出, 输出力较大, 适用于①气关式的两位操作, ②二段操作, ③不平衡力较大, 但变化不大的场合。
0.4 (0.2~0.6)	0.4~1.2	0.6 Ae	($P_s - 1.2$) Ae	0.4 Ae	用于始室输出, 适用于气开式两位操作。其余同上。
1.2 (0.6~1.8)	1.2~2.4			1.2 Ae	刚度较大, 需带定位器工作, 输出力较大, 反应可靠, 同样输出力, 适用于不平衡力较大, 平衡力变化较大的场合。

注: * 括弧内表示一般出厂产品的弹簧调整范围。

这种结构是无弹簧的，所以执行机构的输出力在全行程的各位置上都是一样的。它的大小如图 2—10 中

按两种结构计算：

$$F = \frac{\pi}{4} \eta (D^2 - d^2) \Delta P$$

$$F = \frac{\pi}{4} \eta (D^2 \Delta P \pm P_1^2)$$

式中， ΔP —— 活塞两侧
压差

P_1 —— 图 2—10

中 (b) 含推杆侧的汽缸压力

η —— 汽缸效率，取 0.9

我国生产的气动活塞式执行机构汽缸结构如图 2—10 (a) 所示，气动长行程执行机构的汽缸结构如图 2—10 (b) 所示，但它们都带有差动式定位器进行比例动作。活塞两侧的差压 ΔP 可相当于操作压力（即气源压力），因此它们的输出力分别可用式 2—12a 与式 2—12b 表示。

假设活塞推杆突出汽缸的方向为输出力的“+”方向，推进汽缸的方向为输出力的“-”方向。

$$\pm F = \frac{\pi}{4} \eta (D^2 - d^2) P_s$$

2—12a

$$F = \frac{\pi}{4} \eta D^2 P_s$$

2—12b

$$-F = \frac{\pi}{4} \eta (D^2 - d^2) P_s$$

三、输出力矩的计算

对于负荷为转矩的调节机构，执行机构就应具有一定的输出转矩去克服它。输出转矩与输出力和力臂成正比。假设执行机构的推杆在全行程内能使调节机构的节流件转动角度为 α ，则输出转矩 T 可用下式表示。如图 2—11。

$$T = F \cdot \frac{L}{2} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{\alpha}{2}$$

2—13a

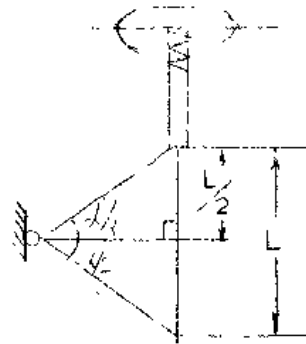


图 2—11

一般产品出厂的输出力矩数据均以 α 为 90° 的系列给出的，因此

$$T_{90^\circ} = F \cdot \frac{L}{2} \quad 2-13b$$

如调节机构的 α 不需 90° 那么大时，输出力矩可根据式 2—13a、b 自行换算。

第三节 调节阀的允许压差

从本章第一节中各种种调节阀的不平衡力计算公式可以看出，调节阀两端的压差 ΔP 大时，其不平衡力 F 也随之增大。当执行机构的输出力小于不平衡力，它就一定不能在全行程范围内控制应有的行程了。所以执行机构输出力固定时，应限制在一定的压差下工作。对于压差极限值，称之为允许压差 (ΔP) 。反之，要想在所希望的压差条件下有效地控制流体，必须使执行机构具有足够的输出力。这是确定调节阀产品允许压差，以及根据所需压差选择执行机构规格的两个问题。

流体流入调节阀，按其对待阀的作用来分，有两种流向，一种趋于打开阀芯，称“流开”状态。一种趋于关闭阀芯，称“流闭”状态。调节阀一般均使用于流开状态，所以讨论允许压差也以此为主。

一、各种调节阀允许压差的计算公式

执行机构的输出力将用于克服以下几项阻力，其平衡力式如下：

$$F = F_t + F_0 + F_f + W \quad (2-14)$$

式中：F — 执行机构输出力

F_t — 调节阀不平衡力

F_0 — 全闭时的阀座压紧力

F_f — 阀杆及推杆各部分的摩擦力

W — 阀前等各滑动部件的重量

采用薄膜执行机构时，输出力应根据其作用方式和调节阀的组配而确定是始点输出还是终点输出，并用 2—14 式或表 2—1 所列各式进行计算。选用活塞执行机构时，可用 2—12 式计算。

不平衡力一般均以全闭时的最大不平衡力计算。按第一节各式计算。

对于硬密封的阀前阀座结构，其密封性主要应取决于制工的精度与装配的好坏。 F_0 仅用以稳定关闭位置。因此： F_0 只取相当于 $p = 0.05 \text{ kgf/cm}^2$ 乘 A_e 的力，即 $F_0 = p \cdot A_e = 0.05 A_e$ 。对于非切断的蝶阀， $F_0 = 0$ 。对于软密封的隔膜阀，隔膜性质不一难以计算。其所需的 F_0 宜用试验确定。据试验结果可取以下数据：橡胶隔膜 F_0 取单位阀座面积 (cm^2) 为 5 kgf ，聚四氟乙烯隔膜的 F_0 取单位阀座面积为 10 kgf 以上。

F_f 在润滑正常的情况下，数值是很小的。W 也不大。为使计算简便常可予以忽略。因此式 2—14 可写为

$$F = F_t + F_0$$

从 F_t 的计算式中可看出， F_t 不仅同 ΔP 有关，而且还与 P_1 或 P_2 有关。实际使用，有的阀阀后放空，关闭后 P_1 为 0 ($\Delta P = P_1$)。有的阀，在阀全关后，阀后仍有一定压力， $P_2 \neq 0$ 。虽然 ΔP 相等，但其 F_t 是不相等的。后者大于前者，因此，在决定允许压差时，必须区别对待。具体各品种调节阀的允许压差计算公式汇总于表 2—2。表中几点说明如下：

1. 按该调节阀的允许压差时，必须已知 P_1 和 P_2 其中之一。一般注

产厂给出的允许压差均为 $P_2 = 0$ 的数据（隔膜高压阀除外）。而选择执行机构时，必须 P_1 和 P_2 两者皆知。

2. 对于三通阀应以两进口压力（合流）之差或两出口压力（分流）之差来替代单双座阀的 P_1 和 P_2 之差的概念。 P_1 、 P_2 之间的关系为 $P_1 \geq P_2$ ，而三通阀中的关系却为 $P_1 \geq P_1'$ 、 $P_2 \geq P_2'$ 。因此，对三通阀应在上下两阀座各为全闭位置时，分别核算允许压差。由此可知配三通阀的执行机构，要求起点和终点应均有足够的输出力。

3. 对于隔膜阀，由于 P_2 对阀座的作用与 P_1 同向，因推得公式应为 $P_1 + P_2$ 与 F 的关系。也即说明了只能在大于允许压差的压差下使用才行，否则就会推力不足。这了概念是与上述几种阀相反的。

4. 表中计算所需各种调节阀阀前与阀杆直径数据，汇集于表 2—3a 和表 2—3b 中。当同一公称直径的阀体有几种阀前直径时，允许压差应以阀前尺寸分别而定。

5. 对于公称直径为 $Dg \frac{3}{4}$ 的中流量阀，因标准配用的执行机构，已足够使其在压差为公称压力的条件下操作，因此，不必作允许压差的核算计算。

表 2-2

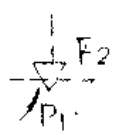
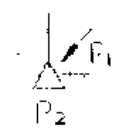
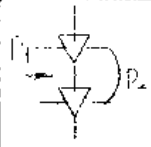
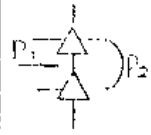
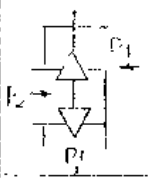
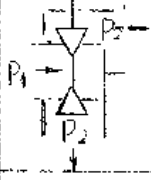
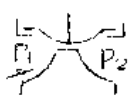
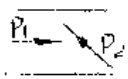
调节阀 种类	序 号	工 作 状 态	允许压差计算公式	
			$P_2 \neq 0$	$P_2 = 0$
直通 单 角 型	1		$P_1 - P_2 = \frac{F - F_0 - \frac{\pi}{4} d_s^2 P_2}{\frac{\pi}{4} d_g^2}$	$P_1 = \frac{F - F_0}{\frac{\pi}{4} d_g^2}$
高压	2		$P_1 - P_2 = \frac{F - F_0 + \frac{\pi}{4} d_s^2 P_1}{\frac{\pi}{4} d_g^2}$	$P_1 = \frac{F - F_0}{\frac{\pi}{4} (d_g^2 - d_s^2)}$
直通	3		$P_1 - P_2 = \frac{F - F_0 - \frac{\pi}{4} d_s^2 F_1}{\frac{\pi}{4} (d_{g1}^2 - d_{g2}^2)}$	$P_1 = \frac{F - F_0}{\frac{\pi}{4} (d_{g1}^2 - d_{g2}^2)}$
双座	4		$P_1 - P_2 = \frac{F - F_0 + \frac{\pi}{4} d_s^2 P_2}{\frac{\pi}{4} (d_{g1}^2 - d_{g2}^2)}$	$P_1 = \frac{F - F_0}{\frac{\pi}{4} (d_{g1}^2 - d_{g2}^2)}$
三通 (合流)	5		$P_1 - P_1 = \frac{\pm(F - F_0) - \frac{\pi}{4} d_s^2 P_1}{\frac{\pi}{4} d_g^2}$	$P_1 = 0 \quad P_1 = \frac{F - F_0}{\frac{\pi}{4} d_g^2}$ $P_1 = 0 \quad P_1 = \frac{F - F_0}{\frac{\pi}{4} (d_g^2 - d_s^2)}$
三通 (合流)	6		$P_2 - P_2 = \frac{\pm(F - F_0) - \frac{\pi}{4} d_s^2 P_2}{\frac{\pi}{4} d_g^2}$	$P_2 = 0 \quad P_2 = \frac{F - F_0}{\frac{\pi}{4} d_g^2}$ $P_2 = 0 \quad P_2 = \frac{F - F_0}{\frac{\pi}{4} (d_g^2 - d_s^2)}$
隔膜	7		$P_1 + P_2 = \frac{F - F_0}{\frac{\pi}{8} d_g^2}$	$P_1 = \frac{F - F_0}{\frac{\pi}{8} d_g^2}$
蝶阀	8		$P_1 - P_2 = \frac{T}{D_g^2 (G D_g + I f \frac{L}{2})}$	$P_1 = \frac{T}{D_g^2 (G D_g + I f \frac{L}{2})}$

表 2—3a

公称通径 Dg mm	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
直通	—	—	—	10	14	18	22	—	—	—	—	—	—	—
双座	—	—	—	10	14	18	22	—	—	—	—	—	—	—
角型	—	—	—	10	14	18	22	—	—	—	—	—	—	—
高压	—	—	—	10	14	18	22	—	—	—	—	—	—	—
隔膜	—	—	—	10	14	18	22	—	—	—	—	—	—	—

表 2-3b

公称通径 mm		G 3/4"		6		10		15		20	
直 通 单 座	闸杆										
	闸前直径	8									
角 形 单 座	闸前直径	0.68 0.12 0.20 0.32 0.50 0.80									
	闸前直径	3 4 5 6 7 8									
高 压	闸杆										
	闸前直径	10 12 15 20									
直 通 单 座	闸杆										
	闸前直径	10									
角 形 单 座	闸前直径	1.6 2.5 4.0 6.3									
	闸前直径	10 12 15 20									
高 压	闸杆	6									
	闸前直径	2									
直 通 单 座	闸杆	0.14 0.63 1.1 1.25 1.4 1.6 2.5 4.0 6.3 10									
	闸前直径	3 4 6 7 8 10 12 16 20									

表 2-3a

二 各种调节阀允许压差的图表

1 直通单座、角形、三通调节阀的允许压差的图表：

一般出厂的调节阀产品，都以一定标准组配。具体的组配规格见表 1—12 至 18。标准的弹簧范围基本配用 $P_r = 0.8 \text{ kgf/cm}^2$ 一种，在不带定位器、用调节器控制时，执行机构的输出压力，经调整弹簧范围可得 $P_F = P - P_j - P_r = 1 - 0 - 0.8 = 0.2 \text{ kgf/cm}^2$ 。输出力得 $F = P_F \cdot A_e = 0.2 A_e$ 。这些产品在使用中能满足大部分的工艺条件，为使用方便，把直通单座、角形、三通各品种标准组配的调节阀，在执行机构输出力为 $0.2 A_e$ 时的允许压差制成曲线，以备查用，见图 2—12、2—13、2—14。当改变 P 、 P_1 、 P_r 和 A_e ， $F \neq 0.2 A_e$ 而为 $P_F' \cdot A_e'$ 后， $(\Delta P')$ 仍可利用图线并配合公式进行计算，即式 2—15、2—15a。

$$(\Delta P') = P_1' - P_2 \quad 2-15$$

$$(\Delta P') = \left\{ \frac{P_F'}{0.2} \cdot \frac{A_e}{A_e} \cdot P_1 (P_2 = 0) + P_1 \right\} - P_2 \quad 2-15a$$

式中： $P_1 (P_2 = 0)$ 、 P_1 、 P_2 由图线查出，如图中 P_2 最小值不等于 0，则 $P_1 (P_2 = 0)$ 可用 P_2 最小值代替。

2. 有关图线的几点说明：

- (1) 曲线以 Dg 号标划出。当同一 Dg 有不同 d_g 者，则以 d_g 区别。
- (2) 由于不同流向（阀杆在流入端或流出端）和不同端前作用方式（正或反作用）的组合情况对 (ΔP) 差别不大，因此均以 (ΔP) 较小的一种情况代表。

(3) 两种不同规格的 (ΔP) 接近时，均近似合并为一。

(4) 对于 $P_2 = 0$ ，另以 $P_F = 0.2$ 和 0.4 kgf/cm^2 两种情况列出 (ΔP) 表，见表 2—4、表 2—5。

图表以外情况或要求更精确的数据，可用表 2—2 的公式计算。

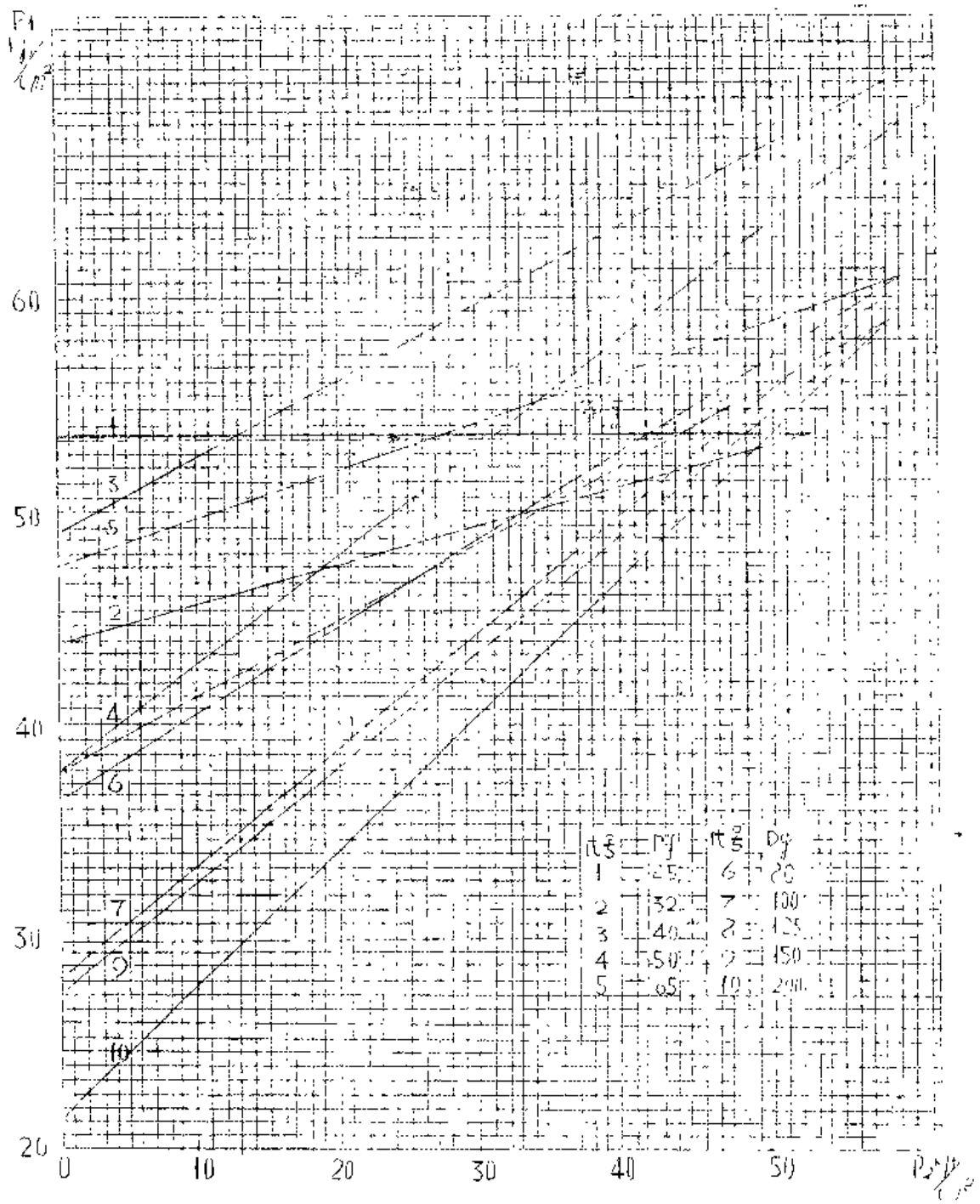


图 2—12 标准组配的直通双座阀在 $F = 0.2Ae$ 时的 (ΔP) 曲线图

3. 图线使用举例：

(1) 标准组配的 Dg 40 直通单座阀，用调节器控制，阀全闭时阀后放空求允许压差。

直通双座阀允许压差表

表2—4

使用情况		阀杆在流出端 关闭时 $P_2 = 0$	
输出压力 P_F Kgf/cm^2		0.2	0.4
公称通径 Dg mm	薄膜有效面积 Ae cm^2	允许压差 (ΔP) Kgf/cm^2	
25	280	54	100
32		44	83
40	400	49	98
50		38	76
65	630	47	94
80		36	72
100		28	56
125	1000	37.5	75
150		27	54
200		21.5	43
250	1600		
300			

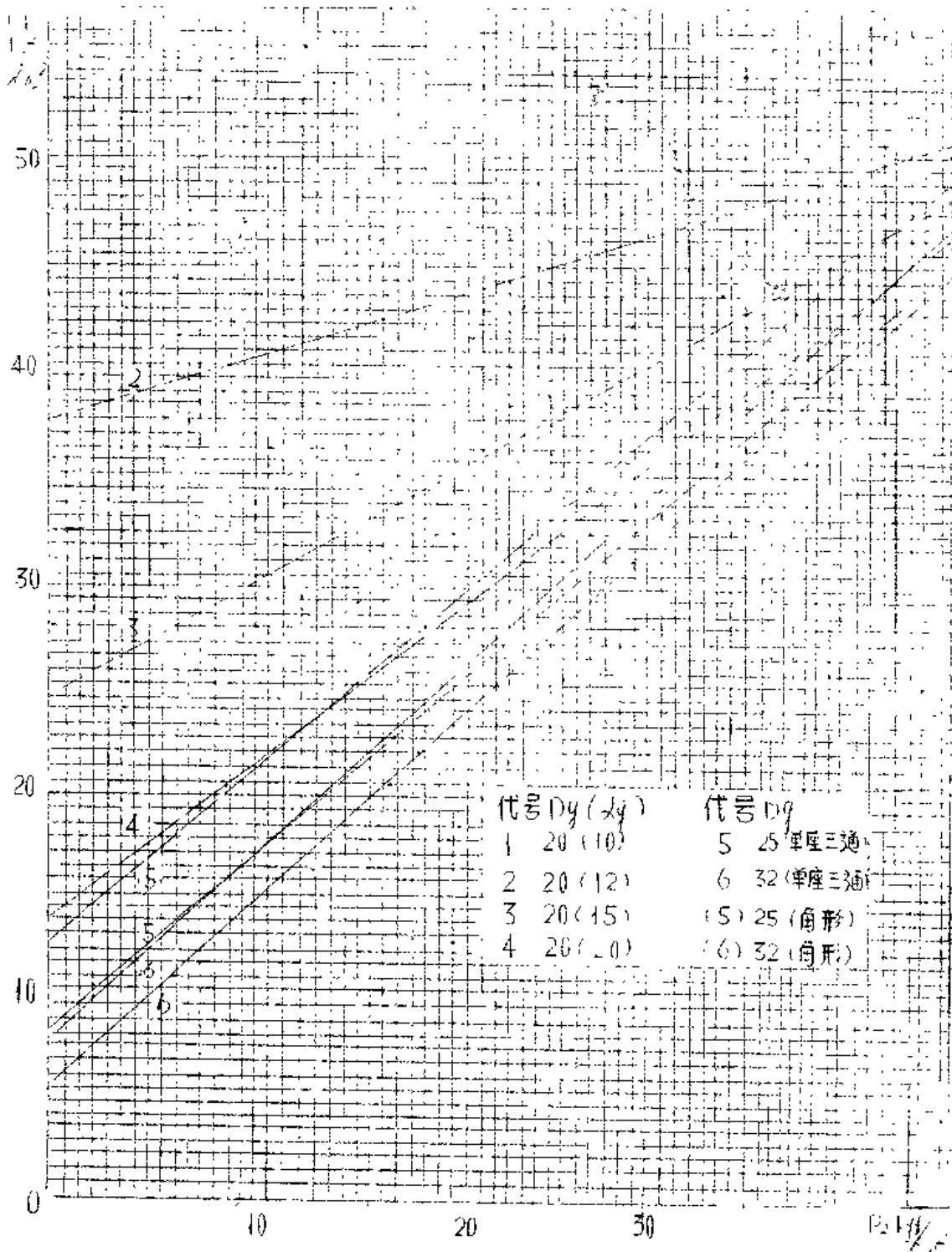
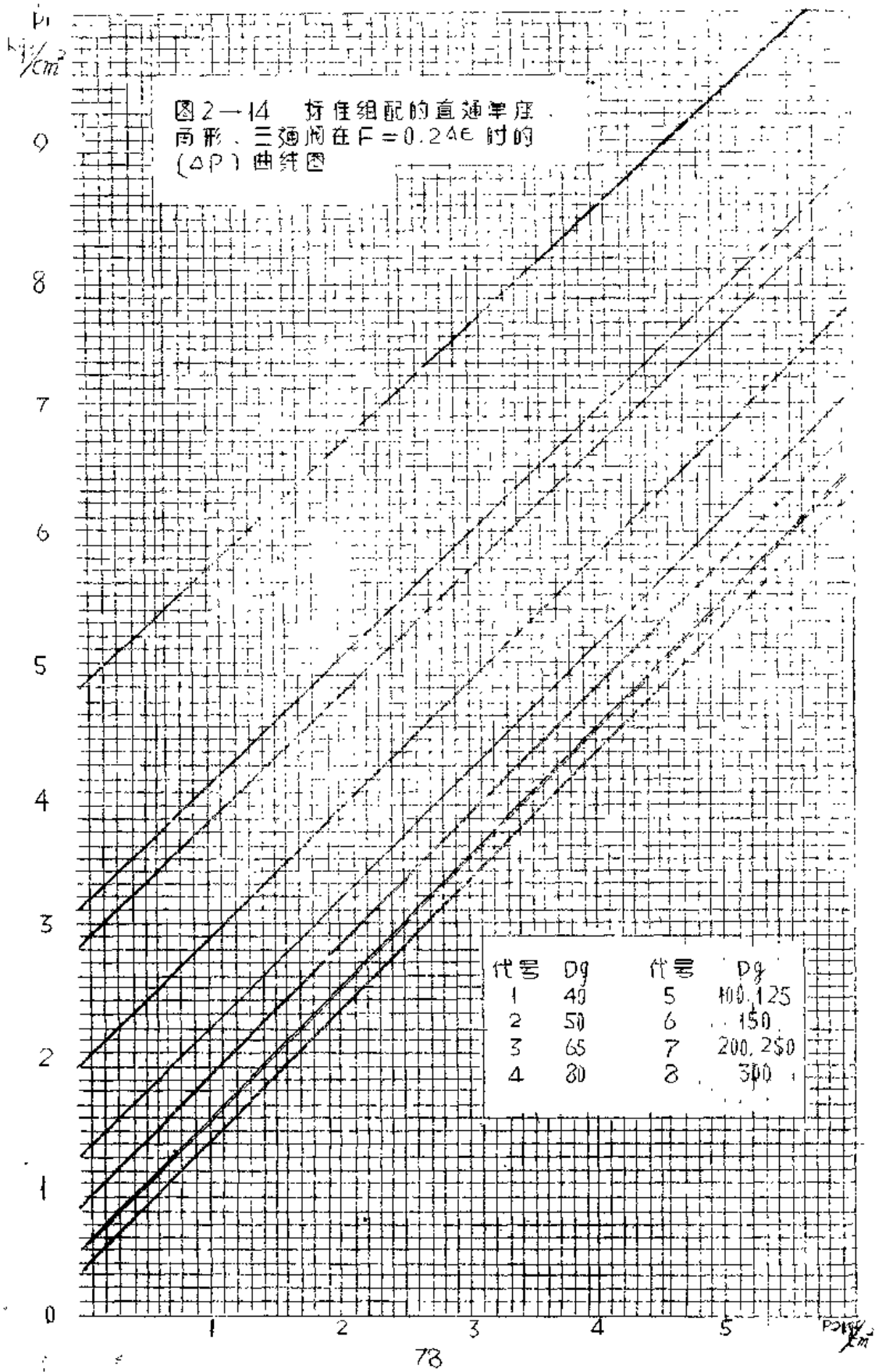


图 2—13 标准组配的直通单座、角形三通阀在 $F = 0.2Ae$ 时的 (ΔP) 曲线图



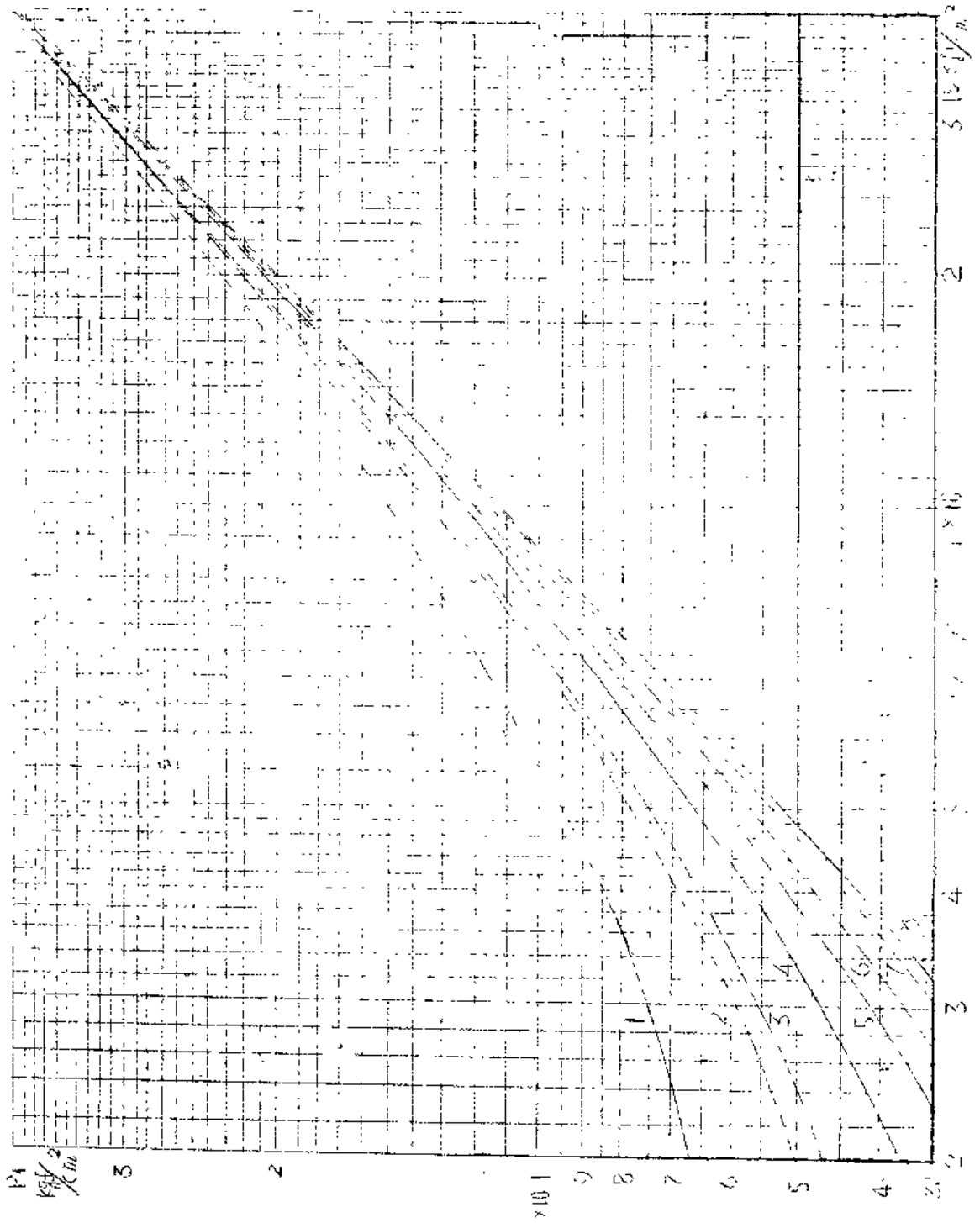


图 2—14 续标准组配的直通单座、角形、三角阀在 $F = 0.2Ae$ 时间 (ΔP) 曲线图

直通单座、角开、三通阀允许压差表

表 2—5

使用 情 况		流开 状态, 关闭时 $P_2 = 0$		
输出压力 P_F kgf/cm^2		0.2	0.4	
公称通径 D_g mm	阀芯直径 d_g mm	薄膜有效面积 A_e cm^2	允许压差 (ΔP) kgf/cm^2	
20	10	280	53.5	100
	12		37	74
	15		24	48
	20		13.5	27
25	26 (25)	280 (400)	8 (12)	16 (24)
32	32	280 (400)	5.5 (7.5)	11 (15)
40	40	400	5	10
50	50		3	6
65	66 (65)	630	3	6
80	80		2	4
100	100		1.2	2.4
125	125		1.2	2.4
150	150	1000	0.8	1.6
200	200		0.5	1
250	250	1600	0.5	1
300	300		0.35	0.7

解：根据给定条件，可直接从图 2—14 中求取，因阀后放空，所以 $P_2 = 0$ 。由 $P_2 = 0$ 和曲线 1 交点得 $P_1 = 4.8 \text{ kgf/cm}^2$ ， $(\Delta P) = P_1 - P_2 = 4.8 - 0 = 4.8 \text{ kgf/cm}^2$ 。

2. 某系统需一 $Dg 25$ 的气关式角形阀，阀前压力 35 kgf/cm^2 ，最大压差 30 kgf/cm^2 。现手用标准组配的产品，用调节器控制是否能用，如不行则怎么办？

解：a) 由标准组配的情况可从图 2—13 中曲线 (5) 上查得，当 $P_1 = 35 \text{ kgf/cm}^2$ 时 $P_2 = 27 \text{ kgf/cm}^2$ ， $(\Delta P) = 8 \text{ kgf/cm}^2$ ，不能用。

b) 实际上按照工艺要求， P_2 应为 $35 - 30 = 5 \text{ kgf/cm}^2$ ，但在此条件下，由曲线 (5) 查得，调节阀的阀前压力 P_1 最高只能使用到 16.5 kgf/cm^2 ，为提高允许压差，可加定位器操作，使给定压力提高到零压比力段 $P_3 = 1.4 \text{ kgf/cm}^2$ ，此时可用式 2—15a 配合同线查算。

$$\text{取 } P_1 = 16.5 \text{ kgf/cm}^2, P_2 = 5 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$P_1 (P_2 = 0) = 12.3 \text{ kgf/cm}^2,$$

$$P_F = P_3 - P_1 - P_r = 1.4 - 0 - 0.8 = 0.6 \text{ kgf/cm}^2$$

$$A^1 = Ae = 400 \text{ cm}^2 \quad \text{代入式 2—15a}$$

$$\text{得 } (\Delta P') = \left(\frac{0.6Ae}{0.2Ae} \times 12.3 + 16.5 \right) - 5 = 43.4 \text{ kgf/cm}^2$$

说明加定位器后，在阀后压力下高于 5 kgf/cm^2 的情况下，可允许在 43.4 kgf/cm^2 压差下使用，因此可行。

4. 隔膜阀和高压阀的允许压差表：

隔膜阀不平衡力较大，与其标准组配的执行机构用薄膜式和活塞式两种。Fig100 以上的均用活塞式执行机构。因在标准组配的条件下，允许的最大压力已能达到与系统压力相等，所以列表说明，见表 2—6、2—6a。

使用情况					
输出压力 P_2 kgf/cm^2		0.2	0.4	0.2	0.4
公称直径 D_g mm	薄膜有效面积 A_e cm^2	关闭时最大允许压力 kgf/cm^2			
15	280	10	10	5	10
20	280	10	10	5	10
25	280	5	10	2	5
32	280	4	8	2	4
40	400	3	6	1.5	3
50	400	2	4	1	2
65	400	1	2	0.5	1
80	630	1	2	0.5	1
100	630	0.5	1	0.2	0.5

使 用 情 况

操作压力 P kgf/cm^2

5

公称通径

活塞直径

关闭时最大允许压力

 kgf/cm^2 D_g mm


mm

15	100	10	10
20	100	10	10
25	100	10	5
32	100	10	5
40	150	10	5
50	150	10	5
65	150	10	5
80	200	10	5
100	200	10	5
125	200	8	4
150	300	10	5
200	300	10	5

高压阀一般在进口压力为公称压力的工艺条件下使用，由于不平衡力较大，在配用薄膜执行机构时多数选 P_r 为 1.2 kgf/cm^2 ($0.6 \sim 1.8$) 的弹簧范围，因此根据其特定的条件下，允许压差列于表 2-7 中。

ZM_R^AS-320
220 型

表 2-7

介质流向  ↑ P _y	气源压力 P _s kgf/cm ²		2.4			
	弹 簧 范 围 kgf/cm ²		0.5 ~ 1.8		$\frac{1}{10}$ 11 ~ 1.3 11 ~ 23	
	输出压力 P _F kgf/cm ²		0.6		1.2	
	公称压力 P _g kgf/cm ²		320	220	320	220
公称通径 D _g mm	流通能力 C	薄膜有效面积 A _e cm ²	允许压差 (ΔP) kgf/cm ²			
6	0.04 ~ 0.4	200	320	220		
10 ~ 25	0.1 ~ 1.6	280	320	220		
	2.5		200	220	320	220
	4		80	160	320	220
	5.3		40	64	160	220
	10		20	40	100	110
32	6.3	630	80	140	520	220
	10		40	64	160	200
	16		17	28	64	70
40	10	1000	40	64	160	260
	25		5	16	35	45
50	16	1600	16	25	64	70
	40		1	5	20	25
63	25	2500	5	20	55	70
	63		1.6	6	16	20
80	40	4000	2.5	10	30	35
	100		1	4	10	14
100	63	6300	1.6	6	16	20
	160		0.6	2.5	6	8
125	100	10000	1.0		16	
	250		0.6		8	
150	160	16000	0.8		10	
	400		0.4		4	
200	250	25000	0.6		8	
	630		0.2		2.5	

高压阀在阀前处于紧闭状态时，其允许压差用全闭的不平衡力来确定是不合适的，因为此时不平衡力的方向趋于阀前关闭，而执行机构无论是正反作用的输出也都趋于阀前关闭。在这种情况下，重要的应考虑执行机构刚度和不平衡力变化的关系问题，即操作的稳定性问题，允许压差应按刚度而定，但目前尚无确切的定量数据，定性的分析见第四节。

5 蝶阀的允许压差

一般蝶阀的使用不要求关闭很严，因此无需在关闭时另加一部分压紧的力矩，但是压差对作用力使挡板轴与轴承间有摩擦力存在，尤其对于 $Dg500$ 以上的大蝶阀，此摩擦力更为显著，因此执行机构的输出力矩应有部分用于克服这摩擦力矩，摩擦力矩 T_f 如下式计算：

$$T_f = J_f + Dg^2 \cdot \frac{d}{2} \cdot \Delta P \quad 2-16$$

式中： J_f ——推力系数，它和转矩系数 G 一样，都与挡板的结构、流体的性状和转角有关，具体需由试验确定。 J_f 与转角的一般关系如图 2-15。

J_f ——挡板轴与轴承的

摩擦系数。

d ——挡板轴直径。

假设忽略挡板重量的影

响。

$$T = T_t + T_f \quad 2-17$$

由式 2-17、2-8 得

$$(\Delta P) = \frac{T}{Dg^2 (GDg + J_f + \frac{d}{2})} \quad 2-18$$

G 、 J_f 尚无确切数据，现推荐一组考虑 G 、 J_f 综合影响的蝶阀所需转矩

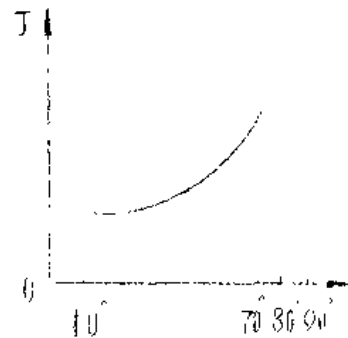


图 2-15

的曲线 供使用参考，见图 2—16。图中单位换算如下。

$$1 \frac{\text{磅} \cdot \text{时}}{\text{磅} / \text{时}^2} = 0.164 \frac{\text{公斤力} \cdot \text{米}}{\text{公斤力} / \text{厘米}^2}$$

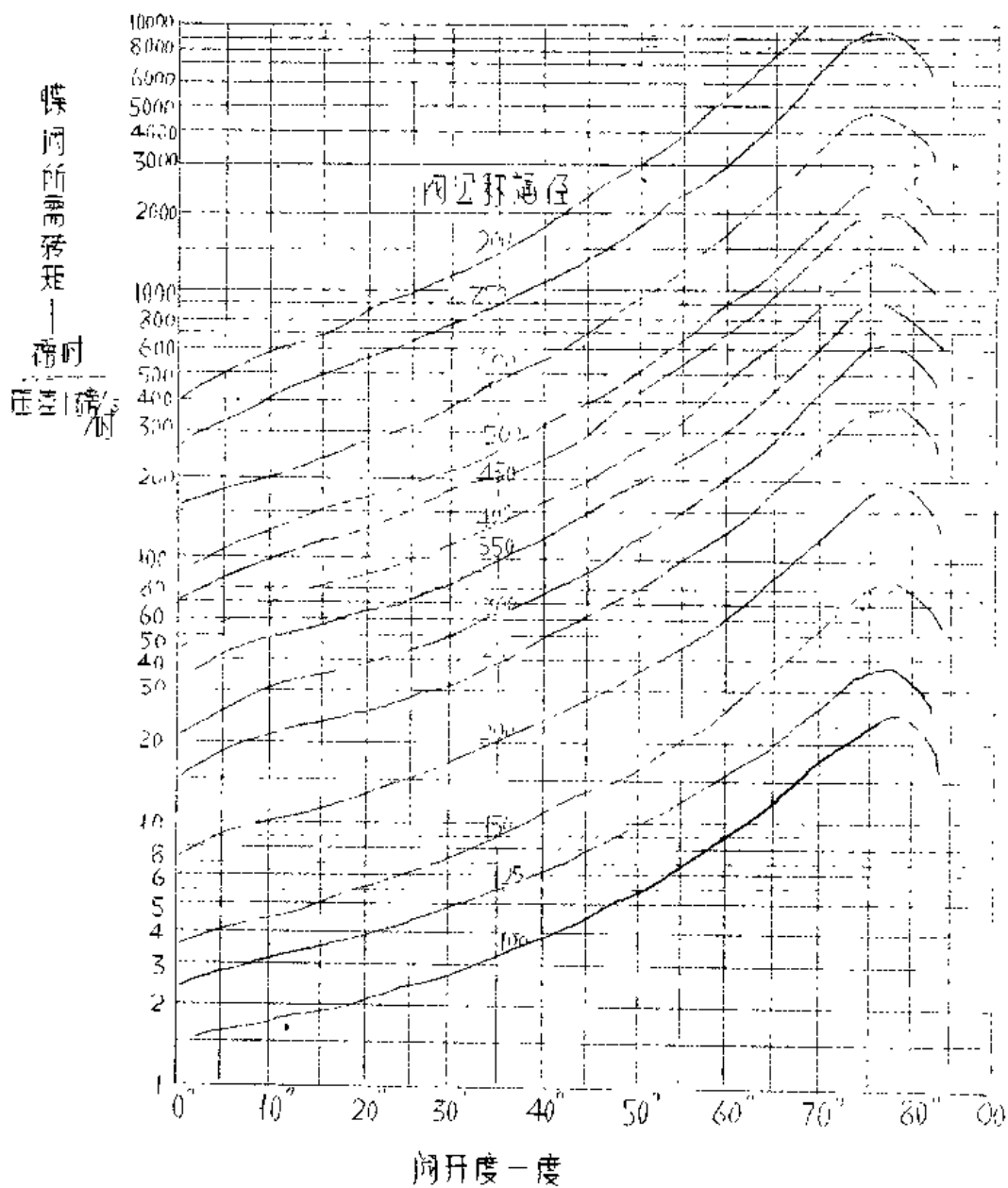


图 2—16

图 2—16 的曲线是在一定条件下测定的。适用于空气、煤气和油等一般介质的低压蝶阀。不适合以下情况：

1. 蝶阀通过压缩性流体，压差较大，流速达到音速。
2. 蝶阀通过液体，压差较大，液体产生闪蒸现象。
3. 蝶阀通过流体虽压差不大，但静压较高，填料密封部分的摩擦力相当大的场合。

第四节 执行机构的刚度与调节阀的稳定性

前节已述，一般选定执行机构的规格大小，主要由翻出力确定。在此还需对执行机构的另一重要参数刚度加以讨论。执行机构的刚度是表征执行机构抵抗变动负荷对行程影响的能力的一个参数。它以引起执行机构的推杆（或与其连接的阀杆）位置偏移单位行程（或 1% 全行程）的负荷变动量来表示。与调节阀配用的执行机构刚度越大时，则由阀前不平衡力所引起的行程偏移越小，调节也就越稳定。

一、刚度的计算

1. 气动薄膜（有弹簧）执行机构：

气动薄膜调节阀在带有负荷操作时，假若平衡于某行程，则有如下平衡式成立。

$$F_t = PAe - k_s(L_0 + l) \quad 2-19$$

如 F_t 有一 ΔF_t 的变动，并引起行程有一 ΔL 的变动，则

$$F_t \pm \Delta F_t = PAe - k_s(L_0 + l \pm \Delta L) \quad 2-20$$

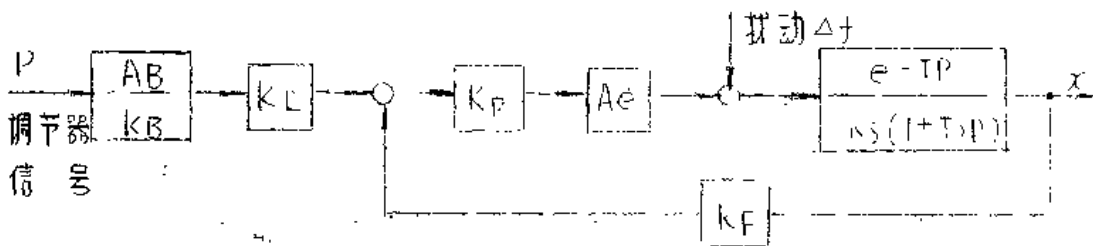
由式 2—19 和式 2—20 得刚度为 B ，则

$$B = \frac{\Delta F_t}{\Delta L} = k_s \quad 2-21$$

因此 执行机构的刚度 B 与弹簧的刚度 K_S 相同。行程一定，对同一号执行机构 弹簧范围有几种，其中范围大者，则刚度大 范围小者，则刚度小，其比较如表 2—4 所列。对于同一种弹簧范围 薄膜有效面积大者，则刚度大，反之则小。

2. 带定位器薄膜（有弹簧）执行机构：

各厂生产的位移平衡式定位器与执行机构配用的方块图如图 2—17。



AB：波纹管有效面积。

KB：波纹管刚度。

KL：信号杠杆比。

KP：放大器放大倍数。

τ ：滞后时间。

TD：时间常数。

KF：反馈杠杆比。

图 2—17

当调节器信号不变，由扰动 $\Delta f(t)$ （即不平衡力的变化）引起的输出 $x(t)$ （即执行机构的行程）变化，可用下列传递函数表示。

$$X(P) = \frac{e^{-\tau P}}{KS(1+TD P)} \cdot \Delta F(P) \cdot \frac{Ae \cdot KP \cdot KF}{1 + \frac{KS(1+TD P)}{KS(1+TD P)}} \quad 2-22$$

设 ε 为在阶跃扰动 Δf 时的行程偏差，则

$$\xi = \frac{\Delta F}{K_S + A_e \cdot K_P \cdot K_F}$$

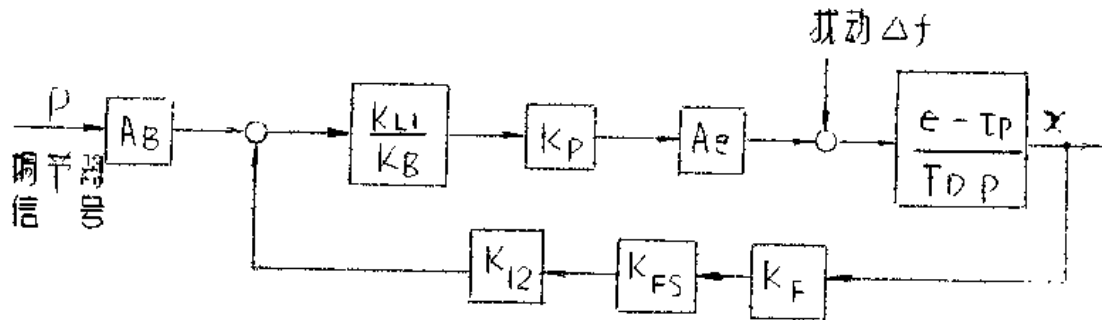
2—23

$$B = \frac{\Delta F}{\xi} = K_S + A_e \cdot K_P \cdot K_F$$

式中 K_P 随气源的升高而加大的。因此在强度许可的范围内提高气源压力是增加刚度的有效方法。

3. 带定位器活塞式执行机构(无弹簧):

目前生产的活塞式执行机构均采用力平衡式定位器。其方块图如图 2—18。



K_{L1} : 信号杠杆比。

K_{L2} : 平衡杠杆比。

K_{FS} : 反馈弹簧刚度。

图 2—18

传递函数如:

$$\frac{X(P)}{\Delta F(P)} = \frac{e^{-Tp}}{T_D \cdot P} \cdot \frac{1}{1 + \frac{K_{L2} \cdot K_P \cdot A_e \cdot K_{L2} \cdot K_{FS} \cdot K_F}{K_B \cdot T_D \cdot P}}$$

2—24

由式 2—24 得

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon &= \frac{K_B}{K_{L1} \cdot K_P \cdot K_{L2} \cdot K_{F3} \cdot K_F \cdot A \varepsilon} \cdot \Delta F \\ B &= \frac{\Delta F \cdot K_{L1} \cdot K_P \cdot K_{L3} \cdot K_{F3} \cdot K_F \cdot A \varepsilon}{\varepsilon \cdot \dots \cdot K_B} \end{aligned} \right\} \quad 2-25$$

同样可知，尽量提高气源压力，能提高 K_P 有效地加大刚度。

以上对于这两种带定位器的执行机构的刚度，因有关计算数据尚待给出，因此仅能介绍计算方法。

二、气动薄膜执行机构与单座调节阀配合后的操作稳定性分析。

在这里不考虑动态过程，以静态的力平衡观点出发进行分析。

假设同执行机构行程增加方向的力为正值。当调节阀在行程某点位置平衡时的力平衡方程式为：

$$F_D + F_S + F_t = 0$$

式中： F_D ——由薄膜上气压作用于阀芯上的力；

F_S ——弹簧对于阀芯的作用力；

F_t ——流体作用于阀芯的不平衡力。

当阀芯行程由于某种扰动由 L 变为 $L + \Delta L$ ，则在新的位置时， $F_D \rightarrow F_D + \Delta F_D$ ， $F_S \rightarrow F_S + \Delta F_S$ ， $F_t \rightarrow F_t + \Delta F_t$ ，作用于阀芯的力平衡方程为：

$$F_D + F_S + F_t + (\Delta F_D + \Delta F_S + \Delta F_t) = \Delta F_D + \Delta F_S + \Delta F_t \quad 2-27$$

当行程变化，供给信号的调节器输出仍能保持不变。

得 $\Delta F_D = 0$

当行程增加，弹簧的作用力呈反向变化，

得 $\Delta F_S = -K_S \cdot \Delta L$

不平衡力与流向有关，如在平衡点上不平衡力对于行程变化的斜率为 K

(k 值本身含有符号的变化) 开于平衡力变化率。

$$\text{得 } \Delta F_T = k \Delta L$$

因此阀芯在新的位置上受力变化为

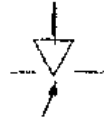

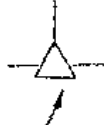

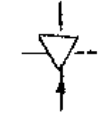



$$\Delta F_D + \Delta F_S + \Delta F_T = -K_S \Delta L + k \Delta L = (-K_S + k) \Delta L \quad 2-28$$

当阀芯的 ΔL 为“+” 阀芯受力变化为“-”，即随着阀芯的行程变化产生了一个与其方向相反的作用力，阻止阀芯的位移，并使其恢复平衡位置，此时调节阀动作稳定。如果阀芯受力变化为“+”，即随着阀芯的行程变化产生了一个与其方向相同的作用力，具趋势继续增加阀芯的位移，直至极限位置，此时则调节阀动作不稳定。稳定条件可用下式表示。

$$\left. \begin{array}{l} -K_S + k < 0 \quad \text{稳定} \\ -K_S + k > 0 \quad \text{不稳定} \end{array} \right\} \quad 2-29$$

对于正反作用的执行机构与调节阀各种流向组合情况下的具体分析，见表 2—8。

表 2-8

执行机构 作用方式	序 号	阀芯形式 及流向	执行机构行程增加时 不平衡力变化情况	K 值 符号	稳 定 性 判 断
行程 增加	1		压缩力由小→大	-	稳 定
	2		拉伸力由小→大	+	当 $ k < K_S$ 稳 定 当 $ k > K_S$ 不 稳 定
	3		压缩力由大→小	+	当 $ k < K_S$ 稳 定 当 $ k > K_S$ 不 稳 定
	4		拉伸力由大→小	-	稳 定
行程 增加	5		压缩力由大→小	-	稳 定
	6		拉伸力由大→小	+	当 $ k < K_S$ 稳 定 当 $ k > K_S$ 不 稳 定
	7		压缩力由小→大	+	当 $ k < K_S$ 稳 定 当 $ k > K_S$ 不 稳 定
	8		拉伸力由小→大	-	稳 定

由上表可得如下结论：不论执行机构作用方式，不论阀前正反安装，于“流开”状态时，调节阀动作总是稳定的；可不再考虑执行机构的刚度大小。而于“流闭”状态时，只要 $k_S < |k|$ 时就会出现不稳定现象。因此应对执行机构刚度有一定要求。

应用活塞式执行机构时，以其刚度代替 k_S 。同样可用式 2—29 的判断来进行稳定性的判断。

对角形阀和高压阀从操作稳定性的观点出发。除工艺特殊需要外，不希望用于“流闭”状态，尤其是使用于小开度的范围（约 20% 以下）。因“流闭”状态本身是不稳定的，实际上 k 值在全行程范围内是变化的，并且在小开度流体流速很快受强烈抽吸作用下 $|k|$ 值将会很大。引起阀的振动。这种情况甚至在实验室很小压差的条件下就会产生。所以应避免在某种情况下使用，或者必要时选择足够刚度的执行机构，但目前无确切的选择原则和方法，尚待实践总结。如要使用，暂可试以下原则，即要求执行机构的刚度 B 大于全行程范围内不平衡力的最大变化率 k_{max} 。如设 k 线性变化，得

$$k = \frac{F_t(L=L) - F_t(L=0)}{L} = \frac{\pi d^2 y}{4L} \Delta P \quad 2-30$$

式中： $F_t(L=L)$ 、 $F_t(L=0)$ ——全闭和全开时的不平衡力。

再设 $k_{max} = nk$ n 为安全系数。

因此 $B \geq k_{max} = nk \quad 2-31$

n 一般取 4。

对于双座阀如以关闭时的不平衡力大小为基础选择执行机构时，一定获单座阀中。但是双座阀的一个阀前总会处于“流闭”状态，有害于稳定操作。这是常被忽视的。实际上如果双座阀的 k 等于同口径的单座阀，那末仅按不平衡力大小选定的双座阀执行机构的刚度 B ，和单座阀执行机构的刚度 B' 同样都与不平衡力变化率 k 比较，那末 B 一定会显得相对地小。因此在压差

较大的情况下使用的双座阀相对地比单座阀易产生振动现象。这也是值得注意的问题。目前各厂的标准双座阀产品，其执行机构刚度，已能满足一般需要。

人类的斗争，就是一个不断从必然王国向自由王国发展的历史。

第 三 章 流 量 特 性 及 其 选 择

第 一 节 调 节 阀 的 可 调 范 围

一 可 调 范 围 的 定 义

调节阀的可调范围系指调节阀所能控制的最大流量和最小流量的比值，即

$$R = \frac{\text{调节阀控制的最大流量}}{\text{调节阀控制的最小流量}} = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} \quad 3-1$$

这时的 Q_{\min} 是调节阀可调流量的下限值，并不等于调节阀全关时的泄漏量，即 $Q_{\min} \neq Q_{\text{泄漏}}$ 。一般，最小可调流量为最大流量的 $(2 \sim 4)\%$ ，而泄漏量仅为最大流量的 $(0.1 \sim 0.1)\%$ 。

二 理 想 可 调 范 围

当调节阀上压差一定时，这时的可调范围称为理想可调范围。

$$R = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} = \frac{C_{\max} \sqrt{\Delta P}}{C_{\min} \sqrt{\Delta P}} = \frac{C_{\max}}{C_{\min}} \quad 3-2$$

也就是说，理想可调范围是调节阀所能控制的最大和最小 C 值之比。它是由设计决定的。从自控角度出发，希望可调范围越大越好，但由于 C_{\min} 受调节阀阀芯结构设计的限制，不能太小，因此调节阀的理想可调范围一般

物小于50:1。目前我国生产的调节阀其理想可调范围一般设计成30:1。

三、实际可调范围

在实际生产中，当调节阀上压差随着串联管道阻力改变时而打开调节阀旁路时，调节阀的可调范围都会发生相应的变化，这时调节阀实际所能控制的最大流量与最小流量之比称为实际可调范围。

1. 串联管道时：

由于随着流量的增加，串联管道阻力损失相应增加，而调节阀上压差被相应减少，这样就使调节阀所能通过的最大流量减小，故串联管道时调节阀实际可调范围就降低。

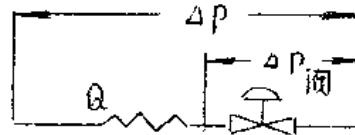


图3-1 串联管道场合

$$R_{\text{实际}} = \frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{min}}}$$

$$= \frac{C_{\text{max}} \sqrt{\Delta P_{\text{min}}}}{C_{\text{min}} \sqrt{\Delta P_{\text{max}}}}$$

$$= R \frac{\sqrt{\Delta P_{\text{min}}}}{\sqrt{\Delta P}}$$

$$= R \sqrt{S} \quad 3-3$$

ΔP_{min} —— 调节阀全开时的压差。

ΔP_{max} —— 调节阀全关时的压差（这里近似于总压差）。

S —— 调节阀全开时压差与总压差之比。

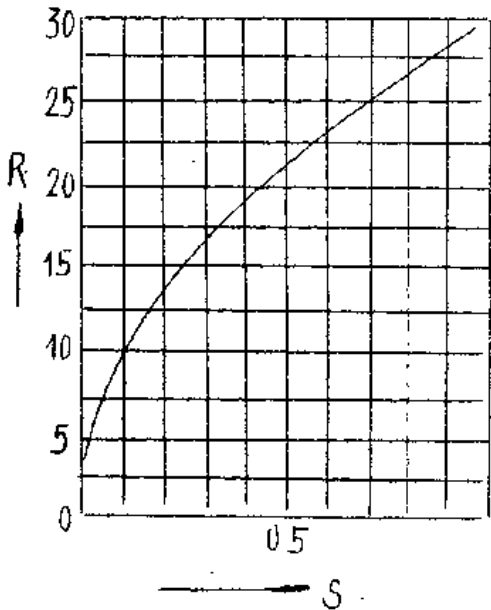
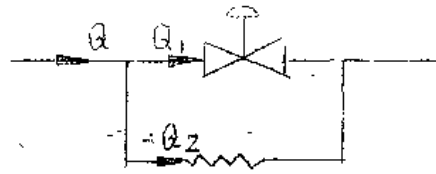


图3-2 串联管道时的可调范围

式3-3可知，当 ξ 值越小，即串联阻力损失越大时，实际可调范围也就越小，它的变化情况如图3-2所示。

2 并联管道时

当打开调节阀的旁路阀时，其实际可调范围为下值：



$$R_{\text{实际}} = \frac{\text{总管最大流量}}{\text{调节阀最小流量} + \text{旁路流量}}$$

图3-3 并联管道调节

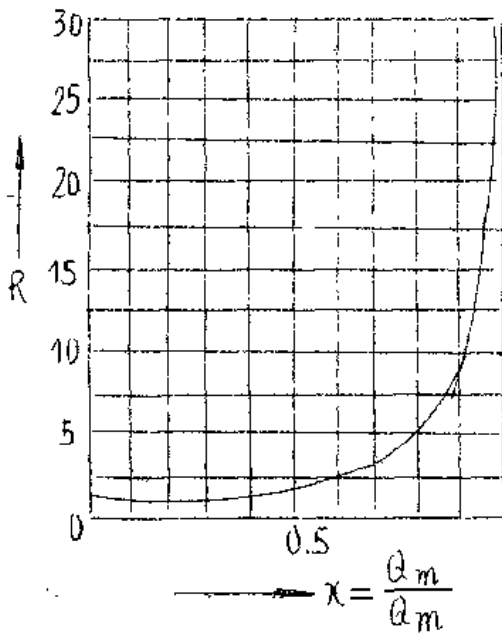


图3-4 并联管道时可调范围

这时，由于调节阀的最小流量一般比旁路流量小得多，故其可调范围实际上只是总管的

最大流量与旁路流量之比值，而与调节阀本身的可调范围无关。同时也可以从图3-4看出，实际可调范围由

$$\text{令 } x = \frac{\text{调节阀全开时的流量}}{\text{总管路最大流量}}$$

Q_{max} —— 总管最大流量

则 $R_{\text{实际}}$

$$= \frac{Q_{\text{max}}}{x \cdot \frac{Q_{\text{max}}}{R} + (1-x) Q_{\text{max}}}$$

$$= \frac{R}{R - (R-1)x} \quad 3-4$$

当 $R=30$ 时

$$R_{\text{实际}} = \frac{30}{30 - 29x}$$

$$\approx \frac{1}{1-x} \quad 3-5$$

于旁路阀的打开而大大降低，其降低程度比串联管道时更为严重。

如当 $\alpha = 0.9$ ，即旁路量仅为 $\frac{1}{10}$ 的最大流量时，实际可调范围已降为 40:1。

从上述分析可知，在实际使用中调节阀的可调范围都一下降，因此在并
联选用调节阀时，在串联管道场合不应使 S 值太小，而调节阀的旁路则应该
尽量避免打开，以保证调节阀有较大的可调范围。另外，还应注意到调节阀
在长期使用后，由于腐蚀冲刷或污物现象对阀芯、阀座的磨损等都会使可调
范围减小，影响其工作性能。

第二节 流 量 特 性

一、流量特性的定义

调节阀的流量特性，系指介质流过阀门的相对流量与阀门的相对开度之
间的关系。即 $Q/Q_{max} = f(l/L)$ 。

相对流量——调节阀某一开度流量与全开流量之比 Q/Q_{max} 。

相对开度——调节阀某一开度行程与全开行程之比 l/L 。

一般说来，变化调节阀的阀芯、阀座间的节流面积，便可控制流量，但
实际上，由于各种因素的影响，如在节流面积变化的同时还发生阀前后压差
的变化，而压差的变化也会引起流量的变化。因此为了分析比较的方便，先
假定阀前后压差固定来进行研究，然后再引伸到实际情况的研究，因而有理
想特性和工作特性两个概念。

1. 理想流量特性：

在调节阀前后压差一定的情况下 ($\Delta P = \text{常数}$)，得到的流量特性关系，
称为理想流量特性。调节阀的理想流量特性取决于阀芯形状，不同的阀芯面
面可得到不同的理想特性，是调节阀本身所固有的特性。但它又不同于阀芯
的结构特性，即开启面积与行程间的关系。流量与开启面积并不成线性关系，

因为在行程变化过程中流量系数也是变化的。因此锥面阀芯并不一定具有线性流量特性。

2. 工作流量特性

在调节阀前后压差变化的情况下，阀的相对开度与相对流量的关系，称为工作流量特性。在实际的工艺装置中往往和调节阀同时串联有设备、阀门、管道等阻力，它们的阻力损失随着流量变化而变化，其结果是使上述之理想特性畸变成工作特性，串联阻力越大，畸变越厉害。所以工作特性除了与阀的理想特性有关外，还取决于配管情况。同一了调节阀，在不同的外部条件下，具有不同的工作特性。在我们实际使用中，所关心的是工作流量特性。

二、典型的理想流量特性

1. 直线流量特性：

直线流量特性是指调节阀的相对开度与相对流量成直线关系。既

$$\frac{d(Q/Q_{max})}{d(l/L)} = C$$

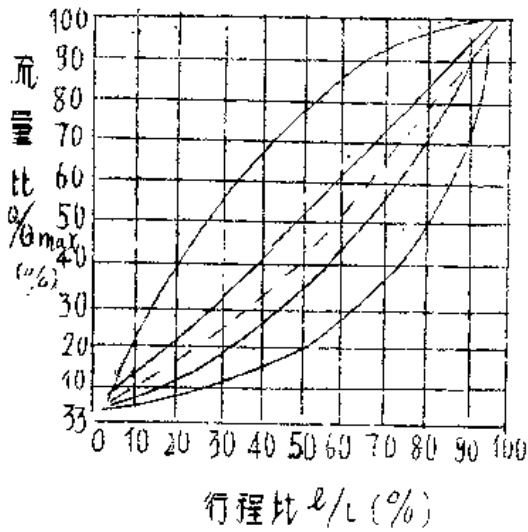
C —— 常数。

将上式积分，并以下列边界条件代入

当 $l=0$ 时， $Q=Q_{min}$ ； $l=L$ 时， $Q=Q_{max}$ 。

$$\text{推得 } \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{1}{R} \left(1 + (R-1) \frac{l}{L} \right)$$

其中 $R = \frac{Q_{max}}{Q_{min}}$ —— 可调范围。



- (1) 直线；(2) 等百分比，
 (3) 快开 (4) 抛物线；
 (5) 修正抛物线。

图 3-5 调节阀的理想流量特性 ($R=30$)

们的流量变化相对值分别为：

$$\frac{20-10}{10} \times 100\% = 100\% ;$$

$$\frac{60-50}{50} \times 100\% = 20\% ;$$

$$\frac{90-80}{80} \times 100\% = 12.5\% ,$$

以上数学式表示于直角坐标上得到一条直线，示于图 3-5 之 (1)。由图可见直线特性的单位行程变化所引起的流量变化是相等的。也就是阀门的放大系数即曲线斜率在全行程内是一个定值。由图 3-6 可以较清楚的看出行程变化 10% 所引起的流量变化总是 10%。实际上对于调节作用有意义的是流量相对变化值，从图上行程的 10%、50% 和 80% 三点看：当行程均变化 10% 时，它

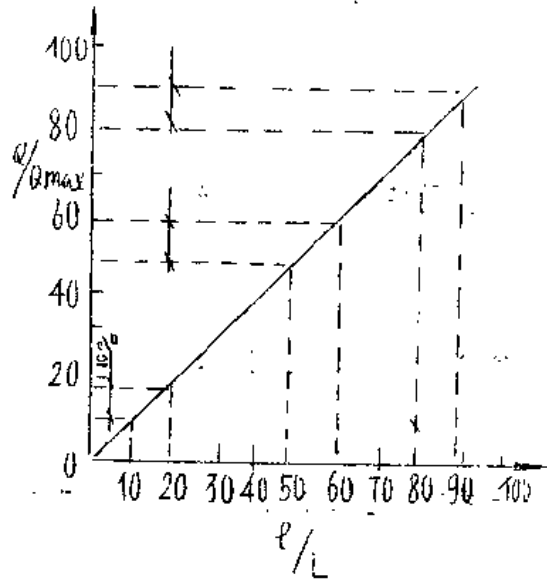


图 3-6 直线流量特性 ($R = \infty$)

由此可见，直线流量特性在变化范围行程情况下，流量小时，流量相对值变化大；而流量大时，流量相对值变化小。也就是说，直线流量特性调节阀在小开度（小负荷）情况下的调节性就不好，不容易控制，往往会产生振荡。

直线流量特性的理想曲面形状如图

3-7所示。

2 等百分比流量特性：

等百分比流量特性是指单位行程变化所引起的流量变化与此点的流量成正比关系。即

$$\frac{d(Q/Q_{max})}{d(l/L)} = c(Q/Q_{max}) \quad 3-8$$

将上式积分，并代入与前述同样的边界条件，得

$$\frac{Q}{Q_{max}} = R \left(\frac{l}{L} - 1 \right) \quad 3-9$$

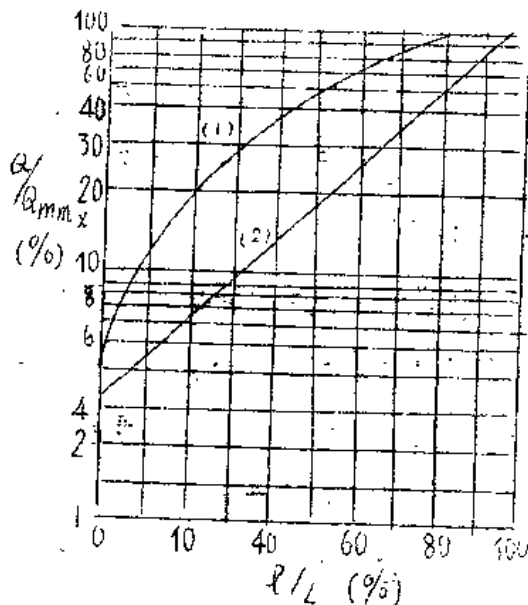


图3-7 直线特性的调节阀形状

以上数学表达式表示于直角坐标上，得到的曲线如图3-5所示之(2)；若表示于半对数坐标上，得到一条直线示于图3-8之(2)。等百分比（对数）流量特性即由此而得名。

由图3-9可以较清楚的看出：等百分比流量特性曲线的斜率既与

图3-8 表示于半对数坐标上的调节阀理想流量特性(R=10)

大系数是随行程的增大而增大的，在同样的行程变化值下，流量小时，流量变化小；流量大时，则流量变化大。同样以行程的10%、50%及80%三点为例：当行程变化10%所引起的流量变化分别为1.9%、7.3%和20.4%，因此这种阀在接近关闭时工作得缓和而平稳，而接近开启状态时，放大作用大，工作得灵敏有效。同样再看看它的流量相对变化值，则分别为：

$$\frac{6.58 - 4.67}{4.67} \times 100\% = 40\%$$

$$\frac{25.6 - 18.3}{18.3} \times 100\% = 40\%$$

$$\frac{71.2 - 50.8}{50.8} \times 100\% = 40\%$$

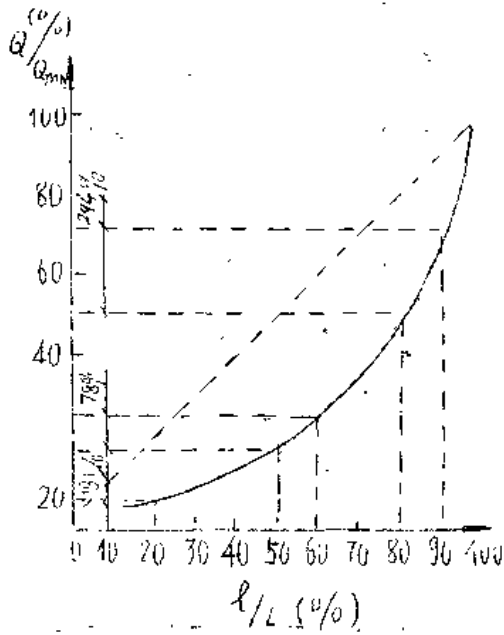


图3-9 等百分比流量特性曲线 ($R=30$)

因此对于 $R=30$ 的等百分比流量特性

阀门：行程变化1%所引起的流量变化百分比总是4%，具有等比率特性。也就是说，这种阀的调节精度在行程范围内是不变的。



图3-10 等百分比特性的阀芯形状

从图3-9还可以看出，等百分比特性曲线始终在直线特性的下方，同一行程下，等百分比阀通过的流量始终小于直线性阀通过的流量，例如行程50%直线性阀通过的流量是51.7%，而等

百分比网通过的流量仅18.3%。而同一流量下，等百分比网的开度总是比直线性网的开度大，例如流量5%时，直线性网开度为48%，而等百分比网的开度达90%。因此等百分比网的最大开度往往比直线性网远得大一些。

等百分比流量特性的网管剖面形状如图3-10所示。

综上所述可得到直线与等百分比流量特性的比较表：

表3-1

比较项目	放大系数 (曲线 系数)	相对 流量 变化率	直角 坐标上	半对数 坐标上	同一 行程时 流量	同一 流量时 开度	网管 剖面 形状
直线性网	恒定	递减	直线	曲线	大	小	瘦
等百分比网	递增	恒定	曲线	直线	小	大	胖

3. 快开特性：

这种特性，在行程比较小，流量就比较大。随着行程的增大，流量很快就达到最大（饱和），被称为快开特性。其特性曲线如图3-5之曲线(3)。以下象前二种特性一样可有一定的数学关系表达。

从曲线看，这种特性曲线的斜率随行程而减小，是一个单调递减函数。其函数式：

$$\frac{d(Q/Q_{max})}{d(l/L)} = f(l/L) \quad 3-10$$

而 $f(l/L) = f(\frac{l+\Delta l}{L}) \geq 0$ 其中 $\Delta l > 0$

可以表示为 $\frac{d(Q/Q_{max})}{d(l/L)} = f(l/L) = a - b(l/L)$

当行程达最大时，曲线斜率趋向于0，几乎为横轴平行，因此可以假定当 $l = L$ 时， $f \rightarrow 0$ ， $\therefore a = b = K$ 。

$$\therefore \frac{d(Q/Q_{max})}{d(l/L)} = K(1 - l/L) \quad 3-11$$

将上式积分并代入与前述相同的边界条件，

$$\text{得 } Q/Q_{max} = 1 - (1 - 1/R)(1 - l/L)^2 \quad 3-12$$

快门特性的闸芯形状为平板式，如图3-11所示，这种闸门的有效行程应在 $D/4$ 以内，当行程再增大，闸的流通面积就不再增大，便不能起调节作用了。此闸适用于迅速开闭。

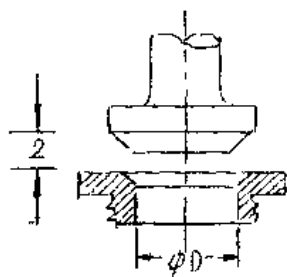


图3-11 平板形闸芯

4. 抛物线流量特性：

抛物线流量特性是指相对流量与相对行程的二次方成比例关系。其特性列如下：

$$\frac{d(Q/Q_{max})}{d(l/L)} = c(Q/Q_{max})^{1/2} \quad 3-13$$

积分后得：

$$Q/Q_{max} = \frac{1}{R} (1 + (\sqrt{R-1}) l/L)^2 \quad 3-14$$

它的流量特性曲线表示于图3-5之(4)，是一条抛物线，它介于直线性和等百分比特性曲线之中间。

在此基础上产生另一种称为修正抛物线的特性，它在行程比0.3、流量比0.2这段区间内的特性遵循抛物线的规律，而在其以上的范围内是线性规律，曲线示于图3-5之(4')。它可以弥补线性特性小开度时调节性能差的缺点。我国目前尚未生产这一特性的闸门。

5 三通调节阀的流量特性

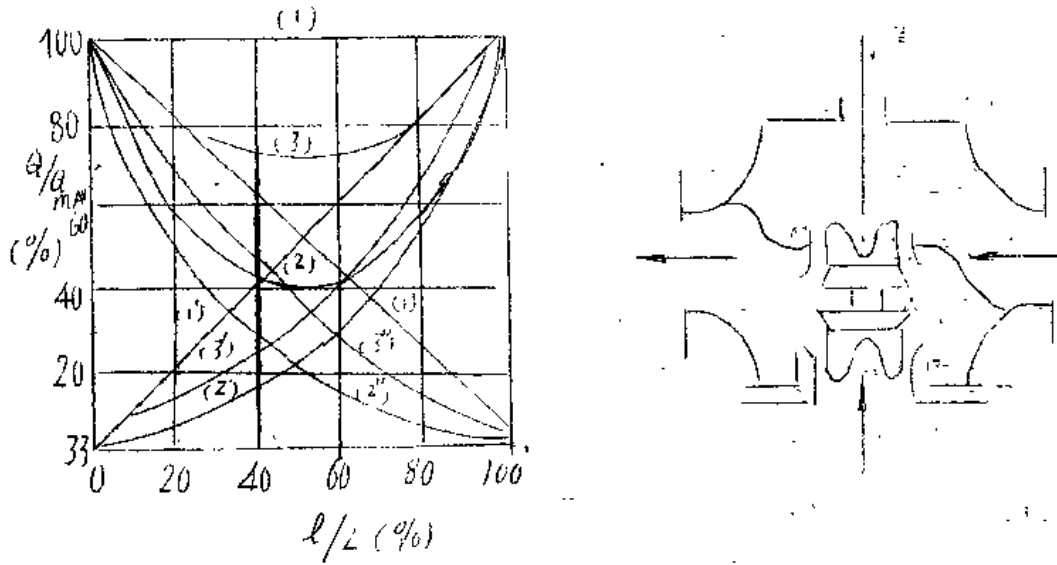


图 3-12 三通调节阀的理想特性曲线 ($R=30$)

(两芯开口方向相反)

(1) 直线; (2) 等百分比; (3) 抛物线。

三通调节阀的流量特性及数学表达式应符合以上所述理想特性的一般规律。常见的有直线、等百分比、抛物线三种特性，图 3-12 表示了两芯开口方向相反三通调节阀的理想流量特性。

三种特性比较如下：

1. 直线流量特性在任何开度时流过上下两阀芯的流量之和，即总流量不变，得到一平行于横轴的直线 (1)。而等百分比和抛物线特性的总流量是变化的，即图中曲线 (2)、(3)，它们在开度 50% 处总流量最小向两边逐渐增大直至最大。

2. 在相同的 R 值下，直线特性的总流量最大，而抛物线特性又比等百分比特性的总流量大，即曲线 (1) 最高，而曲线 (3) 在曲线 (2) 之上。

3. 在 50% 开度时，上下阀芯通过的流量值相等。

4. 由于窗口阀芯结构上的限制，在设计或等百分比特性时，流通能力值偏小，仅有直通双座阀的 85% ~ 95%，而设计成直线反抛物线特性时流通能力较大，可接近或等于直通双座阀。

5. 阀芯窗口形状：直线为“口”形；等百分比为“几”形；抛物线为“门”形，等百分比阀芯加工困难而其余二种加工方便。

由以上分析比较可以知道，虽然等百分比特性具有调节性能好的优点，但对于三通调节阀则由于它有流通能力小、阀芯加工困难二个弱点而限制了它的广泛应用，因此对于气动三通调节阀一般适宜选用抛物线或直线特性。

假如三通调节阀的一对阀芯开口方向相同，则不管是直线、等百分比还是抛物线特性，它的总流量都是不变的，由图 3-13 可见，得到一条平行于横轴的直线，且三者重合在一起。这种阀在某些特殊场合下还是有用的，但阀芯加工很困难。

目前我国生产的三通调节阀仅有阀芯开口方向相反的一种。

6. 隔膜阀，闸板阀和球阀的流量特性

这三种阀的结构形式与前述各阀不相同，它的阀芯形状已由其固有结构方式决定了，不可能用改变它的阀芯曲面形状来改变其特性。它们的理想特性曲线分别示于图 3-14、图 3-15、图 3-16。

隔膜阀具有快开特性，作调节使用时一般工作在行程的 60% 以下。蝶阀的特性类似于等百分比特性。图 3-15 所示的是两种形式闸板阀的结构特性（行程与流通截面的关系），与流量特性尚存在一个流量系数的差异。

对于这几类阀，要改善它的流量特性，可以通过改变阀配用定位器的反馈凸轮外形来实现。

表 3-2 列示几种理想流量特性的相对开度与相对流量的关系：

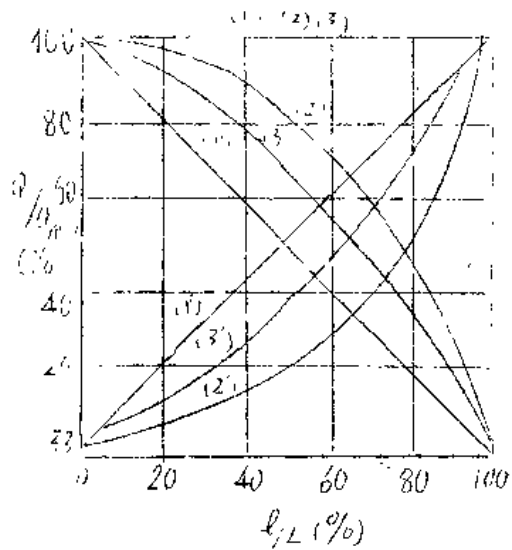


图3-13 三通调节阀的理想特性曲线 ($R=30$)

(阀芯开口方向一致)

(1) 直线, (2) 等百分比; (3) 抛物线。

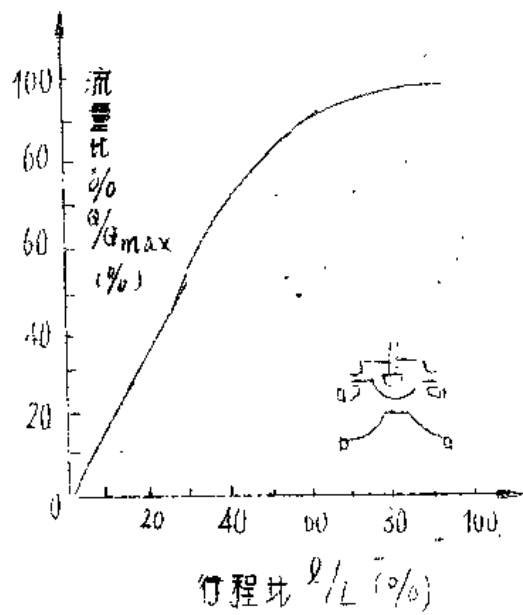


图3-14 隔膜阀的特性曲线

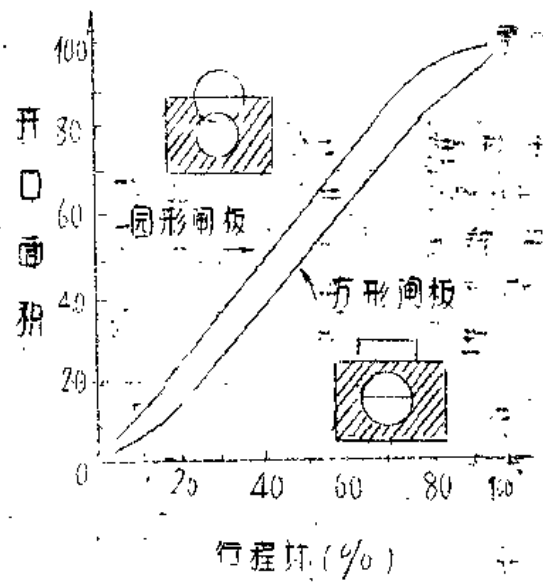


图3-15 闸板阀的特性曲线

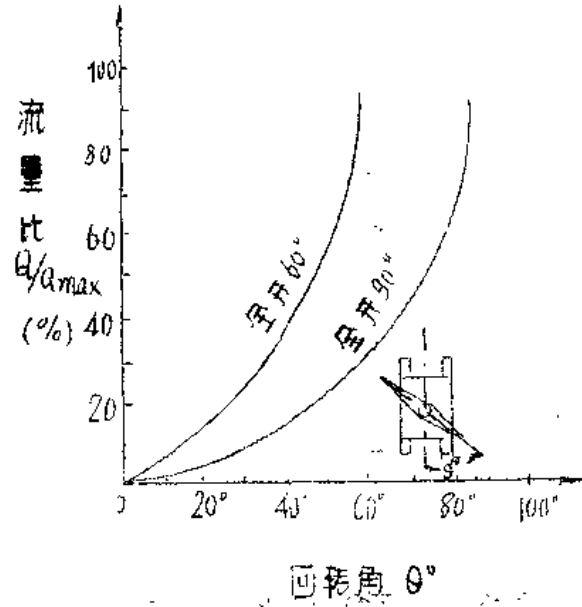


图 3-16 蝶阀的特性曲线

表 3-2

相对开度 l/L (%)		10	20	30	40	
相对流量 q/q_{max} (%)						
直线特性 ($R=30$)		13.0	22.7	32.3	42.0	
等百分比特性 ($R=30$)		4.67	6.58	9.26	13.0	
快开特性 ($R=30$)		21.7	38.1	52.6	65.2	
抛物线特性	($R=30$)	7.3	12	18	26	
	($R=10$)	14.8	20.5	27.2	34.7	
	50	60	70	80	90	100
	5.17	61.3	71.0	80.6	90.4	100
	18.3	25.6	36.2	50.8	71.2	100
	75.8	84.5	91.3	96.13	99.03	100
	35	45	57	70	84	100
	43.3	52.7	63.1	74.4	86.7	100

三、工作流量特性

前面已谈到各种调节阀的理想流量特性，下面再来谈谈调节阀在串联管道、并联管道和泵（离心泵、容积泵）的系统中其实际的流量特性即工作流量特性是如何变化的。

1. 串联管道时的工作特性：

当调节阀安装在工艺管道系统中，由于除调节阀以外的管道、装置、设备等存在阻力，并且该阻力将随通过管道的流量，按平方关系变化，因此当系统两端压

差一定时，调节阀上的压差就会随着流量增加而减少，如图3-18所示。这个压差的变化也将引起通过调节阀流量的变化，因此这时的流量特性就发生变化，成为工作特性。

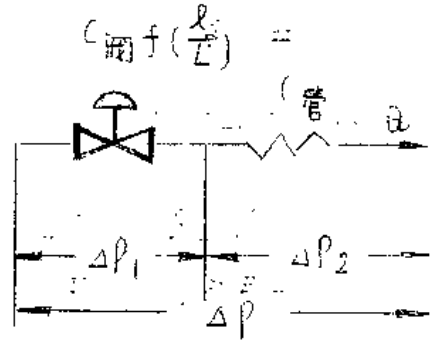


图3-17 调节阀串联管道的场合

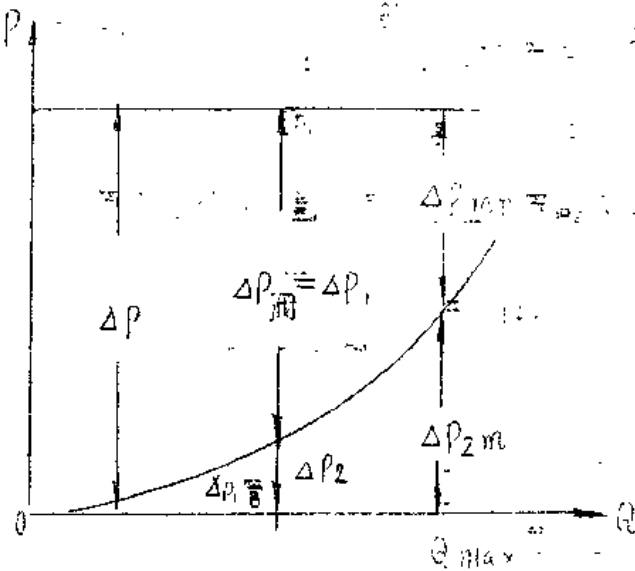


图3-18 串联管道时调节阀压差变化情况

下面先从数学关系推导一下调节阀上压差如何变化的。从能量守恒定律可以得到的数学表达式为：

$$Q^2 = C_{\text{阀}}^2 f^2 \left(\frac{l}{Z}\right) \cdot \Delta P_1$$

$$Q^2 = C_{\text{管}}^2 \Delta P_2$$

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

Q —— 流过管道的流量；

ΔP —— 系统的总压差；

ΔP_1 —— 调节阀上的压差；

ΔP_2 —— 管道、设备的压差；

$C_{\text{阀}}$ —— 调节阀的流量系数；

$C_{\text{管}}$ —— 管道和设备的流量系数；

$f\left(\frac{l}{Z}\right)$ —— 调节阀理想流量特性的数学表达式。

$$S = \frac{C_{\text{管}}}{C_{\text{管}}^2 + C_{\text{阀}}^2} \quad \text{代入式 3-15}$$

得到调节阀上压差与 S 值、行程的关系如下：

$$\Delta P_1 = \frac{\Delta P}{\left(\frac{1}{S} - 1\right) f^2 \left(\frac{l}{Z}\right) + 1} \quad \text{3-16}$$

当调节阀全关时， $f\left(\frac{l}{Z}\right) = 0$ ， $\Delta P_{10} = \Delta P$ （调节阀全关时压差等于系统总压差）。

当调节阀全开时， $f\left(\frac{l}{Z}\right) = 1$ ， $\Delta P_{1m} = S \Delta P$ 。

S 值也表示调节阀全开时压差与全关时压差的比值，在这里 因全关时 $\Delta P_{10} = \Delta P$ ，故即调节阀全开时占有的压差与系统总压差的比值。

将式 3-16 代入式 3-15 即得到通过调节阀的流量：

$$Q^2 = C_{\text{阀}}^2 f^2 \left(\frac{l}{Z}\right) \Delta P_1 = C_{\text{阀}}^2 f^2 \left(\frac{l}{Z}\right) \left(\frac{\Delta P}{\left(\frac{1}{S}-1\right)f^2 \left(\frac{l}{Z}\right) + 1} \right)$$

3-17

用相对流量表示即为：

$$\frac{Q}{Q_{\text{max}}} = f\left(\frac{l}{Z}\right) \sqrt{\frac{\Delta P_1}{\Delta P}} = f\left(\frac{l}{Z}\right) \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1}{S}-1\right)f^2 \left(\frac{l}{Z}\right) + 1}} \quad 3-18$$

这时，流量的变化情况表示在图 3-19 和图 3-20。

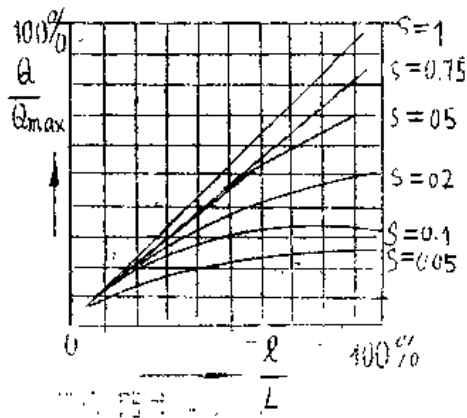


图 3-19 串联管道时的工作特性（调节阀等百分比特性时）以 Q_{max} 作为比值

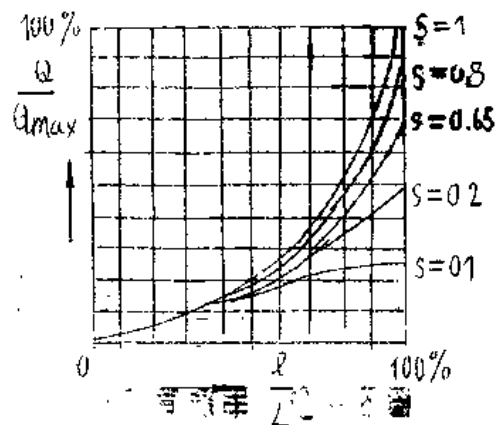


图 3-20 串联管道时的工作特性（调节阀等百分比特性时）以 Q_{max} 作为比值

可以看到，调节阀全开时的流量是与 $\Delta P_{10} / \Delta P$ 的平方根成正比的。例如 $S = 0.5$ 时， $Q_{100} = 0.71 Q_{\text{max}}$ 。

$$\frac{Q}{Q_{100}} = f\left(\frac{l}{L}\right) \sqrt{\frac{\Delta P_1}{\Delta P_1 m}} = f\left(\frac{l}{L}\right) \sqrt{\frac{1}{(1-S)f^2\left(\frac{l}{L}\right) + S}} \quad 3-19$$

其中 Q_{max} —— 管道原有阻力降等于零时 ($\Delta P = \Delta P_{10} = \Delta P_1 m$ 时) 调节阀全开时的流量, $Q_{max}^2 = c \pi^2 \Delta P$

Q_{100} —— 存在管道, 原有阻力降时调节阀全开时的流量。

$$Q_{100}^2 = c \pi^2 \Delta P_1 m = c \pi^2 S \Delta P = S Q_{max}^2$$

Q/Q_{100} 与 l/L 的关系式 3-19 即为串联管道时的工作流量特性, 代入相应的理想流量特性并假定 S 值, 即能求得不同 S 值时的工作流量特性如图 3-21 和图 3-22 所示。

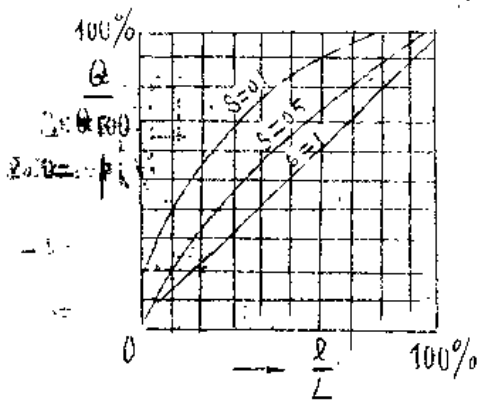


图 3-21 串联管道时的
工作特性 (调节阀为等百分比特性时) 以 Q_{100} 作
参比值

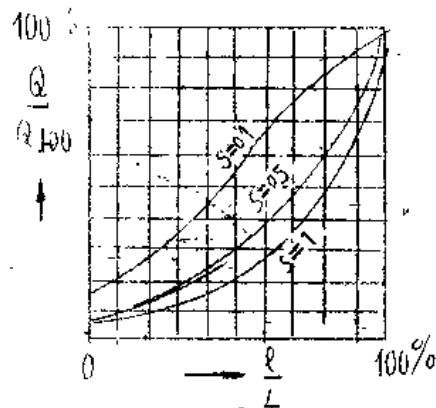


图 3-22 串联管道时的工作特性
(调节阀为等百分比特性时) 以
 Q_{100} 作参比值

从图 3-21、22 可以看出, 当 $S=1$ 时, 即管道的原有压力降全部落在调节阀上时, 实际工作特性与理想特性一致, 但随着 S 的减小, 不仅调节阀全开时的流量减小, 同时调节阀的流量特性曲线也发生很大的畸变, 既为一

系列向上质的曲线。直线特性渐渐趋近于快开特性，每百分比特性渐渐接近直线特性。也就是说，随着管道阻力的增加，不但可调节范围越来越小，并且理想流量特性曲线也越来越大，使小开度时放大系数增加，大开度时放大系数减少，造成小开度时调节的不稳定和大开度时调节迟钝，这是不好的。故在实际使用中，一般希望S值最少不低于0.3~0.5。

在实际使用中，当调节阀选得过大，或非满负荷生产时，往往把工艺阀门关小一些以增加管道阻力，这样总流量是可减少（也就是使调节阀在小开度情况下工作），但会造成调节品质的恶化，这就是由于前述原因导致的。

2 并联管道时的工作特性

调节阀一般都有旁路，当调节系统失灵时作为手动控制用，但当因生产量提高或其他原因使调节阀流量满足不了工艺要求时，在迫不得已的情况下，也可将旁路阀打开一些，以便管道流量增加来满足工艺需要。这时的管道流量是通过调节阀流量与旁路流量两者之和。

$$\text{即：总 } Q = Q_1 + Q_2$$

$$Q = C_{\text{阀}} f\left(\frac{l}{Z}\right) \sqrt{\Delta P} + C_{\text{旁}} \sqrt{\Delta P}$$

$$\frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{C_{\text{阀}} f\left(\frac{l}{Z}\right) + C_{\text{旁}}}{1} = \frac{Q_1}{\sqrt{\Delta P}} + \frac{Q_2}{\sqrt{\Delta P}}$$

$$X = \frac{Q_1}{Q_{\text{max}}} = \frac{C_{\text{阀}} f\left(\frac{l}{Z}\right)}{C_{\text{阀}} f\left(\frac{l}{Z}\right) + C_{\text{旁}}}$$

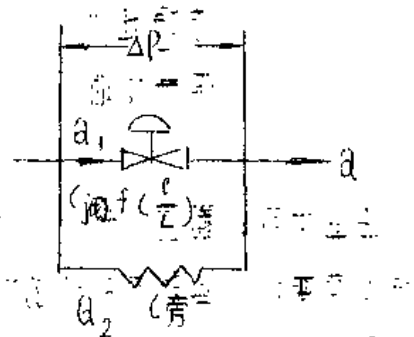


图3-23 调节阀并联管道场合

X值即为调节阀全开时通过流量和总管最大流量之比值。

以式3-24代入式3-29，可得

$$\frac{Q}{Q_{max}} = \left(x f\left(\frac{l}{L}\right) + (1-x) \right) \quad 3-22$$

其 Q/Q_{max} 与 l/L 的关系式 3-22 即为并联管道时的工作流量特性，表示在图 3-24 和图 3-25。(是在 ΔP 一定时的情况)

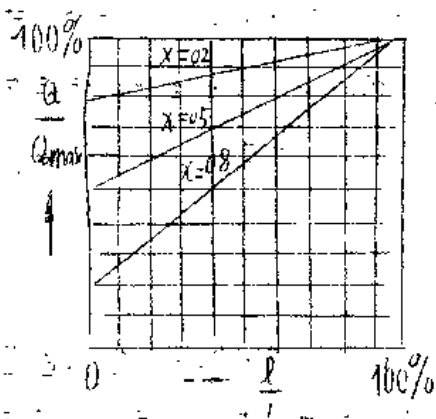


图 3-24 并联管道时的工作特性(调节阀为直线特性)以 Q_{max} 作参比值

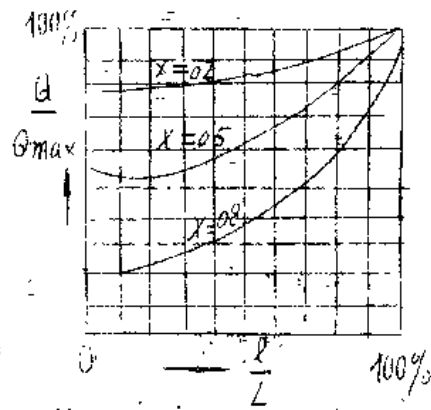


图 3-25 并联管道时的工作特性(调节阀为百分比特性)以 Q_{max} 作参比值

由图中可以看出，采用这种调节方式是不好的，虽然调节阀本身的流量特性没有变化，但管道系统的可调范围将大大降低，泄漏量也很大。同时在实际系统中，总是同时存在串联管道阻力的影响，其调节阀上压差会随流量而降低，这就使系统的可调范围更多的下降，引起调节阀在动作过程中流量变化更小，甚至使调节阀几乎不起调节作用，这是不好的。

根据上海炼油厂等单位的经验，一般认为旁路阀的旁路流量最多只能为总流量的百分之十几，过大会引起调节阀操作的不稳定。

例如，当调节阀串联管道的场合 $S = 0.5$ 时，并且旁路阀 C 值等于调节

当(1)的开度开至最大时,流量可以(1)增至(1.4),而当(2)全开时,流量可以(1.7)增至(2)。

除上述两种串联管道和并联管道的场合,可归纳如下情况:

(1) 对流量变化的影响:

串联管道的场合比并联管道时变化程度大。

(2) 对可调范围的影响:

串联管道的场合比并联管道时影响小。

(3) 对最大流量的影响:

串联管道场合最大流量减小。

并联管道场合最大流量增加。

(4) 对放大系数的影响:

串联管道场合:小开度时放大系数增加,而大开度时放大系数减小。

并联管道场合,放大系数在任何开度都比原来减小。

3 合泵时的工作特性:

(1) 离心泵的系统

如图3-26,从离心泵的特性曲线($P-Q$)可以看出,随着流量的增加其泵出口压力下降,因此可将离心泵近似看作由一恒定压力方波和泵的内阻串联组成(如图3-27、3-28所示)。

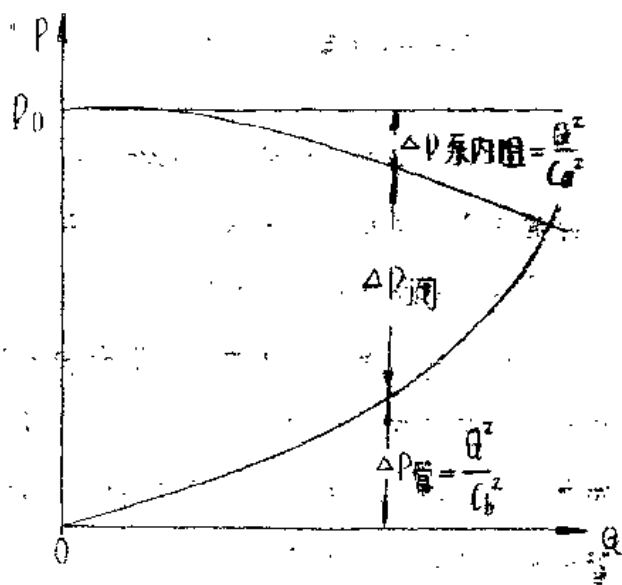


图3-26 离心泵串联管道时

调节压力差变化

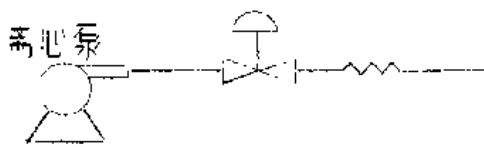


图3-27 两台离心泵串联
管道时

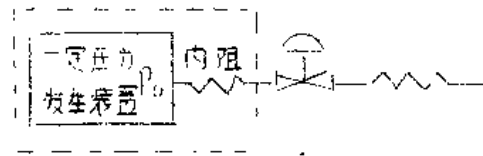


图3-28 两台离心泵系统
的等效回路

这样，就同串联管道发生的情形完全一样，只是其总阻力降为管道阻力降和泵内阻阻力降之和，

$$\Delta P_{\text{总阻}} = \Delta P_{\text{管}} + \Delta P_{\text{泵内阻}} \quad (\gamma \text{ 总阻力系数} = \frac{1}{\text{泵内阻}} + \frac{1}{\text{管}})$$

由此可以看出，如泵的特性曲线越陡峭，则其内阻力引起压力损失越大，即调节阀上压差随流量增加下降得更多（S值更小），这是不好的。故在离心泵出口安装调节阀以控制流量时，希望离心泵特性曲线越平坦越好。

但如果在流量变化不大时，而系统压力 P_2 经常变化的场合（例如水泵把水打入蒸汽压力波动较大的锅炉），或当管道阻力经常变化的场合（如输送易堵物料时）则希望离心泵特性曲线陡峭些好，以克服设备内压力变化和管线阻力的变化，而减少调节阀上压差变化。

(2) 容积泵的系统：

如往复泵、齿轮泵等都是容积泵，从泵特性曲线图3-29看出，当出口流量稍有变化时，泵出口压力迅速变化，易造成泵本身及管道、设备的激烈振

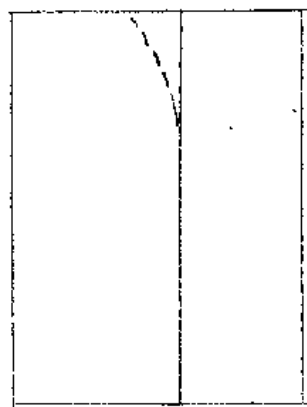


图3-29
容积泵的特性
曲线

(a) 理想特性 (b) 实际特性

动以致损坏。这是不允许的。故其出口流量不能因出口调节阀的变阻力来限制。

实际上，随着压力的增加，其泵出口流量也是降低一些，这好像是一个恒流量发生器与泵的内阻并联一样，图3-30。当压力越大内漏也越大。（注：旋涡泵也有类似的性质。）

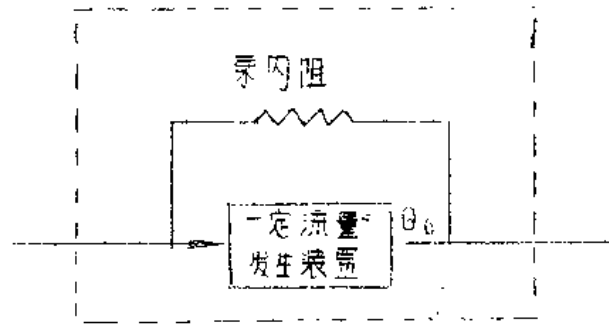


图3-30 容积泵的等效回路

下面分别就容积泵两种常用调节方式来谈谈他们的工作特性情况。

α. 容积泵出口流量由旁路调节阀控制时：

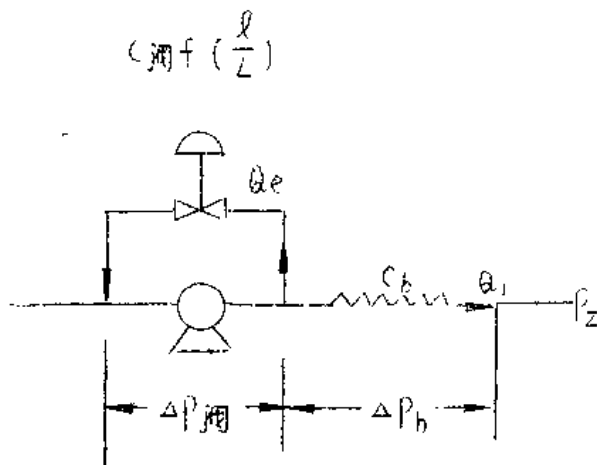


图3-31 容积泵旁路调节场合

由于旁路调节阀在任何开度时其旁路流量与出口管道流量之和总是等于泵出口流量，即 $Q_1 + Q_2 = Q_0 = \text{常数}$

$$Q_1 = Q_0 - C_{\text{调}} f\left(\frac{l}{Z}\right)$$

$\sqrt{\Delta P_{\text{调}}}$ ，所以出口管道的流量特性与旁路调节阀的流量特性恰好形状相同，方向相反。

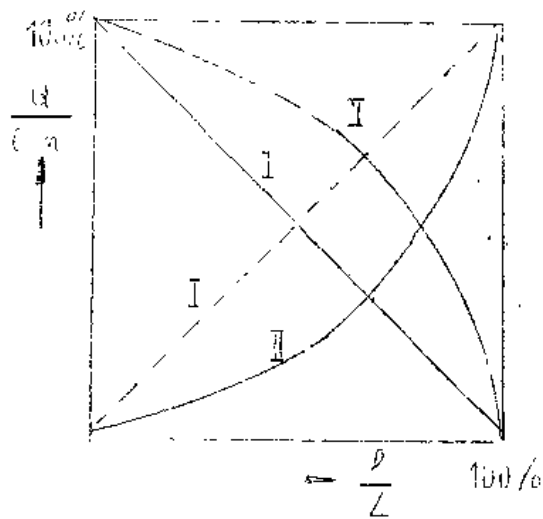
因此如图3-32 所以，当旁路调节阀是直线特性时，出口管道也是直线特性，但方向相反，如旁路调节阀是等百分比特性时，其出口管道的工作特性反而近似为展开特性，这在使用时必须注意。

因此如图3-32 所以，当旁路调节阀是直线特性时，出口管道也是直线特性，但方向相反，如旁路调节阀是等百分比特性时，其出口管道的工作特性反而近似为展开特性，这在使用时必须注意。

因此如图3-32 所以，当旁路调节阀是直线特性时，出口管道也是直线特性，但方向相反，如旁路调节阀是等百分比特性时，其出口管道的工作特性反而近似为展开特性，这在使用时必须注意。

图 3-32

I - 直线特性
 II - 等百分比特性
 虚线：旁路调节阀
 的流量特性
 直线：出口管道的
 流量特性



从上面分析可以知道，要求得出口管道的工作特性，应先知道旁路调节的工作特性，这就必须了解旁路调节阀上压差变化情况，下面就来分析一下。

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_{\text{阀}} &= P_1 - P_0 \\ \Delta P_{1b} &= \frac{Q_1^2}{c^2 b} \\ P_1 &= \Delta P_{1b} + P_2 \\ Q_0 &= Q_1 + Q_2 \end{aligned} \right\} \quad 3-23$$

$$\text{得 } \Delta P_{\text{阀}} = \frac{(Q_0 - Q_2)^2}{c^2 b} + (P_2 - P_0) \quad 3-24$$

其 $\Delta P_{\text{阀}} \sim Q_2$ 关系表示在图 3-33 上。从图上看，随着调节阀上流量增加，其 $\Delta P_{\text{阀}}$ 相应下降，所以调节阀的工作特性与串联管道时发生的情况相仿。

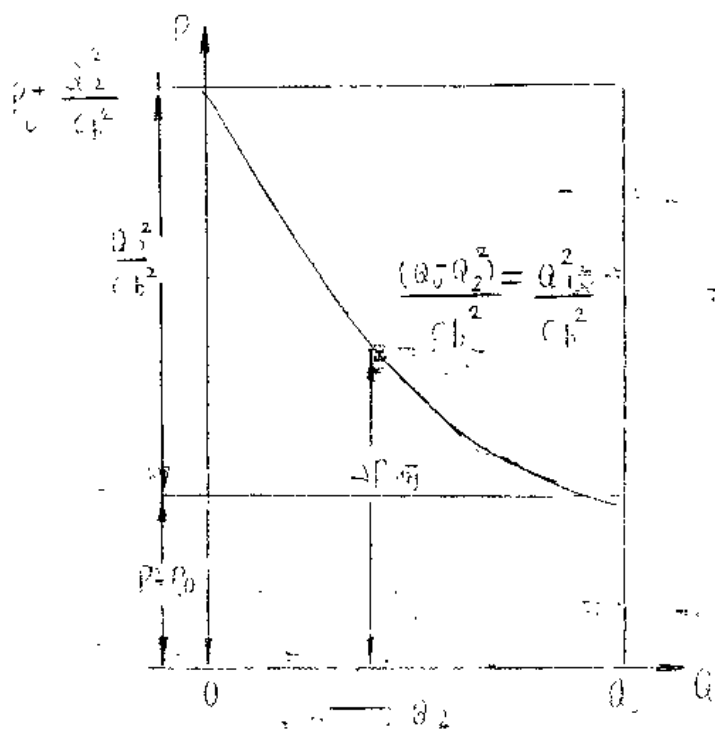


图 3-33 容积泵旁路调节阀压力变化

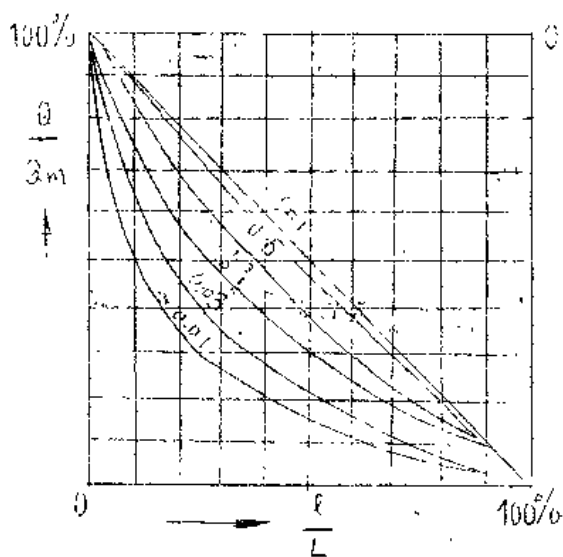


图 3-34 容积泵旁路调节阀出口管道的工作特性

当调节阀理想特性为直线特性时，随着 S 值的下降

$$S = \frac{\Delta P_{\text{阀全开}}}{\Delta P_{\text{阀全关}}} = \frac{C_{\text{旁}}}{C_{\text{旁}} + C_{\text{阀}}}$$

旁路调节阀工作特性逐渐趋近快开特性，但出口管道的工作特性反而逐渐接近等百分比特性，表示在图 3-34。

但应该注意到随着 S 值减少，出口管道阻力将增加，泵的输出

口压升高，动力消耗也会增加。

这时的可调范围：

$$R_{\text{实际}} = \frac{Q_{1\text{max}}}{Q_{1\text{min}}} = \frac{\text{泵出口流量}}{\text{泵出口流量} - \text{调节阀全开时的流量}}$$

$$= \frac{Q_0}{Q_0 - Q_{1\text{max}}}$$

3-25

故 $R_{\text{实际}}$ 与调节阀本身的可调节范围无关。当旁路调节阀的最大流量接近于泵出口流量时，即 $Q_{1\text{min}} = 0$ ，则实际可调范围可从趋向无穷大。

b. 当容积泵旁路流量一定并由出口管道上的调节阀控制流量时

如图 3-35 所示的这种调节方式一般用在出口管道最大流量小于泵出口流量即 $Q_{1\text{max}} < Q_0$ 场合。我们已经知道，要求得调节阀工作流量特性，首先应分析调节阀上压差变化情况。

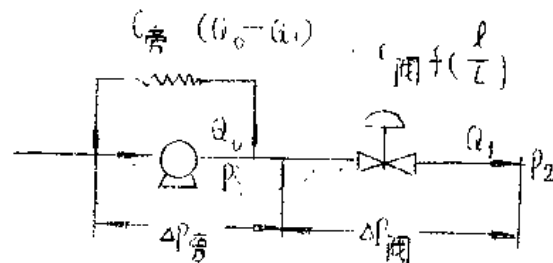


图 3-35 容积泵旁路流量一定，以出口调节阀控制流量场合

这里，调节阀上压差为：

$$\Delta P_{\text{阀}} = \Delta P_{\text{泵}} = P_1 - P_2 = (\Delta P_{\text{旁}} + P_0) - P_2$$

$$= \frac{(Q_0 - Q_1)^2}{C_{\text{旁}}^2} - (P_2 - P_0)$$

$$\Delta P_{\text{阀}} = \frac{(Q_0 - Q_1)^2}{C_{\text{旁}}^2} - (P_2 - P_0) \quad 3-26$$

由式 3-26 可以看出，只有当 $Q_1 = 0$ 时，调节阀具有最大压差，

即

$$\Delta P_{10} = \frac{Q_0^2}{C_{\text{旁}}^2} - (P_2 - P_0)$$

但随着 Q_1 的增加
其 $\frac{\Delta P_1}{\Delta P_{10}}$ 也越来
越小。

如图 3-36
所示，也就是流
调节阀压差随着
流量增加而下降，
故其工作特性与串
联管道场合发生的情
况相反。

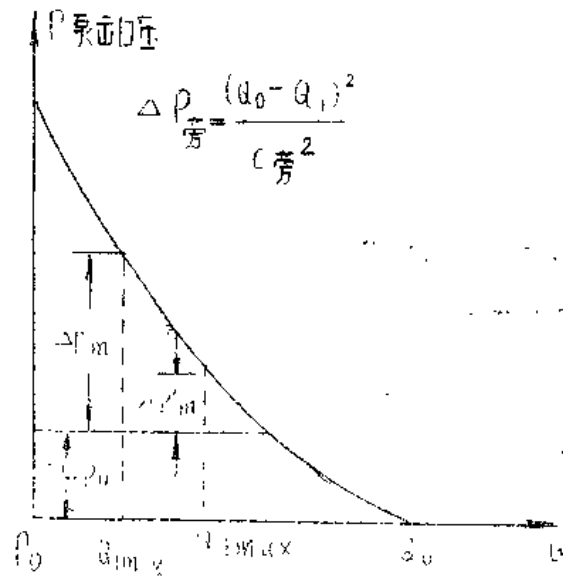


图 3-36 容积泵出口压与流量的关系

例如当

$$Q_{1max} = \frac{1}{2} Q_0 \text{ 时, } 1 \geq \frac{\Delta P_{1m}}{\Delta P_{10}} \geq \frac{1}{4} \text{ 说明调节阀}$$

从全开到全关时压降变化很大，所以工作特性畸变是很厉害的。因此，当 $\frac{Q_{1m}}{Q_0}$ 比值较大时，由于工作特性很大畸变而使调节品质恶劣，为了改善

此时的操作情况，一般可采用下列几种调节方式，来维持出口调节而工作过程中其压差基本保持不变。

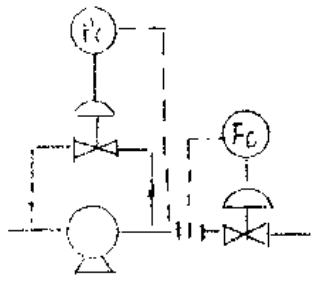


图3-37 维持泵
出口压力一定（
其压力调节器由
于要求不高，
可采用直接作用
式元件控制）

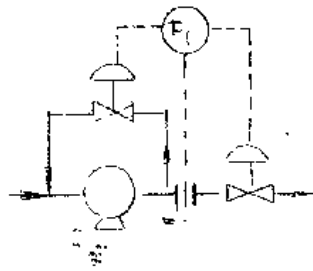


图3-38 由出口流
量调节器同时控
制旁路和出口调
节器（正常时，
出口流量、旁路
流量 = 1:1，
两阀动作要求相
反）

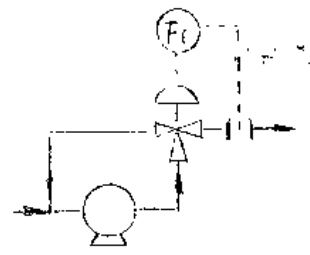


图3-39 采用出口
流量调节器控制
三通阀（正常时，
出口流量、
旁路流量 = 1:1）

4. 三通阀的工作特性

从前面三通阀的理想特性分析中可以知道，三通阀的总流量是两分路流量之和，要求三通阀的工作特性，必须将两分路的工作特性分别进行相加就可得到。

当每一分路中存在阻力降时（如流经管道、设备、阀门所致），其工作特性完全与串联管道场合发生的情况一样，三通阀理想特性为直线特性和抛物线特性时的工作特性，分别表示在图3-41和图3-42。

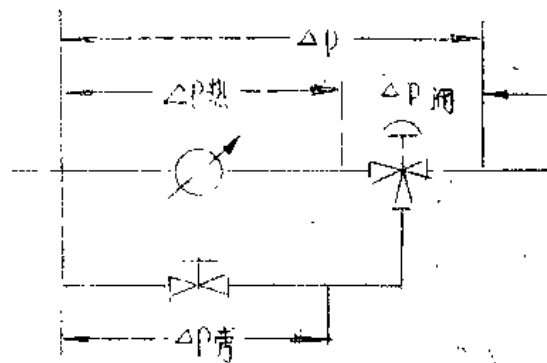


图3-40 三通阀使用在分流场合

使用三通阀的场所，一般希望三通阀在工作过程中不影响总流量的变化。由下图可以看出，在三通阀管道系统压降 ΔP 一定时，当每一分路 S 值都等于1时，也就是说，每一分路的阻力都很小可以忽略时，可采用直线特性的三通阀（其阀芯开口方向一致三通阀）；当每一分路 S 值都等于0.5左右时（即每一分路管道阻力降基本相等）则可采用抛物线特性的三通阀为宜。

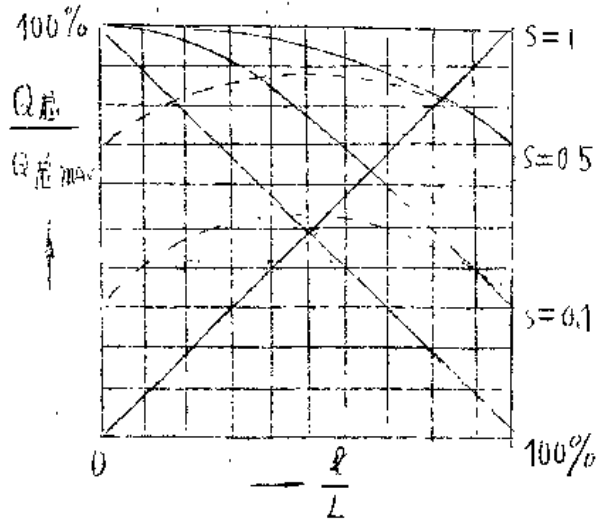


图3-41 三通阀的工作特性

（理想特性为直线特性时）

直线：当旁路阻力很小可忽略时

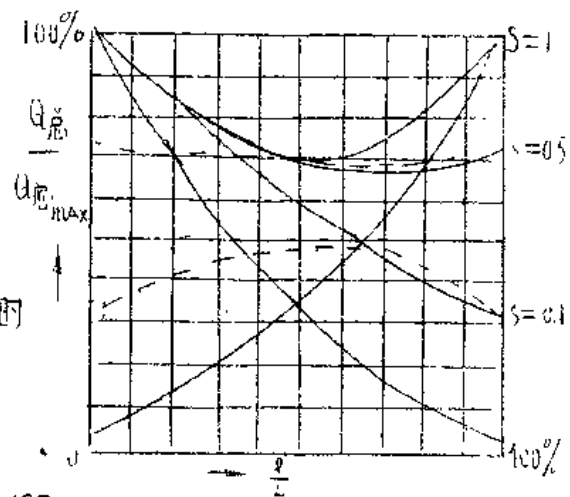
虚线：当热交换器阻力=旁路阻力时

图3-42 三通阀的工作特性

（理想特性为抛物线特性）

直线：当旁路阻力很小可忽略时

虚线：当热交换器阻力=旁路阻力时



实际使用的场合，在系统中除三通阀外还串联有其他阻力，当它们的阻力损失显著的大于三通阀上的压力损失时，三通阀工作所引起的总流量变化会被大大减小，甚至可以忽略，这时可采用各和理想特性的三通阀。

第三节 流量特性的选择原则

目前我国生产的调节阀，仅具有直线、等百分比和快开这样三种基本流量特性。在实际生产过程中，它们能够满足绝大多数控制系统的要求。对于快开特性，一般是应用于双位调节和程序控制，因此也可以说，调节阀特性的选择在这里指的是如何选择直线和等百分比流量特性。

据国内外资料报道，选择的方法颇多，大致可以归结为理论计算方法 and 经验准则两类，但这些方法都较复杂，在设计选用中还不易做到，故暂时不作详细介绍。我们认为选择调节阀特性时，可以从以下几方面出发考虑：

一、从控制系统的调节品质出发：

理想的调节回路，希望它的总放大系数在控制系统的整个操作范围内保持不变。但在实际生产过程中被调节对象的特性往往是非线性的，它的放大系数要随其外部条件的变化而变化。因此，适当的选择调节阀特性，以阀的放大系数变化来补偿对象放大系数的变化，可将系统的总放大系数整定不变，从而达到较好的控制效果。

对于放大系数随负荷干扰的加大而趋小的工业对象，假如我们选用放大系数随负荷干扰加大而趋大的调节阀，便能使两者相互抵消，如图3-43所示。等百分比特性阀门具有这种性能，因此它得到广泛的应用。

当调节对象为线性时，可以采用直线特性。

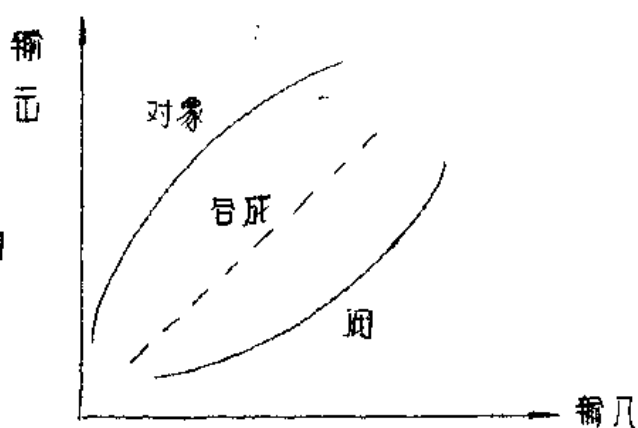
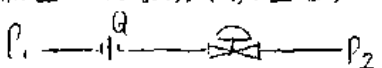
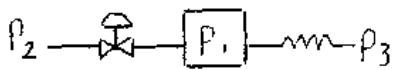
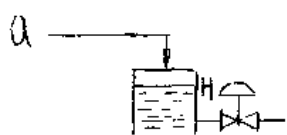
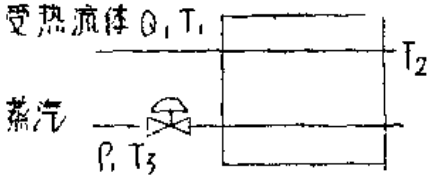


图3-43 控制对象与调节阀的放大系数

下面列示常用控制系统调节特性的选择表，供参考选择时参考：

表 3-3

控制系统及被调参数：	干 扰	调 节 特 性	
		静 态	动 态
流量控制系统 (流量 Q) 	压力 P_1 或 P_2 给定值 Q	等百分比 直线	曲线
压力控制系统 (压力 P_1) 	压力 P_2 压力 P_3 给定值 P_1	等百分比 直线 曲线	等百分比 曲线
液面控制系统 (液面 H) 	流入量 Q 给定值 H	曲线 等百分比	曲线
温度控制系统 (流体出口 温度 T_2) 受热流体 Q, T_1 	蒸汽入口压力 P 受热流体的流量 Q 或温度 T_3 入口温度 T_1 给定值 T_2	等百分比 等百分比 曲线 曲线	等百分比 曲线 曲线

必须说明，按上表选示的是阀的工作特性，还须参考配管情况即 S 值来确定阀本身的理想特性，如同时存在几种干扰则根据经常起作用的主要干扰来选择；如对象的时滞数很大而起决定性作用时，应按动态来选择，而一般情况均按静态来考虑。

二、以工艺配管情况出发

第三节中已经谈到了各种配管阻力情况下调节阀的实际工作特性，由于阀上压降的变化，它与理想特性有着种不同的差异，因此在选择调节阀特性时还必须结合系统的配管状态来考虑。首先按照控制系统的特点来选择与之相适应的调节阀工作特性，然后再参考配管状态选择相对应的理想特性。选定表如下：

表 3-4

配管状态	$S=1 \sim 0.6$		$S=0.6 \sim 0.3$		$S < 0.3$
实际工作特性	直 线	等百分比	直 线	等百分比	控制不适
所选阀特性 (理想特性)	直 线	等百分比	等百分比	等百分比	宜

上表中 S 值表示阀全开时压差与系统总压差的比值，即

$$S = \frac{\text{阀全开时压差}}{\text{系统总压差}}$$

在实际的管道系统中， S 值几乎不可能为 1，而往往要低到 0.3~0.5 左右，这时，直线特性实际上已蜕变成快开特性，所以也要用等百分比特性才能满足。

* 此处严格地希望用等百分比特性更向下凹之特性如双曲线特性，或通过改变定位器反馈凸轮的外形来达到，但一般仍可采用等百分比特性。

三、从适应系统的负荷波动出发

前面已经对直线和等百分比二特性作了较详细的分析比较，等百分比特性最突出的优点便是它的放大系数随行程而增大，而亦重的相对变化百分数恒定不变，因此使它可以从允许系统负荷的大幅度变化，对于操作参数不能精确确定的新设计车间，或工艺参数提得偏保守时（ Q 偏大， ΔP 偏小），选用等百分比特性具有较宽的适应性。

国内一些工厂的实际使用经验也证明，等百分比特性的调节阀在操作调节时，无论在半负荷生产或至负荷生产都能很好的起调节作用。

四、几种特殊情况

1. 当所选用的调节阀经常工作在小开度时，宜用等百分比阀，直线阀则因小开度时放大系数较大，不便于微调，且易引起振荡而加剧阀芯阀空间的磨损，破坏阀的密封性。

2. 直线比等百分比的阀芯曲面瘦，假如流过阀口的介质含有固体悬浮物，直线的阀芯曲面不易磨损，因此当阀芯的使用寿命作为选择的主要考虑因素时，宜用直线阀。

3. 调节系统异常稳定，这时调节阀的工作区很窄，阀特性对调节品质无明显影响，选用任意特性均可。

由上述各因素综合来看，等百分比流量特性的调节阀在工业控制中将得到最普遍大量的应用。

毛主席语录

世界上怕就怕“认真”二字，共产党就最讲“认真”。

第四章 流通能力和调节阀口径的计算

第一节 流通能力

一、定义及其物理意义

反映调节阀工作特性和结构特征参数很多，如流通能力 C ，公称口径 D_g ，阀芯行程 L 以及流量特性等等。在这些参数中，流通能力 C 值具有特别重要的意义，因为 C 值的大小直接反映了调节阀的容量，它是设计、使用部门选用调节阀的主要参数。

一般所说的调节阀流通能力（或称阀的容量），是指在阀门全开时，单位时间内通过阀的流体的体积或者重量数。阀的流通能力，直接与流体的种类、温度、粘度、比重、阀门前后的压差、阀芯阀座的结构尺寸等种种因素有关，因此要表示阀之容量，必须规定一定的条件。目前国内外都使用由流通能力（国外有称其为容量系数）来表示的方法。

我国所用流通能力 C 的定义为：调节阀前后的压差为1公斤/厘米²，流体重度为1克/厘米³时，每小时通过阀门的流体流量数（米³）。

根据上述定义，比如有一个 C 值为40的阀，则表示当阀前后压差为1公斤/厘米²时，每小时能通过的流量是40米³。

下面简单导出一下 C 值的数学表达式：

从节流原理可知：

$$Q = \frac{F}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma}} \quad (28)$$

在流量公式(1-1)中, 采用下列单位, F —厘米², $g = 981$ 厘米/秒², $\Delta P = P_1 - P_2$ —公斤/厘米², γ —克/厘米³。可得到

$$Q = \frac{F}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{2 \times 981 \times 1000}{\gamma}} \Delta P \quad \text{厘米}^3/\text{秒}$$

$$= \frac{3600}{10^6} \sqrt{2 \times 981 \times 10^2} \frac{F}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \quad \text{米}^3/\text{时}$$

$$= 5.04 \frac{F}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \quad \text{米}^3/\text{时} \quad \text{--- 4-1}$$

令式中 $5.04 \frac{F}{\sqrt{\xi}} = C$ --- 4-2

则可得 $Q = C \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}}$ --- 4-3

(C 即为调节阀的流通能力, 从(4-1)及(4-2)中可以清楚看出, C 值完全取决于阀门本身的结构, 即决定于阀门公称通径和阻力系数。因此不同结构形式的调节阀, 由于阀体结构不同, 具有的阻力不同, C 值也不相同, 而同类结构的阀, 由于口径不同(C 值也不相同)。同时又可知, C 又和流量 Q 及压差 ΔP 有关。所以, 从生产过程的工艺要求确定所需的 Q 、 ΔP 以后, 就可以确定所选阀门的流通能力 C 应该多大, 再从 C 就可确定阀门的尺寸。

过去我国各生产厂均仿制国外产品, 不但质量低劣, 而且同类产品的 C

值若不相同，造成选用困难和使用不便。经过三次全行业统一设计后，自行设计，制造了我国气动调节阀的系列产品。目前国内各生产厂家已淘汰老产品，新一代的新产品不久将全部投入生产，满足使用单位的需要。各厂家生产的同类调节阀都具有统一标准的流通能力系列。具体系列已载于第一章第四节。

二 调节阀口径的决定顺序

根据工艺过程决定调节阀的口径，其顺序大体如下：

1. 首先应根据工艺的生产能力，设备负荷，决定流通能力计算中应知道的数据，计算流量（最大和最小）。

2. 根据所选择的流量特性以及系统的特点取定 S 值，并根据此压力分配和管路损失决定调节阀安装处的允许压力损失即计算压差。

3. 利用计算公式，计算图表，求得最大、最小流量时的 C 值。

4. 根据 $C_{\text{最大}}$ 在所选用的产品型式的标准系列中，选取大于 $C_{\text{最大}}$ 并最接近一级的 C 值。

5. 根据得到的 C 值和已定的流量特性，验证一下调节阀的开度。一般最大计算流量时的开度，不希望超过 90%。

6. 用计算求得的 $C_{\text{最小}}$ 和拟选用的调节阀 R 值，验证一下可调范围。

7. 在上述验证合适以后，即可根据 C 值决定调节阀的阀座直径和公称通径（口径）。

第二节 流通能力的计算

根据工艺条件经过流通能力的计算，决定调节阀的尺寸，乃是选择调节阀的主要步骤之一。本节将叙述有关各种常用流体的计算方法。

一、一般液体的C值计算

根据本章第一节的介绍，目前普遍采用公式4-3，4-4，决定液体阀门的流通能力：

$$C = Q / \sqrt{\gamma / \Delta P} \quad \text{----- 4-3}$$

$$\text{或 } C = Q / \sqrt{\Delta P \cdot \gamma} \quad \text{----- 4-4}$$

式中：Q——流量：米³/时（体积流量）

G——流量：吨/时（重量流量）

ΔP ——阀前后压差：公斤/厘米²

γ ——介质重度（水=1克/厘米³）

各种液体介质的重度见表4-4。

国外（英、美、日等国）用 C_V 表示流通能力。 C_V 的定义为：用60°F的清水，使之保持阀之进出口压差1磅/英吋²的状态下流动，每分钟通过阀的流量数；即，式4-3中应用如下单位：

Q——加仑/分钟，

ΔP ——磅/英吋²；

γ ——介质重度（水=1）。

C和 C_V 的物理意义不同，从数值上讲 $C_V = 1.167C$ （详细推导见附录一）。说明按国外公式求得的 C_V 值，较我国（包括苏联、德国）算出的C值大16.7%，而实际流通能力相等。

二、气体的C值计算

气体和液体不同，它具有可压缩的特性，通过调节阀后的气体重度小于阀前的重度。在计算中，如不对气体的压缩性加以修正，而直接应用液体公式，必然导致很大的误差。

我国过去一直用公式4-5进行气体调节阀的C值计算。(有关式4-5的推导可见附录二)

$$C = \frac{Q_H}{514 \cdot \epsilon \cdot \sqrt{\Delta P \cdot P_1 / \gamma_n \cdot T}} \quad \text{---4-5}$$

式中： Q_H —— 计算流量，标准米³/时

$\Delta P = P_1 - P_2$ —— 阀前后压差，公斤/厘米²

P_1 —— 阀前绝对压力，公斤/厘米²

γ_n —— 标准状态下的气体重度 —— 公斤/标准米³

T —— 工作温度：°C (绝对温度)

ϵ —— 气体的压缩系数。

关于各种气体的标准重度见表4-2。

根据我们将现有国内外各种不同公式比较的结果，发觉按式4-5计算的C值，阀容量偏大，这在一定程度上影响了气体调节阀的经济合理使用，故本手册推荐可按式4-6进行计算。(有关此公式推导可见附录三)

$$C = \frac{Q_H}{580 \cdot \epsilon \cdot \sqrt{\Delta P \cdot P_1 / \gamma_n \cdot T}} \quad \text{---4-6}$$

(式中单位同前)

应该指出：式4-6尚缺乏实践基础，有待于在今后的使用过程中进一步验证。使用单位可在设计选用中参考使用，并和其它计算公式比较，从确

定式 4 — 5 的计算精度

式 4 — 5、4 — 6 中的压缩系数 ε 是与压缩比有关的参数，一般在实验确定，对空气实验的结果，得到 ε 和压缩比 $\Delta P / P_1$ 在精度士 5% 以内具有如下的关系式：

$$\varepsilon = 1 - 0.46 \frac{\Delta P}{P_1} \quad \text{--- 4-7}$$

从气体动力学知道，气体在所谓临界压缩比 $(\frac{\Delta P}{P_1})_{KP}$ 的情况下，通过孔流口的流量达到最大值，这时进一步降低阀后压力流量不再增加，而仅随 P_1 变化。

在绝热状态下，气体的临界压缩比可按 4 — 8 求得：

$$V = \left(\frac{\Delta P}{P_1} \right)_{KP} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{K/(K-1)} \quad \text{--- 4-8}$$

式中：K — 气体的绝热指数

对空气来讲， $K = 1.41$ 。代入式 4 — 8，得临界压缩比 $V = 0.523$ ，即空气 $(\Delta P / P_1)_{KP} = 0.523$ ，代入式 4 — 7

$$\varepsilon = 1 - 0.46 \frac{\Delta P}{P_1} = 1 - 0.46 \times 0.523 = 0.76$$

故当 $\frac{\Delta P}{P_1} \geq 0.52$ 时， ε 为定值，等于 0.76。

将 $\varepsilon = 0.76$ 代入式 4 — 5 得到空气在临界状态时的 C 值计算式：

$$C = \frac{QH}{280 \cdot P_1 \cdot \sqrt{\gamma_n (273+T)}} \quad \text{--- 4-9}$$

如代入式4—6得：

$$C = \frac{QH}{318 \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{1}{\gamma_n (273+t)}}} \quad \text{--- 4-10}$$

需要说明：压缩系数 ε 不仅与调节阀通道的几何形状有关，而且与介质的物理性质有关。式4—7是空气而言的，对于各种不同的气体， ε 应按下式求得：

$$\varepsilon = \eta \left(1 - 0.46 \frac{\Delta P}{P_1} \right) \quad \text{--- 4-11}$$

式中 η 系各种气体对空气的修正系数（空气 $\eta = 1$ ）。

η 系一个 < 1 的数值，对一般气体来讲 η 接近 1，为简化计算过程，对各种不同的气体，可按空气公式求得 ε 。这样会有一定误差，但误差小，可予忽略。

*注——关于气体的临界压缩比，过去通用为 $\left(\frac{\Delta P}{P_1} \right)_{KP} = 0.5$ ，

根据精确计算应为 0.528，本手册中推荐为 0.52。

关于气体调节阀 C 值的计算公式，国内外有多种方法。目前国外（英、美、日等国）比较普遍采用公式4—12 进行计算：

$$CV = \frac{QH}{1360 \cdot \sqrt{\Delta P / \gamma} \cdot T \cdot \sqrt{P_1 + P_2 / 2}} \quad \text{--- 4-12}$$

式中单位：Q——流量；英尺³/时

P_1 ——阀前绝压，磅/吋²

ΔP ——阀前后压差，磅/吋²

γ —— 气体重度 (空气 = 1)

T —— 工作温度 F (绝对温度)

表 4-1 液 体 重 度 (20°C 时)

名称	分子式	比重	名称	分子式	比重	名称	分子式	比重
汽油		0.7	氯乙烯	C_2H_3Cl	1.517	季甲酸甲酯	$C_8H_8O_2$	1.100
煤油		0.76	丁醇	$C_4H_{10}O$	0.810	戊烷	C_5H_{12}	0.626
润滑油		0.90	己烷	C_6H_{14}	0.660	乙醇	C_2H_6O	0.792
蓖麻油		0.968	庚烷	C_7H_{16}	0.684	甲酸甲酯	$C_2H_4O_2$	0.975
动物油		0.913	乙醇-1	$C_6H_{14}O$	0.826	甲酸	CH_2O_2	1.220
植物油		0.922	庚醇-1	$C_7H_{16}O$	0.823	硝基苯	$C_6H_5NO_2$	1.203
牛奶		1.03	甘油	$C_3H_8O_3$	1.261	硝化甘油	$C_3H_5O_2N$	1.600
海水		1.01	顺萘烷	$C_{10}H_{18}$	0.900	辛烷	C_8H_{18}	0.702
氨水	NH_3	0.89	反萘烷	$C_{10}H_{18}$	0.870	异戊烷	C_5H_{12}	0.621
液氯	Cl_2	1.56	二碘甲烷	CH_2I_2	3.325	丙酸	$C_3H_6O_2$	0.992
溴	Br_2	3.12	二甲胺	C_2H_7N	0.680	苯酚	C_6H_5O	0.975
水银	Hg	13.5457	二氯甲烷	CH_2Cl_2	1.330	三溴甲烷	$CHBr_3$	2.890
硝酸	HNO_3	1.512	二氯四氯乙烷	$C_2F_4Cl_2$	1.570	三氯甲烷	$CHCl_3$	1.489
水	H_2O	0.9982	反式二氯乙烯	$C_2H_2Cl_2$	1.283	甲苯	C_7H_8	0.866
硫酸	H_2SO_4	1.834	顺式二氯乙烯	$C_2H_2Cl_2$	1.265	醋酸	$C_2H_4O_2$	1.049
四氯化碳	CCl_4	1.595	二乙胺	$C_4H_{11}N$	0.711	喹啉	C_9H_7N	1.093
苯乙酮	$C_{12}H_{16}O$	1.010	二乙醚	$C_4H_{10}O$	0.714	氯苯	C_6H_5Cl	1.106
戊醇	$C_5H_{12}O$	0.810	戊酸乙酯	$C_7H_{14}O_2$	0.873	戊基氯	$C_5H_{11}Cl$	0.883
苯胺	C_6H_7N	1.022	异戊醇	$C_5H_{12}O$	0.810	乙基氯	C_2H_5Cl	0.900
乙醛	C_2H_4O	0.783	异丁醇	$C_4H_{10}O$	0.804	正-氯丙烷	C_3H_7Cl	0.892
丙酮	C_3H_6O	0.791	间二甲苯	C_8H_{10}	0.864	间氯甲苯	C_7H_7Cl	1.072
苯	C_6H_6	0.8791	邻二甲苯	C_8H_{10}	0.880	邻氯甲苯	C_7H_7Cl	1.081
溴苯	C_6H_5Br	1.4952	对二甲苯	C_8H_{10}	0.861	环己烷	C_6H_{12}	0.778

续表 4-1 液体重量度 (20°C 时)

名称	分子式	比重	名称	分子式	比重	名称	分子式	比重
乙醇	C_2H_6O	0.790	乙醚季	$C_9H_{10}O_2$	1.047			
乙腈	C_2H_3N	0.706	乙基季	C_8H_{14}	0.868			
醋酸乙酯	$C_4H_8O_2$	0.900	乙二酯	$C_2H_6O_2$	1.115			

表 4-2 气体重量度 (0°C, 760 毫米汞柱时) $\frac{g}{m^3}$

名称	分子式	重量度	名称	分子式	重量度	名称	分子式	重量度
丙烷	C_3H_8	1.915	乙腈	C_2H_3N	2.004	庚烷	C_7H_{16}	4.452
丙炔	C_3H_4	2.0037	乙醚	C_2H_6O	2.2625	二氧化碳	CO_2	1.9768
异戊烷	C_5H_{12}	3.22	乙醇	C_2H_6O	2.043	癸烷	$C_{10}H_{22}$	6.55
戊烷	C_5H_{12}	3.457	乙基氮	C_2H_5N	2.680	一氧化二氮	N_2O	1.978
辛烷	C_8H_{18}	5.030	甲腈	CH_3N	1.388	乙醚	C_2H_6O	3.30
磷化氢	PH_3	1.530	甲酯	CH_3O	1.426	二氧甲烷	CH_2O_2	3.70
硫化氢	H_2S	1.5392	氮	N_2	0.8959	二甲醚	C_2H_6O	2.54
三氧化硫	SO_3	3.515	亚硝酸氮	NO	2.990	二甲基	C_2H_6	3.02
二氧化硫	SO_2	2.9263	臭氧	O_3	2.220	氯化氢	HCl	5.782
硒酸	H_2Se	3.6643	一氧化氮	NO	1.3402	氧	O_2	1.4293
弗立昂-11	CF_3Cl	6.130	一氧化砷	AsO	1.2500	氟	Fl	3.74
弗立昂-12	CF_2Cl_2	5.510	氮	N_2	1.2508	氙	Xe	5.89
弗立昂-13	$CFCl_3$	5.110	氨	NH_3	0.7714	甲烷	CH_4	0.7165
氟	F_2	1.695	氩	Ar	1.7839	一氧化二氮	Cl_2O	5.170
氟化硅	SiF_4	4.6905	乙炔	C_2H_2	1.1709	溴	Br_2	6.73
氟甲烷	CH_3F	1.545	丙酮	C_3H_6O	2.5950	溴化氢	HBr	3.441
三氟甲烷	$CHCl_3$	5.283	空气(干)	-	1.2928	氯化砷	$AsCl_3$	4.27
氟甲烷	CH_3Cl	2.307	氢	H_2	0.68987	氟化氢	HF	0.8628
氯化氢	HCl	1.6391	丁醇	$C_4H_{10}O$	3.244	天然气	-	0.6954
氯	Cl_2	3.220	丁烷	C_4H_{10}	2.703			
氮	C_2N_2	2.765	异丁烷	C_4H_{10}	2.668			
氰尿酸	H_3CN	1.205	己烷	C_6H_{14}	3.845			
乙烷	C_2H_6	1.356	氦	He	0.1785			

三 饱和蒸汽和过热蒸汽的C值计算

蒸汽调节阀流通能力的计算与气体相似，必须考虑介质被压缩后所引起的重度变化，目前国内外还没有一个统一的计算方法。根据将各种方法与实测值比较的结果，我国过去普遍采用的公式4-13有比较理想的精确度。（有关各种计算方法的比较可见附表四）

$$C = \frac{Q_s}{31.6 \cdot \epsilon \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \gamma_1}} \quad \text{-----4-13}$$

式中单位： Q_s —— 蒸汽流量；公斤/时

ΔP —— 阀前后压差；公斤/厘米²

γ_1 —— （阀前工作状态的蒸汽重度；公斤/米³）

—— 对于饱和蒸汽，即为饱和重度）

ϵ —— 蒸汽的压缩系数

关于蒸汽的重度见表4—3。

蒸汽压缩系数 ϵ 的确定方法，和气体相同，根据蒸汽的绝热指数 $k=1.31$ 代入式4-8，求得蒸汽的临界压缩比 $(\frac{\Delta P}{P_1})_{k_p} = 0.5$ ，再代入式4-11（蒸汽的 $\eta = 0.935$ ）得到蒸汽在临界状态时的压缩系数 ϵ 为0.7178。

关于蒸汽C值计算式的推导可见附表五。

* —— $k=1.31$ 系指过热蒸汽的绝热指数，对饱和蒸汽来讲

其绝热指数，随饱和蒸汽干湿度而变，无法求得。

将 $\epsilon = 0.7178$ 代入式4-13，得到蒸汽在临界状态时 $(\frac{\Delta P}{P_1} \geq 0.5)$ （值的计算公式）：

$$C = \frac{Q_s}{16.1 \cdot \sqrt{P_1 \cdot \gamma_1}} \quad \text{-----4-14}$$

式中单位同前。

过热蒸汽的计算公式与饱和蒸汽的计算式相同，但应注意，应用公式 4-13, 4-14 时, Y_1 应为过热蒸汽的重度 (不是饱和蒸汽的重度), 可从表 4-3 中查得。

美、英、日等国目前推荐用公式 4-15 进行蒸汽调节阀的 C_V 值计算:

$$C_V = \frac{Q_s}{3.14 \sqrt{\frac{P_1 + P_2}{2}} \Delta P} \quad \text{---4-15}$$

式中单位:

Q_s — 蒸汽流量; 磅/时

ΔP — 阀前后压差; 磅/时²

P_1 — 阀前绝对压力; 磅/时²

P_2 — 阀后绝对压力; 磅/时²

表 4-3 (续 1)

P % / cm ²	T _c																			
	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600
15	197.72	6.56	8.293	6.227	5.774	5.553	5.330	5.153	4.990	4.831	4.682	4.541	4.409	4.286	4.170					
16	200.43	7.977	6.733	6.443	6.177	5.938	5.713	5.517	5.350	5.160	5.003	4.850	4.703	4.577	4.451					
17	203.35	8.410	7.531	7.188	6.858	6.544	6.246	5.972	5.722	5.490	5.279	5.157	5.008	4.866	4.735					
18	206.44	8.889	8.511	7.639	7.264	6.953	6.714	6.457	6.207	5.980	5.787	5.607	5.308	5.177	5.017					
19	208.81	9.572	9.533	8.097	7.728	7.356	7.104	6.831	6.582	6.360	6.150	5.956	5.777	5.608	5.459					
20	211.58	9.852	9.624	8.560	8.163	7.806	7.494	7.205	6.942	6.704	6.482	6.277	6.086	5.908	5.740					
21	213.85	10.34	9.524	9.025	8.598	8.228	7.836	7.582	7.302	7.059	6.817	6.601	6.398	6.209	6.032					
22	216.23	10.82	10.69	9.197	8.643	8.243	7.821	7.600	7.359	7.107	6.855	6.625	6.410	6.215	6.031					
23	218.53	11.36	11.25	9.470	9.058	8.681	8.238	8.030	7.755	7.489	7.250	7.022	6.812	6.618	6.433					
24	220.75	11.78	11.06	10.45	9.930	9.459	9.081	8.718	8.404	8.125	7.874	7.637	7.417	7.211	7.020					
25	222.90	12.27	11.58	10.93	10.33	9.901	9.482	9.099	8.746	8.453	8.163	7.899	7.671	7.454	7.257					
26	224.99	12.76	12.12	11.45	10.83	10.33	9.881	9.484	9.131	8.803	8.524	8.244	7.966	7.725	7.502					
27	227.01	13.24	12.66	11.91	11.29	10.76	10.29	9.872	9.532	9.204	8.943	8.671	8.390	8.152	7.932					
28	228.98	13.72	13.21	12.41	11.75	11.19	10.70	10.26	9.872	9.506	9.185	8.928	8.644	8.397	8.168					
29	230.99	14.22	13.77	12.91	12.22	11.62	11.11	10.65	10.24	9.861	9.524	9.230	8.945	8.672	8.416					
30	232.93	14.71	14.33	13.42	12.69	12.06	11.52	11.04	10.61	10.22	9.860	9.533	9.209	8.972	8.741					
31	234.87	15.20	14.91	13.94	13.16	12.59	11.94	11.44	10.99	10.58	10.21	9.862	9.571	9.284	9.028					
32	236.85	15.70	15.49	14.46	13.64	13.05	11.83	11.36	10.94	10.55	10.20	9.872	9.580	9.284	9.019					
33	238.88	16.19	16.08	14.99	14.12	13.40	12.78	12.23	11.74	11.30	10.92	10.53	10.19	9.872	9.531					
34	239.77	16.68	16.68	15.52	14.60	13.85	13.20	12.63	12.12	11.66	11.24	10.86	10.51	10.18	9.827					
35	241.49	17.18	—	16.06	15.09	14.30	13.62	13.03	12.50	12.02	11.59	11.20	10.83	10.49	10.16	9.891				
36	243.04	17.69	—	16.61	15.59	14.76	14.05	13.47	12.88	12.39	11.94	11.53	11.15	10.80	10.49	10.18				
37	244.62	18.19	—	17.16	16.09	15.22	14.48	13.84	13.27	12.76	12.29	11.87	11.49	11.12	10.78	10.47				
38	246.17	18.68	—	17.73	16.60	15.68	14.91	14.24	13.65	13.12	12.64	12.20	11.80	11.43	11.08	10.76				
39	247.69	19.19	—	18.29	17.10	16.15	15.35	14.65	14.04	13.49	12.99	12.54	12.12	11.74	11.38	11.05				
40	249.18	19.70	—	18.88	17.62	16.62	15.78	15.06	14.43	13.86	13.34	12.88	12.45	12.06	11.69	11.34				
41	250.64	20.20	—	19.47	18.14	17.10	16.23	15.48	14.82	14.23	13.70	13.22	12.78	12.37	11.99	11.64				
42	252.07	20.71	—	20.06	18.67	17.58	16.67	15.89	15.21	14.60	14.06	13.56	13.10	12.68	12.29	11.93				
43	253.48	21.22	—	20.66	19.20	18.06	17.12	16.31	15.60	14.98	14.41	13.90	13.43	13.00	12.60	12.23				
44	254.87	21.73	—	21.28	19.74	18.54	17.57	16.73	16.00	15.35	14.77	14.24	13.76	13.31	12.90	12.52				
45	256.23	22.25	—	21.90	20.23	19.04	18.02	17.15	16.40	15.73	15.13	14.58	14.09	13.63	13.21	12.82				
46	257.56	22.76	—	22.53	20.84	19.53	18.47	17.58	16.70	16.01	15.49	14.93	14.42	13.95	13.51	13.11				
47	258.88	23.28	—	23.16	21.39	20.03	18.93	18.00	17.20	16.49	15.85	15.27	14.75	14.27	13.82	13.41				
48	260.17	23.79	—	23.80	21.96	20.54	19.39	18.43	17.60	16.87	16.21	15.62	15.08	14.58	14.13	13.71				
49	261.45	24.32	—	24.43	22.53	21.05	19.86	18.86	18.00	17.25	16.58	15.97	15.41	14.90	14.44	14.00				
50	262.70	24.84	—	25.06	23.11	21.56	20.33	19.30	18.41	17.63	16.94	16.31	15.74	15.22	14.74	14.30	13.88	13.50	13.14	12.77
52	265.15	25.89	—	25.79	23.69	22.06	20.81	19.74	18.81	18.00	17.27	16.61	16.01	15.46	14.90	14.46	14.06	13.68	13.32	12.98
54	267.57	26.95	—	26.50	24.17	22.53	21.24	20.06	19.18	18.41	17.71	17.01	16.41	15.81	15.20	14.72	14.22	13.85	13.50	13.15
56	269.84	28.02	—	27.24	24.74	23.01	21.65	20.49	19.66	18.96	18.31	17.61	17.01	16.40	15.80	15.18	14.70	14.38	14.01	13.64
58	272.10	29.10	—	28.04	25.34	23.58	22.16	20.95	20.10	19.40	18.70	18.00	17.39	16.78	16.17	15.56	15.04	14.62	14.25	13.88
60	274.29	30.18	—	29.37	26.09	24.21	22.72	21.45	20.59	19.88	19.18	18.48	17.87	17.26	16.65	16.04	15.52	15.10	14.73	14.36
62	276.47	31.28	—	30.75	26.84	24.97	23.47	22.16	21.28	20.56	19.86	19.16	18.55	17.94	17.33	16.72	16.20	15.78	15.41	15.04
64	278.51	32.37	—	32.14	27.61	25.72	24.24	22.88	21.97	21.24	20.54	19.84	19.14	18.53	17.92	17.31	16.70	16.18	15.76	15.39
66	280.55	33.49	—	33.54	28.40	26.51	25.00	23.63	22.69	21.95	21.25	20.55	19.85	19.15	18.54	17.93	17.32	16.71	16.10	15.73
68	282.54	34.61	—	34.99	29.20	27.32	25.81	24.41	23.45	22.69	21.99	21.29	20.59	19.89	19.19	18.58	17.97	17.36	16.75	16.38

100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300
284.48	286.39	288.25	290.08	291.86	293.63	295.34	297.03	298.69	300.32	301.92	303.49	305.04	306.56	308.06	309.53	311.11	312.68	314.22	315.74	317.25
31.50	31.59	31.68	31.77	31.86	31.95	32.04	32.13	32.22	32.31	32.40	32.49	32.58	32.67	32.76	32.85	32.94	33.03	33.12	33.21	33.30
22.59	22.68	22.77	22.86	22.95	23.04	23.13	23.22	23.31	23.40	23.49	23.58	23.67	23.76	23.85	23.94	24.03	24.12	24.21	24.30	24.39
21.78	21.87	21.96	22.05	22.14	22.23	22.32	22.41	22.50	22.59	22.68	22.77	22.86	22.95	23.04	23.13	23.22	23.31	23.40	23.49	23.58
21.07	21.16	21.25	21.34	21.43	21.52	21.61	21.70	21.79	21.88	21.97	22.06	22.15	22.24	22.33	22.42	22.51	22.60	22.69	22.78	22.87
19.16	19.25	19.34	19.43	19.52	19.61	19.70	19.79	19.88	19.97	20.06	20.15	20.24	20.33	20.42	20.51	20.60	20.69	20.78	20.87	20.96
18.45	18.54	18.63	18.72	18.81	18.90	18.99	19.08	19.17	19.26	19.35	19.44	19.53	19.62	19.71	19.80	19.89	19.98	20.07	20.16	20.25
17.74	17.83	17.92	18.01	18.10	18.19	18.28	18.37	18.46	18.55	18.64	18.73	18.82	18.91	19.00	19.09	19.18	19.27	19.36	19.45	19.54
17.03	17.12	17.21	17.30	17.39	17.48	17.57	17.66	17.75	17.84	17.93	18.02	18.11	18.20	18.29	18.38	18.47	18.56	18.65	18.74	18.83
16.32	16.41	16.50	16.59	16.68	16.77	16.86	16.95	17.04	17.13	17.22	17.31	17.40	17.49	17.58	17.67	17.76	17.85	17.94	18.03	18.12
15.61	15.70	15.79	15.88	15.97	16.06	16.15	16.24	16.33	16.42	16.51	16.60	16.69	16.78	16.87	16.96	17.05	17.14	17.23	17.32	17.41
14.90	14.99	15.08	15.17	15.26	15.35	15.44	15.53	15.62	15.71	15.80	15.89	15.98	16.07	16.16	16.25	16.34	16.43	16.52	16.61	16.70
14.19	14.28	14.37	14.46	14.55	14.64	14.73	14.82	14.91	15.00	15.09	15.18	15.27	15.36	15.45	15.54	15.63	15.72	15.81	15.90	15.99
13.48	13.57	13.66	13.75	13.84	13.93	14.02	14.11	14.20	14.29	14.38	14.47	14.56	14.65	14.74	14.83	14.92	15.01	15.10	15.19	15.28
12.77	12.86	12.95	13.04	13.13	13.22	13.31	13.40	13.49	13.58	13.67	13.76	13.85	13.94	14.03	14.12	14.21	14.30	14.39	14.48	14.57
12.06	12.15	12.24	12.33	12.42	12.51	12.60	12.69	12.78	12.87	12.96	13.05	13.14	13.23	13.32	13.41	13.50	13.59	13.68	13.77	13.86
11.35	11.44	11.53	11.62	11.71	11.80	11.89	11.98	12.07	12.16	12.25	12.34	12.43	12.52	12.61	12.70	12.79	12.88	12.97	13.06	13.15
10.64	10.73	10.82	10.91	11.00	11.09	11.18	11.27	11.36	11.45	11.54	11.63	11.72	11.81	11.90	11.99	12.08	12.17	12.26	12.35	12.44
9.93	9.99	10.05	10.11	10.17	10.23	10.29	10.35	10.41	10.47	10.53	10.59	10.65	10.71	10.77	10.83	10.89	10.95	11.01	11.07	11.13
9.22	9.28	9.34	9.40	9.46	9.52	9.58	9.64	9.70	9.76	9.82	9.88	9.94	10.00	10.06	10.12	10.18	10.24	10.30	10.36	10.42
8.51	8.57	8.63	8.69	8.75	8.81	8.87	8.93	8.99	9.05	9.11	9.17	9.23	9.29	9.35	9.41	9.47	9.53	9.59	9.65	9.71
7.80	7.86	7.92	7.98	8.04	8.10	8.16	8.22	8.28	8.34	8.40	8.46	8.52	8.58	8.64	8.70	8.76	8.82	8.88	8.94	9.00
7.09	7.15	7.21	7.27	7.33	7.39	7.45	7.51	7.57	7.63	7.69	7.75	7.81	7.87	7.93	7.99	8.05	8.11	8.17	8.23	8.29
6.38	6.44	6.50	6.56	6.62	6.68	6.74	6.80	6.86	6.92	6.98	7.04	7.10	7.16	7.22	7.28	7.34	7.40	7.46	7.52	7.58
5.67	5.73	5.79	5.85	5.91	5.97	6.03	6.09	6.15	6.21	6.27	6.33	6.39	6.45	6.51	6.57	6.63	6.69	6.75	6.81	6.87
4.96	5.02	5.08	5.14	5.20	5.26	5.32	5.38	5.44	5.50	5.56	5.62	5.68	5.74	5.80	5.86	5.92	5.98	6.04	6.10	6.16
4.25	4.31	4.37	4.43	4.49	4.55	4.61	4.67	4.73	4.79	4.85	4.91	4.97	5.03	5.09	5.15	5.21	5.27	5.33	5.39	5.45
3.54	3.60	3.66	3.72	3.78	3.84	3.90	3.96	4.02	4.08	4.14	4.20	4.26	4.32	4.38	4.44	4.50	4.56	4.62	4.68	4.74
2.83	2.89	2.95	3.01	3.07	3.13	3.19	3.25	3.31	3.37	3.43	3.49	3.55	3.61	3.67	3.73	3.79	3.85	3.91	3.97	4.03
2.12	2.18	2.24	2.30	2.36	2.42	2.48	2.54	2.60	2.66	2.72	2.78	2.84	2.90	2.96	3.02	3.08	3.14	3.20	3.26	3.32
1.41	1.47	1.53	1.59	1.65	1.71	1.77	1.83	1.89	1.95	2.01	2.07	2.13	2.19	2.25	2.31	2.37	2.43	2.49	2.55	2.61
0.70	0.76	0.82	0.88	0.94	0.99	1.05	1.11	1.17	1.23	1.29	1.35	1.41	1.47	1.53	1.59	1.65	1.71	1.77	1.83	1.89
0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00

四、高粘度液体的C值计算：

雷诺数是表征介质流动特性的一了无因次量。液体粘度过高时，引起了雷诺数的变化。当雷诺数 < 2300 ，流体在层流状态低速流动时，流量与压差不再保持平方关系，而渐趋直线关系。此时如按一般液体的公式计算C值必将导致较大误差。因此必须对粘性介质的C值计算进行修正。

一般所指的高粘度液体，系指粘度在20厘泊以上的粘性液体。随着我国社会主义建设的飞速发展，在化工、石油等工业生产的自动调节中，将经常遇到这类高粘度的介质。因此如何进行这方面的正确计算有十分重要的意义。

对高粘度液体时C值的修正，根据资料介绍，目前国内外虽有多种方法，但均不十分理想。经比较后，我们推荐用下述方法进行计算。其步骤如下：（关于各类方法的比较，可见附录六）

1、根据工艺条件按式4—3、4—4先求出不考虑粘度修正时的流通能力 C' ；

2、按式4—16、4—17求出雷诺数 Re ：

若采用双座阀：

$$Re = 49600 \frac{Q}{\sqrt{C'} \cdot v} \quad 4-16$$

若采用单座阀、角阀、隔膜阀等：

$$Re = 70000 \frac{Q}{\sqrt{C'} \cdot v} \quad 4-17$$

式中： Q ——计算的最大流量，米³/时；

v ——运动粘度；毫米²/秒（厘泊）

C' ——不考虑粘度时求得的流通能力。

3、按 Re 值查图4—4得粘度修正系数 K ：

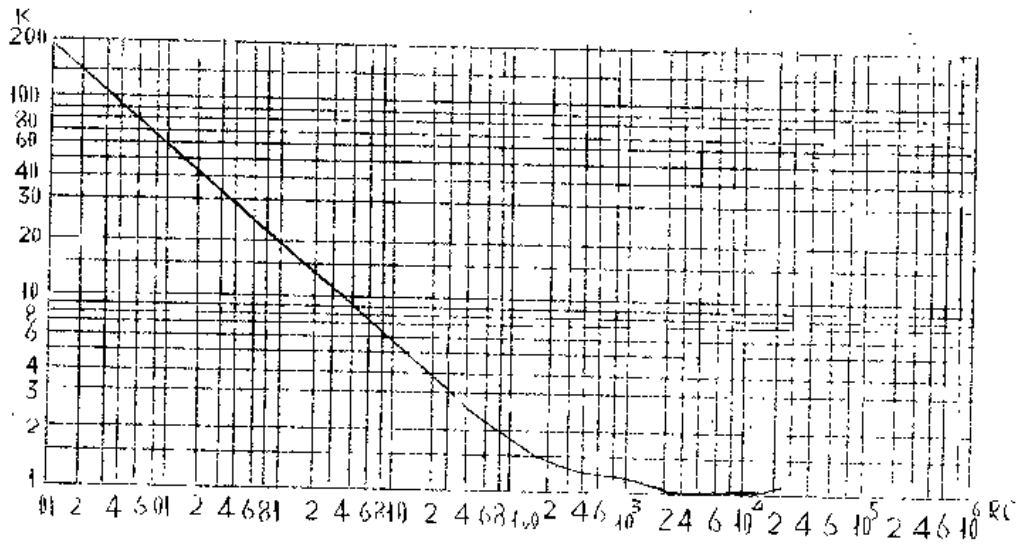


图4 —— 液体的粘度修正系数K

4. 求正确的流通能力C:

$$C = C' \cdot K$$

* —— 李方法的雷诺数计算式中 取座网的计算常数较单座网小。其原因是采用双座网时，流体进入网体后 只成两路 对一个通道讲，流量减小，使雷诺数下降，式4—16、4—17的推导见附录七。

公式4—16、4—17中， ν 系运动粘度——厘泊，有关各种粘度单位的换算：

运动粘度——般用符号 ν 表示：

$$1 \text{ 米}^2/\text{秒} = 10^4 \text{ S 即泊} \quad (\text{厘米}^2/\text{秒}) = 10^6 \text{ 厘泊} \quad (\text{毫米}^2/\text{秒})$$

动力粘度——般用符号 η 表示：

$$1 \text{ 公斤} \cdot \text{秒} / \text{米}^2 = 98.1 \text{ P 即泊} \approx 100 \text{ 泊} = 10^4 \text{ CP 即}$$

$$\text{厘泊} = 10^8 \text{ 微泊}$$

运动粘度和动力粘度间的换算：

$$\eta = \nu \cdot \rho = \nu \cdot \frac{\gamma}{g} \quad \dots \dots \dots \quad 4-13$$

式中： V —运动粘度；米²/秒

γ —重度；公斤/米³

g —重力加速度；米/秒²

η —动力粘度；公斤·秒/米²

目前英、美常用的运动粘度单位：国际赛波特通用秒数即SSU，它与厘沱（即CS）的换算：

$$V(\text{CS}) = 0.22\text{SSU} - \frac{180}{\text{SSU}} = \text{厘沱 (毫米}^2/\text{秒)}$$

计算实例：

条件： $q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ ； $\gamma = 1.2 \text{ g/cm}^3$ 。

$\Delta P = 0.5 \text{ kgf/cm}^2$ ； $\eta = 700 \text{ CP}$ 。

换算：

$$\begin{aligned} V &= \eta \cdot \frac{g}{\gamma} = \frac{700}{10^4} \cdot \frac{9.81}{1806} = 0.00044 \text{ m}^2/\text{s} \\ &= 440 \text{ mm}^2/\text{sec} \quad (\text{即厘沱}) \end{aligned}$$

计算：

$$C' = \frac{q}{\sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}}} = \frac{20}{\sqrt{\frac{0.5}{1.8}}} = 38.1$$

(2) 采用单座阀：

$$\begin{aligned} Re &= 70000 \frac{q}{\sqrt{C' \cdot V}} \\ &= 70000 \times \frac{20}{\sqrt{38.1 \times 440}} = 516 \end{aligned}$$

(3) 按 $Re = 516$ 查图 4—1 得粘度修正系数 $k = 1.3$

·4· 正确的流通能力C 应为：

$$C = C' \cdot K = 38.1 \times 1.3 = 49.5$$

·5· 如采用双座阀：

$$\begin{aligned} Re &= 49600 Q / \sqrt{C'} \cdot v \\ &= 49600 \times 20 / \sqrt{38.1} \times 440 \\ &= 370 \end{aligned}$$

·6· 按 $Re = 370$ 查图 A — 1 得粘度修正系数 $K = 1.4$

·7· 正确的流通能力C 应为：

$$C = C' \cdot K = 38.1 \times 1.4 = 53.3$$

五、液体闪蒸时的C 值计算：

闪蒸流体又称饱和流体。液体在接近饱和状态或者由于高压差的节流作用，在通过调节阀后会出现一种闪蒸现象。即当液体经过阀门节流后压力大大下降，以至达到或者低于液体的饱和蒸汽压，因此部分液体汽化成气体，这种液相介质变成气液两相的现象，称作闪蒸。

对于闪蒸液体的C 值计算是一了比较复杂的问题，经验证明，按一般液体公式和气体公式进行计算是不合适的，必须进行适当修正。在化工、石油等工业部门中，这种情况很多，推荐几种比较实用的计算方法是非常重要的。当前国内外对闪蒸液体的C 值计算有多种方法，比较常用的如经验放大法、热平衡计算法、临界压差法、低密度法等。据初步比较，现推荐下面两种方法。

1. 临界压差法：即认为闪蒸后介质体积会急剧增大，影响流体的流动。因此当出口压力 P_2 降到一定值时，会出现一种与气体和蒸汽相同的现象——即流量达到饱和，不再因压差 ΔP 的增加而增加。因此只要通过试验，求得各种介质在不同条件下的临界压力差，则就可以对闪蒸液体的C 值进行正确的计算。临界压差 ΔP_c 用下式表示：

$$\Delta P_c = K_L \cdot P_1 \quad \dots\dots\dots 4-19$$

式中： K_L 是由阀前绝对压力 P_1 所对应的饱和温度和阀入口处的实际温度之差 ΔT 来决定的系数。

图 4—2、4—3 异水的试验结果，从图 4—2 中看出，对于一定 P_1 、 T_1 的水，当 ΔP 达到一定值时流量即达到饱和。图 4—3 异水的试验曲线，利用图 4—3 可以根据温度差 $\Delta T = (\text{饱和温度} - \text{入口温度})$ 取得 K_L 值。

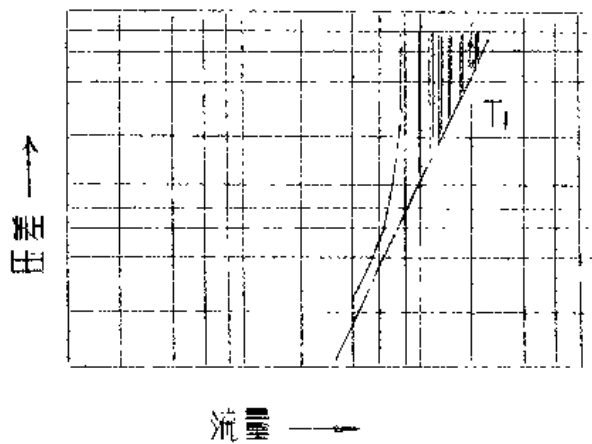


图 4—2

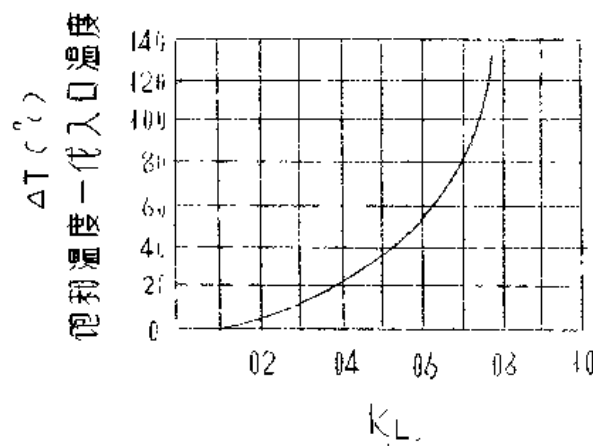


图 4—3

C 值的计算顺序，是首先算出实际的压差 ΔP ，然后与 ΔP_c 比较。当 $\Delta P < \Delta P_c$ 时，仍用算出的 ΔP 代入液体公式进行计算，当 $\Delta P \geq \Delta P_c$ 时，则用 ΔP_c 值代替 ΔP 值进行计算。

临界压差法基于实验基础，具有较高的精确度，但对各种介质都进行试验求取系数 K_L 是困难的。目前仅有对水的试验资料，因此在实际使用过程中尚有一定局限性。

计算实例：

例：一调节阀进口流量是 $60 \text{ m}^3/\text{h}$ ，压力： 8 kgf/cm^2 温度： 120°C 的水，出口压力为 4 kgf/cm^2

解：对于 8 kgf/cm^2 水的饱和温度为 170°C

$$\therefore \Delta T = 170 - 120 = 50^\circ\text{C}$$

查图 4—5 得 $K_L = 0.5$

$$\therefore \Delta P_c = K_L \cdot P_1 = 0.5 \times 8 = 4.8 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{而 } \Delta P = 8 - 4 = 4 \text{ kgf/cm}^2$$

$\therefore \Delta P < \Delta P_c$ 不出现闪蒸，应以 ΔP 代入公式计算

$$\therefore C = Q / \sqrt{\Delta P / r} = 60 / \sqrt{4 / 1} = 30$$

又例：一调节阀进口流量是 $60 \text{ m}^3/\text{h}$ ，压力为 8 kgf/cm^2 温度 120°C 的水，出口压力为 1 kgf/cm^2

解：同上例查图 4—5 得 $K_L = 0.6$

$$\Delta P_c = K_L \cdot P_1 = 0.6 \times 8 = 4.8 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{而 } \Delta P = 8 - 1 = 7 \text{ kgf/cm}^2$$

$\therefore \Delta P > \Delta P_c$ 出现闪蒸，则应以 ΔP_c 代入公式计算

$$\therefore C = Q / \sqrt{\Delta P_c / r} = 60 / \sqrt{4.8 / 1} = 27$$

2. 闪蒸密度法（又称低密度法）：

这是以闪蒸流体的混合密度为基础的计算机方法，假设气液混合流体具有相同的速度，则可按混合密度从理论上导出计算公式。对于各种不同流体，目前国外已发表有十一种常用介质的图表资料，因此可以利用这些资料进行方便的计算。（图 4—4）

计算应按二种情况进行：

(1) 入口介质已达到或已接近饱和温度时 计算公式为：

$$C = Q_0 / \sqrt{\Delta P_G} \quad \dots \dots \dots 4-20$$

式中： Q_0 —— 通过阀的闪蒸流体之最大流量；吨/时

ΔP_G —— 压降 ($P_{\text{饱和}} - P_2$) 与流体混合密度之乘积 (按图 4—4 查得)

计算步骤：

a) 根据阀前压力 P_1 和 ΔP 按相应介质的曲线图查取 ΔP_G 值。

b) 按公式 4—20 计算求得 C 值。

(2) 入口介质为不饱和液体时 计算公式为：

$$C = Q_0 / \sqrt{\gamma_1 (P_1 - P_{\text{饱和}}) \Delta P} \quad \dots \dots \dots 4-21$$

式中： Q_0 —— 流量；吨/时

γ_1 —— 阀前介质重度，克/厘米³

$P_{\text{饱和}}$ —— 阀前温度下的饱和蒸汽压 见斤/厘米²

ΔP —— 流体在该温度下的饱和蒸汽压和阀后压力之差 ($P_{\text{饱和}} - P_2$)

计算步骤同上。

有关低密度法计算公式的推导见附录 II。

计算实例：

条件：

介质，乙烯液； $Q = 0.30 \text{ T/h}$

$P_1 = 21 \text{ Kgf/cm}^2$ ； $P_2 = 7.04 \text{ Kgf/cm}^2$

$t_1 = -41^\circ\text{C}$ ； $\gamma_1 = 0.434 \text{ T/l}$

换算：因为图 4—4 中均采用英制单位，故须换算；

$P_1 = 21 \times 14.22 = 300 \text{ 磅/时}^2$

($1 \text{ 公斤/厘米}^2 = 14.22 \text{ 磅/时}^2$)；

$$P_2 = 7.04 \times 14.22 = 100 \text{ 磅/时}^2$$

$$t_1 = -41^\circ\text{C}$$

$P_{\text{饱和}}$ 按 $t_1 = -41^\circ\text{C}$ 查图 4—4 得 200 磅/时²

(即 14.05 公斤/厘米²) ;

$$\Delta P = P_{\text{饱和}} - P_2 = 200 - 100 \text{ 磅/时}^2$$

计算: $\because P_1 = 300$ 磅/时²时的饱和温度为 -27.8°C , 现 $t_1 = -41^\circ\text{C}$

尚未达到饱和温度 故应按式 4—21 计算。

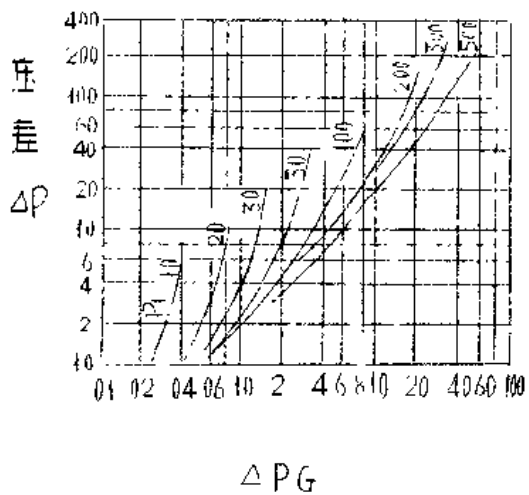
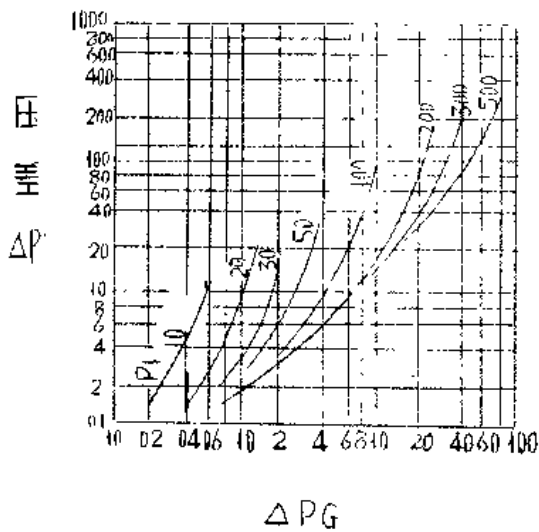
$$C = Q / \sqrt{\gamma_1 (P_1 - P_{\text{饱和}}) + \Delta P G}$$

式中: $\Delta P G$ 按 $\Delta P = 100$ 磅/时² 查图 4—4 得 $\Delta P G = 28$

(为换算成公制应除以 14.22)

$$C = 0.30 / \sqrt{0.434 (21 - 14.05) + 28 / 14.22}$$

$$= 0.30 / \sqrt{3.04 + 1.94} = 0.30 / 2.235 = 0.175$$

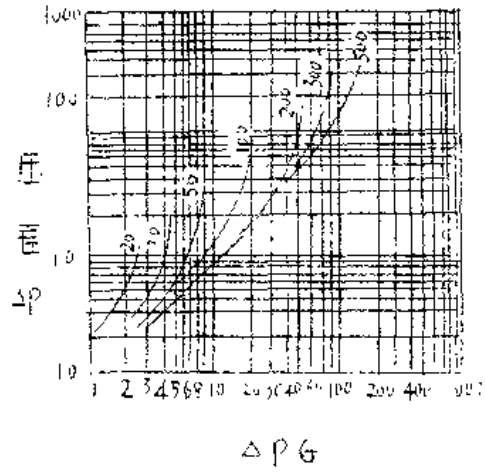
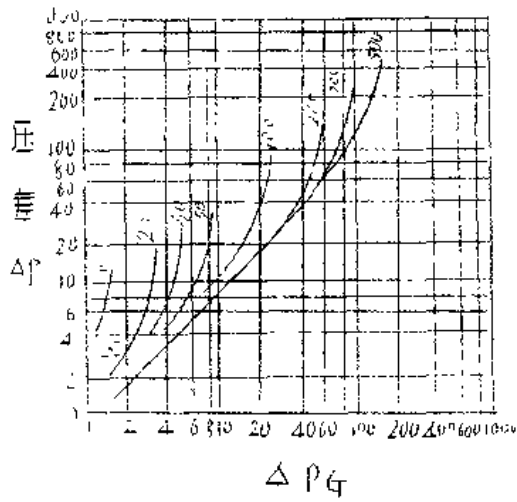


山 水

P_1 磅/呎	P_2 (公斤/厘米 ²)	温 度 °C	比 重
500	35.1	241.5	0.813
300	21.1	214	0.848
200	14.06	194.5	0.871
100	7.03	164.5	0.906
50	3.51	138.4	0.928
30	2.11	120	0.941
20	1.406	109	0.951
10	0.703	89.5	0.865

(2) 柜 氮

P_1 磅/吋	P_2 (公斤/厘米 ²)	温 度 °C	比 重
500	35.1	70	0.524
300	21.1	50.5	0.570
200	14.06	35.55	0.540
100	7.03	13.34	0.624
50	3.51	-5.5	0.646
30	2.11	-18.35	0.603
20	1.406	-27.2	0.675
10	0.703	-40.5	0.692

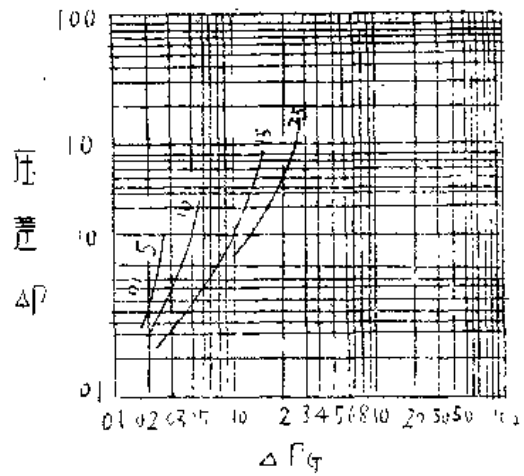
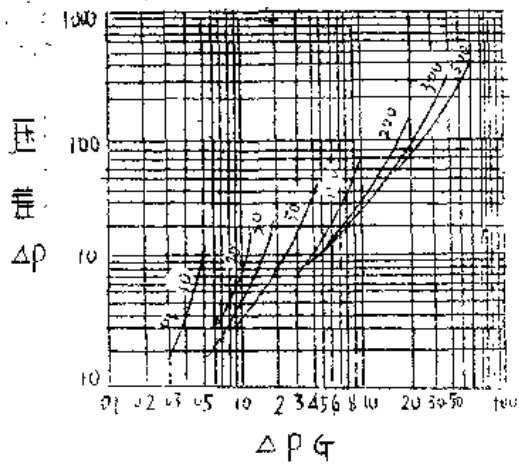


(3) 氮

P_1 磅/吋 ²	P_2 (公斤 / 厘米 ²)	温 度 °C	比 重
500	35.1	93.3	1.145
300	21.1	67.2	1.258
200	14.06	48.9	1.325
100	7.03	21.1	1.410
50	3.51	-1.67	1.470
30	2.11	-16.4	1.515
20	1.406	-26.55	1.541
10	0.703	-42.75	1.575

(4) 二氧化硫

P_1 磅/吋 ²	P_2 (公斤 / 厘米 ²)	温 度 °C	比 重
500	35.1	110	1.07
300	21.1	86.6	1.172
200	14.06	69.4	1.220
100	7.03	43.35	1.315
50	3.51	21.65	1.375
30	2.11	7.77	1.417
20	1.406	-2.78	1.441

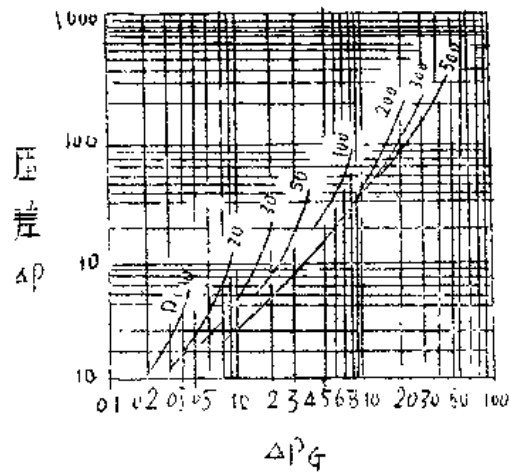
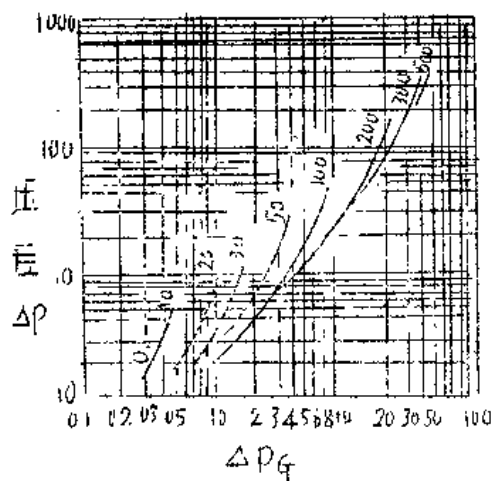


(5) 正丁烷

P_1 磅/吋 ²	P_2 (公斤/厘米 ²)	温度 °C	比重
500	35.1	14.6	0.334
300	21.1	116.7	0.435
200	14.06	95	0.474
100	7.03	62.7	0.526
50	3.51	37.2	0.560
30	2.11	20	0.582
20	1.406	7.77	0.593
10	0.703	-9.44	0.614

(6) 二氯甲烷

P_1 磅/吋 ²	P_2 (公斤/厘米 ²)	温度 °C	比重
25	1.755	55.5	1.268
15	1.055	41.1	1.295
10	0.703	30	1.308
5	0.351	12.78	1.340

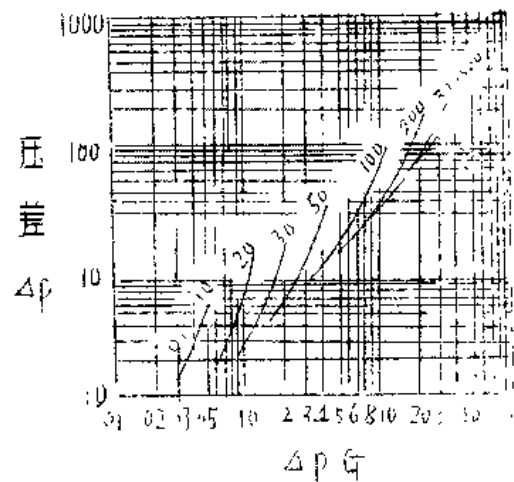
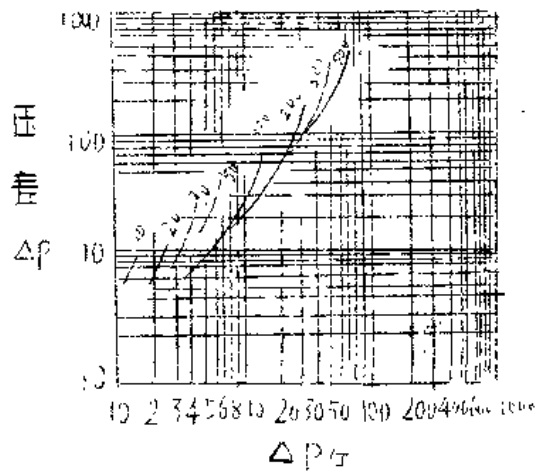


(7) 異丁烷

P_1 磅/吋 ²	P_1 (公斤/厘米 ²)	溫度 °C	比重
500	35.1	131.7	0.302
300	21.1	102.2	0.427
200	14.06	81.1	0.470
100	7.03	50	0.518
50	3.51	24.4	0.552
30	2.11	7.78	0.572
20	1.406	-3.33	0.586
10	0.703	-21.1	0.606

(8) 甲 烷

P_1 磅/吋 ²	P_1 (公斤/厘米 ²)	溫度 °C	比重
500	35.1	-91.1	0.2745
300	21.1	-107.1	0.3240
200	14.06	-117.2	0.3490
100	7.03	-131.7	0.3760
50	3.51	-144	0.3990
30	2.11	-152.2	0.413
20	1.406	-157.9	0.418
10	0.703	-166	0.431



(9) 乙 號

P_1 磅/吋 ²	P_1 (公斤/厘米 ²)	溫 度 °C	比 重
500	35.1	-7.22	0.375
300	21.1	-27.8	0.434
200	14.06	-41.4	0.465
100	7.03	-62.7	0.506
50	3.51	-80	0.530
30	2.11	-91.1	0.551
20	1.406	-98.6	0.562
10	0.703	-110.5	0.576

(10) 丙 號

P_1 磅/吋 ²	P_1 (公斤/厘米 ²)	溫 度 °C	比 重
500	35.1	85.5	0.353
300	21.1	58.3	0.430
200	14.06	40	0.468
100	7.03	12.78	0.511
50	3.51	-10	0.542
30	2.11	-24.42	0.562
20	1.406	-34.4	0.573
10	0.703	-50.5	0.592

体的临界速度，从而质量在闪蒸后还是随 ΔP 的增加而继续增加。这是不符合实际情况的。因此在 ΔP 差时计算结果可能偏小。

根据上述分析：对与水相近的液体在出现闪蒸情况时，推荐用临界压差法进行计算。对于其它物质则只能按闪蒸密度法求取 C 值。关于闪蒸密度法的计算，李平明介绍了十一种常用物质的图表资料，尚予敷应用，则可参照介质的物理性质参考本图表使用。

六、两相流的 C 值计算

调节阀门口介质为气液两相混匀流时，一般采用分别计算液相和气体（蒸汽）的 C 值，然后再相加的方法求取所需调节阀门的 C 值。

$$\text{即：} C = C_{\text{液}} + C_{\text{气}}$$

但应该指出，这种分别计算而后相加的方法，是基于两种流体单独流动的观察，没有考虑到相互影响。实际上当气相大大多于液相时，液相成为雾状，具有近似气相的速度，相反当液相大大多于气相时，气相成为气泡夹杂在液相中间，而具有液相的速度。因此采用此和方法，会带来较大误差，前一种情况结果偏大，后一种情况结果偏小。

因此气液两相混匀流的 C 值正确计算，必须考虑两相流动的影响。但有关这方面的实验工作，目前国内尚未进行，这里根据我国的使用经验和国外的实验结果，仅对最常用的湿蒸汽和含有水蒸汽的水，两种情况的计算方法予以介绍。

1. 湿蒸汽和湿气体：

即水蒸汽中含有少量水滴。可以认为气液两相具有相同的气相速度。这时可按气体公式求取 C 值，但必须考虑到由于气相介质中夹杂了少量水滴之后，重度增加，使 C 值偏小。因此这时的重度 $\gamma_{\text{混}}$ 应根据水滴多少计算确定，一般用下式求得：

$$\gamma_{混} = \gamma_{气} \cdot x + \gamma_{液} \cdot (1-x) \quad \dots\dots\dots 4-22$$

式中： $\gamma_{混}$ ——流经调节阀的两相混合物重度，公斤/米³；

$\gamma_{气}$ ——气相介质在标准状态下的重度，公斤/标准米³；

$\gamma_{液}$ ——液相介质的重度，公斤/米³；

x ——气相介质的重量百分比；

$1-x$ ——液相介质的重量百分比。

将按式 4-22 求得的 $\gamma_{混}$ 代入气体公式 4-5，即得到湿蒸汽和湿气体的 C 值。

2. 含有水蒸汽的水

即有时水在进入调节阀以前，其中一部分水已经蒸发而成为水蒸汽和水的混合物，对于这种混合物，可按下述程序求取 C 值：

- (1) 假定调节阀入口流量全部是蒸汽，先按蒸汽计算式 4-13，4-14 求取 C' 值；
- (2) 根据入口介质条件，求取所含蒸汽的重量百分比 $A\%$ ；
- (3) 按重量比 $A\%$ ，在图 4-5 中查得气液混合流体的修正系数 K_S ；
- (4) 实际需要的 C 值应为

$$C = C' / K_S$$

计算实例：

已知条件：一调节阀
进口介质由 95% 为凝液，
5% 为蒸汽，进口压力
为 7 kgf/cm²，出口压
力为 4.2 kgf/cm²，

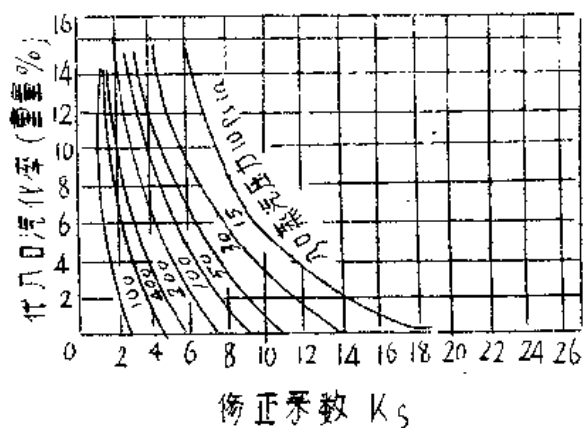


图 4-5

介质重度为 3.6 kgf/m^3 ，流量为 7000 kgf/h 。

计算：

$$\because P_2 > 0.5 P_1 \quad \therefore \varepsilon = 1 - 0.46 \times \frac{2.8}{7} = 0.816$$

$$\begin{aligned} \therefore C' &= Q_s / 31.6 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \gamma} \\ &= 7000 / 31.6 \times 0.816 \times \sqrt{2.8 \times 3.6} = 85.6 \end{aligned}$$

根据重量比 6% 查图 4-5 得 $K_s = 4.5$ 。

$$\therefore C = \frac{C'}{K_s} = 85.6 / 4.5 = 19$$

各种流体 C 值的计算公式见于表 4-4。

计算中常用单位的换算与英制换算表 4-5。

表 4-4 流通能力 C 计算公式

流体	压差条件	计算公式	采用单位
液体		$C = Q / \sqrt{\gamma / \Delta P}$	Q —— 体积流量 m^3 / h
		$C = G / \sqrt{\Delta P \cdot \gamma}$	G —— 重量流量 T/h
		* 液体粘度 > 20 厘 同时，应按式 4-16、 4-17 并查图 4-1 对 C 值进行修正。	ΔP —— 阀前后压差 kgf/cm^2
		** 液体闪蒸时，应按式 4-20、4-21 进行 计算	γ —— 介质重度，水 = 1 g/cm^3 (查表 4-1)

(续表4-4)

流体	压差条件	计算公式	采用单位
气体	当 $P_2 > 0.48 P_1$ $\Delta P < 0.52 P_1$	$C = \frac{Q_H}{514 \varepsilon \sqrt{\Delta P \cdot P_1 / \gamma_n \cdot T}}$	Q_H —流量 Nm^3/h γ_n —标准状态重量 Kgf/Nm^3 (查表4-2)
	当 $P_2 \leq 0.48 P_1$ $\Delta P \geq 0.52 P_1$	$C = \frac{Q_H}{280 \cdot P_1 \sqrt{\frac{1}{\gamma_n \cdot T}}}$	T —工作状态绝对温度 $^{\circ}C$ ΔP —阀前后压差 Kgf/cm^2
			ε —压缩系数 $\varepsilon = 1 - 0.46 \frac{\Delta P}{P_1}$
蒸汽	当 $P_2 > 0.5 P_1$ $\Delta P < 0.5 P_1$	$C = \frac{Q_s}{31.6 \cdot \varepsilon \sqrt{\Delta P \cdot \gamma_1}}$	Q_s —流量 Kgf/h ΔP —阀前后压差 Kgf/cm^2
	当 $P_2 \leq 0.5 P_1$ $\Delta P \geq 0.5 P_1$	$C = \frac{Q_s}{16 \sqrt{P_1 \cdot \gamma_1}}$	γ_1 —饱和蒸汽或过热蒸汽的工作重量 Kgf/m^3 (查表4-3) ε —压缩系数 $\varepsilon = 1 - 3.46 \frac{\Delta P}{P_1}$

(1) 压力：

公斤/厘米 ² (Kgf/cm ²)	磅/时 ² (PSI)	标准大气压 (atm)
1	14.22	0.9678
0.07031	1	0.06804
1.0332	14.70	1

(2) 长度：

米 (m)	吋 (in)	呎 (ft)
1	39.37	3.281
0.0254	1	0.08333
0.3048	12	1

(3) 流量：

升/秒 (l/sec)	米 ³ /时 (m ³ /h)	美加侖/分 U.S. gal/min
1	3.6	15.85
0.2778	1	4.403
6.309×10^{-2}	0.2271	1

(4) 温度：

摄氏 (°C)	华氏 (°F)
°C	$9/5^{\circ}\text{C} + 32$
$(^{\circ}\text{F} - 32) \cdot 5/9$	°F

表 4-5 公制与英制的单位换算

第三节 调节阀口径计算中的几个问题

一、计算流量的选择

调节阀口径计算中 C 值是根据被调介质流量计算的。因此必须合理确定计算流量，不然，公式虽然正确也会导致口径选择不当。

目前在计算中往往容易过多的考虑裕量，使阀门口径选择偏大，不但经济上浪费，更不利的是阀门经常工作在开度，可调范围显著减小，使调节性能变坏，甚至引起振荡、噪音，严重影响系统稳定性及阀门使用寿命。

为使调节阀满足调节的需要，必须保证必要流量的通过和调节。计算时应按最大流量进行，一般最大流量由工艺根据设备的生产能力和物料衡算，并考虑到控制对象负荷的变化及预期的扩大生产与操作条件变化等因素后最终确定。

通过无产阶级文化大革命，广大革命群众掀开了“洋奴哲学”、“爬行主义”，“化工、石油等自动化工业同全国各条工业战线一样，在毛泽东思想的指引下，技术革新蔚然成风，精神面貌焕然一新。我国工人阶级发扬了无穷的智慧和深挖设备潜力，提高产量，改进控制方案等，使产量一翻两翻，给国家创造了无穷的财富，在选择调节阀口径时应当看到这种大好形势，合理确定流量，使老装置应能适应提高产量的需要。也就是说，最大流量应根据预期的生产能力确定。这样虽然在近期使用可能口径稍大，（如仅使用在40~50%开度）显得不很经济，可调范围也较小。但是这项更换调节阀所需花的时间和费用相比还是合理的。而实际上调节阀的可调范围是有限的，不能适应很大范围的负荷变化，故最大流量也不能仅从扩大生产与考虑，使调节阀口径选得过大，影响现在操作时的工作性能，甚至不能调节。特别对于控制质量要求高的场合，还是应该按目前在操作条件选择最大流量，才能得到合理的调节阀口径尺寸。

三、计算压差的选择

为使调节阀对流量进行调节，必须给予一定的压力损失，也就是调节阀前后应有一定压差。这个压差的选择关系到调节阀口径计算的正确性，调节性能的好坏和驱动力的经济性，因此是调节阀计算中最关键问题之一。

调节阀计算压差的选择和系统的控制方案有着密切联系。一般对调节阀入口或出口压力一定的压力控制，定压容器液位控制等系统的调节阀计算压差是比较容易确定的。如图4-6中，a、大容量定压容器出口处的前后压力控制调节阀；b、液位控制的液位调节阀；c、两液面间依靠位差调节的调节阀。它们的计算压差都可根据工艺条件方便地确定。a与b的阀门开度

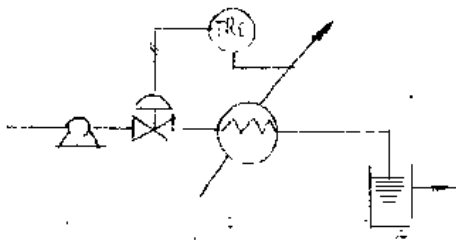


图4-7

变化时对压差无影响，系统的压差几乎全部集中在阀上，c中调节阀的压差等于系统位差减去系统阻力损失，但对安装在管路中，和局部阻力损失相等。

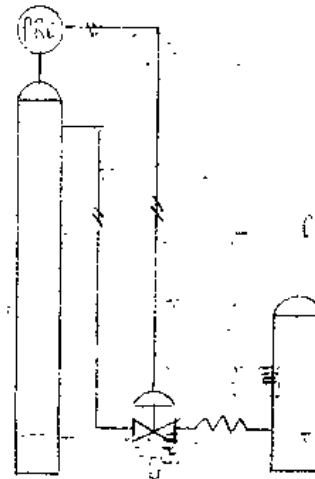
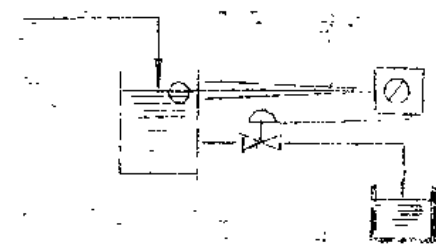
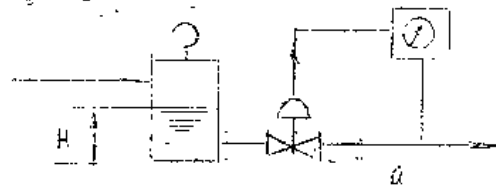


图4-6

节流装置等成串串联的调节阀，如图4-5所示系统，其计算压差的确定是较为繁冗的，必须用计算来确定，对于复杂的系统还需用实验求得。

一、对上述系统中调节阀的计算压差应从二方面考虑确定。首先从节流装置的经济投资面出发，希望调节阀压力损失尽可能的小，这样可以选择较小扬程的泵以节约动力。另一方面从工作特性分析知道，必须使调节阀在系统中占有-定的压差，才能保证调节阀具有较好的调节性能。因此除前面所述的压力控制系统外，在选择计算压差时必须全面考虑这种矛盾，而不能单纯的强调-个方面。工程设计中从保证调节阀能控制这一点出发选择压差是必要的，也是最根本的。

从前章对工作特性的分析已经知道，当 $S < 0.3$ 后，特性严重畸变，偏离理想特性，近似为快开特性，这样不利于控制，而等百分比特性当 $S < 0.3$ 后，特性虽也严重偏离理想特性，而成近似直线特性，但仍具有较好的调节作用。不过这时可调范围已显著减少，因此一般不希望 $S < 0.3$ 。工程设计中普遍认为调节阀的压差为系统总压差的30%~50% ($S = 0.3 \sim 0.5$)是较合适的。但对高压系统考虑到节约动力，允许降低到 $S = 0.15$ ，即调节阀压差为系统总压差的15%。

对于气体介质，由于此时阻力损失较小，尤其在高压系统中，调节阀上占有较大压差，一般 S 值都大于0.5。但低压及真空系统，由于允许压力损失较小所以应按上述原则计算确定。

这里应该说明的是，系统总压差是指系统中包括调节阀在内的与流量有关的部件损失，如管路、弯头、节流装置、热交换器、手动阀等局部阻力上的压力损失，而不包括设备间的位差和静压差。对如图4-6中 a 、 b 、 c 等的压力，液位控制系统中，静压差和位差等于动力损失之和

$$\text{即： } \Delta P_{\text{系}} = |\rho H| + |P_1 - P_2| = \Delta P_V + \sum \Delta P_F \quad \text{----- 4-23}$$

因此本身就是系统压差，但对图4-8所示系统，就不是这样了。位差和静压差均是常数，在调节阀全行程变化时，不影响两上压差的变化，因此也不引起特性的畸变，这时如用如下式计算：

$$S = \frac{\Delta P_V}{P_H + \Delta P + \sum \Delta P_F + \Delta P_V} \quad 4-24$$

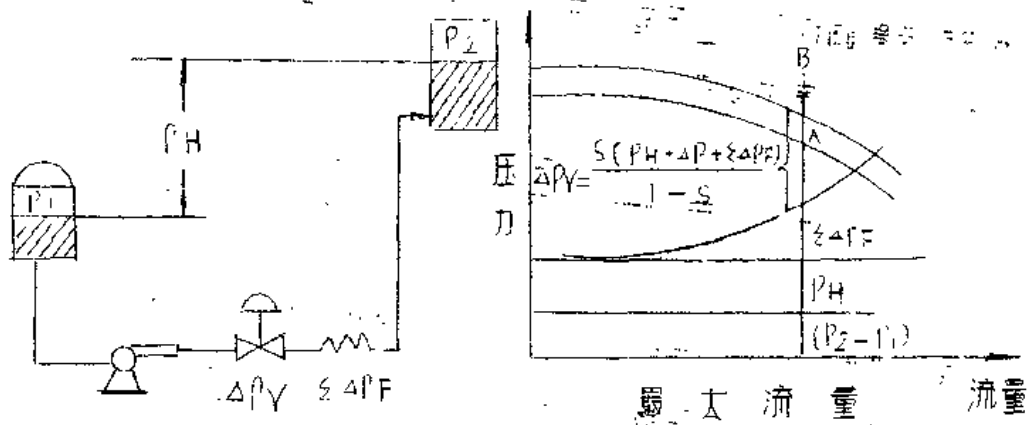


图4-8

就会导致泵的总扬程而过多的消耗动力。图4-8中的 ΔP_{A-B} 就是这种计算所增加的压差。

因此作为精确的定义，S应该为调节阀全开时的压差和系统中动力损失总和（最大流量时）之比。

$$\text{即 } S = \frac{\Delta P_V}{\Delta P_V + \sum \Delta P_F} \quad 4-25$$

对上式作简单变换，即可得到调节阀计算压差的计算公式：

$$\Delta P_V = \frac{S \sum \Delta P_F}{1 - S} \quad 4-26$$

对于系统的管压，即管路中静压力有波动的场合，考虑到这种管压波动会影响阀上压差的变化，使S值进一步下降。如锅炉的给水调节系统，锅炉压力波动会影响调节阀上压差的变化。此时选择阀上计算压差时，还应增加5%~10%的系统背压。

$$\text{即: } \Delta P_V = \frac{S \Delta P_F}{1 - S} + (0.05 \sim 0.1) P_2 \quad \text{-----4-27}$$

综上所述，调节阀计算压差的选择可按如下步骤进行。

1. 选择调节阀前后最近的两个压力基本稳定的装置及设备，作为系统的计算范围。
2. 按最大流量计算各局部阻力之和 $\Sigma \Delta P_F$ 。
3. 按系统具体情况选取S值。
4. 按相应公式4-26、4-27 计算得 ΔP_V 。
5. 同时考虑到位差和静压差，即可选取泵的总扬程和确定所需要的功率。

$$\text{即: 总扬程 } H = P_2 - P_1 + \Delta P_F + \Delta P_V + \rho H \quad \text{-----4-28}$$

这里应当特别说明的是，计算压差是指阀门全开时，即最大流量时的阀上压差。现在计算中有时按正常流量和正常压差计算，然后再对计算得的Q乘大一倍来选取调节阀口径。这种计算结果当阀门全开时，流量增加不多往往不能满足预期的要求。如某系统中，阀上压差为系统总压差的50%，系统阻力损失占70%，总压差不变。这时全开后阀门的最大流量可以这样

$$\text{假设: } Q_{\text{最大}} = n Q_{\text{正常}} \quad \text{系统总压差为 } \Delta P$$

则调节阀全开时，系统阻力损失因流量增加变为 $n^2 \times 0.7 \Delta P$
(阻力损失和流量平方成正比)，此时调节阀上压差为：

$$\Delta P_V = (1 - 0.7n^2) \Delta P$$

而正常流量和最大流量分别为

$$Q_{\text{正常}} = \frac{C}{2} \sqrt{0.3 \Delta P}$$

$$Q_{\text{最大}} = n Q_{\text{正常}} = C \sqrt{(1 - 0.7n^2) \Delta P}$$

二式相除得

$$n = 2 \sqrt{\frac{1 - 0.7n^2}{0.3}} = 1.136$$

这说明将阀全开后，流量只能增加 13.6%，并不能因 C 值增大一倍而增加一倍，其主要原因是当达到全开时阀上压差会继续下降，实际 S 值已小于计算值，因此应推选用的 S 值并非阀门全开时的压差（即最大流量时）作为计算压差并以相应的最大流量来计算 C 值才是正确的。

从上面分析介绍的压差计算方法看，我们可以知道计算中主要是确定局部阻力损失 $\Sigma \Delta P_F$ ，但在实际工程设计中由于不易确切获得计算各局部阻力的详细数据或由于配管的复杂，显得工作量较大，因此使调节阀压差的计算发生困难，往往不易正确的按照 S 值来选用调节阀口径，造成选用中的盲目和浪费，为使调节阀计算能尽量正确，有关工程设计的工艺人员和自控人员应密切配合，设法对系统中主要阀局部阻力，如手动阀、节流装置、热交换器、管路沿程损失等进行计算，并在实际工作中积累一定资料和实验数据，绘制一些简化计算工作的有关局部阻力的计算图表，这样将使调节阀的计算大大简化并提高到一个新的水平。

三、调节阀的开度

在根据流量和压差计算得C值，并按生产厂提供的资料选取调节阀口径后，考虑到计算中的圆整等因素，还应对工作时的阀门开度进行验算。

最大开度，最大流量时调节阀开度希望在90%左右。最大开度选得小了会使可调范围缩小，阀门的实际容量下降，而调节阀口径必然选择偏大，不但影响调节性能而且也是不经济的。如R=30的等百分比流量特性调节阀，当取最大开度为80%时，其实际最大流通能力仅为原设计的50%，R也缩小为1.5，这样在选取调节阀口径时，就必须加大1到2级。

最小开度，最小流量时的调节阀开度一般希望不小于10%。因为小开度时，流体对阀前，阀座的冲蚀较严重，容易损坏阀前而使特性变坏，甚至调节不灵。

不同的流量特性，开度和流量的对应关系是不一样的。工作特性时，和理想特性又有差别，这在第三章已经详细介绍。因此验算开度时，应按不同特性和工作条件进行，不然它的误差是很大的。

对于实际调节阀开度可按下列公式验算
 直线流量特性调节阀R=30时为

$$\text{开度 } K = \left(1.03 \sqrt{\frac{1}{S + \left(\frac{C^2 \Delta P / r}{Q^2} - 1 \right)}} + 0.03 \right) 100\% \quad \dots \dots 4-20a$$

等百分比流量特性调节阀R=30时为

$$\text{开度 } K = \left(\frac{\lg \sqrt{\frac{1}{S + \left(\frac{C^2 \Delta P / r}{Q^2} - 1 \right)}}}{1.48} + 1 \right) \times 100\% \quad \dots \dots 4-20b$$

其中：C — 所选用调节阀的流通能力

ΔP — 调节阀的计算压差即全开时的压差 kgf/cm^2 。

Q — 被验算开度处的流量 m^3/h

S — 调节阀全开时的压差和系统总压差之比。

γ — 介质重度 g/cm^3

四. 可调范围的验算

国内制造厂所生产的调节阀，其可调范的设计值大部分为 $R=30$ ，但由于工作特性的影响，实际开度范围的缩小以及选用调节阀口径时的圆整与放大都会使实际可调范围减少，一般只能达到 $R=10$ 左右因此在对所选调节阀进行验算时，应该以实际出发按 $R=10$ 进行。

实际所需要的可调范围可按下式近似计算：

$$\frac{Q_{max}}{Q_{min}} = \frac{C_{max} \sqrt{\Delta P_{min}}}{C_{min} \sqrt{\Delta P_{max}}} = R_{理} \sqrt{S}$$

4-30

其中： Q_{max} 最大流量

Q_{min} 最小流量

ΔP_{max} 对应 Q_{min} 时的最大压差

ΔP_{min} 对应 Q_{max} 时的最小压差

注： $S = \frac{\Delta P_{min}}{\Delta P_{max}}$ 近似值。

当工艺要求的最大流量为最小流量的十倍，并且 $S > 0.3$ 时，按上式按 4-30 计算得：

$$R_{\text{实}} = 30 \sqrt{0.3} = 16.2 > 10$$

可见当 $Q_{\text{max}} / Q_{\text{min}} \leq 10, S \geq 0.3$ 时调节阀的可调范围可不作验算。

当所选用的调节阀不能同时满足工艺最大流量与最小流量的调节要求时除了增加系统压力外，一般建议采用二个调节阀并联分段操作来满足可调范围的要求。

五 三通调节阀的口径计算

三通调节阀可以代替两个直通阀进行分流和合流的调节，具有节省投资减少安装费用等优点，尤其在热交换器等旁通调节中更显其优越性，因而在工业中被广泛的使用，这里对它的计算给予介绍。

热交换器的旁通调节系统一般如图 4—9 所示，被加热介质由三通阀分成两路：一路流经热交换器被加热（ Q_1 ），另一路由旁通泵对热交换器再和另一路汇合（ Q_2 ），其温度由调节泵通过对控制三通阀开度得到调节。

在选择三通阀时，一般要求三通阀的工作对系统阻力不致引起很大变化

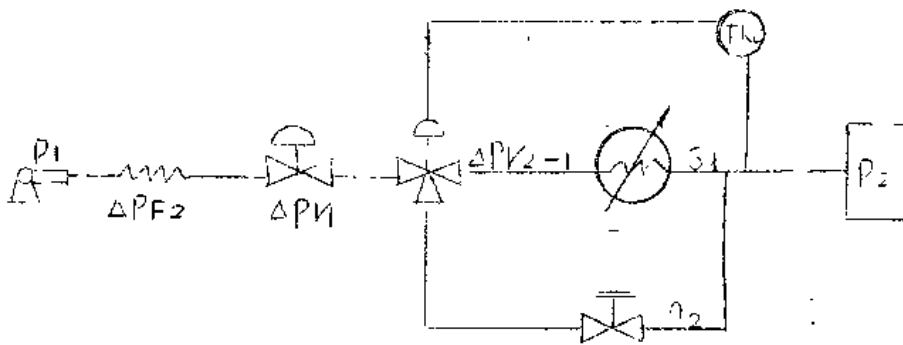


图 4—9

即 Q_1 , Q_2 流量比的变化不引起总量的过大变化, 这样工作时才对总量产生扰动, 更有利于变化 Q_1 、 Q_2 的流量比。总量的变化由 V 控制。这样对 Q_1 、 Q_2 流量比的扰动也是小的, 而流量绝对值的变化却可以很大。

计算一般按如下顺序进行:

1. 取阀上计算压降等于热交换器的压力损失, 也就是这一支路 $S=0.5$, 即 $\Delta P_V = \Delta P_F$ 。

2. 取计算流量为被加热介质的总量 $Q_{计} = Q_{总}$ 。

3. 按介质性质用本章介绍的相应公式计算得所需三通阀的 C 值。

4. 按产品的 C 值标准系列取相应口径。

为更好的理解三通阀工作时的特点, 可以看下面二个例子

例 1: 如图 4—9 系统, 若三通阀 $C = 100$, 总量为 $Q = 100$ t/h, 热交换器上压力损失为 $\Delta P_F = 1 \text{ kgf/cm}^2$, 旁路阻力很小可忽略不计, 则工作时系统阻力因变化情况可作如下分析。

首先按调节阀 C 值的计算方法, 求取热交换器的当量流通能力 C^* 值

$$\text{即: } C^* = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} = 100 / \sqrt{1} = 100$$

当三通阀关闭去旁通的一路时, 全部流量通过热交换器, 这时系统的阻力以流通能力表示即为:

$$\frac{1}{C_{系}} = \sqrt{\frac{1}{C^2} + \frac{1}{C^{*2}}} = \sqrt{\frac{1}{100^2} + \frac{1}{100^2}}$$

$$C_{系} = 71$$

当三通阀位于把流量平均分配于热交换器与旁通之间时, 其系统阻力即流通能力就会改变, 若我们采用的是线性阀则当阀芯在中间位置时, 二路的

流通能力 C 分别为 50，而系统中上部通路的流通能力 C 可由下式计算得：

$$\frac{1}{C} = \sqrt{\frac{1}{50^2} + \frac{1}{100^2}} = \frac{1}{44.6}$$

$$C = 44.6$$

而下部通路为 $C = 50$

在并联管路中，系统的总流通能力为两分路之和，

$$\text{即： } C_{\text{系}} = 44.6 + 50 = 94.6$$

最后当阀门完全打开旁通一路时，其系统阻力即流通能力 $C_{\text{系}} = 100$ 。

从以上分析可以看到，三通阀工作时随着阀门位置的变化，系统的阻力即流通能力也在变化：

热交换器通路全开 $C = 71$

中间位置 $C = 94.6$

旁通全开 $C = 100$

如图 4—10 所表示的，总量变化达 29%，为减小过和变化，对于线性特性的三通阀，一般希望提高 S 值即阀上的压差，或者在旁路中接入与热交换器阻力相等的手动阀，这时特性成为如图 4—10 中虚线所示曲线，系统流通能力的变化为：

热交换器通路全开 $C = 71$

中间位置 $C = 89.2$

旁通全开 $C = 71$

其总量变化减小为 20%。

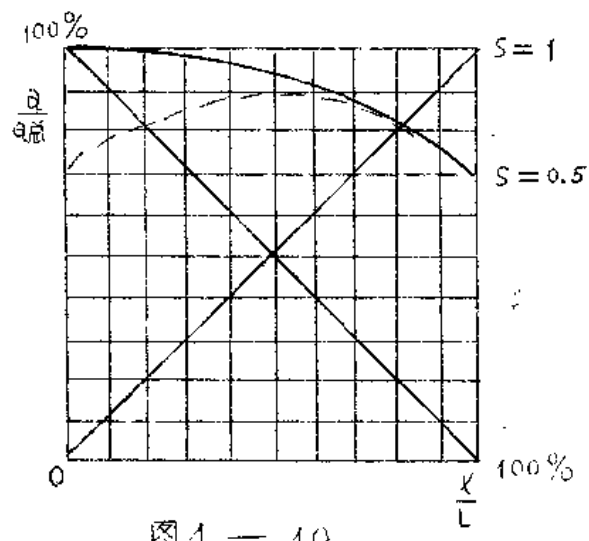


图 4 — 10

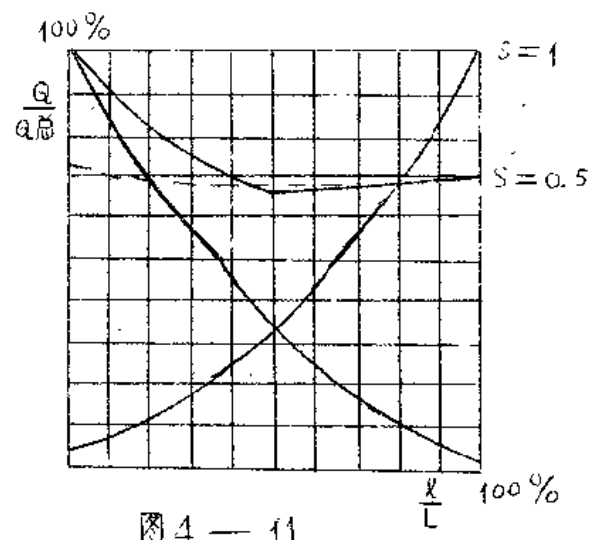


图 4 — 11

若采用抛物线特性的三通阀，其变化情况就如图 4 — 11 所示，若 $S = 1$ 时，总量变化为 30%，而当 $S = 0.5$ 时并使旁路和热交换器阻力匹配，则总量几乎不变，具有好的调节性能。

例 2、如图 4 — 9 所示系统，总量 $Q = 10^3/h$ ，热交换压力损失 $\Delta P_{F1} = 0.5 \text{ kgf/cm}^2$ ，总管的阻力损失 $\Delta P_{F2} = 1 \text{ kgf/cm}^2$ ，

系统的背压 $P_2 = 2 \text{ kgf/cm}^2$

取 $\Delta P_V = \Delta P_{F1} = 0.5 \text{ kgf/cm}^2$ (即 $S = 0.5$),

$$Q_{\text{并}} = Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{则 } C = \frac{10}{\sqrt{0.5}} = 14.2$$

标准系列中, $D_g 40$ 三通阀 $C = 21$; $D_g 32$ $C = 13.4$ 。这里选取 $D_g 32$ 的三通阀。一般在选择调节阀时总希望所具有的 C 值略大于计算 C 值, 这样才能保证必要的流量能通过。但在三通阀场合, 因为热交换器一般阻力较小, 按 ΔP_{F1} 计算时往往容易使口径接近或大于管道直径, 因此可以使阀上压差较大时, 即在选口径时, 按计算 C 值以最接近的偏小的方向选取。当计算结果大于管道直径时, 取阀门口径等于管道直径。

采用 $D_g 32$ 三通阀后, 其阀上实际压降为:

$$\Delta P_{V2-1} = 0.5 \times \frac{14.2^2}{13.4^2} = 0.55 \text{ kgf/cm}^2$$

总管上调节阀 V_2 的压差, 若按 $S = 0.5$ 选取

$$\begin{aligned} \text{即为: } \Delta P_{V1} &= \Delta P_{F2} + \Delta P_{F1} + \Delta P_{V2-1} \\ &= 1 + 0.5 + 0.55 = 2.1 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

系统的总压为:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_2 + \Delta P_{F2} + \Delta P_{F1} + \Delta P_{V2-1} + \Delta P_{F1} \\ &= 2 + 1 + 2.1 + 0.55 + 0.5 = 6.2 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

则系统总流量，因三通阀开度变化所引起的最大流量变化（当三通阀由热交换器完全阻塞到旁通时）为：

$$\begin{aligned} \frac{\Delta Q}{Q_{\text{总}}} &= \frac{C_{\text{总}} \sqrt{\Delta P} - (C_{\text{总}} \sqrt{\Delta P - \Delta P F_1})}{C_{\text{总}} \sqrt{\Delta P}} \\ &= \frac{\sqrt{\Delta P} - \sqrt{\Delta P - \Delta P F_1}}{\sqrt{\Delta P}} \\ &= \frac{\Delta P - (\Delta P - \Delta P F_1)}{\sqrt{\Delta P} \cdot (\sqrt{\Delta P} + \sqrt{\Delta P - \Delta P F_1})} \\ &= \frac{\Delta P F_1}{\Delta P + \sqrt{\Delta P^2 - \Delta P \Delta P F_1}} \end{aligned}$$

由于 $\Delta P^2 \gg \Delta P F_1 \Delta P$

$$\frac{\Delta Q}{Q_{\text{总}}} \approx \frac{\Delta P F_1}{2 \Delta P}$$

又

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_1 - P_2 = \Delta P F_2 + \Delta P V_1 + \Delta P V_{2-1} + \Delta P F_1 \\ &= 4.2 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

代入式 4-31 得

$$\frac{\Delta P}{Q_{\text{总}}} = \frac{0.5}{2 \times 4.2} = 0.06$$

也就是说引起流量变化仅为土 3%，由此也可看到，由于总管系统中具有其它阻力损失，当这些阻力损失与三通阀相比显著大时，三通阀工作时

的阻力变化，对流量的影响就大大减小，甚至可以忽略，这种场合三通阀的选择是简单的，采用任意特性三通阀均能满足要求。

六、汽蚀现象及其避免方法

我们知道，液体介质流经调节阀后，由于节流作用使阀后压力低于它的饱和蒸汽压时，会出现部分液体汽化的闪蒸现象。汽蚀现象是因闪蒸后出现的一种对阀芯、阀座具有极其严重损伤的现象，它可从图4—12得到说明。

阀前压力 P_1 的液体，流经阀芯、阀座节流处时，速度突然增加而压力骤然下降，当 P_2 下降到饱和蒸汽压以下时，液体中即产生气泡出现闪蒸，这种现象影响液体计算公式的正确性，但对阀芯并无损伤。若产生闪蒸后， P_2 不是保持在饱和蒸汽压以下，而离开阀芯、阀座节流处后又急骤回升，

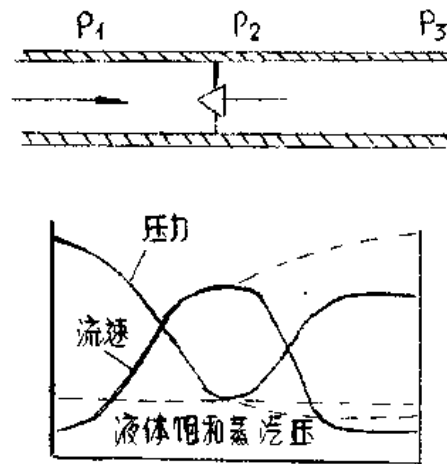


图4—12

此时产生的气泡就会破裂，这种破裂时产生的冲击力可达每平方厘米几百公斤

斤之大，因此会产生严重冲击损伤阀芯表面

合成氨系统中，透气的液位调节阀，其阀上压差约为 500 kgf/cm^2 左右，就是由于这种汽蚀作用，阀芯被严重的损坏，一般材料只能使用一、二个星期，阀芯就会严重磨损使高压调节阀严重冲漏，即使采用高硬度的轴瓦的也只能使用一、二个月。目前高压阀采用的是硬质合金 YG6X (WC 94% Co 6%)，具有极高的硬度 $R_C = 91$ ，约可使用半年左右，由此可见这种损伤的严重，因此在选用调节阀时应该尽可能避免汽蚀的产生。

避免汽蚀产生的根本方法，是不使调节阀使用压差大于最大允许压差。据资料介绍不产生汽蚀的最大压差以下式计算：

$$\Delta P_a = K_C (P_1 - P_0) \quad \dots \dots \dots 4-52$$

其中： K_C 为汽蚀系数，因介质种类、阀芯形状、阀体结构和流向而不同。介质为水时，一般单、双座阀当流动方向为底进时， $K_C = 0.65$ ，但反向时 $K_C = 0.25 \sim 0.65$ ，口径越大 K_C 值越小（对其它介质尚未获得有关资料，可按此值近似计算）。

P_1 为入口压力 kgf/cm^2 （绝对压力）

P_0 为入口温度时的饱和蒸汽压 kgf/cm^2 （绝对压力）

为使调节阀不在汽蚀条件下工作，必须使选用的压差 $\Delta P \leq \Delta P_a$ ，也即虽然产生闪蒸而无严重汽蚀。若工艺必须使 $\Delta P > \Delta P_a$ ，则可以采用串联两个以上的调节阀使 $\Delta P \leq \Delta P_a$ ，而避免产生汽蚀。

另外从经验知道：

1、当阀上压差 $\Delta P \leq 27 \text{KPa}$ ($C \leq 0.6$)，即便 $\Delta P = 27 \text{KPa}$ ，虽会产生侵蚀现象损伤也并不严重，因此仍然可以使用。

2、对于角形阀，底进时损伤的主要部位是阀芯密封面。而侧进时损伤部位在阀芯头部与阀座上，因此从实际使用出发，高压差情况下，采用侧进变装方式和底进相比，可以延长阀芯使用寿命。

七、流动方向对C值的影响

除了蝶阀和隔膜结构上完全对称外，目前有的其他结构的调节阀都是不对称的。当改变流动方向后，由于流路的变化会引起C值的变化，因此在使用中不但应该注意到方向变化会引起不平衡力的变化，还应当考虑到对C值的影响。各类调节阀的正常流向均为使阀芯打开的方向。一般生产厂也仅提供正常流向时的流通能力和流量特性，当反向使用时，即流体使阀芯关闭方向流动时，调节阀的流通能力都会增大，流量特性也发生畸变而不能保证，因此使用时应引起注意。

从第二章分析已经知道，由于不平衡力的作用，在关闭阀芯流动方向工作时，会出现严重的不稳定，因此除角形阀在高压降时采用，一般不推荐使用。但是当现场使用发现阀门偏小，而又无合适的阀门条件可以代用时，那麽可以用改变流动方向增大流通能力的方法暂时解决困难。

毛主席语录

马克思主义的哲学认为十分重要的问题，不在于懂得了客观世界的规律性，因而能够解释世界，而在于拿了这种对于客观规律性的认识去能动地改造世界。

第五章 安装、维护

第一节：气动调节阀的安装：

气动调节阀应安装在便于调整、检查、拆卸的地方。在保证安全生产的同时也应考虑节约投资，整齐美观。

一、气动调节阀的安装位置及注意事项：

1、气动调节阀最好正立垂直安装于水平管道上，在特殊情况下，需要水平或倾斜安装时，除小口径调节阀外，一般要加支撑。

2、气动调节阀应安装在靠近地面或楼板的地方。在管道标高大于2米时，调节阀不应安装在平台上，以便于维护检修。

3、为了检修拆卸方便，调节阀阀体中心线与地面的距离不得小于表5-1中H₃的高度。见图5-1所示。对于气开式的调节阀H₃高度应适当大一些，以便于取下阀芯。

4、为了避免膜片受热老化、管线接洽方便，以及能在原位取下顶部膜头等情况，考虑调节阀上膜盖与其它载热体及上部管道距离（保温后的净空）应大于

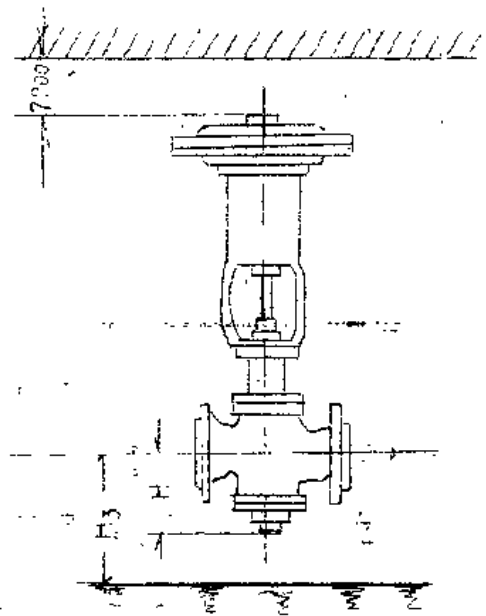


图5-1 地面或楼板

200 mm (见图5-1), 同时调节阀应尽量安装在靠近工艺管线的正下方, 以免管路阀门内介质泄漏在调节阀上。

表5-1: (ZMAN型)

公称通径 Dg (mm)	H ₁ (mm)	H ₃ (mm)	Pg16 kgf/cm ² 重量 kgf	Pg64 kgf/cm ² 重量 kgf
25	120	400	30	34
32	120	400	32	35
40	140	400	38	48
50	145	400	42	52
65	190	450	76	85
80	210	500	92	115
100	220	500	110	135
125	270	550	175	200
150	280	550	210	254
200	320	600	280	309
250	450	700		
300	465	700		

5、气动调节阀应安装在温度适中, (环境温度不高于+60°C和不低于-4°C) 并远离连续振动的设备。

6、当生产现场有检测仪表时, 调节阀应尽量与其靠近, 以便于调整。在不采用阀门定位器时, 建议在膜头上装一个小压力表, 以指示调节阀来的信号压力。

7、要注意工艺过程对调节阀位置的要求, 如常压分馏塔到汽提塔侧线上流量

调节时的调节阀，应靠近气提塔，以保证气提塔的液体出口处有一段液柱(如图5-2a)；又如当高位槽出口流量调节时，调节阀应装得低一些，以减少液面波动时对调节阀工作的影响，使调节稳定；当高位槽进行液面调节时，则应使调节阀装得高一些，以保证调节灵敏(如图5-2b)。

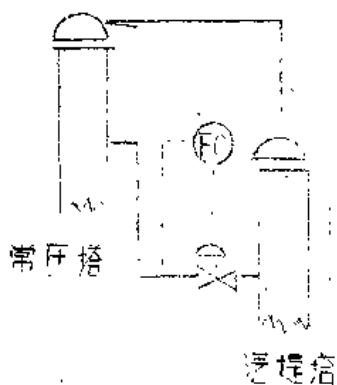


图5-2a

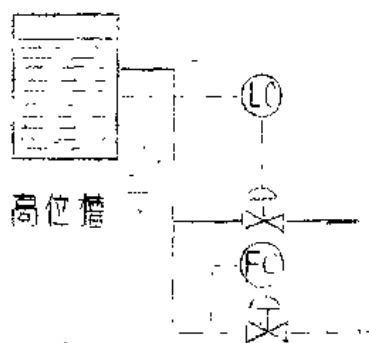


图5-2b

二 气动调节阀的旁路

1. 旁路的选择原则

气动调节阀在调节系统失灵或调节阀本身发生故障时，为了不因调节阀不能工作而造成停车和发生安全事故，影响正常生产，一般情况下都需要安装旁路。但在下述特殊场合也可以不用旁路。

- (1) 在两台互为备用的设备装有两台调节阀时；
- (2) 在调节阀用于生产过程必须自动操作不能手动操作的场合；
- (3) 采用手轮机构的场合；

2. 旁路阀与切断阀

(1) 旁路阀与切断阀的大小：

调节阀装有旁路时，在调节阀两边应装切断阀，在副线上应装旁路阀。

表 5-2

工艺管道直径 切断阀 调节阀	15	20	25	40	50	80	100	150	200	250	300
15	15/15	20/20	25/25	40/40							
20		20/20	25/25	40/40	50/50						
25			25/25	40/40	50/50	50/50					
32				40/40	50/50	50/50					
40					50/50	50/50	80/80				
50					50/50	80/80	80/80	100/100			
65						80/80	100/80	100/100			
80						80/80	100/80	100/100	150/150		
100							100/100	150/100	150/150	200/200	
150								150/150	200/150	200/200	250/250
200									200/200	250/200	250/250
250										250/250	300/250
300											300/300

以便进行手动操作。切断阀与旁路阀的大小，一般都与工艺管道直径相同；在工艺管道直径较大，调节阀口径又小于工艺管道直径很多时，为了节约投资及手动操作时调节方便，切断阀或旁路阀的口径可以适当选小些。如表 5-2 所示。

2. 旁路阀的形式：

在调节阀停用时，需手动操作旁路阀进行流量调节，故旁路阀的型式一般采用球阀，Dg100 以上可以选用闸阀。

3. 调节阀的型式

一般选用闸阀，因为闸阀阻力小，而且关闭严密。

3. 调节阀的大小头：

调节阀的口径与工艺管径不同时，为了便于安装，需用大小头。

在选用大小头时，要求大小头本身所造成的附加阻力损失减至最小，以免引起调节阀 C 值的降低，同时还要考虑安装和拆卸方便，故大小头不能太短。

调节阀大小头的安装方式有以下几种：

(1) 调节阀用丝扣连接时，大小头大的一端与活接头连接，另一端直接以丝扣旋入调节阀，这种情况适用于较小的调节阀，如图 5-3 a。



图 5-3 a

(2) 调节阀用法兰连接时，大小头小的一端与调节阀法兰处连接，大小头另一端与管道或三通法兰连接，或者焊接，或者焊接，这种方法使用最广，如图 5-3 b。



图 5-3 b

(3) 附加的短管装在大小头和法兰之间，便于取下法兰的螺栓，如图 5-3 c。



图 5-3 c

(4) 偏心大小头便于管线放空，并可防止在大小头的死角内生成沉积物，如图 5-3 d。

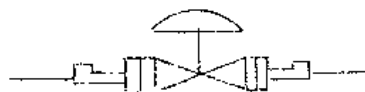


图 5-3 d

4. 放空阀

调节阀要不要放空阀，须根据介质特点及工艺操作情况而定，一般对腐蚀性、粘堵、价格昂贵的介质以及高压的情况，建议安装放空阀。

(1) 放空阀一般都装在调节阀进口之前，也可以装在调节阀出口之后或者直接安装在阀的下盖上，（用短管同下阀盖塞子连接）安装图见图5-4。

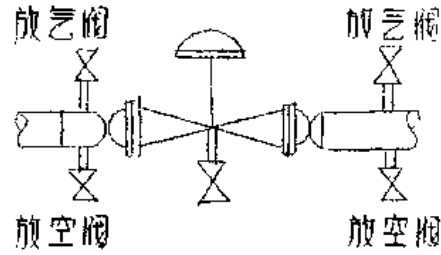


图 5-4

2. 放空阀的作用。

- a. 放尽残液；
- b. 冲洗阀体内部及管道；
- c. 作为测压点和取样点。

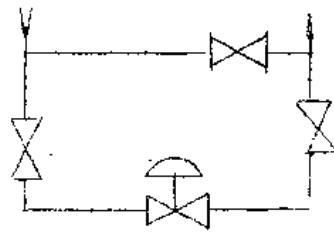
3. 放空阀除工艺管线 $D_g \leq 15$ 者同管径外、其余一律用 $D_g = 20$ 的闸阀。

5. 调节阀，切断阀，旁路阀的组合安装方式：

调节阀、切断阀、旁路阀的组合安装方式应视工艺配管和旁路阀的操作要求而定，但应十分注意避免应力过多的集中在调节阀的阀体上，这样有利于调节阀的拆卸检修和延长调节阀的使用寿命。常见的几种基本安装形式见图5-5。

方案A：

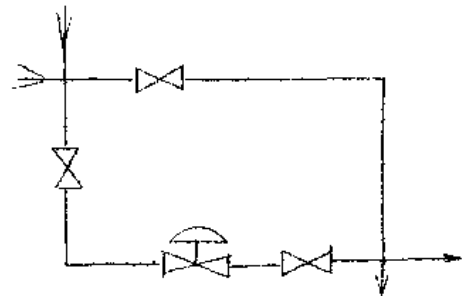
这种形式比较好，布置紧凑，占地面积小，便于拆卸，适用于工艺管线标高较高的场合。



方案A

方案B：

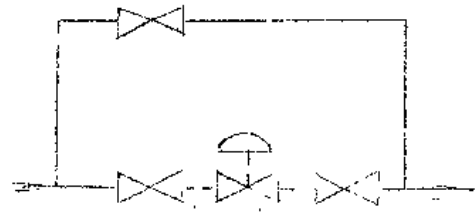
这种形式也比较好，便于拆卸，占地面积比（A）大。



方案B

方案C:

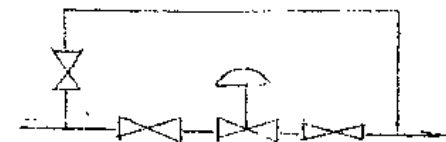
这种形式过去被习惯采用，旁路可以自动放空，但由于两个切断阀与调节阀在一根管线上，难于拆卸和安装，并且所占空间较大。



方案C

方案D:

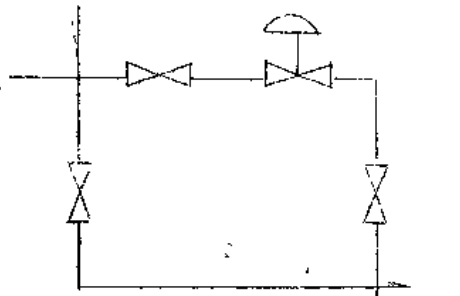
从所占空间大小，拆卸安装等方面看与方案C有同样缺点，并且旁路上有死角，故不建议采用。



方案D

方案E:

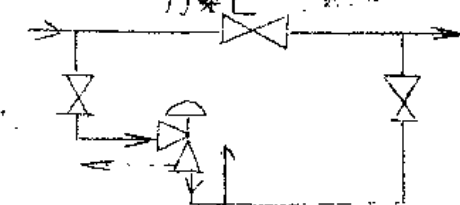
布置稍大，但调节阀可能装得太高，适用于较小的调节阀。



方案E

方案F:

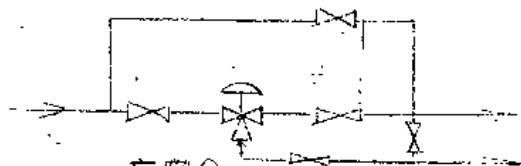
常用于侧进底出的角阀，旁路可以自动放空；也可以用于底进侧出的角阀，介质流向与侧进底出的相反。



方案F

方案G:

此方法用于合流的三通阀，旁路装一个或两个由工艺要求而定。



方案G

方案H:

此方法用于分流的三通阀，旁路装一个或两个也由工艺要求而定。



方案H

第二节 气动调节阀的维修

气动调节阀的正常工作及经济使用，与维修检修有很大关系。如果不重视阀的维护检修，将使调节阀的工作性能变坏而直接影响阀的使用寿命，这不仅影响正常的工艺生产，甚至还可能造成严重的生产事故，给社会主义建设带来损失，因此对调节阀实行经常的维护和定期检修是十分必要的；尤其是对于工艺介质特殊，操作条件恶劣的场合，更要注意这一点。

一、气动调节阀检修时重点检查的部位：

1、阀体内壁：

对于调节阀使用在高压差和有腐蚀性介质的场合，阀体内壁、隔膜阀的隔膜经常受到介质的冲击和腐蚀，必须重点检查耐压、耐腐的情况。

2、阀座

调节阀在工作时，因介质渗入，固定阀座用的螺纹内表面易受腐蚀而使阀座松动，检查时应注意。

3、阀芯

阀芯是调节阀工作时的可动部件，受介质的冲刷最为严重，检修时要认真检查阀芯各部是否腐蚀、磨损，特别是高压差的情况下，阀芯的磨损因汽蚀现象更为严重，应予以注意。阀芯损坏严重时应进行更换。另外还应注意阀杆是否也有类似的现象，可与阀芯连接松动等。

4、执行机构中薄膜和“O”型密封圈是否有老化、裂损。

5、密封填料：

如采用聚四氟乙烯填料，应注意老化和配合面是否损坏，必要时应予更换。

当采用石棉绳做填料时要经常加润滑油。

二、气动调节阀安装前的检查项目

这两种情况。

1. 在变装新的调节阀时，虽然制造厂在出厂前进行了校验，但由于出厂后的运输、搬动，使调节阀的性能受到一些影响，因此调节阀在安装以前要进行以下几项检查。

(1) 外观的检查：是否有破损和螺丝松动的现象。

(2) 对调节阀以下主要性能指标进行校验。（测试方法见附录调节阀校验大纲）。

(a) 始终点偏差；

(b) 全行程偏差；

(c) 阀杆正反行程允许偏差；

(d) 灵敏限；

(e) 阀座关闭的泄漏（在要求严格的场合进行）。

2. 调节阀大修以后，主要性能指标都有所变动。在变装以前，应进行以下几项校验。（测试方法及测试设备见附录校验大纲）

(a) 始终点偏差；

(b) 全行程偏差

(c) 非线性偏差

(d) 阀杆正反行程允许偏差；

(e) 灵敏限

(f) 阀座关闭时允许泄漏量；

(g) 密封填料函及其他连接处的泄漏

(h) 薄膜气室及活塞气缸的密封试验

(f) (g) 两项在试验设备不全时可以用简易的方法代替以上试验。（见校验大纲）。

三 气动调节阀常见的故障

	现 象	产 生 故 障 的 原 因
阀 不 动 作	无信号、无气源	(1) 压缩机电源或压缩机本身的故障 (2) 气源总管泄漏
	无信号，有气源	(1) 调节器的故障 (2) 信号管线漏 (3) 调节阀膜片或活塞密封环漏 (4) 定位器波纹管漏
	定位器有无气源，信号	(1) 过滤器堵塞 (2) 减压阀故障 (3) 管道，接头处泄漏或者堵塞
	定位器有气源但没有输出	(1) 定位器中放大器的恒节流孔堵塞 (2) 压缩空气中有水分，聚积于放大器球阀处
	有信号仍无动作	(1) 阀芯与衬套或阀座卡死 (2) 阀芯脱落（销子断了） (3) 阀杆弯曲或折断 (4) 执行机构故障
阀不 的稳 动定 作	气源压力经常变化	(1) 压缩机容量太小 (2) 减压阀故障
	信号压力不稳定	(1) 控制系统的时间常数 ($T=RC$) 不适当 (2) 调节器的故障

阀的 动作 不 稳定	气源 信号压力一定，但调节阀动作仍下稳定。	<ol style="list-style-type: none"> (1) 定位器中放大器球阀受微粒或垃圾等磨损，使球阀关不严，耗气量特别增大时会产生输出振荡。 (2) 定位器中放大器的喷嘴挡板不平行，挡板盖不住喷嘴。 (3) 输出管线漏气 (4) 执行机构刚性太小，流体压力变化造成推力不足。 (5) 阀杆摩擦力大
阀产生 振荡 (有 响声)	调节阀接近全闭位置时的振动	<ol style="list-style-type: none"> (1) 调节阀选大了，常在小开度时使用 (2) 单座阀介质流动方向与关闭方向相同
	调节阀任何开度都振动	<ol style="list-style-type: none"> (1) 支撑不稳 (2) 附近有振动源 (3) 阀芯与衬套的磨损
阀的 动作 迟 钝	阀杆往复行程时动作迟钝	<ol style="list-style-type: none"> (1) 阀体内有泥浆或粘性大的介质，堵塞，结焦。 (2) 聚四氟乙烯填料变质硬化，或石墨石棉填料的润滑油干燥。 (3) 活塞式执行机构中活塞密封环的磨损
	阀杆单向动作时动作迟钝	<ol style="list-style-type: none"> (1) 气动薄膜执行机构中膜片泄漏和破损 (2) 执行机构中“O”型密封圈泄漏。

阀的泄漏量大	阀全闭时泄漏量大	(1) 阀芯被腐蚀、磨损。 (2) 阀座周围的螺丝被腐蚀
	阀达不到全闭位置	(1) 介质压差很大，执行机构的刚性小了 (2) 阀体内有异物 (3) 衬套烧结
	填料部分及阀体密封部分的渗漏	(1) 填料盖没压紧 (2) 采用石墨石棉填料的场合润滑油干燥 (3) 采用聚四氟乙烯作填料时，聚四氟乙烯老化变质。 (4) 密封垫被腐蚀
	可调范围变小	阀芯被腐蚀，使 Q_{min} 变大。

附录一：

C 和 C_v 的比较：

$$C = Q \sqrt{\gamma / \Delta P}$$

式中单位： Q —米³/时；

γ —介质比重（水=1）；

ΔP —公斤/厘米²。

$$C_v = Q \sqrt{\gamma / \Delta P}$$

式中单位： Q —加仑/分钟；

γ —介质重度（水=1）；

ΔP —磅/英吋²；

单位换算：

1 加仑/分钟 = 3.79 升/分钟；

1 磅/英吋² = 0.07 公斤/厘米²；

用公制单位代入 C_v 式得、

$$C_v = \frac{Q}{3.79} \sqrt{\frac{\gamma}{0.07 \Delta P}}$$

则: $C_v = 0.07 Q \sqrt{\gamma / \Delta P}$

上式中: Q —— 升/分

ΔP —— 公斤/厘米²

如令: $Q = 1$ 米³/时; $\gamma = 1$; $\Delta P = 1$ 公斤/厘米²;

代入 C 计算式得 $C = 1$

代入 $C_v = 0.07 Q \sqrt{\gamma / \Delta P}$ 式

$$\text{得: } C_v = \frac{0.07 \times \frac{1000}{60} \times \sqrt{1}}{\sqrt{1}} = \frac{7}{6} = 1.167$$

因此: 同流通能力的调节阀, 用公制或英制表示时, 其数值可按下换算

$$C = \frac{C_v}{1.167}$$

附录二:

关于常用气体 C 值计算公式的推导:

对于不可压缩的液体, 有如下关系式:

$$Q = C \sqrt{\Delta P / \gamma} \quad \text{左式单位: } W \text{ —— 公斤/时;}$$

$$Q \text{ —— 米}^3 \text{/时;}$$

$$\text{或: } W = C \sqrt{\Delta P \cdot \gamma}$$

$$\Delta P \text{ —— 公斤/厘米}^2;$$

$$\gamma \text{ —— 重度: 水} = 1 \text{ 克/厘米}^3;$$

气体具有可压缩性, 须乘压缩系数 ϵ 加以修正:

$$Q = C \cdot \epsilon \cdot \sqrt{\Delta P / \gamma} \quad \text{或} \quad W = C \cdot \epsilon \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \gamma}$$

在上式中， γ 单位（克/厘米³）改用公斤/标准立方米代入。另外考虑到压缩后的气体密度 γ_n ，单位应为公斤/米³，如以标准密度换算（公斤/标准米³）：

$$\gamma_n = \gamma_H \frac{P_1 \cdot 273}{(273+t) \cdot \frac{760}{736}}$$

$$1 \text{ 公斤/标准米}^3 = 10^3 \text{ 克/厘米}^3$$

代入上述计算公式：

$$W = C \cdot \varepsilon \sqrt{\Delta P \cdot \left(\frac{\gamma_n \cdot P_1 \cdot 273}{(273+t) \cdot \frac{760}{736}} \right) \cdot 10^3}$$

$$\text{即：} \gamma_n \cdot Q_H = C \cdot \varepsilon \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1 \cdot \gamma_n \cdot 273 \cdot 10^3 \cdot 736}{(273+t) \cdot 760}}$$

$$\text{即：} Q_H = C \cdot \varepsilon \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1 \cdot 273 \cdot 10^3 \cdot 736}{(273+t) \cdot 760 \cdot \gamma_n}}$$

$$\text{则：} Q_H = 514 \cdot C \cdot \varepsilon \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1}{\gamma_n \cdot (273+t)}} \quad \text{左式单位：}$$

Q_H —— 标准米³/时

γ_n —— 公斤/标准米³

t —— °C

$P_1, \Delta P$ —— 公斤/厘米²（绝压）

上式即为常用的气体公式。

附录三：

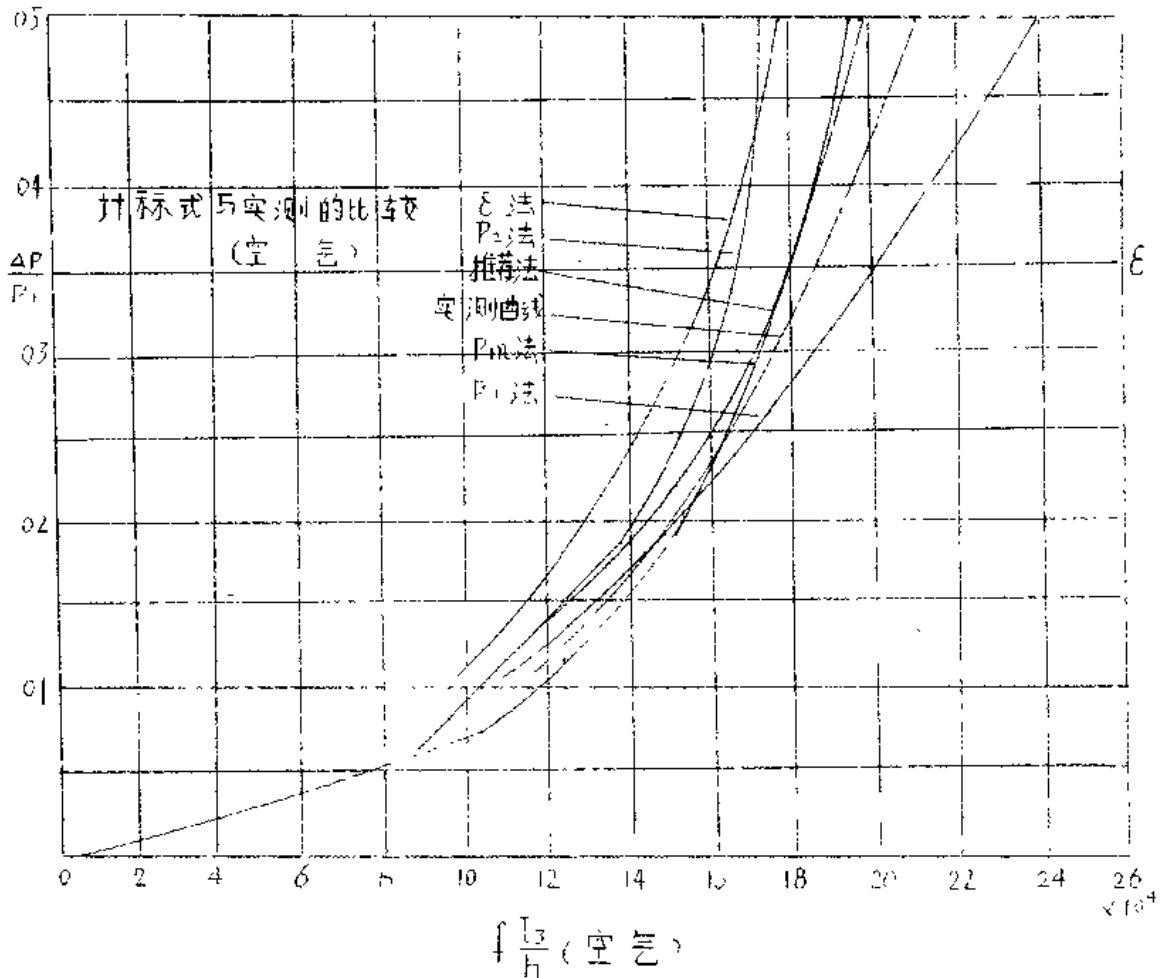
关于气体C值计算的国内外公式比较：

$$\begin{array}{l}
 \text{按前重量法: } Q = 1364 \cdot C_v \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1}{\gamma_n \cdot T}} \\
 \text{按后重量法: } Q = 1390 \cdot C_v \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_2}{\gamma_n \cdot T}} \\
 \text{按平均重量法: } Q = 1360 \cdot C_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma_n \cdot T}} \sqrt{\frac{P_1 + P_2}{2}} \\
 \text{按压缩系数法: } Q = 514 \cdot C \cdot \epsilon \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1}{\gamma_n \cdot T}}
 \end{array}
 \left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l}
 \text{单位} \\
 \text{单} \\
 \text{位} \\
 \text{单} \\
 \text{位}
 \end{array}
 \begin{array}{l}
 Q - \text{呎}^3/\text{时} \\
 P_1 - \text{磅}/\text{吋}^2 \\
 \Delta P - \text{磅}/\text{吋}^2 \\
 \gamma_n - \text{比重} (\text{空气} = 1) \\
 T - \text{F} (\text{绝对温度}) \\
 \text{单位见附录二}
 \end{array}$$

比较条件：2" 的双座阀，用空气做试验， $C_v = 57$ （相当于 $C = 48.72$ ）
 $P_1 = 100$ 磅（相当于 7.03 公斤/厘米² 绝压），然后改变 P_2 值，令 $\frac{\Delta P}{P_1}$ 分别为 $0.1, 0.2, 0.3, 0.4$ 直至达到临界状态 $\frac{\Delta P}{P_1} = 0.5$ ，根据上述公式分别计算流量，见下表：

流量 (呎 ³ /时) 采用公式	$\Delta P / P_1$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
$Q = 1364 \cdot C_v \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1}{\gamma_n \cdot T}}$		108×10^3	152.5×10^3	186.8×10^3	216×10^3	241×10^3
$Q = 1390 \cdot C_v \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_2}{\gamma_n \cdot T}}$		104.2×10^3	130×10^3	159.2×10^3	170.2×10^3	173.8×10^3
$Q = 1360 \cdot C_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma_n \cdot T}} \sqrt{\frac{P_1 + P_2}{2}}$		104.8×10^3	144.2×10^3	171.5×10^3	192.5×10^3	208.2×10^3
$Q = 514 \cdot C \cdot \epsilon \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1}{\gamma_n \cdot T}}$		97.1×10^3	133×10^3	152×10^3	166×10^3	175.7×10^3

将上述结果与实测曲线进行比较（限于本手册编制的时间和试验条件，故采用美国流量协会Fisher Governon 公司的实测曲线资料）详见下图。



比较图上各条曲线，可以看出，采用平均压力 $\frac{P_1 + P_2}{2}$ 既平均重度的计算方法比较用 P_1 、 P_2 的方法为好。这种方法在 $\frac{\Delta P}{P_1} = 0.55$ 以下时，流量偏小约 5~7%，在 0.55 时流量开始偏大，当 $\frac{\Delta P}{P_1} > 0.5$ 时，流量偏大 4~5%。考虑到调节阀使用中 $\frac{\Delta P}{P_1} > 0.5$ 的情况较多，流量偏大，则会引起阀门容量不足，从安全着眼，让流量偏小些为好。

采用压缩系数 (ε) 修正的计算方法, 是当前我国普遍采用的计算方法。观察图 1 看出, 与实测曲线偏差较大, 流量明显减少, 进一步观察 ε 计算公式的流量变化曲线。发现和实测曲线比较, 自 $\frac{P_2}{P_1} = 0.1$ 开始直至 $\frac{P_2}{P_1} = 0.5$ 流量 (Q) 均匀偏小, 则就可以设想如果对原公式用一常数进行修正, 将会得到与实测曲线非常接近的理想结果, 经计算后, 常数 K 为 1.135, 于是得到我们现在推荐的公式:

$$Q = 1.135 \times 514 \cdot \varepsilon \cdot C \sqrt{\Delta P \cdot P_1 / \lambda_n \cdot T}$$

$$\text{则 } Q = 580 \cdot \varepsilon \cdot C \sqrt{\Delta P \cdot P_1 / \lambda_n \cdot T}$$

附录四:

关于蒸汽 C 值计算的国内外公式的比较:

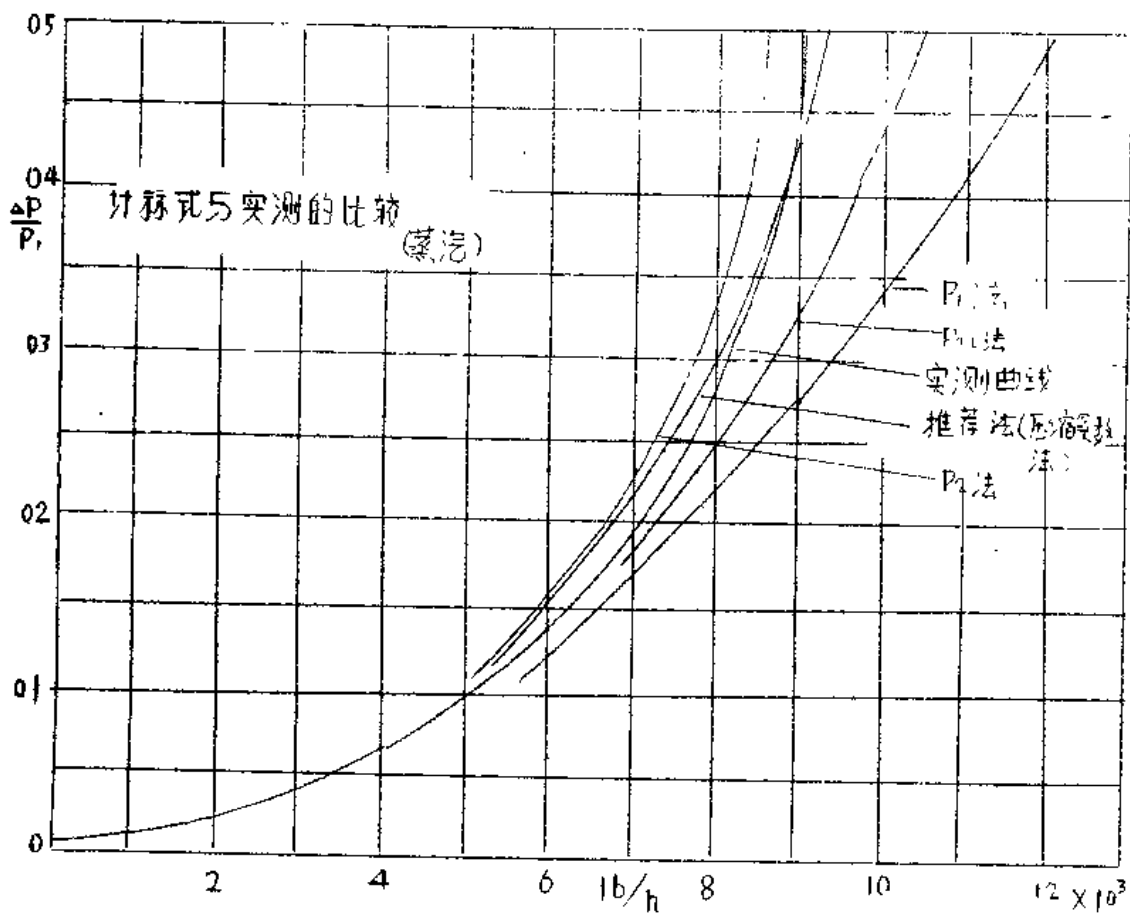
按阀前重度计算: $Q_s = 3 \cdot C_v \sqrt{P_1 \cdot \Delta P}$	} 单位	Q_s — 磅/时
按阀后重度计算: $Q_s = 3 \cdot C_v \sqrt{P_2 \cdot \Delta P}$		ΔP — 磅/时 ²
按平均重度计算: $Q_s = 3 \cdot C_v \sqrt{\frac{P_1 + P_2}{2} \cdot \Delta P}$		P_1 — 磅/时 ²

按压缩系数计算: $Q_s = 31.6 \cdot C \varepsilon \sqrt{\Delta P \cdot \lambda_n}$, 单位: Q_s — 公斤/时
 λ_n — 公斤/米³
 ΔP — 公斤/厘米²

比较条件: 2" 的双座阀 $C_v = 57$ (相当于 $C = 48.72$), 用空气做试验, $P_1 = 100$ 磅/时² (相当于 7.03 公斤/厘米² 绝压), 然后改变 P_2 值, 令 $\frac{P_2}{P_1}$ 分别为 0.1; 0.2; 0.3; 0.4; 直至达到临界状态 $\frac{P_2}{P_1} = 0.5$ 。根据上述公式分别计算流量。见下表。

流量 (磅/时)	$\Delta P / P_1$					
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
采用公式						
$Q_s = 3 \cdot C_v \sqrt{P_1 \cdot \Delta P}$		5410	7650	9375	10820	12100
$Q_s = 3 \cdot C_v \sqrt{P_2 \cdot \Delta P}$		5120	6830	7830	8380	8550
$Q_s = 3 \cdot C_v \sqrt{\frac{P_1 + P_2}{2} \cdot \Delta P}$		5270	7250	8640	9660	10490
$Q_s = 31.6 \cdot C \cdot \epsilon \sqrt{\Delta P \cdot \gamma_1}$		5170	7000	8140	8860	9340

将上述结果在直角坐标上与实际曲线进行比较（限于本手册编制的时间和试验条件，故采用美国流量协会 Fisher Governor 公司的实际曲线资料）详见下图。



从比较图上看，用压缩系数 ε 进行修正的方法较其他三种方法误差最小，在 $\frac{\Delta P}{P_1} < 0.45$ 时，流量仅偏小 1%，在 $\frac{\Delta P}{P_1} = 0.5$ （临界速度）时，流量偏大 1.5%，符合计量精度要求。根据比较结果，故本手册推荐用压缩系数 ε 进行修正的计量方法。

附录五：

关于蒸汽 C 值计量公式的推导：

对于不可压缩的流体应具有如下关系式（即液体的计量公式）：

$$Q = C \cdot \sqrt{\Delta P} / \rho \quad \text{米}^3/\text{时}$$

$$\text{或 } Q = C \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \rho} \quad \text{吨}/\text{时}$$

上述关系式应用在蒸汽场合应考虑以下几点：

1、蒸汽系可压缩的流体，被压缩后体积变小引起密度变化，故应乘以压缩系数。

2、蒸汽经调节阀节流后，因为阀后压力降低的关系，阀后重度和阀前重度不同，上面计量式中 ρ 应代为阀前重度 ρ_1 。对饱和蒸汽来讲即饱和重度，对过热蒸汽来讲即可按不同过热温度查取 ρ_1 。

3、上面公式中 ρ 单位系克/厘米³，对蒸汽重度一般以公斤/米³ 表示，
1 克/厘米³ = 10³ 公斤/米³。

故对于蒸汽，上式应为：

$$Q_s = \varepsilon \cdot C \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \rho_1 \cdot 10^3}$$

$$\text{即 } Q_s = 31.6 \cdot \varepsilon \cdot C \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \rho_1}$$

上式即为常用的蒸汽调节阀 C 值计量公式。

附录六：

关于国内外各种粘度修正方法的比较：

1、苏联目前应用的方法，系根据雷诺数和阻力系数进行修正的。大致步骤

如下：

- (1) 根据工艺条件流量 (Q) 压差 (ΔP) 以及比重 (λ) 求出不考虑粘度修正时的流通能力 C₁;
- (2) 按 C₁ 查 C 值的系列标准, 得到 C' 值 同时得到调节阀的公称通径 D_g;
- (3) 求阻力系数 ξ, 并标出 lg ξ 值

$$\xi = \left(\frac{5.04 F}{C'} \right)^2 F = D_g^2 \cdot 0.785 \quad (D_g \text{——以厘米代入})$$

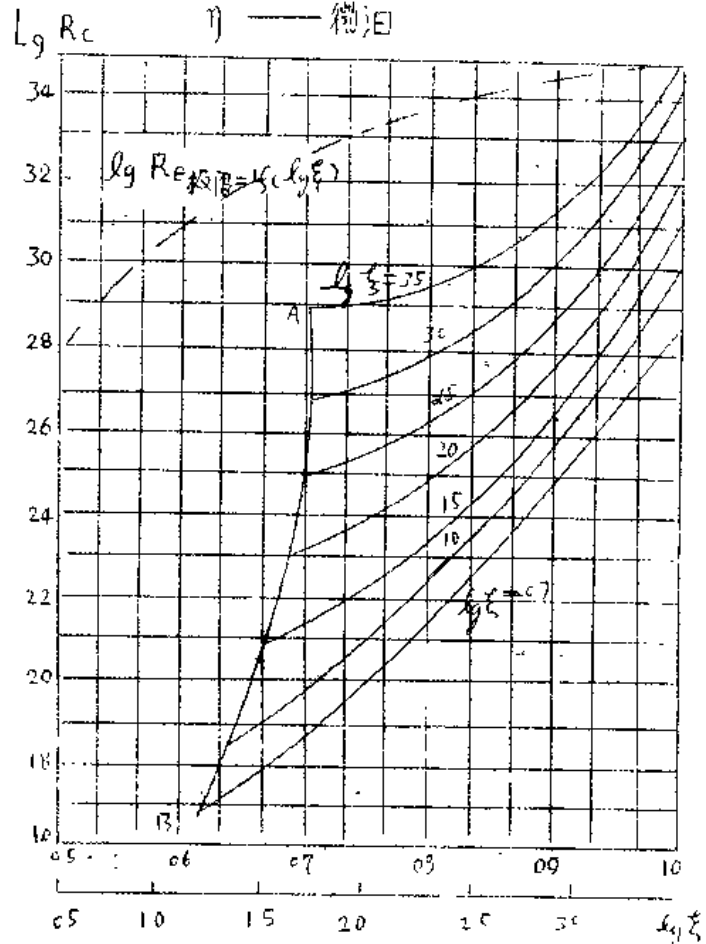
- (4) 求雷诺数 Re, 并标出 lg Re 值:

$$Re = 354 \times 10^4 \frac{Q \cdot \gamma}{D \cdot \eta} \text{ 单位: } Q \text{——米}^3 / \text{时}$$

γ —— 公斤/米³

D_g —— 毫米

η —— 粘泊



雷诺数 Re 对粘度修正
系数 ξ 的关系图

1. 根据 Q 和 Re 查上图得粘度修正系数 k_v :

2. 求实际的流通能力 C 值为 $C = \frac{C_v}{k_v}$

3. 美国目前普遍推荐的方法——采用并标雷诺数进行校正，其步骤如下：

(1) 按工艺条件 Q 、 ΔP 求出下考虑高粘度情况下的 C_v ；

(2) 求雷诺数（即粘性指数 I_v ，表示）：

$$I_v = 44000 \sqrt{C_v \cdot \nu}$$

单位： Q — 米³/时

ν — 厘米²/秒（运动粘度，同）

或者：

$$I_v = 205000 Q / \sqrt{C_v \cdot \nu} \quad \text{单位： } Q \text{ — 米}^3/\text{时}$$

ν — 运动粘度 SSU

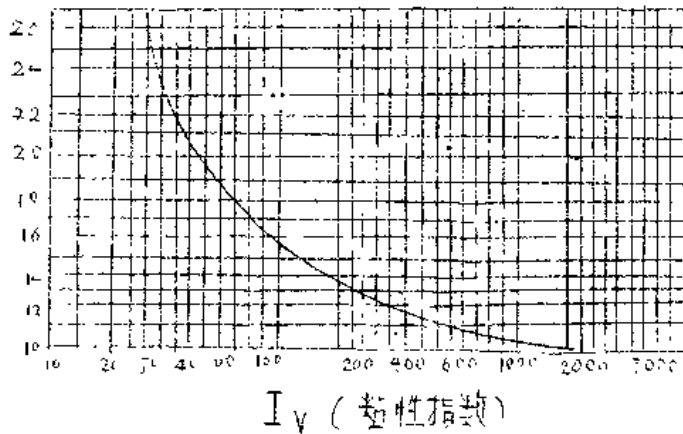
(3) 按下图查得粘度修正系数 k_v

(4) 求 C_v 的正确值：

$$C_v = C \cdot k_v$$

3. 国外采用的另一种方法：即本手册中所推荐的方法，前已述，此从略。

4. 日本介绍的一种方法：



$$C_v = 0.732 Q \sqrt{\frac{\lambda}{\Delta P}} (\lg \frac{\lambda}{\Delta P} - 1.37) \text{ 单位: } Q \text{ 米}^3/\text{时}$$

) 重量 (水=1)
 ΔP — 公斤/厘米²
 ν — 运动粘度 S、U

为了鉴别上述四种方法的差异，我们用两个实例进行比较。

第一个例子：

条件：Q—— 20 米³/时， λ —— 1.6 克/厘米³

ΔP —— 0.5 公斤/厘米²

粘度 2000 S、U (即 790 厘泊，亦即 440 厘沱)

结果：第一种方法：C = 42.8 (为比较方便，换算成 $C_v = 12.8$
 $\times 0.17 = 50.12$)

第二种方法：C_v = 52

第三种方法：C_v = 57.7 (单座阀)

第四种方法：C_v = 62.5

第二个例子：

条件：Q 150 加仑/分 λ 0.92 ΔP 40 磅/时²

粘度—— 340 S、U (即 67.4 厘泊，亦即 73.27 厘沱)

结果：第一种方法：计算结果 $\phi = 1$ 可不予修正；

第二种方法：计算结果 $k_v = 1$ 可不予修正；

第三种方法：F_v = 1.05，C_v = 23.95 (单座阀)

第四种方法：C_v = 30。

比较结果，我们从以下三方面分析，推荐用第三种方法进行粘度修正计

算：

1. 方法一、方法四较复杂。方法三、方法二比较简单。但方法三的修正范围大。

2. 第二种方法在控制阀节流系列中， C_v 和 D 的关系的平均值用 $D = \frac{\sqrt{C_v}}{1.2+5}$ 代入雷诺数表达式，得到 Re 与 C_v 的关系，因此是近似的。

除单座阀对双座、角形、隔膜等阀，其 C_v 和 D 的关系与上述平均值不一样，因此都会带来误差。对我国调节阀的 C 系列，更会带来误差，故仅能近似计算。而第三种方法虽然和第二种方法同原理但流量概念换算 $D = [Q = (\frac{\pi D^2}{4} \cdot W_{流速})]$ 毫无误差，并考虑到流动状态相异（即座间冲刷不同）可进行计算，因此具有较高的精确性。

根据以上比较，我们推荐用第三种方法对高粘度介质的 C 值进行计算。

附录 A:

关于高粘度液体 C 值计算公式的推导:

本手册所推荐的粘度修正公式为:

对单座阀等: $Re = 70000 Q (\text{米}^3/\text{时}) / \sqrt{C} \cdot \nu$ (厘泊)

对双座阀: $Re = 49300 Q (\text{米}^3/\text{时}) / \sqrt{C} \cdot \nu$ (厘泊)

上列两公式实质上是粘性液体雷诺数的对换式，仅仅是将 Re 与 D_g 的关系用 Re 和 C 的关系代入。详细导出如下:

流动液体的雷诺数按下式求得:

$$Re = 3530 \cdot Q / D_g \cdot \nu \quad \text{V 单位 } Q \text{ —— 米}^3/\text{时}$$

D_g —— 公称通径; 毫米

ν —— 运动粘度, 泊 (厘米²/秒)

下面应用速度 (W) 的概念, 先导出 D_g 和流通能力 C 的关系:

$$\therefore \frac{\pi}{4} Dg^2 = F$$

$$F \cdot W = Q$$

$$\therefore Q = \frac{\pi}{4} F g^2 W$$

$$\therefore Dg = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{W}}$$

式中单位：Dg —— 米

Q —— 米³/时

W —— 米/时

$$\text{亦即：} Dg \text{ (毫米)} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q \text{ (米}^3\text{/时)}}{\pi W \text{ (米/时)}}} \cdot 1000$$

上式中流速 W (米/时) 应这样求得：

∵ 液体通过节流口后产生的压力损失 h (米) 应为：

$$h \text{ (米)} = \frac{W^2 \text{ (米/秒}^2\text{)}}{2g \text{ (米/秒}^2\text{)}}$$

$$\therefore W \text{ (米/秒)} = \sqrt{2g \text{ (米/秒}^2\text{)} \cdot h \text{ (米)}}$$

$$\text{则 } W \text{ (米/时)} = \left[\sqrt{2g \text{ (米/秒}^2\text{)} \cdot h \text{ (米)}} \right] \cdot 3600$$

$$2. \therefore h \text{ (米)} = \frac{\Delta P \text{ (公斤/米}^2\text{)}}{\gamma \text{ (公斤/米}^3\text{)}}$$

$$\therefore W \text{ (米/时)} = \left[\sqrt{2g \text{ (米/秒}^2\text{)} \cdot \frac{\Delta P \text{ (公斤/米}^2\text{)}}{\gamma \text{ (公斤/米}^3\text{)}}} \right] \cdot 3600$$

$$\text{即 } W \text{ (米/时)} = \left[\sqrt{2g \text{ (米/秒}^2\text{)} \cdot \frac{\Delta P \text{ (公斤/厘米}^2\text{)} \cdot 10^4}{\gamma \text{ (克/厘米}^3\text{)} \cdot 10^3}} \right] \cdot 3600$$

$$\text{即 } W(\text{米/时}) = \left[\sqrt{20g(\text{米/秒}^2) \cdot \frac{\Delta P(\text{公斤/厘米}^2)}{\gamma(\text{克/厘米}^3)}} \right] \cdot 3600$$

将上式 $W(\text{米/时})$ 代入 $D(\text{毫米})$ 公式:

$$D_g(\text{毫米}) = \sqrt{\frac{4 \cdot Q(\text{米}^3/\text{时})}{\pi \cdot W(\text{米/时})}} \cdot 1000$$

$$\text{即 } D_g(\text{毫米}) = \sqrt{\frac{4 \cdot Q(\text{米}^3/\text{时})}{\pi \cdot \left(\sqrt{20g(\text{米/秒}^2) \cdot \frac{\Delta P(\text{公斤/厘米}^2)}{\gamma(\text{克/厘米}^3)}} \right) \cdot 3600}} \cdot 1000$$

$$= \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot 20 \times 9.81 \times 3600}} \cdot \sqrt{\frac{Q(\text{米}^3/\text{时})}{\frac{\Delta P(\text{公斤/厘米}^2)}{\gamma(\text{克/厘米}^2)}}} \cdot 1000$$

$$\therefore \sqrt{\frac{Q(\text{米}^3/\text{时})}{\frac{\Delta P(\text{公斤/厘米}^2)}{\gamma(\text{克/厘米}^2)}}} = C$$

$$\therefore D_g(\text{毫米}) = \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot 20 \times 9.81 \times 3600}} \cdot \sqrt{C} \cdot 1000$$

$$= \sqrt{\frac{1}{3.14 \times 14 \times 900}} \cdot \sqrt{C} \cdot 1000 = 5.03 \cdot \sqrt{C}$$

将结果 $D_g(\text{毫米}) = 5.03\sqrt{C}$ 代入雷诺数公式得:

$$Re = \frac{3530 \cdot Q}{5.03 \cdot \sqrt{C} \cdot \nu} = 700 \frac{Q}{\sqrt{C} \cdot \nu}$$

单位: Q — 米³/时

ν — 厘泊 (毫米²/秒)

将 ν 单位: 厘泊 (毫米²/秒) 代入

则 $Re = 700 \cdot \frac{Q}{\sqrt{C} \cdot \frac{V}{10^2}} \text{ (厘河)}$ 最后得:

$Re = 70000 \cdot \frac{Q}{\sqrt{C} \cdot V}$ 单位: $Q - \text{米}^3/\text{时}$
 $V - \text{厘河 (毫米}^2/\text{秒)}$

对于双座阀, 当流体进入阀体后, 分成两路, 对一个通道来讲, 流量(Q)减半, 流通能力(C)也相应减半, 所以对于双座阀:

$Re = 70000 \cdot \frac{0.5Q}{\sqrt{0.5C} \cdot V} = \frac{350000}{0.707} \cdot \frac{Q}{\sqrt{C} \cdot V}$

最后得:

$Re = 49600 \cdot \frac{Q}{\sqrt{C} \cdot V}$ 单位: $Q - \text{米}^3/\text{时}$
 $V - \text{厘河 (毫米}^2/\text{秒)}$

附录几:

关于闪蒸密度计算方法的公式推导:

设: 混合液体中气相的重量比为 X , 其重度为 G_g ,

液相的重量比为 $(1-X)$, 其重度为 G_l .

则混合流体的重度经推导为:

$G = \frac{G_l}{1 + X \left(\frac{G_l}{G_g} - 1 \right)}$ (1)

从热平衡的原理又知道

$X = \frac{i_1 - i_2}{Q}$ (2)

其中: X — 汽化的重量百分比;

i_1 — 闪蒸前 (即阀前) 饱和液体的

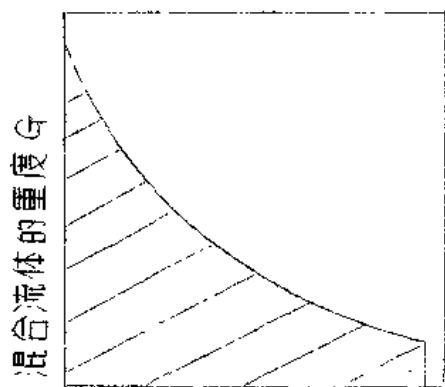
i_2 — 闪蒸后 (即阀后) 的热焓

Q — 出口温度时的蒸发潜热

将式 (2) 代入式 (1), 考虑到 $G_l \gg G_g$ 得:

$$G = \frac{G_L}{1 + \frac{i_1 - i_2}{Q} \left(\frac{G_L}{G_g} - 1 \right)} = \frac{G_L}{1 + \frac{i_1 + i_2}{Q} \cdot \frac{G_L}{G_g}} \quad (3)$$

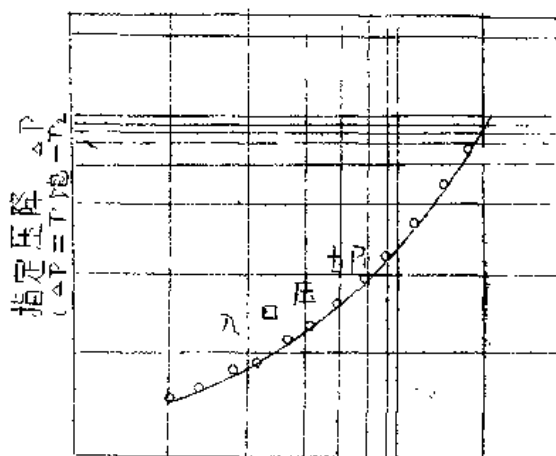
在上式中， i_1, i_2 实际决定于 P_1, P_2 。假定进口压力 P_1 为一不变值，给定出口压力 P_2 为某一数值，即可解出方程式 (3)。因此我们可以根据出口压力的增加，绘出 G 的相应变化曲线 (图 1)。从图 1 中可以清楚看出阀门产生闪蒸后，混合流体的重度 G 随着 P_2 的减小而减小。



减少出口压力 $P_2 \rightarrow$

图 1

当出口压力减少时，
混合流体重度下降。



比重与压降乘积 $\Delta P G$ 。

图 2

当阀入口压力一定时，通过阀的压

降 ΔP 与比重压降乘积 $\Delta P G$ 的关系

为了计算的方便，可将图 1 曲线变换成 $\Delta P G$ 和 ΔP 的关系曲线即图 2。对于某一入口压力 P_1 的调节阀，可以根据压降 ΔP 查取 $\Delta P G$ 值，然后代入液体并流公式 (4) 进行计算求得 C 值。

$$C = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P G}} \quad (4)$$

对于各种常用介质在不同入口压力时， ΔP 与 ΔPG 的关系曲线载于本手册第四章 4-4

附录九：气动调节阀校验大纲摘要（仅供参考）

一、始终点偏差：

要求：

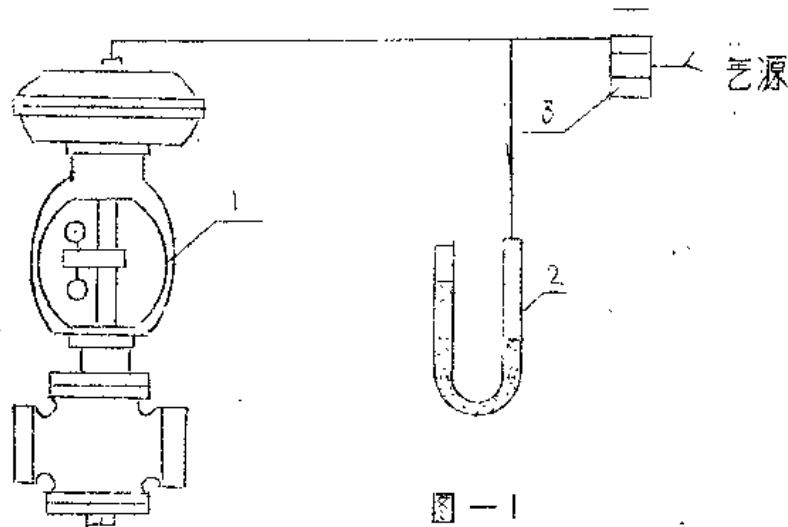
当输入薄膜气室，气缸（定位器）的信号压力由下限值 0.2 kgf/cm^2 改变到上限值 1.0 kgf/cm^2 时，阀杆应作全行程移动。各类气动调节阀，当信号压力分别为 0.2 kgf/cm^2 和 1.0 kgf/cm^2 时，其行程的允许偏差见表一。

表一

名 称	单座阀、双座阀 三通阀、角形阀		隔膜阀				高压阀		
	薄膜执行机构		活塞 执行 机构	薄膜执行机构		活塞 执行 机构	薄膜执行机构		活塞 执行 机构
	不带 定位器	带 定位器		不带 定位器	带 定位器		不带 定位器	带 定位器	
	非线性偏差%	±4	±1	±1	±10	±1	±1	±4	±1
正反行程变差%	2.5	0.5	0.5	6	0.5	0.5	2.5	0.5	0.5
灵敏限%	1.5	0.3	0.3	3	0.3	0.3	1.5	0.3	0.3
始终点偏差%	±2.5	±1	±1				±2.5	±1	±1
全行程偏差%	2.5	1	1				2.5	1	1
流通能力误差%	± 10								
流量特性误差%	± 10								

测试方法：

将 0.2 kgf/cm^2 的气压输入薄膜气室，气缸（定位器）中，增加气压直到 1.0 kgf/cm^2 使阀杆走完全行程，然后气压降至 0.2 kgf/cm^2 ，在 0.2 kgf/cm^2 和 1.0 kgf/cm^2 处测量其行程均不应超过允许值，试验装置见图—1



设备名称及规格：

- 1、百分表 10mm；
- 2、U 银管水银差压计 900 mmHg
- 3、定位器。

图(1) 始终点偏差，全行程偏差，非线性偏差，变差，灵敏限试验装置。

二、全行程偏差：

要求：

当输入薄膜气室，气缸（定位器）的信号压力由下限值 0.2 kgf/cm^2 改变到上限值 1.0 kgf/cm^2 时，阀杆应作全行程值移动。各类气关式气动调节阀，当信号压力为 1.2 kgf/cm^2 时，其全行程的允许偏差见表—1。

测试方法：

将 0.2 kgf/cm^2 的气压输入薄膜气室，气缸（定位器）中，然后增加气压直到 1.2 kgf/cm^2 使阀杆走完全行程，各类气动调节阀，全行程偏差均不应超过允许值。试验装置见图一。

三、非线性偏差：

要求：

输入信号压力引起阀杆移动的正反行程实际“压力—行程”关系与理论关系之间的允许非线性偏差应符合表一。对相应气动调节阀的规定。

测试方法：

将 0.2 kgf/cm^2 的气压输入薄膜气室，气缸（定位器）中，然后增加气压直到 1.0 kgf/cm^2 使阀杆走完全行程再将气压下降，使阀杆反向走完全行程。在阀杆升降过程中逐个记录下每增减 0.08 kgf/cm^2 的信号压力相应的行程值，其实际“压力—行程”关系与理论关系除 0.2 kgf/cm^2 和 1.0 kgf/cm^2 两点以外的最大偏差不应超过允许值，试验装置见图一。

四、阀杆正反行程允许变差：

要求：

阀杆正反行程间允许变差应符合表一。对相应气动调节阀的规定。

测试方法：

同四，实际正反“压力—行程”关系中，同一气压值下的阀杆正反行程值的最大差值不应超过允许值，试验装置见图一。

五、灵敏限：

要求：

灵敏限应符合表一。对相应气动调节阀的规定。

测试方法：

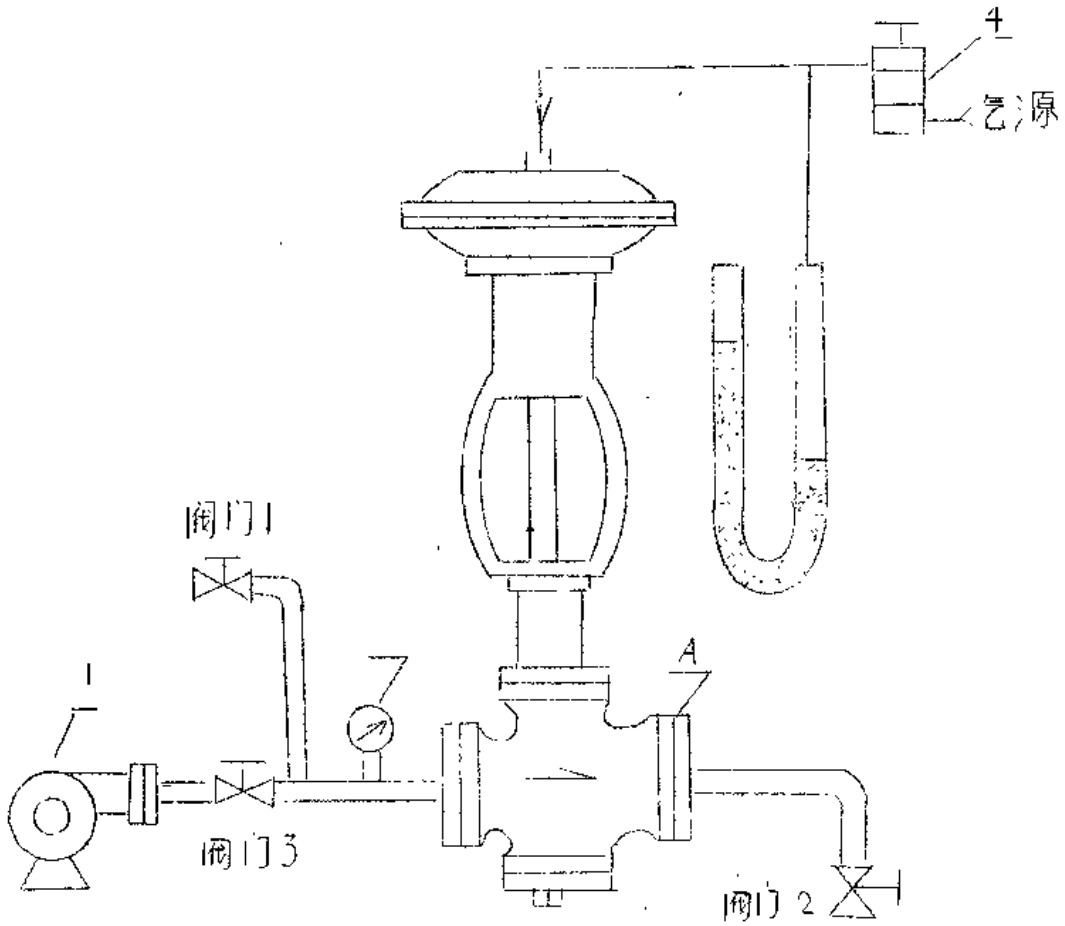
分别在信号压力为 0.3 ， 0.6 ， 0.9 kgf/cm^2 的行程处，增加和降低气压均测试当阀杆开始移动 0.01 mm 时，所需的信号压力变化值，其最大变

化值下不得超过允许值、试验装置见图一1

六、阀座关闭时允许泄漏量：

要求：

图一2、调节阀密封试验装置：



图一2

设备名称及规格：

1. 高、低压泵，压力 150 kgf/cm^2 20 kgf/cm^2
2. 压力表，量程 10 kgf/cm^2 、 6 kgf/cm^2 、 1 kgf/cm^2 2.5 级。
3. U形管水银差压计 900 mm Hg ；
4. 定值器。

注：

- (1) 阀门1为旁路阀用其调整阀前压力。
- (2) 进行第(八)条试验时应将A处用盖堵死。
- (3) 进行第(七)条试验时应打开阀门2用秒表和量杯测量漏量。

1. 隔膜阀在关闭时泄漏量应为零；
2. 双座阀在阀座关闭时其允许泄漏量接近为试验压力下最大流量的0.1%。
3. 三通阀两阀座分别关闭时，其允许泄漏量为试验压力下最大流量的0.05%；
4. 公称通径 $D_g \geq 20 \text{ mm}$ 的单座阀、角形阀、高压阀其允许泄漏量小于试验压力下最大流量的0.01%；
5. 公称通径 $D_g \leq \frac{5}{8}$ "的单座阀、角形阀在阀座关闭时在阀前加入 4 kgf/cm^2 的空气压，持续5分钟，压力下降不应大于 0.15 kgf/cm^2 。各类气动调节阀之泄漏量值如表—2所示。

测试方法：

在泄漏量试验装置上向薄膜气室或气缸中按表—3及不同作用方式输入一定气压，使阀座关闭，并将温度为室温的相应恒定水压（高压阀可采用油压），按打开阀芯的流向输入调节阀，另一端之泄漏量不应超过表附—2规定（三通阀应使两个阀座分别关闭测量其泄漏量，测试方法同上），测试装置见图—2带定值器的气动调节阀，可将信号压力直接加入定值器，测试方法与上相同。

气动调节阀洩漏量标准值

表-2

(单位: 升/分)

公称通径 Dgmm	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
双座阀	0.50	0.80	1.25	2.0	3.2	5.0	8.0	10	16	25
单座阀	0.30	0.04	0.07	0.08	0.12	0.13	0.20	0.33	0.33	0.53
三通阀	分流					0.6	0.9	1.5	1.7	2.6
	合流	0.15	0.25	0.35	0.40	0.60	1.0	1.6	1.8	2.8
角形阀	0.03	0.05	0.08	0.09	0.15	0.17	0.27	0.42	0.44	0.74
隔膜阀										
公称通径 Dgmm	2.0									
流泄能力 C	1.2	2.0	3.2	5.0	0.08	0.12	0.20	0.32	0.5	0.8
单座阀	0.006	0.011	0.017	0.026						
角形阀	0.008	0.013	0.021	0.035						
公称通径 Dgmm	5/4"									
流泄能力 C	≤ 25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
高压阀	≤ 4.0	6.3	10	16	25	40	63	100	150	250
高	0	0.1	0.16	0.25	0.4	0.63	1.0	1.6	2.5	4.0
压										
阀										

注: 1、隔膜阀 Dg15, 20 的在阀座关闭时也不允许洩漏。

2、采用聚四氟乙烯隔膜的隔膜阀, 仅在配用活塞执行机构标准系列时为全闭型。

3、洩漏量的计算公式: $Q = \frac{C\sqrt{\Delta P} \times 10^3}{60} \times 4\% \cdot S / \text{min}$

C 被测调节阀流通能力 ΔP 试验时阀前水压; A 允许洩漏率 %。

气动调节阀泄漏量试验条件

表-3

试验时 阀前压力 kgf/cm ²	公称通径 Dg mm	10																	
		3/4"	6	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200			
双座阀		10																	
单座阀	4					10		4		2								0.5	
角形阀						10		4		2								0.5	
*三通阀								4		2								0.5	
*隔膜阀					10	10	5	4	3	2	1	1	0.5	8	10	10		10	
高压阀	Pg 220 Pg 320	Pg 220		520	260	180	100	160	100	40	40	25	16	16	10	6	16	10	6
				200			64	160	25	16	16	10	6	6	4			4	2.5
信号压力	气开式	0 kgf/cm ²																	
气闭式		1.2 kgf/cm ²																	

注：1、以上试验条件均为标准系列情况下。

2、线上参数为薄膜执行机构时的试验条件，线下参数为活塞执行机构时的试验条件。

3、带有定位器时试验条件相同。

4、高压阀试验时信号压力为气开式 0 kgf/cm²，气关式 2.4 kgf/cm²。

测取其洩漏量。

(4) 该试验装置也可省去阀门 2。

七、密封填料函及其他连接处的渗漏：

要求：

密封填料函及其他连接处应保证在该气动调节阀的公称压力下，无渗漏现象。

测试方法：

在密封试验装置上将温度为室温且等于调节阀 1.1 倍公称压力的水压(或油压)，按打开阀芯流向输入调节阀一端，另一端封闭。同时活塞每分钟作 3 次往返移动，持续时间不少于 10 分钟，密封填料函及其他连接处不应有渗漏现象，试验装置见图一 2。低温调节阀应将阀体安装在低温箱内，按不同的温度要求进行试验。

八、薄膜气室及活塞气缸的密封试验：

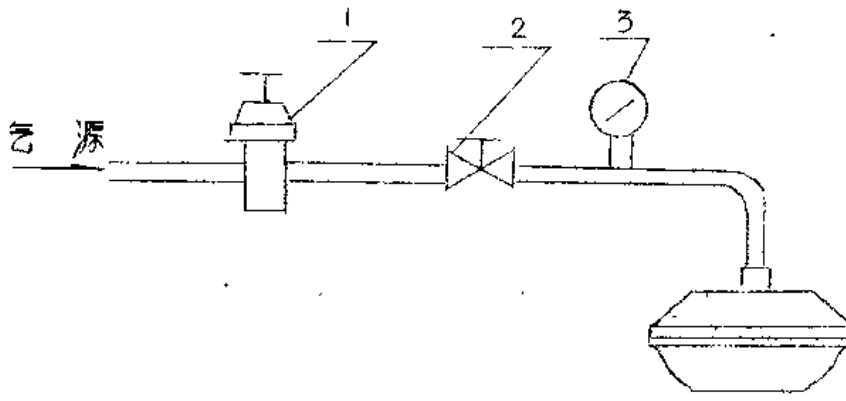
要求：

薄膜气室应在 2.5 kgf/cm^2 工作压力下工作时，不应有漏气现象。气缸应在 5 kgf/cm^2 工作压力下工作时，不应有漏气现象。

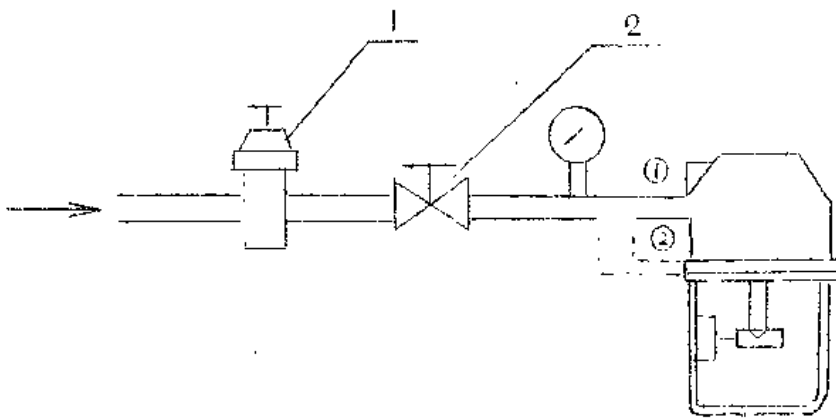
测试方法：

(1) 在密封试验装置上将 2.5 kgf/cm^2 的气压输入薄膜气室中，切断气源，在 10 分钟内，薄膜气室内压力的降低值，不应超过 0.05 kgf/cm^2 ，试验装置见图一 3a。

(2) 在密封试验装置上将 5 kgf/cm^2 的气压输入气缸的任一气室中切断气源，在 10 分钟内，气室内气压降低值，不应超过 0.1 kgf/cm^2 ，然后再同上测试另一气室的密封性。试验装置见图一 3b。



图一3 a 薄膜气室密封性试验装置



图一3 b 气缸密封性试验装置

主要设备名称及规格:

- 1、一复合式空气减压阀;
- 2、一切断阀(针阀或旋阀)口径随管线而定;
- 3、一标准压力表 0—6 kgf/cm² 精度高于0.5级。

气体 当 $P_2 > 0.5 P_1$ 时

$$C = \frac{Q}{514 \varepsilon \sqrt{\Delta P} \frac{P_1}{Y_H T}}$$

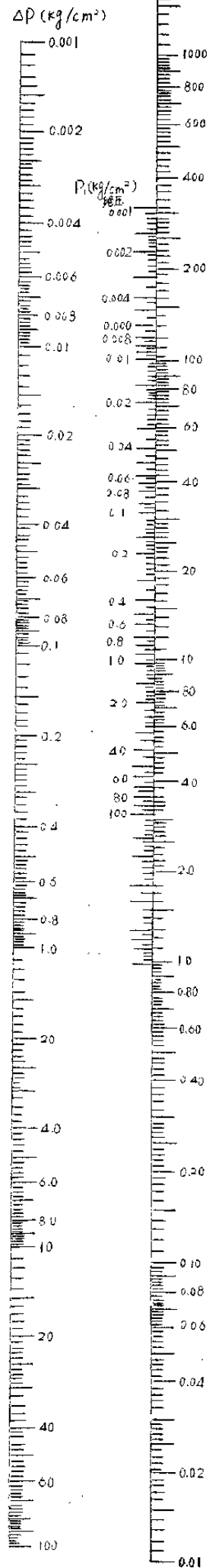
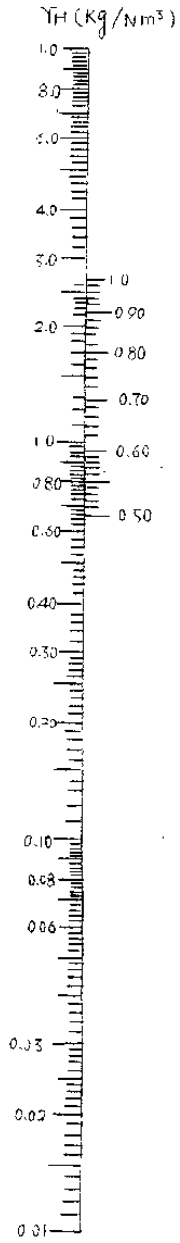
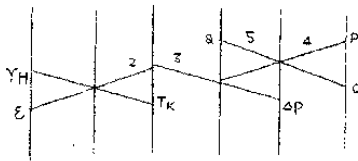
其中: Y_H — 标准状况下气体重度;

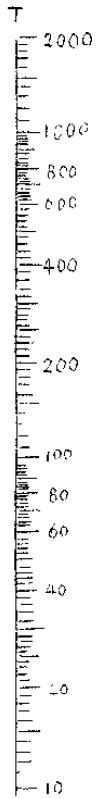
T — 操作温度 °K。

ε — 压缩系数

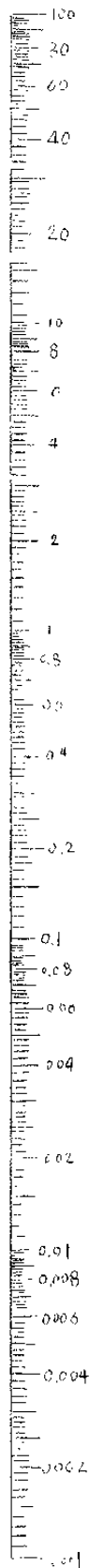
$$\frac{P_1 - P_2}{P_1} \leq 0.08 \text{ 时 } \varepsilon \text{ 为 } 1$$

$$\frac{P_1 - P_2}{P_1} > 0.08 \text{ 时 } \varepsilon = 1 - 0.46 \frac{P_1 - P_2}{P_1}$$





P_1 (kg/m³)

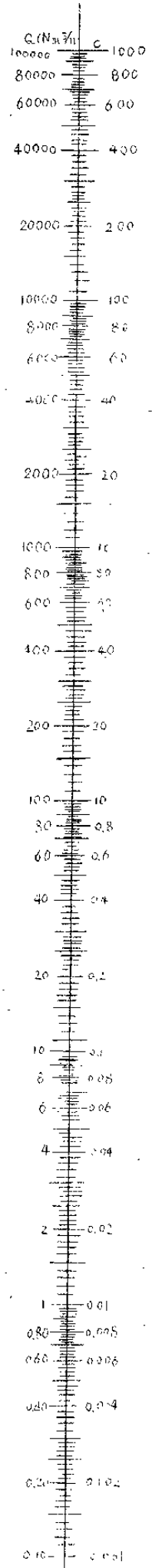
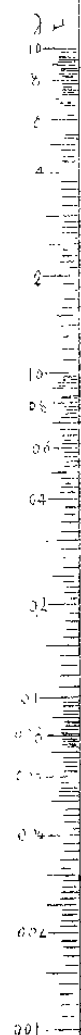
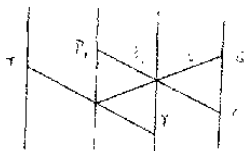


气体: 当 $P_2 \leq 0.5 P_1$ 时

$$C = \frac{a}{28.96 P_1 \sqrt{\frac{T}{273.15}}}$$

其中: ρ_H — 标准状况下气体密度

T — 操作温度 K



水蒸汽 当 $p_1 > 4.5 p_2$ 时

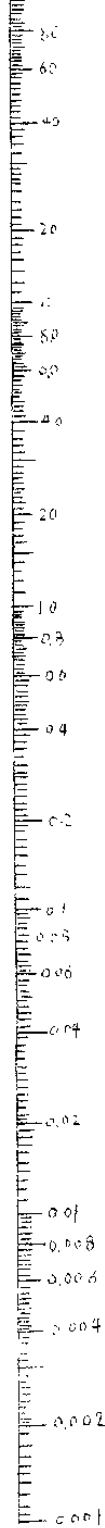
$$c = \frac{W}{316 \cdot \epsilon \sqrt{\Delta P} \delta_1}$$

其中: δ_1 操作状态下蒸汽密度
 ϵ 压缩系数

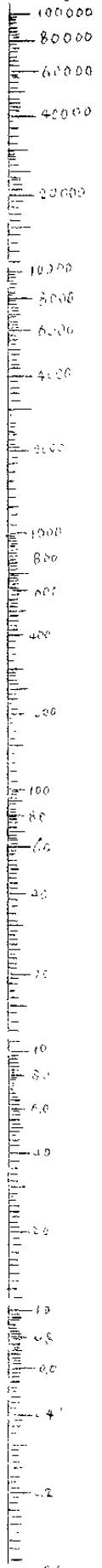
$$\frac{p_1 - p_2}{p_1} > 0.15 \text{ 时 } \epsilon \text{ 采用 } 1$$

$$\frac{p_1 - p_2}{p_1} > 0.15 \text{ 时 } \epsilon = 1 - 0.0005 \frac{p_1 - p_2}{p_1}$$

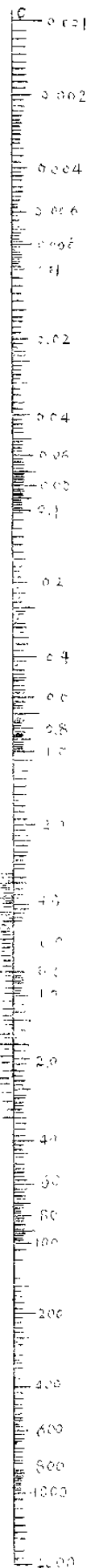
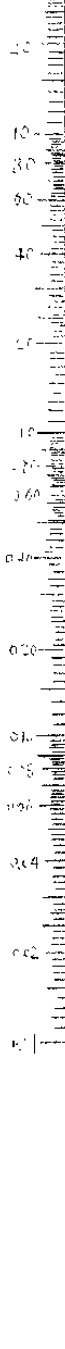
ΔP (kgf/cm²)

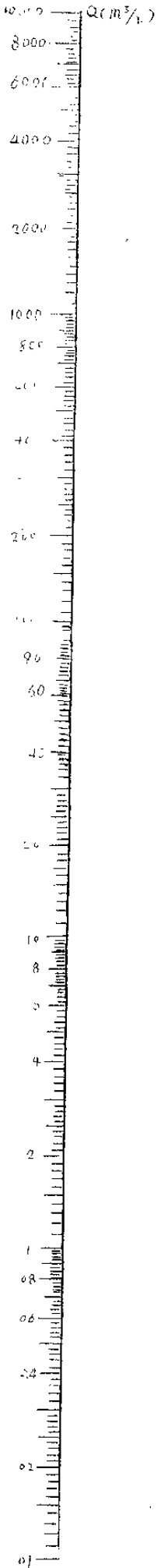
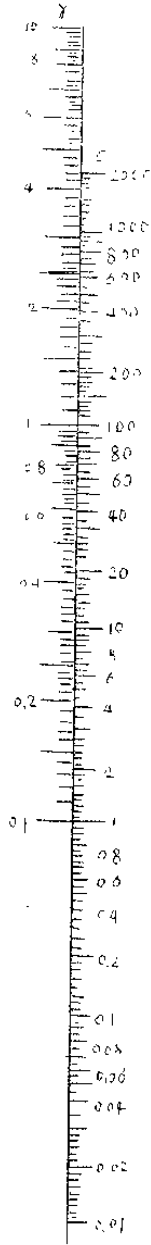
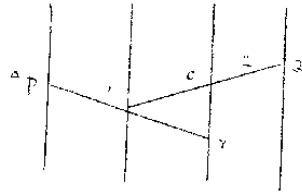
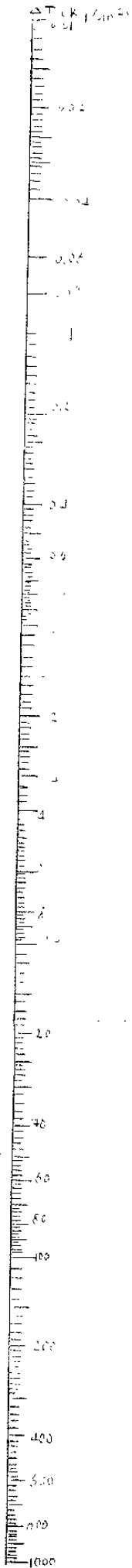


W (kg/h)



γ_1
 (kg/h)





液体

$$C = \frac{Q}{\sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}}}$$

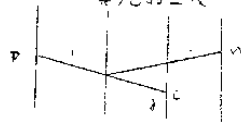
γ — 标准状况下液体
重度

P_1 (Kg/cm²) 绝对

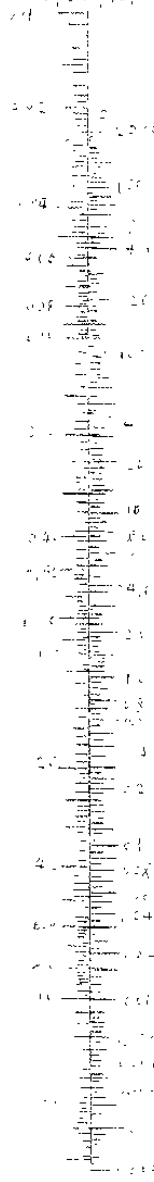


水蒸汽饱和蒸汽压表 5 P₂ < 0.5 P₁ 时
 其中 δ₁ — 操作状况下
 蒸汽的湿度

$$\epsilon = \frac{W}{n^2 P_1}$$



P_2 (Kg/cm²)



W (Kg/h)

