

压缩机参考资料

# 压缩机安全阀

沈阳气体压缩机研究所

78.784  
3478

## 前 言

安全阀装置在压缩机每级的排气管路上，是压缩机重要组成部件之一。我们于文化大革命前，已将苏联 Т.Ф.Кондратьева 著的《压缩机安全阀》一书翻译完成，并在内部刊物《压缩机技术》上进行连载介绍。该书比较系统地论述了压缩机安全阀的作用原理、设计要点、结构型式、计算方法、制造工艺、使用维护等方面的内容。遵照毛主席关于洋为中用的伟大教导，现将该书译制成册，以供从事压缩机和阀门专业生产、设计、科研及教学人员参考。在参考此资料时，应针对我国设计和制造压缩机安全阀的实际情况，有批判地吸收其中有用的东西，作为我们的借鉴。

由于译校人员的专业知识和业务水平有限，肯定会有不少缺点和错误，望读者批评指正。

沈阳气体压缩机研究所 技术情报组

一九七三年十二月 沈阳

021391

## 内 容 简 介

本书比较系统地论述了压缩机安全阀作用原理、设计要点、结构类型、计算方法等，同时还介绍了制造、使用、维护等方面的内容。

本书可供压缩机安全阀设计、制造、使用人员学习参考。

# 目 录

## 第一章 对安全阀的要求, 工作原理及分类

1. 要 求..... 1
2. 阀结构分类..... 3
3. 阀工作原理..... 4

## 第二章 安全阀通过能力及通道截面

1. 通过阀的气体流量方程式..... 7
2. 临界压力比..... 8
3. 亚临界流量系数..... 9
4. 气体膨胀系数..... 10
5. 实际气体通过阀的流量方程式..... 13
6. 流量系数..... 14
7. 进、排气管路对阀工作的影响..... 24
8. 在气体或蒸汽压力下工作的容器用安全阀正式计算标准..... 27

## 第三章 安全阀动力学

1. 动作阶段及力的相互关系..... 31
2. 阀与弹簧的特性曲线..... 34
3. 弹簧计算..... 39
4. 升力系数..... 39
5. 阀动力学试验研究..... 48

## 第四章 安全阀密封

1. 对阀密封的要求..... 61
2. 材 料..... 62
3. 密封型式及对阀结构之要求..... 63
4. 密封边缘的比压..... 65
5. 气体经过关闭阀的泄漏..... 72

## 第五章 安全阀结构

1. 阀结构发展..... 74
2. 现代结构..... 75
3. 压缩机安全阀的标准结构..... 80

## 第六章 全行程弹簧式安全阀计算与设计

1. 通流部分的尺寸比例..... 91
2. 阀当量截面..... 92
3. 弹 簧..... 100

4. 阀计算范例.....	101
<b>第七章 安全阀制造、试验及使用</b>	
1. 对阀制造的要求.....	111
2. 验收与试验.....	111
3. 阀安装.....	112
4. 使用与修理.....	115
<b>参考文献</b> .....	117

# 第一章 对安全阀的要求, 工作原理及分类

## 1. 要 求

安全阀应在其压力超过工作压力时自动地从装置中排除气体或蒸汽。

活塞式压缩机安全阀的计算应考虑危险情况, 有效地防止压缩机的压缩气体系统的事故发生。

为此, 安全阀所需的通过能力在压缩机各级间没有增减气体的情况下以下式计算

$$G = V_{BC} \gamma_{BC} \quad (\text{公斤/小时}) \quad (1)$$

式中:  $V_{BC}$ —吸气条件下的压缩机排气量 (米<sup>3</sup>/小时),

$\gamma_{BC}$ —吸气条件下的气体密度 (公斤/米<sup>3</sup>)。

压缩机安全阀被装在各级后, 其通过能力应等于各级的整个排气量。压缩机各级间增加或减少气体时的中间安全阀的通过能力, 根据该级吸气条件下计算气体体积和密度的方程式 (1) 来确定。

安全阀通道断面尺寸根据阀动作时稳定在系统上的压力来计算。

通过安全阀排出的气体足够其通过能力的量时, 系统上阀前的压力上升不得超过由工作压力所决定的值。

对于工作在气体或蒸汽下的容器, 国家矿山技术监督机构规定最大压力 (表压) 如下:

当工作压力  $P_1 \leq 3$  公斤力/厘米<sup>2</sup>时,

$$P_{max} \leq P_1 + 0.5 \quad (\text{公斤力/厘米}^2)$$

当工作压力  $P_1 \leq 60$  公斤力/厘米<sup>2</sup>时,

$$P_{max} \leq 1.15 P_1 \quad (\text{公斤力/厘米}^2)$$

当工作压力  $P_1 > 60$  公斤力/厘米<sup>2</sup>时,

$$P_{max} \leq 1.1 P_1 \quad (\text{公斤力/厘米}^2)$$

(2)

同时, 国家矿山技术监督机构规定, 容器中的允许压力升高是设计所规定且记载于容器合格证中的话, 应不超过安全阀工作压力的25%。

但是, 压缩机以及所有级间设备, 除装在空气压缩机后的空气罐以外, 不属于国家矿山技术监督机构的监督范围。因此, 国家矿山技术监督机构规定的方程式 (2) 的允许压力升高标准, 严格说来只能约束空气罐。

必须指出, 由国家矿山技术监督机构规定的允许压力升高标准, 对于处在气体或蒸汽压力下的所有容器是通用的; 对于周期性地供给管路和设备以脉动气流的活塞式压缩机则过于严格。

这样一来, 系统上压力小得低于6公斤力/厘米<sup>2</sup>时, 标准规定的压力升高为15%, 则升高压力极限值小于1公斤力/厘米<sup>2</sup>。这就要求阀有高度灵敏性, 从而很难实现阀座与封闭机构间的密封。美国规定工作压力约在10公斤力/厘米<sup>2</sup>以内者, 允许系统压力升高在1公斤力/厘米<sup>2</sup>以内。压力更高时, 在18~25%以内。实际上, 应当考虑到, 活塞式

压缩机管路由于吸气或排气过程周期性所引起的压力固有振荡，压力可能升高 10~25 %，而且与平均值比较，压力振荡差 2~4% 是完全允许的。

图1系两种压缩机试验中轴一转时摄得的管路压力振荡曲线图。

根据上述情况，我们认为，下列极限压力值对压缩机是可以接受的：

当工作压力  $P_1 \leq 6$  公斤力/厘米<sup>2</sup>时，

$$P_{\max} \leq P_1 + 1 \text{ (公斤力/厘米}^2\text{)}$$

当工作压力  $P_1 \leq 350$  公斤力/厘米<sup>2</sup>时，

$$P_{\max} \leq 1.20P_1 \text{ (公斤力/厘米}^2\text{)}$$

当工作压力  $P_1 > 350$  公斤力/厘米<sup>2</sup>时，

$$P_{\max} \leq 1.15P_1 \text{ (公斤力/厘米}^2\text{)}$$

(3)

如果气体排入的系统与大气隔绝，该系统内的允许的升高后的压力  $P_{2\max}$  也应符合于与系统内额定压力  $P_0$  有关的方程式 (2) 或 (3)。

对安全阀的基本要求如下：

1. 阀达到极限压力时，应无阻碍开启。
2. 阀在规定压力下处于开启状态时，放出的工作介质的量等于压缩机排气量。
3. 当压力略低于工作压力时，阀应当关闭。
4. 阀应在关闭状态下密闭。

但是，必须考虑到，安全阀开启的可靠性是其他要求所必须遵循的基本要求。

当压力达到开启程度时，阀必须迅速开启并达到全升程。

达到全升程后，阀应稳定地开着，封闭机构无振荡，从而保证排出的气体达到整个机组的排气量。

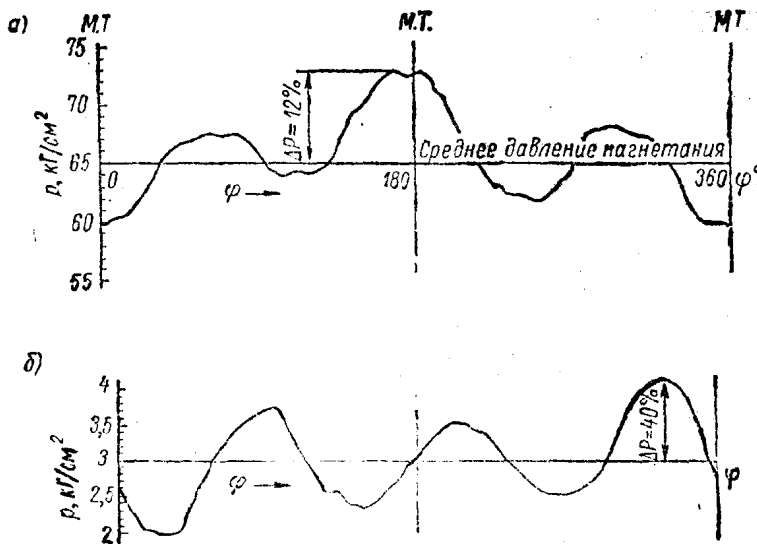


图 1 活塞式压缩机管路中压力振荡曲线图 (轴一转)

а—1Г-266/320型压缩机Ⅳ级排气管路； б—КСЭ-3М型压缩机中间管路。

М.Т.—死点； Среднее давление нагнетания—平均排气压力； кг/см<sup>2</sup>—公斤力/厘米<sup>2</sup>

阀能够及时关闭，证明结构好，因为阀关闭滞缓，则系统上的压力下降得显著低于工作压力，此时，不仅损失压缩气体的能量，还要破坏整个机器的工作规范。后一点之重要还因为：阀的磨损并非总是修理和停车的原因。有时则由于设备的不正确操作造成的偶然原因而需要停车和修理。在此情况下，压缩机不停车就排除压力升高原因，而系统上压力过多地低于工作压力是不妥当的。此外，阀关闭不够及时则不能切断流经密封表面间的介质的薄膜。这样就不能恢复工作压力下气缸的气密性，并促使密封表面腐蚀。

在关闭状态下的阀瓣应紧紧靠在阀座上，不给封闭表面附加大的力，这个力与发生在开关和闸门上的情况不同。压贴在安全阀上的力由结构及阀开启压力与工作压力之允许偏差决定。而且这个偏差一定要小。

安全阀在关闭状态下气密性不好是它结构的最大缺点。由于这一点，机器的排气量下降，功率损失增加，厂房被工作气体或液体污染。除此之外，由于阀不气密引起密封表面浸蚀，促使阀彻底损坏。安全阀气密性问题，目前还是一个难以解决的问题。

最近几年，工业上需要更高的压力。因此，安全阀的问题更为尖锐。经验证明：在工作压力10~100公斤力/厘米<sup>2</sup>下的阀结构是比较可靠的，如果压力在400、700以至1500公斤力/厘米<sup>2</sup>下那就是一个严重问题。

## 2. 阀 结 构 分 类

按封阀机构载荷形式分：

1. 直接加载于封闭机构的载荷式安全阀。

这种型式的阀用于低压，目前已不适用。

2. 通过杠杆作用间接加载于封闭机构的载荷式安全阀。

这种阀应用范围较广，但近几年由于它存在一系列缺点，如封闭机构受力大小的限制，杠杆加载系统振动倾向等，有减少的趋势。

3. 封闭机构直接受载的弹簧式安全阀。

这种型式的阀应用较广并广泛代替杠杆式载荷阀。

4. 间接受载的弹簧式安全阀。

这是比较少见的结构，封闭机构的力，象杠杆式载荷阀一样，由作用于杠杆一端的弹簧构成。

5. 弹簧直接受载及具有工作介质压力的安全阀。这种结构型式的阀的封闭机构具有工作压力自阀座反向端平衡的活塞。这样，阀的弹簧仅仅只要保证作用于封闭机构的不大的剩余力。

由于处于工作压力下的气缸及可移动的活塞间的密封的复杂性，这种阀应用受到限制。

按封闭机构升高度分：

1. 高升度安全阀

高升度安全阀是借助使封闭机构增加升高度的特殊结构的装置使阀升高，升高时封闭机构的升高不受什么限制，而升高后其缝隙中的气流截面比阀座最狭窄截面处的大。



## 2. 全升式安全阀

每一运转时，封阀机构可达到结构所限定的全升度而封闭机构缝隙断面大于阀座窄断面者即为全升式阀。

## 3. 低升式安全阀

缝隙断面小于阀座窄断面的阀。

按阀开启特性分：

1. 在系统上介质压力作用下自动开启的直接作用式安全阀。

### 2. 脉冲式安全阀

这种脉冲式安全阀由主阀及辅助脉冲阀等两个机构组成。

主阀排出全部工作介质。在系统上介质压力作用下自动开启的脉冲阀作用于主阀，保证其强制开启与关闭。

脉冲式安全阀根据其功用分为两种。一种是在使主阀开启的调节压力作用下的辅助脉冲阀使工作介质气流流向该阀的工作活塞（加载原理）。另一种情况是辅助脉冲阀使工作阀卸载，从而使其开始起作用（卸载原理）。在保护系统上的介质即为驱动主阀的工作介质。可以使用任何一种普通的安全阀作为辅助脉冲阀。

3. 有辅助操纵系统的安全阀。在此情况下，阀本身制成普通弹簧式安全阀，但它在关闭状态下以作用于与封闭机构连接的活塞的空气压力作为附加密封。当达到开启压力时，加载的空气被放出，同时为了增加上升力，把空气输送至活塞下面。空气是由通过工作介质压力产生脉冲的辅助机构供给的。

按阀排出介质的方法分：

1. 开放式安全阀。这种阀是把工作介质直接排向大气且无反压力。

2. 封闭式安全阀。这种阀把工作介质排向封闭系统的管路。在此情况下，阀根据对大气的比例气密并带反压力工作。

## 3. 阀工作原理

容器中没有压力时，压缩弹簧的恒力从上部作用于阀瓣上，把阀瓣顶在阀座上。随着容器中压力的发生，和容器压力大小有关的以及和被气流压力作用的阀瓣表面大小有关的反力开始作用于阀瓣上。此力力图顶起阀片。当此力小于弹簧力时，两力之差构成阀座与阀瓣之间的密封力。容器中压力上升时，密封力减少到零，以后压力进一步上升时，阀开始打开。

低升度阀是随着容器中压力增长逐渐开启的，因为随着阀座中介质速度的增高，作用在阀瓣上的压力下降。因此，每个阀上升值与载荷力和介质对阀瓣的作用力间之平衡相适应。

全升阀在上升初期和低升度阀一样，即在稳定平衡条件下开启。当压力进一步上升时，阀前平衡状态不稳定，阀急剧地开启到全升度。为了使阀能够迅速开启，需要一些辅助装置结构。

设计安全阀时应使低升阶段压力小，否则阀初步开启时期，压力会大大超过允许值。为此，必须正确地解决尺寸及辅助装置位置以及弹簧规范的选择问题。

但是，问题的复杂性不仅是保证阀在一定的压力上升区域内开启，同时还要保证阀在一定压力降时关闭。这两个条件完全给阀结构提出相反的要求。

安全阀的工作和其装置有关。位于阀和容器之间，即保护装置和气体排入的系统之间的进气或排气管路上的流体阻力影响阀前后的压力，同时使阀工作发生变化。因此，当计算阀时还应考虑进气及排气管路的阻力。

下面我们研究有进、排气管路的安全阀工作的一般情况。

图2a表示安全阀工作情况和在阀关闭时期系统上压力的分布情况。阀前及在进气管路上产生工作压力 $P_1$ ，这和高压容器中情况一样。阀后及在排气管路上产生压力 $P_2$ ，这和低压容器中情况一样。

图2b表示阀开启时系统上的情况。同时高压容器中根据规定标准允许压力增高到 $P_{max} > P_1$ 。随着气体沿管路流动，因管路阻力关系压力降到 $P_{h1} < P_{max}$ 。

在低压容器中，当通过安全阀放气时，根据规定标准，允许压力为 $P_{2max} > P_2$ 。由于气体流过排气管路时产生阻力，规定阀后压力 $P_{h2} > P_{2max}$ 。

这样一来，安全阀通道截面的尺寸应根据阀前压力 $P_{h1}$ 及阀后压力 $P_{h2}$ 计算。

为此，提供下列压力以计算安全阀比较适合：

以方程式(2)及(3)确定阀前最大允许压力 $P_{max}$ 及阀后(低压)最大允许压力 $P_{2max}$ 。开启后的阀前压力 $P_{h1}$ 小于容器中压力 $P_{max}$ ，其差值相当于输入管路中的压力损失大小，即：

$$P_{h1} = P_{max} - \Delta p_{mP1} \quad (\text{公斤力/厘米}^2) \quad (4)$$

直接装在容器上的阀，其开启后的阀前压力为：

$$P_{h1} = P_{max} \quad (\text{公斤力/厘米}^2)$$

封闭式阀后压力在阀关闭时期等于连接阀排气管的容器中的压力 $P_2$ 。

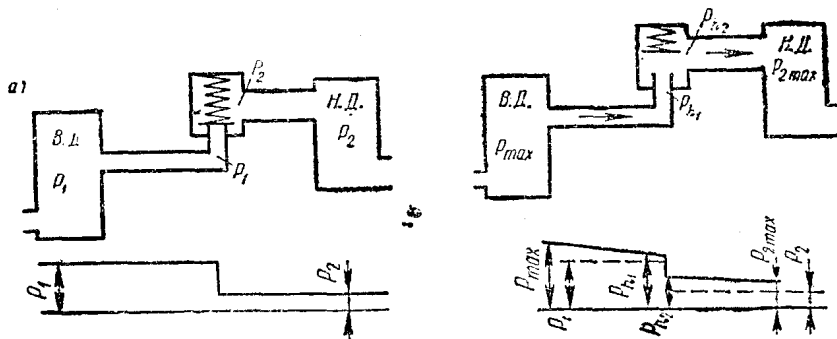


图 2 连接进、排气管路的安全阀示意图及压力分布情况

a—阀关闭；    b—阀开启；  
B.D.—高压；    H.D.—低压

气体通过阀排出期间，阀后压力由容器中最大允许压力 $P_{2max}$ 及安全阀和此容器间的管路气体动力阻力所形成的压力等构成。

$$P_{h2} = P_{2max} + \Delta p_{mP2} \quad (\text{公斤力/厘米}^2) \quad (5)$$

数值 $\Delta p_{mP1}$ 及 $\Delta p_{mP2}$ 在选定阀及进、排气管路尺寸后应进行验算。

取阀刚开启的压力 $P_0$ 为小于最大压力 $P_{max}$  3%，即：

$$P_0 = P_{max} - 0.03P_1 \quad (\text{公斤力/厘米}^2) \quad (6)$$

阀关闭的压力为：

$$P_1 > P_s \geq 0.8P_1 \quad (\text{公斤力/厘米}^2) \quad (7)$$

与阀前压力有关的全升式安全阀阀瓣运动情况如图3所示。在压力由 $P_1$ 到 $P_0$ 的上升时期，克服密闭阀的弹簧力。在压力由 $P_0$ 到 $P_{h_1}$ 的上升时期，阀开始象低升阀一样稳步开启，然后，突然间达到全升。压力降到 $P_s$ 时，保证阀迅速关闭。

压力 $P_s$ 上限受压力 $P_1$ 限制，因为压力超过 $P_1$ 条件下阀关闭时，阀将漏气，从而将不利于密封表面。在关闭状态下，当压力超过 $P_0$ 时，阀重新开启，然后密封机构发生振动；这种振动只有在排除压力升高的原因后，压力显著下降时才能停止。

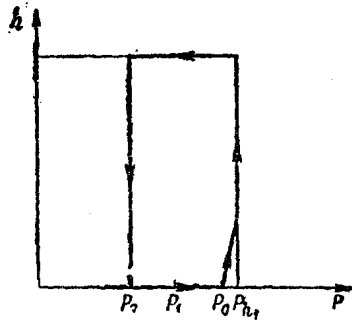


图 3 全升式安全阀工作图  
h—阀瓣升度； P—压力

## 第二章 安全阀通过能力及通道截面

通过能力按照完全开启阀的截面计算。

具有不稳定开启和封闭机构振动的阀，不能保证计算的通过能力。

在阀前后临界比压力下，阀的窄截面用气体的临界速度计算。

全升程的阀，阀座断面是最窄的断面，以此来计算阀的通过能力。

### 1. 通过阀的气体流量方程式

通过阀的气体流量可由如下的水力学方程式求得：

$$G = F_c \alpha \varepsilon \sqrt{2g\gamma p(1-\sigma)} \quad (\text{公斤/秒}) \quad (8)$$

式中： $F_c$ —阀座通道截面面积（米<sup>2</sup>）；

$\alpha$ —与阀座断面 $F_c$ 有关的阀的流量系数；

$p$ —开启后阀前的绝对压力（公斤力/米<sup>2</sup>）

$\gamma$ —阀前气体密度（公斤/米<sup>3</sup>）；

$\sigma = \frac{p_2}{p}$ —压力比；

$p_2$ —开启后阀后的压力（公斤力/米<sup>2</sup>）；

$g$ —重力加速度（米/秒<sup>2</sup>）；

$\varepsilon$ —考虑气体膨胀的系数。

根据气体状态方程式：

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{848}{M} K T$$

方程式（8）可转变成如下形式：

$$G = F_c \alpha \varepsilon p \sqrt{\frac{2gM}{848KT}(1-\sigma)} \quad (\text{公斤/秒}) \quad (9)$$

式中： $M$ —气体分子量；

$T$ —阀前的气体温度（°K）；

$k$ —气体可压缩性系数。

以符号 $\sigma^*$ 表示阀中临界压力比。

通过安全阀的气体每小时最大流量，在 $\sigma \leq \sigma^*$ 的情况下为：

$$G^* = 3600 F_c \alpha \varepsilon^* p \sqrt{\frac{2gM}{848KT} \left[ 1 - \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]} \quad (\text{公斤/时}) \quad (10)$$

式中： $\varepsilon^*$ —在临界和超临界压力比下，考虑阀中气体膨胀的系数。

在方程式（10）中，以下述系数表示说明介质特性的综合数值较比合理：

$$\chi = \frac{3600\varepsilon^* \sqrt{2g \left[ 1 - \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]}}{\sqrt{848}} \quad (11)$$

根据关系式 (10) 及 (11), 安全阀的气体通过能力的方程式将有如下形式:

$$G^* = \Phi \chi p \sqrt{\frac{M}{K T}} \quad (\text{公斤/时}) \quad (12)$$

式中:  $\Phi = \alpha F_c$  (13)

$\Phi$  值是安全阀的假想通道断面, 它乃是关于通过能力的、流过不可压缩液体时理想收敛喷嘴的断面。

在方程式 (12) 中  $\Phi$  用厘米<sup>2</sup>表示,  $P$ —公斤力/厘米<sup>2</sup>, 而  $T$ —°K。

当  $\delta > \delta^*$  时, 亚临界范围的通过阀的气体流量要比根据方程式 (12) 所求得的小。

根据临界流量, 以下式表示亚临界流量:

$$G = q G^* \quad (\text{公斤/时}) \quad (14)$$

式中:  $q$ —亚临界流量系数, 它是  $\delta$  和  $\delta^*$  的函数。

根据方程式 (12) 及 (14), 在亚临界范围内通过阀的气体流量当  $\delta > \delta^*$  时为:

$$G = \Phi \chi p q \sqrt{\frac{M}{K T}} \quad (\text{公斤/时}) \quad (15)$$

当  $\delta \leq \delta^*$  时, 数值  $q = 1$ 。

## 2. 临界压力比

建立喷嘴最大流量时的临界压力比, 它具有如下形式:

$$\delta_c^* = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (16)$$

当气体自有锐边的孔中流出时, 具有最大流量时的临界压力比低于方程式 (16) 的压力比。当孔板窄断面压力比为  $\delta_c^*$  时, 不是沿全部断面都产生临界速度, 因此, 流量达不到最大值。当压力比进一步下降时, 临界速度范围及流量将继续增长。当临界速度范围稳定而压力比再下降它也不会增长时, 孔板中的气体流量在实际临界压力比  $\delta_{1c}^*$  下达到最大值。

实际的临界压力比大小取决于流过介质的通道形式。C. A. 恰普利金 [14] 认为, 对于流过有锐边的孔的空气, 临界压力比  $\delta_{1c}^*$  为 0.037, 当喷嘴临界压力比是  $\delta_c^* = 0.528$  时, 经验证明, 过热水蒸汽的临界压力比在  $\delta_c^* = 0.546$  时为  $\delta_{1c}^* = 0.13$ 。

在横断面面积相同情况下, 根据空气压力比  $\delta$  在图 4 中列示了通过收敛形喷嘴及有锐边的孔 (孔板) 的相对流量曲线。这两种情况下的流量都和通过喷嘴的临界流量有关。

根据上述情况可以推测, 相当于气流临界流速的通过安全阀的气体最大流量, 在临界比值下,  $\delta_{1c}^* < \delta^* < \delta_c^*$  可以成立。

安全阀的实际临界压力比  $\delta^*$ , 通过安全阀模型在各种压力下的空气匀流的吹风试验确定之。

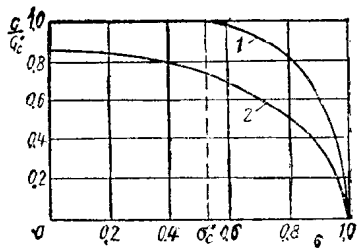


图4 通过喷嘴及同样断面的孔板, 根据压力比与喷嘴最大流量有关的双原子气体流量 ( $k=1.4$ )

1—喷嘴 2—孔板

根据吹风试验结果, 获得空气流量和阀的压力比  $\sigma = \frac{P_2}{P_1}$  的关系曲线 (图5)。从图中看出, 实际上, 当临界压力比  $\sigma^* = 0.3$  时, 通过阀的最大流量  $G^*$  可以达到。

所得的关系曲线对各种不同结构的工业用阀是很实际的。对有调节环1 (图6) 及有调节滑阀 (图7) 的两种结构最复杂的安全阀进行了吹风试验。在此情况下, 最大流量值也是在  $\sigma^*$  接近于0.3 (图8) 时得到。

在图9中给出了绝热指数  $k$  与喷嘴的临界压力比  $\sigma_c^*$  和孔板的临界压力  $\sigma_1^*$  的关系曲线, 而喷嘴的  $\sigma_c$  是按方程式 (16) 计算出来, 孔板的  $\sigma_1$  是按M.E.捷奇的数据计算的。

对于  $k=1.4$  的阀, 具有临界压力比  $\sigma^* = 0.3$ 。果然此数值处于  $\sigma_c^*$  及  $\sigma_1^*$  之间, 因为阀按气体动力特性处于喷嘴与孔板之间。

这样一来,  $k=1.4$  的阀, 考虑到  $\sigma_c^* = 0.528$ , 将得:

$$\sigma^* = 0.57\sigma_c^* \quad (17)$$

没有其他数据时, 可以近似地认为该关系式不仅适应于绝热指数  $k=1.4$  的双原子气体, 而且适应于其他气体。

在图9中用虚线表示安全阀的关系式 (17)。

### 3. 亚临界流量系数

亚临界区的流量值  $G$ , 正如方程式 (14) 所示, 可以用临界流量  $G^*$  表示。以下面椭圆方程近似地表示在  $\sigma \geq \sigma^*$  范围内  $q$  值的关系式:

$$q^2 + \left( \frac{\sigma - \sigma^*}{1 - \sigma^*} \right)^2 = 1$$

由此,  $q$  值等于:

$$q = \sqrt{1 - \left( \frac{\sigma - \sigma^*}{1 - \sigma^*} \right)^2} \quad (18)$$

该方程式对于收敛形喷嘴和有锐边的孔这两种边界情况来说是正确的, 从而为下述

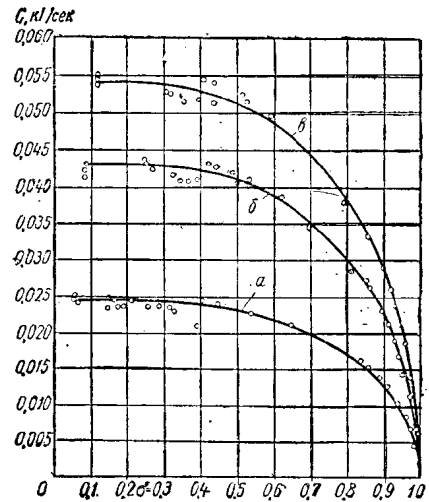


图5 上升高度  $h$  对喷嘴窄断面直径  $d_o$  的各种比例下, 通过安全阀的空气流量与  $\sigma$  的关系曲线。数值  $h/d_o$  为:

a—0.1; b—0.2; c—0.3;  $\text{kg/сек}$ —公斤/秒

假定提供了根据：假定认为该方程式对于中间情况即安全阀来说也应被认为是正确的。

图5及8用实线表示出与方程式(18)相应的、在 $\sigma^* = 0.3$ 下的流量与 $\sigma$ 的计算关系，这种关系与图5及8各点所提的试验数据完全吻合。

#### 4. 气体膨胀系数

考虑气体膨胀的系数 $\epsilon$ 取决于孔的形式。对于阀，可用下式表示：

$$\epsilon = \beta \epsilon_c \quad (19)$$

式中： $\epsilon_c$ —喷嘴的理论膨胀系数。

系数 $\beta$ 为阀的实际膨胀系数 $\epsilon$ 与喷嘴的理论膨胀系数 $\epsilon_c$ 的比值。

理论膨胀系数 $\epsilon_c$ 值用方程式(8)除以绝热工况下通过喷嘴的可压缩性液体的流量方程式即：

$$G = F_c \alpha \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \gamma p \left( \sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (\text{公斤/秒})$$

可得：

$$\epsilon_c = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \frac{1}{1-\sigma} \left( \sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (20)$$

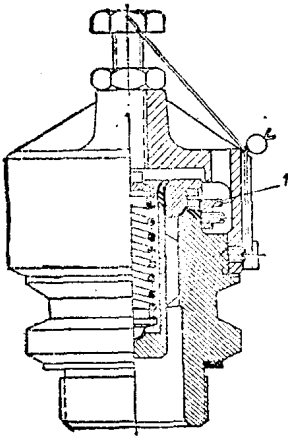


图 6 有调节环的安全阀

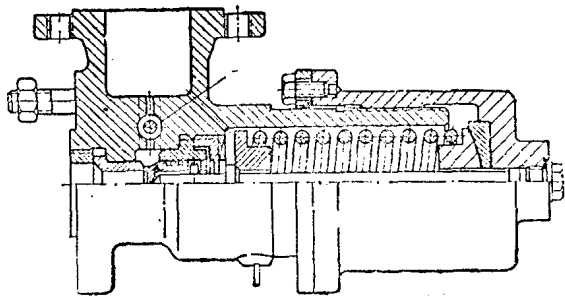


图 7 有调节滑阀的安全阀

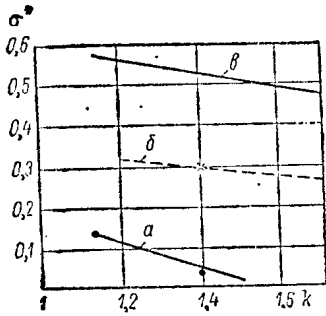


图 8 通过图7所示安全阀的空气流量与 $\delta$ 的关系曲线, 此时 $h/d$ 值分别为:  
a—0.1; b—0.15; c—0.2

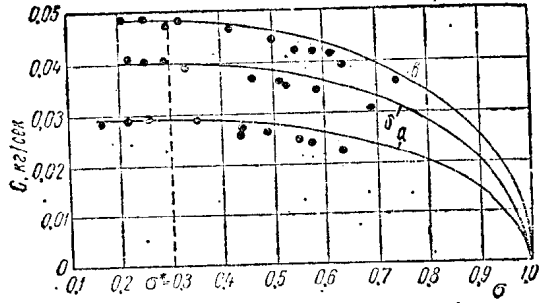


图 9 喷嘴、孔板及安全阀的临界压力比与绝热指数的关系曲线  
a— $\delta$ ; b— $\delta^*$ ; c— $\delta_0$

在 $\delta \leq \delta_c^*$ 范围内, 喷嘴的膨胀系数为:

$$\epsilon_c^* = \sqrt{\frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} \frac{1}{1 - \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}} } \quad (21)$$

或:

$$\epsilon_c^* = \sqrt{\frac{k}{k+1} (\delta_c^*)^{\frac{2}{k}} \frac{1}{1 - \delta_c^*} } \quad (22)$$

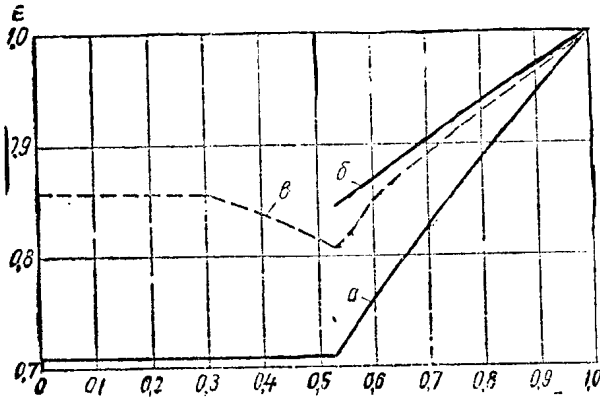


图10 双原子气体 ( $k=1.4$ ) 的膨胀系数 $\epsilon$ 与 $\delta$ 的关系曲线  
a—喷嘴; b—孔板; c—安全阀

方程式 (20) 和 (21) 绘制, 表示孔板的曲线 $\delta$ 根据27—54条规定[9]绘制。从图中看出, 曲线a及 $\delta$ 随着 $\delta$ 的减小而逐渐分开, 同时, 压力比越小, 即孔前后压力差越大, 则数值 $\epsilon$ 差得越多。这两条曲线对空气在亚临界区恰恰符合下述经验方程式:

对喷嘴:

$$\epsilon_c = \sqrt{1 - 1.07(1 - \delta)} \quad (24)$$

阀在 $\delta \leq \delta^*$ 范围内的膨胀系数为:

$$\epsilon^* = \beta^* \epsilon_c^* \quad (23)$$

在 $\delta \leq \delta^*$ 范围内的系数 $\epsilon^*$ 及在 $\delta \leq \delta_c^*$ 范围内的系数 $\epsilon_c^*$ 保持不变。

方程式 (20)、(21) 及 (22) 给定系数 $\epsilon_c$ 的理论值, 实际上它仅适用于喷嘴。图10所示为喷嘴和孔板的系数 $\epsilon$ 与空气的压力比 $\delta$ 的关系曲线。表示喷嘴的曲线a根据



对孔板：~

$$\varepsilon_n = \sqrt{1 - 0.6(1 - \beta)} \quad (25)$$

显然，阀的系数 $\varepsilon$ 应处于方程式(24)及(25)之间。

安全阀的实际系数 $\varepsilon$ 与喷嘴理论系数所差的程度，要在同样数值 $\alpha$ 下以通过阀的实际流量与理论流量比较确定之。

图11所示为与最大理论流量 $G^*$ 有关的通过阀的理论空气流量 $G_T$ 及实际空气流量 $G$ 的曲线。自曲线图(图5)中找到实际流量值。在 $\beta \geq \beta_c^*$ 下通过阀的的理论相对流量(曲线 $q$ )以方程式(18)计算。

在 $\beta \leq \beta_c$ 时的空气的实际流量(曲线 $q'$ )与 $\varepsilon = \varepsilon_c^*$ 时相应于方程式(10)的最大理论流量有关；在 $\beta > \beta_c^*$ 时的与相应于方程式(14)的最大理论流量有关。

当方程式(24)及(25)的系数 $\varepsilon$ 的差值较小时，即压力差值较小时，最大理论流量方程式中所采用的与实际流量系数 $\alpha$ 相同的阀的流量系数 $\alpha$ 可根据阀吹风试验确定。按照方程式(24)及(25)中求得 $\varepsilon$ 的平均值确定系数 $\alpha$ 。

因为理论流量是按各参数计算的，而实际流量也是在这些参数下得到的，所以，实际流量和理论流量间的偏差只能由阀的 $\varepsilon$ 值与喷嘴的 $\varepsilon_c$ 值的偏差产生。

从曲线图中看出，实际的相对流量大于理论的相对流量，因而阀的系数 $\varepsilon$ 大于喷嘴的系数 $\varepsilon_c$ 。

系数 $\beta^*$ 可以象求实际流量对理论流量比那样求得。当 $\beta < \beta_c^*$ 时，系数 $\beta^*$ 之值为一常数并大致等于1.2。这样一来，阀的膨胀系数将为：

$$\varepsilon^* = 1.2\varepsilon_c^* \quad (26)$$

及在 $\beta < \beta_c^*$ 范围内：

$$\varepsilon = 1.2\varepsilon_c \quad (27)$$

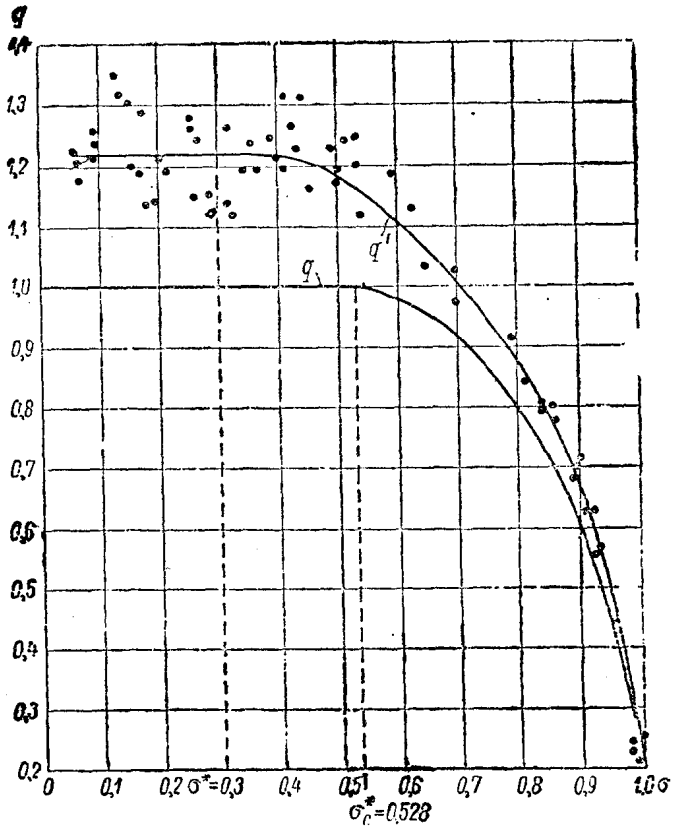


图11 相对流量 $q$ 在理论膨胀系数 $\varepsilon_c$ 条件下和 $q'$ 在实际膨胀系数 $\varepsilon$ 条件下与 $\beta$ 的关系曲线

按照方程式(24)及(25)中求得 $\varepsilon$ 的平均值确定系数 $\alpha$ 。

因为理论流量是按各参数计算的，而实际流量也是在这些参数下得到的，所以，实际流量和理论流量间的偏差只能由阀的 $\varepsilon$ 值与喷嘴的 $\varepsilon_c$ 值的偏差产生。

从曲线图中看出，实际的相对流量大于理论的相对流量，因而阀的系数 $\varepsilon$ 大于喷嘴的系数 $\varepsilon_c$ 。

系数 $\beta^*$ 可以象求实际流量对理论流量比那样求得。当 $\beta < \beta_c^*$ 时，系数 $\beta^*$ 之值为一常数并大致等于1.2。这样一来，阀的膨胀系数将为：

$$\varepsilon^* = 1.2\varepsilon_c^* \quad (26)$$

及在 $\beta < \beta_c^*$ 范围内：

$$\varepsilon = 1.2\varepsilon_c \quad (27)$$