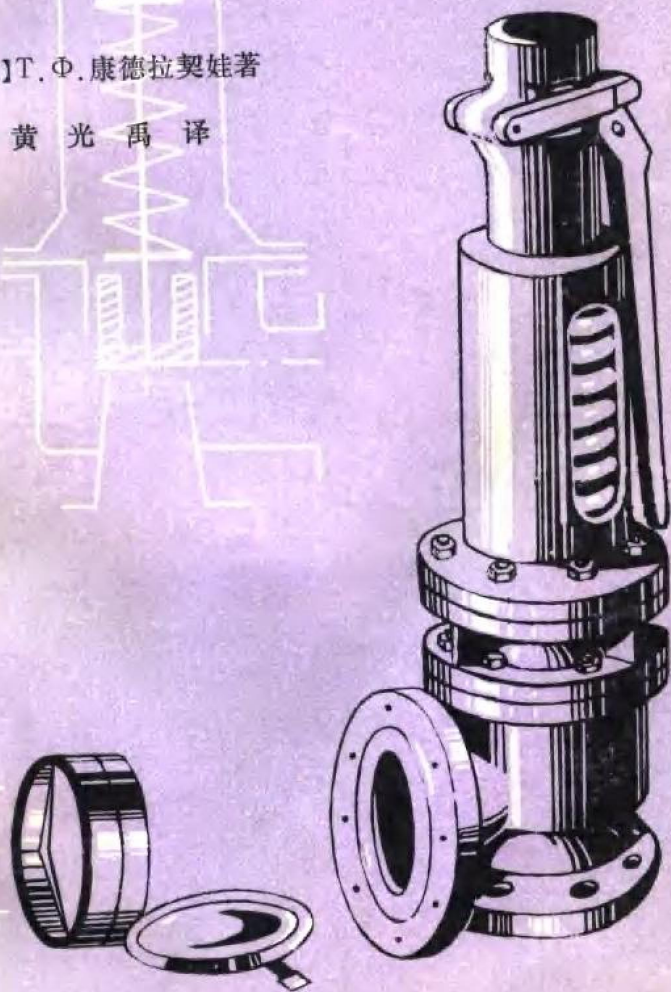


安全阀

【苏】T. Ф. 康德拉契娃著

黄光禹译



Т. Ф. КОНДРАТЬЕВА
Доктор технических наук

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ
КЛАПАНЫ

Издание второе, переработанное
и дополненное

ЛЕНИНГРАД
“МАШИНОСТРОЕНИЕ”
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ
1976

安 全 阀

[苏] Т. Ф. 康德拉契娃 著

黄 光 禹 译

吴承佑 王孝孔 校

上海科学技术出版社出版

(上海瑞金二路 450 号)

新华书店上海发行所发行 浙江嘉兴印刷厂印刷

开本 787×1092 1/32 印张 9.875 字数 205,000

1982 年 9 月第 1 版 1982 年 9 月第 1 次印刷

印数 1—8,100

统一书号: 15119·2212 定价: (科五) 1.05 元

内 容 提 要

本书介绍安全装置最常用的形式(安全阀)的结构和计算方法。书中列述了研究结果和能保证受压系统安全运行的安全阀的合理结构,并阐明了安全装置的制造、试验、安装和使用的技术要求。

本版较第一版(本书1963年第一版名为《压缩机安全阀》)充实了如下内容:叙述了安全阀的最新结构,并对其进行了分析;充实了理论和计算的章节;另外,由于安全防爆膜已开始广泛应用在有爆炸危险的生产中,本版增补了这方面的结构和计算资料。

本书适用于从事受压设备及其安全附件的研究、设计、生产和运行的工程技术人员,也可供高等学校有关专业的师生参考之用。

译者的话

安全阀广泛应用在各种受压系统上,以防止压力升高超过允许值。由于安全阀可以做成仅随工作介质压力变化而动作的型式,完全不依赖于外部能源,因而通常用来作为系统的最终保护装置。从这个意义上说,它的作用是不能用其他保护装置来代替的。

由于安全阀工作的可靠性直接关系到设备乃至人身的安全,所以理所当然地受到非常的重视。为了能够设计和制造动作可靠、性能优良的安全阀,为了正确地选择、安装和使用这种阀门,对于涉及安全阀理论和实践的问题进行系统的、深入的研究和探讨,显然是有必要的。苏联 T. Ф. 康德拉契娃所著《安全阀》一书,正是在试验研究的基础上阐述了安全阀的基本理论、设计计算、结构型式以及制造、试验和使用的主要要求。迄今为止,这样有关安全阀的专著还是比较鲜见的。它对于从事安全阀设计、生产、科研的人员以及对于选择和使用安全阀的人员都有一定的参考价值。

但是,正如我们对一切外来的东西必须采取分析的态度一样,对于本书中所持的观点以及所提供的资料和数据,也应当考虑到它们所在国家和地区的特点。尤其重要的是要根据我们自己的经验和其他外国的文献资料,进行比较和分析,以更好地吸取对我们有用的东西。

对于原书中有误(包括排印错误)的地方,译、校者力所能及地作了改正或置疑,并加注说明。原书符号的角标多采用俄文,为便于我国读者阅读,一律改用汉字或英文角标;同时

适当地更换了某些重迭使用的符号，并将常用符号列表附在书后。书中引用的苏联材料牌号均依照原文不作更动，为方便读者查对，书末附有苏联有关金属材料牌号与我国相应材料牌号对照表。

本书翻译过程中得到许多同志的支持和帮助，特别是一机部通用机械技术设计成套公司洪勉成同志、上海通用机械公司技术研究所桑兆庚同志给予了宝贵的帮助和指导，译者在此表示感谢。

由于译者专业知识的限制，译文不当以至谬误之处必属难免，切望读者批评指正。

译者 1981年9月

序 言

安全装置是能保证承受气体、蒸气或液体压力的设备安全运行的关键部件。

高压设备上安全装置的故障可能引起严重的后果，并给生产带来困难。而安全阀运行中的许多缺陷是由于在选用阀门时没有考虑它们的结构特点和性能所引致的。

确定流束对安全阀阀瓣的作用力是一个极其复杂的问题。描绘安全阀动作时作用力规律的最好方式是借助于过程的物理相似原理来表达。

在苏联化工机械科学研究所列宁格勒分所(ЛенНИИхиммаш)内，在作者领导下对各种结构安全阀的排放能力和动力学进行了研究。在此基础上确定了两段作用全启式安全阀的计算方法和结构，本书中所列述的资料大部分是依据这些研究工作的结果。此外，书中还引用了下列单位在期刊上发表的资料，它们是：中央管路附件制造工业设计局所属“劳动旗帜”管路附件厂[НПОА«Знамя труда»(ЦКБА)]、苏联石油机械制造设计院石油机械制造科学研究所[ВНИИнефтемаш(Гипронефтемаш)]、基辅管路附件-机械制造厂(ПО«Киеварматура»)、苏联化工安全技术科学研究所(ВНИИТБХП)、中央锅炉汽轮机研究所(ЦКТИ)。书中也引用了外国文献以及一些外国厂商产品样本中的资料。

本书的第二版补充了有关安全防爆膜结构和计算的内容。安全防爆膜在化学和石油工业中正获得愈来愈广泛的应用。

在经过全面修改的第一章里，新列入了分析被保护系统
升压原因和如何确定安全装置预计紧急排量值的资料。第四
章大量地补充了关闭密封件的新结构，以及在采用非金属弹
性材料时密封件的计算。在第五章里探讨了苏联和外国厂商
所生产的安全阀的新结构以及安全防爆膜的各种结构。第七
章列述了安全阀试验方法的资料以及确定安全阀和防爆膜后
面排放介质的反作用力的资料。

本版书名同第一版比较也作了改动，第一版原名《压缩机
安全阀》，本版删去了“压缩机”一词，因为计算和设计的基本
原理对各种用途的安全阀说来都是相同的。

目 录

第一章 安全装置的基本特性和分类	1
§ 1 用途和作用原理	1
§ 2 对安全装置的要求	10
§ 3 结构分类	24
第二章 安全装置的排放能力和通道截面积	31
§ 4 不可压缩流体的排量方程	31
§ 5 可压缩流体的排量方程	32
§ 6 临界压力比	37
§ 7 亚临界排量系数	40
§ 8 气体膨胀系数	40
§ 9 计算安全装置时对实际气体性质的考虑	43
§ 10 安全阀的排量系数	50
§ 11 进口和排放管道对安全装置工作的影响	57
§ 12 安全阀的法定计算标准	63
§ 13 安全防爆膜通道截面积计算的特点	69
第三章 安全阀的动力学	72
§ 14 安全阀的动作阶段和力的相互关系	72
§ 15 安全阀和外力(弹簧或重锤系统)的特性曲线	82
§ 16 弹簧的计算	92
§ 17 杠杆重锤系统的计算	94
§ 18 流束动压系数	95
§ 19 弹簧式安全阀的动力学试验研究	106
§ 20 安全阀工作的动态稳定性	127
第四章 安全阀的密封	137
§ 21 对安全阀密封的要求	137
§ 22 密封型式和对安全阀结构的要求	140

§ 23	密封面材料	144
§ 24	密封面上的比压力	147
§ 25	气体通过关闭状态下的安全阀的泄漏	164
第五章	安全装置的结构	168
§ 26	安全阀结构的发展	168
§ 27	安全阀的新结构	171
§ 28	苏联安全阀的标准化结构	191
§ 29	安全防爆膜	204
第六章	弹簧全启式安全阀的计算和设计	218
§ 30	通道部分的尺寸比例	218
§ 31	安全阀的当量截面积	218
§ 32	弹簧	231
§ 33	安全装置计算实例	232
第七章	安全装置的制造、试验和使用	247
§ 34	对安全阀制造的要求	247
§ 35	安全阀的验收和试验	242
§ 36	安全阀的试验方法	258
§ 37	安全阀的安装	256
§ 38	安全阀的使用和维修	262
§ 39	安全防爆膜的安装和使用	267
§ 40	介质排放时的反作用力	269
参考文献		276
附录一	常用符号表	281
附录二	苏联有关金属材料牌号说明	287

第一章 安全装置的基本特性和分类

§ 1 用途和作用原理

安全装置的用途

安全装置是这样一类管路附件：当高压系统中的压力过分升高时，自动会把过剩的液态、蒸气态或气态的介质排放到低压系统或大气中去，以保证设备安全运行和防止发生事故。安全装置通常做成安全阀或防爆装置（防爆膜或防爆帽）的形式。防爆装置用于根据安全条件需要迅速打开较大的通道以排放大量介质的场合：例如，用于化工生产的反应设备、炼油厂设备、核反应堆、采掘工业的设备中，以及用在工作介质可能发生爆炸的其他一些特别重要的场合。防爆装置在动作时的惯性最小，能够在压力快速升高的情况下及时排放介质。

应用防爆装置的局限性在于：当防爆元件破裂时，系统中的工作介质要完全损失掉。所以，有时候将防爆装置同安全阀并联或串联起来使用。在前一种（并联）情况下，防爆膜预期的破裂压力比安全阀的开启压力略高一些，以保证它仅在极端情况下作为补充排放介质之用。在后一种（串联）情况下，防爆膜安装在安全阀的前面，用来在设备正常工作时保护安全阀不受介质的腐蚀和污染；并避免安全阀的泄漏（通常安全阀的泄漏是很难完全避免的）。

安全装置的作用原理

安全阀是一种自动机构，它在介质压力超过工作压力时自动开启，而在压力回降到工作压力或略低于工作压力时又自动关闭。图1为利用螺旋弹簧以产生外加关闭力的安全阀示意图。当被保护系统处于计算工作压力时，阀门处于关闭状态。此时，作用在阀瓣上的弹簧力同下列两个力相平衡：一个是介质工作压力 p_1 对阀瓣的作用力，另一个是阀瓣与阀座密封面之间的相互压紧力。这个压紧力在密封面上所产生的比压力，保证了阀门关闭件有必需的密封性。当被保护系统中的压力升高且超过计算工作压力时，关闭件密封面上的密封力和比压力随之减小；到某一瞬间，介质就开始通过关闭件，

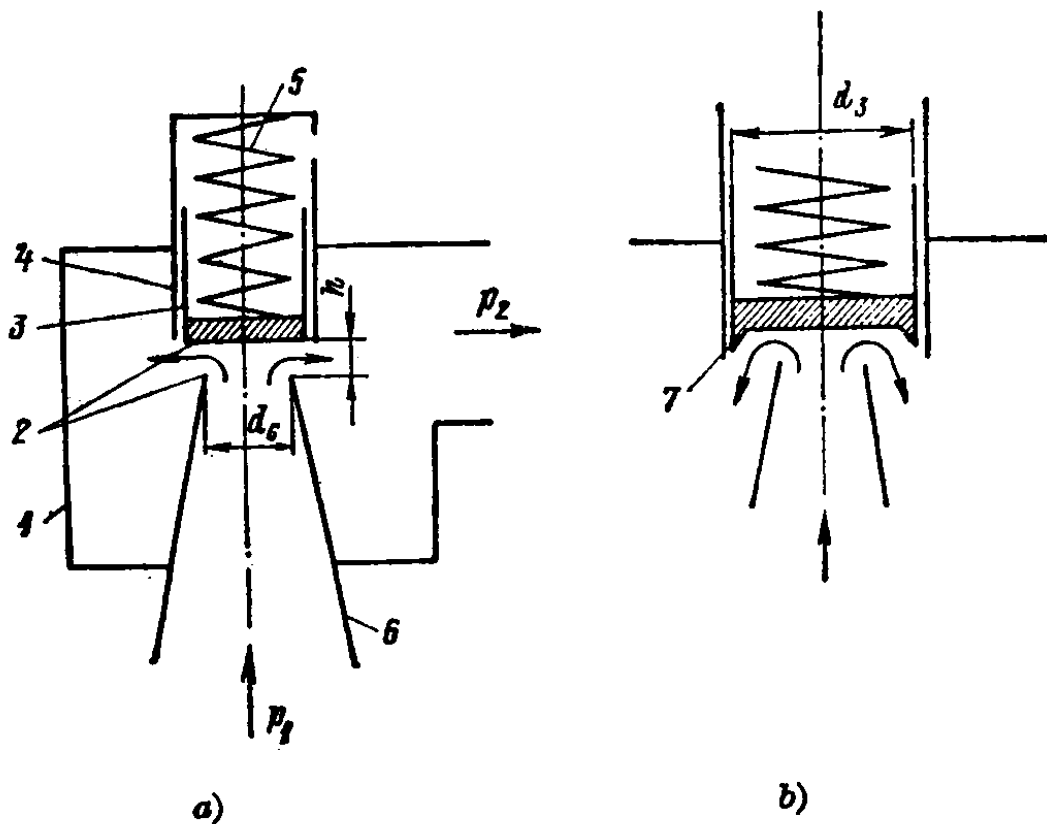


图1 安全阀示意图

a—比例作用式； b—两段作用式

1—阀体； 2—关闭件； 3—阀瓣； 4—阀瓣导向套；

5—弹簧； 6—阀座； 7—反冲盘式阀瓣

产生泄漏^①。随着压力的进一步升高，阀瓣开始升起；当达到一定的压力时，阀门完全打开。这就是金属密封面安全阀的开启过程。如果安全阀密封面之一（阀座上的或阀瓣上的）是用非金属弹性材料制成的，由于密封面材料的弹性恢复作用，阀瓣就可能直到密封性丧失时才开始升起。当系统中压力回降到工作压力或者稍低于工作压力时，安全阀关闭（又称回座）。

按照作用原理，安全阀可分为两种类型：主要用于液体的比例作用微启式（比例作用式）以及用于气体和蒸气的两段作用全启式（两段作用式）。当阀前压力变化时，这两种类型安全阀的开启过程不一样。比例作用式安全阀（图 1a）是随着容器内压力的升高而逐渐开启的。这种安全阀可能只有微启式，因为在更大的开启高度下，不可能把压力的升高值限制在标准规定的范围内。在这类安全阀中没有帮助增加开启高度的专门机构。

两段作用式安全阀（图 1b）是全启式的，因为它具有帮助增加阀瓣开启高度的专门机构。在本图中是利用了作用在反冲盘式阀瓣扩大的面积上的静压力以及流束的反作用力；反冲盘式阀瓣具有使流束改变方向的转向凸边，当流束经过阀瓣下面而转向时，反作用力即沿开启方向作用在阀瓣上。两段作用式安全阀在阀瓣开启的初始阶段，其动作如同比例作用式一样，即开启是稳定而均衡的。当继续开启时，压力作用到阀瓣的更大的面积上；同时，流束改变方向，于是均衡状态变为不稳定状态，安全阀便急速地打开到阀瓣的全开启高度。

在设计这种安全阀时，应力求使比例开启的阶段尽量短，

^① 此即所谓“前泄”或“早期泄漏”。——校者注

否则在安全阀开启的初始阶段压力就可能大大超过了允许值。为此，必须正确地解决选择帮助开启的专门机构的尺寸和位置以及弹簧的特性等问题。

问题的复杂性不仅在于必须保证安全阀在规定的压力升高范围内开启，而且还在于必须保证安全阀在规定的压力回降时关闭。要同时满足这两个条件是很棘手的事情，因为它们对安全阀的设计结构提出了相互抵触的要求。

图 2 是比例式(图 2b)和两段式(图 2a)安全阀阀瓣位移与阀前压力关系的示意图。在压力由 p_1 升高到 p_0 的阶段，压紧安全阀关闭件的那部分弹簧力被逐渐抵消。当压力从 p_0 升高到 p_{max1} 时，两段式安全阀起初与比例式安全阀一样，稳定地开启，然后急速地达到全开启高度；此后阀前的压力稳定在 p_{h1} ，比例式安全阀则继续逐渐开启。当压力回降到 p_3 时，两段式安全阀迅速而有效地关闭；比例式安全阀则逐渐关闭，并且其关闭压力低于工作压力的数值比两段式安全阀要小一些。

压力 p_3 的上限受到压力 p_1 的制约，因为，如果安全阀在高于 p_1 的压力下关闭，介质将继续泄出，从而对密封面带来

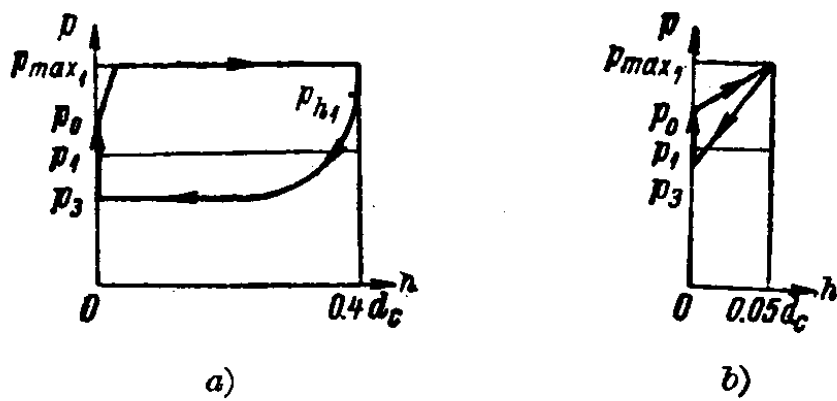


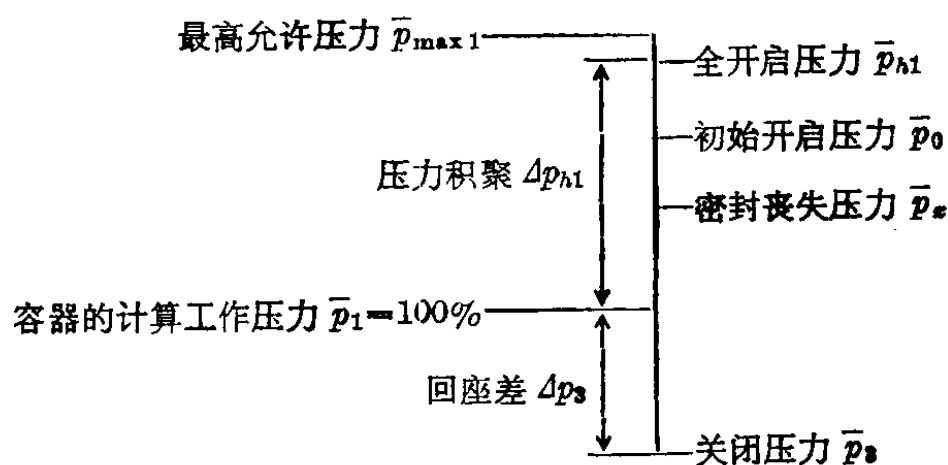
图 2 安全阀工作示意图
 a—两段式； b—比例式
 h—阀瓣开启高度； p—压力

有害的影响^①。在关闭压力高于 p_0 时，安全阀将又重新开启，从而阀瓣产生振荡，只有在消除了压力升高的原因，压力显著降低后，振荡才会停止。

安全防爆膜或安全防爆帽在被保护系统中压力升高超过计算工作压力时破裂，从而在系统中打开出口，排放工作介质。此时，系统中的压力完全消失。这样的装置只能使用一次，然后就要更换新的。

安全阀诸压力的相互关系

根据安全装置的作用原理，其动作过程可用被保护系统中以及安全装置前诸压力之间的相互关系给予说明如下：



1. 容器的计算工作压力 $\bar{p}_1$ ——表压力^②，是用来进行容器壁厚强度计算的压力。

2. 最高允许压力 $\bar{p}_{max1}$ ——当介质通过安全装置排放时法定标准允许的被保护系统中的最高压力，以相对于工作压力 $\bar{p}_1$ 的百分比表示。

3. 初始开启压力 $\bar{p}_0$ ^③——密封丧失后安全阀阀瓣开始

① 关闭压力高于工作压力的情况在某些使用场合实际上是存在的，所以此话似说得太绝对化。当然，关闭压力愈高，建立密封也更加困难。——译、校者注

② 在本书中： $\bar{p}$ —表压力； p —绝对压力。

③ 初始开启压力又常称为“整定压力”、“开启压力”等。——译、校者注

升起时的压力。在某些场合,它也是由法定标准规定的。在苏联,对于蒸汽锅炉用的蒸汽安全阀,这个标准是按照工作压力 $\bar{p}_1$ 来规定的^①。

对于受压容器,设计者应当根据最高允许压力 $\bar{p}_{\max 1}$ 的规定标准来选取 $\bar{p}_0$ 值。安全阀的工作条件是比较苛刻的,因为当容器处于工作压力下时,在关闭着的阀门中能够施加在阀瓣密封面上的作用力并不大,只是一个相当于标准规定的允许压差 $(\bar{p}_{\max 1} - \bar{p}_1)$ 的力。而且,这个不大的作用力中又仅有一部分,即相当于压差 $(\bar{p}_0 - \bar{p}_1)$ 的部分才能用来使关闭件密封;因为阀瓣的升高也需要一定的力,而这个力要靠压差 $(\bar{p}_{\max 1} - \bar{p}_0)$ 来提供。因此,应尽量用各种结构装置来帮助阀瓣升高,以便减少 $(\bar{p}_{\max 1} - \bar{p}_0)$ 值,而增加 $(\bar{p}_0 - \bar{p}_1)$ 值,以保证关闭件达到必需的密封性。

对于安装在蒸气或气体容器上的两段式安全阀,通常取:

$$\bar{p}_{\max 1} - \bar{p}_0 \approx 0.03 \bar{p}_1 \quad (1-1)$$

4. 全开启压力 $\bar{p}_{h1}$ ^②——在全开启状态下安全装置前的压力,应满足 $\bar{p}_{h1} \leq \bar{p}_{\max 1}$ ^③。

5. 关闭压力 $\bar{p}_3$ ^④——安全阀开启之后在此压力下关闭,而且在关闭后回复到工作压力 $\bar{p}_1$ 时仍能够保证密封性。苏联的法定标准没有规定安全阀的关闭压力值^⑤。通常,对于蒸气和气体的两段式安全阀,取:

① 在我国,按国家劳动总局颁布的《蒸汽锅炉安全监察规程》的规定。——校者注

② 全开启压力又称“排放压力”。——校者注

③ 对于蒸汽的安全阀,我国和西方国家通常取 $\bar{p}_{h1} - \bar{p}_0 \leq 0.03 \bar{p}_0$ 。——译者注

④ 关闭压力又称“回座压力”。——校者注

⑤ 我国通常按 JB 452-77《弹簧式安全阀技术条件》的规定。——校者注

$$\bar{p}_1 > \bar{p}_3 \geq 0.8 \bar{p}_1 \quad (1-2)$$

对于比例式安全阀,可取:

$$\bar{p}_1 > \bar{p}_3 \geq 0.9 \bar{p}_1 \quad (1-2')$$

一些外国厂商对于他们生产的安全阀标明为:

$$\bar{p}_3 = (0.95 \sim 0.96) \bar{p}_0 \text{ ①}$$

6. 密封丧失压力 $\bar{p}_x$ ——介质开始通过关闭着的安全阀的关闭件而泄漏的压力。当安全阀的关闭件是金属密封面时,密封丧失压力低于初始开启压力 $\bar{p}_0$, 且非常接近工作压力 $\bar{p}_1$ 。在金属-非金属弹性材料密封面的情况下,密封丧失压力通常高于阀瓣开始升起时的压力 ②, 而等于关闭件密封面间开始有缝隙时的压力 $\bar{p}_0$ 。

7. 压力积聚 Δp_{h1} ③——全开启压力 $\bar{p}_{h1}$ 同容器计算工作压力 $\bar{p}_1$ 之差,用相对于 $\bar{p}_1$ 的百分比表示。

8. 回座差 Δp_3 ④——容器的计算工作压力 $\bar{p}_1$ 同安全阀的关闭压力 $\bar{p}_3$ 之差,用相对于 $\bar{p}_1$ 的百分比表示。

阀后系统中诸压力的相互关系

安全装置的工作也要受到它后面系统中下列诸压力的影响:

1. 静力背压 $\bar{p}_2$ ——安全装置处于关闭状态时它后面系

① 注意,我国及西方国家关于关闭压力的规定是相对于 $\bar{p}_0$ 而言的,这与苏联的规定(相对于 $\bar{p}_1$)不同。——译者注

② 由于弹性材料的弹性恢复作用,在阀瓣开始升起之初仍保持密封面之间的接触,故密封性尚未丧失。——校者注

③ 此处“压力积聚”与西方国家有关标准中的“超过压力”(Overpressure)不同。后者表示全开启压力 $\bar{p}_{h1}$ 与整定压力(初始开启压力) $\bar{p}_0$ 之差,用相对于整定压力 $\bar{p}_0$ 的百分比表示。——译者注

④ 此处“回座差”(Продув)与我国及西方国家有关标准中的启闭压差(Blowdown)的定义不同。后者表示整定压力 $\bar{p}_0$ 与关闭压力 $\bar{p}_3$ 之差,用相对于 $\bar{p}_0$ 的百分比表示。——译、校者注

统中的压力。这个压力可能是固定的,也可能是变化的。它不取决于安全装置的工作状态,但却影响着安全装置的工作。在向大气排放时, $\bar{p}_2=0$ 。

2. 阀后最高允许压力 $\bar{p}_{\max 2}$ ——当介质通过安全装置向其后面的系统排放时,法定标准允许的该系统中的最高压力,以相对于 $\bar{p}_2$ 的百分比表示。

安全装置的工作效果还与其安装的地点有关。安全装置和容器(包括被保护容器以及介质所排入的容器)之间的进、出口管道的流体阻力将影响安全装置前、后的压力值,从而影响到安全装置的工作。所以,在计算安全装置时,应当考虑到进、出口管道的阻力。

现在来分析一下安全阀与进、出口管道相连接的一般情况。图 3a 是安全阀的连接示意图,并表示了当安全阀处于关闭状态时系统中压力的分布曲线。阀前和进口管道中的工作压力 $\bar{p}_1$ 与高压容器中的压力相等。阀后和出口管道中的压力 $\bar{p}_2$ 与低压容器中的压力相等。

图 3b 表示同一系统在安全阀开启后的情况。这时,在高压容器中根据标准的规定,允许压力升高到 $\bar{p}_{\max 1} > \bar{p}_1$ 。但由于介质沿管道流动的流体阻力,阀前压力下降到 $\bar{p}_{h1} < \bar{p}_{s1} \leq \bar{p}_{\max 1}$ 。这里, $\bar{p}_{s1}$ 是当安全阀全开启、阀前压力为 $\bar{p}_{h1}$ 时高压容器中的压力。

在低压容器中,当气体通过安全阀排放时,按标准规定,可以允许压力达到 $\bar{p}_{s2} > \bar{p}_2$ 。但由于出口管道对流体的阻力,阀后压力将为: $\bar{p}_{h2} > \bar{p}_{s2}$, 而 $\bar{p}_{s2} \leq \bar{p}_{\max 2}$ 。这里, $\bar{p}_{s2}$ 是当安全阀全开启时低压容器中的压力。

3. 阀后压力 $\bar{p}_{h2}$ (动力背压)——当介质通过安全装置排放时,在安全装置后面产生的压力。它等于容器中的压力 $\bar{p}_{s2}$ 。