



中华人民共和国国家标准

GB/T 17213.17—2010/IEC 60534-2-5:2003

工业过程控制阀 第2-5部分:流通能力 流体流经级间恢复多级控制阀的计算公式

Industrial-process control valves—
Part 2-5:Flow capacity—Sizing equations for fluid flow
through multistage control valves with interstage recovery

(IEC 60534-2-5:2003, IDT)

2011-01-14 发布

2011-05-01 实施



中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会

发布

目 次

前言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 安装	3
5 符号	4
6 不可压缩流体的计算公式	5
6.1 紊流	5
7 可压缩流体的计算公式	6
7.1 紊流	6
8 确定修正系数	7
8.1 管道几何形状系数 F_P	7
8.2 液体压力恢复系数 F_L 或 F_{LP}	7
8.3 液体临界压力比系数 F_F	7
8.4 膨胀系数 Y	7
8.5 压差比系数 x_T 和 x_{TP}	8
8.6 比热比系数 F_γ	8
8.7 压缩系数 Z	8
8.8 级相互作用系数 k	8
8.9 再热系数 r	9
附录 A (资料性附录) 物理常数 ^a	11
附录 B (资料性附录) 公式计算范例	13
参考文献	20

前 言

GB/T 17213《工业过程控制阀》分为如下部分：

- 第 1 部分：控制阀术语和总则(GB/T 17213.1—1998,eqv IEC 60534-1:1987)
- 第 2-1 部分：流通能力 安装条件下流体流量的计算公式(GB/T 17213.2—2005,IEC 60534-2-1:1998,IDT)
- 第 2-3 部分：流通能力 试验程序(GB/T 17213.9—2005,IEC 60534-2-3:1997,IDT)
- 第 2-4 部分：流通能力 固有流量特性和可调比(GB/T 17213.10—2005,IEC 60534-2-4:1989,IDT)
- 第 2-5 部分：流通能力 流体流经级间恢复多级控制阀的计算公式(GB/T 17213.17—2010,IEC 60534-2-5:2003,IDT)
- 第 3-1 部分：尺寸 两通球形直通控制阀法兰端面距和两通球形角形控制阀法兰中心至法兰端面的间距(GB/T 17213.3—2005,IEC 60534-3-1:2000,IDT)
- 第 3-2 部分：尺寸 角行程控制阀(蝶阀除外)的端面距(GB/T 17213.11—2005,IEC 60534-3-2:2001,IDT)
- 第 3-3 部分：尺寸 对焊式两通球形直通控制阀的端距(GB/T 17213.12—2005,IEC 60534-3-3:1998,IDT)
- 第 4 部分：检验和例行试验(GB/T 17213.4—2005,IEC 60534-4:1999,IDT)
- 第 5 部分：标志(GB/T 17213.5—2008,IEC 60534-5:2004,MOD)
- 第 6-1 部分：定位器与控制阀执行机构连接的安装细节 定位器在直行程执行机构上的安装(GB/T 17213.6—2005,IEC 60534-6-1:1997,IDT)
- 第 6-2 部分：定位器与控制阀执行机构连接的安装细节 定位器在角行程执行机构上的安装(GB/T 17213.13—2005,IEC 60534-6-2:2000,IDT)
- 第 7 部分：控制阀数据单(GB/T 17213.7—1998,eqv IEC 60534-7:1989)
- 第 8 部分：噪声的考虑 实验室内测量空气动力流流经控制阀产生的噪声(GB/T 17213.8—1998,eqv IEC 60534-8-1:1986)
- 第 8-2 部分：噪声的考虑 实验室内测量液动流流经控制阀产生的噪声(GB/T 17213.14—2005,IEC 60534-8-2:1991,IDT)
- 第 8-3 部分：噪声的考虑 空气动力流流经控制阀产生的噪声预测方法(GB/T 17213.15—2005,IEC 60534-8-3:2000,IDT)
- 第 8-4 部分：噪声的考虑 液动流流经控制阀产生的噪声预测方法(GB/T 17213.16—2005,IEC 60534-8-4:1994,IDT)

本部分为 GB/T 17213 的第 2-5 部分，标准编号为 GB/T 17213.17。

本部分等同采用 IEC 60534-2-5:2003《工业过程控制阀 第 2-5 部分：流通能力 流体流经级间恢复多级控制阀的计算公式》(英文版)。

本部分等同翻译 IEC 60534-2-5:2003。

本标准在制定时按 GB/T 1.1—2000《标准化工作导则 第 1 部分：标准的结构和编写规则》和 GB/T 20000.2—2001《标准化工作指南 第 2 部分：采用国际标准的规则》的有关规定做了如下编辑性修改：

- a) 删除了国际标准的前言；

- b) “IEC 60534 的本部分”改为“GB/T 17213 的本部分”；
- c) 原引用文件的引导语按 GB/T 1.1—2000 的规定改成规范性引用文件的引导语；
- d) 用小数点“.”代替作为小数点的逗号“,”。

本部分的附录 A 和附录 B 为资料性附录。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国工业过程测量和控制标准化技术委员会(SAC/TC 124)归口。

本部分负责起草单位:上海工业自动化仪表研究所。

本部分参加起草单位:上海仪器仪表自控系统检验测试所、上海西派埃仪表成套有限公司、天津精通控制仪表技术有限公司、上海自动化仪表股份有限公司自动化仪表七厂、宁夏银星能源股份吴忠仪表有限公司、重庆川仪十一厂有限公司、鞍山自控仪表(集团)股份有限公司。

本部分主要起草人:王炯、陈蒙南、李明华、杨建文、范萍、高强、张世淑、王志泽。

本部分为首次发布。

工业过程控制阀 第 2-5 部分:流通能力 流体流经级间恢复多级控制阀的计算公式

1 范围

GB/T 17213 的本部分包含预测流经多级控制阀的可压缩和不可压缩流体流量的计算公式。

不可压缩流体计算公式以牛顿不可压缩流体标准流体动力学方程为依据。这些公式不用于非牛顿流体、液体混合物、泥浆或液体-固体输送系统。

若压差/绝对入口压力比($\Delta p/p_1$)相当低,可压缩流体的特性类似于不可压缩流体。在这种条件下,可压缩流体的计算公式可以上溯到牛顿不可压缩流体的标准流体动力学方程。但当 $\Delta p/p_1$ 比值增大时会导致可压缩性效应,这就需要用合适的校正系数修改基本方程。可压缩流体的计算公式可用于气体和蒸汽,但不用于气体-液体、蒸汽-液体或气体-固体混合物之类的多相流。

本标准仅适用于多级多通道控制阀和多级单通道控制阀。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/T 17213 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本部分,然而,鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本部分。

GB/T 17213.1—1998 工业过程控制阀 第 1 部分:控制阀术语和总则(eqv IEC 60534-1:1987)

GB/T 17213.2—2005 工业过程控制阀 第 2-1 部分:流通能力 安装条件下流体流量的计算公式(IEC 60534-2-1:1998, IDT)

GB/T 17213.9—2005 工业过程控制阀 第 2-3 部分:流通能力 试验程序(IEC 60534-2-3:1997, IDT)

3 术语和定义

GB/T 17213.1 确立的以及下列术语和定义适用于本部分。

3.1

多级控制阀 multistage control valves

阀内件以间隔分为若干级的球体控制阀(见图 1 和图 2)。所有级的孔径的几何轮廓必须类同。第二级流量系数 C 与第一级流量系数 C 的比值不得超过 1.80。其他级与其前一级的流量系数 C 的比值不得超过 1.55,且必须始终保持 $\pm 9\%$ 的允差。一般不可压缩流体的级流量系数大约相等,只有当要求较高压力降时才能分配给特定级稍小的流量系数 C 。

3.2

间隔 gap

相邻级的间距。

3.3

多级多通道控制阀 multistage multipath control valves

阀内件具有多个以间隔分为若干级的流量通道的球体控制阀(见图 1)。间隔应按下述公式计算,允差 $-10\% \sim +15\%$:

$$\delta = A \times 1/l \times 1.589/(D_s)^{1/2}$$

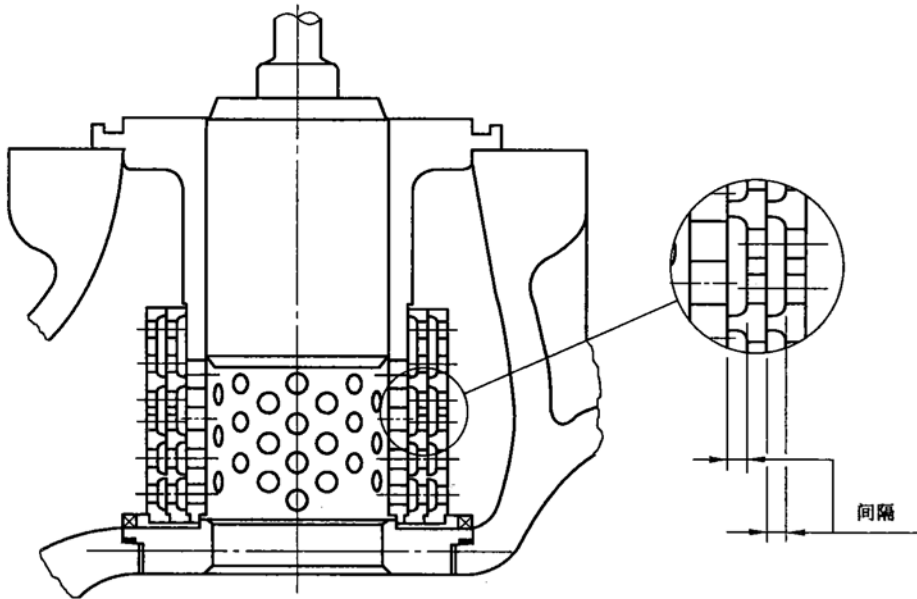
式中:

δ ——间隔,其最小限值为4,最大限值为44,单位为毫米(mm);

A ——额定行程下相邻上游级节流通总横截面积,单位为平方毫米(mm²);

l ——行程,单位为毫米(mm);

D_s ——相邻上游级外径,单位为毫米(mm)。



注:此为多级阀内件的一个实例。

图1 多级多通道阀内件

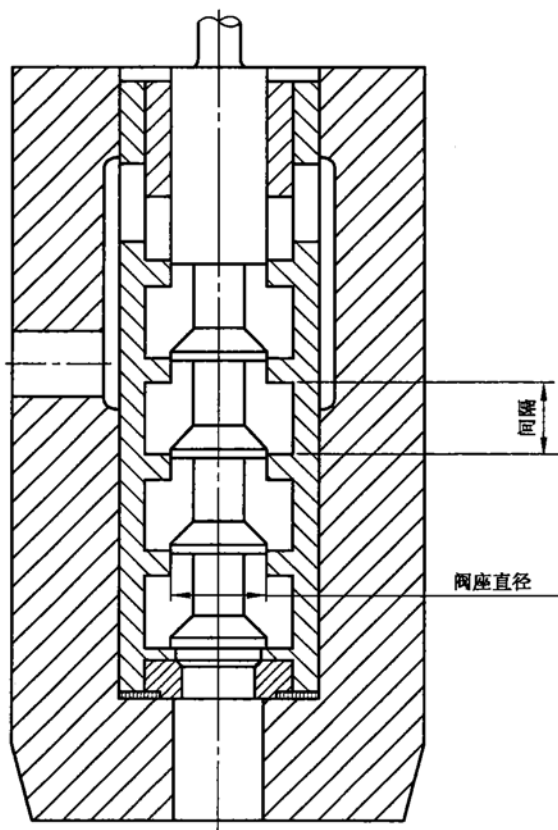
3.4

多级单通道控制阀 multistage single path control valves

阀内件具有以间隔分为若干级的单通道的球形控制阀(见图2)。间隔宜维持在下述最小及最大限值范围内:

最小间隔:前一级阀座直径的0.6倍;

最大间隔:前一级阀座直径的1.1倍。



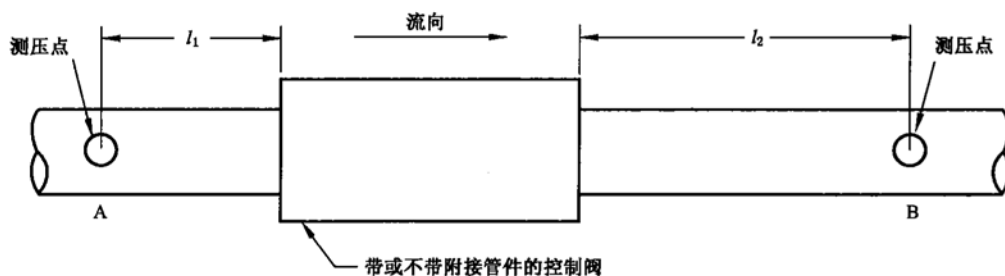
注：此为多级阀内件的一个实例。

图 2 多级单通道阀内件

4 安装

在单级控制阀的应用中，渐缩管或其他管件的影响可能比较显著。而对于 $C_v/d^2 \leq 0.01$ (或 $K_v/d^2 \leq 0.0086$) 的多级控制阀事实上并无影响。

采用本部分提出的关系式计算控制阀尺寸时，都假设计算的流量系数包含 A 点与 B 点之间的全部压头损失，见图 3。



图中：

l_1 ——两倍管道公称通径；

l_2 ——六倍管道公称通径。

图 3 尺寸计算用参考管段

5 符号

符 号	说 明	单 位
C	流量系数(K_v, C_v)	各不相同(见 GB/T 17213. 1) (见注 3)
C_i	用于反复计算的假定流量系数	各不相同(见 GB/T 17213. 1) (见注 3)
d	控制阀公称通径(DN)	mm
D	管道内径	mm
D_1	上游管道内径	mm
D_2	下游管道内径	mm
D_0	节流孔直径	mm
F_F	液体临界压力比系数	无量纲
F_L	无附接管件控制阀的液体压力恢复系数	无量纲(见注 3)
F_{LP}	带附接管件控制阀的液体压力恢复系数和管道几何形状系数的复合系数	无量纲(见注 3)
F_P	管道几何形状系数	无量纲
F_γ	比热比系数	无量纲
k	级相互作用系数	无量纲
M	流体分子量	kg/kmol
N	数字常数(见表 1)	各不相同(见注 1)
n	级数	无量纲
p_1	A 点测得的入口绝对静压力(见图 3)	kPa 或 bar(见注 2)
p_2	B 点测得的出口绝对静压力(见图 3)	kPa 或 bar
p_c	绝对热力学临界压力	kPa 或 bar
p_r	对比压力(p_1/p_c)	无量纲
p_v	入口温度下液体蒸汽的绝对压力	kPa 或 bar
Δp	上、下游取压口的压力差($p_1 - p_2$)	kPa 或 bar
Q	体积流量(见注 4)	m ³ /h
r	再热系数	无量纲
T_1	入口绝对温度	K
T_c	绝对热力学临界温度	K
T_r	对比温度(T_1/T_c)	无量纲
t_s	标准条件下的绝对参比温度	K
W	质量流量	kg/h
x	压差与入口绝对压力之比($\Delta p/p_1$)	无量纲
x_T	阻塞流条件下无附接管件控制阀的压差比系数	无量纲(见注 3)
x_{TP}	阻塞流条件下带附接管件控制阀的压差比系数	无量纲(见注 3)
Y	膨胀系数	无量纲
Z	压缩系数	无量纲
ρ_1	在 p_1 和 T_1 时的流体密度	kg/m ³
ρ_1/ρ_0	相对密度(对于 15℃ 的水, $\rho_1/\rho_0 = 1.0$)	无量纲
γ	比热比	无量纲

表 (续)

符 号	说 明	单 位
ξ	控制阀或阀内件衔接渐缩管、渐扩管或其他管件时的速度头损失系数	无量纲
ξ_1	管件上游速度头损失系数	无量纲
ξ_2	管件下游速度头损失系数	无量纲
ξ_{B1}	入口的伯努利系数	无量纲
ξ_{B2}	出口的伯努利系数	无量纲

注 1: 为确定常数的单位, 应使用表 1 给出的单位对相应的公式进行量纲分析。
 注 2: 1 bar=10² kPa=10⁵ Pa。
 注 3: 这些值与行程有关, 由制造商发布。
 注 4: 体积流量以立方米每小时为单位, 由符号 Q 表示指的是标准条件, 标准立方米每小时是在 1 013. 25 mbar 和 273 K 或 288 K 下的值(见表 1)。

6 不可压缩流体的计算公式

以下所列公式可确定控制阀不可压缩流体的流量、流量系数、相关安装系数和相应工作条件的关系。流量系数可以在下列公式中选择一个合适的方程来计算。

6.1 紊流

控制阀在非阻塞流条件下工作时, 计算流经控制阀的牛顿流体流量的公式由 GB/T 17213.1 的基本公式(1)导出。

6.1.1 非阻塞紊流

6.1.1.1 无附接管件的非阻塞紊流

应用条件: $\Delta p < F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v)$

流量系数应由式(1)确定:

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{\Delta p}} \dots\dots\dots(1)$$

注 1: 数字常数 N_1 取决于一般计算公式中使用的单位和流量系数的类型 K_v 或 C_v 。

注 2: 无附接管件的控制阀在非阻塞紊流条件下的计算示例见附录 B。

6.1.1.2 带附接管件的非阻塞紊流

应用条件: $\Delta p < (F_{LP} / F_F)^2 (p_1 - F_F \times p_v)$

流量系数应由式(2)确定:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_F} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{\Delta p}} \dots\dots\dots(2)$$

注: 管道几何形状系数 F_F 见 8.1。

6.1.2 阻塞紊流

在阻塞流条件下, 流体流经控制阀的最大流量应由下列公式计算。

6.1.2.1 无附接管件的阻塞紊流

应用条件: $\Delta p \geq F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v)$

流量系数应由式(3)确定:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_L} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{p_1 - F_F p_v}} \dots\dots\dots(3)$$

注: 无附接管件的控制阀在阻塞流条件下的计算示例见附录 B。

6.1.2.2 带附接管件的阻塞紊流

应用条件： $\Delta p \geq (F_{LP}/F_P)^2(p_1 - F_F p_v)$

流量系数应由式(4)确定：

$$C = \frac{Q}{N_1 F_{LP}} \sqrt{\frac{\rho_1/\rho_0}{p_1 - F_F p_v}} \dots\dots\dots(4)$$

7 可压缩流体的计算公式

以下所列公式可确定控制阀可压缩流体的流量、流量系数、相关安装系数和相关工作条件的关系。可压缩流体的流量可分为质量流量和体积流量两种单位，因此公式必须能处理这两种情况。流量系数可在下列公式中选择合适的公式来计算。

7.1 紊流

7.1.1 非阻塞紊流

7.1.1.1 无附接管件的非阻塞紊流

应用条件： $x < F_{\gamma} x_T$

流量系数应按下列公式计算：

$$C = \frac{W}{N_6 Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} \dots\dots\dots(5)$$

$$C = \frac{W}{N_8 p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x M}} \dots\dots\dots(6)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \dots\dots\dots(7)$$

注1：膨胀系数Y的详细说明见8.4。

注2：流体分子量M的值见附录A。

7.1.1.2 带附接管件的非阻塞紊流

应用条件： $x < F_{\gamma} x_{TP}$

流量系数应按下列公式计算：

$$C = \frac{W}{N_6 F_P Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} \dots\dots\dots(8)$$

$$C = \frac{W}{N_8 F_P p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x M}} \dots\dots\dots(9)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 F_P p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \dots\dots\dots(10)$$

注1：管道几何形状系数F_P见8.1。

注2：带附接管件的非阻塞紊流控制阀计算示例见附录B。

7.1.2 阻塞紊流

在阻塞流条件下通过控制阀的最大流量应按下列公式计算。

7.1.2.1 无附接管件的阻塞紊流

应用条件： $x \geq F_{\gamma} x_T$ 式(11)~式(13)中F_γx_T的最大值应不超过1。

流量系数应按下列公式计算：

$$C = \frac{W}{N_6 Y \sqrt{F_{\gamma} x_T p_1 \rho_1}} \dots\dots\dots(11)$$

$$C = \frac{W}{N_8 p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{F_{\gamma} x_T M}} \dots\dots\dots(12)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 p_1 Y \sqrt{\frac{M T_1 Z}{F_{\gamma x_T}}}} \quad \dots\dots\dots (13)$$

7.1.2.2 带附接管件的阻塞紊流

应用条件： $x \geq F_{\gamma x_{TP}}$ 式(14)~式(16)中 $F_{\gamma x_{TP}}$ 的最大值应不超过 1。

流量系数应按下列公式计算：

$$C = \frac{W}{N_6 F_P Y \sqrt{F_{\gamma x_{TP}} p_1 \rho_1}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$C = \frac{W}{N_8 F_P p_1 Y \sqrt{\frac{T_1 Z}{F_{\gamma x_{TP}} M}}} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 F_P p_1 Y \sqrt{\frac{M T_1 Z}{F_{\gamma x_{TP}}}}} \quad \dots\dots\dots (16)$$

8 确定修正系数

8.1 管道几何形状系数 F_P

$C_v/d^2 \leq 0.01$ (或 $K_v/d^2 \leq 0.0086$)， F_P 可取为 1。较高的 C_v/d^2 (或 K_v/d^2) 比值的 F_P 取值参见 GB/T 17213.2。

注： F_P 的图形近似值参见 GB/T 17213.2 中图 2a) 和图 2b)。

8.2 液体压力恢复系数 F_L 或 F_{LP}

8.2.1 无附接管件的液体压力恢复系数 F_L

F_L 是无附接管件阀的液体压力恢复系数。该系数表示阻塞流条件下阀体内几何形状对阀容量的影响。它定义为阻塞流条件下的实际最大流量与理论上非阻塞流条件下的流量之比。如果压差是阻塞流条件下的阀入口压力与明显的“缩流断面”压力之差，就要算出理论非阻塞流条件下的流量。系数 F_L 可以通过符合 GB/T 17213.9 的试验来确定。 F_L 的典型值如表 2 所示。

8.2.2 带附接管件的液体压力恢复系数与管道几何形状系数的复合系数 F_{LP}

F_{LP} 是带附接管件控制阀的液体压力恢复系数和管道几何形状系数的复合系数。当 $C_v/d^2 \leq 0.01$ (或 $K_v/d^2 \leq 0.0086$) 时， F_{LP} 等于 F_L 。较高的 C_v/d^2 (或 K_v/d^2) 比值的 F_{LP} 值计算参见 GB/T 17213.2。

8.3 液体临界压力比系数 F_F

F_F 是液体临界压力比系数。该系数是阻塞流条件下明显的“缩流断面”压力与入口温度下液体的蒸汽压力之比。蒸汽压力接近零时这个系数为 0.96。

F_F 值可用图 4 曲线确定或由式(17)确定近似值。

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} \quad \dots\dots\dots (17)$$

8.4 膨胀系数 Y

膨胀系数 Y 表示流体从阀入口流到“缩流断面”(其位置就在节流孔的下游，该处的射流面积最小)处时的密度变化。它还表示压差变化时“缩流断面”面积的变化。

理论上， Y 受以下几个因素的影响：

- a) 阀孔面积与阀体入口面积之比；
- b) 流路的形状；
- c) 压差比 x ；
- d) 雷诺数；
- e) 比热比 γ 。

a)、b)、c) 和 e) 项的影响可用压差比系数 x_T 表示。 x_T 通过空气试验确定，将在 8.5.1 中论述。

雷诺数是控制阀节流孔处惯性力与黏性力之比。在可压缩流体情况下(在多级阀内件情况下)，由

于紊流几乎始终存在,因此其值不受影响。

流体比热比会影响压差比系数 x_T 。

Y 可用式(18)计算:

$$Y = \left[1 - \frac{1 - \left(1 - k \frac{x}{x_T}\right)^{\frac{1}{n}}}{1.212F_\gamma} \right] \left(1 + r \frac{x\sqrt{\kappa-1}}{F_\gamma} \right) \dots\dots\dots(18)$$

代入式(18)的 x 值不可超过 $F_\gamma x_T$,其最大值是 0.963。

式(18)中 x_T 的值不用 F_γ 修正。

有关 k 和 r 的信息分别参见 8.8 和 8.9。

8.5 压差比系数 x_T 和 x_{TP}

8.5.1 无附接管件的压差比系数 x_T

x_T 是无渐缩管或其他管件的控制阀的压差比系数。如果入口压力 p_1 保持恒定并且出口压力 p_2 逐渐降低,则流经控制阀的质量流量就会增大至最大极限值,进一步降低 p_2 流量不再增加,这种情况称作阻塞流。

当压差比 x 达到 $F_\gamma x_T$ 的值时就达到了这个极限值。 x 的这个极限值就定义为临界压差比。即使实际压差比更大,用于式(11)~式(16)中任何一个计算公式的 x 值应保持在这个极限之内。计算 Y[式(18)]时, x 的极限值也是 $F_\gamma x_T$ 。因而,Y 的数值取决于级的数量及 x/x_T 比。压差相当低时,其值接近 1.0。

x_T 值可通过空气试验来确定。试验程序见 GB/T 17213.9。

注:装有全口径阀内件的控制阀全开时的 x_T 典型值见表 2。使用这个资料时应慎重。要求精确值时,应通过试验获得。

8.5.2 带附接管件的压差比系数 x_{TP}

如果多级控制阀装有附接管件,若 $C_v/d^2 \leq 0.01$ (或 $K_v/d^2 \leq 0.0086$),计算公式中使用的 x_T 值不会受到影响。在这种情况下, x_{TP} 等于 x_T 。较高的 C_v/d^2 (或 K_v/d^2) 比值的 x_{TP} 值计算参见 GB/T 17213.2。

8.6 比热比系数 F_γ

系数 x_T 是以接近大气压、比热比为 1.40 的空气流体为基础的。如果流体比热比不是 1.40,可用系数 F_γ 调整 x_T 。比热比系数用式(19)计算:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1.40} \dots\dots\dots(19)$$

注: γ 和 F_γ 的值见附录 A。

8.7 压缩系数 Z

许多计算公式都不包含上游条件下流体的实际密度这一项,而密度则是根据理想气体定律由入口压力和温度导出的,在某些条件下,真实气体性质与理想气体偏差很大。在这些情况下,就应引入压缩系数 Z 来补偿这个偏差。 Z 是对比压力 and 对比温度两者的函数。对比压力 p_r 定义为实际入口绝对压力与所述流体的绝对热力临界压力之比。对比温度 T_r 的定义与此类似,即:

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \dots\dots\dots(20)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \dots\dots\dots(21)$$

注 1: p_c 和 T_c 的值见附录 A。

注 2: 对于多级阀,未知 Z 对 Y 的影响。

注 3: 如果不能确定 Z ,取其值为 1。

8.8 级互作用系数 k

式(18)中,此系数表示将阀压降比 x 转换为缩流断面压降比时所需系数,并包含最终级出口处与

其他级之间压力恢复差异的校正系数。不同数量的级具有特定的 k 值。这些值在表 3 中列出。

8.9 再热系数 r

式(18)的前一项基于各级间流体的完全再加热(膨胀时热度降低后热函的完全恢复),实际上不会出现这样的情况,级间只能部分再加热使流体不膨胀到理论比量,当级的数量增加到 4 以上时由于级数增加导致摩擦再热增强,局部再加热效应逐渐减退。式(18)的后一项识别这些效应并对 Y 的理论计算式作出相应的改变,系数 r 使得校正量可通过阀压降比进行计算,不同数量的级具有特定的 r 值。这些值在表 3 中列出。

表 1 数字常数 N

常 数	流量系数 C		公式的单位
	K_v	C_v	$p, \Delta p$
N_1	1×10^{-1}	8.65×10^{-2}	kPa
	1	8.65×10^{-1}	bar
N_2	1.6×10^{-3}	2.14×10^{-3}	—
N_5	1.80×10^{-3}	2.41×10^{-3}	—
N_6	3.16	2.73	kPa
	3.16×10^1	2.73×10^1	bar
N_8	1.10	9.48×10^{-1}	kPa
	1.1×10^2	9.48×10^1	bar
N_9 ($t_s = 0 \text{ }^\circ\text{C}$)	2.46×10^1	2.12×10^1	kPa
	2.46×10^3	2.12×10^3	bar
N_9 ($t_s = 15 \text{ }^\circ\text{C}$)	2.60×10^1	2.25×10^1	kPa
	2.60×10^3	2.25×10^3	bar

注: 使用表中提供的数字常数和表中规定的实际公制单位就能得出规定单位的流量系数。

表 2 液体压力恢复系数 F_L 和额定行程下的压差比系数 x_T 的典型值^a

控制阀类型	阀内件类型	级的数量	流向 ^b	F_L ^{c,d}	x_T
球形阀,角阀	多级 多通道	2	流开或流关	0.97	0.812
		3	流开或流关	0.99	0.888
		4	流开或流关	0.99	0.925
		5	流开或流关	0.99	0.950
球形阀,角阀	多级 单通道	3	流开或流关	0.97	0.896
		4	流开或流关	0.99	0.935
		5	流开或流关	0.99	0.960

^a 这些值仅为典型值,实际值应由制造商规定。

^b 趋于阀开或阀关的流体流向,即将截流件推离或推向阀座。

^c F_L 的值被认为在所有百分数的 C 时都是恒定的。

^d 所有级的孔径的几何轮廓都必须类同。

表 3 级相互作用系数 k 和再热系数 r 的值

级 数	k	r
1	0.404	0
2	0.673	0.215
3	0.825	0.316
4	0.885	0.335
5	0.915	0.310

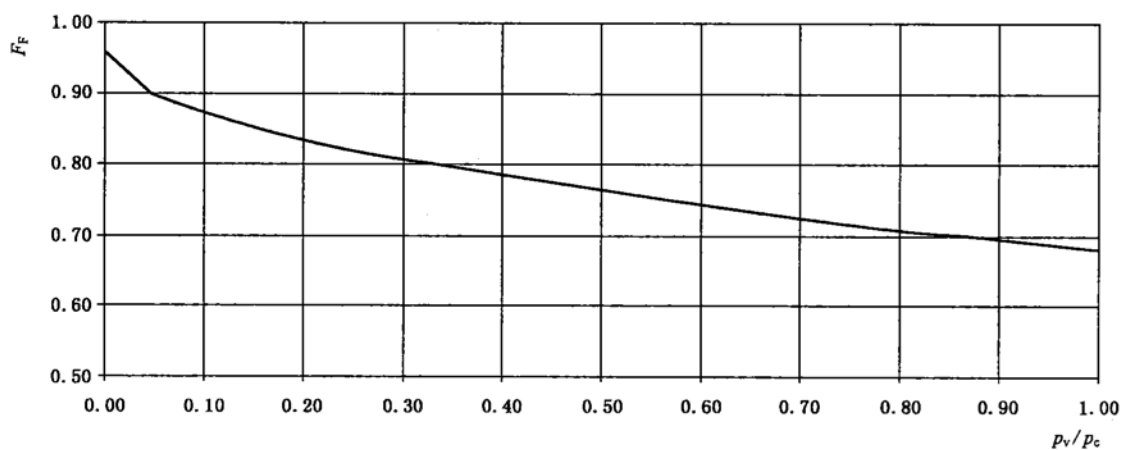


图 4 液体临界压力比系数 F_F

附录 A
(资料性附录)
物理常数*

气体和蒸汽	符号	M	γ	F_r	p_c^b	T_c^c
乙炔	C_2H_2	26.04	1.30	0.929	6 140	309
空气	—	28.97	1.4	1.000	3 771	133
氨	NH_3	17.03	1.32	0.943	11 400	406
氩	A	39.948	1.67	1.191	4 870	151
苯	C_6H_6	78.11	1.12	0.800	4 924	562
异丁烷	C_4H_{10}	58.12	1.10	0.784	3 638	408
丁烷	C_4H_{10}	58.12	1.11	0.793	3 800	425
异丁烯	C_4H_8	56.11	1.11	0.790	4 000	418
二氧化碳	CO_2	44.01	1.30	0.929	7 387	304
一氧化碳	CO	28.01	1.40	1.000	3 496	133
氯气	Cl_2	70.906	1.31	0.934	7 980	417
乙烷	C_2H_6	30.07	1.22	0.871	4 884	305
乙烯	C_2H_4	28.05	1.22	0.871	5 040	283
氟	F_2	18.998	1.36	0.970	5 215	144
氟里昂 11(三氯-氟化甲烷)	CCl_3F	137.37	1.14	0.811	4 409	471
氟里昂 12(二氯二氟甲烷)	CCl_2F_2	120.91	1.13	0.807	4 114	385
氟里昂 13(一氯三氟代甲烷)	$CClF_3$	104.46	1.14	0.814	3 869	302
氟里昂 22(一氯二氟代甲烷)	$CHClF_2$	80.47	1.18	0.846	4 977	369
氦	He	4.003	1.66	1.186	229	5.25
庚烷	C_7H_{16}	100.20	1.05	0.750	2 736	540
氢	H_2	2.016	1.41	1.007	1 297	33.25
氯化氢	HCl	36.46	1.41	1.007	8 319	325
氟化氢	HF	20.01	0.97	0.691	6 485	461
甲烷	CH_4	16.04	1.32	0.943	4 600	191
一氯甲烷	CH_3Cl	50.49	1.24	0.889	6 677	417
天然气	—	17.74	1.27	0.907	4 634	203
氖	Ne	20.179	1.64	1.171	2 726	44.45
一氧化氮	NO	63.01	1.40	1.000	6 485	180
氮	N_2	28.013	1.40	1.000	3 394	126
辛烷	C_8H_{18}	114.23	1.66	1.186	2 513	569
氧	O_2	32.000	1.40	1.000	5 040	155

表(续)

气体和蒸汽	符号	M	γ	F_γ	p_c^b	T_c^c
戊烷	C_5H_{12}	72.15	1.06	0.757	3 374	470
丙烷	C_3H_8	44.10	1.15	0.821	4 256	370
丙二醇	$C_3H_8O_2$	42.08	1.14	0.814	4 600	365
饱和蒸汽	—	18.016	1.25~1.32 ^d	0.893~0.943 ^d	22 119	647
二氧化硫	SO_2	64.06	1.26	0.900	7 822	430
过热蒸汽	—	18.016	1.315	0.939	22 119	647

^a 环境温度和大气压力下的流体常数(不包括蒸汽)。
^b 压力单位为 kPa(绝对压力)。
^c 温度单位 K。
^d 代表性值,准确的特性需要了解确切的组成成分。

附 录 B
(资料性附录)
公式计算范例

B.1 例 1:不可压缩流体——无接管件非阻塞紊流

过程数据:

流体:	水
入口绝对温度:	$T_1=356\text{ K}$
密度:	$\rho_1=970\text{ kg/m}^3$
蒸汽压力:	$p_v=55.2\text{ kPa}$
热力学临界压力:	$p_c=22\ 120\text{ kPa}$
入口绝对压力:	$p_1=680\text{ kPa}$
出口绝对压力:	$p_2=120\text{ kPa}$
流量:	$Q=295\text{ m}^3/\text{h}$
管道尺寸:	$D_1=D_2=150\text{ mm}$

控制阀数据:

控制阀类型:	球形阀
阀内件:	3级,多通道
流向:	流关
控制阀尺寸:	$d=150\text{ mm}$
液体压力恢复系数:	$F_L=0.99$ (见表 2)

计算:

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0.946 \quad \dots\dots\dots(17)$$

式中:

$$p_v = 55.2\text{ kPa};$$

$$p_c = 22\ 120\text{ kPa}.$$

下一步,确定流态:

$$F_L^2(p_1 - F_F p_v) = 615\text{ kPa}$$

它大于压差 560 kPa,因此,流态是非阻塞流,流量系数 C 用式(1)计算:

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho_1/\rho_0}{\Delta p}} = 123\text{ m}^3/\text{h} \text{ (对于 } K_v) \quad \dots\dots\dots(1)$$

式中:

$$Q = 295\text{ m}^3/\text{h};$$

$$N_1 = 1 \times 10^{-1} \text{ (见表 1)};$$

$$\rho_1/\rho_0 = 0.97;$$

$$\Delta p = 560\text{ kPa}.$$

B.2 例 2:不可压缩流体——无附接管件的阻塞紊流

过程数据:

流体:	水
入口温度:	$T_1 = 366 \text{ K}$
密度:	$\rho_1 = 965 \text{ kg/m}^3$
蒸汽压力:	$p_v = 80 \text{ kPa}$
热力学临界压力:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
入口绝对压力:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
出口绝对压力:	$p_2 = 76 \text{ kPa}$
流量:	$Q = 284 \text{ m}^3/\text{h}$
管道尺寸:	$D_1 = D_2 = 150 \text{ mm}$

控制阀数据:

控制阀类型:	球形阀
阀内件:	3级,多通道
流向:	流关
控制阀尺寸:	$d = 150 \text{ mm}$
液体压力恢复系数:	$F_L = 0.99$ (见表 2)

计算:

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0.943 \quad \dots\dots\dots (17)$$

式中:

- $p_v = 80.1 \text{ kPa};$
 - $p_c = 22\,120 \text{ kPa}.$
- 下一步,确定流态:

$$F_L^2 (p_1 - F_F p_v) = 593 \text{ kPa}$$

它小于压差($\Delta p = 460 \text{ kPa}$),因此,流态是阻塞流,流量系数 C 用式(3)计算:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_L} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{p_1 - F_F p_v}} = 115 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (对于 } K_v) \quad \dots\dots\dots (3)$$

式中:

- $Q = 284 \text{ m}^3/\text{h};$
- $N_1 = 1 \times 10^{-1}$ (见表 1);
- $F_L = 0.99;$
- $\rho_1 / \rho_0 = 0.967;$
- $p_1 = 680 \text{ kPa};$
- $F_F = 0.943;$
- $p_v = 80 \text{ kPa}.$

B.3 例 3:可压缩流体——带附接管件的非阻塞流

过程数据:

流体: 蒸汽
 入口温度: $T_1=523$ K
 分子量: $M=18$ kg/kmol
 密度: $\rho_1=5.98$ kg/kmol
 比热比: $\gamma=1.31$
 入口绝对压力: $p_1=1\ 379$ kPa
 出口绝对压力: $p_2=552$ kPa
 压差比: $x=0.600$
 流量: $W=16\ 800$ kg/h
 入口管道尺寸: $D_1=200$ mm
 出口管道尺寸: $D_2=200$ mm

控制阀数据:
 控制阀类型: 球形阀
 阀内件: 3级, 钻孔同心套筒
 控制阀尺寸: $D_1=200$ mm, $D_2=200$ mm
 压差比系数: $x_T=0.888$
 级互作用系数: $k=0.825$
 再热系数: $r=0.316$

计算:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1.40} = 0.936 \quad \dots\dots\dots(19)$$

$$Y = \left[1 - \frac{1 - \left(1 - k \frac{x}{x_T}\right)^{\frac{1}{n}}}{1.212F_\gamma} \right] \left(1 + r \frac{x}{F_\gamma} \sqrt{\gamma-1} \right) = 0.920 \quad \dots\dots\dots(18)$$

式中:

$k=0.825$;
 $x=0.599$;
 $x_T=0.888$;
 $F_\gamma=0.936$;
 $r=0.316$;
 $n=3$ 。

$$C = \frac{W}{N_s Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} = 82.2 \text{ m}^3/\text{h}(\text{对于 } K_v) \quad \dots\dots\dots(5)$$

式中:

$W=16\ 800$ kg/h;
 $Y=0.920$;
 $x=0.599$;
 $x_T=0.888$;
 $p_1=1\ 379$ kPa;
 $\rho_1=5.98$ kg/m³;

$N_6 = 3.16$ (见表 1)。

B.4 例 4: 多级尺寸计算, 可压缩流体——无附接管件阻塞流

过程数据:

流体:	碳氢气体
入口温度:	$T_1 = 348 \text{ K}$
分子量:	$M = 44 \text{ kg/kmol}$
比热比:	$\gamma = 1.15$
压缩系数:	$Z = 1.01$
入口绝对压力:	$p_1 = 690 \text{ kPa}$
出口绝对压力:	$p_2 = 120 \text{ kPa}$
流量:	$Q = 5\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ (在压力 101.325 kPa, 温度 288 K 时)
入口管道尺寸:	$D_1 = 150 \text{ mm}$
出口管道尺寸:	$D_2 = 150 \text{ mm}$
压差比:	$x = 0.826$

控制阀数据:

控制阀类型:	球形阀
阀内件:	2 级, 钻孔同心套筒
控制阀尺寸:	$D_1 = 150 \text{ mm}$ 入口, $D_2 = 150 \text{ mm}$ 出口
多级阀往往具备膨胀出口	
压差比系数:	$x_T = 0.812$
级相互作用系数:	$k = 0.673$
再热系数:	$r = 0.215$

计算:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1.40} = 0.821 \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$Y = \left[1 - \frac{1 - \left(1 - k \frac{x}{x_T}\right)^{\frac{1}{n}}}{1.212 F_\gamma} \right] \left(1 + r \frac{x}{F_\gamma} \sqrt{\gamma - 1} \right) = 0.784 \quad \dots\dots\dots (18)$$

式中:

- $k = 0.673$;
- $x = 0.826$ (由于 x 的实际值大于 $F_\gamma x_T$, 式(18)中的 x 必须用 $F_\gamma x_T$ 代替);
- $x_T = 0.812$;
- $F_\gamma = 0.821$;
- $F_\gamma x_T = 0.667$;
- $r = 0.215$;
- $n = 2$ 。

$$C = \frac{Q}{N_6 p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} = 54.1 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (对于 } K_v) \quad \dots\dots\dots (10)$$

式中:

$Q = 5\,000 \text{ m}^3/\text{h}$;

$M=44 \text{ kg/kmol}$;
 $T_1=348 \text{ K}$;
 $Z=1.01$;
 $p_1=690 \text{ kPa}$;
 $Y=0.784$;
 $x(=x_T F_\gamma)=0.667$;
 $N_9=2.60 \times 10$ (见表 1)。

B.5 例 5:可压缩流体——带附接管件的非阻塞流

尽管附接管件对流经多级阀的流体的影响可忽略不计,因而可假设 F_p 等于 1,本文仍列出例 5 以证明此假设的有效性。

过程数据:

流体:	二氧化碳
入口温度:	$T_1=433 \text{ K}$
分子量:	$M=44.01 \text{ kg/kmol}$
比热比:	$\gamma=1.30$
压缩系数:	$Z=0.988$
入口绝对压力:	$p_1=680 \text{ kPa}$
出口绝对压力:	$p_2=286 \text{ kPa}$
流量:	$Q=1\,840 \text{ m}^3/\text{h}$ (在压力 101.325 kPa,温度 0 °C 时)
入口管道尺寸:	$D_1=100 \text{ mm}$
出口管道尺寸:	$D_2=150 \text{ mm}$
渐缩管:	短尺寸,同轴

控制阀数据:

控制阀类型:	球形阀
阀内件:	3 级,多通道(钻孔同心套筒)
控制阀尺寸:	$d=80 \text{ mm}$
压差比系数:	$x_T=0.888$ (见表 2)
液体压力恢复系数:	$F_L=0.99$ (见表 2)

计算:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1.40} = 0.929 \quad \dots\dots\dots(19)$$

式中: $\gamma=1.30$

$$x = \frac{\Delta p}{p_1} = 0.579$$

它小于 $F_\gamma x_T=0.824$;因此,流动是非阻塞流,流量系数由式(10)计算。

$$Y = \left[1 - \frac{1 - \left(1 - k \frac{x}{x_T}\right)^{\frac{1}{n}}}{1.212 F_\gamma} \right] \left(1 + r \frac{x}{F_\gamma} \sqrt{\pi-1} \right) \quad \dots\dots\dots(18)$$

式中:

$Y=0.913$;

$x=0.579$;
 $F_\gamma=0.928$;
 $x_T=0.888$;
 $k=0.825$ (见表 3);
 $r=0.316$ (见表 3);
 $n=3$ 。

$$C = \frac{Q}{N_s F_p p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} = 21.7 \text{ m}^3/\text{h} (\text{对于 } K_v) \dots\dots\dots (10)$$

式中:

$Q=1\ 840 \text{ m}^3/\text{h}$
 $N_s=2.46 \times 10^1$ (对于 $t_s=0 \text{ }^\circ\text{C}$, 见表 1);
 F_p =假设为 1;
 $p_1=680 \text{ kPa}$;
 $Y=0.913$;
 $M=44.01 \text{ kg/kmol}$;
 $T_1=433 \text{ K}$;
 $Z=0.988$;
 $x=0.579$;

由于两个渐缩管都是同心、短尺寸的, 速度头损失系数可以用以下公式计算:

入口渐缩管:

$$\zeta_1 = 0.5[1 - (d/D_1)^2]^2 = 0.065 \dots\dots\dots (23)$$

引用 GB/T 17213.2

式中:

$d=80 \text{ mm}$;
 $D_1=100 \text{ mm}$ 。

对于出口渐缩管:

$$\zeta_2 = 1.0[1 - (d/D_2)^2]^2 = 0.512 \dots\dots\dots (24)$$

引用 GB/T 17213.2

式中:

$d=80 \text{ mm}$;
 $D_2=150 \text{ mm}$ 。

伯努利系数为:

出口渐缩管:

$$\zeta_{B1} = 1 - (d/D_1)^4 = 0.590 \dots\dots\dots (22)$$

引用 GB/T 17213.2

式中:

$d=80 \text{ mm}$;
 $D_1=100 \text{ mm}$ 。

$$\zeta_{B1} = 1 - (d/D_2)^4 = 0.919 \dots\dots\dots (22)$$

引用 GB/T 17213.2

式中:

$d=50 \text{ mm}$;
 $D_2=100 \text{ mm}$ 。

入口和出口渐缩管的有效速度头损失系数:

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} = 0.248 \quad \dots\dots\dots(21)$$

引用 GB/T 17213.2

式中:

$$\zeta_1 = 0.065;$$

$$\zeta_2 = 0.512;$$

$$\zeta_{B1} = 0.590;$$

$$\zeta_{B2} = 0.919。$$

用迭代法计算渐缩管的影响,从 $C_i = C, F_{P(1)} = 1$ 开始:

$$F_{P(2)} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \left(\frac{C_1}{d^2}\right)^2}} = 0.999 \quad \dots\dots\dots(20)$$

引用 GB/T 17213.2

式中:

$$\sum \zeta = 0.248;$$

$$C_1 = C = 21.7 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$d = 80 \text{ mm};$$

$$N_2 = 1.60 \times 10^{-3} \text{ (见表 1)}。$$

因为 $F_{P(2)}/F_{P(1)} = 0.999$, 大于 0.990, 所以最后计算时用 $F_{P(2)}$ 代替 F_P 。

$$x_{TP} = \frac{\frac{x_T}{F_P^2}}{1 + x_T \frac{\sum \zeta_1}{N_5} \left(\frac{C}{d^2}\right)^2} = 0.886 \quad \dots\dots\dots(37)$$

引用 GB/T 17213.2

式中:

$$x_T = 0.888;$$

$$F_P = 0.999;$$

$$\zeta_1 = \zeta_1 + \zeta_{B1} = 0.655;$$

$$N_5 = 1.80 \times 10^{-3};$$

$$C = 21.7 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$d = 80 \text{ mm}。$$

$F_y x_{TP} = 0.928 \times 0.886 = 0.822$, 大于 $x = 0.579$, 所以是非阻塞流。

以式(10)重新计算 C:

$$C = \frac{Q}{N_9 F_P p_1 Y} \sqrt{\frac{MT_1 Z}{x}} = 21.7 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (对于 } K_v) \quad \dots\dots\dots(10)$$

式中: $F_P = 0.999$ 。

参 考 文 献

- [1] Boger H W. "Multi-Step Control Valves: Testing and Sizing", *ISA Conference and Exhibit*, Paper 801, (New York, 1972).
- [2] Perego A. "A New Method for Multistage Trim Sizing", *Valvole & Attuatori*, March/April 1995, pp. 6-20.
- [3] Singleton E W. "Multistage Control Valve Sizing", *Intech*, Instrument Society of America, Research Triangle Park, NC 27709, August 1997, pp. 47-51.
- [4] Singleton E W. "The Calculation of the 'Y' Factor for Multistage Control Valves", *Valve World*, April 2001, pp. 38-43.
-

中华人民共和国
国家标准
工业过程控制阀 第2-5部分:流通能力
流体流经级间恢复多级控制阀的计算公式
GB/T 17213.17—2010/IEC 60534-2-5:2003

*
中国标准出版社出版发行
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码:100045

网址 www.spc.net.cn
电话:68523946 68517548
中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

*
开本 880×1230 1/16 印张 1.75 字数 43 千字
2011年5月第一版 2011年5月第一次印刷

*
书号:155066·1-42632 定价 27.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68533533



GB/T 17213.17-2010