

中国电力规划设计协会

火力发电厂调节阀
选型导则

Guide for selecting control valves
of power plant

DLGJ 167—2004

主编部门：东北电力设计院

批准部门：中国电力规划设计协会

施行日期：2004 年 12 月 31 日

2004 北京

中国电力规划设计协会文件

电规协标函[2004]04 号

关于颁发《电能量计量系统设计内容深度规定》

DLGJ166-2004 等 3 项标准的通知

各有关单位：

根据电力勘测设计标准化工作的安排，我会对由国电华北电力设计院工程有限公司主编的《电能量计量系统设计内容深度规定》DLGJ166-2004、东北电力设计院主编的《火力发电厂调节阀选型导则》DLGJ167-2004、广东省电力设计研究院主编的《城市户内变电所建筑设计规定》DLGJ168-2004 组织了审查，现批准发布，自 2004 年 12 月 31 日起实施。

各单位在执行过程中如发现不妥或需要补充之处，请随时函告中国电力规划设计协会。

二〇〇四年十月十九日

I

目 次

前言	· III
1 范围	· 1
2 规范性引用文件	· 2
3 术语及代号	· 3
4 技术要求	· 8
5 调节阀的类别和选择原则	· 11
5.1 调节阀的类别	· 11
5.2 选择原则	· 16
5.3 工况分类	· 23
5.4 调节阀前后参数的确定	· 24
6 调节阀的选择计算	· 26
6.1 K_v 和 C_v 值的关系	· 26
6.2 流量系数计算公式	· 26
6.3 额定流量系数的确定	· 31
6.4 可调比验算	· 31
6.5 开度验算	· 32
7 调节阀口径确定步骤	· 33
8 执行机构	· 34
8.1 执行机构的分类	· 34
8.2 执行机构的规范	· 34
8.3 执行机构的选择	· 38
附录 A (规范性附录) 常用阀体材料压力 - 温度等级	· 39
附录 B (规范性附录) 调节阀技术条件书	· 40
附录 C (资料性附录) 计算示例	· 47
附录 D (资料性附录) 常用计量单位换算表	· 61
条文说明	· 63

前 言

本标准是根据国家电力公司电力规划设计总院电规计(1998)23号文,关于下达 1998 年度电力勘测设计科研、标准化、信息计划项目的通知安排进行编制的。

由于在以往的工程设计中,设计人员对调节阀的选择与计算很关心,但对调节系统的要求不太清楚,而只是着重考虑调节阀与所连接管道公称口径的配合,其结果是阀的流通能力偏差较大,绝对泄漏量增加,调节阀经常处于小开度运行,调节性能不良。另外,设计中有时未注意调节阀压降比的选择,致使流量特性在运行中发生畸变,结果使调节系统投运性能不佳。

随着电力建设的发展,机组容量的增大,介质参数的提高,相应工艺过程的复杂程度和自动化水平也在不断的提高,从而对控制生产过程的调节阀性能及质量要求也愈来愈高。调节阀的正确选择与计算已经引起设计人员的关注,对本标准的要求也日益迫切。

本标准除对调节阀的结构原理、技术性能、材质、设计标准等给予必要的介绍外,对调节阀的技术数据、选型、选择计算公式及方法做出了规定。并根据工业环境保护的需要,规定了调节阀噪音控制的要求。通过本标准的实施,力求能在工程设计中发挥正确选择调节阀或向主辅机厂提出合理要求的作用。使调节阀选择更趋合理,更利于工艺系统的安全、高效运行。

本标准的附录 A、附录 B 都是规范性附录。

本标准的附录 C、附录 D 都是资料性附录。

本标准由中国电力规划设计协会提出并归口。

本标准起草单位:东北电力设计院。

本标准主要起草人:刘红霞、姜士宏、郭晓克、刘忠泽、王树昌。

1 范 围

本标准规定了火力发电厂调节阀选型及选择计算的基本要求,主要包括调节阀型式及材料的选择,调节阀流量特性的选择,调节阀流量系数的计算与公称通径的选择,调节阀执行机构的选择等。适用于电厂中蒸汽、水、油、天然气等各种介质流体管道的调节阀的选择及计算,适用于调节阀需要承担高压降、液体介质出现闪蒸汽蚀现象、乃至产生阻塞流,气体和蒸汽处于超临界状态,液-汽(气)混合相流的出现等各种不同的运行工况的调节阀的选择及计算。

本标准不适用于电厂锅炉烟风煤粉管道所用的调节阀,调节挡板和导向装置等。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。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标准,然而,鼓励根据本标准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标准。

GB 4213 - 92	气动调节阀
GB 5677 - 85	铸钢件射线照相及底片等级分类方法
GB 10869 - 89	电站调节阀技术条件
JB 2640	锅炉管道附件承压铸钢件技术条件
JB 3595	电站阀门
IEC 534 - 1	国际电工委员会标准
ANSI B16.104	美国国家标准协会标准
ASTM	美国材料试验协会标准
JIS	日本工业标准

3 术语及代号

3.0.1 行程 travel

为改变流体的流量, 阀内组件从关闭位置标起的线位移或角位移。

3.0.2 额定行程 rated travel

规定全开位置上的行程, 亦称额定开度。

3.0.3 相对行程 relative travel

某给定开度上的行程与额定行程之比, 亦称相对开度。

3.0.4 额定容量 rated valve capacity

在规定试验压力条件下, 试验流体通过调节阀额定行程时的流量。

3.0.5 基本误差 intrinsic error

调节阀的实际上升、下降特性曲线与规定的特性曲线之间的最大偏差。基本误差用调节阀额定行程的百分数表示。

3.0.6 回差 hysteresis error

同一输入信号上升和下降的两相应行程值间的最大差值。回差用调节阀额定行程的百分数表示。

3.0.7 死区 dead band

输入信号正、反方向的变化不致引起阀杆行程有任何可察觉变化的有限区间。死区用调节阀输入信号量程的百分数表示。

3.0.8 额定行程偏差 rated travel error

调节阀实际到达全开位置上的行程与规定全开位置上的行程之间的偏差。调节阀的额定行程偏差用额定行程的百分数表示。

3.0.9 泄漏量 leakage

在规定试验条件下, 试验流体通过调节阀处于关闭位置时的流量。

3.0.10 正作用式 down ward

当信号压力增大时,推杆向下动作,为正作用式。

3.0.11 反作用式 up ward

当信号压力增大时,推杆向上动作,为反作用式。

3.0.12 流开流向 flow action to open

流开流向就是流体流动促使阀芯打开。

3.0.13 流闭流向 flow action to close

流闭流向就是流体流动促使阀芯关闭。

3.0.14 流量系数 K_V 或 C_V flow coefficient

国标 GB 4213-92 定义流量系数为 K_V :

在调节阀某给定行程,阀两端压差为 $\Delta P = 100\text{kPa}$,介质密度为 $\rho = 1\text{t/m}^3$ 时,每小时流经调节阀的体积数,以 m^3/h 为单位。

国外定义流量系数为 C_V :

在调节阀某给定行程,阀两端压差为 $\Delta P = 1\text{lb/in}^2$,介质为 60°F 清水时,介质密度为 $\rho = 8.334\text{ lb/U S gal}$ 时,每分钟流经调节阀的体积数,以 U S gal/min 计。

3.0.15 额定流量系数 $K_{V_{\max}}$ 或 $C_{V_{\max}}$ rated flow coefficient

调节阀在全开状态时的流量系数称额定流量系数,以 $K_{V_{\max}}$ 或 $C_{V_{\max}}$ 表示。

3.0.16 压降分配比 S pressure distribution ratio

调节阀全开时阀前后压差与系统总压差之比,称压降分配比 S 。

$$S = \frac{\Delta P_{\text{全开}}}{\Delta P_{\text{总}}} \quad (3.0.16-1)$$

又由于调节阀全开时即通过阀的流量最大时,阀前后压差最小。

$$S = \frac{\Delta P_{\text{全开}}}{\Delta P_{\text{总}}} = \frac{\Delta P_{\min}}{\Delta P_{\text{总}}} \quad (3.0.16-2)$$

3.0.17 可调比 R_0 rangeability

调节阀的可调比(可调范围)是指调节阀能够控制的最大流量 $Q_{\max}$ 与最小流量 $Q_{\min}$ 之比,称可调比 R_0 。

$$R_0 = \frac{Q_{max}}{Q_{min}} \quad (3.0.17)$$

3.0.17.1 固有可调比 R inherent rangeability

阀门厂提供的可调比是指在阀的前后压差为定值的条件下的可调比,称固有可调比 R 。

$$R = \frac{K_{Vmax}}{K_{Vmin}} = \frac{C_{Vmax}}{C_{Vmin}} \quad (3.0.17.1)$$

3.0.17.2 实际可调比 R_T actual rangeability

调节阀在实际使用中,当调节阀上压差随串联管道阻力改变时,调节阀的可调比会发生变化。这时调节阀实际所能控制的最大流量 Q_{max} 与最小流量 Q_{min} 之比,称为实际可调比 R_T 。

$$R_T = \frac{Q_{max}}{Q_{min}} = \frac{K_{max} \sqrt{\frac{\Delta P_{min}}{\gamma}}}{K_{min} \sqrt{\frac{\Delta P_{max}}{\gamma}}} = R \sqrt{\frac{\Delta P_{min}}{\Delta P_{max}}} \approx R \sqrt{\frac{\Delta P_{min}}{\Delta P_{总}}}$$

$$R_T \approx R \sqrt{S} \quad (3.0.17.2)$$

3.0.18 不平衡力或不平衡力矩 unbalance force or unbalance moment

调节阀的不平衡力,是指直行程调节阀阀芯所受到的轴向合力;不平衡力矩,是指角行程调节阀在阀芯或阀板上所受到的切向合力在输出轴上形成的转动力矩。不平衡力或不平衡力矩,是由于阀芯受流体静压和动压的作用而产生的。

3.0.19 允许压差 permissible pressure

作用于阀芯的不平衡力随调节阀两端的压差 ΔP 增大而增加,当执行机构的输出力小于不平衡力,执行机构就不能在全行程范围起到理想的调节和关闭作用,所以执行机构确定后,其输出力也确定了,此时应限制调节阀在一定的压差下工作,这个压差极限值,称之为允许压差。

3.0.20 液体阻塞流压差 ΔP_S allow differential pressure

当调节阀两端的压差 ΔP 增加时,流量 Q 也增加,当压差 ΔP 增

大到一定值时,调节阀缩口处的压力 P_{vc} 下降到流体饱和压力 P_v 以下,一部分流体汽化,阀门流量不再随压差增加而增加,即形成所谓阻塞流(choked flow)工况。此时,阀门两端的压差称为阻塞流压差 ΔP_s 。

3.0.21 液体压力恢复系数 F_L liquid pressure recovery factor

在阻塞流条件下,实际最大流量与理论的非阻塞流的流量之比,称之为液体压力恢复系数 F_L 。

3.0.22 流量特性 flow characteristic

指介质流过阀门的相对流量与相对行程之间的关系。

$$\frac{Q}{Q_{max}} = f\left(\frac{l}{L_{max}}\right) \quad (3.0.22)$$

式中:

Q 一通过调节阀的流量(m^3/h)

Q_{max} 一通过调节阀的最大流量(m^3/h)

l 一调节阀的行程(mm)

L_{max} 一调节阀的最大行程(mm)

3.0.22.1 固有流量特性 inherent flow characteristic

指假定作用在阀门前后的压差为定值的条件下,得出的介质流过阀门的相对流量与相对行程之间的关系。国际电工委员会标准 IEC 534-1 和国标 GB 4213-92 则将其定义为:

相对流量系数与对应的相对行程之间的关系。

$$\frac{C_v}{C_{vmax}} = \frac{K_v}{K_{vmax}} = f\left(\frac{l}{L_{max}}\right) \quad (3.0.22.1)$$

式中:

C_v, K_v 一调节阀不同行程的流量系数

C_{vmax}, K_{vmax} 一调节阀最大行程的流量系数

l 一调节阀的行程(mm)

L_{max} 一调节阀的最大行程(mm)

3.0.22.2 工作流量特性 installed flow characteristic

在实际运行中,调节阀的前后压差是随流量变化的,这时相对流量与相对行程之间的关系称为工作流量特性。

4 技术要求

4.0.1 调节阀可以配用常规的电动和气动执行机构,它们应该接受来自变送单元或调节单元的 $4\sim 20\text{mA}(\text{DC})$ 的标准输入电流信号和 $0.02\sim 0.1\text{MPa}$ 的标准输入压力信号,输出可以是与输入信号相对应的阀门转角位移或直线位移。

4.0.2 电动与气动执行机构的工作条件至少应满足表 4.0.2 的规定。

表 4.0.2

执行机构类别		环境温度 $^{\circ}\text{C}$	环境相对湿度 %
电动执行机构	执行机构	$-10\sim +55$	≤ 95
	伺服放大器	$0\sim +50$	≤ 85
气动执行机构		$-10\sim +55$ 或 $-40\sim +70$	≤ 95

4.0.3 调节阀的固有流量特性推荐快开、直线、等百分比流量特性。其他特殊流量特性应根据需要由制造厂提供,但制造厂均应提供给用户流量特性曲线。

4.0.4 调节阀可以是正作用式,也可以是反作用式。

4.0.5 除非有特殊要求,调节阀的整机基本误差、回差、死区和额定行程偏差应符合表 4.0.5 要求。

表 4.0.5

项 目	电动调节阀	气动调节阀
基本误差 %	$\leq \pm 2.5$	$\leq \pm 2$
回差 %	≤ 1.5	≤ 2
死区 %	≤ 3	≤ 0.8
额定行程偏差 %	≤ 2	≤ 2.5

4.0.6 执行机构的技术要求按有关执行机构技术条件的规定。

4.0.7 调节阀应能经受 1.5 倍公称压力的壳体试验, 试验期间不应有肉眼可见的泄漏。由于壳体试验引起壳体变形导致阀门不能正常工作的, 应当判废。

4.0.8 调节阀的泄漏量应符合表 4.0.8 的规定, 一般情况下单座调节阀泄漏量不得低于Ⅳ级, 双座调节阀的泄漏量不得低于Ⅱ级。

表 4.0.8

泄漏等级	阀座最大泄漏量
等级Ⅰ	—
等级Ⅱ	额定容量的 0.5%
等级Ⅲ	额定容量的 0.1%
等级Ⅳ	额定容量的 0.01%
等级Ⅴ	每毫米通径压差 0.1MPa, 允许泄漏量(水) $5 \times 10^{-12} \text{m}^3/\text{s}$

从Ⅱ级~Ⅴ级必须对每一个阀门进行试验。

等级Ⅰ, 不要求做试验。

等级Ⅱ, 适用于结构为双通道双阀座或带活塞环密封金属对金属密封阀座平衡式单通道的阀门。

等级Ⅲ, 适用的阀门同于等级Ⅱ, 但对阀座和密封件的要求比较严格。

等级Ⅳ, 适用于结构为非平衡式单通道单阀座及具有超级密封活塞环的金属对金属密封阀座平衡式单通道的阀门。

等级Ⅴ, 一般用于具有关键性用途, 如作闭路装置、不带阻塞阀、整个阀长期处于高压差状态等。本等级主要适用于结构为金属阀座非平衡式单通道, 单阀座或带特殊阀座和特殊密封的平衡式单通道的阀门。

一般制造厂提供的阀门泄漏量是在规定试验条件下测出的值, 而非实际工况下的泄漏量, 在实际工况下阀门的泄漏量可能大得多。我国泄漏量标准和美国 ANSI B16.104 基本相同。

4.0.9 制造厂应提供调节阀的额定流量系数 C_v 或 K_v 值,其实测值与规定值的偏差应不大于 $\pm 10\%$ 。

4.0.10 调节阀应能保证正常工作,无异常的因流体扰动引起的机械振动和噪声。运行工况下,在调节阀下游 1m 处、距管壁 1m 处测量其噪声声压级应不大于 85dBA。调节阀噪声声压级的试验和要求按供需双方的协议执行。

4.0.11 对承压铸钢件的要求应符合 JB 3595 和 JB 2640 的规定。其射线探伤要求应符合 GB 5677 的相应规定。

5 调节阀的类别和选择原则

5.1 调节阀的类别

在火力发电厂中,根据不同使用要求,常用调节阀有:直通双座调节阀、直通单座调节阀、套筒型调节阀、角型调节阀、三通调节阀、蝶阀、偏心旋转调节阀、高压调节阀、迷宫式调节阀、二位式调节阀等。在选择调节阀型式时,应根据介质参数(压力、温度)、流量、介质特性(粘度、腐蚀性、毒性)及调节系统的要求(可调比、噪音等)综合考虑。

5.1.1 直通双座调节阀

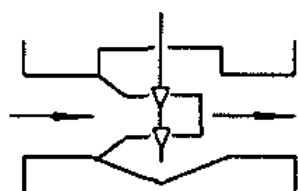


图 5.1.1 直通双座调节阀

直通双座调节阀的结构如图 5.1.1 所示,阀内有两个阀芯和两个阀座,由阀杆作上下移动来改变阀芯与阀座的相对位置。流体从左侧进入,通过上下阀芯后汇合在一起,由右侧流出。

双座阀的不平衡力小,流通能力大,但泄漏量较大($10^{-3} \times$ 阀额定容量,Ⅲ级),为单座阀的 10 倍。适用于要求流量大、压差大、泄漏量要求不严格、正常运行时经常调节的场合。此外,阀体流路较复杂,不适用于高粘度和含纤维介质的场合,适用于蒸汽、水、空气等介质。

5.1.2 直通单座调节阀

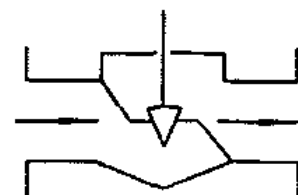


图 5.1.2 直通单座调节阀

直通单座调节阀的结构如图 5.1.2 所示,阀内有一个阀芯和一个阀座,按其阀芯形状可分为调节型和切断型两种。

结构简单,使用方便。泄漏量小,可达Ⅳ级($10^{-4} \times$ 阀额定容量),当金属阀座研磨精度高时,泄漏量可达Ⅴ级,适用于两位式控制(ON/OFF)和要求高密封性的场合,如常闭调节阀。不平衡力大,适用于压差小、口径小

的场合。压差大、口径大的阀需配备阀门定位器或输出功率较大的执行机构。

5.1.3 套筒型调节阀

套筒型调节阀的结构如图 5.1.3 所示,它是在一个单座阀体内插入了一个圆筒形套筒,并以套筒为导向,装配了一个能在轴向自由

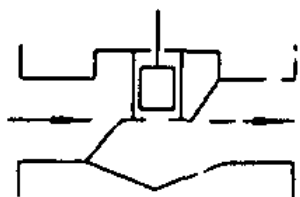


图 5.1.3 套筒型调节阀

滑动的阀芯,套筒上开有一定流量特性的窗孔。因此,通过阀芯与套筒窗孔所形成的流通面积的变化,就能实现流量的调节。

这种阀通用性强,更换套筒,即可改变流通能力和流量特性,改变阀内组件可成单座阀。热膨胀影响小,套筒阀塞用同一材质,形状相似,可消除温度变化影响。流通能力大,泄漏量目前已达到Ⅲ级以上,平衡式结构,不平衡力小,导向长,工作平稳,阀杆在工作时不易振动,并具有耐汽蚀性和低噪音的优点。结构简单,拆装方便,流路畅通,应推广使用。目前这种调节阀已取代双座调节阀。

套筒调节阀适用于使用压差大,要求工作平稳,噪音低的场合,通常用于给水系统。

5.1.4 角型调节阀

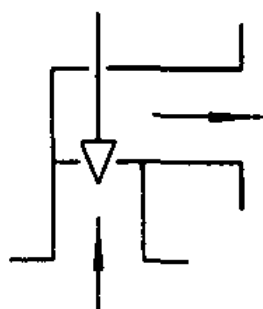


图 5.1.4 角型调节阀

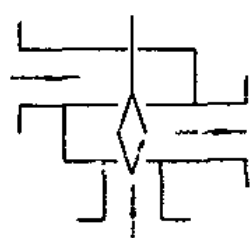
角型调节阀的结构如图 5.1.4 所示,进出口接管成直角,阀芯为上导向,不能反装。

这种阀流路简单畅通,阻力小,受高速流体的冲蚀较小,适宜用于高压差、高粘度及含悬浮颗粒物的流体,便于自清洗;还适宜于汽液混合相,易闪蒸、汽蚀的场合;以及受安装条件限制,两管道成直角的场合。例如高压加热器水位调节阀和锅炉排污调节阀等饱和水介质且压差较大的场合。

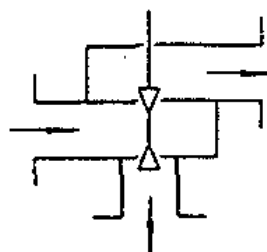
角型调节阀泄漏量小(Ⅳ级)。选用时需根据配管的布置决定进入和输出方向,一般用底进侧出(流向开),高压差时可采用侧进底出(流向关)。侧进底出时,尽量避免在小开度使用,因为阀在小开度时

容易产生振荡,不能避免小开度运行时,应配刚度较大的执行机构或配定位器。

5.1.5 三通调节阀



A) 合流阀



B) 分流阀

图 5.1.5 三通调节阀

三通调节阀的结构如图 5.1.5 所示,有三个进出口与管道相连,按作用方式分为合流和分流两种。合流是两种参数不同的流体通过阀后混合成第三种流体,这种阀有两个进口和一个出口。分流是把一种流体通过阀后分成两路,阀在

关闭一个出口的同时打开另一个出口,这种阀有一个入口和两个出口。

三通调节阀泄漏量小(Ⅳ级)。合流和分流结构均为流开式,可作配比调节或热交换器旁路调节阀。使用三通阀时,可省掉一个两通阀和一个三通接管。

5.1.6 蝶式调节阀

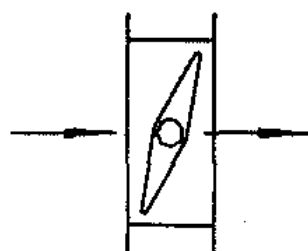


图 5.1.6 蝶式调节阀

蝶式调节阀的结构如图 5.1.6 所示,当执行机构转动蝶阀主轴时,由于轴与阀板用销子固定,从而带动阀板在阀体内旋转,使管道流通面积变化,达到调节介质流量的目的。且力矩小,配备的执行机构小。

这种阀结构简单,体积小,重量轻,成本低。流路畅通,流通能力大。适用于低压差,大口径,大流量,介质为液体、气体、低压蒸汽及含有颗粒,高粘度,浓浊浆状介质的调节。

普通蝶阀泄漏量大,但采用聚四氟乙烯阀座或橡胶阀座面可提高阀的密封性能。目前,国外高性能蝶阀均采用双向密封,其密封性能很强。

5.1.7 偏心旋转调节阀

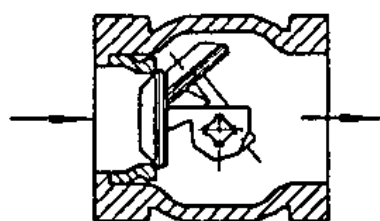
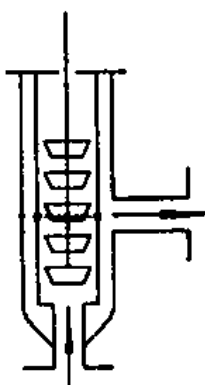


图 5.1.7 偏心旋转调节阀

偏心旋转调节阀的阀芯结构型式如图 5.1.7 所示, 阀体为直通型, 流阻小, 阀体内装有一个球面阀芯, 球面阀芯的中心线与转轴中心偏离, 转轴带动阀芯偏心旋转来调节和切断介质, 阀芯和阀座磨损小, 只有在关闭位置时阀芯与阀座才接触。阀芯尾部设有导流翼, 阀芯所受到的不平衡力小, 动态稳定性好。

这种阀结构简单, 体积小, 重量轻, 价格便宜, 泄漏量小(Ⅳ级), 通流能力大, 可调范围大。在国外使用很广泛, 目前, 在国内也得到广泛的应用。

5.1.8 多级高压调节阀



多级高压调节阀的结构如图 5.1.8 所示, 阀芯、阀座采用套筒形结构, 流量特性由套筒侧面的窗口形状来实现。关闭时, 依靠第一级阀芯和阀座面紧密接触。流体由底部进入阀体, 经过多级逐步降压, 在阀体内汇流后, 由侧面出口流出。为减少高压差下的不平衡力, 采用了平衡形阀芯结构。

图 5.1.8 多级高压调节阀

多级高压调节阀泄漏量小(Ⅳ级)。依据多次降压原理, 改善高压差时对阀芯、阀座的冲刷和防止汽蚀现象。适用于高压差流体, 但需配阀门定位器。锅炉连续排污及给水泵最小流量再循环阀一般采用这种形式的调节阀。

5.1.9 迷宫式调节阀

迷宫式调节阀的结构如图 5.1.9A 所示, 又称高压差调节阀, 阀的元件将流体分成许多平行的流束, 每一流束通道都有一定数目的直角转折, 这就组成了一个曲折的流道。流体经阀套中曲折的通道流向阀芯, 然后经阀座流出。带有曲折流道的阀瓣套是由一系列圆环盘(如图 5.1.9B)叠焊在一起形成的套筒, 从下至上每个圆环盘的出口沿周向交错, 以便流体能从阀瓣套均匀地流出。组成阀瓣套的

每个圆环盘上都有经电火花加工成的许多曲折流道,每个流道同其它流道及相邻圆环盘上的流道都是不相通的。

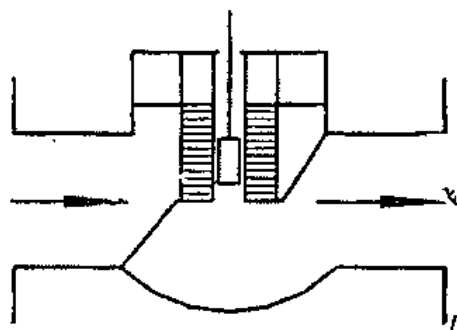


图 5.1.9A 迷宫式调节阀

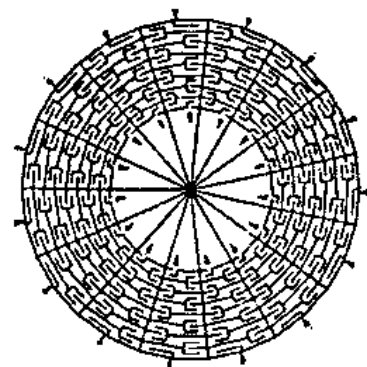


图 5.1.9B 电腐蚀加工的迷宫盘

迷宫阀的阀瓣套结构,提供了通过改变圆环盘的数目、流道的拐弯数、独立流道的面积来改变阀内流阻的可能,从而形成不同的流量特性,以满足系统运行的需要,并使阀门保持较低的出口流速。这就从根本上消除了流体发生汽蚀、冲蚀的可能及随之产生的巨大噪声。

迷宫阀的流速控制元件,能够根据全部流通范围内进出口压力的要求来设计。它可以将不同的流速和压降要求组合在一个简单的阀门内,这就省去了复杂的并联管道系统和控制调整过程。

迷宫式调节阀阀体可分为角型、直通型及 Z 型三种结构,泄漏量可达 V 级或隔离阀关闭性能,流体逐级降压,流动方向不断改变,增加流动阻力,控制流动速度,不能产生过大的噪音、汽蚀和冲蚀,适用于电厂汽轮机的高低压旁路系统及高压给水泵调节系统和再循环系统等流量需在高压降下进行调节控制的场合。目前,这种阀主要依赖于国外进口。

5.1.10 二位式(ON/OFF)调节阀

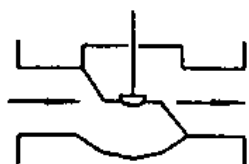


图 5.1.10 二位式调节阀

二位式(ON/OFF)调节阀的结构如图 5.1.10 所示,其阀芯的切断部位采用四氟乙烯材料,当阀关闭时达到可靠密封。适用于只做快速开关动作,调节精度要求不高和关闭时要求无泄漏的场合。现国内这种阀门只适用于公称压力小

于 0.981MPa(10kgf/cm²)、允许压差低于 0.588MPa(6kgf/cm²)的场合,而国外可生产高压力、高压差、小流量,适用于各种流体的二位式(ON/OFF)阀门。

这种阀结构简单,体积小,重量轻,无泄漏,配气动薄膜执行机构动作快。在引进型机组的热力系统中,主汽、抽汽、再热、旁路、辅汽管道疏水及汽机本体疏水阀均采用国外进口的这种阀门。

5.2 选择原则

5.2.1 调节阀的空化作用及防护

当液体介质流过调节阀时,应防止产生闪蒸和汽蚀现象,即空化作用。

5.2.1.1 调节阀管路系统中的闪蒸与汽蚀应按如下方法判定:

1 当调节阀两端压差 $\Delta P < \Delta P_C$ 时,不会发生闪蒸和汽蚀。(P_c 为初始闪蒸压差,按下式计算:

$$\Delta P_C = K_C(P_1 - P_V) \quad (5.2.1.1-1)$$

式中:

ΔP_C — 初始闪蒸压差

P_1 — 调节阀入口压力

P_V — 调节阀入口液体的饱和蒸汽压力

K_C — 初始闪蒸系数(阀门厂通过试验获得,见表 5.2.1.1-1)

2 当调节阀两端压差 $\Delta P_C \leq \Delta P \Delta P_S$ 时,开始逐步产生闪蒸现象。 ΔP_S 为阻塞流压差,按下式计算:

$$\Delta P_S = F_L^2(P_1 - F_F P_V) \quad (5.2.1.1-2)$$

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_V}{P_C}} \quad (5.2.1.1-3)$$

式中:

ΔP_S — 阻塞流压差

P_1 — 调节阀入口压力

P_V —调节阀入口液体温度下的饱和蒸汽压力

F_L —液体压力恢复系数(阀门厂通过试验获得,见表 5.2.1-1)

F_F —临界压力比系数

P_C —热力学临界压力(对于水 $P_C = 225\text{bar}$)

3 当调节阀两端压差 $\Delta P \geq \Delta P_s$ 时,且 $P_2 \leq P_V$, 闪蒸现象加剧严重,但不产生汽蚀现象。

4 当调节阀两端压差 $\Delta P \geq \Delta P_s$ 时,且 $P_2 > P_V$, 将产生汽蚀现象。

表 5.2.1.1 调节阀特性数据表

系 数 \ 阀 型	单座阀	双座阀	套筒阀	角型阀	三通阀	蝶式阀	偏心 旋转阀	多级 高压阀	迷宫阀	二位阀
F_L	0.9	0.85	0.9	0.9		0.68	0.85	0.9	1	
K_C	0.65	0.7	0.65	0.64		0.32	0.6	0.64	0.9	

注: F_L 值在阀全开时测得。 F_L 与阀的阀芯形状、阀体结构、阀内液流流向有关。 F_L 值越大的阀,允许承受的压差越大,抗闪蒸、汽蚀的能力也越强。

5.2.1.2 调节阀管路系统中防护闪蒸与汽蚀的方法:

1 提高阀前压力 P_1

在工程设计中,提高介质初始压力 P_1 的方法是不经济或不允许的,如图 5.2.1.2 所示,调节阀应安装于管路系统中低位侧(图 b 适用于介质不发生相变的情况下)。

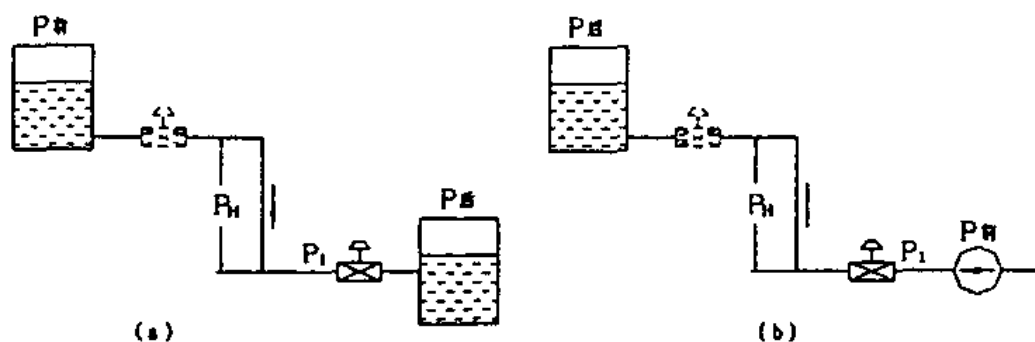


图 5.2.1.2 为提高 P_1 值阀门合理安装位置图

2 多级减压

在普通调节阀中,当调节阀两端压差较大时,为避免闪蒸或汽蚀

的发生,可用两个调节阀串联;也可在调节阀后加一块或多块限流孔板来逐级减压,使每一级上的实际压差 ΔP 均小于本级入口压力对应的 ΔP_s ,从而避免闪蒸和汽蚀的产生。这种方法实际上是通过增加管道中的阻力来提高整个减压系统的能量损耗。

采用调节阀后加一块或多块限流孔板来逐级减压的方法时,需计算出阀两端压差和每块孔板所能经受的压降,从而得出所需孔板的块数和孔径。其具体方法为:首先计算出调节阀的阻塞流压差 ΔP_s ,并考虑 20% 的安全系数,得到调节阀两端压差为 $\Delta P_{\text{阀}} = \Delta P_s - \Delta P_s \times 20\%$ 。孔板按几何级数减压,则第一级孔板减压为 $\Delta P_{\text{阀}}/2$,第二级孔板减压为 $\Delta P_{\text{阀}}/2^2$,第三级孔板减压为 $\Delta P_{\text{阀}}/2^3$,……第 n 级孔板减压为 $\Delta P_{\text{阀}}/2^n$,直减到末级孔板后压力为所需压力为止。

多级减压法虽能使调节阀免于汽蚀、闪蒸的产生,但由于阀的压降分配比 S 值降低,将导致阀容量降低,流量调节范围变窄及阀的流量特性畸变。但若处理适当时,用于减压系统的调节还是切实可行的。

3 材料选择

对于有可能发生闪蒸和汽蚀的调节阀,一般选用硬度高,韧性好的材料,可视工艺条件酌情选择优质碳素钢,合金钢或不锈钢等。阀杆一般选用不锈钢。阀芯和阀座要求选用较阀体更为坚硬的材料。但由于汽蚀产生的冲击力极高,任何材料都难于承受,这种方法只能在一定程度上延长阀门的寿命。

当然材质的合理选取,还要结合介质的腐蚀性、温度、压力、经济性等因素综合考虑。

4 采用专用调节阀

防空化作用的专用调节阀按作用原理不同,可分为两种:多级阀芯节流调节阀和迷宫阀芯叠片阀。这类阀还可降低噪音。

5.2.2 根据工艺条件确定调节阀型式及材料

调节阀结构型式及材料的选择是由被调介质的工艺条件,如温度、压力、流量;被调介质的流体特性,如粘度、腐蚀性、毒性、是否含

悬浮颗粒、液态还是气态等；以及管道布置等决定。

调节阀结构型式选择的的原则是：

1 当阀前后压差较小，要求泄漏量也较小的场合，应选用直通单座调节阀。

2 当阀前后压差较大，并且允许有较大泄漏量的场合，应选用直通双座调节阀。

3 当介质为高粘度，含有悬浮颗粒状物质时，为避免结焦、粘结、堵塞等现象，为便于清洗，应选用角型调节阀。当调节阀要求直角连接时，也必须选用这种阀。

4 当要求在大口径、大流量、低压差的场合工作时，应选用蝶阀。

5 当配比调节或热交换器旁路调节时，应选用三通调节阀。

6 当介质既要求调节，又要求关闭的场合，应选用偏心旋转调节阀。

7 当介质为高压，或阀两端有高压差易产生空化作用且噪音较大时，应选用高压调节阀或迷宫式调节阀。

8 对高温高压流体，阀前后压差大，噪音大，要求阀的线性流通能力大，而执行机构输出力矩相对要求小，一般应选用套筒调节阀。

9 对要求只做快速开关动作，调节精度要求不高的场合，应选用二位式调节阀(或球阀)。

调节阀阀体材料常以接管材料及用户指定而定。决定材料的主要因素是材料的强度、经济性、温度、耐蚀性和耐磨性。阀体材料一般应等同于或优于接管材料。阀芯和阀座应采用比阀体材料有更高硬度或耐蚀性的材料。当使用压差较大、介质温度较高时，阀芯、阀座的密封面应考虑堆焊硬质合金，必要时可考虑整个节流表面堆焊硬质合金。

调节阀材料选择见表 5.2.2-1、表 5.2.2-2。一些调节阀需从国外进口，各国采用的材料标号与国内不同，表 5.2.2-1 中提供了 ASTM(美国材料试验协会标准)、JIS(日本标准)和我国材料标准。

表 5.2.2-1 调节阀常用材料简介表

材料名称	ASTM	JIS	相应国内标准	主要成分 (%)	标准温度范围 (°C)	用 途
碳钢(铸)	WCB	SCPH2	ZG25	C≤0.3	-5~+450	$P_N \leq 32\text{MPa}$
铬钼钢(铸)	WC6	SCPH21	ZG20CrMoV	Cr≈1.25, Mo≈0.5	-5~+550	非腐蚀性介质
不锈钢(铸)	CF8	SCS13	ZG0Cr18Ni9	Cr≈20 Ni≈10	-195~+600	各种介质
	CF8M	SCS14	ZG0Cr18Ni12Mo2Ti	Cr≈20 Ni≈11 Mo≈2.5	-195~+600	各种介质
不锈钢(锻)	F304	SUSF304	0Cr18Ni9	Cr≈19 Ni≈9	-195~+600	各种介质
	F316	SUSF316	0Cr18Ni12Mo2Ti	Cr≈17 Ni≈12 Mo≈2.5	-195~+600	各种介质

表 5.2.2-2 抗腐蚀材料选择表

材料名称 介质名称	碳钢	302 或 304 不锈钢	316 不锈钢	青铜	蒙乃尔合金	哈氏合金 B、C	不锈钢 20	钛材	钴-镍合金 6	416 不锈钢	404C 硬不锈钢	17-4 PH 不锈钢
乙炔	A	A	A	I.L	A	A	A	I.L	A	A	A	A
二氧化碳(干)	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
二氧化碳(湿)	C	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
氢气	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
天然气	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
氧气	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
石油	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
二氧化硫(干)	A	A	A	A	A	B	A	A	A	B	B	I.L
水(锅炉给水)	B	A	A	C	A	A	A	A	A	B	A	A
水(蒸馏的)	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B	B	I.L
海水	B	B	B	A	A	A	A	A	A	C	C	A

符号:

A 一能够或正被成功地应用

B 一应用过程应注意

C 一不能应用

I.L 一缺乏资料

表中中 - 英文对照: 蒙乃尔合金—Monel

哈氏合金 B、C—Hastelloy B、C

不锈钢 20—Durimet 20

钴 - 铬合金 6—Alloy 6 (Co - Cr)

5.2.3 调节阀的固有可调比 R 一般为 30。

5.2.4 调节阀的压降分配比 S 值宜在 0.3~0.6 之间。

5.2.5 调节阀的作用方式

气动调节阀信号的作用方式有气开、气关二种。气开阀随着信号压力的增加而逐渐打开,无信号时,阀处于关闭状态;气关阀随着信号压力的增加而逐渐关闭,无信号时,阀处于全开状态。

气开、气关的选择主要从减小故障影响增进安全考虑,当调节系统非正常断信号时,即阀门处于无信号状态时,阀门应处于不致扩大事故的状态。

电动调节阀在断信号时阀门一般处于保位状态,即调节阀停在断信号时所在的阀位。

按系统运行要求,有些气动调节阀在非正常断信号时,亦要求阀门锁住阀位。

5.2.6 调节阀的流量特性

调节阀的流量特性的选择应使调节阀的流量特性与调节系统中其他环节的特性相配合,从而使调节系统总的放大系数在调节系统的整个操作范围内保持不变。即一个理想的调节系统,调节阀流量特性的选择、补偿原则应符合:

调节阀的放大系数 $\times$ 调节对象的放大系数 = 常数

选择的基本原则是:

5.2.6.1 在下列情况下,一般选择直线流量特性。

1 压差变化小,几乎恒定。

2 整个系统的压力损失大部分分配在阀上(开度变化, 阀上压差变化相对较小)。

3 外部干扰小, 给定值变化小, 可调范围小的场合。

4 工艺流程的主要参数变化呈线性。

5.2.6.2 在下列情况下, 一般选择等百分比流量特性。

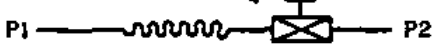
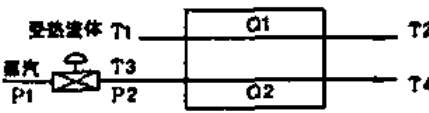
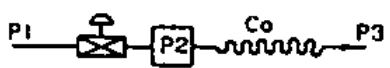
1 要求大的可调比。

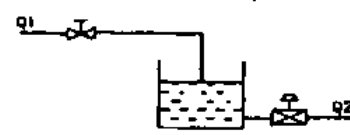
2 管道压力损失大。

3 开度变化, 阀上压差变化相对较大。

根据以往的经验, 在表 5.2.6.2-1 中列出几种常用调节系统中调节阀工作流量特性的选定表, 供选用时参考。使用时如果同时存在几个干扰, 则根据经常起作用的主要干扰来选择。

表 5.2.6.2-1 工作流量特性选择表

调节系统及被调参数		主要干扰	流量特性
流量调节系统(流量 Q) 		给定值 Q	直线
		压力 P_1 或压力 P_2	等百分比
温度调节系统(流体出口温度 T_2) 		给定值 T_2	直线
		被调流体进口温度 T_1	直线
		被调流体的流量 Q_1	等百分比
		阀前后压差 $P_1 - P_2$, 进出口温度 T_3, T_4	等百分比
压力调节系统(压力 P_2) 		液体	给定值 P_2
		液体	压力 P_1 , 压力 P_3 , 设备阻力 C_0
		气体	给定值 P_2 , 压力 P_1
		(汽体)	压力 P_3

液面调节系统(入口调节液面 H) 	给定值 H	直线
	被调液位设备 出口流量 Q2	直线
液面调节系统(出口调节液面 H) 	给定值 H	等百分比
	被调液位设备 入口流量 Q1	直线

按调节系统的特点选择了希望得到的工作流量特性后,再结合系统的工艺配管情况来选择相应的固有流量特性。表 5.2.6.2-2 可供参考。

表 5.2.6.2-2 固有流量特性选择表

压降分配比	$S \geq 0.6$			$S \leq 0.6$		
实际工作特性	快开	直线	等百分比	快开	直线	等百分比
所选固有特性	快开	直线	等百分比	直线	等百分比	等百分比

对于工艺参数不能精确确定的新设计的车间,或工艺参数提供得偏保守,即流量 Q 偏大,压差 ΔP 偏小时,系统负荷会有较大幅度波动,应选用等百分比特性。当所选调节阀经常工作在小开度时,宜选用等百分比特性。在非常稳定的调节系统中,调节阀位移变动很小,阀的特性对调节质量影响甚微,可任意选用。可见等百分比特性比直线特性适用范围广泛。

5.3 工况分类

调节阀的运行工况分为最大、正常和最小三种。

最大工况参数按调节阀所在系统可能出现的最大参数确定;正常工况参数按调节阀所在系统额定负荷时即 100% 负荷时的参数确定;最小工况参数按调节阀所在系统可能出现的最小参数确定。

5.4 调节阀前后参数的确定

5.4.1 压差 ΔP 的确定

调节阀的压差计算具体步骤如下:

1 选择调节阀前、后最接近的两个压力基本稳定的装置或设备作为系统的计算范围。

2 按最大工况流量,计算系统中除调节阀外的各局部阻力而引起压力损失的总和 $\Sigma \Delta P_f$ (即管道、弯头、节流装置、热交换器、手动阀等局部阻力上的压力损失之和),但不包括设备间的位差和静压差。

$$\Sigma \Delta P_f = \Delta P_{f1} + \Delta P_{f2} + \cdots + \Delta P_{fn} \quad (5.4.1-1)$$

$$\Sigma \Delta P_f = \xi_t \frac{V^2}{2g} \gamma \quad (5.4.1-2)$$

式中:

$\Sigma \Delta P_f$ —系统中除调节阀外的各局部阻力而引起压力损失的总和(N/m²)

ξ_t —管道总阻力系数

V —管内介质流速(m/s)

γ —管内介质重度(N/m³)

g —重力加速度(m/s²)

3 若管路系统中介质的动力源由调节阀两端压差确定后再确定,则按系统具体情况和调节要求选定 S 值, S 值选定范围为 0.3~0.6,一般选 0.5 左右为宜,从而计算出调节阀全开时两端压差 ΔP 。

$$S = \frac{\Delta P}{\Delta P + \Sigma \Delta P_f} \quad (5.4.1-3)$$

$$\Delta P = \frac{S \cdot \Sigma \Delta P_f}{1 - S} \quad (5.4.1-4)$$

对于系统设备中背压有波动的场合,考虑到背压的波动会影响阀上压差的变化,从而使 S 值变化,此时,计算压差时还应增加系统设备中背压的 5~10%,即:

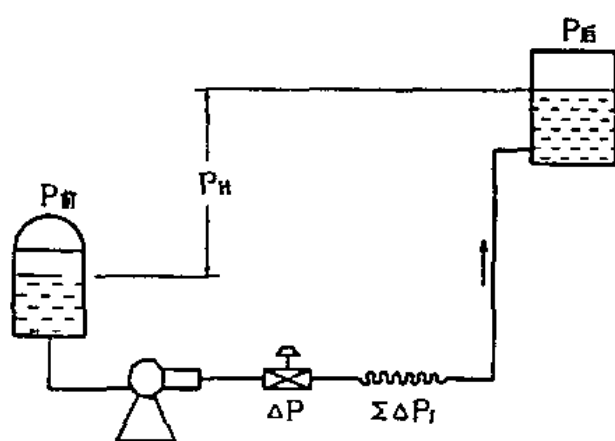
$$\Delta P = \frac{S \cdot \Sigma \Delta P_f}{1 - S} + (0.05 \sim 0.1) P_{\text{背}} \quad (5.4.1-5)$$

最后由系统总阻力损失 $\Sigma \Delta P_f$ 与调节阀两端压差确定 ΔP 确定系统动力总扬程, 如图 5.4.1 所示,

$$\text{总扬程 } H = (P_{\text{后}} - P_{\text{前}}) + \Sigma \Delta P_f + \Delta P + P_H \quad (5.4.1-6)$$

4 若系统动力源总扬程(或系统总压差)早已确定, 则调节阀两端压差为:

$$\Delta P = H - (P_{\text{后}} - P_{\text{前}}) - \Sigma \Delta P_f - P_H \quad (5.4.1-7)$$



计算管段中无动力源时, 系统的总压差只与系统的起始压力和终点压力有关, 则:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{总}} - \Sigma \Delta P_f \quad (5.4.1-8)$$

这里需说明的是: 若 $S < 0.3$, 则不满足调节性能的要求, 需从动力源, 管道布置作进一步改进, 直到 $S \geq 0.3$ 为止。

图 5.4.1 计算系统动力总扬程示意

5.4.2 计算流量 Q_{max} 的确定

K_v 值计算中所需的流量, 在一般情况下, 应是系统工作的最大流量 Q_{max} 。

定压运行的除氧器, 计算除氧器的压力调节阀选择最大流量时, 应以半负荷左右切换点前的抽汽量为准。

设计时, 如必须考虑流量裕量时, 阀径可选得稍大一点, 但在近后期使用时, 应使阀的开度(正常流量时)不小于 40%~60%, 对分期建成的工程, 不能用最终规模的流量作为计算流量。

6 调节阀的选择计算

6.1 K_v 与 C_v 值的关系

由 3.14 中流量系数 K_v 与 C_v 的定义,可确定 K_v 与 C_v 值的关系式:

$$C_v = 1.16K_v \quad (6.1)$$

6.2 流量系数计算公式

6.2.1 一般液体,即不发生汽蚀,液体为紊流状态,按下式计算:

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}} \quad (6.2.1)$$

式中:

K_v —调节阀流量系数

γ —流体流动时温度下的重度(t/m^3)

Q —液体体积流量(m^3/h)

ΔP —阀前后压差(bar)

6.2.2 液体出现阻塞流时,即当调节阀两端压差 $\Delta P \geq \Delta P_s$ 时(见式 5.2.1.1-2),按下式计算:

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P_s}} \quad (6.2.2)$$

式中:

K_v —调节阀流量系数

γ —流体流动时温度下的重度(t/m^3)

Q —液体体积流量(m^3/h)

ΔP_s —阻塞流压差(bar)

6.2.3 高粘度液体,应分别计算紊流 K_v 值和层流 $K_{v_{\text{层}}}$ 值,并取其中

较大的数值作为所需调节阀的 K_v 值。紊流 K_v 值按式(6.2.1)计算, 层流 $K_{v\text{层}}$ 值按下式计算:

$$K_{v\text{层}} \approx 0.028 \left(\frac{Q\mu}{\Delta P} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (6.2.3)$$

式中:

$K_{v\text{层}}$ 一阀内液体层流时的流量系数

μ 一阀内液体的动力粘度(厘泊, $10^{-3}\text{kg/m}\cdot\text{s}$)

Q 一液体体积流量(m^3/h)

ΔP 一阀前后压差(bar)

6.2.4 气体流量系数按下式计算:

1 亚临界流, 即当 $\Delta P < 0.5F_L^2 P_1$ 时(F_L 值见表 5.2.1.1),

$$K_v = \frac{Q}{342} \sqrt{\frac{\gamma T}{\Delta P(P_1 + P_2)}} \quad (6.2.4-1)$$

式中:

K_v 一调节阀流量系数

Q 一绝对压力为 1.013bar, 温度为 0°C 时的气体流量(Nm^3/h)

γ 一气体相对于空气的重度(t/m^3)(空气 $\gamma = 1.0$)

P_1 一上游气体绝对压力(bar)

P_2 一下游气体绝对压力(bar)

ΔP 一阀前后压差(bar)

T 一流体流动时的温度(K, $273 + ^\circ\text{C}$)

2 临界流, 即当 $\Delta P \geq 0.5F_L^2 P_1$ 时(F_L 值见表 5.2.1.1),

$$K_v = \frac{Q \sqrt{\gamma T}}{298 F_L P_1} \quad (6.2.4-2)$$

式中:

K_v 一调节阀流量系数

Q 一绝对压力为 1bar, 温度为 0°C 时的气体流量(Nm^3/h)

γ 一气体相对于空气的重度(t/m^3)(空气 $\gamma = 1.0$)

P_1 —上游气体绝对压力(bar)

F_L —液体压力恢复系数(阀门厂通过试验获得,见表 5.2.1.1)

T —流体流动时的温度(K, $273 + ^\circ\text{C}$)

6.2.5 饱和蒸气流量系数按下式计算:

1 亚临界流, 即当 $\Delta P < 0.5 F_L^2 P_1$ 时(F_L 值见表 5.2.1.1),

$$K_V = \frac{62.4 G}{\sqrt{\Delta P (P_1 + P_2)}} \quad (6.2.5-1)$$

式中:

K_V —调节阀流量系数

G —蒸汽流量(t/h)

P_1 —上游气体绝对压力(bar)

P_2 —下游气体绝对压力(bar)

ΔP —阀前后压差(bar)

2 临界流, 即当 $P \geq 0.5 F_L^2 P_1$ 时(F_L 值见表 5.2.1.1),

$$K_V = \frac{72.2 G}{F_L \cdot P_1} \quad (6.2.5-2)$$

式中:

K_V —调节阀流量系数

G —蒸汽流量(t/h)

P_1 —上游气体绝对压力(bar)

F_L —液体压力恢复系数(阀门厂通过试验获得,见表 5.2.1.1)

6.2.6 过热蒸气流量系数按下式计算:

1 亚临界流, 即当 $\Delta P < 0.5 F_L^2 P_1$ 时(F_L 值见表 5.2.1.1),

$$K_V = \frac{62.4 (1 + 0.0126 t_{gh}) G}{\sqrt{\Delta P (P_1 + P_2)}} \quad (6.2.6-1)$$

式中:

K_V —调节阀流量系数

G —蒸汽流量(t/h)

P_1 —上游气体绝对压力(bar)

P_2 —下游气体绝对压力(bar)

ΔP —阀前后压差(bar)

t_{sh} —蒸汽过热温度($^{\circ}\text{C}$)

2 临界流, 即当 $\Delta P \geq 0.5 F_L^2 P_1$ 时(F_L 值见表 5.2.1.1),

$$K_V = \frac{72.1(1 + 0.00126 t_{sh}) G}{F_L \cdot P_1} \quad (6.2.6-2)$$

式中:

K_V —调节阀流量系数

G —蒸汽流量(t/h)

P_1 —上游气体绝对压力(bar)

F_L —液体压力恢复系数(阀门厂通过试验获得, 见表 5.2.1-1)

t_{sh} —蒸汽过热温度($^{\circ}\text{C}$)

6.2.7 两相流流量系数按下式计算:

1 液体和非凝气体进入调节阀, 如果没有发生液体汽化, 而且流速能保持一种紊流的均匀混合流,

$$K_V = \frac{44.7G}{\sqrt{\Delta P(\rho_1 + \rho_2)}} \quad (6.2.7-1)$$

$$\rho_1 = \frac{1}{V_1} = \frac{1}{X_g V_{g1} + (1 - X_g) V_f} \quad (6.2.7-2)$$

$$\rho_2 = \frac{1}{V_2} = \frac{1}{X_g V_{g2} + (1 - X_g) V_f} \quad (6.2.7-3)$$

式中:

K_V —调节阀流量系数

G —流量(t/h)

ΔP —阀前后压差(bar)

ρ_1 —上游密度(kg/m^3)

ρ_2 一下游密度(kg/m^3)

V_1 一上游压力下的比容(m^3/kg)

V_2 一下游压力下的比容(m^3/kg)

X_g 一气体在流体中所占的重量分数

V_f 一液体的比容(kg/m^3)

V_{g1} 一上游压力下气体的比容(m^3/kg)

V_{g2} 一下游压力下气体的比容(m^3/kg)

2 液体及其蒸汽进入调节阀,发生更多的液体汽化,而且流速能保持一种紊流的均匀混合流,

$$K_v = \frac{31.6G}{\sqrt{\Delta P \rho_1}} \quad (6.2.7-4)$$

$$\rho_1 = \frac{1}{V_1} = \frac{1}{X_{g1} V_{g1} + (1 - X_{g1}) V_f} \quad (6.2.7-5)$$

式中:

K_v 一调节阀流量系数

G 一流量(t/h)

ΔP 一阀前后压差(bar)

ρ_1 一上游密度(kg/m^3)

V_1 一上游压力下的比容(m^3/kg)

X_{g1} 一上游汽体在流体中所占的重量分数

V_{g1} 一上游压力下蒸汽的比容(m^3/kg)

V_f 一液体的比容(m^3/kg)

3 假使液体和蒸汽均匀混合以等速运动,若进入调节阀的蒸汽分量过小,且调节阀两端压差 $\Delta P \geq \Delta P_s$ (阻塞流压差)时,采用液体阻塞流时的公式计算。

6.2.8 三通调节阀流量系数计算

三通调节阀 K_v 值计算是取三通阀旁路关闭时通过主通道的最

大流量作为计算流量 $Q_{\max}$, 然后按介质用相应的二通调节阀 K_V 值计算公式计算主通道的 K_V 值。此值即为所需选择的三通阀的 K_V 值。

6.3 额定流量系数的确定

根据计算所得的 K_V 值和选定的调节阀型式在该阀型的流量系数标准系列中, 选择适当的 $K_{V\max}$, 其条件为:

$$40\% \leq \frac{K_V}{K_{V\max}} \leq 85\% \quad (6.3)$$

在选择 $K_{V\max}$ 时, 应尽量使 $\frac{K_V}{K_{V\max}} \leq 85\%$ 靠近。

6.4 可调比验算

调节阀的 $K_{V\max}$ 值选定后, 需验算调节阀的实际可调比 R_T , 按下式计算,

$$R_T = 10 \sqrt{S} \quad (6.4-1)$$

实际可调比 $R_T \geq 3$ 即满足要求。式中压降分配比 S 在调节阀 $K_{V\max}$ 值选定后, 需进行修正, 其计算公式为,

$$S = \frac{\frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{总}}}}{\left[\left(\frac{K_{V\max}}{K_V}\right)^2 - \left[\left(\frac{K_{V\max}}{K_V}\right)^2 - 1\right] \frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{总}}}} \quad (6.4-2)$$

式中:

S —调节阀压降分配比

ΔP —最大流量时阀前后压差(bar)

$\Delta P_{\text{总}}$ —系统总压差, 即 $Q=0$ 时阀前后压差(bar)

$K_{V\max}$ —调节阀额定流量系数

K_V —调节阀计算流量系数

$S \geq 0.3$ 时, 可不进行可调比验算。

6.5 开度验算

根据计算得 K_v 值及已被选定的额定 K_{vmax} 和调节阀流量特性,验证调节阀开度。一般要求最大流量时阀开度不超过 90%。调节阀相对开度按下式计算:

固有直线流量特性调节阀,

$$\frac{l}{L_{max}} = [1.03 \sqrt{\frac{S}{S + (\frac{K_{vmax}}{K_v})^2 - 1}} - 0.03] \times 100\% \quad (6.5-1)$$

固有等百分比流量特性调节阀,

$$\frac{l}{L_{max}} = [0.6771g \sqrt{\frac{S}{S + (\frac{K_{vmax}}{K_v})^2 - 1}} + 1] \times 100\% \quad (6.5-2)$$

7 调节阀口径确定步骤

7.0.1 按机组运行要求,确定最大流量 $Q_{\max}$ 。

7.0.2 当系统总动力源待调节阀压差确定后再确定时,应根据所选择的流量特性及系统特点选定 S 值,并依此压力分配和管路损失,计算调节阀最小压差 $\Delta P_{\min}$ 和最大压差 $\Delta P_{\max}$ 。若系统动力源或系统总压差已确定,则用系统总压差分别减去最大流量时和最小流量时总的管道阻力损失,求得 $\Delta P_{\min}$ 和最大压差 $\Delta P_{\max}$ 。

7.0.3 按 6.2 节中所给出的流量系数计算公式,求出最大流量时的 K_v 值。

7.0.4 根据 K_v 值,在所选用的调节阀型式标准系列中,按靠近

$\frac{K_v}{K_{v\max}} \leq 85\%$ 的一挡选择调节阀额定流量系数 $K_{v\max}$ 。

7.0.5 压差验算:当调节阀实际最大压差小于调节阀的允许压差时,验算合格。

7.0.6 可调比验算:实际可调比 $R_T \geq 3$ 即满足要求。压降分配比 $S \geq 0.3$ 时,可不进行可调比验算。

7.0.7 开度验算:若开度过大,应放大一档 $K_{v\max}$ 值,重新验算开度。因 $K_{v\max}$ 的放大对阀允许压差、 S 值有影响,所以需重新进行压差、可调比验算。

8 执行机构

8.1 执行机构的分类

执行机构根据驱动装置的不同分为电动执行机构和气动执行机构,根据安装方式的不同,又有直行程和角行程之分。

8.1.1 气动执行机构

8.1.1.1 气动薄膜执行机构是直接调节阀杆连接的执行机构(为了增加输出力矩,还有多弹簧式执行机构、双膜头式执行机构等)。

8.1.1.2 气缸活塞执行机构(包括气动长行程执行机构,电信号气动长行程执行机构等),该执行机构主要用于角行程输出推力大,定位精度要求高的场合。

8.1.2 电动执行机构

8.1.2.1 直行程电动执行机构(直接与直行程调节阀连接)。

8.1.2.2 角行程电动执行机构。

8.2 执行机构的规范

8.2.1 气动薄膜执行机构

8.2.1.1 气动薄膜执行机构与调节阀杆相连接,在外形上看似一个整体,通过气动调节仪表或 I/P 转换器输出的气动信号转换成阀门推杆位移的变化。

8.2.1.2 气动薄膜执行机构有正作用和反作用两种结构型式,膜室气压增大,正作用执行机构使阀门推杆向下运动调节阀开大,反作用执行机构是阀门推杆向上运动调节阀开度变小,气动薄膜执行机构的正作用和反作用根据工艺系统的要求确定。

8.2.1.3 气动薄膜执行机构要求的供气气源的压力较小(一般为 0.14MPa~0.26MPa,多弹簧式执行机构和双膜头式执行机构为

0.14MPa~0.4MPa),在调节阀门输出力矩较小的场合使用。

8.2.1.4 气动薄膜执行机构应配有可调整的过滤减压阀以及监视气源和信号的压力表。

8.2.1.5 在工艺系统有要求时,气动薄膜执行机构可配置手轮、阀门定位器、阀位变送器和行程开关。电信号控制的气动薄膜执行机构应配电气阀门定位器,电气阀门定位器应保证输入信号与输出行程成线性关系或函数关系。

8.2.2 气缸活塞执行机构

8.2.2.1 气缸活塞执行机构的供气气源压力大于气动薄膜执行机构的供气压力(最高可达0.7MPa),故输出力矩大,通常用于高压调节阀,介质温度高的调节阀门以及角行程调节阀。

8.2.2.2 气缸活塞执行机构应配有可调整的过滤减压阀以及监视气源和信号的压力表。

8.2.2.3 气缸活塞执行机构(包括电信号气动长行程执行机构)应配有手轮、阀门定位器、阀位变送器和行程开关等附件。电信号控制的气动执行机构应配电气阀门定位器,电气阀门定位器应保证输入信号与输出行程成线性关系或函数关系。

8.2.2.4 阀位变送器应能将执行机构的输出转角转换成为成比例的4-20mA ADC输出信号,最大信号负载0-500Ω。

8.2.2.5 气缸活塞执行机构按系统要求可配有三断保护功能,既在失去气源信号或控制信号或电源故障时具有自锁功能,并提供报警用的输出接点。

8.2.2.6 气动活塞执行机构的输入信号范围

气信号 0.02-0.1 MPa

电信号 4-20mA ADC/250Ω(配电-气转换器)

8.2.2.7 气动活塞执行机构输出行程

直行程 160 250 400mm

角行程 0-90°

8.2.2.8 气动活塞执行机构的输出力和输出力矩

输出力 2000 3150 5000 8000 12500 20000N

输出力矩 160 250 400 600 1000 1600 2500

4000 6000 10000 16000N.m

8.2.2.9 气动执行机构(包括薄膜执行机构和活塞执行机构)的环境条件

使用的环境条件:一般为 $-25^{\circ}\text{C} \sim +55^{\circ}\text{C}$

使用环境的相对湿度:5%~100%

大气压力:86kPa~106kPa

8.2.2.10 气源条件

气动执行机构的供气压力通常为0.2Mpa~0.7Mpa。

含油量: $\leq 5\text{ppm}$

含尘量: $\leq 0.1\text{g}/\text{m}^3$,且微粒直径 $\geq 60\mu\text{m}$

8.2.2.11 气动执行机构的基本误差

角行程: $\leq 1.5\%$ (额定行程)

直行程: $\leq 1.5\%$ (额定行程)

8.2.2.12 死区

执行机构的死区应不大于输入信号量程的0.8%。

8.2.2.13 回差

执行机构的回差应不大于额定行程的1.5%。

8.2.3 电动执行机构

8.2.3.1 电动执行机构分为直行程电动执行机构和角行程电动执行机构。

8.2.3.2 电动执行机构可以通过伺服放大器(随执行机构提供)接受来自连续调节器输出的4~20mA DC模拟信号或断续调节器输出的24VDC脉冲信号。当电动执行机构不参加自动调节而只需接受联锁信号或需按运行人员要求动作时可不配置伺服放大器,但不管采用那种输入信号,都应确保电动执行机构与自动控制接口协调。

8.2.3.3 电动执行机构应有结构简单,性能可靠的双向力矩保护装置。

8.2.3.4 电动执行机构应有可靠的制动性能,以防止电机惰走。电动执行机构在失去电源或控制信号时应具有自锁功能,并提供报警用的输出接点。

8.2.3.5 电动执行机构应配置手轮和手/自动切换机构,在电动操作脱开时,无论电机是转动还是静止状态,都能安全的合到手动操作位置。

8.2.3.6 在电动执行机构的始终端应装设终端开关和过力矩开关。对有些执行机构还应装设中途开关,这些开关应具有独立的两开两闭接点。

8.2.3.7 三相或单相交流异步电动机应具有良好的伺服特性,既具有高的起动转矩倍数,低的起动电流倍数和小的转动惯量,并应具有电机的过热保护和断相保护功能。

8.2.3.8 电动执行机构的输入信号范围

模拟量信号 4-20mA DC/ $\leq 250\Omega$ (输入信号/输入阻抗)

脉冲量信号 24VDC($\geq 300\text{ms}$)

远方操作信号,继电器干接点信号

8.2.3.9 电动执行机构输出行程

直行程: 60 100 160 250 400mm

角行程: $0^\circ - 90^\circ$

8.2.3.10 输出力和输出力矩

执行机构额定负载值应从下列数系中选取

角行程: 100 250 400 600 1000 1600 2500 4000
6000N.m

直行程: 600 1000 1600 2500 4000 6000 10000
16000 25000N

8.2.3.11 电源

电源电压

单相: 220VAC(-15% - +10%)

三相: 380VAC(-10% - +10%)

频率: 50Hz(-1% - +1%)

8.2.3.12 工作环境

电动执行机构： $-25^{\circ}\text{C} - +70^{\circ}\text{C}$

伺服放大器： $0 - 50^{\circ}\text{C}$

相对湿度：电动执行机构： $\leq 95\%$

伺服放大器： $10\% - 70\%$

8.2.3.13 力矩和行程开关

开关容量： $220\text{AC } 5\text{A}$

$110\text{VDC } 0.25\text{A}$

8.3 执行机构的选择

8.3.1 调节阀执行机构的选型一般应考虑机组容量,调节设备的种类,全厂的统一性,并结合技术经济比较综合考虑。

8.3.2 执行机构的选择应考虑下列因素:

8.3.2.1 执行机构的力矩应满足调节阀门推力的要求。

8.3.2.2 执行机构的安装方式:对调节阀口径不大,推力要求也不大的场合,可选用直行程执行机构。当调节阀要求的推力较大且在被控介质温度较高的场合应选用角行程执行机构。

8.3.2.3 执行机构的附件配置应满足控制系统的要求(如阀门定位器、阀位变送器、位置开关等)。

8.3.2.4 执行机构的接口应满足控制系统的要求(如控制信号是电信号还是气信号,是否带电气转换器)。

8.3.2.5 电动执行机构还应考虑是否需配供伺服放大器以及伺服放大器的安装位置等。

8.3.2.6 对于具有爆炸危险的场所或条件较恶劣,如高温、潮湿、溅水和有导电性尘埃的场所,宜选用气动或电信号气动执行机构。

8.3.2 执行机构的动力

8.3.2.1 电动执行机构的电源有单相和三相之分,在单相执行机构的力矩不够或有统一要求时,可选择三相执行机构。

8.3.2.2 在建设方能提供无油、无水、干燥的仪表空气时可选择气动执行机构,但应考虑到气源的维护工作量较大。

附录 A

(规范性附录)

常用阀体材料压力 - 温度等级

调节阀几种常用材料在不同工作温度下,实际允许工作压力见下表。

表 A 常用阀体材料压力 - 温度等级 kgf/cm^2

压力等级	ANSI (Psi)	150		300		400		600		
	相当于 PN(MPa)	1.6		4.0		6.4		10		
材 料		WCB 碳钢	CF8M 不锈钢	WCB 碳钢	CF8M 不锈钢	WCB 碳钢	CF8M 不锈钢	WCB 碳钢	WC6 铬钼钢	CF8M 不锈钢
温度 (℃)	-29~38	19	19	51	51	63	63	101	106	101
	93	17	17	49	49	63	63	98	100	98
	149	15	15	48	48	63	63	96	95	96
	204	13	13	47	47	54	54	94	92	94
	260	11	11	44	44	48	54	88	90	88
	316	9	9	39	39	40	48	78	85	78
	343	8.4	8.4	36	36	40	48	72	83	72
	371	8	8	33	35	37	48	66	80	69
	399	7.0	7.0	30	33	37	48	60	75	66
	427					30	40	51	71	63
	454					23	40		69	60
	482						37		63	57
	510						37		53	53
	538						32		31	50
	566								19	47

压力等级	ANSI (Psi)	900			1500			2500		
	相当于 PN(MPa)	16			25			40		
材 料		WCB 碳钢	WC6 铬钼钢	CF8M 不锈钢	WCB 碳钢	WC6 铬钼钢	CF8M 不锈钢	WCB 碳钢	WC6 铬钼钢	CF8M 不锈钢
温度 (℃)	-29~38	152	158	152	253	266	253	422	439	422
	93	148	150	148	246	250	246	410	417	410
	149	144	142	144	240	237	240	400	394	400
	204	141	139	141	234	231	234	390	386	390
	260	132	135	132	220	227	220	366	376	366
	316	117	128	117	195	213	195	325	354	325
	343	109	124	109	181	207	181	302	345	302
	371	99	120	104	165	200	173	276	333	289
	399	90	112	99	149	187	166	250	311	276
	427	77	107	95	129	179	157	214	297	262
	454		103	90		171	149		285	249
	482		95	85		158	141		263	236
	510		79	80		133	134		221	222
	538		47	75		78	125		131	209
	566		29	70		48	117		80	196

附录 B
(规范性附录)
调节阀技术条件书

(工程名称)
调节阀技术条件书
(工程英文名称)
CONTROL VALVE SPECIFICATION DOCUMENT

中华人民共和国
东北电力设计院
一九九九年九月 长春
NORTHEAST ELECTRIC POWER DESIGN INSTITUTE
MINISTRY OF ELECTRIC POWER
P. R. CHINA
SEPTEMBER 1999 CHANG CHUN

(工程名称)
调节阀技术条件书

批	准：
审	核：
校	核：
设	计：

调节阀技术条件书 相关说明

B.1 编制目的

B.1.1 本技术条件书为×××工程阀门而编制。有关阀门的数量、应用及应用参数见技术条件书的附表。

B.2 工作条件

B.2.1 安装位置:室内(或室外)。

B.2.2 环境温度:5℃~40℃(或其它)。

B.2.3 湿度:当地大气平均相对湿度,(赋值)。

B.3 技术要求

B.3.1 阀门性能及制造要求

B.3.1.1 卖方应根据技术条件书进行计算与选择,同时必须满足技术条件书上运行条件中的参数。

B.3.1.2 尽管在技术条件书中已经给出最小流量数值,但是我们还是希望卖方提供的阀门最小流量尽可能比表中给出的最小流量小。

B.3.1.3 卖方根据计算的 C_v 值,在确定阀门的进出口规格时,应尽可能减少与所连接管道的变径尺寸。

B.3.1.4 焊接阀门与所连接管道为异种钢焊接,且可焊性较差时,卖方应在阀门两端配接适于与管道相焊的短管,并同时做好坡口,坡口型式由买方提供。

B.3.1.5 阀门外表面应标示出介质的流向。

B.3.1.6 如果阀门需要采用专用工具检修,买卖双方共同协商是由卖方提供专用工具,或是由卖方提供专用工具图纸。

B.3.1.7 阀门强度设计参数,应大于管道设计参数。

B.3.1.8 根据阀门的设计参数,阀体材料用合金钢或铸钢,阀体不应采用铸铁材料。

B.3.1.9 卖方提供的阀门,在最大运行工况下,距阀门周界 1m 处的最大噪声水平应不大于 85dB。

B.3.1.10 阀门阀座泄漏等级根据 GB 10869-89(电站调节阀技术

条件)的规定。

B.3.1.11 报价及供货仪表应采用 SI 计量单位。

B.3.2 阀门控制部分技术要求

B.3.2.1 气动阀门定位器:

- 1 输入信号: 20~10kPa
- 2 精度: 小于全行程 $\pm 1.0\%$
- 3 线性: 小于全行程 $\pm 1.0\%$
- 4 死区: 小于全行程 $\pm 1.0\%$
- 5 重复性: 小于全行程 $\pm 1.0\%$

B.3.2.2 I/P 转换器(电-气转换器):

- 1 输入信号: 4~20mA
- 2 输出信号: 20~100kPa
- 3 输入阻抗: 450

其它要求同 B.3.2.1 条。

B.3.2.3 阀位变送器

- 1 输出信号: 4~20mA DC
- 2 负载能力: 0~500
- 3 电源: 24V DC

如果使用阀位变送器时,要求为二线制 4~20mA 输出的变送器。其它要求同 B.3.2.1 条。

B.3.2.4 电磁阀

电源 220V 连续(100%)工作制,温升小于 90℃。

B.3.2.5 限位开关

1 气动执行机构:设二常开,二常闭无源独立接点,其容量~220V/2A。

2 电动装置:设四常开,四常闭无源接点,其容量~220V/2A。

B.3.2.6 过滤减压阀

输入压力 0.6~0.8MPa,输出压力按阀门及附件要求而定,带过滤器,供给仪表洁净气源。

B.3.2.7 气动闭锁阀

用于失气中断自锁,保持阀门位置。

B.3.2.8 防护等级

防护等级:室外 IP65,室内 IP56。

B.4 供货范围

B.4.1 阀门本体部分

- 1 阀门本体
- 2 阀门气动(或电动)执行器

B.4.2 控制部分附件

- 1 定位器
- 2 I/P 转换器
- 3 电磁阀
- 4 自锁阀
- 5 阀位变送器
- 6 限位开关
- 7 空气过滤减压阀
- 8 就地端子盒
- 9 电动装置就地指示灯

B.4.3 备品备件

B.5 技术条件

B.5.1 卖方在阀门选择完成后,应首先将阀门的安装资料提供给买方,这些资料包括:阀门外形尺寸,接口尺寸或法兰详图,阀门重量,阀门耗气量。

B.5.2 卖方还应提供阀门流量特性曲线。

B.5.3 阀门安装、运行、维护说明书。

B.5.4 阀门易损件图纸。

B.5.5 阀门总图。

B.5.6 控制部件(定位器、I/P 转换器、电磁阀、自锁阀、阀位变送器、限位开关、空气过滤减压阀)产品说明书。

B.5.7 阀门运行经验。

B.5.8 供货清单。

调节阀技术条件书附表

阀门序号 Item No.		阀门编号 Tag No.		
阀门用途 Application		阀门数量 Quantity		
连接管道 Connected Pipe	规格(进口/出口)Size(Inlet/Outlet)			
	材料 Material			
	设计参数 Design Parameter	压力 Pressure MPa		
		温度 Temp °C		
运行条件 operationing Condition	参数 Parameter	工况 Condition		
		最大 Max	正常 Norm	最小 Min
	流动介质 Flowing Medium			
	粘度 Medium Viscosity cP			
	介质流量 Flow t/h			
	入口温度 Inlet temp °C			
	入口压力 Inlet Pressure MPa			
	出口压力 outlet Pressure MPa			
	最大关闭压差 ΔP Shut off MPa			
	调节 Throttling() 两位 on-off()			
阀体 Valve Body	阀体型式 Type Of Body	直通型 Globe() 角型 Angle() 三通型 Tee() Z型 Z Type()		
	连接方式 End Connection	法兰 Flang() 焊接 Welding()		
	流量特性 Characteristic	快开() 等百分比() 直线() Quick-opening Equal-Percentage Linear		
	泄漏等级 leakage Class	Standard ()		
	流动方向 Flow Direction	流闭 Down() 流开 Up()		
	供气阀门状态 Push Down To	开 open() 关 Close()		

附表(续)

执行器 Actuator	型号 Type		
	型式 Style	电动 Electro ()	气缸 Piston() 薄膜 Diaphragm()
	尺寸号 Size		
	供气压力/最小动作压力 Air To Actuator/The smallest moving		
	故障时阀门状态 Failure Position		开 open() 关 Close() 锁住 Lock()
	手轮及其位置 Handwheel & Location		侧 Side() 顶 Top() 底 Bottom()
定位器 Positioner	型号 Type		
	输入信号 Input Signal		
	附件 Accessory		
	减压阀 Increase Signal Valve		正作用 Closes() 反作用 opens()
电气转换器 Transducer	输入信号 Input Signal		
	输出信号 output Signal		
执行器附件 Actuator Accessory	阀位变送器 Position Transducer		I/P 转换器 Converter
	限位开关 Limit Switch		电磁阀 Solenoid Valve
	过滤减压阀 Filter Reducer		闭锁阀 Lock-up Valve

附录 C

(资料性附录)

计算示例

C.0.1 水(水位在出口侧调节)

1 已知条件

流体介质	水
最大流量	$Q_{\max} = 53.8 \text{ m}^3/\text{h}$
阀全关时阀前绝对压力	$P_{01} = 14.7 \text{ bar}$
阀全关时阀后绝对压力	$P_{02} = 1.3 \text{ bar}$
最大流量时阀前绝对压力	$P_1 = 11.7 \text{ bar}$
最大流量时阀后绝对压力	$P_2 = 5 \text{ bar}$
入口水温度	$t = 15.5 \text{ }^\circ\text{C}$
入口水重度	$(\text{t/m}^3) \gamma = 1$
水的热力学临界压力	$P_c = 225 \text{ bar}$
入口水的饱和蒸汽压力	$P_v = 0.018 \text{ bar}$
流体性状	一般
主要干扰	入口流量 Q_1
要求阀的泄漏量	等级 III (0.1%)
配用执行机构型式	电动直行程执行机构
要求阀的动作方式	电关
阀前后管道规格	$\phi 89 \times 4$
阀前后管道材料	20 钢

2 阀型及材料选择

- 1) 流体为一般性状,按 5.2.2 暂选择直通双座调节阀;
- 2) 根据阀全关时阀前绝对压力 14.7bar,温度 15.5 $^\circ\text{C}$,选择阀的公称压力为 PN1.6(附录 A);
- 3) 根据阀全关时阀前绝对压力 14.7bar,温度为 15.5 $^\circ\text{C}$,按 5.2.2 中表 5.2.2-1 选择碳钢为阀体材料。

3 流量系数 K_v 值计算

按 5.2.1.1 中式(5.2.1.1-2), 计算阻塞流压差,

$$\Delta P_S = F_L^2 (P_1 - F_F P_V)$$

由 5.2.1.1 中表 5.2.1.1 查双座阀的液体压力恢复系数 $F_L = 0.85$,
理论临界压力比

$$F_F = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{P_V}{P_C}} = 0.96 - 0.28 \sqrt{\frac{0.018}{225}} = 0.96$$

则 $\Delta P_S = F_L^2 (P_1 - F_F P_V) = 0.85^2 (11.7 - 0.96 \times 0.018) = 8.4 \text{ bar}$ 而 $\Delta P = P_1 - P_2 = 11.7 - 5 = 6.7 \text{ bar} < \Delta P_S$

说明流体未产生阻塞流。

按 5.2.1.1 中式(5.2.1.1-1), 计算初始闪蒸压差,

$$\Delta P_C = K_C (P_1 - P_V)$$

由 5.2.1.1 中表 5.2.1.1-1 查双座阀的初始闪蒸系数 $K_C = 0.7$,

则 $\Delta P_C = K_C (P_1 - P_V) = 0.7 (11.7 - 0.018) = 8.18 \text{ bar} > \Delta P$

说明流体未有初始闪蒸现象。

按 6.2.1 中式(6.2.1), 计算流量系数 K_v ,

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}} = 53.8 \sqrt{\frac{1}{6.7}} = 20.8$$

4 选择调节阀的额定流量系数 $K_v \text{ max}$ 值

按调节阀产品样本选择 $K_{v \text{ max}} = 25$, $D_N = 40$,

则 $\frac{K_v}{K_{v \text{ max}}} = \frac{20.8}{25} = 83\% < 85\%$

额定流量系数 $K_{v \text{ max}} = 25$, 选择合格。

5 调节阀允许压差校验

采用电动执行机构, 查调节阀产品样本知 $D_N = 40$ 的双座阀配用推力为 40 kgf/cm^2 , 执行器允许压差为 $25 \text{ kgf/cm}^2 > \Delta P_{\text{max}} = P_{01} - P_{02} = 14.7 - 1.3 = 13.4 \text{ bar}$, 此阀选择合格。

6 S 值计算

按 6.4 中式(6.4-2), 计算压降分配比,

$$S = \frac{\frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{总}}}}{\left[\left(\frac{K_{V\max}}{K_V}\right)^2 - \left[\left(\frac{K_{V\max}}{K_V}\right)^2 - 1\right] \frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{总}}}} = \frac{\frac{6.7}{13.4}}{\left[\left(\frac{25}{20.8}\right)^2 - \left[\left(\frac{25}{20.8}\right)^2 - 1\right] \frac{6.7}{13.4}}\right.}$$

$$= 0.41$$

7 选择流量特性

液面调节系统,水位在出口侧调节,主要干扰为入口流量 Q_1 ,按 5.2.6.2 中表 5.2.6.2-1 应选用直线工作流量特性,但因 $S < 0.6$,按 5.2.6.2 中表 5.2.6.2-2 选用等百分比固有流量特性。

8 可调比验算

因为压降分配比 $S = 0.41 > 0.3$,可调比不需验算。

9 开度验算

按 6.5 中式(6.5-2),计算调节阀相对开度,

$$\frac{l}{L_{\max}} = [0.6771g \sqrt{\frac{S}{S + \left(\frac{K_{V\max}}{K_V}\right)^2 - 1}} + 1] \times 100\%$$

$$= [0.6771g \sqrt{\frac{0.41}{0.41 + \left(\frac{25}{20.8}\right)^2 - 1}} + 1] \times 100\%$$

$$= 89\%$$

阀门相对开度 $\frac{l}{L_{\max}} = 89\% < 90\%$, 验算合格。

10 选择计算结果

调节阀型号	按所选样本中型号
流通能力	$K_{V\max} = 25$
公称通径	$D_N = 40$
阀体材料	碳钢
固有流量特性	等百分比

C.0.2 水蒸汽(压力调节)

1 已知条件

流体介质	过热蒸汽
最大流量	$G_{\max} = 35 \text{ t/h}$
阀全关时阀前绝对压力	$P_{01} = 46 \text{ bar}$
阀全关时阀后绝对压力	$P_{02} = 2 \text{ bar}$
最大流量时阀前绝对压力	$P_1 = 40 \text{ bar}$
最大流量时阀后绝对压力	$P_2 = 10 \text{ bar}$
入口蒸汽温度	$t = 340 \text{ }^{\circ}\text{C}$
入口蒸汽过热温度	$t_{\text{sh}} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$
流体性状	高温
主要干扰	入口压力 P_1
要求阀的泄漏量	等级Ⅲ(0.1%)
配用执行机构型式	气动薄膜执行机构
要求阀的动作方式	气开
阀前后管道规格	$\phi 133 \times 4.5$
阀前后管道材料	20 钢

2 阀型及材料选择

- 1) 流体性状为高温,按 5.2.2 暂选择套筒阀;
- 2) 根据阀全关时阀前绝对压力 46bar,温度 340℃,选择阀的公称压力为 PN6.4(附录 A);
- 3) 根据阀全关时阀前绝对压力 46bar,温度 340℃,按 5.2.2 中表 5.2.2-1 选择不锈钢为阀体材料。

3 流量系数 K_v 值计算

按 6.2.6 中公式先计算阀前后压差,

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 40 - 10 = 30 \text{ bar}$$

由 5.2.1.1 中表 5.2.1.1 查套筒阀的液体压力恢复系数 $F_L = 0.9$,

$$\text{则 } 0.5F_L^2P_1 = 0.5 \times 0.9^2 \times 40 = 16.2 \text{ bar}$$

所以 $\Delta P > 0.5F_L^2P_1$, 蒸汽达到临界状态。选择临界流计算公式

(6.2.6-2)计算流量系数 K_V ,

$$K_V = \frac{72.1(1 + 0.00126t_{sh})G}{F_L \cdot P_1} = \frac{72.1 \times (1 + 0.00126 \times 90)}{0.9 \times} = 78$$

4 选择调节阀的额定流量系数 K_{Vmax} 值

按调节阀产品样本选择 $K_{Vmax} = 100$, $D_N = 80$,

$$\text{则 } \frac{K_V}{K_{Vmax}} = \frac{78}{100} = 78\% < 85\%$$

额定流量系数 $K_{Vmax} = 100$, 选择合格。

5 调节阀允许压差校验

采用气动薄膜执行机构, 查调节阀产品样本知 $D_N = 80$ 的套筒阀不带定位器时允许压差为 $30 \text{ kgf/cm}^2 < \Delta P_{max} = P_{01} - P_{02} = 46 - 2 = 44 \text{ bar}$, 不合乎要求。但带定位器后最大允许压差为 $64 \text{ kgf/cm}^2 > \Delta P_{max} = 44 \text{ bar}$, 此阀选择合格。

6 S 值计算

按 6.4 中式(6.4-2), 计算压降分配比,

$$S = \frac{\frac{\Delta P}{\Delta P_{\Sigma}}}{\left(\frac{K_{Vmax}}{K_V}\right)^2 - \left[\left(\frac{K_{Vmax}}{K_V}\right)^2 - 1\right] \frac{\Delta P}{\Delta P_{\Sigma}}} = \frac{\frac{30}{44}}{\left(\frac{100}{78}\right)^2 - \left[\left(\frac{100}{78}\right)^2 - 1\right] \frac{30}{44}} = 0.57$$

7 选择流量特性

压力调节系统, 主要干扰为入口蒸汽压力 P_1 , 按 5.2.6.2 中表 5.2.6.2-1 应选用等百分比工作流量特性, 因 $S < 0.6$, 按 5.2.6.2 中表 5.2.6.2-2 亦选用等百分比固有流量特性。

8 可调比验算

因为压降分配比 $S = 0.57 > 0.3$, 可调比不需验算。

9 开度验算

按 6.5 中式(6.5-2), 计算调节阀相对开度,

$$\begin{aligned}\frac{l}{L_{max}} &= [0.6771g \sqrt{\frac{S}{S + \left(\frac{K_{Vmax}}{K_V}\right)^2 - 1}} + 1] \times 100\% \\ &= [0.6771g \sqrt{\frac{0.57}{0.57 + \left(\frac{100}{78}\right)^2 - 1}} + 1] \times 100\% \\ &= 89\%\end{aligned}$$

阀门相对开度 $\frac{l}{L_{max}} = 89\% < 90\%$, 验算合格。

10 选择计算结果

调节阀型号	按所选样本中型号
流通能力	$K_{Vmax} = 100$
公称通径	$D_N = 80$
阀体材料	碳钢
固有流量特性	等百分比

C.0.3 空气(流量调节)

1 已知条件

流体介质	空气
最大流量(标准状态)	$Q_{Nmax} = 6040 \text{ Nm}^3/\text{h}$
阀全关时阀前绝对压力	$P_{01} = 2 \text{ bar}$
阀全关时阀后绝对压力	$P_{02} = 1.2 \text{ bar}$
最大流量时阀前绝对压力	$P_1 = 1.8 \text{ bar}$
最大流量时阀后绝对压力	$P_2 = 1.5 \text{ bar}$
入口空气温度	$t = 165 \text{ }^\circ\text{C}$
标准状态下空气重度	$(t/\text{m}^3)\gamma = 1$
流体性状	一般
主要干扰	入口压力 P_1 , 出口压力 P_2
要求阀的泄漏量	等级 I ($< 5\%$)
配用执行机构型式	电动角行程执行机构

要求阀的动作方式	电关
阀前后管道规格	$\phi 325 \times 6$
阀前后管道材料	Q235-A 钢

2 阀型及材料选择

- 1) 流体性状为大流量、低压差, 按 5.2.2 暂选择蝶阀;
- 2) 根据阀全关时阀前绝对压力 2bar, 温度 165℃, 选择阀的公称压力为 PN1.6(附录 A);
- 3) 根据阀全关时阀前绝对压力 2bar, 温度 165℃, 按 5.2.2 中表 5.2.2-1 选择碳钢为阀体材料。

3 流量系数 K_v 值计算

按 6.2.4 中公式先计算阀前后压差,

$$\Delta P = P_1 - P_2 = 1.8 - 1.5 = 0.3 \text{ bar}$$

由 5.2.1.1 中表 5.2.1.1 查蝶阀的液体压力恢复系数 $F_L = 0.68$,

$$\text{则 } 0.5F_L^2 P_1 = 0.5 \times 0.682 \times 1.8 = 0.42 \text{ bar}$$

所以 $\Delta P < 0.5F_L^2 P_1$, 空气未达临界状态。选择亚临界流计算公式(6.2.4-1)计算流量系数 K_v ,

$$K_v = \frac{Q}{342 \Delta P (P_1 + P_2)^{0.5}} = \frac{6040}{342} \times \frac{1 \times (273 + 165)}{0.3 \times (1.8 + 1.5)}$$

4 选择调节阀的额定流量系数 $K_{v\max}$ 值

按调节阀产品样本选择 $K_{v\max} = 410$, $D_N = 125$,

$$\text{则 } \frac{K_v}{K_{v\max}} = \frac{371}{410} = 90\% > 85\%$$

额定流量系数 $K_{v\max} = 410$, 选择不合格。

再按调节阀产品样本选择 $K_{v\max} = 630$, $D_N = 150$,

$$\text{则 } \frac{K_v}{K_{v\max}} = \frac{371}{630} = 59\% < 85\%$$

额定流量系数 $K_{v\max} = 630$, 选择合格。

5 调节阀允许压差校验

采用电动角行程执行机构, 查调节阀产品样本知 $D_N = 150$ 的蝶

阀允许压差为 $12\text{kgf/cm}^2 > \Delta P_{\max} = P_{01} - P_{02} = 2 - 1.2 = 0.8\text{bar}$, 此阀选择合格。

6 S 值计算

按 6.4 中式(6.4-2), 计算压降分配比,

$$S = \frac{\frac{\Delta P}{\Delta P_{\Sigma}}}{\left[\left(\frac{K_{V_{\max}}}{K_V}\right)^2 - \left[\left(\frac{K_{V_{\max}}}{K_V}\right)^2 - 1\right] \frac{\Delta P}{\Delta P_{\Sigma}}}\right]} = \frac{\frac{0.3}{0.8}}{\left[\left(\frac{630}{371}\right)^2 - \left[\left(\frac{630}{371}\right)^2 - 1\right] \frac{0.3}{0.8}\right]}$$

$$= 0.2$$

7 选择流量特性

流量调节系统, 主要干扰为空气入口压力 P_1 和出口压力 P_2 , 按 5.2.6.2 中表 5.2.6.2-1 应选用等百分比工作流量特性, 因 $S < 0.6$, 按 5.2.6.2 中表 5.2.6.2-2 亦选用等百分比固有流量特性。

8 可调比验算

$$R_T = 10 \sqrt{S} = 10 \times \sqrt{0.2} = 4.5$$

可调比 $R_T > 3$, 验算合格。

9 开度验算

按 6.5 中式(6.5-2), 计算调节阀相对开度,

$$\frac{l}{L_{\max}} = \left[0.6771g \sqrt{\frac{S}{S + \left[\left(\frac{K_{V_{\max}}}{K_V}\right)^2 - 1\right]}} + 1 \right] \times 100\%$$

$$= \left[0.6771g \sqrt{\frac{0.2}{0.2 + \left[\left(\frac{630}{371}\right)^2 - 1\right]}} + 1 \right] \times 100\%$$

$$= 66\%$$

阀门相对开度 $\frac{l}{L_{\max}} = 66\% < 90\%$, 验算合格。

10 选择计算结果

调节阀型号

按所选样本中型号

流通能力	$K_{vmax} = 630$
公称通径	$D_N = 150$
阀体材料	碳钢
固有流量特性	等百分比

C.0.4 重油(流量调节)

1 已知条件

流体介质	重油
最大流量	$Q_{max} = 11.4 \text{ m}^3/\text{h}$
阀全关时阀前绝对压力	$P_{01} = 6.5 \text{ bar}$
阀全关时阀后绝对压力	$P_{02} = 2.8 \text{ bar}$
最大流量时阀前绝对压力	$P_1 = 5.98 \text{ bar}$
最大流量时阀后绝对压力	$P_2 = 4.66 \text{ bar}$
入口重油温度	$t = 21 \text{ }^\circ\text{C}$
入口重油重度(t/m^3)	$\gamma = 0.9$
液体动力粘度	$\mu = 20000 \text{ 厘泊}$
流体性状	高粘度
主要干扰	给定值 Q
要求阀的泄漏量	等级 III (0.1%)
配用执行机构型式	气动薄膜执行机构
要求阀的动作方式	气开
阀前后管道规格	$\Phi 133 \times 4.5$
阀前后管道材料	20 钢

2 阀型及材料选择

- 1) 流体性状为高粘度,按 5.2.2 暂选择偏心旋转阀;
- 2) 根据阀全关时阀前绝对压力 6.5bar, 温度 21℃, 选择阀的公称压力为 PN1.6(附录 A);
- 3) 根据阀全关时阀前绝对压力 6.5bar, 温度 21℃, 按 5.2.2 中表 5.2.2-1 选择碳钢为阀体材料。

3 流量系数 K_V 值计算

按 6.2.1 中公式(6.2.1)先计算紊流 $K_{V\text{紊}}$ 值,

$$K_{V\text{紊}} = Q \sqrt{\frac{S}{\Delta P}} = 11.4 \times \sqrt{\frac{0.9}{5.98 - 4.66}} = 9.41$$

按 6.2.3 中公式(6.2.3)再计算层流 $K_{V\text{层}}$ 值,

$$K_{V\text{层}} = 0.028 \left[\frac{Q\mu}{\Delta P} \right]^{\frac{2}{3}} = 0.028 \times \left[\frac{11.4 \times 20000}{5.98 - 4.66} \right]^{\frac{2}{3}} = 86.8$$

所以取 $K_V = 86.8$

4 选择调节阀的额定流量系数 $K_{V\text{max}}$ 值

按调节阀产品样本选择 $K_{V\text{max}} = 150$, $D_N = 80$,

$$\text{则 } \frac{K_V}{K_{V\text{max}}} = \frac{86.8}{150} = 58\% < 85\%$$

额定流量系数 $K_{V\text{max}} = 150$, 选择合格。

5 调节阀允许压差校验

采用气动薄膜执行机构, 查调节阀产品样本知 $D_N = 80$ 的偏心旋转阀允许压差为 $21\text{kgf/cm}^2 > \Delta P_{\text{max}} = 6.5 - 2.8 = 3.7\text{bar}$, 此阀选择合格。

6 S 值计算

按 6.4 中式(6.4-2), 计算压降分配比,

$$S = \frac{\frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{总}}}}{\left(\frac{K_{V\text{max}}}{K_V} \right)^2 - \left[\left(\frac{K_{V\text{max}}}{K_V} \right)^2 - 1 \right] \frac{\Delta P}{\Delta P_{\text{总}}}} = \frac{\frac{1.32}{3.7}}{\left(\frac{150}{86.8} \right)^2 - \left[\left(\frac{150}{86.8} \right)^2 - 1 \right] \frac{1.32}{3.7}} = 0.2$$

7 选择流量特性

流量调节系统, 主要干扰为流量 Q , 按 5.2.6.2 中表 5.2.6.2-1 应选用直线工作流量特性, 因 $S < 0.6$, 按 5.2.6.2 中表 5.2.6.2-2 选用等百分比固有流量特性。

8 可调比验算

$$R_T = 10 \sqrt{S} = 10 \times \sqrt{0.2} = 4.5$$

可调比 $R_T > 3$, 验算合格。

9 开度验算

按 6.5 中式(6.5-2), 计算调节阀相对开度,

$$\begin{aligned}\frac{l}{L_{\max}} &= [0.6771g \sqrt{\frac{S}{S + \left(\frac{K_{V\max}}{K_V}\right)^2 - 1}} + 1] \times 100\% \\ &= [0.6671g \sqrt{\frac{0.2}{0.2 + \left(\frac{150}{86.8}\right)^2 - 1}} + 1] \times 100\% \\ &= 65\%\end{aligned}$$

阀门相对开度 $\frac{l}{L_{\max}} = 65\% < 90\%$, 验算合格。

10 选择计算结果

调节阀型号	按所选样本中型号
流通能力	$K_{V\max} = 150$
公称通径	$D_N = 80$
阀体材料	碳钢
固有流量特性	等百分比

C.0.5 液-汽两相流(水位进口侧调节)

1 已知条件

流体介质	水-汽两相混合流
最大流量	液相 $G_l = 4.545 \text{ t/h}$ 汽相 $G_g = 2.273 \text{ t/h}$
阀全关时阀前绝对压力	$P_{01} = 8 \text{ bar}$
阀全关时阀后绝对压力	$P_{02} = 3 \text{ bar}$
最大流量时阀前绝对压力	$P_1 = 7.03 \text{ bar}$
最大流量时阀后绝对压力	$P_2 = 3 \text{ bar}$
入口温度	$t = 165 \text{ }^\circ\text{C}$

入口液体密度	$\rho = 900 \text{ kg/m}^3$
入口蒸汽密度(最大流量时)	$\rho_{g1} = 3.61 \text{ kg/m}^3$
入口液体饱和蒸汽压力	$P_v = 7.05 \text{ bar}$
液体热力学临界压力	$P_c = 225 \text{ bar}$
流体性状	一般
主要干扰	出口流量
要求阀的泄漏量	等级 IV (0.01%)
配用执行机构型式	气动薄膜执行机构
要求阀的动作方式	气开
阀前后管道规格	$\phi 108 \times 4$
阀前后管道材料	20 钢

2 阀型及材料选择

- 1) 根据流体介质,按 5.2.2 暂选择套筒阀;
- 2) 根据阀全关时阀前绝对压力 8bar, 温度 165℃, 选择阀的公称压力为 PN1.6(附录 A);
- 3) 根据阀全关时阀前绝对压力 8bar, 温度 165℃, 按 5.2.2 中表 5.2.2-1 选择碳钢为阀体材料。

3 流量系数 K_v 值计算

按 6.2.7 中公式(6.2.7-5)先计算阀前介质密度 ρ_1 ,

$$\rho_1 = \frac{1}{V_1} = \frac{1}{X_{g1} V_{g1} + (1 - X_{g1}) V_f} = \frac{1}{\frac{G_g}{G_g + G_f} \times \frac{1}{\rho_{g1}} + \frac{G_f}{G_g + G_f} \times \frac{1}{\rho}}$$

$$= \frac{1}{\frac{2.273}{4.545 + 2.273} \times \frac{1}{3.61} + \frac{4.545}{4.545 + 2.273} \times \frac{1}{900}} = 10.7 \text{ kg/m}^3$$

再按 6.2.7 中公式(6.2.7-4)计算流量系数 K_v 值,

$$K_v = \frac{31.6G}{\sqrt{\Delta P \rho_1}} = \frac{31.6 \times (4.545 + 2.273)}{\sqrt{(7.03 - 3) \times 10.7}} = 32.8$$

4 选择调节阀的额定流量系数 $K_{v\max}$ 值

按调节阀产品样本选择 $K_{Vmax} = 40$, $D_N = 50$,

$$\text{则 } \frac{K_V}{K_{Vmax}} = \frac{32.8}{40} = 82\% < 85\%$$

额定流量系数 $K_{Vmax} = 40$, 选择合格。

5 调节阀允许压差校验

采用气动薄膜执行机构, 查调节阀产品样本知 $D_N = 50$ 的套筒阀允许压差为 $30\text{kgf/cm}^2 > \Delta P_{max} = 8 - 3 = 5\text{bar}$, 此阀选择合格。

6 S 值计算

按 6.4 中式(6.4-2), 计算压降分配比,

$$\begin{aligned} S &= \frac{\frac{\Delta P}{\Delta P_{总}}}{\left[\left(\frac{K_{Vmax}}{K_V}\right)^2 - \left[\left(\frac{K_{Vmax}}{K_V}\right)^2 - 1\right] \frac{\Delta P}{\Delta P_{总}}} \\ &= \frac{\frac{4.03}{5}}{\left[\left(\frac{40}{32.8}\right)^2 - \left[\left(\frac{40}{32.8}\right)^2 - 1\right] \frac{4.03}{5}} = 0.7 \end{aligned}$$

7 选择流量特性

水位进口侧调节, 主要干扰为出口流量, 按 5.2.6 中表 5.2.6-1 应选用直线工作流量特性, 因 $S > 0.6$, 按 5.2.6 中表 5.2.6-2 选用直线固有流量特性。

8 可调比验算

因为压降分配比 $S = 0.7 > 0.3$, 可调比不需验算。

9 开度验算

按 6.5 中式(6.5-1), 计算调节阀相对开度,

$$\frac{l}{L_{max}} = [1.03 \cdot \sqrt{\frac{S}{S + \left(\frac{K_{Vmax}}{K_V}\right)^2 - 1}} - 0.03] \times 100\%$$

$$= [1.03 \sqrt{\frac{0.7}{0.7 + \left(\frac{40}{32.8}\right)^2} - 1 - 0.03}] \times 100\% = 76\%$$

阀门相对开度 $\frac{L}{L_{max}} = 76\% < 90\%$ ，验算合格。

10 选择计算结果

调节阀型号	按所选样本中型号
流通能力	$K_{vmax} = 40$
公称通径	$D_N = 50$
阀体材料	碳钢
固有流量特性	直线

附录 D
(资料性附录)
常用计量单位换算表

D.0.1 长度

公 制		英 美 制		
米(m)	厘米(cm)	码(yd)	英尺(ft)	英寸(in)
1	100	1.0936	3.2808	39.37
0.01	1	0.01094	0.03281	0.3937
0.9144	91.4402	1	3	36
0.3048	30.48	0.3333	1	12
0.0254	2.54	0.0278	0.0833	1

D.0.2 面积

公 制		英 美 制		
米 ² (m ²)	厘米 ² (cm ²)	码 ² (yd ²)	英尺 ² (ft ²)	英寸 ² (in ²)
1	104	1.196	10.7639	1550
10 ⁻⁴	1.196 × 10 ⁻⁴	1.0764 × 10 ⁻³	0.155	
0.8361	8361	1	9	1296
9.2903 × 10 ⁻²	929.03	0.1111	1	144
6.4516 × 10 ⁻⁴	6.4516	7.715 × 10 ⁻⁴	6.944 × 10 ⁻³	1

D.0.3 容积

公 制			英 美 制		
米 ³ (m ³)	升(l)	毫升(ml)	英寸 ³ (in ³)	美加仑(USgal)	英加仑(UKgal)
1	10 ³	10 ⁶	61024	264.2	220
10 ⁻³	1	103	61.024	0.2642	0.22
10 ⁻⁶	10 ⁻³	1	0.061024	2.642 × 10 ⁻⁴	2.2 × 10 ⁻⁴
1.6387 × 10 ⁻⁵	0.0164	16.3871	1	0.0043	0.0036
3.7853 × 10 ⁻³	3.7853	3785	231	1	0.8327
4.546 × 10 ⁻³	4.546	4546	277.27	1.2009	1

D.0.4 重量

公 制		英 美 制	
克(g)	千克(kg)	磅(lb)	盎司(oz)
1	1000	0.0022046	0.035274
1000	1	2.2046	35.274
453.6	0.4536	1	16
28.3495	0.02835	0.0625	1

D.0.5 压力

公 制						英 美 制
帕 (Pa, N/m ²)	巴 (bar)	标准大气压 (atm)	工程大气压 (kgf/cm ²)	毫米汞柱 (mmHg)	米水柱 (mH ₂ O)	磅/英寸 ² (lb/in ²)
1	10 ⁻⁵	9.869 × 10 ⁻⁶	1.0197 × 10 ⁻⁵	7.501 × 10 ⁻³	0.0197 × 10 ⁻³	1.45 × 10 ⁻⁶
10 ⁵	1	0.9869	1.0197	750.06	10.197	14.5
1.0133 × 10 ⁵	1.0133	1	1.0333	760	10.33	14.696
9.807 × 10 ⁴	0.9807	0.9678	1	735.5	10	14.223
133	1.33 × 10 ⁻³	1.316 × 10 ⁻³	1.36 × 10 ⁻³	1	0.0136	0.01934
9806	0.09806	0.09678	0.1	73.55	1	1.422
6894.7	0.06895	0.06805	0.0703	51.715	0.7031	1

D.0.6 流量

公 制			英 美 制		
米 ³ /秒 (m ³ /s)	升/秒 (l/s)	米 ³ /时 (m ³ /h)	英尺 ³ /秒 (ft ³ /s)	美加仑/秒 (USgal/S)	英加仑/秒 (UKgal/S)
1	1000	3600	35.3132	264.2	220.099
0.001	1	3.6	0.0353	0.2642	0.2201
0.0002778	0.2778	1	0.0098	0.0734	0.0611
0.0283	28.326	101.9408	1	7.4805	6.2279
0.003786	3.7863	13.626	0.1337	1	0.8333
0.0045	4.5435	16.3466	0.1607	1.2004	1

火力发电厂调节阀选型导则

条 文 说 明

目 次

前言	· 65
1 范围	· 66
2 规范性引用文件	· 66
3 术语及代号	· 66
4 技术要求	· 67
5 调节阀的类别和选择原则	· 67
5.1 调节阀的类别	· 67
5.2 选择原则	· 68
5.3 工况分类	· 78
5.4 调节阀前后参数的确定	· 78
6 调节阀的选择计算	· 79
6.1 K_v 与 C_v 值的关系	· 79
6.2 流量系数计算公式	· 81
6.3 额定流量系数的确定	· 81
6.4 可调比验算	· 82
6.5 开度验算	· 82
7 调节阀口径确定步骤	· 83
8 执行机构的选择	· 83

前 言

《火力发电厂调节阀选型导则》由国家电力公司电力规划设计总院颁发执行。为了帮助理解和正确贯彻导则条文,我们决定出版本导则条文的编制说明。

本编制说明主要阐述本导则条文的制定依据,对条文含义作必要的解释,并附有关资料供使用时参考。

该导则编制的主要原则是:吸收国内外调节阀生产厂家的先进技术和运行经验,认真搜集了一些有关调节阀的设计标准、规范和设计准则,同时,注意结合调节阀在电站工艺系统中使用的实用性。

各单位在使用本技术导则及编制说明过程中,如发现有不妥或需要补充之处,请随时函告中国电力规划设计协会和负责编制工作的中国电力设计院。

1 范 围

本导则的适用范围说明了导则编写的内容和导则的适用范围。因电厂锅炉烟风煤粉管道所用的调节阀、调节挡板和导向装置,有些介质是固体颗粒,有些导向装置多为快开特性,与汽水管道的调节阀有些区别,本导则未予考虑。执行机构的刚度,调节阀的稳定性及噪音计算本导则亦未作说明。导则中简单列出了调节阀的基本术语、调节阀种类、型式、结构特点等,较详细地指导了调节阀选择与计算的全过程。并附以必要的图表,以利于设计者使用时方便。同时在附录中列举了各种类型的计算示例,力图让设计人员通过计算后能够方便地从产品样本中选出需要的调节阀来。

2 规范性引用文件

导则中所列出的标准,均是导则中所涉及的标准。引用标准的排列顺序先是国家标准,再是国际标准,发达国家标准。各类标准的排列顺序是按英文字母和数字大小排列。

3 术语及代号

有关调节阀的术语及代号很多,其中有些是关于调节阀及其执行机构内部结构部件的术语,有些是关于调节阀及其执行机构功能和特性的术语,还有一些是有关调节阀执行机构辅助装置的术语等,本导则中并未逐一列出。凡导则中所列出的均是导则中所涉及的调节阀的基本术语,并给出了这些术语的基本定义及公式。以便于设计人员在了解和使用本导则时,对导则中所提及术语的认识和理解。

4 技术要求

本章条文是对调节阀及执行机构配置的技术条件的基本导则。制造出厂的每台调节阀及执行机构必须满足导则中的技术条件。即每台调节阀必须进行水压强度试验,渗漏量试验和整机基本误差、回差、死区及额定行程偏差的试验。当执行机构与阀门是由不同制造厂生产时,则执行机构和阀门需根据对执行机构与阀门的不同要求分别试验出厂。新产品或改型设计的调节阀,还需要进行流量特性试验及额定流量系数 K_{vmax} 或 C_{vmax} 值的测定。一般情况下,液体的 K_{vmax} 或 C_{vmax} 值用水试验,气体的 K_{vmax} 或 C_{vmax} 值用空气试验求得。具体的试验方法可参见 GB 10869-89《电站调节阀技术条件》。

5 调节阀的类别和选择原则

5.1 调节阀的类别

由于调节阀类型众多,功能各异,导则中简单介绍的只是热机专业汽水管道常用的调节阀,意图使工艺系统的设计人员熟悉调节阀的结构和应用的因素,帮助在设计中选用最好的、最适用于系统要求的调节阀。

一个调节阀由两套主要组合件组成:一套阀体组合件和一套执行机构。本导则仅介绍控制流体通过部分的阀体组合件。它包括阀体、阀内件、上阀盖,有些阀还有一个下阀盖。阀体组合件是承受压力的部件,它和一般受压容器一样,应该满足使用压力、温度和腐蚀条件等各方面的要求。由于各种使用条件和配管要求的不同,阀体

组合件有许多种形状和工作结构。在给定的使用要求下,每种型式的阀体都有其优点和缺点,因此应该仔细地进行选择。

5.2 选择原则

5.2.1 调节阀的空化作用及防护

当液体介质流过调节阀时,应防止产生闪蒸和汽蚀现象,即空化作用。否则阀体本身将受到严重损伤,并使阀的流通能力减少,流量

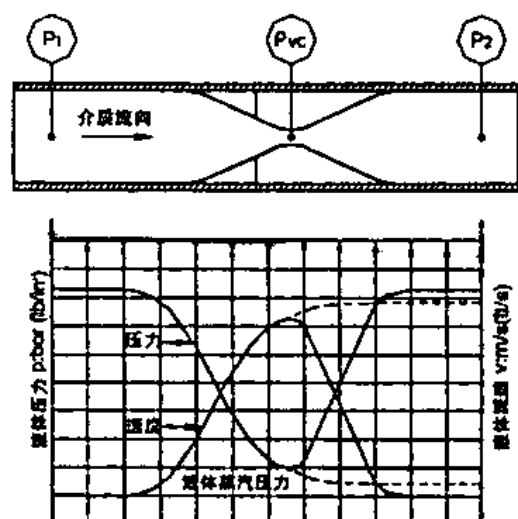


图 5.2.1 调节阀前后压力和速度变化曲线

特性发生畸变及伴随噪音、振动等,从而使阀失去调节能力。

空化作用是由于液体在调节阀两端压差大于某值时而产生的。如图 5.2.1 所示,阀前压力为 P_1 的流体经过阀芯、阀座节流处时,速度突然增加,而压力骤然下降。当压力降低到液体入口温度下的饱和蒸汽压力 P_v 时,阀内液体就会部分地汽化,并在流体

中形成气泡。液体在阀后,压力得到恢复。如恢复后的压力仍低于 P_v ,则液体将继续汽化,以液-汽两相混合存在,这个现象称为闪蒸。闪蒸对调节阀的损害较汽蚀轻,但阀后的管道冲刷较厉害。

如果产生闪蒸后的液体,阀后压力不是保持在 P_v 以下,而是离开阀的节流处后又急骤回升到 P_v 以上,这时产生的气泡就会因回升压力的作用而崩裂还原为液态,并形成高压冲击波,这种现象称为汽蚀。尤其是流体介质为高压时,冲击就更大,对阀芯、阀体和阀后管道会产生严重的损伤,并伴随噪声和振动。因此在工程设计中掌握判定闪蒸与汽蚀的方法是非常重要的。

闪蒸和汽蚀是空化作用的相联系而又不同的两个阶段,区别在于气泡是否崩溃,其破坏性有所不同,闪蒸轻,而汽蚀强烈。

在工程设计中,为了简化闪蒸、汽蚀的验算,通常忽略初始闪蒸压差 ΔP_c 值,而以 ΔP_s 为准则。 ΔP_s 与 F_L 有关; F_L 与阀的阀芯形状、阀体结构、阀内液流流向有关。 F_L 值越大的阀,允许承受的压差越大,抗闪蒸、汽蚀的能力也越强。

调节阀管路系统中防护闪蒸与汽蚀的方法:

1 提高阀前压力 P_1

由导则中式(5.2.1.1-2)知,提高阀前压力 P_1 ,可使阀的阻塞流压差 ΔP_s 增大。在阀两端实际压差不变的情况下,当 P_1 提高到使得 $\Delta P < \Delta P_s$ 时(忽略 ΔP_c 值),阀后就不会有闪蒸或汽蚀现象产生。但在工程设计中,用提高介质初始压力 P_1 的方法往往是不经济的或不允许的,所以,有时可从阀门安装位置上想办法。

2 多级减压

采用调节阀后加一块或多块限流孔板来逐级减压的方法时,需计算出阀两端压差和每块孔板所能经受的压降,从而得出所需孔板的块数和孔径。其具体计算方法举例如下:

例:将某种液体介质从 50kg/cm^2 减压到 9kg/cm^2 以下,而不允许发生闪蒸或汽蚀现象。假若我们计算出调节阀的阻塞流压差 $\Delta P_s = 30\text{kg/cm}^2$,则: $\Delta P_{\text{阀}} = 30 - 30 \times 20\% = 24\text{kg/cm}^2$ 。

第一级孔板需减压 $\Delta P_{\text{阀}}/2 = 12\text{kg/cm}^2$;

第二级孔板需减压 $\Delta P_{\text{阀}}/2^2 = 6\text{kg/cm}^2$;

第二级孔板后压力为 $50 - 24 - 12 - 6 = 8\text{kg/cm}^2$ 。

第二级孔板后压力满足最终减压的要求,故选择合理。这样,就得出减压需两块限流孔板。从而可根据每块孔板需经受的压差计算孔径。

3 材料选择

闪蒸与汽蚀对阀的损伤是不同的。闪蒸损伤是由于流体中,液相的液滴为高速气相所运载,它们冲击金属表面有与固态微粒类似的倾向,属于冲刷磨蚀型。被损伤的部件,几何形状均匀减小,具有光滑的外表,除非材质因冲刷剥落才会出现凹痕。

汽蚀是由汽泡崩溃引起,较闪蒸损伤严重得多。主要损伤部位在汽泡崩溃处,被损伤部件的几何形状不是均匀减小,而是表面粗糙呈海绵状孔洞。

阀芯和阀座在阀内起着截断流体或调节流量的作用,同时也是闪蒸、汽蚀作用的严重损伤部分,要求较阀体更为坚硬的材料。目前仍未找出一种完全抗汽蚀的理想材料。

4 采用专用调节阀

防空化作用的专用调节阀采用带摩擦的绝热流动原理,减压过程类似流体在很长的管道中流过,因摩擦使压力能转化为热能,从而使压力降低。这种阀的流路长而复杂,流体在阀中呈大规模紊流状态,大大增加了摩擦损失。减压后的速度较常规阀小得多,且压力回升几乎为零。这种阀的 K_C 值为 $0.87 \sim 0.96$, $F_L \cong 1$ 。一般说来,这种阀用于高压差液体介质,寿命较常规阀高,还可降低噪音。

5.2.2 根据工艺条件确定调节阀型式及材料

调节阀结构型式及材料的选择是由被调介质的工艺条件,如温度、压力、流量;被调介质的流体特性,如粘度、腐蚀性、毒性、是否含悬浮颗粒、液态还是气态等;以及管道布置等决定。在一般情况下,应优先选用普通单座阀、套筒阀,不能满足需要时,再根据具体的特殊要求选择相应的特种调节阀。

调节阀的材料选择主要指两个方面:一是阀体、阀盖的材料。二是阀内组件,即阀杆、阀芯、阀座的材料。阀体阀盖相当于压力容器,

要求能承受介质的温度、压力和腐蚀性,而阀内组件主要起节流作用,因此要求耐腐蚀,耐冲刷,这是选择材料的出发点。

5.2.3 调节阀的可调比是反映调节阀特性的一个重要参数,也是调节阀选择是否合理的指标之一。固有可调比是调节阀所能控制的最大和最小流量系数之比。它实质上反映了调节阀调节能力的大小。从自控角度考虑,希望可调比越大越好,但由于受调节阀阀芯结构和加工工艺的限制,最小流量系数不能太小,一般制造厂生产的调节阀的固有可调比 R 为 30。但实际上,由于受工作流量特性的影响,最大和最小开度的限制,以及选用调节阀口径时的放大,实际的固有可调比一般只能达到 10 左右。而且调节阀在长期使用后,由于腐蚀、空化等原因造成阀芯、阀座的磨损,也会造成可调比的降低。

5.2.4 调节阀的压降分配比 S 值越小,实际可调比也就越小。因此,在使用中,为保证调节阀有一定的可调比,调节阀的压差应在管路系统总压差中占有一定的比例,即宜选 S 值在 0.3~0.6 之间。

5.2.5 为达到阀门气开、气闭的目的可以有多种方式,如:改变阀芯安装方向;利用正反作用执行机构;利用定位器和调节器改变信号方向等。具体使用时宜优先选用较直接的方法。

5.2.6 调节阀的流量特性有固有流量特性和工作流量特性。一般

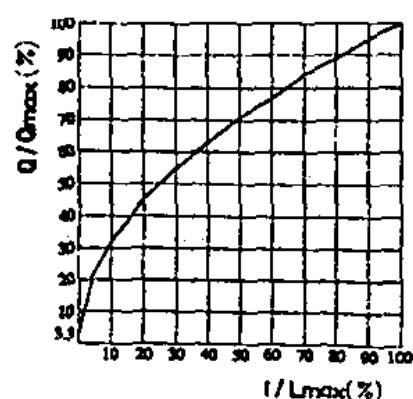


图 5.2.6-1 快开流量特性

说来,改变调节阀的阀芯与阀座之间的节流面积,便可实现流量的调节,但实际上,在节流面积改变的同时,还会引起阀前后压差的变化,而压差的变化也会引起流量的变化,因而流量特性亦会受到影响。为了便于分析,假定阀前后压差为一定值,这样得到的流量特性称为固有流量特性,典型固有流量特性有快开、直线、抛物线和等百分比四种。

1 固有快开流量特性

快开流量特性是调节阀的行程最小时, 流量变化最大, 随着行程的增大, 流量变化逐渐减小, 流量很快接近最大值, 当接近全开位置时, 流量变化 z 趋于零。其相对流量 $\frac{Q}{Q_{max}}$ 与相对开度 $\frac{l}{L_{max}}$ 的函数关系为:

$$\frac{Q}{Q_{max}} = \frac{1}{R} \left[1 + (R^2 - 1) \frac{l}{L_{max}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.2.6-1)$$

如图 5.2.6-1 所示, 这种流量特性的调节阀主要用于二位式调节或程序控制中。

2 固有直线流量特性

直线流量特性是指调节阀的相对流量与相对开度成直线关系, 其函数关系为:

$$\frac{Q}{Q_{max}} = \frac{1}{R} \left[1 + (R - 1) \frac{l}{L_{max}} \right] = \frac{1}{R} + \left(1 - \frac{1}{R} \right) \frac{l}{L_{max}} \quad (5.2.6-2)$$

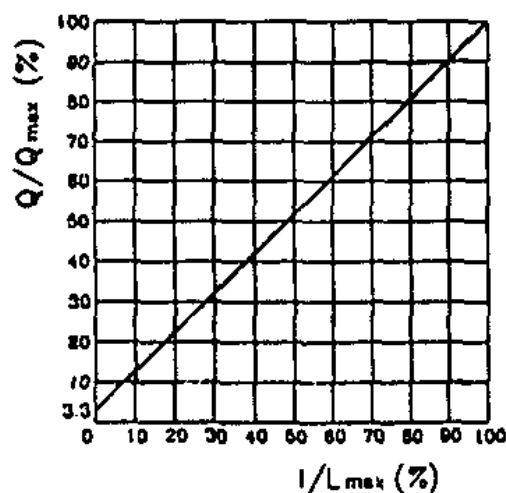


图 5.2.6-2 等百分比流量特性 ($R=30$)

如图 5.2.6-2 所示, 直线流量特性的阀单位行程变化所引起的流量变化是相等的, 即阀的放大系数 (曲线的斜率) 是一个定值。这种流量特性在变化相同行程的情况下, 流量小时, 相对流量变化率大, 流量大时, 相对流量变化率小。这就是说, 直线流量特性阀门处于小开度时, 调节作用强, 易于产生超调, 引起振荡; 阀门处于大开度时, 调节作用反而弱, 调节缓慢, 不够灵敏。

3 固有抛物线流量特性

抛物线流量特性是指调节阀的相对流量 $\frac{Q}{Q_{max}}$ 与相对开度成 $\frac{1}{L_{max}}$ 抛物线关系,其函数关系为:

$$\frac{Q}{Q_{max}} = \frac{1}{R} \left[1 + (\sqrt{R} - 1) \frac{l}{L_{max}} \right]^2 \quad (5.2.6-3)$$

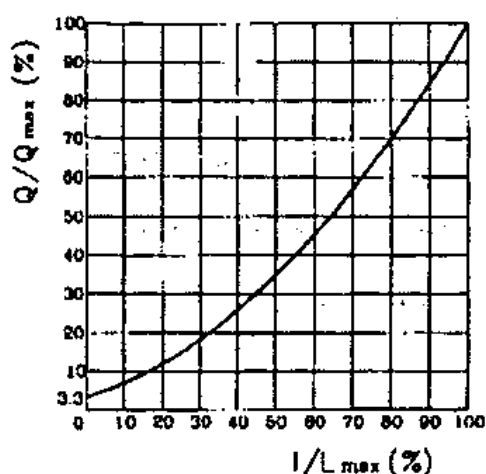


图 5.2.6-3 抛物线流量特性($R=30$)

如图 5.2.6-3 所示,这种流量特性介于直线流量特性和等百分比流量特性之间。这种流量特性未加说明,只作简单介绍,在实际选用时一般不考虑。

在此基础上还有一种叫修正抛物线的流量特性,它在相对位移 30% 和相对流量 20% 这段区间内为抛物线规律,而在其余的全范围内是线性关系。

这种阀可用来弥补直线流量特性在小开度时调节性能差的缺点。但我国目前尚无此种产品。

4 固有等百分比流量特性(对数流量特性)

等百分比流量特性是指调节阀的单位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,其数学表达式为:

$$\frac{d \frac{Q}{Q_{max}}}{d \frac{l}{L_{max}}} = K \frac{Q}{Q_{max}} \quad (5.2.6-4)$$

等百分比流量特性的相对流量 $\frac{Q}{Q_{max}}$ 与相对开度 $\frac{l}{L_{max}}$ 之间的函数关系为对数关系:

$$\frac{Q}{Q_{max}} = R^{(\frac{l}{L}-1)} \quad (5.2.6-5)$$

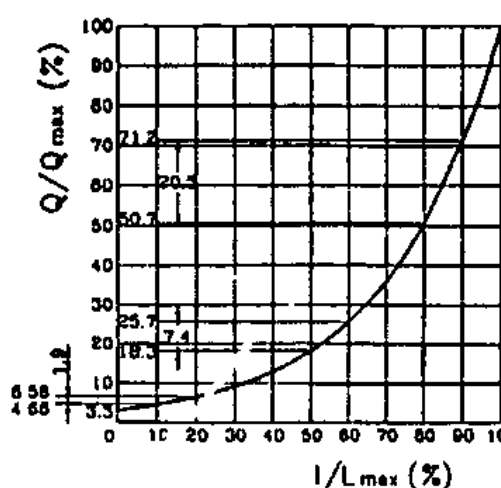


图 5.2.6-4 等百分比流量特性 ($R=30$)

如图 5.2.6-4 所示,等百分比流量特性曲线斜率,即放大系数是随行程的增大而递增的。在同样的行程变化下,流量小时,流量变化小;流量大时,流量变化大。因此,在小开度时,调节阀的放大系数小,调节平稳缓和;大开度时,放大系数大,调节灵敏有效,但在同样相对行程下,流量相对值的变化百分比相等,因而在全行程范围内,阀的调节精度不变,这较有利于自动调节。

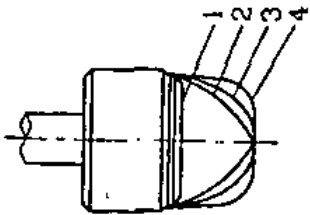
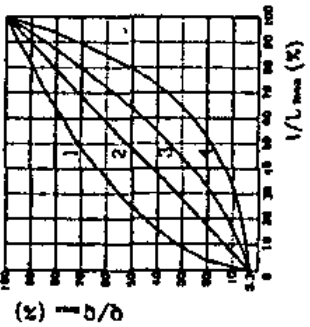
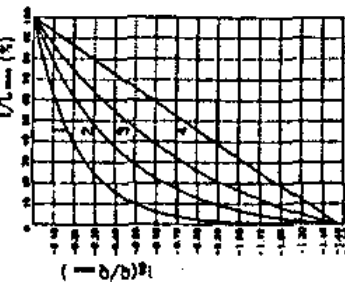
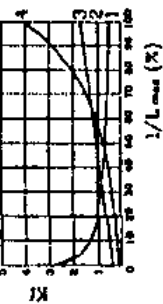
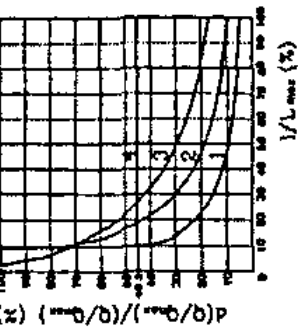
5 典型固有流量特性比较

典型固有流量特性比较列表如下:

表 5.2.6-1 典型固有流量特性比较表

比较项目 流量特性	数学表达式	计算公式	同一行程时流量	同一流量时行程
快开流量特性	$\frac{d(Q/Q_{max})}{d(l/L_{max})} = K(Q/Q_{max})^{-1}$	$\frac{Q}{Q_{max}} = \frac{1}{R} \left[1 + (R^2 - 1) \frac{l}{L_{max}} \right]^{\frac{1}{2}}$	大	小
直线流量特性	$\frac{d(Q/Q_{max})}{d(l/L_{max})} = K$	$\frac{Q}{Q_{max}} = \frac{1}{R} \left[1 + (R - 1) \frac{l}{L_{max}} \right]$	较大	较小
抛物线流量特性	$\frac{d(Q/Q_{max})}{d(l/L_{max})} = K(Q/Q_{max})^{\frac{1}{2}}$	$\frac{Q}{Q_{max}} = R \left[1 + (\sqrt{R} - 1) \frac{l}{L_{max}} \right]^2$	较小	较大
等百分比流量特性	$\frac{d(Q/Q_{max})}{d(l/L_{max})} = K(Q/Q_{max})$	$\frac{Q}{Q_{max}} = R^{\left(\frac{l}{L_{max}} - 1 \right)}$	小	大

表 5 2 6-1 典型固有流量特性比较表(续)

阀芯曲面形状	在直角坐标上特性曲线	在半对数坐标上特性曲线	静态放大系数	相对流量变化率
				
1 快开流量特性 2 直线流量特性 3 抛物线流量特性 4 等百分比流量特性	1 快开流量特性 2 直线流量特性 3 抛物线流量特性 4 等百分比流量特性	1 快开流量特性 2 直线流量特性 3 抛物线流量特性 4 等百分比流量特性	1 快开流量特性 2 直线流量特性 3 抛物线流量特性 4 等百分比流量特性	1 快开流量特性 2 直线流量特性 3 抛物线流量特性 4 等百分比流量特性

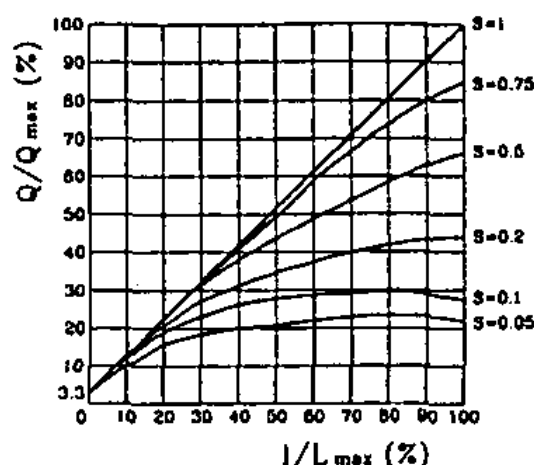


图 5.2.6-5 直线工作流量特性 ($R=30$)

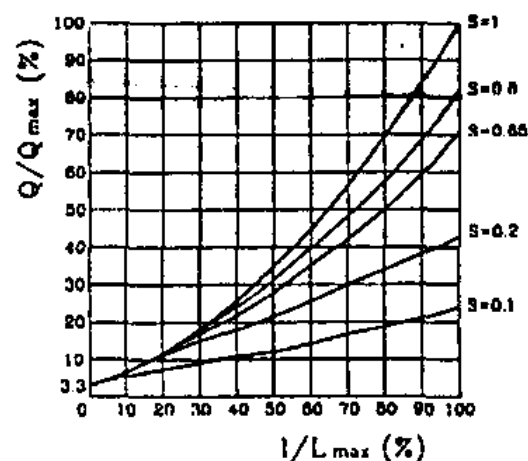


图 5.2.6-6 等百分比工作流量特性 ($R=30$)

实际上,在工艺管道系统中,除调节阀外,有其他设备及管道阻力;调节阀前后压差是变化的。即当系统两端总压差一定时,随着通过管道流量的增大,管道的阻力损失也增大,使调节阀上压差减小,引起流量特性变化,理想流量特性变成为实际的工作流量特性。

对于理想流量特性为直线和等百分比特性的调节阀,在不同的 S 值下,工作流量特性的变化情况如左图 5.2.6-5 和图 5.2.6-6 所示。从图中可看出:

1) 当 $S = 1$ 时,即管道阻力损失为零,系统的总压差全部降落在调节阀上,实际工作特性与理想特性一致。

2) 随着 S 的减小,即管道阻力损失增加,使系统的总压差降落在管道上的压降增加,调节阀全开的流量减小,调节阀的可调比缩小。

3) 随着 S 的减小,流量特性曲线发生很大的畸变,理想直线特性趋向于快开;理想等百分比特性趋向于直线特性。使小开度时放大系数增大,大开度时放大系数减小,造成小开度时调节不稳定;大开度时调节迟钝,严重影响自动调节系统的调节质量。因此,在实际使用中,一般希望 S 值最小不低于 0.3。

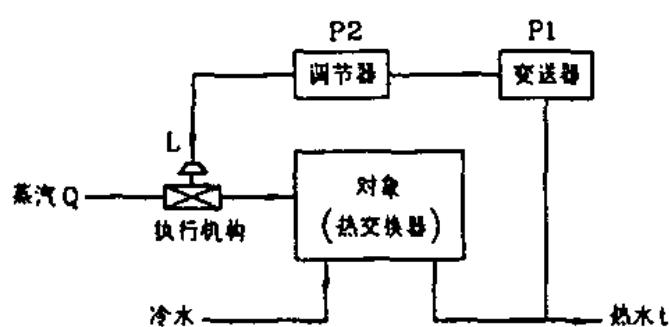


图 5.2.6-7 热交换器自动调节系统

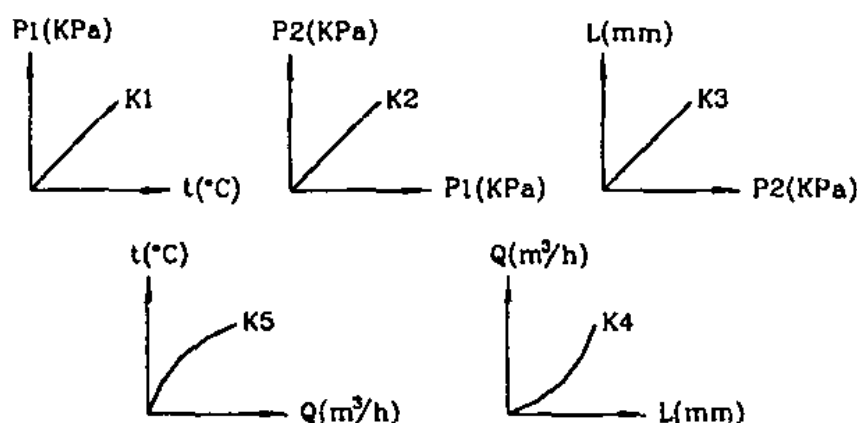


图 5.2.6-8 热交换器自动调节系统放大系数

调节阀的流量特性直接影响自动调节系统的质量和稳定性,因此,必须合理选择。在负荷变化的情况下,为了使调节器的整定参数不变,系统又仍能保持预定的品质指标,总是希望系统的总的放大系数在整个操作范围内保持不变。

自动调节系统是由对象、变送器、调节器及执行器等环节组成。如图 5.2.6-7 所示,它是一个热交换器自动调节系统。其放大系数如图 5.2.6-8 所示,其中:

- K1— 变送器放大系数
- K2— 调节器放大系数
- K3— 执行机构放大系数
- K4— 调节阀放大系数
- K5— 调节对象放大系数

系统总的放大系数 K 为: $K = K1 \cdot K2 \cdot K3 \cdot K4 \cdot K5$

一般情况下,变送器、调节器和执行机构的放大系数是常数,只是调节对象的放大系数随外部条件的变化而变化。要保持总的放大系数不变,就是以阀的放大系数来补偿对象的放大系数,所以调节阀的流量特性的选择总是与对象的特性相反。

如:当调节对象的放大系数为常数时,应采用直线流量特性,使

系统总的放大系数保持不变。当调节对象的放大系数随被调介质增加而变小时,则应采用等百分比流量特性。用调节阀的静特性对调节对象的静特性进行近似补偿(注:这里所说的近似补偿,只是补偿调节对象的放大系数随被调介质大小变化的问题,属于静态补偿,对调节对象其它动态参数如:迟延 τ 及时间常数 T_c 等问题,想利用调节阀的特性来补偿是无能为力的),使系统总的放大系数保持不变。

5.3 工况分类

工况分类是按以往工程的调节阀选择计算的经验而定。在实际应用中,如有特殊,可依据调节阀所在系统的运行情况而定。

5.4 调节阀前后参数的确定

5.4.1 压差 ΔP 的确定

在计算压差时,应从两个方面来考虑:一方面,要使调节阀起调节作用,阀门两端必须有一定压差;为使流量特性不发生畸变,应使阀上压差占整个系统中总阻力损失比值越大越好。另一方面,从经济性考虑,希望调节阀的压差尽可能小,这样可选择较小扬程的泵,以减少动能损失。因此这两方面的因素需综合考虑。

5.4.2 计算流量 Q_{max} 的确定

K_v 或 C_v 值计算中所需的流量,是由工艺设计根据设备的生产能力,物质平衡,控制对象的极限负荷,以及预定的超负荷与操作条件变化等因素综合考虑确定的。

定压运行的除氧器在工况变动时,其抽汽量的变化有些特殊,在设计除氧器的压力调节阀时要特别注意。负荷超过额定工况时,由于抽汽压力提高,因而抽汽的流量降低。负荷由额定工况逐渐减少至半负荷时,均由于抽汽压力降低,而使抽汽流量增加,半负荷左右时流量达到最大值。半负荷以后加热蒸汽改切至高一段抽汽,因而抽汽流量又开始下降。所以计算除氧器的压力调节阀选择最大流量时,应以半负荷左右切换点前的抽汽量为准。

计算流量的确定对于 K_v 或 C_v 值的计算非常重要, 否则, 调节阀选得过大, 会使阀经常处于小开度下工作, 可调范围显著减小, 操作频繁, 阀的调节特性变坏, 严重地影响调节系统的稳定性和阀的寿命; 阀选得过小, 又不能满足生产上对流量的需要。

因此, 在设计时, 工艺专业应与自控专业积极配合, 合理确定计算流量, 为正确计算 K_v 或 C_v 值从而选定阀口径创造条件。

6 调节阀的选择计算

6.1 K_v 与 C_v 值的关系



图 6.1-1 调节阀节流模拟

调节阀可看成一个可变孔径的节流孔板, 如图 6.1-1 所示, 由不可压缩流体伯努利方程可知:

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + h_g \quad (6.1-1)$$

$$h_g = \zeta \frac{V_2^2}{2g} \quad (6.1-2)$$

式中:

P_1 、 P_2 — 阀门前后绝对压力(Pa)

V_1 、 V_2 — 阀门前后液体流速(m/s)

V — 阀门缩口处流速(m/s)

γ_1 、 γ_2 — 阀门前后液体重度(N/m^3)

h_g — 阻力损失(m)

ζ — 阻力系数

g — 重力加速度(m/s^2)

其中, 由于 $V_1 = V_2$, $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$, 则:

$$\begin{aligned} \frac{P_1 - P_2}{\gamma} &= \zeta \frac{V_2^2}{2g} \\ V &= \sqrt{\frac{2g}{\zeta}} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma}} \end{aligned} \quad (6.1-3)$$

$$Q = A \cdot V = A \sqrt{\frac{2g}{\xi}} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma}} = A \sqrt{\frac{2g}{\xi}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \quad (6.1-4)$$

式中:

Q — 液体体积流量(m^3/s)

A — 阀门缩口面积(m^2)

ΔP — 阀前后压差(Pa)

γ — 液体重度(N/m^3)

将上述 Q 、 ΔP 、 γ 采用工程单位制, 即: Q — m^3/h , ΔP — $100kPa$, γ — t/m^3 , 代入式(6.1-4):

$$Q = \frac{A}{\sqrt{\xi}} \sqrt{2 \times 9.81 \times \frac{10^5 \Delta P}{10^3 \times 9.81 \gamma}} \times 3600 = 50912 \times \frac{A}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \quad (6.1-5)$$

令 $50912 \times \frac{A}{\sqrt{\xi}}$ 为流量系数 K_V , 则:

$$K_V = 50912 \times \frac{A}{\sqrt{\xi}} \quad (6.1-6)$$

$$Q = K_V \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \quad (6.1-7)$$

$$K_V = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}} \quad (6.1-8)$$

式(6.1-7)、(6.1-8)是调节阀计算的基本公式。并由式(6.1-6)可以得出:

- 1) 流量系数 K_V 正比于缩口面积 A , 即口径越大, K_V 值越大;
- 2) 流量系数 K_V 正比于 $\frac{1}{\sqrt{\xi}}$, 故阀门阻力越大, K_V 值越小;
- 3) 因阻力系数(无法用理论的方法计算出, 故 K_V 值需用试验的方法得出;
- 4) K_V 值只与阀门的结构因素有关。

上述第4)点很重要, 根据这一特性, 对于某一阀门, 只要在标准状态下用试验的方法测算得 K_V 值, 就可用此值计算该阀在其它工况

下的通流量。

又由 K_v 与 C_v 值的定义,可确定 K_v 与 C_v 值的关系,

$$C_v = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}} = \frac{Q \times 264.2}{60} \times \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P \times 14.5038}} = 1.16Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}} \quad (6.1-9)$$

$$C_v = 1.16K_v \quad (6.1-10)$$

6.2 流量系数计算公式

6.1 节中推导得出了调节阀的基本流量公式(6.1-7)、(6.1-8),但式(6.1-8)的推导是以下列前提为基础的:

- 1) 流体是不可压缩的,
- 2) 流动是稳定的,
- 3) 流动处于完全紊流区,
- 4) 流体不发生相变,
- 5) 阀门实际安装情况与测量 K_v 值时的试验装置的情况大体一致。

调节阀的实际应用范围远超出上述前提的范围,在这种情况下,需对基本流量公式进行修正,使之能够适用于更广泛的领域,这也是阀门制造厂商和有关单位多年来致力于研究的问题。目前各方面推出的修正方法很多,基本上是以水在标准状态下进行试验获得的数据为基础,再辅之以适当的修正,以解决各种不同性质的流体,在不同的工作参数和不同的安装条件下使用的调节阀流量系数的计算。在本导则中,我们仅选择一种比较简洁的计算方法,供使用者参考,并按需要修正的原因分成六类。

6.3 额定流量系数的确定

计算出 K_v 值后就可选择 K_{vmax} ,进而确定调节阀口径。为了保证即使是最不利条件下阀门能通过工艺系统所要求的流量,在选择阀

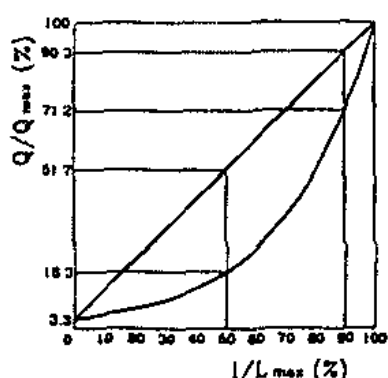


图 6.3 直线特性与等百分比特性比较

门口径时需留有一定余量。以前一般采用将 K_v 值圆整到接近标准系列 K_{vmax} 一档之后,再验算调节阀开度,限制最大开度在 90% 以下,从而得到调节阀口径尺寸。从图 6.3 中可以看出,在相对开度 90% 以下,直线流量特性调节阀比等百分比流量特性调节阀的相对流量大得多。若限定调节阀的最大开度在 90% 以下,就有可能使得在具有相同 Q_{max} 及其它介质参数的情况下,选用的等百分比特性调节阀比选直线特性调节阀的口径大。调节阀开度变化是为改变调节阀的流通能力(调节阀不同的开度对应于不同的流通能力)。因此,若仅限制开度在 90% 以下,必定使得直线流量特性调节阀流通能力余量比等百分比流量特性调节阀流通能力余量小很多。因此,在选择调节阀口径时,还应从流通能力余量的角度来考虑,即从流量系数 K_v 值来考虑。

6.4 可调比验算

制造厂生产的调节阀的固有可调比 R 一般为 30。但实际上,由于受工作流量特性的影响,最大和最小开度的限制,以及选用调节阀口径时的放大,实际的固有可调比一般只能达到 10 左右,故调节阀串联在管道时,实际可调比为

$$R_0 = 10\sqrt{S} \quad (6.4)$$

从式(6.4)中得知,当 $S \geq 0.3$ 时, $R_0 \geq 5.5$,说明调节阀的实际可调的最大流量 Q_{max} 等于或大于最小流量 Q_{min} 的 5.5 倍。在火电厂中, $R_0 \geq 3$ 一般已能满足要求。因此当 $S \geq 0.3$ 时,调节阀的可调比不作验算。

已经知道 S 值是阀全开时的压差与系统总压差之比。由于调节阀口径选用时的放大,式(6.4)中的 S 值需对最大流量 Q_{max} 时阀压差与系统总压差之比进行修正,才是真正的阀全开时的压差与系统

总压差之比。

6.5 开度验算

调节阀开度验算主要为设计人员提供一个验证调节阀尺寸选择是否合适的参考依据。调节阀开度验算与阀的理想流量特性有关,同时还受S值的影响,不同流量特性的调节阀其相对开度和相对流量的对应关系是不同的。有关开度的计算公式有很多种,其中有些存在着一些问题,如有的公式是由不可压缩性流体条件导出的,不适用于可压缩性介质计算,有些开度计算公式虽能计算各种流体介质调节阀的开度,但仅是在理想条件下计算阀的理想开度。为使调节阀开度计算准确,根据火电厂调节阀的调节流量不会太小,一般为 $Q_{\max}/3$ 的特点,一般只需计算最大相对开度 $\frac{1}{L_{\max}}$ 。本导则推荐选用的是既满足各种流体介质,又能计算调节阀实际最大相对开度的开度计算公式。

7 调节阀口径确定步骤

总结概括了调节阀选择计算的基本步骤,设计人员亦可参见导则中附录C的计算示例进行选择计算。这里需说明的是7.0.5条允许压差的验算,通常调节阀的最大允许压差由阀门厂提出或由阀门厂的产品样本中给出,阀门选定后就可查得允许压差(气动调节阀需了解气源压力)。如厂方同时提出了最大允许工作压差和最大允许关闭压差,就需分别用阀门的最大工作压差和关闭压差与之比较,如厂方只提供了最大允许压差,则只能用阀门在各工况中可能出现的最大压差 $\Delta P_{\max}$ 与之比较,其中 $\Delta P_{\max}$ 一般为阀关闭时的压差,但对于系统上下游压力是变化的情况,则需按实际情况考虑。

8 执行机构的选择

目前,在自动调节系统中常用的执行机构为:气动薄膜、气动长行程、电信号气动长行程、电动直行程和电动角行程五种。若按执行

机构的输出动作规律大致可分为比例、积分和双位式三种。

比例动作执行机构在稳态时其输出与输入信号成比例,其精度、线性度、移动速度等性能均较高,因此得到广泛应用。上述五种执行机构均属于这种。

积分式执行机构当有输入信号时,输出按一定速度(等速度)增减。当输入信号小于限值时,输出速度为零(执行机构保持在某一开度)。常用于远方操作或控制系统中。

双位式执行机构一般接受开关量信号,当有信号输入时执行器全开,无输入信号时执行器全关。一般只能用于程序控制中。

薄膜执行机构一般与调节阀配套供货,只要选的阀门在全关时的实际压差小于阀门允许压差,薄膜头的推力总是足够的。加阀门定位器后阀门的允许压差可成倍提高,也就是说膜头的推力可成倍增加。但一般制造厂均按提高一倍考虑。

气动长行程执行机构输出力矩,在气源压力有波动时,应按最低气源压力计算;并按输出臂在 0° 或 90° 处的最小输出力矩作为选择依据。气动长行程执行机构工作可靠、结构简单、检修维护工作量小,且随着机组容量的增大其投资比采用电动执行机构愈来愈小,因此有些需采用电动执行机构的,还可考虑采用电信号气动长行程执行机构。

电动执行机构输出力矩或推力与行程无关,但与电压和电动机的转速有关。电动执行机构的工称输出力或力矩是指在额定电压和额定转速下净输出力或力矩。启动时,输出力或力矩比额定力或力矩约大一倍,所以可根据铭牌额定力或力矩选择。

执行机构的选择,本导则仅作简单的说明。设计时,可与热控专业配合,合理确定执行机构型式及其辅助装置。