



# 中华人民共和国国家标准

GB/T 17213.2—2005/IEC 60534-2-1:1998

---

## 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

Industrial-process control valves—Part 2-1: Flow capacity—Sizing equations for  
fluid flow under installed conditions

(IEC 60534-2-1:1998, IDT)

2005-09-09 发布

2006-04-01 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 .....	I
1 范围 .....	1
2 规范性引用文件 .....	1
3 定义 .....	1
4 安装 .....	1
5 符号 .....	2
6 不可压缩流体的计算公式 .....	3
7 可压缩流体的计算公式 .....	4
8 修正系数的确定 .....	6
附录 A (资料性附录) 控制阀类型修正系数 $F_d$ 的推导 .....	16
附录 B (资料性附录) 控制阀流量计算流程图 .....	19
附录 C (资料性附录) 物理常数 .....	23
附录 D (资料性附录) 尺寸计算示例 .....	25
参考文献 .....	34

## 前 言

GB/T 17213《工业过程控制阀》分为如下部分：

- 控制阀术语和总则(eqv IEC 60534-1;1987)
- 流通能力 安装条件下流体流量的计算公式(IEC 60534-2-1;1998,IDT)
- 流通能力 试验程序(IEC 60534-2-3;1997,IDT)
- 流通能力 固有流量特性和可调比(IEC 60534-2-4;1989,IDT)
- 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(IEC 60534-3-1;2000,IDT)
- 尺寸 角行程控制阀(蝶阀除外)的端面距(IEC 60534-3-2;2001,IDT)
- 尺寸 对焊式两通球形直通控制阀的端距(IEC 60534-3-3;1998,IDT)
- 检验和例行试验(IEC 60534-4;1999,IDT)
- 标志(eqv IEC 60534-5;1982)
- 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(IEC 60534-6-1;1997,IDT)
- 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(IEC 60534-6-2;2000,IDT)
- 控制阀数据单(eqv IEC 60534-7;1989)
- 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(eqv IEC 60534-8-1;1986)
- 噪声的考虑 实验室内测量液流流经控制阀产生的噪声(IEC 60534-8-2;1991,IDT)
- 噪声的考虑 空气动力流流经控制阀产生的噪声的预测方法(IEC 60534-8-3;2000,IDT)
- 噪声的考虑 液流流经控制阀产生的噪声的预测方法(IEC 60534-8-4;1994,IDT)

本部分为GB/T 17213的第2部分。

本部分等同采用IEC 60534-2-1:1998《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》(英文版)。

本部分等同翻译IEC 60534-2-1:1998。

为便于使用,本部分作了下列编辑性修改:

- a) “本国际标准”一词改为“GB/T 17213的本部分”;
- b) 用小数点“.”代替作为小数点的“,”;
- c) 删除国际标准的前言;
- d) 已将IEC 60534-2-1:1998的技术勘误并入文本中,在改动内容的页边空白处用垂直双线(∥)标识;
- e) 资料性附录中仅对所涉及的IEC 60534-2-1:1998的技术勘误和同一已知数据出现不相符的差错作了相应更正,但对示例中计算过程取得数据的差错未作更改。

本部分的附录A、附录B、附录C、附录D均为资料性附录。

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第一分技术委员会归口。

本部分由天津市自动化仪表四厂负责起草。参加起草的单位:机械工业仪器仪表综合技术经济研究所、上海工业自动化仪表研究所、上海自动化仪表股份有限公司自动化仪表七厂、重庆川仪十一厂有限公司、吴忠仪表股份有限公司。

本部分主要起草人:王群增、郑秋萍、王燕、冯晓升、王凌霄、范萍、陈蒙南、李元涛、高强。

## 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

### 1 范围

GB/T 17213 的本部分包括预测流经控制阀的可压缩流体和不可压缩流体流量的计算公式。

不可压缩流体的公式是根据牛顿不可压缩流体的标准流体动力学方程导出的,它不能扩展到非牛顿流体、混合流体、悬浮液或两相流体。

在压差与入口压力之比( $\Delta p/p_1$ )很低时,可压缩流体的性质与不可压缩流体相似。在这种情况下,本部分给出的公式可以从牛顿不可压缩流体的基本伯努利方程中导出。但  $\Delta p/p_1$  的值增大时,就会引起可压缩效应,这就需要用适当的修正系数对基本方程进行修正。本部分提出的公式适用于气体或蒸汽,不适用于气体-液体、蒸汽-液体或气体-固体混合物的多相流。

对可压缩流体的应用,本部分对  $x_T \leq 0.84$  (见表 2) 的控制阀是正确的。对  $x_T > 0.84$  的控制阀(一些多级阀),有较大的误差。

仅当  $K_v/d^2 < 0.04$  ( $C_v/d^2 < 0.047$ ) 时,才能保持合理的精确度。

### 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 17213.9—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 定义

GB/T 17213.1 给出的定义以及下列定义适用于本部分。

#### 3.1

**控制阀类型修正系数 valve style modifier**

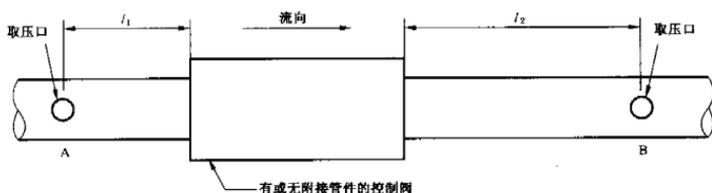
$F_d$

单流路的水力直径与节流孔直径的比值,其中节流孔的面积等于给定行程下所有相同流路面积的总和。它是由制造商给出的行程的函数。参见附录 A。

### 4 安装

在许多工业应用中,控制阀上连接有渐缩管或其他管件。这些管件通常会明显影响控制阀的额定流量系数。所以必须用一个修正系数来计算这些影响,并利用其他一些系数来考虑流体特性对控制阀流通能力的影响。

采用本文提出的公式和关系曲线计算控制阀尺寸时,计算出的流量系数被假定包括 A、B 两点之间的全部压头损失,见图 1。



$l_1$  = 两倍的管道公称直径

$l_2$  = 六倍的管道公称直径

图 1 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 4)
$C_1$	用于反复计算的假定流量系数	各不相同(见 GB/T 17213.1) (见注 4)
$d$	调节阀公称直径(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
$F_d$	控制阀类型修正系数(见附录 A)	无量纲(见注 4)
$F_F$	液体临界压力比系数	无量纲
$F_L$	无接管件控制阀的液体压力恢复系数	无量纲(见注 4)
$F_{Lp}$	带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 4)
$F_F$	管道几何形状系数	无量纲
$F_R$	雷诺数系数	无量纲
$F_\gamma$	比热比系数	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)
$p_1$	上游取压口测得的入口绝对静压力(见图 1)	kPa 或 bar(见注 2)
$p_2$	下游取压口测得的出口绝对静压力(见图 1)	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
$\Delta p$	上、下游取压口的压力差( $p_1 - p_2$ )	kPa 或 bar
$Q$	体积流量(见注 5)	m <sup>3</sup> /h
$Re_c$	控制阀的雷诺数	无量纲

表 (续)

符号	说 明	单 位
$T_1$	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
$t_s$	标准条件下的绝对对比温度	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
$x_T$	阻塞流条件下无接管件控制阀的压差比系数	无量纲(见注4)
$x_{TP}$	阻塞流条件下带接管件控制阀的压差比系数	无量纲(见注4)
$Y$	膨胀系数	无量纲
$Z$	压缩系数	无量纲
$\nu$	运动粘度	$m^2/s$ (见注3)
$\rho_1$	在 $p_1$ 和 $T_1$ 时的流体密度	$kg/m^3$
$\rho_1/\rho_0$	相对密度(对于 15°C 的水, $\rho_1/\rho_0=1.0$ )	无量纲
$\gamma$	比热比	无量纲
$\xi$	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
$\xi_1$	管件上游速度头损失系数	无量纲
$\xi_2$	管件下游速度头损失系数	无量纲
$\xi_{in}$	入口的伯努利系数	无量纲
$\xi_{ex}$	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=10<sup>5</sup> kPa=10<sup>6</sup> Pa。  
注 3: 1 厘斯=10<sup>-6</sup> m<sup>2</sup>/s。  
注 4: 这些值与行程有关, 由制造商发布。  
注 5: 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 101.325 kPa (1013.25 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公式来计算, 附录 B 提供了不可压缩流体计算流程图。

### 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 的基本公式导出。

#### 6.1.1 非阻塞紊流

##### 6.1.1.1 无接管件的非阻塞紊流

应用条件:  $\Delta p < F_{1.2}(\rho_1 - F_F \rho_v)$

流量系数应由下式确定:

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

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: 在附录 D 中提供了无接管件的控制阀在非阻塞紊流条件下的计算示例。

6.1.1.2 带附接管件的非阻塞紊流

应用条件:  $\Delta p < [(F_{LP}/F_F)^2(\rho_1 - F_F \rho_v)]$

流量系数应由下式确定:

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

注: 管道几何形状系数  $F_F$  在 8.1 中提出。

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:  $\Delta p \geq F_{L1}^2(\rho_1 - F_F \rho_v)$

流量系数应由下式确定:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_{L1}} \sqrt{\frac{\rho_1/\rho_0}{p_1 - F_F p_v}} \dots\dots\dots (3)$$

注: 附录 D 中提供了无附接管件的控制阀在阻塞流条件下的计算示例。

6.1.2.2 带附接管件的阻塞紊流

应用条件:  $\Delta P \geq (F_{LP}/F_F)^2(\rho_1 - F_F \rho_v)$

流量系数应由下式确定:

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

6.2 非紊流(层流和过渡流)

当在非紊流条件下工作时, 通过控制阀的牛顿流体流量计算公式由 GB/T 17213.1 中的基本公式导出。这个公式适用于  $Re_v < 10\,000$  的条件(见式(28))。

6.2.1 无附接管件的非紊流

流量系数应由下式确定:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_R} \sqrt{\frac{\rho_1/\rho_0}{\Delta p}} \dots\dots\dots (5)$$

6.2.2 带附接管件的非紊流

对非紊流, 近连式渐缩管或其他管件的影响是未知的。尽管没有安装在渐缩管之间的控制阀内的层流或过渡流状态的信息, 还是要建议使用这些控制阀的用户用与管道同口径控制阀的适当计算公式来计算  $F_R$ 。这样, 可以得到一个保守的流量系数, 这是由于渐缩管和渐扩管产生的涡流, 推迟了层流的产生。因此它将提高给定控制阀雷诺数系数  $F_R$ 。

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。附录 B 提供了可压缩流体计算流程图。

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:  $x < F_T, x_T$

流量系数应按下式计算:

$$C = \frac{W}{N_6 Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} \dots\dots\dots (6)$$

$$C = \frac{W}{N_8 \rho_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{xM}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 \rho_1 Y} \sqrt{\frac{MT_1 Z}{x}} \quad \dots\dots\dots (8)$$

注1: 膨胀系数  $Y$  的详细说明见 8.5。

注2: 流体分子量  $M$  的值见附录 C。

### 7.1.1.2 带附接管件的非阻塞紊流

应用条件:  $x < F_{\gamma} x_{TP}$

流量系数应按下式计算:

$$C = \frac{W}{N_6 F_{\gamma} Y} \sqrt{x \rho_1 \rho_1} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$C = \frac{W}{N_8 F_{\gamma} \rho_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{xM}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 F_{\gamma} \rho_1 Y} \sqrt{\frac{MT_1 Z}{x}} \quad \dots\dots\dots (11)$$

注1: 管道几何形状系数  $F_{\gamma}$  见 8.1。

注2: 带附接管件的非阻塞紊流控制阀计算举例见附录 D。

### 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:  $x \geq F_{\gamma} x_T$

流量系数应按下式计算:

$$C = \frac{W}{0.667 N_6} \sqrt{F_{\gamma} x_T \rho_1 \rho_1} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$C = \frac{W}{0.667 N_8 \rho_1} \sqrt{\frac{T_1 Z}{F_{\gamma} x_T M}} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$C = \frac{Q}{0.667 N_9 \rho_1} \sqrt{\frac{MT_1 Z}{F_{\gamma} x_T}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

#### 7.1.2.2 带附接管件的阻塞紊流

应用条件:  $x \geq F_{\gamma} x_{TP}$

流量系数应按下式计算:

$$C = \frac{W}{0.667 N_6 F_{\gamma}} \sqrt{F_{\gamma} x_{TP} \rho_1 \rho_1} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$C = \frac{W}{0.667 N_8 F_{\gamma} \rho_1} \sqrt{\frac{T_1 Z}{F_{\gamma} x_{TP} M}} \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$C = \frac{Q}{0.667 N_9 F_{\gamma} \rho_1} \sqrt{\frac{MT_1 Z}{F_{\gamma} x_{TP}}} \quad \dots\dots\dots (17)$$

### 7.2 非紊流(层流和过渡流)

当在非紊流条件下操作时,通过控制阀的牛顿流体流量公式由 GB/T 17213.1 中的基本公式导出。

这些公式适用于  $Re_e < 10\,000$  (见式(28)) 的条件。在下列条款中,由于是不等熵膨胀,所以用  $(p_1 + p_2)/2$  对气体的密度进行修正。

### 7.2.1 无附接管件的非紊流

流量系数应按下式计算:

$$C = \frac{W}{N_{27} F_R} \sqrt{\frac{T_1}{\Delta p (p_1 + p_2) M}} \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$C = \frac{Q}{N_{27} F_R} \sqrt{\frac{M T_1}{\Delta p (p_1 + p_2)}} \quad \dots\dots\dots (19)$$

注:小流量阀内件控制阀的计算举例见附录 D。

### 7.2.2 带附接管件的非紊流

对非紊流,近连式渐缩管或其他管件的影响是未知的。尽管没有安装在渐缩管之间的控制阀内的层流或过渡流状态的信息,还是要建议使用这些控制阀的用户用与管道同口径控制阀的适当计算公式来计算  $F_R$ 。这样,可以得到一个保守的流量系数,这是由于渐缩管和渐扩管产生的涡流,推迟了层流的产生。因此它将提高给定控制阀雷诺数系数  $F_R$ 。

## 8 修正系数的确定

### 8.1 管道几何形状系数 $F_p$

控制阀阀体上、下游装有附接管件时,必须考虑管道几何形状系数  $F_p$ 。 $F_p$  是流经带有附接管件控制阀的流量与无附接管件的流量之比。两种安装情况(见图 1)的流量均在不产生阻塞流的同一试验条件下测得。为满足系数  $F_p$  的精确度为  $\pm 5\%$  的要求,系数  $F_p$  应该按 GB/T 17213.9 规定的试验确定。

在允许估算时,应采用下式计算:

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta (C_i/d^2)}{N_z}}} \quad \dots\dots\dots (20)$$

在此式中  $\sum \zeta$  是控制阀上所有附接管件的全部有效速度头损失系数的代数和。控制阀自身的速度头损失系数不包括在内。

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

当控制阀的出入口处管道直径不同时,系数  $\zeta_{B1}$  以下式计算:

$$\zeta_{B1} = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4 \quad \dots\dots\dots (22)$$

如果入口与出口的管件是市场上供应的较短的同轴渐缩管,系数  $\zeta_1$  和  $\zeta_2$  用下式估算。

入口渐缩管: 
$$\zeta_1 = 0.5 \left[ 1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^2 \right]^2 \quad \dots\dots\dots (23)$$

出口渐缩管(渐扩管): 
$$\zeta_2 = 1.0 \left[ 1 - \left(\frac{d}{D_2}\right)^2 \right]^2 \quad \dots\dots\dots (24)$$

入口和出口尺寸相同的渐缩管: 
$$\zeta_1 + \zeta_2 = 1.5 \left[ 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2 \quad \dots\dots\dots (25)$$

用上述  $\zeta$  系数计算出的  $F_p$  值,一般将导致选出的控制阀容量比所需要的稍大一些。这一计算需要叠代,通过计算非阻塞紊流的流量系数  $C$  来进行计算。

注:阻塞流公式和包含  $F_p$  的公式都不适用。

下一步按下式确定  $C_1$ :

$$C_1 = 1.3C \quad \dots\dots\dots (26)$$

用式(26)得出  $C_1$ , 由式(20)确定  $F_p$ 。如果控制阀两端的尺寸相同, 则  $F_p$  可用图 2 确定的结果来替代。然后, 确定是否有:

$$\frac{C}{F_p} \leq C_1 \quad \dots\dots\dots(27)$$

如果满足式(27)的条件, 那么, 式(26)估算的  $C_1$  可用。如果不能满足式(27)的条件, 那么, 将  $C_1$  再增加 30%, 再重复上述计算步骤, 这样就可能需要多次重复, 直至能够满足式(27)要求的条件。附录 B 中有一种更适合于计算的迭代法。

$F_p$  的近似值可查阅图 2a) 和图 2b)。

## 8.2 雷诺数系数 $F_R$

当通过控制阀的介质压差低、粘度高、流量系数小或者是这几个条件的组合, 形成非紊流状态时, 就需要雷诺数系数  $F_R$ 。

雷诺数系数  $F_R$  可以用非紊流状态下的流量除以同一安装条件下在紊流状态下测得的流量来确定。

试验表明  $F_R$  可用下式计算的控制阀雷诺数通过图 3 中的曲线确定。

$$Re_v = \frac{N_2 F_d Q}{\nu \sqrt{C_1 F_L}} \left( \frac{F_L^2 C_1^2}{N_2^2 D^4} + 1 \right)^{1/4} \quad \dots\dots\dots(28)$$

这一计算需要迭代。通过计算紊流的流量系数  $C$  来进行计算。控制阀类型修正系数  $F_d$  把节流孔的几何形状转换成等效圆形的单流路。典型值见表 2, 具体细节见附录 A。为满足  $F_d$  的偏差为  $\pm 5\%$  的要求,  $F_d$  应由 GB/T 17213.9 规定的试验来确定。

注: 含有  $F_p$  的公式不适用。

下一步按式(26)确定  $C_1$ 。

按式(26)应用  $C_1$  并且通过式(30)和式(31)确定全口径型阀内件的  $F_R$ 。或用式(32)和式(33)确定缩径型阀内件的  $F_R$ 。在两种情况下都采用两个  $F_R$  值中较小的值确定是否:

$$\frac{C}{F_R} \leq C_1 \quad \dots\dots\dots(29)$$

如果满足式(29)的条件, 那么使用由式(26)确定的  $C_1$ 。如果不能满足式(29)的条件, 那么, 要将  $C_1$  再增加 30%, 再重复上述计算步骤, 这样就可能需要多次反复, 直至能够满足式(29)要求的条件。

对于  $C_1/d^2 \geq 0.016 N_{18}$  且  $Re_v \geq 10$  的全口径型阀内件, 由下式计算  $F_R$ :

对于过渡流状态:

$$F_R = 1 + \left( \frac{0.33 F_L^{1/2}}{n_1^{1/4}} \right) \lg \left( \frac{Re_v}{10\,000} \right) \quad \dots\dots\dots(30)$$

式中:

$$n_1 = \frac{N_2}{\left( \frac{C_1}{d^2} \right)^2} \quad \dots\dots\dots(30a)$$

对于层流状态:

$$F_R = \frac{0.026}{F_L} \sqrt{n_1 Re_v} \quad (F_R \text{ 不能超过 } 1) \quad \dots\dots\dots(31)$$

注 1: 用式(30)或式(31)中数值较小的  $F_R$ , 如果  $Re_v < 10$ , 只使用式(31)。

注 2: 式(31)适用于完全的层流(见图 3 中的直线), 式(30)和式(31)表示的关系基于控制阀额定行程内的试验数据。在控制阀行程下限值时可能不完全准确。

注 3: 在式(30a)和式(31)中, 当使用  $K_v$  时  $C_1/d^2$  必须小于 0.04, 使用  $C_v$  时  $C_1/d^2$  必须小于 0.047。

对于额定行程下  $C_1/d^2 < 0.016 N_{18}$  且  $Re_v \geq 10$  的缩径型阀内件, 由下式计算  $F_R$ :

对于过渡流状态:

$$F_R = 1 + \left( \frac{0.33 F_L^{1/2}}{n_1^{1/4}} \right) \lg \left( \frac{Re_v}{10\,000} \right) \quad \dots\dots\dots(32)$$

式中:

$$n_T = 1 + N_{32} \left( \frac{C_1}{d^2} \right)^{2/3} \quad \dots\dots\dots (32a)$$

对于层流状态:

$$F_R = \frac{0.026}{F_L} \sqrt{n_2 Re_v} \quad (F_R \text{ 不能超过 } 1) \quad \dots\dots\dots (33)$$

注1: 选择式(32)或式(33)中数值较小者, 如果  $Re_v < 10$ , 仅使用式(33)。

注2: 式(33)适用于完全的层流(见图3中的直线)。

### 8.3 液体压力恢复系数 $F_L$ 或 $F_{LP}$

#### 8.3.1 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  $F_L$  可以由符合 GB/T 17213.9 的试验来确定。 $F_L$  的典型值与流量系数百分比的关系曲线见图4。

#### 8.3.2 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 $F_{LP}$

$F_{LP}$  是带附接管件的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。它可以用与  $F_L$  相同的方式获得。

为满足  $F_{LP}$  的偏差 ±5%,  $F_{LP}$  必须由试验来确定。在允许估算时, 应使用下式:

$$F_{LP} = \frac{F_L}{\sqrt{1 + \frac{F_L^2}{N_2^2} (\sum \zeta_1) \left( \frac{C}{d^2} \right)^2}} \quad \dots\dots\dots (34)$$

式中,  $\sum \zeta_1$  是上游取压口与控制阀阀体入口之间测得的控制阀上游附接管件的速度头损失系数  $\zeta_1$  之和。

#### 8.4 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5所示曲线确定或由下式确定近似值。

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_c}} \quad \dots\dots\dots (35)$$

### 8.5 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  $\gamma$ 。

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 8.6.1 中论述。

雷诺数是控制阀节流孔处惯性力与粘性力之比。在可压缩流体情况下, 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(36)计算:

$$Y = 1 - \frac{x}{3F_y x_T} \quad \dots\dots\dots (36)$$

代入上式的  $x$  值不可超过  $F_y$  和  $x_T$  的积, 如果  $x > F_y x_T$ , 则流体变成阻塞流并且  $Y = 0.667$ 。  $x$ 、 $x_T$  和  $F_y$  的介绍见 8.6 和 8.7。

## 8.6 压差系数 $x_T$ 和 $x_{TP}$

### 8.6.1 无附接管件的压差系数 $x_T$

$x_T$  是无渐缩管或其他管件的控制阀的压差系数。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  $F_y x_T$  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, 用于任何一个计算方程和  $Y$  的关系式(式(36))中的  $x$  值也应保持在这个极限之内。  $Y$  的数值范围是 0.667(当  $x = F_y x_T$  时)~1(更低压差)。

$x_T$  值可通过空气试验来确定。试验程序见 GB/T 17213.9。

注: 表 2 给出了几种控制阀装有全口径阀内件和全开时的  $x_T$  代表值, 使用这个资料时应慎重, 要求精确值时,  $x_T$  的值应通过试验获得。

### 8.6.2 带附接管件的压差系数 $x_{TP}$

如果控制阀装有附接管件,  $x_T$  值将会受到影响。

为满足  $x_{TP}$  的  $\pm 5\%$  的允许偏差, 控制阀和附接管件应作为一个整体进行试验。当允许采用估算时, 可采用下式:

$$x_{TP} = \frac{\frac{x_T}{F_y^2}}{1 + \frac{x_T \zeta_1 (C_v)}{N_3 (d^2)^2}} \quad \dots\dots\dots (37)$$

注:  $N_3$  的值见表 1。

在上述关系中,  $x_T$  为无附接管件控制阀的压差系数。  $\zeta_1$  是附接在控制阀入口面上的渐缩管或其他管件的控制阀的入口的速度头损失系数( $\zeta_1 + \zeta_{01}$ )之和。

如果入口管件是市场上供应的短尺寸同心渐缩管, 则  $\zeta_1$  的值可用式(23)估算。

## 8.7 比热系数 $F_y$

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  $F_y$  调整  $x_T$ 。比热系数用下式计算:

$$F_y = \frac{\gamma}{1.40} \quad \dots\dots\dots (38)$$

注:  $\gamma$  和  $F_y$  的值见附录 C。

## 8.8 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。  $Z$  是对比压力和对比温度两者的函数(参考合适的资料来确定  $Z$ )。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:

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad \dots\dots\dots (39)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad \dots\dots\dots (40)$$

注:  $p_c$  和  $T_c$  的值见附录 C。

表 1 数字常数  $N$ 

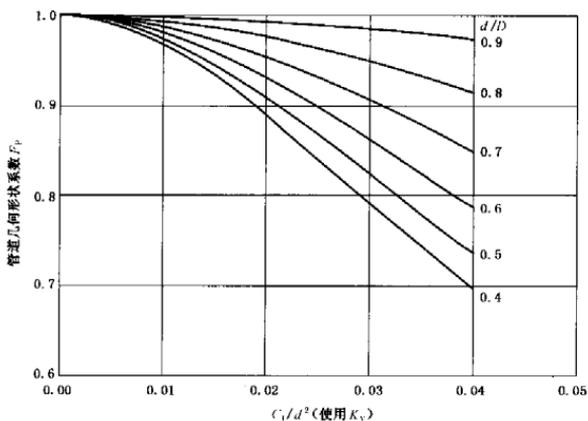
常数	流量系数 $C$		公式的单位						
	$K_v$	$C_v$	$W$	$Q$	$p \cdot \Delta p$	$\rho$	$T$	$d, D$	$\nu$
$N_1$	$1 \times 10^{-1}$	$8.65 \times 10^{-2}$	—	$m^3/h$	kPa	$kg/m^3$	—	—	—
	1	$8.65 \times 10^{-1}$	—	$m^3/h$	bar	$kg/m^3$	—	—	—
$N_2$	$1.6 \times 10^{-3}$	$2.14 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm	—
$N_4$	$7.07 \times 10^{-2}$	$7.60 \times 10^{-2}$	—	$m^3/h$	—	—	—	—	$m^2/s$
$N_5$	$1.80 \times 10^{-3}$	$2.41 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$N_6$	3.16	2.73	kg/h	—	kPa	$kg/m^3$	—	—	—
	$3.16 \times 10^1$	$2.73 \times 10^1$	kg/h	—	bar	$kg/m^3$	—	—	—
$N_8$	1.10	$9.48 \times 10^{-1}$	kg/h	—	kPa	—	K	—	—
	$1.1 \times 10^2$	$9.48 \times 10^1$	kg/h	—	bar	—	K	—	—
$N_9$ ( $t_s = 0^\circ C$ )	$2.46 \times 10^1$	$2.12 \times 10^1$	—	$m^3/h$	kPa	—	K	—	—
	$2.46 \times 10^3$	$2.12 \times 10^3$	—	$m^3/h$	bar	—	K	—	—
$N_9$ ( $t_s = 15^\circ C$ )	$2.60 \times 10^1$	$2.25 \times 10^1$	—	$m^3/h$	kPa	—	K	—	—
	$2.60 \times 10^3$	$2.25 \times 10^3$	—	$m^3/h$	bar	—	K	—	—
$N_{17}$	$1.05 \times 10^{-3}$	$1.21 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm	—
$N_{18}$	$8.65 \times 10^{-1}$	1.00	—	—	—	—	—	mm	—
$N_{19}$	2.5	2.3	—	—	—	—	—	mm	—
$N_{22}$ ( $t_s = 0^\circ C$ )	$1.73 \times 10^1$	$1.50 \times 10^1$	—	$m^3/h$	kPa	—	K	—	—
	$1.73 \times 10^3$	$1.50 \times 10^3$	—	$m^3/h$	bar	—	K	—	—
$N_{22}$ ( $t_s = 15^\circ C$ )	$1.84 \times 10^1$	$1.59 \times 10^1$	—	$m^3/h$	kPa	—	K	—	—
	$1.84 \times 10^3$	$1.59 \times 10^3$	—	$m^3/h$	bar	—	K	—	—
$N_{27}$	$7.75 \times 10^{-1}$	$6.70 \times 10^{-1}$	kg/h	—	kPa	—	K	—	—
	$7.75 \times 10^1$	$6.70 \times 10^1$	kg/h	—	bar	—	K	—	—
$N_{32}$	$1.40 \times 10^2$	$1.27 \times 10^2$	—	—	—	—	—	mm	—

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 控制阀类型修正系数  $F_d$ 、液体压力恢复系数  $F_L$  和额定行程下的压差系数  $x_T$  的典型值<sup>1)</sup>

控制阀类型	阀内件类型	流向 <sup>2)</sup>	$F_L$	$x_T$	$F_d$
球形阀,单孔	3 V 孔阀芯	流开或流关	0.9	0.70	0.48
	4 V 孔阀芯	流开或流关	0.9	0.70	0.41
	6 V 孔阀芯	流开或流关	0.9	0.70	0.30
	柱塞型阀芯(直线和等百分比)	流开	0.9	0.72	0.46
		流关	0.8	0.55	1.00
	60个等直径孔的套筒	向外或向内 <sup>3)</sup>	0.9	0.68	0.13
	120个等直径孔的套筒	向外或向内 <sup>3)</sup>	0.9	0.68	0.09
特殊套筒,4孔	向外 <sup>3)</sup>	0.9	0.75	0.41	
	向内 <sup>3)</sup>	0.85	0.70	0.41	
球形阀,双孔	开口阀芯	阀座间流入	0.9	0.75	0.28
	柱塞形阀芯	任意流向	0.85	0.70	0.32
球形阀,角阀	柱塞形阀芯(直线和等百分比)	流开	0.9	0.72	0.46
		流关	0.8	0.65	1.00
	特殊套筒,4孔	向外 <sup>3)</sup>	0.9	0.65	0.41
		向内 <sup>3)</sup>	0.85	0.60	0.41
	文丘利阀	流关	0.5	0.20	1.00
球形阀,小流量阀内件	V形切口	流开	0.98	0.84	0.70
	平面阀座(短行程)	流关	0.85	0.70	0.30
	锥形针状	流开	0.95	0.84	$\frac{N_{19} \sqrt{C \times F_L}}{D_0}$
角行程阀	偏心球形阀芯	流开	0.85	0.60	0.42
		流关	0.68	0.40	0.42
	偏心锥形阀芯	流开	0.77	0.54	0.44
		流关	0.79	0.55	0.44
蝶阀(中心轴式)	70°转角	任意	0.62	0.35	0.57
	60°转角	任意	0.70	0.42	0.50
	带凹槽蝶板(70°)	任意	0.67	0.38	0.30
蝶阀(偏心轴式)	偏心阀座(70°)	任意	0.67	0.35	0.57
球阀	全球体(70°)	任意	0.74	0.42	0.99
	部分球体	任意	0.60	0.30	0.98

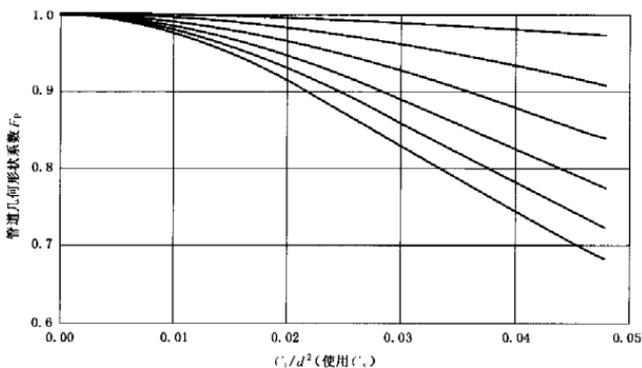
1) 这些值仅为典型值,实际值应由制造商规定。  
2) 趋于阀开或阀关的流体流向,即将截流件推离或推向阀座。  
3) 向外的意思是流体从套筒中央向外流,向内的意思是流体从套筒外向中央流。



注1：阀两端的管径  $D$  是相同的（见式(25)）。

注2：这些曲线的使用参见参考文献。

a) 用于  $K_v/d^2$  的管道几何形状系数  $F_p$

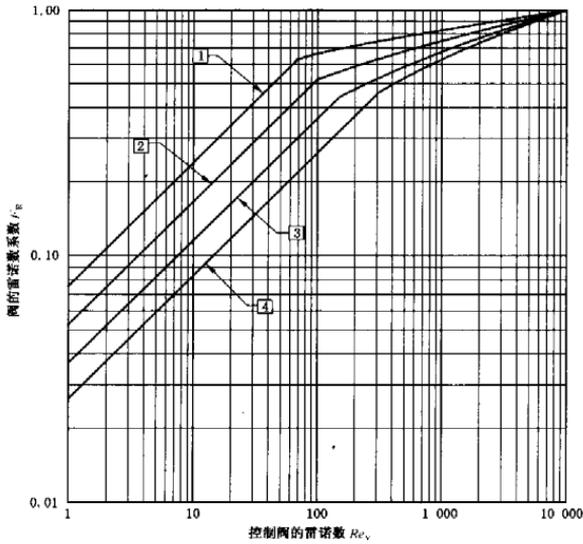


注1：阀两端的管径  $D$  是相同的（见式(25)）。

注2：这些曲线的使用参见参考文献。

b) 用于  $C_v/d^2$  的管道几何形状系数  $F_p$

图2 用于  $K_v/d^2$  和  $C_v/d^2$  的管道几何形状系数  $F_p$



曲线 1 用于  $C_v/d^2 = 0.016 N_{18}$

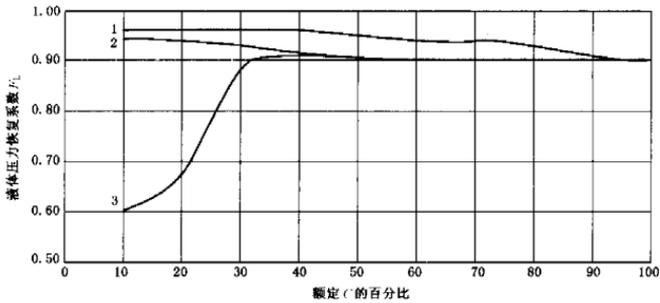
曲线 2 用于  $C_v/d^2 = 0.023 N_{18}$

曲线 3 用于  $C_v/d^2 = 0.033 N_{18}$

曲线 4 用于  $C_v/d^2 = 0.047 N_{18}$

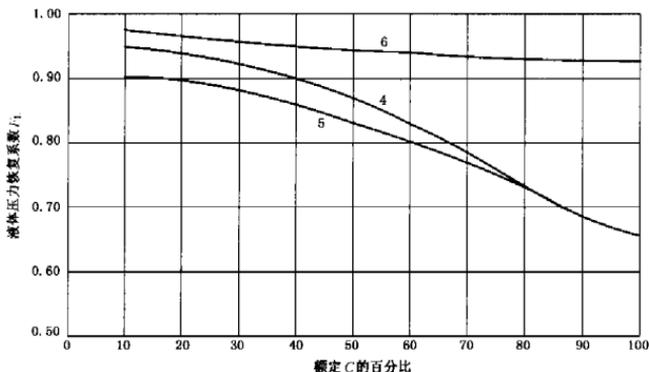
注：曲线以  $F_L$  为基准， $F_L$  大约为 1.0。

图 3 雷诺系数  $F_R$

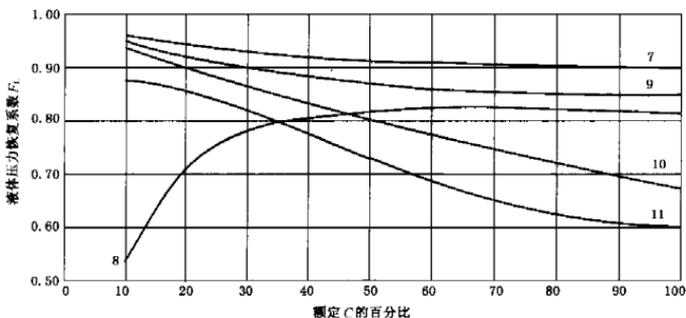


a) 双座球形阀和套筒球形阀 (见图注)

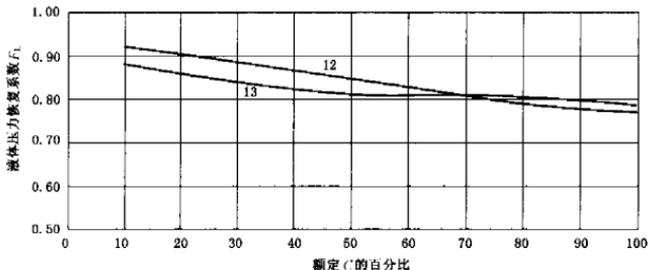
图 4  $F_L$  随额定  $C$  的百分比变化



b) 蝶阀和柱塞形小流量阀(见图注)



c) 球阀、偏心旋转阀(球阀阀芯)和部分球形体球阀(见图注)

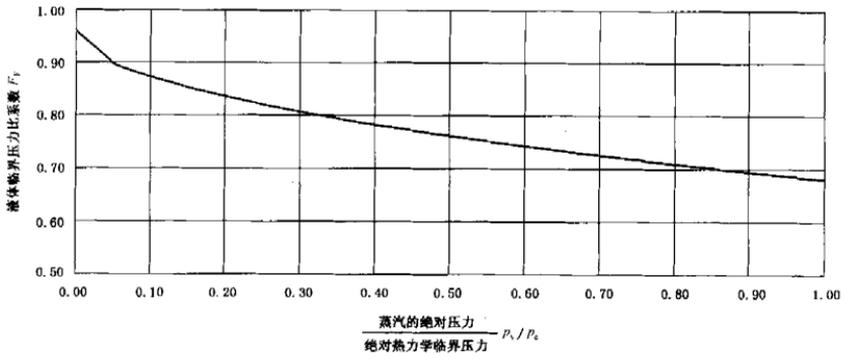


d) 偏心旋转阀(锥形阀芯)(见图注)

- |                     |                      |
|---------------------|----------------------|
| 1——V形阀芯双座球阀;        | 8——流开型单孔、等百分比、柱塞形球阀; |
| 2——流开和流关型带孔套筒导向球阀;  | 9——流开型球阀芯偏心旋转阀;      |
| 3——流开和流关型柱塞型阀芯双座球阀; | 10——流开型球阀芯偏心旋转阀;     |
| 4——蝶阀(偏心轴式);        | 11——部分球形体球阀;         |
| 5——蝶阀(中心轴式);        | 12——流开型锥形阀芯偏心旋转阀;    |
| 6——柱塞形小流量阀;         | 13——流关型锥形阀芯偏心旋转阀。    |

注: 这些值仅为典型值, 实际值由制造商发布。

图 4(续)

图5 液体临界压力系数  $F_T$

## 附录 A

(资料性附录)

控制阀类型修正系数  $F_d$  的推导

除下列变量外,附录中的全部变量均已在本部分作了定义。

- $A_0$  单流路的缩流断面的面积,  $\text{mm}^2$ ;  
 $d_H$  单流路的水力直径,  $\text{mm}$ ;  
 $d_i$  环形流路的内径(见图 A.1),  $\text{mm}$ ;  
 $d_0$  总流路面积的等效直径,  $\text{mm}$ ;  
 $D_0$  阀座节流孔直径(见图 A.1 和图 A.2),  $\text{mm}$ ;  
 $l_w$  单流路的浸润周长,  $\text{mm}$ ;  
 $N_0$  阀内件完全相同的独立流路的数量, 无量纲;  
 $\alpha$  截流件的旋转角(见图 A.2),  $(^\circ)$ ;  
 $\beta$  截流件的最大旋转角(见图 A.2),  $(^\circ)$ ;  
 $\zeta_{B1}$  入口速度系数, 无量纲;  
 $\mu$  流出系数, 无量纲。

控制阀类型修正系数  $F_d$  定义为在额定行程且  $C_1/d^2 > 0.016N_{18}$  时的  $d_H/d_0$  之比, 可由流量试验用下式取得:

$$F_d = \frac{N_{26} \nu F_L^2 F_R^2 (C/d^2)^2 \sqrt{CF_L}}{Q \left( \frac{F_L^2 C^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4}} \quad \dots\dots\dots (\text{A.1})$$

对于  $C_1/d^2 \leq 0.016N_{18}$  的控制阀,  $F_d$  用下式计算:

$$F_d = \frac{N_{31} \nu F_L^2 F_R^2 \sqrt{CF_L}}{Q \left[ 1 + N_{32} \left( \frac{C}{d^2} \right)^{2/3} \right]} \quad \dots\dots\dots (\text{A.2})$$

注:  $N_{26}$  和  $N_{32}$  的数值见表 A.1。

确定  $F_d$  的试验见 GB/T 17213.9。

$F_d$  也可以用下式计算, 两者可选其一:

$$F_d = \frac{d_H}{d_0} \quad \dots\dots\dots (\text{A.3})$$

单流路的水力直径  $d_H$  可由下式确定:

$$d_H = \frac{4A_0}{l_w} \quad \dots\dots\dots (\text{A.4})$$

总流路面积的等效直径  $d_0$  由下式确定:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4N_0 A_0}{\pi}} \quad \dots\dots\dots (\text{A.5})$$

可根据制造商的图纸给出的尺寸估计  $F_d$ , 也只有足够的精确度。

单座、抛物线型阀芯(流开)(如图 A.1)的控制阀类型修正系数可用式(A.3)计算。

根据 Darcy 的公式可用下式计算面积  $A_0$ :

$$A_0 = \frac{N_{23} CF_L}{N_0} \quad \dots\dots\dots (\text{A.6})$$

注:  $N_{23}$  的数值见表 A.1。

由于  $N_0 = 1$ , 所以:

$$\begin{aligned} d_0 &= \sqrt{\frac{4A_0}{\pi}} \\ &= \sqrt{\frac{4N_{23}CF_L}{\pi}} \dots\dots\dots (A.7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_H &= \frac{4A_0}{l_w} \\ &= \frac{4N_{23}CF_L}{\pi(D_0 + d_1)} \dots\dots\dots (A.8) \end{aligned}$$

由上式得:

$$\begin{aligned} F_d &= \frac{d_H}{d_0} \\ &= \frac{\left[ \frac{4N_{23}CF_L}{\pi(D_0 + d_1)} \right]}{\sqrt{\frac{4N_{23}CF_L}{\pi}}} \\ &= \frac{1.13 \sqrt{N_{23}CF_L}}{D_0 + d_1} \dots\dots\dots (A.9) \end{aligned}$$

$d_1$  随流量系数变化。当  $N_{23}CF_L = D_0^2$  时假设直径  $d_1$  等于零。在  $C$  值小时,  $d_1 \approx D_0$ , 因此:

$$d_1 = D_0 - \frac{N_{23}CF_L}{D_0} \dots\dots\dots (A.10)$$

$$F_d = \frac{1.13 \sqrt{N_{23}CF_L}}{2D_0 - \frac{N_{23}CF_L}{D_0}} \dots\dots\dots (A.11)$$

$F_d$  最大为 1。

对于中心轴式蝶阀(见图 A.2)。

有效节流孔直径可以假设为阀体与阀板之间流通面积内两个射流口之一的水力直径, 因此  $N_0 = 2$ 。在阻塞流或音速流时的流量系数  $C$  见下式:

$$N_{23}CF_L = \frac{0.125\pi D_0^2 (\mu_1 + \mu_2) \left( \frac{1 - \sin\alpha}{\sin\beta} \right)}{\zeta_{B1}} \dots\dots\dots (A.12)$$

假定入口速度系数  $\zeta_{B1} = 1$ , 令  $\mu_1 = 0.7$  且  $\mu_2 = 0.7$ , 并将式(A.6)代入式(A.12), 得式(A.13)。

$$A_0 = \frac{0.55D_0^2 \left( \frac{1 - \sin\alpha}{\sin\beta} \right)}{N_0} \dots\dots\dots (A.13)$$

且, 中心轴式蝶阀的  $\beta = 90^\circ$ ,

$$A_0 = \frac{0.55D_0^2 (1 - \sin\alpha)}{N_0} \dots\dots\dots (A.14)$$

然而, 由于有两个并行的相等的流通面积,

$$A_0 = 0.275D_0^2 (1 - \sin\alpha) \dots\dots\dots (A.15)$$

并且

$$\begin{aligned} d_0 &= \sqrt{\frac{4A_0 N_0}{\pi}} \\ &= 0.837D_0 \sqrt{1 - \sin\alpha} \dots\dots\dots (A.16) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_H &= \frac{4A_0}{0.59\pi D_0} \\ &= 0.59D_0 (1 - \sin\alpha) \dots\dots\dots (A.17) \end{aligned}$$

注:  $0.59\pi D_0$  是考虑了射流收缩和轮毂的每个半圆的湿周  $l_w$ 。

$$F_d = \frac{d_H}{d_0}$$

其结果:

$$F_d = 0.7 \sqrt{1 - \sin \alpha} \dots\dots\dots (A.18)$$

表 A.1 数字常数 N

常数	流量系数 C		公式的单位		
	$K_v$	$C_v$	Q	d	$\nu$
$N_{23}$	$1.96 \times 10^1$	$1.70 \times 10^1$	—	mm	—
$N_{24}$	$1.28 \times 10^7$	$9.00 \times 10^6$	m <sup>3</sup> /h	mm	m <sup>2</sup> /s
$N_{31}$	$2.1 \times 10^4$	$1.9 \times 10^4$	m <sup>3</sup> /h	—	m <sup>2</sup> /s
$N_{32}$	$1.4 \times 10^2$	$1.27 \times 10^2$	—	mm	—

注: 采用表中给出的数字常数和表中规定的实际制单位就能得出规定单位的流量系数。

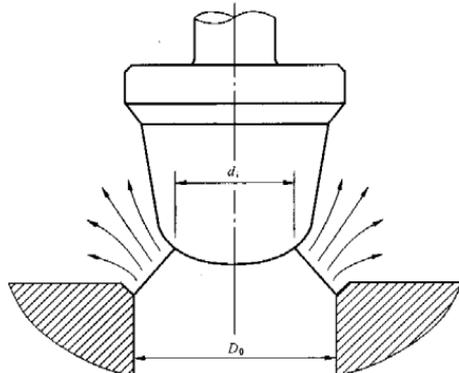


图 A.1 单阀座、抛物线型阀芯(流开)

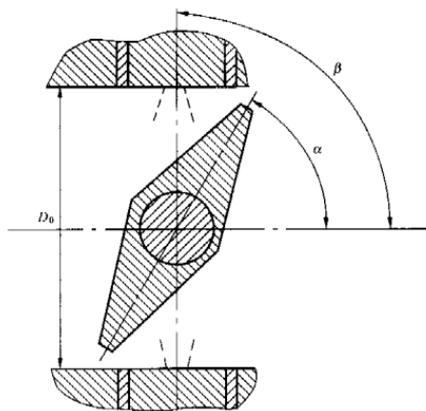
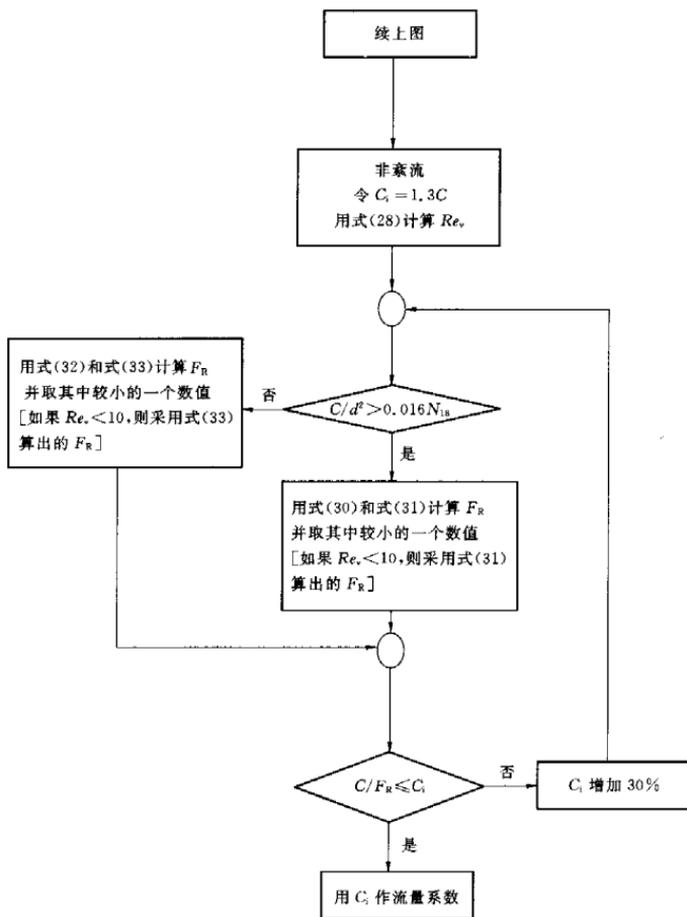


图 A.2 中心轴式蝶阀

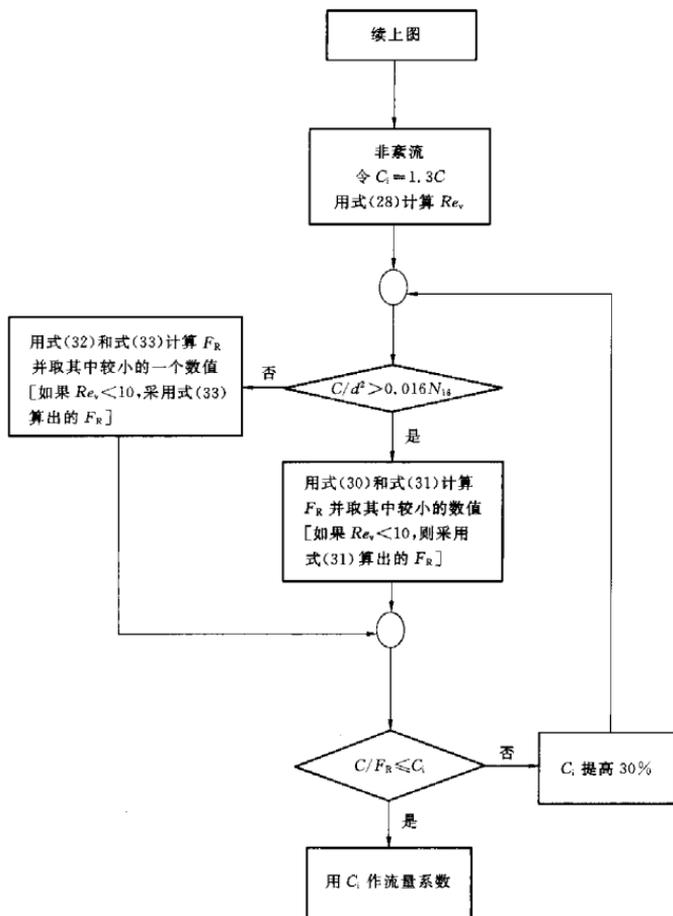


B.1 不可压缩流体(续)





B.2 可压缩流体(续)



附录 C  
(资料性附录)  
物理常数<sup>1)</sup>

气体和蒸汽	符号	$M$	$\gamma$	$F_2$	$p_c^{21}$	$T_c^{21}$
乙炔	$C_2H_2$	26.04	1.30	0.929	6140	309
空气	—	28.97	1.4	1.000	3771	133
氨	$NH_3$	17.03	1.32	0.943	11400	406
氩	A	39.948	1.67	1.191	4870	151
苯	$C_6H_6$	78.11	1.12	0.800	4924	562
异丁烷	$C_4H_{10}$	58.12	1.10	0.784	3638	408
丁烷	$C_4H_{10}$	58.12	1.11	0.793	3800	425
异丁烯	$C_4H_8$	56.11	1.11	0.790	4000	418
二氧化碳	$CO_2$	44.01	1.30	0.929	7387	304
一氧化碳	CO	28.01	1.40	1.000	3496	133
氯气	$Cl_2$	70.906	1.31	0.934	7980	417
乙烷	$C_2H_6$	30.07	1.22	0.871	4884	305
乙烯	$C_2H_4$	28.05	1.22	0.871	5040	283
氟	$F_2$	18.998	1.36	0.970	5215	144
氟里昂 11(三氟一氟甲烷)	$CCl_3F$	137.37	1.14	0.811	4409	471
氟里昂 12(二氟二氟甲烷)	$CCl_2F_2$	120.91	1.13	0.807	4114	385
氟里昂 13(一氟三氟甲烷)	$CClF_3$	104.46	1.14	0.814	3869	302
氟里昂 22(二氟一氟甲烷)	$CHClF_2$	80.47	1.18	0.846	4977	369
氦	He	4.003	1.66	1.186	229	5.25
庚烷	$C_7H_{16}$	100.20	1.05	0.750	2736	540
氢	$H_2$	2.016	1.41	1.007	1297	33.25
氯化氢	HCl	36.46	1.41	1.007	8319	325
氟化氢	HF	20.01	0.97	0.691	6485	461
甲烷	$CH_4$	16.04	1.32	0.943	4600	191
一氯甲烷	$CH_3Cl$	50.49	1.24	0.889	6677	417
天然气	—	17.74	1.27	0.907	4634	203
氖	Ne	20.179	1.64	1.171	2726	44.45
一氧化氮	NO	63.01	1.40	1.000	6485	180

表 (续)

气体和蒸汽	符号	$M$	$\gamma$	$F_\gamma$	$p_c^{23}$	$T_c^{23}$
氮	$N_2$	28.013	1.40	1.000	3394	126
辛烷	$C_8H_{18}$	114.23	1.66	1.186	2513	569
氧	$O_2$	32.000	1.40	1.000	5040	155
戊烷	$C_5H_{12}$	72.15	1.06	0.757	3374	470
丙烷	$C_3H_8$	44.10	1.15	0.821	4256	370
丙二醇	$C_3H_8$	42.08	1.14	0.814	4600	365
饱和蒸汽	—	18.016	1.25~ 1.32 <sup>4)</sup>	0.893~ 0.943 <sup>4)</sup>	22119	647
二氧化硫	$SO_2$	64.06	1.26	0.900	7822	430
过热蒸汽	—	18.016	1.315	0.939	22119	647
1) 环境温度和大气压力下的流体常数(不包括蒸汽)。 2) 压力单位为 kPa(绝对压力)。 3) 温度单位 K。 4) 代表性值,准确的特性需要了解确切的组成成分。						

附 录 D  
(资料性附录)  
尺寸计算示例

例 1:不可压缩流体——无接管件非阻塞流

过程数据:

流体:	水
入口绝对温度:	$T_1 = 363 \text{ K}$
密度:	$\rho_1 = 965.4 \text{ kg/m}^3$
蒸汽压力:	$p_v = 70.1 \text{ kPa}$
热力学临界压力:	$p_c = 22120 \text{ kPa}$
运动粘度:	$\nu = 3.26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
入口绝对压力:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
出口绝对压力:	$p_2 = 220 \text{ kPa}$
流量:	$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$
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:	抛物线型阀芯
流向:	流开
控制阀尺寸:	$d = 150 \text{ mm}$
液体压力恢复系数:	$F_L = 0.90$ (见表 2)
控制阀类型修正系数:	$F_d = 0.46$ (见表 2)
计算:	

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0.944$$

式中:

$$p_v = 70.1 \text{ kPa};$$

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

下一步,确定流态:

$$F_L^2(p_1 - F_F p_v) = 497.2 \text{ kPa}$$

它大于压差( $\Delta p = 460 \text{ kPa}$ ),因此,流态是非阻塞流,流量系数  $C$  用式(1)计算:

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho_1/\rho_0}{\Delta p}} = 165 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (对于 } K_v)$$

式中:

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h};$$

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

$$\rho_1/\rho_0 = 0.965;$$

$$\Delta p = 460 \text{ kPa}.$$

下一步,计算  $Re_v$ :

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C_1 F_L}} \left[ \frac{F_L^2 C_1^2}{N_2 D^4} + 1 \right]^{1/4} = 2.967 \times 10^6$$

式中:

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

$$N_4 = 7.07 \times 10^{-2} \text{ (见表 1);}$$

$$F_d = 0.46;$$

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$\nu = 3.26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$C_1 = C = K_v = 165 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$F_L = 0.90;$$

$$D = 150 \text{ mm}.$$

因为控制阀雷诺数远大于 10 000, 所以流态是紊流, 上述计算的流量系数 C 是正确的。

## 例 2: 不可压缩流体——无附接管件的阻塞流

过程数据:

流体:	水
入口绝对温度:	$T_1 = 363 \text{ K}$
密度:	$\rho_1 = 965.4 \text{ kg/m}^3$
蒸汽压力:	$p_v = 70.1 \text{ kPa}$
热力学临界压力:	$p_c = 22 \text{ 120 kPa}$
运动粘度:	$\nu = 3.26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
入口绝对压力:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
出口绝对压力:	$p_2 = 220 \text{ kPa}$
流量:	$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$
管道尺寸:	$D_1 = D_2 = 100 \text{ mm}$

控制阀数据:

控制阀类型:	球阀
阀内件:	部分球
流向:	流开
控制阀尺寸:	$d = 100$
液体压力恢复系数:	$F_L = 0.60 \text{ (见表 2)}$
控制阀类型修正系数:	$F_d = 0.98 \text{ (见表 2)}$
计算:	

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0.944$$

式中:

$$p_v = 70.1 \text{ kPa};$$

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

下一步, 确定流态:

$$F_L^2 (p_1 - F_F p_v) = 221 \text{ kPa}$$

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:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_L} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{\rho_1 - F_F \rho_0}} = 238 \text{ m}^3/\text{h} (\text{对于 } K_v)$$

式中:

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h};$$

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

$$F_L = 0.60;$$

$$\rho_1 / \rho_0 = 0.965;$$

$$p_1 = 680 \text{ kPa};$$

$$F_F = 0.944;$$

$$p_0 = 70.1 \text{ kPa}.$$

下一步, 计算  $Re_v$ :

$$Re_v = \frac{N_2 F_d Q}{\nu \sqrt{C_1 F_L}} \left( \frac{F_L^2 C_1^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4} = 6.598 \times 10^6$$

式中:

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

$$N_4 = 7.07 \times 10^{-2} (\text{见表 1});$$

$$F_d = 0.98;$$

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$\nu = 3.26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$C_1 = C = K_v = 238 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$F_L = 0.60;$$

$$D = 100 \text{ mm}.$$

因为控制阀雷诺数远大于 10 000, 所以流态是紊流不需要更多的校正。

### 例 3: 可压缩流体——带附件的非阻塞流

过程数据:

流体:	二氧化碳
入口温度:	$T_1 = 433 \text{ K}$
分子量:	$M = 44.01 \text{ kg/kmol}$
运动粘度:	$\nu = 1.743 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
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:	$p_2 = 310 \text{ kPa}$
流量:	$Q = 3\ 800 \text{ m}^3/\text{h}$ (在压力 101.325 kPa, 温度 0°C 时)
入口管道尺寸:	$D_1 = 80 \text{ mm}$
出口管道尺寸:	$D_2 = 100 \text{ mm}$
渐缩管:	短尺寸, 同轴

控制阀数据:

控制阀类型:	角行程阀
阀内件:	偏心旋转阀芯
流向:	流开

控制阀尺寸:	$d=50 \text{ mm}$
压差系数:	$x_T=0.60$ (见表 2)
液体压力恢复系数:	$F_L=0.85$ (见表 2)
控制阀类型系数:	$F_d=0.42$ (见表 2)
计算:	

$$F_y = \frac{\gamma}{1.40} = 0.929$$

式中:

$$\gamma=1.30$$

并且:

$$x = \frac{\Delta p}{p_1} = 0.544$$

它小于  $F_y x_T = 0.557$ , 因此流态是非阻塞流, 流量系数由式(11)计算, 下一步由式(36)计算  $Y$ :

$$Y = 1 - \frac{x}{3F_y x_T} = 0.674$$

式中:

$$x=0.544;$$

$$F_y=0.929;$$

$$x_T=0.60.$$

$$C = \frac{Q}{N_2 F_y \rho_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} = 62.7 \text{ m}^3/\text{h} (\text{对于 } K_v)$$

式中:

$$Q=3800 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$N_2=2.46 \times 10^4 (\text{在表 1 中 } t_s=0^\circ\text{C 时});$$

$$\text{假定 } F_y=1;$$

$$\rho_1=680 \text{ kPa};$$

$$Y=0.674;$$

$$M=44.01 \text{ kg/kmol};$$

$$T_1=433 \text{ K};$$

$$Z=0.988;$$

$$x=0.544.$$

用式(28)计算  $Re_v$ :

$$Re_v = \frac{N_2 F_d Q}{\nu \sqrt{C_1 F_L}} \left( \frac{F_L^2 C_1^2}{N_2^2 D^4} + 1 \right)^{1/4} = 8.96 \times 10^5$$

式中:

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

$$N_4=7.07 \times 10^{-2} (\text{见表 1});$$

$$F_d=0.42;$$

$$Q=3800 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$\nu=1.743 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$C_1=C=K_v=62.7 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$F_L=0.85;$$

$$D=80 \text{ mm}.$$

因为控制阀雷诺数远大于 10 000, 所以流态是紊流。

计算入口和出口渐缩管对  $C$  的影响。

由于渐缩管既是同心的也是短尺的,所以速度头损失系数可按下式计算:

$$\zeta_1 = 0.5 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D_1} \right)^2 \right]^2 = 0.186$$

式中:

$d=50$  mm;

$D_1=80$  mm。

$$\zeta_2 = 1.0 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D_2} \right)^2 \right]^2 = 0.563$$

式中:

$d=50$  mm;

$D_2=100$  mm。

并且伯努利系数为:

$$\zeta_{B1} = 1 - \left( \frac{d}{D_1} \right)^4 = 0.847$$

式中:

$d=50$  mm

$D_1=80$  mm

$$\zeta_{B2} = 1 - \left( \frac{d}{D_2} \right)^4 = 0.938$$

式中:

$d=50$  mm

$D_2=100$  mm

入口和出口渐缩管的有效速度头损失系数:

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} = 0.658$$

式中:

$\zeta_1=0.186$ ;

$\zeta_2=0.563$ ;

$\zeta_{B1}=0.847$ ;

$\zeta_{B2}=0.938$ 。

用迭代法计算渐缩管的影响,从  $C_1=C, F_{P(1)}=1$  开始:

$$F_{P(2)} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta (C_1)^2}{N_2 (d^5)}}} = 0.891$$

式中:

$\sum \zeta=0.658$ ;

$N_2=1.60 \times 10^{-3}$  (见表 1);

$C_1=62.7$  m<sup>3</sup>/h;

$d=50$  mm。

因为  $F_{P(2)}/F_{P(1)}=0.891/1 < 0.99$ ,所以需要做下一步。

$$C_2 = \frac{C}{F_{P(2)}} = \frac{62.7}{0.891} = 70.4 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$F_{P(3)} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta (C_2)^2}{N_2 (d^5)}}} = 0.868$$

式中:

$$\Sigma \zeta = 0.658;$$

$$N_2 = 1.60 \times 10^{-4} \text{ (见表 1);}$$

$$C_2 = 70.4 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$d = 50 \text{ mm.}$$

由于  $F_{R(3)}/F_{R(2)} = 0.868/0.891 > 0.99$ , 因此  $F_{R(3)}$  将用于最终计算。

$$x_{TP} = \frac{\frac{x_T}{F_p^2}}{1 + \frac{x_T \zeta_1}{N_2} \left( \frac{C_2}{d^2} \right)^2} = 0.626$$

式中:

$$x_T = 0.60;$$

$$F_p = 0.868;$$

$$\zeta_1 = \zeta_0 + \zeta_{bl} = 1.033;$$

$$N_2 = 1.80 \times 10^{-4} \text{ (见表 1);}$$

$$C_2 = 70.4 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$d = 50 \text{ mm.}$$

这里  $F_{y, x_{TP}} = 0.582$ , 大于  $x = 0.544$ 。

最终由式(11)得出的  $C$  如下:

$$C = \frac{Q}{N_2 F_p p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} = 72.2 \text{ m}^3/\text{h (对于 K.)}$$

式中:

$$Q = 3800 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$N_2 = 2.46 \times 10^4 \text{ (在表 1 中 } t_s = 0^\circ\text{C 时);}$$

$$F_p = 0.868;$$

$$p_1 = 680 \text{ kPa};$$

$$Y = 0.674;$$

$$M = 44.01 \text{ kg/kmol};$$

$$T_1 = 433 \text{ K};$$

$$Z = 0.988;$$

$$x = 0.544.$$

#### 例 4: 可压缩流体——对气体的小流量阀内件尺寸计算

过程数据:

流体:	氩气
入口温度:	$T_1 = 320 \text{ K}$
入口绝对压力:	$p_1 = 2.8 \text{ bar}$
出口绝对压力:	$p_2 = 1.3 \text{ bar}$
流量:	$Q = 0.46 \text{ m}^3/\text{h}$ (在绝对压力 101.325 kPa, 温度 $0^\circ\text{C}$ )
分子量:	$M = 39.95 \text{ kg/kmol}$
运动粘度:	$\nu = 1.338 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (在绝对压力 1 bar, 温度 $15^\circ\text{C}$ )
比热比:	$\gamma = 1.67$
比热比系数:	$F_\gamma = 1.19$

控制阀数据:

阀内件:	锥形针状阀芯
液体压力恢复系数:	$F_L=0.98$
压差比系数:	$x_T=0.8$
节流孔直径:	$D_0=5 \text{ mm}$
控制阀尺寸:	$d=15 \text{ mm}$
管道内径:	$D=15 \text{ mm}$

计算:

首先检查控制阀雷诺数  $Re_v$ :

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C_v F_L}} \left( \frac{F_L^2 C_v^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4}$$

这里要求代入  $C_v$ , 它必须被确定。应为  $x > F_T x_T$ , 可以先用阻塞流计算  $C$  的式(14)估算流量系数, 然后按 8.1 的迭代程序用  $C$  乘以 1.3。

$$C = \frac{Q}{0.667 N_5 p_1} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{F_T x_T}} = 0.0127 \text{ (对于 } C_v)$$

式中:

$$Q=0.46 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$N_5=2.25 \times 10^8 \text{ (在表 1 中 } t_s=15^\circ\text{C 时)};$$

$$p_1=2.8 \text{ bar};$$

$$M=39.95 \text{ kg/kmol};$$

$$T_1=320 \text{ K};$$

$$Z=1;$$

$$F_T=1.19;$$

$$x_T=0.8.$$

$$C_i = 1.3C = 0.0165 \text{ (对于 } C_v)$$

式中:

$$C=0.0127 \text{ (对于 } C_v).$$

下一步用表 2 中的公式估算  $F_d$ :

$$F_d = \frac{N_{19} \sqrt{C F_L}}{D_0} = 0.058$$

式中:

$$C=C_i=0.0165 \text{ (} C_v);$$

$$F_L=0.98;$$

$$N_{19}=2.3 \text{ (由表 1 得)};$$

$$D_0=5 \text{ mm}.$$

计算  $Re_v$  如下:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C_v F_L}} \left( \frac{F_L^2 C_v^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4} = 1202$$

式中:

$$N_2=2.14 \times 10^{-3} \text{ (见表 1)};$$

$$N_4=7.6 \times 10^{-2} \text{ (见表 1)};$$

$$F_d=0.058;$$

$$Q=0.46 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$\nu = 1.338 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$F_L = 0.98;$$

$$C_i = 0.0165 \text{ (对于 } C_v);$$

$$D = 15 \text{ mm}_0$$

确定条件:  $C/d^2 < 0.016N_{18}$  是否成立

$$C/d^2 = 7.333 \times 10^{-5}$$

$$0.016N_{18} = 0.016$$

$$C/d^2 < 0.016N_{18}$$

式中:

$$N_{18} = 1.00 \text{ (见表 1)};$$

$$C = 0.0165;$$

$$d = 15 \text{ mm}_0$$

因为控制阀雷诺数低于 10 000, 所以流态是非紊流, 因此必须采用流量系数公式(19)。由于  $C/d^2 < 0.016N_{18}$  并且  $Re_v > 10$ , 所以应采用式(32)和式(33)计算  $F_R$  并取其较小的一个。

$$n_z = 1 + N_{32} \left( \frac{C_i}{d^2} \right)^{2/3} = 1.478$$

式中:

$$N_{32} = 127 \text{ (见表 1)};$$

$$C_i = 0.0165 \text{ (对于 } C_v);$$

$$Re_v = 1\ 202;$$

$$d = 15 \text{ mm}_0$$

$$F_R = 1 + \left( \frac{0.33F_L^{1/2}}{n_z^{1/4}} \right) \lg \left( \frac{Re_v}{10\ 000} \right) = 0.727$$

$$F_R = 1 + (0.272)(-0.920) = 0.75$$

式中:

$$F_L = 0.98;$$

$$n_z = 1.478;$$

$$Re_v = 1\ 202_0$$

$$F_R = \frac{0.026}{F_L} \sqrt{n_z Re_v} = 1.12$$

注:  $F_R$  的极限为 1。

式中:

$$F_L = 0.98;$$

$$n_z = 1.478;$$

$$Re_v = 1\ 202_0$$

采用两个计算值中较小的一个, 即采用  $F_R = 0.727$ 。

$$C = \frac{Q}{N_{22} F_R} \sqrt{\frac{M T_1}{\Delta p (p_1 + p_2)}} = 0.018 \text{ (对于 } C_v)$$

式中:

$$Q = 0.46 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$N_{22} = 1.59 \times 10^3, t_s = 15^\circ\text{C} \text{ (见表 1)}$$

$$F_R = 0.727$$

$$M = 39.95 \text{ kg/kmol}$$

$$T_1 = 320 \text{ K}$$

$$\Delta p = 1.5 \text{ bar}$$

$$p_1 = 2.8 \text{ bar}$$

$$p_2 = 1.3 \text{ bar}$$

检查:

$$\frac{C}{F_R} < C_1$$

$$\frac{0.0127}{0.727} = 0.018 > 0.0165$$

由于  $C/F_R$  不小于  $C_1$ , 将  $C_1$  增加 30% 重复上述过程。

$$\text{新 } C_1 = 1.3C_1 = 0.0214$$

式中:

$$C_1 = 0.0165$$

$$F_d = \frac{N_{19} \sqrt{CF_L}}{D_0} = 0.067$$

式中:

$$C = C_1 = 0.0214 \quad (\text{对于 } C_v);$$

$$F_L = 0.98;$$

$$N_{19} = 2.3 \quad (\text{见表 1});$$

$$D_0 = 5 \text{ mm}。$$

计算  $Re_v$ :

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C_1 F_L}} \left( \frac{F_L^2 C_1^2}{N_2 D^5} + 1 \right)^{1/4} = 1202$$

式中:

$$N_2 = 2.14 \times 10^{-2} \quad (\text{见表 1});$$

$$N_4 = 7.6 \times 10^{-2} \quad (\text{见表 1});$$

$$F_d = 0.067;$$

$$Q = 0.46 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$\nu = 1.338 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$F_L = 0.98;$$

$$C_1 = 0.0214;$$

$$D = 15 \text{ mm}。$$

因为  $Re_v$  的值保持原有计算值, 因此  $F_R$  保持在 0.727。C 的计算值保持在 0.018 并且适用于 0.018 或更高的额定 C 值的阀内件。

参 考 文 献

- [1] Baumann, H. D. ,A unifying Method for Sizing Throttling Valves Under Laminar or Transitional Flow Conditions,Journal of Fluids Engineering, Vol. 115, No. 1, March 1993, pp. 166-168.
-