

285953

成都工学院图书馆
基本馆藏

高等学校交流讲义

自动调节器

天津大学等十二院校编著



中国工业出版社

高等学校交流讲义



自动调节器

天津大学等十二院校编著

中国工业出版社

本书共分四篇：第一篇内容包括执行机构、调节机构及直接作用调节器；第二篇为气动调节器；第三篇为流动调节器；第四篇为电动调节器及混合式调节器。

各篇都对调节器的作用原理、元件的特性和结构作了比较详细的介绍。

本书可供热工仪表专业及化工生产过程自动化专业以及同类性质的专业作为交流讲义。

本书由天津大学、上海机械学院、上海交通大学、浙江大学、哈尔滨工业大学、华东工学院、大连工学院、清华大学、北京化工学院、华南化工学院、华中工学院及成都工学院共十二院校集体选编而成。

自动调节器

天津大学等十二院校编著

*

中国工业出版社出版（北京佟麟阁路丙10号）

（北京市书刊出版事业许可证出字第110号）

机工印刷厂印刷

新华书店科技发行所发行·各地新华书店经售

*

开本 787×1092¹/₁₆·印张 17·字数 391,000

1961年9月北京第一版·1961年9月北京第一次印刷

印数 00,001—02,537·定价(10-6)2.00元

统一书号: 15165·642(-机-126)

目次

緒論	5	7-6 单元組合調節器中的二次仪表	131
第一篇 調節机构、执行机构和直接作用調節器		7-7 气动单元組合調節器的发展方向及某些新单元	133
第一章 調節机构	8	第三篇 液动調節器	
1-1 調節机构的类型	8	第八章 液动調節器概論	139
1-2 調節机构的工作原理及閥門尺寸的選擇	8	8-1 液动調節器的应用	139
1-3 調節机构的工作特性	16	8-2 液动調節器的类型	139
1-4 各种調節机构的結構及其計算方法	19	8-3 液动自动裝置的傳动介质	141
第二章 执行机构	32	第九章 液动噴射管式調節器	142
2-1 概述	32	9-1 液动噴射管式調節器的工作原理	142
2-2 膜式执行机构	34	9-2 液动噴射管式調節器的主要組成元件	142
2-3 活塞式执行机构	41	9-3 液动調節器的动态特性	152
第三章 直接作用調節器	51	第四篇 电动調節器	
3-1 直接作用液面調節器	51	第十章 ЦКТИ型电气机械調節器	155
3-2 直接作用压力調節器	57	10-1 調整箱裝置和它的靜态計算	155
3-3 直接作用溫度調節器	58	第十一章 基地式电子調節器	168
第二篇 气动調節器		11-1 概述	168
第四章 調節器的基本元件	61	11-2 无反馈基地式电子調節器	168
4-1 噴咀擋板机构	61	11-3 具有高频振蕩器的調節器(ЭРМ-47型)	170
4-2 气阻	68	11-4 位式調節器的改善	174
4-3 气容	74	11-5 ИР-130型电子調節器	174
4-4 膜片	76	第十二章 ВТИ型电子調節器	184
第五章 气动調節器的調節环节	81	12-1 引言	184
5-1 自动調節系統及調節器	81	12-2 发送器	185
5-2 比例調節环节	84	12-3 电子式測量仪表(一)	193
5-3 比例加微分調節环节	87	12-4 电子式調節仪表(二)	203
5-4 比例加积分环节	89	12-5 調節器的輔助仪表	224
5-5 三作用調節环节	90	12-6 ВТИ型电子調節器的新型綫路	230
第六章 位移平衡式气动調節器	100	12-7 КДУ型执行机构	238
6-1 [04] 气动調節器及其改进結構	100	第十三章 新型調節器	240
6-2 自由擋板式气动調節器	105	13-1 电子单元組合調節器	240
第七章 力平衡式气动調節器	107	13-2 电子无触点調節器	245
7-1 力平衡式气动調節器的結構	107	13-3 自寻最佳点調節器	249
7-2 气动单元組合調節器的基本概念	111	第十四章 混合式調節器	256
7-3 单元組合調節器中的运算单元	114	14-1 电一气混合式調節器	257
7-4 单元組合調節器中的发送器及轉換器	122	14-2 电一液調節器	263
7-5 单元組合調節器中的給定器及其他輔助裝置	128	結束語	265
		参考文献	264

不
全

不
全

緒 論

生产过程自动化是现代生产技术发展的根本方向之一。它不但提高了劳动生产率，节约了单位产量的投资和维持费用、基建面积、生产动力和原材料；同时也正确可靠地使生产过程在严格的工艺条件下进行，保证了产品的质量。此外，生产过程自动化可以保证安全生产，大大地改善劳动条件；这对于高温、高压、有毒性、有爆炸危险性的生产过程，例如轧钢、制酸、放射性元素的冶炼等工业是有着头等重要的意义。同时还应该指出：对于某些工艺过程进行得特别迅速，超出一般人的生理反映速度范围的生产过程；对于某些要求高精度地保持主要生产指标的过程以及对于需要远距离监督和控制的生产过程，都非应用自动化不可。

自动调节器和热工仪表是实现生产过程自动化的重要技术工具之一。热工仪表用以测量和记录生产过程中的各主要参数的变化，便于操作人员了解生产过程的进行情况，从而控制生产过程，使它保持需要的工作条件。自动调节器可以按一定的精确度将生产过程的主要参数保持在需要的范围内，或使参数按某些一定的规律变化，从而使生产过程在正常的条件下进行。

在解放以前，我国在帝国主义、封建主义和官僚买办资产阶级的掠夺和压榨下，根本没有自己的工业体系，更谈不上生产过程自动化的问题。解放后，我国人民在党和人民政府的领导下，逐步地建立了自己独立的工业体系。对过去遗留下来的一些设备简陋的、劳动条件恶劣的工厂都进行了改建或扩建，同时新建了不少具有一定自动化程度的工业企业。这就使我国的工业生产部门对热工仪表和自动调节器提出了使用、供应以及设计等要求。为了适应这一要求，仪器制造部门先后改建、扩建和新建了一些热工仪表和自动调节器的专业工厂。同时，为了进一步研究自动化系统和自动化技术工具，不少地方都设立了有关热工仪表和自动调节器的科学研究机关。教育部门为了及时地培养自动化系统及技术工具方面的技术人员，先后设置了热工仪表和化工生产自动化两方面的专业。特别是在1958年，在我国的社会主义建设总路线和一整套“两条腿走路”的方针照耀下，我国的仪表工业有了进一步的发展。

自动调节器是热工仪表专业(或专门化)、生产过程自动化专业以及同时具有上述两专业培养目标的工业控制仪表专业的主要专业课之一。对于专门培养自动化系统设计人员的生产过程自动化专业来说，在课程中必须使同学了解各种调节器(包括执行机构和调节机构)的功用、类型、特性、应用范围和其结构及作用原理；也必须使同学能适当地选用和使用各种调节器，在一定的条件下，也能对现有的调节器进行必要的修改设计，以适应各种特殊的使用环境。对于重点培养仪表设计人材的热工仪表和工业控制仪表两专业，则除了上述各项要求以外，还必须使同学能够结合其它课程，例如电子学、电气自动元件、仪器零件和自动调节原理等等，进行自动调节器的结构设计。在本课中还必须反映现代的科学技术水平，使同学了解自动调节器的发展方向，以利于同学提出有关自动调节器的改进方案和 design 新型调节器。

在自动调节原理课程中，我們已經知道最简单的自动化系統是由如图 0-1 所示各組成环节所形成的。自动化系統中的对象的形式很多。在化工生产过程自动化系統中，对象可能是精馏塔的精馏过程，或蒸发器中的蒸发过程，也可能是液罐中的液面；在热工生产过程自动化系統中，对象可能是炉腔內的燃烧过程或水鼓中的蒸汽产生过程。对象的特性和生产设备的结构尺寸以及所取的过程中的参数有关。自动化的目的是要利用热工仪表和自动调节器构成恰当的自动化系統，将生产过程中的主要参数自动调节在需要值上。这些主要参数就叫做被調参数或被調量。

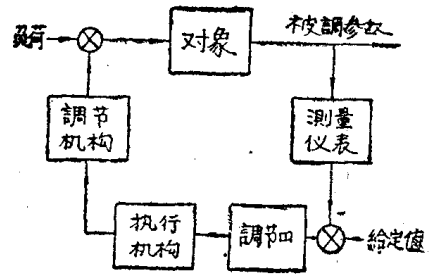


图 0-1

要调节生产过程（無論是自动调节或人工调节）都必须首先测量被調参数，这一任务是由热工仪表来担当的。在生产过程中被調参数的波动是由于受到外界或系統内部各种干扰才产生的。在一般情况下，系統中最主要的干扰往往是对象的負荷。被調参数改变了，一定是因为負荷改变了，这时要使被調参数不再继续改变或甚至恢复原来值，就要設法控制进入对象的能量或物料量，使进入能量或物料量等于負荷所变动的能量或物料量，或者使进入能量或物料量进而补偿負荷所变动的能量或物料量。要控制能量或物料量，就必须应用调节机构。调节机构是直接和带有能量的介质（例如蒸汽、冷却剂、燃料、电流等等）或物料相接触并能以一定方式改变能量和物料量的机构。要使调节机构动作，从而控制生产过程，就必须有足够的功率。在自动化系統中的执行机构的作用是接受调节器的訊号，以一定功率推动调节机构。执行机构又叫做伺服机，它本身也可能是一个闭网形式的随动系統或是开网形式的执行机构。在自动调节或人工调节生产过程时，上述热工仪表、调节机构和执行机构三者都是必需的控制工具。但是要实现生产过程自动化，还必須在测量仪表和执行机构之間，串連一个自动调节器进去。调节器在这一环节上，就代替了操作工，它一方面随时接受热工仪表所测得的被調参数，另一方面随时将被調参数和給定值相比較，以便于及时了解被調参数是否偏离了給定值，并从而按一定的規律去推动执行机构。调节器可以按需要装在对象和执行机构的附近，测量仪表可以一定精度連續測量变化頻繁的各种参数，从而使操作工从劳动条件不良、工作单调枯燥的情况下解放出来，改而从事其他方面的工艺生产控制工作。

自动调节器課程的主要内容包括上述自动化系統中除了对象和热工仪表以外的，其他几个主要环节，即调节机构、执行机构和调节器。在有些调节器中，测量仪表往往和调节器构成一个整体，这时热工仪表就以调节器中的一个組件的形式出現，这一部分組件按其结构形式的不同就叫做感受元件、測量綫路或发送器。当然，在介紹到这一部分内容时，就不可避免地会和热工仪表的課程有某些重复，但是在讲授过程中，可以按热工仪表的学习情况，酌量地减少或不讲。

自动调节器的类型很多，为讲授方便起見，我們以调节器是否利用外界能源和利用什么形式的能源分为下列若干类：

一、直接作用调节器。它不用外界能源，只利用被調参数本身的能源进行工作。显然这种调节器的使用費用是低廉的，结构簡單可靠，便于維修。但是它受到被調参数本身能源的限制，只能在少数参数上，例如溫度、液面、压力和流量等处应用。同时它的功率不

大，所带动的调节机构的尺寸较小，应用范围较窄。

二、间接作用调节器。它利用外界能源进行工作，是目前自动调节器中应用最广的一种。按其所用能源的形式又可以分为下列四大类：

1. 气动调节器，它们以压缩空气为能源进行工作
2. 液动调节器，它们以高压油液或水进行工作
3. 电动调节器，它们以电能进行工作
4. 混合式调节器，它们同时以上述两种或两种以上的能源进行工作

这些调节器各有它们的优缺点和应用场合，都是本课程今后要研究的主要内容。本书就按上述分类方法分为四篇，第一篇为调节机构、执行机构和直接作用调节器；第二篇为气动调节器；第三篇是液动调节器；第四篇是电动调节器，其中包括混合式调节器。

第一篇 調節机构、执行机构和直接作用調節器

第一章 調節机构

1-1 調節机构的类型

在生产过程中控制生产强度的方法很多：例如，燃烧炉的燃烧过程，就可用改变加入燃烧炉的燃料量及助燃剂量加以控制；又如利用电炉供热的加热过程，就可用調節电流值来控制加热程度；再如原子核反应堆动力厂，可以利用控制棒的插入深度来調整反应堆中的中子水平，最后調節反应堆的输出能量等等。調節流体燃料量（以及其他很多流体介质）的方法，主要是利用流体流通管道上的节流机构（閥門、擋板等）的节流作用。調節电流，則多利用电接触头改变綫路电导的办法来进行。由此可知，調節机构控制生产过程强度的方法可以分成下列很多种：

1. 控制流体介质的調節机构：閥門、擋板、閘門等，
2. 控制电流的調節机构：电接触头，
3. 控制其他形式能量的調節机构（例如反应堆控制棒）。

由于生产过程中流体介质的控制問題最多，我們只討論上列第一类調節机构。它們按結構形式又可分为下列三种：

1. 閥門 它的应用最广，在密閉管道中調節各种流体的流量，
2. 閘門 在較大的管道中及开渠中調節各种流体的流量，
3. 擋板 在大管道及通气孔上，調節气体流量。

1-2 調節机构的工作原理及閥門尺寸的选择

一、从水力学观点来看，調節机构上具有局部阻力，阻力的大小随調節机构流通截面而变。阻力可用阻力系数来表征，阻力系数和調節机构中的压头损失直接有关。

流经調節机构介质的流量（速度），随介质的性质，調節机构前后的压头降，它的阻力和流通截面而定。

由水力学可知，对不可压缩流体有如下关系

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

式中 $h = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$ —— 調節机构中的压头降；其中 p_1 , p_2 分别为閥前閥后的压力；

ξ —— 調節机构的阻力系数；

w —— 流体的平均流速， $w = \frac{Q}{F}$ ；

Q —— 流体的体积流量；

F —— 調節机构上的流通截面；

g —— 重力加速度；

γ —— 液体重度。

以流量代替速度，(1-1) 式可改写成：

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

在调节系统中调节机构的主要任务是：按照调节器发出的讯号改变其流通截面，以控制进入对象中的流量。在 (1-2) 式中可见，当压头降 $\frac{p_1 - p_2}{\gamma}$ 不变时， F 增大，流量 Q 增大；反之亦然。根据这个道理就可以节流了。

二、阀门尺寸的选择公式

在调节机构的流量公式 (1-2) 中，采用下列单位： F —— 厘米²； $g = 981$ 厘米/秒²； $\Delta p = p_1 - p_2$ —— 公斤/厘米²； γ —— 克/厘米³。可以得到

$$\begin{aligned} Q &= \frac{F}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{2 \times 981 \times 1000}{\gamma} \Delta p} \quad (\text{厘米}^3/\text{秒}) = \frac{3600}{10^6} \sqrt{2 \times 981 \times 10^3} \frac{F}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma}} \quad (\text{米}^3/\text{秒}) \\ &= 5.04 \frac{F}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma}} \quad (\text{米}^3/\text{时}) \end{aligned} \quad (1-3)$$

令式中

$$5.04 \frac{F}{\sqrt{\xi}} = C \quad (1-3a)$$

则可得

$$Q = C \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma}} \quad (\text{米}^3/\text{时}) \quad (1-4)$$

C 叫做阀门的流通能力，它表示在阀门两端的压力降为 1 公斤/厘米²，流体重度为 1 克/厘米³ 时，每小时通过阀门的流体的立方米数。在 (1-3a) 中，如果令 $F = 1$ 厘米² 时，则

$$C_0 = \frac{C}{F} = \frac{5.04}{\sqrt{\xi}} \quad (\text{米}^3/\text{时}/\text{厘米}^2) \quad (1-5)$$

C_0 叫做阀门的单位流通能力。

C 和 C_0 完全取决于阀门本身的特性 [即从 (1-3a)，(1-5) 可知，决定于 F 和 ξ]；但另一方面，从 (1-4) 可知， C 又和流量 Q 及压降 Δp 有关。所以，从生产过程的工艺要求确定了所需的 Q 、 Δp 以后，就可以决定所选阀门的流通能力 C 应该多大。再从 C 就可以确定阀门的尺寸 (F ， ξ) 了。实际上，设计及制造阀门时，就应当把不同尺寸及型式的阀门的 C 列出来，以备使用者进行选取。

三、将流量公式 (1-4) 推广到压缩性很大，并且具有粘性的流体上去时，应当进行一定的修正。下面分别介绍这两种修正方法。

1. 对于流体压缩性的修正

这类介质通过阀门时的运动特点在于介质在阀后的重度小于阀前的重度。这时若不对压缩性加以校正，而直接应用公式 (1-3) 就会导致很大的误差。

(1) 在 $\Delta p/p_1 \leq 0.08$ 时，重度变化不大，(1-3) 可以应用，其最大误差不超出 2.5%。

(2) 假如 $\Delta p/p_1 > 0.08$ ，就必须进行修正。这时，可在式 (1-4) 中乘上一个介质压缩系数 ε 。

从气体动力学知道，气体在所谓临界压力比 $v_{kp} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{kp}$ 的情况下通过孔口的流量达到最大值。 $\frac{p_2}{p_1}$ 进一步缩小并不能使流量增加，而在 $\frac{p_2}{p_1} \leq v_{kp}$ 时流量仅随 p_1 而变。若气体

在絕热流动的情况下从孔口中流出，則 $v_{kp} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}}$ 。对空气来讲，絕热指数 $K = 1.4$ ， $v_{kp} = 0.528$ 。

由于閥門的通道复杂，因此，不可能用理論方法来确定压缩系数 ϵ 和临界压力比 v_{kp} 的关系。現有的实验数据只是在調节压缩空气用的調节閥上取得的。

在閥門不同的开度下， v_{kp} 值在 0.48 附近波动，即 $v_{kp} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{kp} = 0.48$ ，或 $\left(\frac{p_1 - p_2}{p_1}\right)_{kp} = \left(\frac{\Delta p}{p_1}\right)_{kp} = 0.52$ 。

比值 $\frac{\Delta p}{p_1} < 0.52$ 时的 ϵ 值已找出。图 1-1 表示各种調节閥的 ϵ 值跟比值 $\frac{\Delta p}{p_1}$ 的关系，它可用下列近似公式表示：

$$\epsilon = 1 - 0.46 \frac{\Delta p}{p_1} \tag{1-6}$$

压缩系数 ϵ 不仅与通道几何形状和压降有关，而且与介质的物理性质有关系，因此不可以把由空气求出来的 ϵ 值直接用到别的气体上去。

利用可压缩介质的运动方程式，并假定状态变化是絕热过程，就可以求出任何气体的压缩系数 ϵ_K 与空气的压缩系数 ϵ 之間的关系。

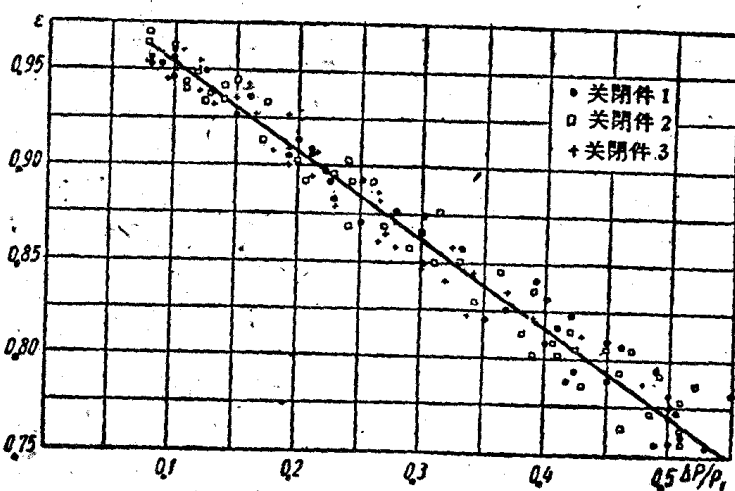


图 1-1

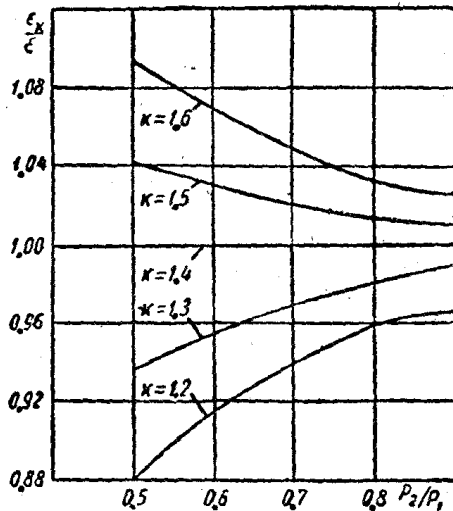


图 1-2

这个关系由下面方程式确定：

$$\eta_e = \frac{\epsilon_K}{\epsilon} = \sqrt{\frac{\frac{K}{K-1} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{K}} \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{K}} - \frac{p_2}{p_1} \right)}{\frac{K_0}{K_0-1} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{K_0}} \left(\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{K_0}} - \frac{p_2}{p_1} \right)}} \tag{1-7}$$

式中 K_0 —— 空气的絕热指数；

K —— 所研究的可压缩介质的絕热指数。

为了計算方便起見，可以利用图 1-2 所示的曲綫来查 η_e 。

从 (1-7) 可得

$$\varepsilon_K = \eta_\varepsilon \varepsilon = \eta_\varepsilon \left(1 - 0.46 \frac{\Delta p}{p_1}\right) \quad (1-7a)$$

从而求得 ε_K 。这样 (1-4) 式就可写成

$$Q = \varepsilon C \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma}} \quad (1-8)$$

2. 对于流体粘性的修正

流量公式 (1-4) 是当流体流动时的雷诺数大于极限值时才成立的。在粘性液体低速的情况下，平方关系不成立了。流量与阀门上压降之间的关系由雷诺数 (R_e) 来确定。 R_e 的大小随液流的性质而定。在层流情况下，即当 R_e 很小时，则流量和压降具有直线关系。

如果对所有各种状态的液流都采用不变的平方关系，则要得到正确的流量公式，就必须使阻力系数 ξ 或流通能力 C 随 R_e 而变。也就是说，这时 (1-4) 中的 C 应当用一个以 R_e 为函数的系数 ψ 来修正。这时 (1-4) 式可以写成下列形式：

$$Q = \psi C \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma}} \quad (1-9)$$

式中 ψ —— 粘度校正系数。

如果知道流体流过阀门时的 R_e 数，就可以按由实验求到的图 1-3 曲线，在相应的 ξ 下，获得该时的粘度校正系数 ψ 。其法为从已知 $\lg R_e$ 引水平线与一定值 $\lg \xi$ 的曲线相交，该交点的横坐标值即为所要求的 ψ 。如果从 $\lg R_e$ 引出的水平线和一定值的 $\lg \xi$ 线在图上交不着，就可以用水平线和 BD 线的交点来代替。图中虚线表示 $\lg R_{exp}$ 和 $\lg \xi$ 的关系，即当 R_e 大于虚线所对应的 R_{exp} 时， ξ 等于常数，不随 R_e 而变。而在 BD

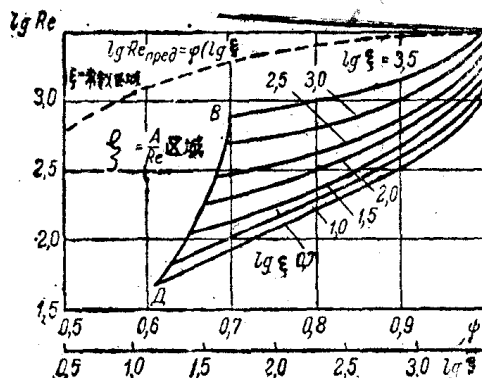


图 1-3

曲线左边的区域，则表示该处 ξ 和 R_e 有一定关系，即 $\xi = \frac{A}{R_e}$ ，式中 A 是一定常数。

在管道中的 R_e 数可按下式求得

$$R_e = 36.1 \frac{G}{D \mu 10^6} \quad (1-10)$$

式中 G —— 流量，公斤/时；

D —— 阀门接头直径，米；

μ —— 流体动力粘度，公斤·秒/米²。

当 R_e 大于 2300 时，用不着对粘度进行修正。

四、调节机构的调节范围和前后压降变化的影响。

1. 在选取阀门尺寸时，先要按生产过程中的工艺要求，确定通过该阀门的最大及最小流量 $Q_{max}(G_{max})$ 及 $Q_{min}(G_{min})$ ，并利用经过修正的流量公式计算出相应的流通能力 C_{max} 及 C_{min} 。

但是，要使调节机构真正起调节作用，必须要求阀门的最大流量大于 Q_{max} ，而最小流量要小于 Q_{min} 。如图 1-4(a) 所示的控制系统，在正常情况下，供给对象的流体的流量等

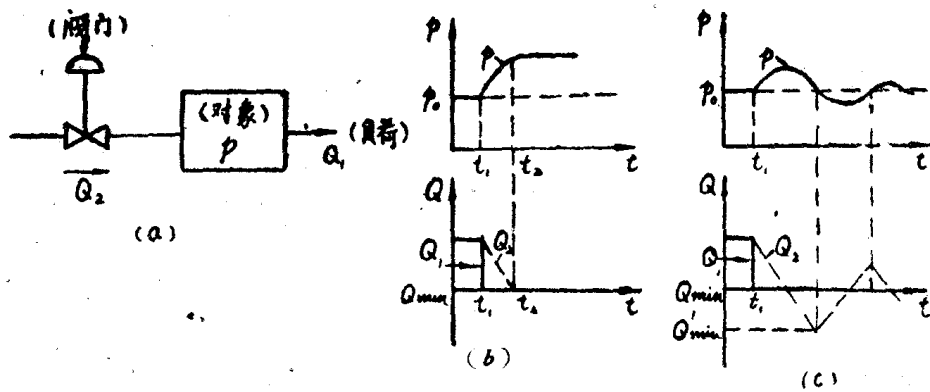


图 1-4

于对象的负荷，即 $Q_2 = Q_1$ 。这时，对象处于平衡状态，它的被调参数，例如压力、 P 等于正常值 p_0 。在 $t = t_1$ 时，由于种种原因，使负荷突然下降（图 1-4(b)），这时对象失去平衡，其中被调量 P 就会上升至 p_0 之上，如 (b) 图中 P 线，这时我们就要设法推动阀门，使 Q_1 也随之下落，如 (b) 图中 Q_2 线。在 $t = t_2$ 时， $Q_2 = Q_1$ （大家都降到 Q_{min} ），对象又重新平衡，被调参数维持在高于 p_0 的一定值上。显而易见，这种控制并没有达到我们的最终目的，也就是说，此时 $P \neq p_0$ ，它们可能相差很大。这是因为阀门的最小流量只等于工艺要求的最小值，而不能更小。如果 Q_2 可以变得更小，如图 1-4(c) 所示，那么，被调参数就有可能在新的平衡情况下，再度恢复给定值，即 $P = p_0$ 。如果负荷上升，情况也相同。要求阀门能通过的最大流量大于工艺要求的最大流量。

根据实际操作的经验知道，调节机构的调节范围应当比工艺要求的流量变化范围大 10%，即

$$\left. \begin{aligned} Q'_{max} &= Q_{max} + 10\% Q_{max} \\ Q'_{min} &= Q_{min} - 10\% Q_{min} \end{aligned} \right\} \quad (1-11)$$

2. 在应用前面各种流量公式计算流量时，我们都假定压力降 ΔP 是不变的。但是，压力降在实际条件下是会波动的，亦即阀前压力 P_1 会在 P_{1max} 到 P_{1min} 之间波动，而阀后压力 P_2 会在 P_{2max} 到 P_{2min} 之间波动。为了得到计算上的最大的余量，在计算 C_{max} 时，应当用 Q'_{max} 和 $\Delta P_{min} = P_{1min} - P_{2max}$ ；而在计算 C_{min} 时，应当用 Q'_{min} 和 $\Delta P_{max} = P_{1max} - P_{2min}$ 。后者，也可用 Q_{min} 和 ΔP_{max} 求得，只要当按 C_{max} 选定的最接近的 C ($C \geq C_{max}$) 满足 $\frac{C_{min}}{C} \geq 10\%$ ，则 C 即为所需。

五、选取阀门尺寸的步骤及实例

1. 步骤

(1) 从系统的水力计算，先求出阀门上的压降 ΔP_{min} 和 ΔP_{max} 。

(2) 按生产过程的工艺要求，计算 Q'_{max} 及 Q_{min} ，再利用下列公式换算阀门的流通能力 C_{max} 及 C_{min} 。

甲、对于液体

$$\left. \begin{aligned} C_{max} &= \frac{Q'_{max}}{\psi \sqrt{\frac{\Delta P_{min}}{\gamma}}} \quad (\text{米}^3/\text{时}) = \frac{G'_{max}}{\psi \sqrt{\gamma \Delta P_{min}}} \quad (\text{吨}/\text{时}) \\ C_{min} &= \frac{Q_{min}}{\psi \sqrt{\frac{\Delta P_{max}}{\gamma}}} \quad (\text{米}^3/\text{时}) = \frac{G_{min}}{\psi \sqrt{\gamma \Delta P_{max}}} \quad (\text{吨}/\text{时}) \end{aligned} \right\} \quad (1-12)$$

乙. 对于过热蒸汽

当 $0.08 \leq \frac{\Delta p}{p_1} \leq 0.505$ 时,

$$\left. \begin{aligned} C_{\max} &= \frac{G'_{\max}}{31.6 \varepsilon \sqrt{\Delta p_{\min} \gamma_1}} \quad (\text{公斤/时}) \\ C_{\min} &= \frac{G'_{\min}}{31.6 \varepsilon \sqrt{\Delta p_{\max} \gamma_1}} \quad (\text{公斤/时}) \end{aligned} \right\} \quad (1-13)$$

式中 γ_1 是阀前的蒸汽重度, 公斤/米³。 ε 可按 (1-6)、(1-7) 两式计算, 过热蒸汽的绝热指数 $K = 1.3$ 。

过热蒸汽在临界压力情况下, 即 $\frac{\Delta p}{p_1} = \left(\frac{\Delta p}{p_1}\right)_{kp} = 0.505$ 时, 它的压缩系数为

$$\varepsilon_k = \eta_\varepsilon \left(1 - 0.46 \frac{\Delta p}{p_1}\right) = 0.935 \times 0.768 = 0.718$$

因此当 $\frac{\Delta p}{p_1} \geq \left(\frac{\Delta p}{p_1}\right)_{kp}$ 时, 过热蒸汽的流通能力为

$$\left. \begin{aligned} C_{\max} &= \frac{G'_{\max}}{16.1 \sqrt{p_1 \gamma_1}} \\ C_{\min} &= \frac{G'_{\min}}{16.1 \sqrt{p_1 \gamma_1}} \end{aligned} \right\} \quad (1-14)$$

丙. 对于气体

在 $\frac{\Delta p}{p_1} \leq 0.52$ 时

$$\left. \begin{aligned} C_{\max} &= \frac{Q'_{\max}}{514 \varepsilon \sqrt{\frac{\Delta p_{\min} p_1}{\gamma_n (273+t) k}}} \\ C_{\min} &= \frac{Q_{\min}}{514 \varepsilon \sqrt{\frac{\Delta p_{\max} p_1}{\gamma_n (273+t) k}}} \end{aligned} \right\} \quad (1-15)$$

当 $\frac{\Delta p}{p_1} \geq \left(\frac{\Delta p}{p_1}\right)_{kp}$ 时

$$\left. \begin{aligned} C_{\max} &= \frac{Q'_{\max}}{514 \varepsilon_{kp} p_1 \sqrt{\frac{\left(\frac{\Delta p}{p_1}\right)_{kp}}{(273+t) \gamma_n k}}} \\ C_{\min} &= \frac{Q_{\min}}{514 \varepsilon_{kp} p_1 \sqrt{\frac{\left(\frac{\Delta p}{p_1}\right)_{kp}}{(273+t) \gamma_n k}}} \end{aligned} \right\} \quad (1-16)$$

式中 γ_n —— 气体在标准状态下 (760 毫米水银柱和 0 °C) 的重度 (公斤/标准米³);

t —— 阀前温度, °C;

k —— 与理想气体定律相比较的偏差系数, 可从图 1-5 查到。

按已求到的 C_{\max} , 在有关阀门的数据, 例如表 1-1 中, 找到最接近的 C (使 $C \geq C_{\max}$), 这个 C 值就是我们初步选定的阀门的流通能力。最后是否就用它, 要看以下限 C_{\min} 校验的结果是否能满足下式:

$$\frac{C_{\min}}{C} \geq 10\%$$

这样, 就选定了阀门的尺寸, 从表上对应于 C 的数据可知, 阀上最主要的几个尺寸如

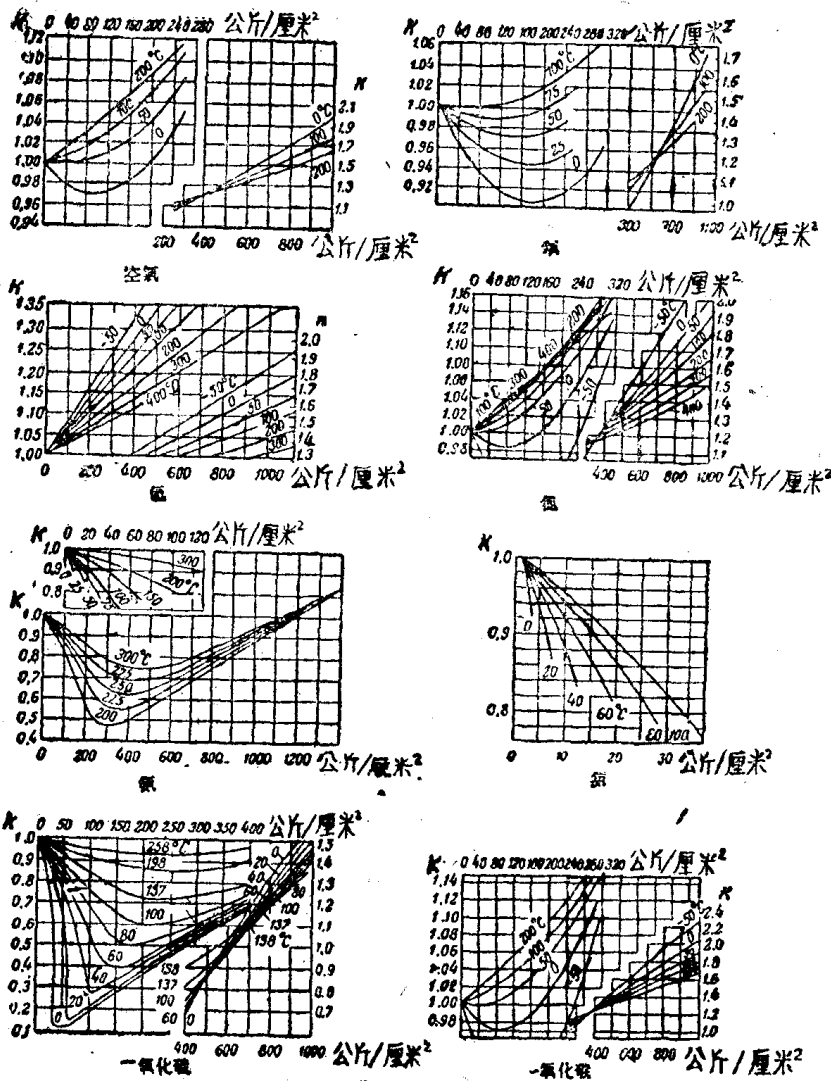


图 1-5

表1-1 閘門的流通能力和尺寸

閘門的額定 直徑 D_y , 毫米	閘坐徑 D_c , 毫米	閘門 类 型				
		菌 状 閘		碟 形 閘		筒 形 閘
		閘 头 特 性				
		綫 性	对 数	綫 性	对 数	抛 物 綫
25	15	8	—	8	—	—
	20	11	—	12	6	—
50	25	14	—	15	11	—
	32	30	—	—	—	—
80	40	41	35	41	—	35
	50	50	42.5	52	—	40
100	70	79	67	103	—	87
	80	98	80	84	—	92
150	100	175	165	175	—	160
	125	245	190	—	—	250
200	150	350	270	350	—	330
	200	650	570	650	—	550
250	250	1000	900	1000	—	800
	300	1400	1200	1400	—	1125
350	300	1900	1700	1900	—	1530
	350	—	—	—	—	—

額定閥徑 D_v ，閥座徑 D_c 等。

2. 实例：有一热交换器，它的冷却剂（水）由离心泵供应（图 1-6）。离心泵在运转过程中的输出压力在 $4 \sim 3$ 公斤/厘米² 内波动。从泵出口到热交换器入口間的导尿管徑为 $d = 75$ 毫米，长 $L = 10$ 米，一共有六个直角弯头。在导管上装有一个测量孔板（其相当阻力系数 $\xi = 3$ ）。热交换器中蛇形冷却管管徑为 50 毫米，盘成平均直径为 3 米的圆形，一共 9 圈。在热交换过程中，冷却剂的最大和最小流量各为 $Q_{\max} = 18$ 米³/时， $Q_{\min} = 10$ 米³/时。

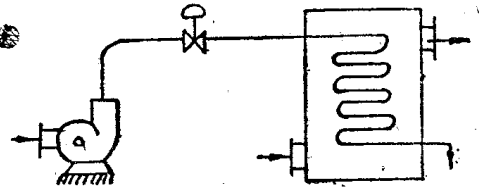


图 1-6

要选取一个适当大小的调节机构，以控制冷却剂流量。

(1) 先从系统的水力计算，确定閥門上的最大和最小压力降 Δp_{\max} ， Δp_{\min} 。

$$\Delta p_{\max} = p_{\text{泵max}} - \xi_c \frac{w_{\min}^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} \text{ 公斤/厘米}^2$$

$$\Delta p_{\min} = p_{\text{泵min}} - \xi_c \frac{w_{\max}^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{10} \text{ 公斤/厘米}^2$$

式中 $p_{\text{泵max}}$ ， $p_{\text{泵min}}$ 是系统供压的最大及最小值， ξ_c 是系统中从泵出口一直到冷却剂出口間的全部阻力系数折算到 $d = 50$ 毫米管徑上的值； w_{\max} ， w_{\min} 分别是流过 $d = 50$ 毫米管徑导管中的平均最大和最小流速，米/秒； γ 是水的重度，克/厘米³； $g = 9.81$ 米/秒²。

要计算上式，必须先求到 ξ_c ，它是下列五部分阻力系数之和，即

$$\xi_c = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 + \xi_5$$

ξ_1 是长 10 米， $d'_1 = 75$ 毫米导管的阻力系数 ξ'_1 折算到 $d_1 = 50$ 毫米管徑上的阻力系数。而 $\xi'_1 = \lambda \frac{L}{d'_1}$ 对于 $d'_1 = 75$ 毫米的鋼管，可以从手册（例如：Справочник машиностроителя том 2 第 472 頁）查得， $\lambda = 0.03$ ，它的压头损失是

$$\xi'_1 \frac{w_1'^2}{2g} \gamma = \xi_1 \frac{w_1^2}{2g} \gamma$$

式中 ξ'_1 和 w_1' 分别为 $d'_1 = 75$ 毫米导管上的阻力系数和流速；

ξ_1 和 w_1 分别为 $d_1 = 50$ 毫米导管上的阻力系数和流速。

但 $w_1' = \frac{Q}{F} = K' \frac{Q}{d_1'^2}$ ； $w_1 = \frac{Q}{F} = K \frac{Q}{d_1^2}$ 故上列等式可化成

$$\xi'_1 \frac{w_1'^2}{2g} \gamma = \xi'_1 \frac{K_2^2 Q^2}{d_1'^4} \cdot \frac{\gamma}{2g} = \xi'_1 \left(\frac{d_1}{d_1'} \right)^4 \frac{w_1^2}{2g} \gamma = \xi_1 \frac{w_1^2}{2g} \gamma$$

即

$$\xi_1 = \xi'_1 \left(\frac{d_1}{d_1'} \right)^4$$

故

$$\xi_1 = \xi'_1 \left(\frac{50}{75} \right)^4 = \lambda \frac{L}{d_1'} \left(\frac{50}{75} \right)^4 = 0.03 \times \frac{10}{7.5 \times 10^{-2}} \left(\frac{50}{75} \right)^4 = 0.8$$

ξ_2 是六个直角弯头部分的相当阻力系数，对于 $d'_1 = 75$ 毫米的 90° 弯头，其 $\xi_{\text{弯}} = 0.2$ 。演化到 $d_1 = 50$ 毫米管徑，则 $\xi_{\text{弯}} = 0.2 \left(\frac{50}{75} \right)^4$ 故

$$\xi_2 = 6 \times 0.2 \times \left(\frac{50}{75} \right)^4 = 0.24$$

ξ_3 是 $d'_1 = 75$ 毫米管子和 $d_1 = 50$ 毫米管子连接处的大小头的阻力系数，取

$$\xi_3 = 0.3$$

ξ_4 是蛇形管本身的阻力系数。对于 $d = 50$ 毫米的紫銅管，从手册查出其阻力系数为 $\lambda = 0.039$ ，故

$$\xi_4 = \lambda \frac{L}{d} = 0.039 \times \frac{\pi \times 3 \times 9}{50 \times 10^{-3}} = 66.5$$

ξ_5 是测量孔板的相当阻力系数，取为 3。

由此可见，折算到 $d_1 = 50$ 毫米管徑上的总阻力系数是

$$\xi = 0.8 + 0.24 + 0.3 + 66.5 + 3 = 71.$$

流过 $d_1 = 50$ 毫米管径的最大和最小流速为

$$w_{\max} = \frac{Q_{\max}}{F} = \frac{18}{3600 \times 19.6 \times 10^{-4}} = 2.55 \text{ 米/秒}$$

$$w_{\min} = \frac{Q_{\min}}{F} = \frac{10}{3600 \times 19.6 \times 10^{-4}} = 1.42 \text{ 米/秒}$$

在閘門前后的最大和最小压力降是

$$\Delta p_{\max} = 4 - 71 \times \frac{(1.42)^2 \times 1}{2 \times 9.81 \times 10} = 3.28 \text{ 公斤/厘米}^2$$

$$\Delta p_{\min} = 3 - 71 \times \frac{(2.55)^2 \times 1}{2 \times 9.81 \times 10} = 0.65 \text{ 公斤/厘米}^2$$

(2) 应用液体流量公式 (1-12); 求 C_{\max} 和 C_{\min}

假定冷却剂 (水) 的平均工作温度为 20°C , 则从手册查得 $\mu = 0.1025 \times 10^{-3}$ 公斤·秒/米²。又最小流量为 $G = G_{\min} = 10$ 米³/时 = 10×10^3 公斤/时, $D = 75 \times 10^{-3}$ 米, 故代入公式 (1-10) 可算出

$$R_e = 36.1 \frac{G}{D\mu 10^6} = \frac{36.1 \times 10 \times 10^3}{75 \times 10^{-3} \times 0.1025 \times 10^{-3} \times 10^6} = 48010 > 2300$$

这就是说, 在我们这个例子中, R_e 远远超过极限值, 故 $\psi = 1$ 。

在计算 C_{\max} 时要用 $Q'_{\max} = 1.1 Q_{\max} = 1.1 \times 18 = 19.8$, 故

$$C_{\max} = \frac{19.8}{\sqrt{\frac{0.65}{1}}} = 24.64$$

$$C_{\min} = \frac{10}{\sqrt{\frac{3.28}{1}}} = 5.5$$

(3) 按上面求到的 $C_{\max} = 24.64$ 在表 1-1 中找出一个最接近而又大于或等于 C_{\max} 的 C , 即 $C = 30$ 。我们用 C_{\min} 来校验, 即

$$\frac{C_{\min}}{C} = \frac{5.5}{30} = 0.184 \geq 0.1$$

所以这样选定的 C 是合适的。由 $C = 30$ 也就求到了所选用的閘門的尺寸, 即 $D_p = 25$ 毫米, $D_c = 32$ 毫米。

1-3 调节机构的工作特性

一、前节只解决了调节机构尺寸应当如何和生产过程的工艺要求相配合的问题。还没有考虑到调节机构的特性, 即调节机构的相对开度 μ 和它流过的相对流量 λ 间的关系问题。这一关系, 对于应用在自动化系统中的调节机构来说是很重要的。

调节机构在一定压力降 ($\Delta p = \text{常数}$) 下的 μ - λ 关系, 叫做理想工作特性, 工作时调节机构前后的压力降会改变。这时候的 μ - λ 关系, 叫做实际工作特性。

二、理想工作特性

1. 如果对象的动态特性并不随负荷 (即流量) 而改变, 这时, 应用具有线性特性的调节机构是合适的。所谓线性特性是指 μ - λ 关系是图 1-7 中所示的一条直线, 它的数学式是

$$\lambda = \lambda_0 + K\mu \quad (1-17)$$

式中 λ —— 介质流过閘門的相对流量;

μ —— 閘門的相对开度;