

常 用 符 号 表

A_o ——薄膜有效面积	P_s ——阀后压力
C ——调节阀流通能力	P_r ——弹簧启动压力
D ——活塞直径	P_r ——弹簧范围
D_k ——调节阀公称通径	P_p ——调节阀公称压力
d_c ——阀芯直径	Δp ——调节阀两端压差
d_s ——阀杆直径	Q_l ——液体流量
F ——执行机构输出力	Q_g ——气体流量
F_A ——调节阀不平衡力	R ——调节阀控制的最大流量与最小流量之比
F_o ——调节阀全闭时阀座压紧力	Re ——雷诺数
f ——频率	s ——调节阀全开时的压差与系统总压差之比
G ——蝶阀的转矩系数	s ——调节阀全开时的流量与流过总管道的最大流量之比
G_s ——蒸汽流量	Z ——高压气体的压缩因素
J ——蝶阀的推力系数	γ_l ——液体重度
L ——执行机构行程	γ_g ——气体重度
M ——执行机构输出力矩	ψ ——粘度修正系数
M_A ——调节阀不平衡力矩	η ——气缸效率
n ——转速	
p_1 ——阀前压力	

概 论

工业生产过程自动调节系统一般都是由检测、调节、执行等部分和调节对象所组成。自动调节系统的组成方式虽不尽一致，而执行部分总是不可缺少的组成部分。这时，执行器的动作代替了人的操作，因而人们往往把执行器比喻为生产过程自动化的“手脚”。

图 47-1 是一个采用气动仪表的热交换器温度调节系统的示意图，用以说明执行器在自动调节系统中的地位和作用。

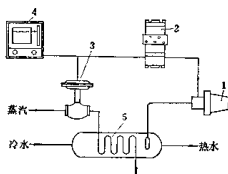


图 47-1 热交换器温度调节系统的示意图

1—温度变送器 2—调节仪表 3—执行器
4—显示仪表 5—调节对象

如图所示，执行器是接受来自调节仪表的信号，并根据这一信号直接改变被调介质（蒸汽）的流量，也就是改变输入热交换器的热量，使出口热水温度保持在给定的温度值上。

执行器是直接安装在生产现场的，使用条件较差，尤其是当被调介质具有高压、高温、深冷、极毒、易燃、易爆、易渗透、易结晶、强腐蚀和高粘度等不同特点时，执行器能否保持正常工作将直接影响自动调节系统的安全性和可靠性。执行器的阀门口径和流量特性等是否选择适当，也将直接影响整个自动调节系统的调节范围和稳定性等调节品质。可见，执行器是自动调节系统中的一个很重要的组成部分。

执行器接受调节仪表的信号有气信号和电信号之分。其中，气信号无论来自一般气动基地式还是

单元组合式调节仪表，信号范围均采用 0.2~1 公斤力/厘米² 压力；电信号则又有断续信号和连续信号之分，断续信号通常指二位或三位开关信号，连续信号指来自电动单元组合式调节仪表的信号，有 0~10 毫安和 4~20 毫安直流电流两种范围。在电-气复合调节系统中，还可通过各种转换器或阀门定位器等去连接不同类型的执行器，如图 47-2 所示。

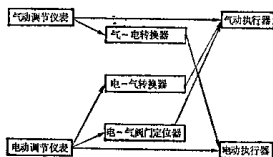


图 47-2 调节器到执行器的信号传输图

执行器按所用驱动能源来分，有气动执行器、电动执行器和液动执行器三大类产品，其特点比较如表 47-1。

表 47-1 气、电、液执行器的特点比较

比较项目	气动执行器	电动执行器	液动执行器
结构	简单	复杂	简单
体积	中	小	大
推力	中	小	大
配管配线	较简单	简单	复杂
动作迟后	大	小	小
频率响应	狭	宽	狭
维修	简单	复杂	简单
使用场合	适于防火防爆	除防爆型外，一般不适用于防火防爆	要注意火花
温度影响	较小	较大	较小
成本	低	高	高

执行器一般是由执行机构和调节机构（一般称为调节阀）两部分组成。在气动执行器和电动执行器两大类产品中，除执行机构部分不同外，调节机构部分均采用各种通用的调节阀，这对生产和使用都有利。

近年来，工业生产规模不断扩大，并向大型化、高温高压化发展，对工业自动化提出了更高的要求。为了适应工业自动化的需要，在气动执行机构方面，除薄膜执行机构外，已发展有活塞执行机构、长行程执行机构和液筒膜片执行机构等产品。在电动执行机构方面，除角行程执行机构外，已发展有

直行程执行机构和多转式执行机构等产品。在调节阀方面，除直通单座、双座调节阀外，已发展有高压调节阀、蝶阀、球阀、偏心旋转调节阀等产品。同时，套筒调节阀和低噪音调节阀等产品也正在发展中。

此外，随着电子计算机在工业生产过程自动调节系统中推广应用，接受串行或并行数字信号的执行器也正在发展，但目前大多数是专用的。液动执行器在工业生产过程自动调节系统中目前使用不广，因此，本篇仅介绍常用的气动执行器和电动执行器。

第1章 气动执行器

1 概述

1.1 气动执行器的用途与特点

气动执行器（通常也称气动调节阀）是指以压缩空气为动力源的执行器。

气动执行器具有结构简单、动作可靠、性能稳定、成本较低、维修方便和防火防爆等特点，它不仅能与气动调节仪表、气动单元组合仪表等配用，而且通过电-气转换器或电-气阀门定位器也能与电动调节仪表、电动单元组合仪表等配用，因此，在化工、石油、冶金和电力等工业部门中，它是一种应用很广泛的执行器。

1.2 气动执行器的组成与分类

气动执行器一般由气动执行机构和调节阀两部分组成。此外，根据需要还可配上阀门定位器和手轮机构等附件，图47-1-1所示气动薄膜调节阀就是一种典型的气动执行器。

参看图47-1-1，气动执行机构是气动执行器的推动部分，它按控制信号的大小产生相应的输出力，通过执行机构的推杆，带动调节阀阀芯使它产生相应的位移（或转角）。

调节阀是气动执行器的调节部分，它与被调介质直接接触，在气动执行机构的推动下，阀芯产生一定的位移（或转角），改变阀芯与阀座间的流通面积，从而达到调节被调介质流量的目的。

气动执行器品种很多，各种气动执行机构与不同调节阀可组合成各种型式的气动执行器产品。

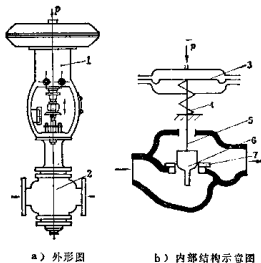
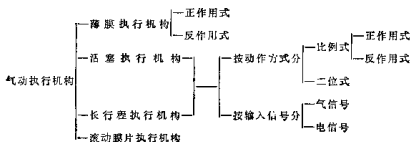


图47-1-1 气动薄膜调节阀

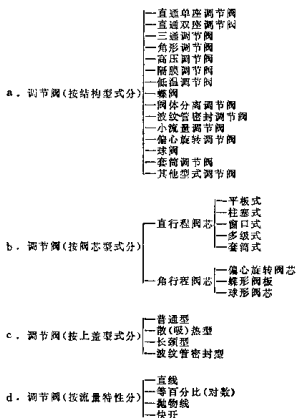
- 1—气动执行机构 2—调节阀
3—波纹膜片 4—弹簧
5—推杆 6—阀芯 7—阀座

气动执行机构、调节阀和附件的分类如下:

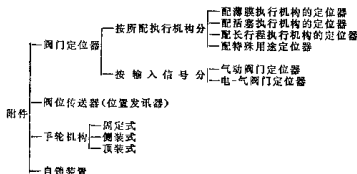
(1) 气动执行机构的分类



(2) 调节阀的分类



(3) 附件的分类

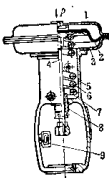
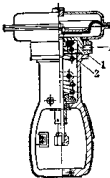
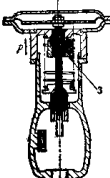


2 气动执行机构

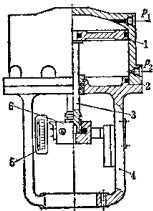
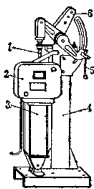
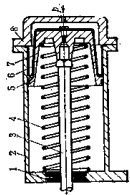
2.1 气动执行机构的用途与结构特点

气动执行机构有薄膜执行机构、活塞执行机构、长行程执行机构和滚珠膜片执行机构四种，它们的比较见表 47-1-1。

表 47-1-1 各种气动执行机构比较

执行机构	薄 膜 执 行 机 构
分 类	1. 正作用式（信号压力增加，推杆向下动作） 2. 反作用式（信号压力增加，推杆向上动作）
用 途	通常接受 $0.2 \sim 1 \text{ kgf/cm}^2$ 的标准信号压力，是一种常用的气动执行机构
特 点	1. 结构简单，动作可靠，维修方便，成本低 2. 正、反作用的结构基本相同，均由上、下膜盖，波纹膜片，推杆，弹簧，调节件，支架等组成 3. 在正作用执行机构上增加一个“O”形密封环或滚动膜片，并更换个别零件后就能方便地组成反作用执行机构。滚动膜片具有密封可靠，无摩擦的特点 4. 调整调节件可改变执行机构的输出力 5. 根据需要，可装上阀门定位器、手轮机构和自锁装置
结 构 图	 正作用式 1—上膜盖 2—波纹膜片 3—下膜盖 4—推杆 5—支架 6—压缩弹簧 7—弹簧座 8—调节杆 9—行程标尺  a) 采用“O”形密封环 1—顶块 2—“O”形密封环 3—滚珠膜片  b) 采用滚珠膜片密封

(续)

执行机构	活塞执行机构	长行程执行机构	薄膜膜片执行机构
分 类	1.按动作方式: (1) 比例式 (信号压力与推杆行程成比例关系) a. 正作用式 b. 反作用式 (2) 二位式 2.按输入信号: (1) 气信号 (2) 电信号		
用 途	适用于高静压、高压差的场合, 是一种推力较大的气动执行机构	将输入为 $0.2 \sim 1 \text{ kgf/cm}^2$ 的气信号或 $0 \sim 10 \text{ mA}$ 或 $4 \sim 20 \text{ mA}$ (直流) 的电信号转变成相应的转角 $0 \sim 90^\circ$ 或位移, 可用于调节需要大转矩的蝶阀、风门等场合	专配偏心旋调节阀
特 点	1. 气缸允许操作压力为 5 kgf/cm^2 , 且无弹簧抵消推力, 故具有很大输出力 2. 比例式必须带阀门定位器, 正、反作用可由阀门定位器来实现 3. 输入为气信号时, 应带气动阀门定位器; 输入为电信号时, 应带电-气阀门定位器 4. 与专用自锁装置配用, 可在信号气源中断后保持执行机构原有位置	1. 气缸允许操作压力为 5 kgf/cm^2 , 具有行程长和较大的输出力矩 2. 比例式必须带阀门定位器, 正、反作用可由阀门定位器来实现 3. 气动长行程执行机构和电信号气动长行程执行机构均由阀门定位器、气缸、支架等组成, 除定位器不同外, 其余都相同 4. 与专用自锁装置配用, 可在信号、气源中断后保持执行机构原有位置	1. 具有薄膜执行机构和活塞执行机构的优点 2. 与薄膜执行机构相比, 薄膜膜片的有效面积不变, 行程大, 耐压性能高 3. 与活塞执行机构相比, 薄膜膜片在运动中摩擦很小
结 构 图	 1—活塞 2—缸体 3—推杆 4—支轴 5—行程标尺 6—阀杆(阀芯)连接件	 1—推杆 2—阀门定位器 3—气缸 4—支架 5—自锁件 6—输出臂	 1—防尘圈 2—缸体 3—活塞杆 4—压缩弹簧 5—导向环 6—活塞 7—液动膜片 8—缸盖

2.2 气动执行机构的输出力、输出力矩和刚度的计算

选择执行机构时,必须考虑它需克服负荷的能力。负荷一般为调节阀的不平衡力或不平衡力矩,而不平衡力或不平衡力矩的大小与阀门位置及阀门两端压差等有关。一般来讲,除角行程阀芯外,其不

平衡力在阀门全闭位置(即执行机构全行程处)时为最大。所以,选择执行机构时,应使执行机构具有足够的输出力或输出力矩来克服调节阀的不平衡力或不平衡力矩。

各种执行机构的输出力和输出力矩,依其结构规格而异,有弹簧型输出较小,无弹簧型输出较大。它们的计算公式见表 47-1-2。

表 47-1-2 各种执行机构的输出力和输出力矩的计算公式

输出力或力矩	执行机构	计 算 公 式	图 形
输出力	薄 膜 执行机构	$\pm F = A_e \left(p - p_i - p_s \frac{l}{L} \right)$ 式中 F——薄膜执行机构的输出力, kgf $+F$——表示执行机构向下输出力(用来克服 $+P_i$ 的调节阀不平衡力) $-F$——表示执行机构向上输出力(用来克服 $-P_i$ 的调节阀不平衡力) A_e——薄膜有效面积, cm^2 p——操作最大压力, kgf/cm^2 p_i——弹簧启动压力(相当于使弹簧产生预紧变形量 L_s 所需加在薄膜上的压力), kgf/cm^2 p_s——弹簧范围(相当于使弹簧产生全行程变形量 L 所需加在薄膜上的压力变化范围), kgf/cm^2 l——阀杆行程变量, cm L——执行机构全行程, cm	
	活 塞 执行机构	$+F = \frac{\pi}{4} \eta D^2 p_s - F = \frac{\pi}{4} \eta (D^2 - d^2) p_s$ 式中 F——活塞执行机构的输出力, kgf $+F$——表示活塞杆伸出气缸方向的输出力 $-F$——表示活塞杆推进气缸方向的输出力 D——活塞直径, cm d——活塞杆直径, cm p_s——最大操作压力, kgf/cm^2 η——效率 取 $\eta = 0.9$	
输出力矩	长 行 程 执行机构	$M = \frac{\sqrt{2}}{8} \pi \eta D^2 p_s L \cos(45^\circ - \alpha)$ 式中 M——长行程执行机构的输出力矩, $\text{kgf} \cdot \text{m}$ F——活塞执行机构的输出力, kgf D——活塞直径, cm p_s——最大操作压力, kgf/cm^2 L——活塞执行机构的全行程, m α——输出臂绕支点的转角 η——效率: $M = 100 \text{ kgf} \cdot \text{m}$, 取 $\eta = 0.8$ $M \geq 160 \text{ kgf} \cdot \text{m}$, 取 $\eta = 0.9$	

从表 47-1-2 可知, 对于薄膜执行机构, 通常产品出厂时把弹簧调整在 $0.2 \sim 1$ 公斤力/厘米² 的标准压力下作全行程动作, 即弹簧起动压力 $p_s = 0.2$ 公斤力/厘米², 弹簧终止压力 $p_t = 1$ 公斤力/厘米², 弹簧范围 $p_r = (1 - 0.2)$ 公斤力/厘米² = 0.8 公斤力/厘米²。

由于在全行程处, 执行机构的阀杆行程 l 等于全行程 L , 所以执行机构输出力 F 为:

$$\begin{aligned} \pm F &= A_s \left(p - p_s - p_r \frac{l}{L} \right) \\ &= A_s \left(1 - 0.2 - 0.8 \frac{L}{L} \right) = 0 \end{aligned}$$

同样, 对于其它各点行程, 如在中间位置时, 执行机构输出力 F 为:

$$\begin{aligned} \pm F &= A_s \left(p - p_s - p_r \frac{l}{L} \right) \\ &= A_s \left(0.6 - 0.2 - 0.8 \frac{0.5L}{L} \right) = 0 \end{aligned}$$

可见, 执行机构在各点行程, 执行机构的推动力完全与弹簧反作用力相抵消, 是没有输出力的, 因而要使执行机构具有输出力可采用下列两个方法:

a. 调整弹簧起动压力 p_s 的大小 例如: 把 $0.2 \sim 1$ 公斤力/厘米² 的弹簧范围调整为 $0 \sim 0.8$ 公斤力/厘米², 即弹簧起动压力 $p_s = 0$, 弹簧范围 $p_r = 0.8$ 公斤力/厘米²。此时, 在全行程处因薄膜室压力 $p = 1$ 公斤力/厘米², 所以执行机构最大输出力为:

$$\pm F = A_s \left(1 - 0 - 0.8 \frac{L}{L} \right) = 0.2 A_s$$

可见, 对于 $0.2 \sim 1$ 公斤力/厘米² 标准弹簧范围, 经调整弹簧起动压力之后, 可使执行机构具有的最大输出力为 $0.2 A_s$ 。为了适应各种不同调节阀需要, 应使执行机构具有不同的最大输出力。因此, 除了 $0.2 \sim 1$ 公斤力/厘米² 标准弹簧范围之外, 目前弹簧范围还有 $0.4 \sim 2$ 公斤力/厘米²、 $0.2 \sim 0.6$ 公斤力/厘米²、 $0.6 \sim 1$ 公斤力/厘米² 和 $0.6 \sim 1.8$ 公斤力/厘米² 等不同的弹簧范围。经调整弹簧起动压力 p_s 之后, 执行机构具有不同的最大输出力, 见表 47-1-3。

b. 带阀门定位器 当薄膜执行机构带上阀门定位器后, 能使薄膜室压力增至阀门定位器的气源压力, 这样可使执行机构具有较大的输出力。

例如: 对于 $0.2 \sim 1$ 公斤力/厘米² 标准弹簧范围, 虽经调整弹簧起动压力之后, 执行机构具有 $0.2 A_s$ 的最大输出力。如欲再增加执行机构输出力, 而又不允许更换弹簧时, 就可带上一个阀门定位器。当带上阀门定位器后, 在全行程处因薄膜室压力 $p \approx p_s$ (阀门定位器的气源压力), 所以执行机构最大输出力为:

$$\pm F = A_s \left(p_s - 0 - 0.8 \frac{L}{L} \right) = A_s (p_s - 0.8)$$

当 $p_s = 1.4$ 公斤力/厘米² 时

则 执行机构最大输出力 $\pm F = 0.6 A_s$

当 $p_s = 2.4$ 公斤力/厘米² 时

则 执行机构最大输出力 $\pm F = 1.6 A_s$

可见, 执行机构带上阀门定位器后, 其最大输出力较未带阀门定位器时为大。不同弹簧范围在带了阀门定位器后, 其执行机构最大输出力见表 47-1-3。

如前所述, 最大输出力是指全行程处的推力。进一步讲, 按不同的输入信号大小, 阀杆应移动一定的成比例的行程。执行机构除了要有足够的输出力或输出力矩去克服调节阀的不平衡力或不平衡力矩之外, 还应有足够的刚度去克服调节阀不平衡力或不平衡力矩的变化对阀门位移的影响。

执行机构刚度也就是表示执行机构抵抗负荷变动对行程影响的能力。它的大小是以引起执行机构推杆单位位移所需的负荷变动力来表示 (即阀芯上所产生的不平衡力)。因而, 刚度 K 即为:

$$K_s = \frac{\Delta F_t}{\Delta l} \quad (47-1-1)$$

式中 ΔF_t ——负荷变动力 (不平衡力)

Δl ——执行机构推杆的位移

在有负荷操作时, 若稳定在某一位置上, 此时执行机构的输出力与调节阀不平衡力相平衡, 即,

$$F_t = p A_s - K (L_0 + l) \quad (47-1-2)$$

式中 F_t ——不平衡力

p ——操作压力

A_s ——薄膜有效面积

K ——弹簧刚度

L_0 ——弹簧预紧量

l ——推杆位移量

当不平衡力 F_t 变化 ΔF_t , 引起推杆位移变化 Δl , 则:

表47-1-3 薄膜执行机构各种弹簧范围的输出力和刚度比较

薄膜室压力 p kgf/cm ²	各种弹簧 范围 p_s kgf/cm ²	弹簧的最大 调整范围 p_s' kgf/cm ²	最大输出力 F kgf		执行机构 刚度 K_0 kgf/cm ²	特 点 和 用 途	符 号
			无定位器	带定位器②			
0.2~1.0	0.8	0~0.8	$0.2 A_s$	$(p_s - 0.8) A_s$	$\frac{0.8 A_s}{L}$	刚度中等, 不带定位器工作时输出力较小。弹簧范围统一于气动仪表标准信号范围。适用于一般场合	p_s ——定位器的 气源压力 (kgf/cm ²) A_s ——薄膜有效面积 (cm ²) L ——执行机构的全行程 (cm)
	(0.2~1.0)①	0.4~1.2	$0.2 A_s$	$0.4 A_s$			
0.4~2.0	1.6	0~1.6	$0.4 A_s$	$(p_s - 1.6) A_s$	$\frac{1.6 A_s}{L}$	刚度大, 使用时需带定位器, 输出力较大。适用于不平衡力较大和不平衡力变化大的场合	
	(0.4~2.0)	0.8~2.4	$0.4 A_s$	$0.8 A_s$			
0.2~1.0	0.4	0~0.4	$0.6 A_s$	$(p_s - 0.4) A_s$	$\frac{0.4 A_s}{L}$	刚度小, 用于终点输出, 输出力较大。适用于 (1) 气关式的两位操作, (2) 分程控制 (3) 不平衡力虽较大, 但其值变化不大的场合	
	(0.2~0.6)						
0.2~1.0	0.4	0.8~1.2	$0.6 A_s$	$0.8 A_s$	$\frac{0.4 A_s}{L}$	用于始点输出, 适用于气开式两位操作, 其余同上	
	(0.6~1.0)						
0.4~2.0	1.2	0~1.2	$0.8 A_s$	$(p_s - 1.2) A_s$	$\frac{1.2 A_s}{L}$	刚度较大, 需带定位器工作, 输出力大。适用于不平衡力大和不平衡力变化较大的场合	
	(0.6~1.8)	1.2~2.4	$0.8 A_s$	$1.2 A_s$			

① 括弧内表示一般出厂产品的弹簧调整范围。

② 定位器的气源压力为1.4kgf/cm²或2.4kgf/cm²。

$$F_t \pm \Delta F_t = p A_s - K(L_0 + l \pm \Delta l)$$

由式 (47-1-1), 式 (47-1-2) 可得

$$\frac{\Delta F_t}{\Delta l} = K$$

$$\text{所以 } K_0 = \frac{\Delta F_t}{\Delta l} = K = \frac{p_s A_s}{L} \quad (47-1-3)$$

所以, 执行机构的刚度 K_0 是与弹簧刚度 K 相同的, 其值与弹簧范围 p_s 和薄膜有效面积 A_s 有关。对于同一薄膜有效面积的执行机构, 弹簧范围大者, 刚度大; 反之则小。对于同一弹簧范围, 薄膜有效面积大者, 刚度大; 反之则小。

当执行机构的刚度较大时, 则调节阀在同样大小的不平衡力的变动下所引起的阀芯位移就小, 调节稳定; 当执行机构的刚度不够大时, 则不平衡力的变化将引起调节阀工作的不稳定。执行机构各种弹簧范围的刚度比较见表 47-1-3。

2.3 气动执行机构的主要参数

薄膜执行机构、活塞执行机构和长行程执行机构的主要参数见附录 1。

3 调节阀的原理和结构

3.1 调节阀的节流原理

从流体力学观点看, 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:

$$h = \xi \frac{v^2}{2g} \quad (47-1-4)$$

式中 ξ ——调节阀阻力系数

g ——重力加速度

h ——调节阀上压差 (即阻力损失)

$$h = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$$

其中 p_1 ——阀前压力

p_2 ——阀后压力

γ ——流体重度

v ——流体平均流速

$$v = \frac{Q}{F}$$

其中 Q ——流体体积流量

F ——调节阀节流面积

将 h 、 v 代入上式可改写成:

$$Q = \frac{F}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\gamma} 2g} \quad (47-1-5)$$

可见, 当 F 为一定, $p_1 - p_2$ 不变时, 则流量仅

随阻力系数而变化。若 ξ 减小, 则 Q 增大; 反之, 若 ξ 增大, 则 Q 减小。调节阀就是按照信号压力通过改变阀芯行程来改变阀的阻力系数, 从而达到调节流体流量的目的。

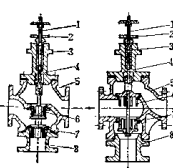
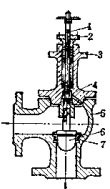
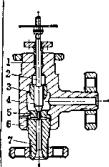
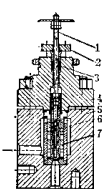
3.2 调节阀的用途与结构特点

调节阀有直通单座调节阀、直通双座调节阀、三通调节阀、角形调节阀、高压调节阀、隔膜调节阀、低温调节阀、蝶阀、阀体分离调节阀、波纹管密封调节阀、小流量调节阀、偏心旋转调节阀、球阀和套筒调节阀等各种类型。它们的比较见表 47-1-4。

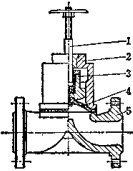
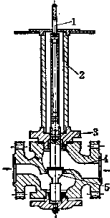
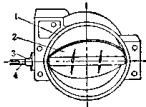
表47-1-4 各种调节阀的比较

调节阀	直 通 单 座 调 节 阀	直 通 双 座 调 节 阀
分 类	1. 调节型 2. 切断型 3. 调节切断型	
用 途	适用于阀两端压差较小, 对泄漏量要求严格的场合, 在高压差使用时, 应配用西门定位器	适用于阀两端压差较大, 允许有较大泄漏量的场合, 是使用较为广泛的产品, 但因流路较复杂, 不适用于高粘度和含纤维介质的调节
特 点	1. 阀体内有一个阀芯和阀座 2. 调节型和调节切断型阀芯为柱塞式, 切断型阀芯为平板式 3. 调节型泄漏量为 0.01%, 是双座阀的十分之一 4. 介质对阀芯的不平衡力大 5. $D_L \geq 25\text{mm}$ 的阀芯为双导向 6. $D_L < 25\text{mm}$ 的阀芯为单导向, 气开式应采用反作用执行机构	1. 阀体内有两个阀芯和阀座 2. 阀芯为双导向, 气开式可方便的改装成气开式, 不必采用反作用执行机构 3. 流通能力比同口径的单座阀大 4. 介质对阀芯的不平衡力小 5. 泄漏量大
结 构 图	1—阀杆 2—压板 3—填料 4—上阀盖 5—阀体 6—阀芯 7—阀座 8—下阀盖	1—阀杆 2—压板 3—填料 4—上阀盖 5—圆柱销钉 6—阀体 7—阀座 8—阀芯 9—下阀盖 10—衬套

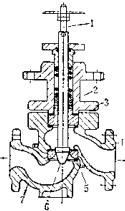
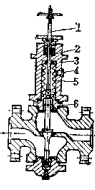
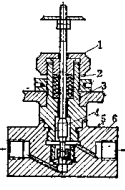
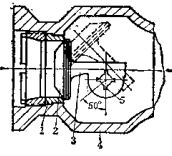
(续)

型 号	三 通 调 节 阀	角 形 调 节 阀	高 压 调 节 阀	
分 类	1.合 流 (两种介质混成一路) 2.分 流 (一种介质分为两路)		1.单级阀芯	2.多级阀芯
用 途	适用于配比调节或旁路调节	适用于要求直角连接,介 质为高粘度、含悬浮物和颗 粒状物质的调节	适用于合成氨、尿素工业的 $p \leq 320 \text{ kgf/cm}^2$, $p \leq 220 \text{ kgf/cm}^2$, $p \leq 160 \text{ kgf/cm}^2$ 的高压和高压差 调节。应配用阀门定位器	
特 点	1.阀芯为薄壁圆筒开槽形 2.气关、气开必须分别采用正、反形 作用执行机构 3.与单座阀相比,组成同样的系统 时,可省掉一个二通阀和一个三通 接管	1.阀体两端接管成直角 形,流路简单,阻力较小 2.阀芯为单导向,气开式 应采用反作用执行机构	1.采用下阀体式结 构,加工简单,阀座 易于更换 2.为适应高压差时 汽蚀现象,阀芯头部 采用硬质合金或渗 钨,阀座也可渗钨 3.阀芯为单导向, 气开式应采用反作用 执行机构	1.采用多级降压原理,使 每级阀芯上分担一部分压 差,以改善高压差对阀芯 的冲刷和汽蚀现象 $D_1 = 15 \sim 32 \text{ mm}$ 采用四 级阀芯 $D_2 = 40 \sim 100 \text{ mm}$ 采用二 级阀芯 2.阀芯阀座采用套筒型 结构型式,流量特性由套筒侧 面开孔保证,密封面和节流 孔分开,关闭时依靠第一级 阀芯和阀座密封面紧密接 触,与直通单座阀关闭时一 样。 3.采用平衡型阀芯结构, 可减少高压差对阀芯的不平 衡力
结 构 图	 a) 合流阀 b) 分流阀 1—阀杆 2—压板 3—填料 4—上阀盖 5—阀体 6—阀 芯 7—阀座 8—接管	 1—阀杆 2—压板 3—填料 4—上阀盖 5—阀体 6—阀芯 7—阀座	 1—填料 2—阀杆 3—衬套 4—阀芯 5—阀座 6—阀体 7—下阀体	 1—阀杆 2—压板 3—填料 4—上阀盖 5—阀体 6—阀芯 7—套筒

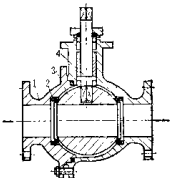
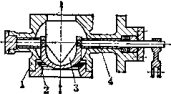
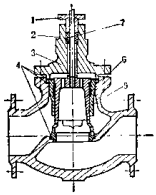
(续)

调节阀	隔膜调节阀	低温调节阀	蝶阀
分 类			1. 按介质温度: 常温蝶阀 ($-20 \sim 450^{\circ}\text{C}$) 低温蝶阀 ($-40 \sim -200^{\circ}\text{C}$) 高温蝶阀 ($>450 \sim 600^{\circ}\text{C}$ 和 $>600 \sim 850^{\circ}\text{C}$) 2. 按作用型式: 调节型 切断型 调节切断型
用 途	适用于强酸、强碱、强腐蚀性的介质调节, 也能用于高粘度及悬浮颗粒物的介质调节, 但应用于 $P_g < 10 \text{ kgf/cm}^2$ 的低压场合	适用于介质为 $-60 \sim -250^{\circ}\text{C}$ 的低温调节	适用于大口径、大流量、低压差的场合, 也可用于浓浆状及悬浮颗粒物的介质调节
特 点	1. 采用带有耐腐蚀衬里(橡胶、搪瓷、聚三氟氯乙烯)的阀体和耐腐蚀隔膜(橡胶、聚四氟乙烯) 2. 结构简单, 流阻小, 流通能力较同口径的其它阀门大 3. 耐腐蚀性强 4. 介质由隔膜与外界隔离, 故无填料漏, 介质也不会外漏 5. 由于隔膜衬里的限制, 耐压耐温性能低($P_g \leq 10 \text{ kgf/cm}^2$, $t < 150^{\circ}\text{C}$) 6. 流量特性近似快开特性	1. 它是直通单、双座阀的变形产品, 为使填料不处于低温状态, 在上阀盖上增加了长颈, 以保证阀在低温下正常工作 2. 采用隔离式双层填料, 容易密封	1. 重量轻, 结构紧凑 2. 流阻较小, 在相同压差时, 其流量约为同口径单、双座阀的 1.5 倍至 2 倍以上 3. 制造方便, 可制成大口径的调节阀, 与同口径的其它类型阀相比, 价格要低 4. 气开式改装成气关式时, 只需将蝶阀的轴回转 70° , 再用键与曲柄上另一键槽固定即可, 故蝶阀所配的气动薄膜执行机构均选用正作用式 5. 要求较大的输出力矩时, 可配用活塞执行机构或长行程执行机构
结 构 图	 1—阀杆 2—阀盖 3—阀芯 4—隔膜 5—阀体	 1—阀杆 2—长颈 3—上阀盖 4—阀体 5—阀芯	 1—阀体 2—阀板 3—轴封 4—阀板销

(续)

调节阀	阀体分离调节阀	波纹管密封调节阀	小流量调节阀	偏心旋转调节阀
分 类				
用 途	适用于腐蚀性介质、高粘度及悬浮颗粒物的介质调节,在高压差下使用,应用阀门定位器	适用于剧毒、易挥发及稀有贵重介质的调节	适用于要求较小流量的调节 C 为 0.0012~0.05	适用于既要求调节又要求密封的场合
特 点	1. 阀体由两部分组成,用法兰连接,便于拆卸进行清洗 2. 与隔膜阀比较,耐压耐品性能高,调节特性好	1. 它的阀体与直通单、双座调节阀通用 2. 在波纹管密封部分有限转结构,以保护波纹管 3. 除采用波纹管密封外,还采用聚四氟乙烯填料密封,当波纹管损坏时,仍能维持短期密封,必要时可安装压力表监视介质压力,检查介质是否外漏	1. 结构紧凑,体积较小,重量轻,便于安装维护 2. 可对微小流量进行精密调节 3. 流量特性是直线特性	1. 阀芯弯曲臂产生挠曲变形,使阀芯球面与阀座密封圈紧密接触,密封性好 2. 阀芯在 $0 \sim 50^\circ$ 之间产生旋转运动,所以填料函摩擦阻力小,磨损小,保证填料函的良好密封性 3. 流通能力大,是同口径双座阀的 1.2 倍 4. 使用压差较高 5. 可测比大, R 可达 50:1 至 100:1 6. 流量特性近似直线特性,介质流向改变时流量特性不变 7. 动态稳定性比柱塞阀和蝶阀好 8. 体积小,重量轻,安装灵活
结 构 图	 1—阀杆 2—填料 3—阀座 4—上阀盖 5—阀座 6—阀芯 7—下阀体	 1—阀杆 2—填料 3—波纹管上座 4—波纹管孔 5—波纹管 6—波纹管下座	 1—压差螺母 2—填料 3—阀盖 4—阀芯 5—阀座 6—阀体	 1—阀座 2—阀芯 3—柔臂 4—阀体 5—传动转轴

(续)

调节阀	球 阀	阀	套筒调节阀
分 类	“O”形球阀	“V”形球阀	1.基本型 2.切斯型和调节切斯型 3.低噪音型
用 途	适用于高粘度、带纤维、细颗粒介质的流体,作切断阀使用	适用于高粘度、带纤维、细颗粒介质的流体,既具有调节作用,又可作切断阀使用	适合于阀两端压差较大并要求降低噪音的场合下使用
特 点	1.流通能力大 2.阀座采用软质材料,密封性可靠 3.球芯可单方向旋转,亦可双向方向旋转 4.介质的流向可任意 5.结构简单,维修方便 6.流量特性为快开特性 7.转角为 $0 \sim 90^\circ$	1.阀芯为转动球体,在球体上开有各种“V”形缺口以实现不同的流量特性 2.具有最大的流通能力,相当于同口径双座阀的2至2.5倍 3.具有最大的可调比 $R = 200:1$ 至 $300:1$ 4.“V”形口和阀座间具有剪切作用,介质不会使阀堵塞 5.阀座采用软质材料,密封可靠 6.结构简单,维修方便 7.流量特性近似等百分比特性 8.转角为 $0 \sim 90^\circ$	1.采用平衡型阀芯结构,不平衡力很小,允许压差大,稳定性好 2.采用阀芯和套筒侧向导流,可改善由涡流和冲击所引起的振荡,并改善了原有双导向的摩擦和阀芯损坏现象 3.具有降低噪音的作用,比一般双导向的双座阀低10分贝,同时,如采用低噪音型的套筒阀,还可进一步降低噪音 4.阀座通过阀盖压紧固定在阀体中,省去了螺栓连接,装拆维修方便 5.改变套筒的节流孔形状,可具有不同的流量特性
结 构 图	 1—阀体 2—密封座 3—阀芯 转动球体 4—阀杆	 1—阀体 2—密封座 3—阀芯 转动球体 4—阀杆	 1—压板 2—填料 3—上阀盖 4—密封垫板 5—套筒 6—阀 芯 7—阀杆

3.3 调节阀的主要参数

直通单座调节阀、直通双座调节阀、三通调节阀、角形调节阀、高压调节阀、隔膜调节阀、蝶阀、阀体分离调节阀、波纹管密封调节阀、小流量调节阀、偏心旋转调节阀、球阀和套筒调节阀的主要参数见附录2。

4 调节阀的流量特性

4.1 调节阀流量特性的涵义

调节阀的流量特性是指流体通过阀门的相对流量与阀门相对开度之间的关系,即:

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = f\left(\frac{l}{L}\right) \quad (47-1-6)$$

式中 $\frac{Q}{Q_{\max}}$ ——相对流量,即调节阀某一开度下的流量与全开时流量之比

$\frac{l}{L}$ ——相对开度,即调节阀某一开度下的行程与全开时行程之比

一般说来,改变调节阀的阀芯与阀座间的节流面积便可调节流量。但实际上由于各种因素的影响,如在节流面积改变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等,因此流量特性有固有流量特性和工作流量特性的两个概念。

4.2 固有流量特性

调节阀在前后压差恒定的情况下得到的流量特性称为固有流量特性(有的叫理想流量特性)。典型的固有流量特性有直线流量特性、等百分比(对数)流量特性、快开流量特性和抛物线流量特性。它们的特点比较见表47-1-5,其相对行程与相对流量的数值见表47-1-6。

表47-1-5 各种典型的固有流量特性比较

流量特性	特点	数学式	计算公式	阀芯形状及特性曲线
直线流量特性	相对行程与相对流量成直线关系	$\frac{d(Q/Q_{\max})}{d(l/L)} = k$	$\frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{l}{L}$ $= \frac{1}{R} \left[1 + (R-1) \frac{l}{L} \right]$	1—直线流量特性 2—等百分比流量特性 3—快开流量特性 4—抛物线流量特性
等百分比(对数)流量特性	相对行程的变化所引起的相对流量变化与此点的相对流量成正比关系	$\frac{d(Q/Q_{\max})}{d(l/L)} = k(Q/Q_{\max})$	$\frac{Q}{Q_{\max}} = R^{\left(\frac{l}{L}-1\right)}$	
快开流量特性	行程小时,流量就比较大,随着行程的增大,流量很快地达到最大	$\frac{d(Q/Q_{\max})}{d(l/L)} = k(Q/Q_{\max})^{-1}$	$\frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{1}{R}$ $\times \left[1 + (R^2-1) \frac{l}{L} \right]^{\frac{1}{2}}$	
抛物线流量特性	相对行程的变化所引起的相对流量变化与此点的相对流量的平方成正比关系	$\frac{d(Q/Q_{\max})}{d(l/L)} = k(Q/Q_{\max})^{1/2}$	$\frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{1}{R}$ $\times \left[1 + (\sqrt{R}-1) \frac{l}{L} \right]^2$	

注: k 为调节阀的放大系数。

表47-1-6 各种典型的固有流量特性和不同的相对行程下的相对流量数值($R=30$ 时)

流量特性	相对行程 $\frac{l}{L}\%$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
直线流量特性	相对流量 $\frac{Q}{Q_{\max}}\%$	0	13.0	22.7	32.3	42.0	51.7	61.3	71.0	80.6	90.4	100
等百分比(对数)流量特性	相对流量 $\frac{Q}{Q_{\max}}\%$	0	4.67	6.58	9.26	13.0	18.3	25.6	38.2	50.8	71.2	100
快开流量特性	相对流量 $\frac{Q}{Q_{\max}}\%$	0	21.7	38.1	52.6	65.2	75.8	84.5	91.3	96.13	99.03	100
抛物线流量特性	相对流量 $\frac{Q}{Q_{\max}}\%$	0	7.3	12	18	26	35	45	57	70	84	100

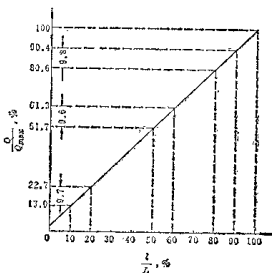
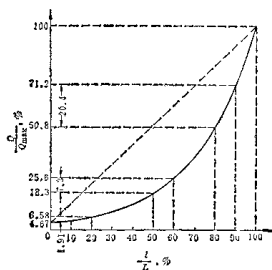
表47-1-5中 R 表示调节阀的可调比,即:

$$R = \frac{\text{调节阀控制的最大流量}}{\text{调节阀控制的最小流量}} = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} \quad (47-1-7)$$

必须指出, $Q_{\min}$ 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。一般最小可调流量为最大流量的2~4%,而泄漏量仅为最大流量的0.1~0.01%。从自动调节系统考虑,当然希望可调比越大越好,但由于受到调节阀阀芯结构设计和加工工艺的限制,一般取 R 为30~50,特殊场合可大于或小于此值。

常用的固有流量特性是直线流量特性和等百分比流量特性。从表47-1-6的相对行程和相对流量的数值就可绘出直线流量特性曲线和等百分比流量特性曲线,分别如图47-1-2和图47-1-3所示。

对于直线流量特性曲线,如以行程的10%、50%和80%三点看,其行程变化10%所引起的流量变化分别为9.7%、9.6%和9.8%,理论上应完

图47-1-2 直线流量特性($R=30$)图47-1-3 等百分比流量特性($R=30$)

全相等,但流量相对值变化分别为:

$$\frac{22.7-13.0}{13.0} \times 100\% = 74.6\%$$

$$\frac{61.3-51.7}{51.7} \times 100\% = 18.5\%$$

$$\frac{90.4-80.6}{80.6} \times 100\% = 12.1\%$$

可见,直线流量特性在行程变化值相同时,流量小,流量相对值变化大;流量大,流量相对值变化小。

对于等百分比流量特性曲线,同样以行程的10%、50%和80%三点看,行程变化10%所引起的流量变化分别为1.91%、7.3%和20.4%。行程小时,流量变化小;行程大时,流量变化大,流量相对值变化分别为:

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

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

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

可见,等百分比流量特性在行程变化值相同时,流量相对值变化都是40%,具有等比率特性。

直线流量特性和等百分比流量特性的特点比较,见表47-1-7。

表47-1-7 直线流量特性和等百分比流量特性的比较

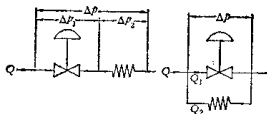
比较项目	放大系数	流量相对值变化	在直线坐标上	在半对数坐标上	同一行程时流量	同一开度时流量	阀芯曲面形状
直线特性	恒定	递减	直线	曲线	大	小	楔
等百分比特性	递增	恒定	曲线	直线	小	大	胖

4.3 工作流量特性

工作流量特性是研究调节阀在实际使用时流量特性的变化情况。

当调节阀安装在管道系统中,除调节阀外,在串联管道中有其他设备及管道阻力,在并联管道中

一般都装有旁路,如图47-1-4所示。



a) 调节阀有串联管道时 b) 调节阀有并联管道时

图47-1-4 调节阀在串、并联场合

- a) 图中 Δp —系统的总压差
 Δp_1 —调节阀上的压差
 Δp_2 —串联管道上的压差
 Q —流过调节阀和串联管道的流量
 Q_1 —流过调节阀的流量
 Q_2 —流过并联管道的流量
 Δp —调节阀和并联管道上的压差

设

a) 图中 $s = \frac{\Delta p_{1m}}{\Delta p}$ (47-1-8)

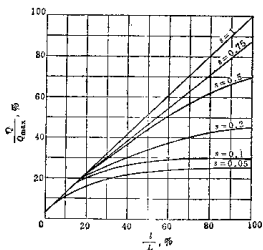
b) 图中 $x = \frac{Q_{1m}}{Q_{max}}$ (47-1-9)

式中 Δp_{1m} —调节阀全开时的压差

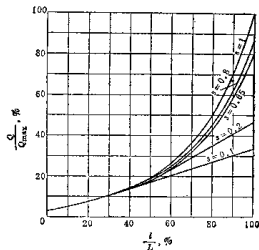
Q_{1m} —调节阀全开时的流量

Q_{max} —流过总管道的最大流量

则 调节阀有串联管道时和并联管道时的工作流量特性见图47-1-5~图47-1-7。



a) 直线流量特性



b) 等百分比流量特性

图47-1-5 串联管道时调节阀的工作特性 (以 $\frac{Q}{Q_{max}}$ 作参比值)