



中华人民共和国国家标准

GB/T 17213.15—2005/IEC 60534-8-3:2000

工业过程控制阀 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

Industrial-process control valves—Part 8-3: Noise considerations—Control valves
aerodynamic noise prediction method

(IEC 60534-8-3:2000, 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

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准

工业过程控制阀 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

*

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.bzcbs.com

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 2.75 字数 79 千字

2006年4月第一版 2006年4月第一次印刷

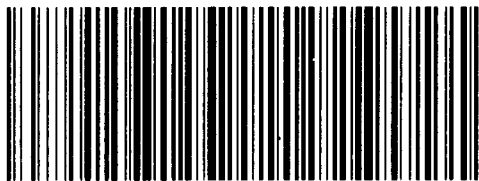
*

书号:155066·1-27271 定价 19.00 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 17213.15-2005

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 实验室内测量液动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预测方法(IEC 60534-8-3:2000, IDT)
- 噪声的考虑 液动流流经控制阀产生的噪声预测方法(IEC 60534-8-4:1994, IDT)

本部分为 GB/T 17213 的第 15 部分。

本部分等同采用 IEC 60534-8-3:2000《工业过程控制阀 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》(英文版)。

本部分等同翻译 IEC 60534-8-3:2000。

为便于使用,本部分作了下列编辑性修改：

- a) “IEC 60534 的本部分”一词改为“GB/T 17213 的本部分”；
- b) 用小数点“.”代替作为小数点的逗号“,”；
- c) 删除国际标准的前言；
- d) 规范性引用文件用“GB/T 17213(所有部分)”，删除“GB/T 17213.1”；
- e) 用“压差比系数 x_T ”取代附录 A 例 1 中的“压降比系数 x_T ”；
- f) 用“lg”代替作为对数符号的“ $\log_{10}$ ”；
- g) 删除数值比较中的不合理符号(如：例 1 中 $7.2 \times 10^5 \geq 7.2 \times 10^5$ 的“ $\geq$ ”号，例 2 中 $6.9 \times 10^5 \geq 5.6 \times 10^5$ 的“ $\geq$ ”号)；
- h) 用“ $p_{2B} = 4.21 \times 10^5 \text{ Pa}$ ”取代例 1 和例 4 中的“ $p_{2B} = 4.2 \times 10^5 \text{ Pa}$ ”。

另外,资料性附录中仅对已知数据出现的差错作了相应更正,而对示例中计算过程取得的数据的差错未作更改。

本部分的附录 A 为资料性附录。

本部分由中国机械工业联合会提出。

GB/T 17213.15—2005/IEC 60534-8-3:2000

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。

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

本标准主要起草人：陈蒙南、李元涛、范萍、王群增、郑秋萍、冯晓升、王凌霄、王燕、高强。

引 言

机械流动功率,同声效系数一样与流体流态有关。声效系数与转换为内部声功率的机械流动功率是成比例关系的。

本方法还提供了计算内部声压和与之对应的峰频率的方法,而峰频率在管道传播损失计算中是至关重要的。

目前,控制阀用户普遍要求知道管道外的声压级,典型地是要求知道控制阀或渐扩管下游 1 m 处和管壁外 1 m 处的声压级。本部分提供了求得这些值的方法。

本部分等式中用到的阀的尺寸参数等同于 GB/T 17213.1 和 GB/T 17213.2。

在一般的控制阀中,通过控制阀外壁传出的噪声很小。人们感兴趣的噪声是在控制阀下游和管道中产生的并通过管壁逐渐消失的噪声,比较典型的测量地点是在阀体下游 1 m 处和管壁外侧 1 m 处。

第二种噪声源可能在气体以高马赫数冲出控制阀时产生。本部分中的方法允许估算这些将会被以对数形式加在阀体内产生的噪声上的附加噪声。参见第 5 章和第 6 章马赫数不大于 0.3 和第 7 章马赫数大于 0.3 的相关内容。

虽然这种预测方法不能保证结果完全正确,但它得出的计算结果与实验室条件下得出的大部分噪声数据相差在 5 dB 以内(见 GB/T 17213.8)。

大部分试验数据往往是在常温下以空气为介质采用这种方法得出的,本方法也普遍适用于其他气体和蒸汽,并且在更高的压力下也是适用的。当流体在极限温度以及下游压力与大气压力相差甚远的条件下或者在临界点附近运动时,就增加了结果的不确定性。等式中包括了与流体密度和比热比有关的项。

注:试验室空气试验一般在上游压力不超过 1 830 kPa(18.3 bar)和下游压力不超过 1 600 kPa(16.0 bar)下进行,蒸汽试验温度不超过 225℃ 时与计算值吻合较好。

传播损失计算式建立在管道内声波和管壁共振产生的声波相互作用的精确分析上。在工业上允许管道壁厚有较大的公差,这严重制约着需要采用非常复杂的数学方法才能得到的传播损失的值的精确度,因此,应用了简化的方法。

计算实例见附录 A。

本方法基于第 2 章列出的规范性引用文件和参考文献给出的参考文件。

目 次

前言	I
引言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 定义	1
4 符号	2
5 带标准阀内件的阀	4
5.1 压力与压力比	4
5.2 各状态的定义	5
5.3 初步计算	5
5.4 状态 I (亚音速流)	7
5.5 状态 II 到状态 V (通用计算)	8
5.6 噪声计算	9
5.7 计算流程图	10
6 带降噪阀内件的阀	10
6.1 简介	10
6.2 单级多流路阀内件	10
6.3 单流路多级降压阀内件 (2 级或多级节流)	11
6.4 多流路多级阀内件 (2 个或更多流路, 2 级或更多级阀内件)	12
6.5 不包括在本部分中的阀	13
7 出口处马赫数较高的阀	13
7.1 简介	13
7.2 计算程序	13
附录 A (资料性附录) 计算示例	15
参考文献	36
图 1 单级多流路阀内件	11
图 2 单流路多级降压阀内件	12
图 3 多流路多级阀内件 (2 个或更多流路, 2 级或更多级阀内件)	13
表 1 数字常数 N	6
表 2 阀门类型修正系数 F_d 典型值 (全口径阀内件)	6
表 3 声功率比 r_w	7
表 4 频率系数 G_x, G_y	10

工业过程控制阀 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

1 范围

GB/T 17213 的本部分规定了一种预测可压缩流体流经控制阀及与之相连渐扩管道所产生的外部声压级的理论方法。

本方法中考虑的气体为基于理想气体定律的单相干燥气体或蒸汽。

本部分仅考虑由气体动力流流经控制阀及相连管道所产生的噪声。本部分不考虑由反射、机械振动、不稳定的流体状态和其他不可预测因素引起的噪声。

本部分假定噪声测量处下游至少有 2 m 的直管段。

本方法只适用于钢制或钢铁合金制管道(见 5.6 中式(38)和式(40))。

本方法适用于下列单级阀:球形阀(直通阀,角形阀),蝶阀,旋塞阀(偏心旋塞阀,球面旋塞阀),球阀,套筒阀。但不包括特定 $F_p C$ 的乘积超过额定流量系数 50% 的全口径球阀。

本部分也不涉及特殊的低噪音阀内件,见 6.5。当标准阀内件的阀出口处马赫数超过 0.3 或低噪音阀内件阀出口处马赫数超过 0.2 时,需用第 7 章的计算程序。

本部分中马赫数限定如下:

马赫数所在位置	马赫数限制		
	第 5 章标准阀内件	第 6 章降噪阀内件	第 7 章高马赫数应用
自由膨胀射流 M_1	没有限制	没有限制	没有限制
阀出口 M_0	0.3	0.2	1.0
下游渐缩管入口 M_i	不适用	不适用	1.0
下游管道 M_2	0.3	0.2	0.8

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(其他所有部分) 工业过程控制阀(IEC 60534, IDT 或 MOD)

3 定义

GB/T 17213 其他各部分确定的和以下术语和定义适用于本部分。

3.1

声效系数 acoustical efficiency

转换成声功率的流动功率与质量流量流动功率的比值。

3.2

外部重合频率 external coincidence frequency

外部声波波速与厚度等同于管壁厚度的平板内挠声波波速相等时的频率。

3.3

内部重合频率 internal coincidence frequency

在给定的圆周模式下,声学的和结构上的轴向波数相等时的最低频率,此时传播损失最小。

3.4

带凹槽阀板蝶阀 fluted vane butterfly

阀板表面带有凹槽的翼形蝶阀,这些凹槽的目的是在不改变阀座密封线或密封面的情况下使通过的流体形成一定的流动状态。

3.5

独立流路 independent flow passage

通道内流体流动不受邻近流路内流体干涉的流路。

3.6

峰频率 peak frequency

内部声压最大时的频率。

3.7

阀门类型修正系数 valve style modifier

F_d

单流路水力直径与一个节流孔直径的比值,其中节流孔面积等于给定行程下所有相同流路的面积之和。

4 符号

符号	说 明	单 位
A	单流路面积	m^2
A_n	给定行程下 n 级的多级阀内件最后一级的总流通面积	m^2
C	流量系数 (C_v 和 C_g)	各不相同(见 GB/T 17213.1)
C_n	n 级的多级阀内件最后一级的流量系数	各不相同(见 GB/T 17213.1)
c_{ve}	亚音速流条件下缩流断面的声速	m/s
c_{vcc}	临界流条件下缩流断面的声速	m/s
c_2	下游声速	m/s
D	阀出口直径	m
d	流路直径(若非圆截面则用 d_H)	m
d_H	单流路水力直径	m
d_i	阀出口内径或渐扩管进口内径的较小值	m
D_i	下游管道内径	m
D_j	缩流断面射流直径	m
d_0	圆节流孔直径,其面积等于给定行程下所有流路面积之和	m
F_d	阀门类型修正系数	无量纲
F_L	无附接管件控制阀的液体压力恢复系数(注4)	无量纲
F_{Ln}	低噪声阀内件最后一级的液体压力恢复系数	无量纲
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(注4)	无量纲
F_P	管道几何形状系数	无量纲

符号	说 明	单 位
f_R	外部重合频率	Hz
f_0	内部管道重合频率	Hz
f_p	产生的峰频率	Hz
f_{pR}	在阀出口处或渐扩管缩径处产生的峰频率	Hz
f_r	环形频率	Hz
G_x, G_y	频率系数(见表 4)	无量纲
l	径向流路的长度	m
l_w	单流路湿周	m
L_{peR}	由管道渐扩管导致气体紊流引起的距管壁 1 m 处 A 加权声压级	dB(A)(参比 p_0)
L_g	马赫数修正值	dB(参比 p_0)
L_{pAe}	管道外 A 加权声压级	dB(A)(参比 p_0)
$L_{pAe, 1 m}$	管壁 1 m 处 A 加权声压级	dB(A)(参比 p_0)
L_{pi}	管壁上内部声压级(见 5.6)	dB(参比 p_0)
L_{piR}	下游管道内部声压级(见 7.2)	dB(参比 p_0)
L_{pS}	由阀内件和渐扩管引起的距管壁 1 m 处组合 A 加权声压级	dB(A)(参比 p_0)
L_{wi}	总内部声功率级	dB(参比 W_0)
M	流体分子质量	kg/kmol
M_j	状态 II 到状态 IV 时的自由膨胀射流马赫数	无量纲
M_{jn}	n 级的多级阀内件最后一级的自由膨胀射流马赫数	无量纲
M_{js}	状态 V 时的自由膨胀射流马赫数	无量纲
M_0	阀出口马赫数	无量纲
M_R	渐扩管入口马赫数	无量纲
M_{vc}	缩流断面马赫数	无量纲
M_2	下游管道马赫数	无量纲
$\dot{m}$	质量流量	kg/s
$\dot{m}_s$	声速时的质量流量	kg/s
N	数字常数(表 1)	各不相同
N_0	阀内件上互相独立且完全相同的流路数	无量纲
p_a	管道外实际大气压	Pa(见注 3)
p_n	n 级的多级阀内件最后一级的绝对滞止压力	Pa
p_0	参比声压 $= 2 \times 10^{-5}$ (注 3)	Pa
p_s	标准大气压(注 1)	Pa
p_{vc}	亚音速流条件下缩流断面绝对压力	Pa
p_{vce}	临界流条件下缩流断面绝对压力	Pa
p_1	阀入口绝对压力	Pa
p_2	阀出口绝对压力	Pa
p_{2B}	断点处阀出口绝对压力	Pa
p_{2C}	流条件下阀出口绝对压力	Pa
p_{2CE}	声效系数开始为常数时阀出口绝对压力	Pa
R	通用气体常数 $= 8.314$	J/(kmol · K)
r_w	声功率比(见表 3)	无量纲
T_n	n 级的多级阀内件最后一级入口绝对温度	K
T_{vc}	亚音速流条件下缩流断面绝对温度	K

符号	说 明	单 位
T_{vcc}	临界流条件下缩流断面绝对温度	K
T_1	入口绝对温度	K
T_2	出口绝对温度	K
TL	传播损失	dB
TL_R	下游管道传播损失	dB
t_p	管壁厚度	m
U_p	下游管道气体速度	m/s
U_R	渐扩管进口气体速度	m/s
U_{vc}	亚音速流条件下缩流断面速度	m/s
W_s	声功率	W
W_{sR}	阀出口或渐扩管缩径处声功率	W
W_m	质量流量流动功率	W
W_{mR}	阀出口或渐扩管缩径处质量流是流动功率	W
W_{ms}	声速下质量流量流动功率	W
W_0	参比声功率 $=10^{-12}$ (见注 5)	W
α	恢复修正系数	无量纲
β	阀出口或渐扩管入口收缩系数	无量纲
γ	比热比	无量纲
η	声效系数 (见注 2)	无量纲
ρ_1	p_1 和 T_1 时的流体密度	kg/m ³
ρ_2	p_2 和 T_2 时的流体密度	kg/m ³
ρ_n	p_n 和 T_n 时的 n 级的多级阀内件最后一级的流体密度	kg/m ³
Φ	相对流量系数	无量纲
下标: e: 表示外部; i: 表示内部; n: 表示阀内件最后一级; R: 表示在管道下游或渐扩管情况下。		
注 1: 标准气压是 101.325 kPa 或 1.013 25 bar。 注 2: 下标 1、2、3、4 和 5 相应表示流态 I、II、III、IV、V。 注 3: 1 bar = 10^2 kPa = 10^5 Pa。 注 4: 为计算缩流断面压力及速度, 本部分中假定气体压力恢复情况与液体相同。 注 5: 声功率与声压一般经过对数换算以分贝形式表示, 它们与参比标准有一定的对数关系, 声压为: 2×10^{-5} Pa, 声功率为: 10^{-12} W。		

5 带标准阀内件的阀

5.1 压力与压力比

噪声预测过程中需要知道几个压力和压力比, 下面给出了这些数据。

缩流断面是流速最大, 压力最小的区域。其最小压力, 不能低于绝对零压, 可用下式计算:

$$p_{\text{vc}} = p_1 - \frac{p_1 - p_2}{F_L^2} \dots\dots\dots (1)$$

注 1: 此式是亚音速条件下 F_L 的定义。

注 2: 当阀带有附接管件时, 用 F_{LP}/F_P 代替 F_L 。

注 3: 在计算缩流断面压力时需知道参数 F_L , 由缩流断面压力可计算出速度, 并由此确定声效系数。

在临界流条件下, 缩流断面压力用下式计算:

$$p_{vcc} = p_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad \dots\dots\dots (2)$$

缩流断面音速流开始时的下游临界压力由下式计算:

$$p_{2C} = p_1 - F_L^2 (p_1 - p_{vcc}) \quad \dots\dots\dots (3)$$

注 4: 当阀带有附接管件时, 用 F_{LP}/F_P 代替 F_L 。

修正系数 α 是两个压力比的比值:

a) 临界流条件下入口压力与出口压力之比。

b) 临界流条件下入口压力与缩流断面压力之比。

它可由下式计算:

$$\alpha = \frac{\left(\frac{p_1}{p_{2C}} \right)}{\left(\frac{p_1}{p_{vcc}} \right)} = \frac{p_{vcc}}{p_{2C}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

激波紊流作用(Ⅳ态)开始超越剪切紊流作用(Ⅲ态)影响噪声频谱的那一点称为断点。对各流态的解释见 5.2, 断点处下游压力可用下式计算:

$$p_{2B} = \frac{p_1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad \dots\dots\dots (5)$$

声效系数为常数的区域(Ⅴ态)开始时的下游压力由下式计算:

$$p_{2CE} = \frac{p_1}{22\alpha} \quad \dots\dots\dots (6)$$

5.2 各状态的定义

控制阀通过把势(压力)能转换成紊流来控制流体。控制阀中的噪声是由这种转换能量中的一小部分产生的, 大部分能量都变成热能。

产生噪声的不同状态是各种声学现象或气体分子与激波相互作用的结果。状态Ⅰ时, 流体以亚音速流动, 气体被部分再压缩, 这与 F_L 有关。此类噪声主要由偶极子声源引起。

状态Ⅱ时, 噪声主要由激波之间相互作用和紊流阻塞流产生。当Ⅱ态接近极限时, 再压缩量减小。

状态Ⅲ时, 不存在等熵再压缩。流体为超音速流动, 剪切紊流占主导地位。

状态Ⅳ时, 马赫面形成, 分子碰撞减少, 激波紊流作用占主要因素。

状态Ⅴ时, 声效系数为常数。 p_2 的进一步降低将不会使噪声增加。

对于一组给定的工作条件, 各状态确定如下:

当 $p_2 \geq p_{2C}$ 时, 状态Ⅰ

当 $p_{2C} > p_2 \geq p_{vcc}$ 时, 状态Ⅱ

当 $p_{vcc} > p_2 \geq p_{2B}$ 时, 状态Ⅲ

当 $p_{2B} > p_2 \geq p_{2CE}$ 时, 状态Ⅳ

当 $p_{2CE} > p_2$ 时, 状态Ⅴ

5.3 初步计算

5.3.1 阀门类型修正系数 F_d

对多级阀, F_d 仅适用于最后一级。

阀门类型修正系数 F_d 可用下式计算:

$$F_d = \frac{d_H}{d_0} \quad \dots\dots\dots (7a)$$

单流路水力直径 d_H 可用下式计算:

$$d_H = \frac{4A}{l_w} \dots\dots\dots (7b)$$

总流路面积的等效直径 d_0 :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4N_0A}{\pi}} \dots\dots\dots (7c)$$

F_d 的典型值见表 2。

5.3.2 射流直径 D_j

射流直径 D_j 用下式计算:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{CF_L} \dots\dots\dots (8)$$

注 1: N_{14} 是数字常数,其值与所用的特定流量系数(K_v 或 C_v)有关,其数值可从表 1 中获得。

注 2: 使用所需的 C ,而不是阀的额定 C 值。

注 3: 当阀带有附接管件时,用 F_{d1}/F_{d0} 代替 F_d 。

5.3.3 声功率比 r_w

声功率比表示向下游管道辐射的声功率部分。不同的阀及管件的系数见表 3。

表 1 数字常数 N

常 数	流量系数	
	K_v	C_v
N_{14}	4.9×10^{-3}	4.6×10^{-3}
N_{16}	4.23×10^4	4.89×10^4

注: 未列出的数字常数在本部分中没有应用。

表 2 阀门类型修正系数 F_d 典型值(全口径阀内件)

阀类型	流动方向	相对流量系数 Φ					
		0.10	0.20	0.40	0.60	0.80	1.00
球形阀,抛物线阀芯	流开	0.10	0.15	0.25	0.31	0.39	0.46
	流关	0.20	0.30	0.50	0.60	0.80	1.00
球形阀,3个V形开口阀芯	任意方向*	0.29	0.40	0.42	0.43	0.45	0.48
球形阀,4个V形开口阀芯	任意方向*	0.25	0.35	0.36	0.37	0.39	0.41
球形阀,6个V形开口阀芯	任意方向*	0.17	0.23	0.24	0.26	0.28	0.30
球形阀,钻60个等径孔的套筒	任意方向*	0.40	0.29	0.20	0.17	0.14	0.13
球形阀,钻120个等径孔的套筒	任意方向*	0.29	0.20	0.14	0.12	0.10	0.09
蝶阀,绕中心轴回转70°	任意方向	0.26	0.34	0.42	0.50	0.53	0.57
阀板上带凹槽的70°翼形蝶阀	任意方向	0.08	0.10	0.15	0.20	0.24	0.30
60°平板蝶阀	任意方向						0.50
偏心旋塞阀	任意方向	0.12	0.18	0.22	0.30	0.36	0.42
90°扇形球阀	任意方向	0.60	0.65	0.70	0.75	0.78	0.98

注: 这只是一些典型值,实际值由制造商标明。

* 流关时限定压力 $p_1 - p_2$ 。

表 3 声功率比 r_w

阀或管件	r_w
球形阀, 抛物线阀芯	0.25
球形阀, 3 个 V 形开口阀芯	0.25
球形阀, 4 个 V 形开口阀芯	0.25
球形阀, 6 个 V 形开口阀芯	0.25
球形阀, 钻 60 个等径孔的套筒	0.25
球形阀, 钻 120 个等径孔的套筒	0.25
绕中心轴回转 70° 的蝶阀	0.5
阀板上带凹槽的 70° 翼形蝶阀	0.5
60° 平板蝶阀	0.5
偏心旋塞阀	0.25
90° 扇形球阀	0.25
渐扩管	1

5.4 状态 I (亚音速流)

缩流断面中气体速度用下式计算:

$$U_{vc} = \sqrt{2 \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \frac{p_1}{\rho_1}} \quad (9)$$

质量流量流动功率由下式计算:

$$W_m = \frac{\dot{m}(U_{vc})^2}{2} \quad (10)$$

亚音速流下缩流断面温度用下式计算:

$$T_{vc} = T_1 \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (11)$$

缩流断面中的声速用下式计算:

$$c_{vc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vc}}{M}} \quad (12)$$

缩流断面马赫数:

$$M_{vc} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} \quad (13)$$

状态 I 时, 声效系数由下式计算:

$$\eta_i = (1 \times 10^{-4}) M_{vc}^{3.6} \quad (14)$$

在状态 I 时产生并向下游管道辐射的声功率:

$$W_a = \eta_i r_w W_m F_L^2 \quad (15)$$

注: 当阀带有附接管件时, 用 F_{LP}/F_P 代替 F_L 。

虽然本方法中没有要求, 但可用下式计算出总的内部声功率级:

$$L_{wi} = 10 \lg \frac{W_a}{W_0} \quad (16)$$

要计算管道内部声功率, 把 L_{wi} 减去 6 dB。

产生噪声的峰频率用下式计算:

$$f_p = \frac{0.2 U_{vc}}{D_j} \quad (17)$$

5.5 状态Ⅱ到状态Ⅴ(通用计算)

在音速或高于音速时,从状态Ⅱ到状态Ⅴ通用下列计算式:

音速流或临界流,缩流断面温度:

$$T_{\text{vcc}} = \frac{2T_1}{\gamma + 1} \quad \dots\dots\dots(18)$$

缩流断面声速由下式计算:

$$c_{\text{vcc}} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{\text{vcc}}}{M}} \quad \dots\dots\dots(19)$$

流体流动功率由下式计算:

$$W_{\text{ms}} = \frac{\dot{m} c_{\text{vcc}}^2}{2} \quad \dots\dots\dots(20)$$

虽然本方法中没有要求,但内部声功率级也可用式(16)、式(23)、式(26)、式(28)或式(32)计算。

对自由渐扩管射流,在状态Ⅱ到状态Ⅳ的马赫数由下式计算:

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \quad \dots\dots\dots(21)$$

5.5.1 状态Ⅱ

状态Ⅱ时声效系数由下式计算:

$$\eta_2 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6.6} F_L^2 \quad \dots\dots\dots(22)$$

注:当阀带有附接管件时,用 F_{LP}/F_P 代替 F_L 。

在状态Ⅱ时产生并向下游管道辐射的声功率:

$$W_a = \eta_2 r_w W_{\text{ms}} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{\text{vcc}}} \right) \quad \dots\dots\dots(23)$$

峰频率用下式计算:

$$f_p = \frac{0.2 M_j c_{\text{vcc}}}{D_j} \quad \dots\dots\dots(24)$$

5.5.2 状态Ⅲ

状态Ⅲ时声效系数由下式计算:

$$\eta_3 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6.6} F_L^2 \quad \dots\dots\dots(25)$$

注:当阀带有附接管件时,用 F_{LP}/F_P 代替 F_L 。

在状态Ⅲ时产生并向下游管道辐射的声功率:

$$W_a = \eta_3 r_w W_{\text{ms}} \quad \dots\dots\dots(26)$$

峰频率用式(24)计算。

5.5.3 状态Ⅳ

状态Ⅳ时声效系数由下式计算:

$$\eta_4 = (1 \times 10^{-4}) \left(\frac{M_j^2}{2} \right) (\sqrt{2})^{6.6} F_L^2 \quad \dots\dots\dots(27)$$

注:当阀带有附接管件时,用 F_{LP}/F_P 代替 F_L 。

在状态Ⅳ时产生并向下游管道辐射的声功率:

$$W_a = \eta_4 r_w W_{\text{ms}} \quad \dots\dots\dots(28)$$

在状态Ⅳ时的峰频率由下式计算:

$$f_p = \frac{0.35 c_{\text{vcc}}}{1.25 D_j \sqrt{M_j^2 - 1}} \quad \dots\dots\dots(29)$$

5.5.4 状态V

状态V时射流马赫数由下式计算:

$$M_{j5} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} [(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1]} \quad \dots\dots\dots (30)$$

状态V时声效系数由下式计算:

$$\eta_5 = \left(1 \times 10^{-4} \left(\frac{M_{j5}^2}{2} \right) (\sqrt{2})^{6.6 F_L^2} \right) \quad \dots\dots\dots (31)$$

注:当阀带有附接管件时,用 F_{LP}/F_P 代替 F_L 。

在状态V时产生并向下游管道辐射的声功率:

$$W_a = \eta_5 r_w W_{ms} \quad \dots\dots\dots (32)$$

用式(29)计算状态V时的峰频率用 M_{j5} 替代 M_j 。

5.6 噪声计算

下游流体质量密度由下式计算:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad \dots\dots\dots (33)$$

如果已知必要的流体特性,则下游温度 T_2 可由热力学等熵关系得出,如未知, T_2 可近似等于 T_1 。

下游声速由下式计算:

$$c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}} \quad \dots\dots\dots (34)$$

阀出口处马赫数可由下式计算:

$$M_0 = \frac{4\dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} \quad \dots\dots\dots (35)$$

注1: M_0 宜不超过0.3,如果 M_0 超过0.3,则精确度就不能保证,宜采用第7章的程序。

参照 p_0 去计算内部声压级,则可用:

$$L_{pi} = 10 \lg \left[\frac{(3.2 \times 10^9) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] \quad \dots\dots\dots (36)$$

透过管壁的传播损失由下式计算:

$$TL = 10 \lg \left[(7.6 \times 10^{-7}) \left(\frac{c_2}{t_p f_p} \right)^2 \frac{G_x}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415 G_y} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] \quad \dots\dots\dots (37)$$

注2: G_x, G_y 在表4中有规定。

注3: p_a/p_s 比值是当地大气压力修正值。

注4: 传播损失模型建立在一个内部频率分布6 dB/倍频程的基础上。

频率 f_r, f_0 和 f_g 可由下式得出:

$$f_r = \frac{5\,000}{\pi D_i} \quad \dots\dots\dots (38)$$

$$f_0 = \frac{f_r}{4} \left(\frac{c_2}{343} \right) \quad \dots\dots\dots (39)$$

$$f_g = \frac{\sqrt{3}(343)^2}{\pi t_p (5\,000)} \quad \dots\dots\dots (40)$$

注5: 式(39)和式(40)中,常数343是空气中声音的速度(m/s)。

注6: 式(38)和式(40)中,常数5 000是声音在钢制管道中的名义速度(m/s)。

注7: 注意最小的传播损失出现在第一管道重合频率时。

表 4 频率系数 G_x, G_y

$f_p < f_0$	$f_p \geq f_0$
$G_x = \left(\frac{f_0}{f_r}\right)^{2/3} \left(\frac{f_p}{f_0}\right)^4$	$G_x = \left(\frac{f_p}{f_r}\right)^{2/3} \quad f_p < f_r$ $G_x = 1 \quad f_p \geq f_r$
$G_x = \left(\frac{f_0}{f_g}\right) \quad f_0 < f_g$ $G_y = 1 \quad f_0 \geq f_g$	$G_y = \left(\frac{f_p}{f_g}\right) \quad f_p < f_g$ $G_y = 1 \quad f_p \geq f_g$

下游管道速度修正值可用下式近似求得：

$$L_g = 16 \lg \left(\frac{1}{1 - M_2} \right) \quad \dots\dots\dots (41)$$

式中：

$$M_2 = \frac{4\dot{m}}{\pi D_1^2 \rho_2 c_2} \quad \dots\dots\dots (42)$$

注 8：为计算 L_g, M_2 不能超过 0.3。

管道外径处辐射出的 A 加权声压级可用下式计算：

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g \quad \dots\dots\dots (43)$$

注 9：式(43)中，第一项的 5 dB 是跟所有峰频率有关的一个平均修正值。

最后，管壁外 1 m 处 A 加权声压级如下计算：

$$L_{pAe, 1m} = L_{pAe} - 10 \lg \left(\frac{D_1 + 2t_p + 2}{D_1 + 2t_p} \right) \quad \dots\dots\dots (44)$$

5.7 计算流程图

下面的流程提供了利用上面等式计算声压级的逻辑顺序。

从 5.1、5.2 和 5.3 开始进行状态判断和初步计算。

如果为状态 I 时，则继续 5.4 和 5.6 的计算。

如果为状态 II 时，则继续 5.5、5.5.1 和 5.6 的计算。

如果为状态 III 时，则继续 5.5、5.5.2 和 5.6 的计算。

如果为状态 IV 时，则继续 5.5、5.5.3 和 5.6 的计算。

如果为状态 V 时，则继续 5.5、5.5.4 和 5.6 的计算。

注：附录 A 有计算示例。

6 带降噪阀内件的阀

6.1 简介

本章适用于有降噪阀内件的阀。虽然程序中很多步骤来自第 5 章，但它仍然被单独列章，其原因是这些阀内件需要加以特别考虑。

6.2 单级多流路阀内件

对于具有单级多流路阀内件的阀(图 1 是诸多有效降噪阀内件的一个示例)，除以下注明外，应采用第 5 章的程序。

所有的流路都应该有相同的水力直径，且流路间应有充足的距离以防射流的干涉。

虽然阀门修正系数同第 5 章一样，此处还是要给出它的一个应用示例。

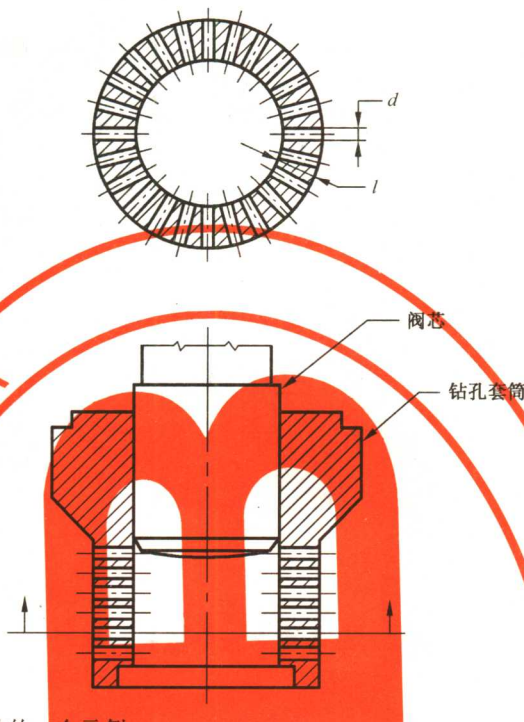
例：

假设一个阀内件有 48 个宽 0.01 m，高 0.002 m 的矩形流路。每个流路面积 $A = 0.01 \times 0.002 = 0.00002 \text{ m}^2$ ；湿周 $l_w = (2 \times 0.010) + (2 \times 0.002) = 0.024 \text{ m}$ ； $d_0 = 0.035 \text{ m}$ ， $d_H = 0.0033$ ；由此得出 $F_d = 0.0033 / 0.035 = 0.094$ 。

射流直径可由下式计算:

$$D_j = N_{14} \cdot F_d \sqrt{C[0.9 - 0.06(l/d)]} \quad \dots\dots\dots (45)$$

注 1: D_j 的表达式中,用 $[0.9 - 0.06(l/d)]$ 来代替 $F_{L,n}$, l/d 的最大值是 4。



注: 这是诸多有效降噪阀内件的一个示例。

图 1 单级多流路阀内件

用 $[0.9 - 0.06(l/d)]$ 代替 $F_{L,n}$ 的结果是状态 I, 状态 II, 状态 III 的传播损失总体增加在 5 dB 以内。阀出口马赫数,按式(35)计算。

注 2: 对压力比 $p_1/p_2 > 4$,用来计算 F_d 的式(7a)只应用在流路壁间距大于 $0.7d$ 的场合。如果阀出口处马赫数 M_0 超过 0.6,也不能用此式。

6.3 单流路多级降压阀内件(2级或多级节流)

对单流路多级阀(图 2 是诸多有效的降噪阀内件的一个示例),除以下注明外,应采用第 5 章的程序。

注 1: 6.3 中所有计算只适用于最后一级。

应使用流量系数 C_n 取代 C ,这适用于多级阀内件的最后一级。如果控制阀制造商不能提供 C_n 的值,则应使用下式:

$$C_n = N_{15} A_n \quad \dots\dots\dots (46)$$

注 2: N_{15} 是数字常数,其值与特定流量系数(K_v 或 C_v)有关,常数的值可从表 1 获得。

应使用最后一级的滞止压力 p_n 来代替 p_1 ,用此时的密度 ρ_n 去取代 ρ_1 ,这些值可从下列等式近似获得。

注 3: 如果 $p_1/p_2 \geq 2$,则先假定 $p_n/p_2 < 2$,并由式(47a)计算 p_n ,如果计算出来的 $p_n \geq 2p_2$,则用式(47b)计算 p_n 并按程序继续进行。

如果 $p_1/p_2 \geq 2$ 并且 $p_n/p_2 < 2$:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{p_1 C}{1.155 C_n}\right)^2 + p_2^2} \quad \dots\dots\dots (47a)$$

如果 $p_1/p_2 \geq 2$ 并且 $p_n/p_2 \geq 2$:

$$p_n = p_1 \left(\frac{C}{C_n}\right) \quad \dots\dots\dots (47b)$$