



中华人民共和国国家标准

GB/T 24921.1—2010

石化工业用压力释放阀的 尺寸确定、选型和安装 第 1 部分：尺寸的确定和选型

Sizing, selection and installation of pressure relieving valves for
petrochemical industries—Part 1: Sizing and selection

2009-08-09 发布

2010-12-31 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言 Ⅲ

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义 1

4 类型特征 2

4.1 结构形式 2

4.2 特性 4

4.3 类型选用 5

5 尺寸确定 5

5.1 一般要求 5

5.2 有效面积和有效排量系数 6

5.3 背压力 6

5.4 冷态试验差压力 6

5.5 排放压力 7

5.6 气体用压力释放阀的尺寸确定 9

5.7 蒸汽用压力释放阀的尺寸确定 14

5.8 液体用压力释放阀的尺寸确定 15

5.9 液体/蒸汽两相介质用压力释放阀的尺寸确定 16

附录 A (资料性附录) 临界流动时气体介质的尺寸确定实例 17

附录 B (资料性附录) 亚临界流动时气体介质的尺寸确定实例 18

附录 C (资料性附录) 替代方法气体介质的尺寸确定实例 19

附录 D (资料性附录) 临界流动时蒸汽介质的尺寸确定实例 20

附录 E (资料性附录) 需排量验证的液体介质的尺寸确定实例 21

附录 F (资料性附录) 两相介质用压力释放阀的尺寸确定 22

前 言

GB/T 24921《石化工业用压力释放阀的尺寸确定、选型和安装》分为两个部分：

- 第1部分：尺寸的确定和选型；
- 第2部分：安装。

本部分为 GB/T 24921 的第1部分。

本部分修改采用 API 520-1:2000《精炼厂压力释放装置尺寸的确定、选型及安装 第1篇：尺寸的确定和选型》(英文版)。

本部分与 API 520-1:2000 相比主要技术差异如下：

- 本部分不包含压力释放装置中的防爆膜等内容；
- API 520-1:2000 标准中的部分术语，在我国有关标准中已有定义或本部分正文中未出现的，本标准不再定义；
- 删除了 API 520-1:2000 中“2.3 防爆膜装置”和“2.4 销启动的装置”；
- 删除了 API 520-1:2000 中“3.11 防爆膜装置尺寸的确定”；
- 删除了 API 520-1:2000 中“附录 C 泄压阀规范单”。

本部分附录 A、附录 B、附录 C、附录 D、附录 E、附录 F 均为资料性附录。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国阀门标准化技术委员会(SAC/TC 188)归口。

本部分起草单位：合肥通用机械研究院、杭州华惠阀门有限公司、上海凯特阀门制造有限公司、上海安德森·格林伍德·克罗斯比阀门有限公司、国家油气田井口设备质量监督检验中心。

本部分主要起草人：黄明亚、陈立龙、张明、王德平、刘晓春、王秋林、辜志宏。

石化工业用压力释放阀的 尺寸确定、选型和安装

第1部分：尺寸的确定和选型

1 范围

GB/T 24921 的本部分规定了石化工业用的气体、蒸汽、不可压缩性流体和两相流介质的压力释放阀的术语和定义、类型特征和尺寸的确定等。

本部分适用于石化工业用整定压力不小于 0.1 MPa 的压力释放阀。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/T 24921 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件，其随后所有的修改单（不包括勘误的内容）或修订版均不适用于本部分，然而，鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件，其最新版本适用于本部分。

GB/T 12241 安全阀 一般要求

GB/T 12242 压力释放装置 性能试验规范

GB/T 24920 石化工业用钢制压力释放阀

3 术语和定义

GB/T 12241、GB/T 12242 确立的以及下列术语和定义适用于本部分。

3.1 压力释放阀

3.1.1

压力释放阀 **pressure relief valve**

是一种压力释放装置，设计为在恢复正常工况后重新关闭而防止介质继续流出。

3.1.2

弹簧直接载荷式压力释放阀 **spring direct-loaded pressure relief valve**

是一种由弹簧直接的加载并由进口静压力驱动的压力释放阀。

3.1.3

常规式压力释放阀 **conventional pressure relief valve**

是一种弹簧直接载荷式压力释放阀，其动作直接受到背压力的影响。

3.1.4

平衡式压力释放阀 **balanced pressure relief valve**

是一种弹簧直接载荷式压力释放阀，其结构设置了一个波纹管或其他的方法使背压力的变化给阀门动作带来的影响降到最低。

3.1.5

先导式压力释放阀 **pilot-operated pressure relief valve**

是一种压力释放阀，其主释放装置同辅助的自驱动压力释放阀组合在一起并受后者控制。

3.2 压力

3.2.1

积聚压力 **accumulation pressure**

在压力释放阀排放时允许超过系统最大允许工作压力的压力增量。当整定压力等于最大允许工作

压力时,积聚压力等于超过压力。通常用压力单位或用最大允许工作压力的百分数表示。

3.2.2

最大允许工作压力 maximum allowable working pressure

是指系统在特定材料 and 设计温度下,系统(气相)顶部所允许承受的最大表压力。

3.3 有效排量系数

3.3.1

有效排量系数 effective coefficient of discharge

是名义值,与有效排放面积一起用于计算压力释放阀所需的最小排放量。该排放量是根据给出的初步确定尺寸的相应公式计算确定的。

3.4 面积

3.4.1

有效面积 effective area

计算过程中,用于初步确定压力释放阀的尺寸。

3.4.2

有效排放面积 effective discharge area

计算面积,它与有效排量系数一起用来初步确定尺寸的公式中计算压力释放阀所需的最小排放量。

3.4.3

流道有效面积 flow effective area

标准中流道代号“D”~“T”所表示的规范流道孔面积。

4 类型特征

4.1 结构形式

4.1.1 常规压力释放阀的典型结构形式如图 1 所示。

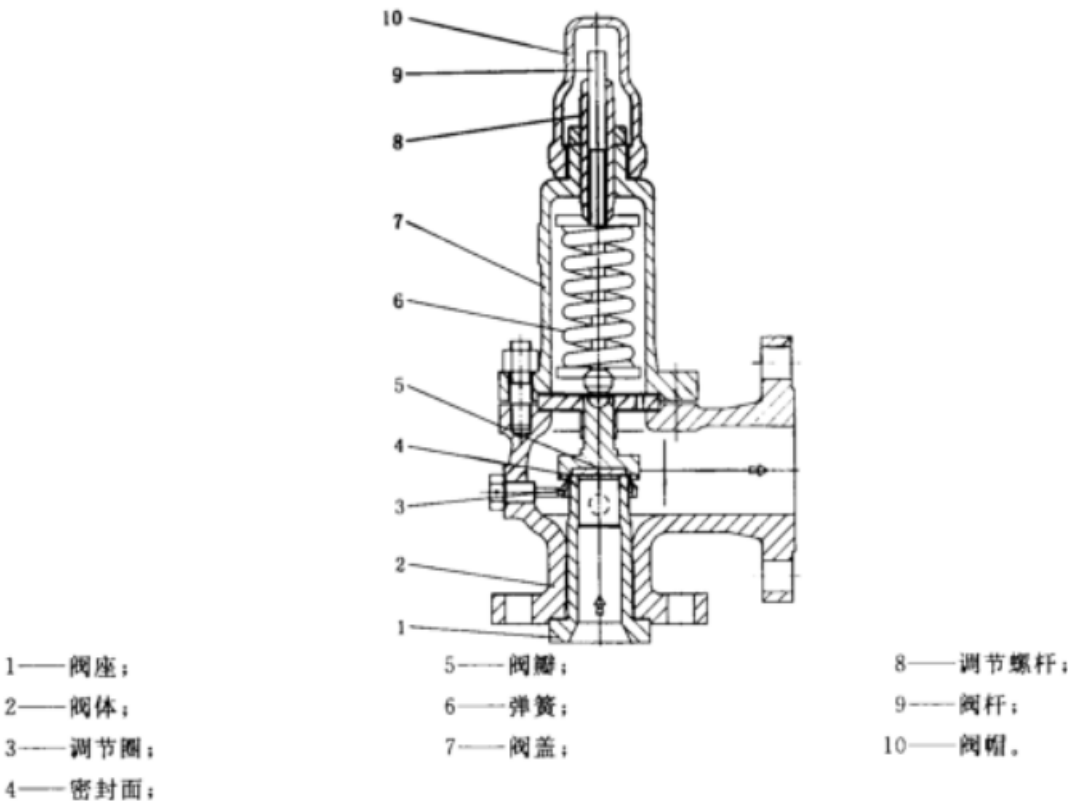
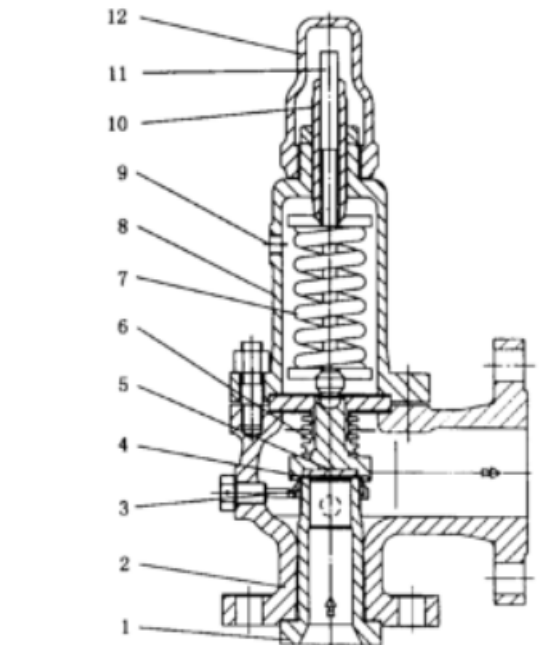


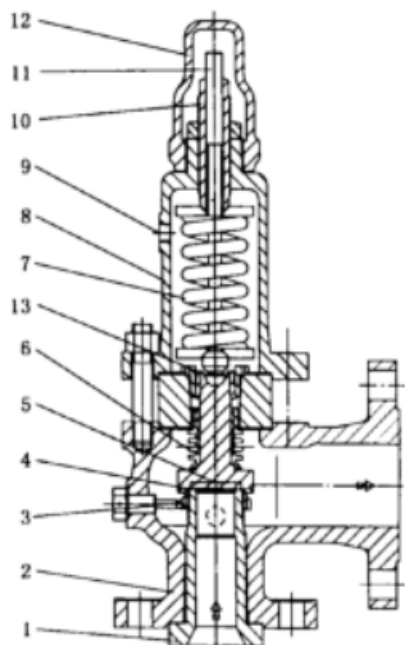
图 1 常规压力释放阀

4.1.2 平衡式压力释放阀的典型结构形式如图 2 和图 3 所示。



- 1——阀座； 5——阀瓣； 9——检漏孔；
2——阀体； 6——波纹管； 10——调节螺杆；
3——调节圈； 7——弹簧； 11——阀杆；
4——密封面； 8——阀盖； 12——阀帽。

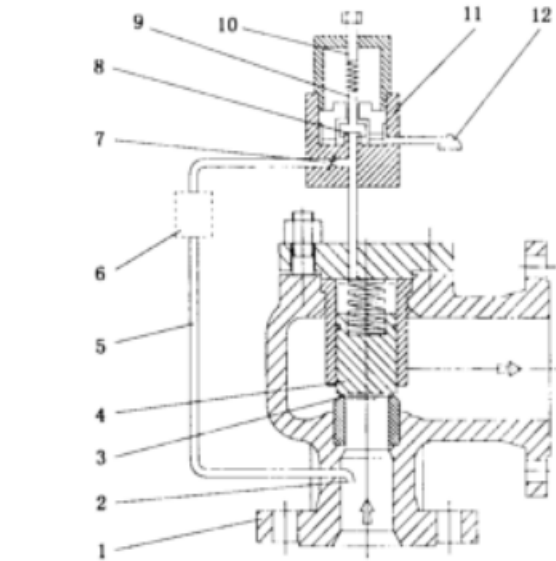
图 2 波纹管平衡式压力释放阀



- 1——阀座； 6——波纹管； 11——阀杆；
2——阀体； 7——弹簧； 12——阀帽；
3——调节圈； 8——阀盖； 13——平衡活塞。
4——密封面； 9——检漏孔；
5——阀瓣； 10——调节螺杆；

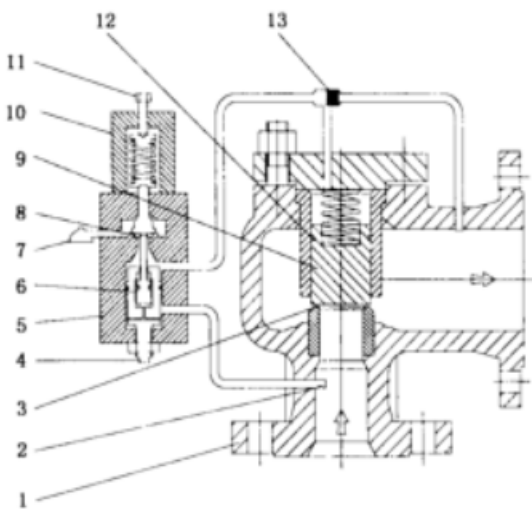
图 3 带辅助平衡活塞的波纹管平衡式压力释放阀

4.1.3 先导式压力释放阀的典型结构形式如图 4 所示。



- 1——主阀； 5——导阀供应管； 9——导阀阀瓣；
2——内取压管； 6——过滤器； 10——调节螺杆；
3——阀座； 7——泄压调节装置； 11——导阀；
4——阀瓣； 8——导阀阀座； 12——导阀排放管。

a) 突开动作的先导式压力释放阀(流动型)



- 1——主阀； 6——泄压座； 11——调节螺钉；
2——内取压管； 7——导阀排放管； 12——密封件；
3——阀座； 8——导阀座； 13——防逆流装置。
4——泄压调节； 9——阀瓣；
5——导阀； 10——导阀调节机构；

b) 突开动作的先导式压力释放阀(非流动型)

图 4 先导式压力释放阀

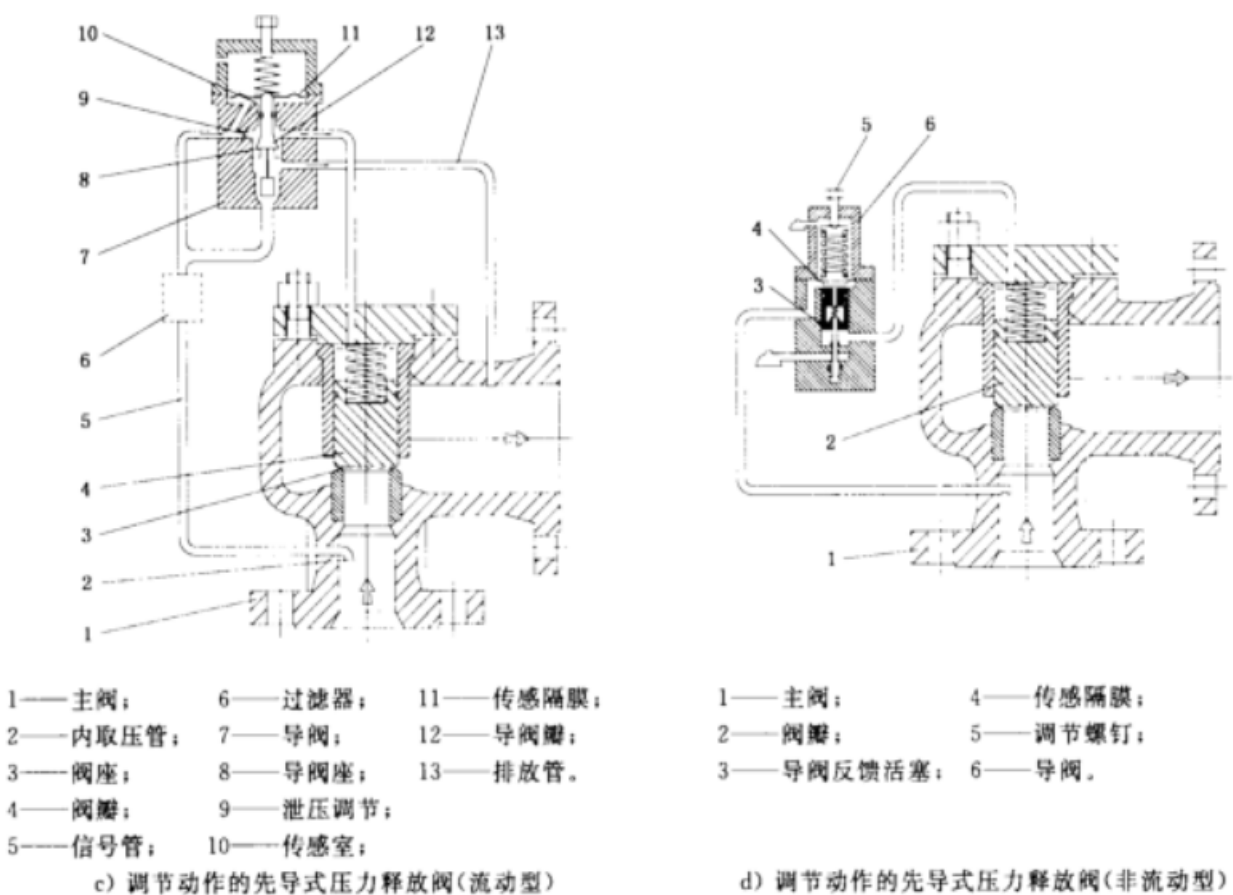


图 4 (续)

4.2 特性

4.2.1 压力释放阀与系统各压力之间的关系特性如图 5 所示。

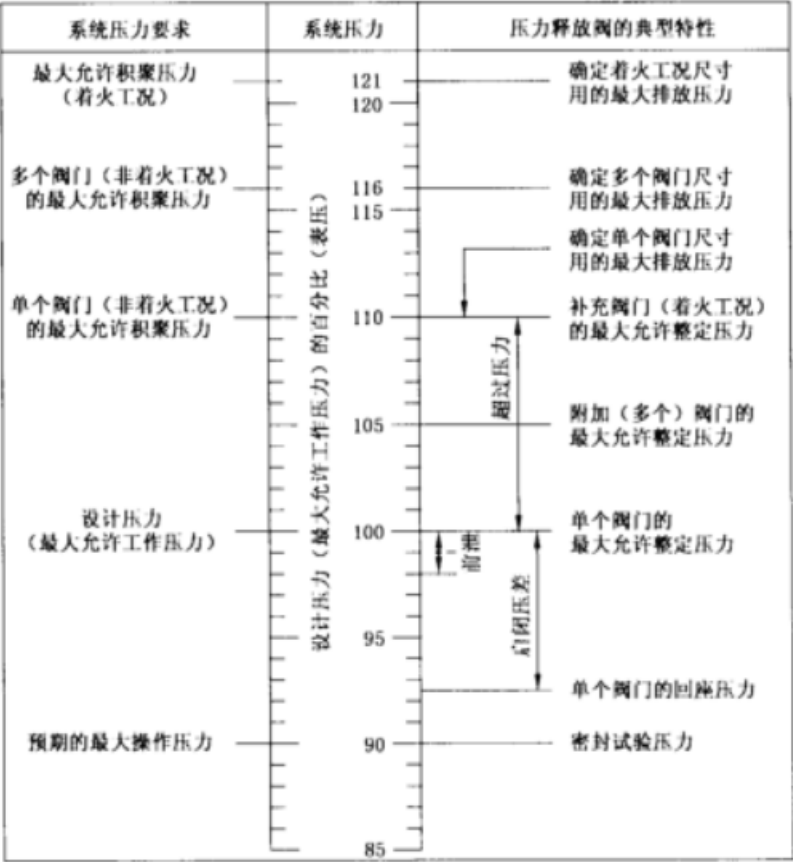


图 5 压力释放阀与系统各压力之间的关系

4.2.2 压力释放阀中开启高度和系统压力之间的典型关系如图 6 所示。

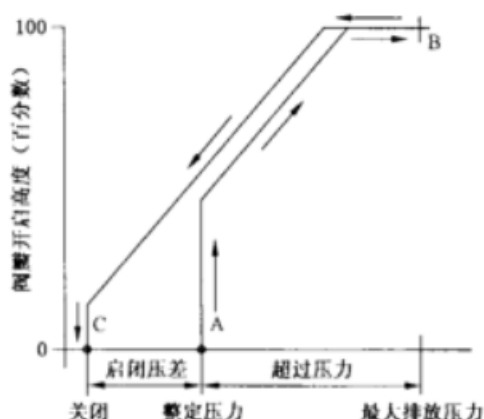


图 6 压力释放阀的阀瓣开启高度和系统压力之间的典型关系

4.2.3 先导式压力释放阀中开启高度和系统压力之间的典型关系如图 7 和图 8 所示。

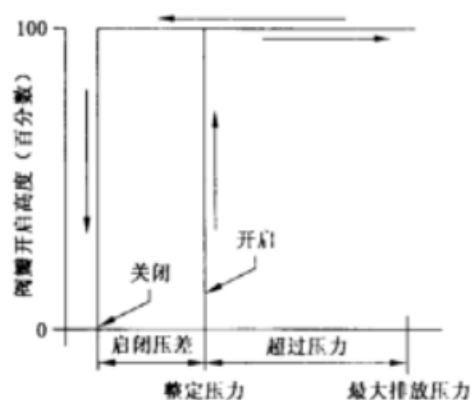


图 7 突开动作的先导式压力释放阀
阀瓣开启高度和系统压力之间的典型关系

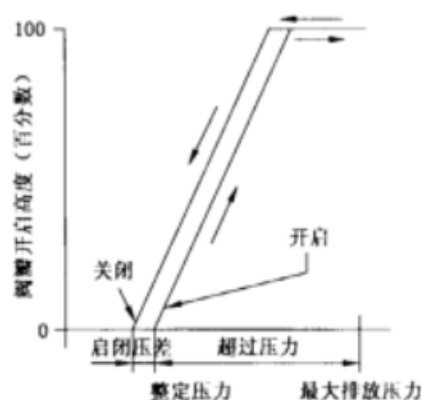


图 8 调节动作的先导式压力释放阀
阀瓣开启高度和系统压力之间的典型关系

4.3 类型选用

- 4.3.1 常规式压力释放阀通常用于附加背压力是恒定的或排放背压力不大于整定压力的 10% 的场合。
- 4.3.2 当排放背压力较大(大于整定压力的 10%)或相对于整定压力的附加背压力变动较大时,通常选用平衡式压力释放阀。
- 4.3.3 平衡式压力释放阀也可用于腐蚀性介质工况,通过其结构设置将排放介质与阀门内部零件(阀杆、导向套、弹簧、阀盖等)隔离,从而防止这些重要零部件因受介质腐蚀而失效。
- 4.3.4 当系统中预期的最大操作压力高于图 5 所示的百分数时,通常选用先导式压力释放阀。对单一介质常选用流动型,而多相介质常选用非流动型。
- 4.3.5 当用于可压缩介质时,其尺寸按 5.6.3、5.6.4 和 5.7 进行计算。当用于不可压缩介质时,其尺寸按 5.8 进行计算。
- 4.3.6 在选型计算中,应考虑压力释放阀的特性(见图 6~图 8),当阀瓣开启高度小于流道直径的四分之一时,阀的排量取决于帘面积,当阀瓣开启高度不小于流道直径的四分之一时,阀的排量取决于流道面积。

5 尺寸确定

5.1 一般要求

- 5.1.1 应合理地考虑可能导致超压的各种意外事件,从而确定超压保护所要求的条件以及采用压力释放阀的尺寸和类型。
- 5.1.2 要估算导致超压的各种意外事件所产生的压力并计算出所需要释放的介质排量。计算排量时,

需要工艺流程图、材料、管道、容器和设备设计规范等依据。

5.1.3 对需要进行超压保护的一系列运行条件(包括着火工况,非着火工况)下的释放要求应进行详细的分析和确认。

5.2 有效面积和有效排量系数

5.2.1 在 5.6、5.7 和 5.8 的相应计算公式中,有效面积和有效排量系数用来初步确定压力释放阀的尺寸。

5.2.2 有效面积和有效排量系数只用于进行初步选型计算,与具体的特定阀门的设计没有直接关系。最终满足使用要求的阀门其实际流道面积通常比标准的有效面积大,额定排量系数比有效排量系数小。

5.2.3 额定排量系数是通过试验验证得出的平均系数乘以 0.9 来确定,其值通常小于有效排量系数(尤其是蒸汽介质用阀门,该有效排量系数为 0.975)。

5.2.4 当压力释放阀选定后,应用该阀的实际流道面积和额定排量系数来验证该阀的额定排量,验证的排量应达到或超过 5.6、5.7 和 5.8 相应公式计算的排量,从而验证该阀是否有足够的排量来满足应用要求。

5.3 背压力

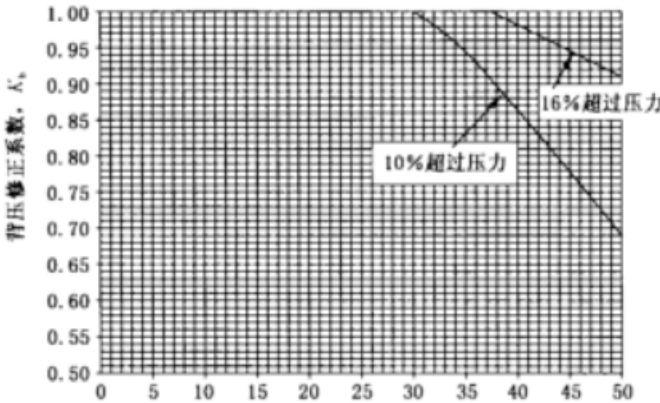
5.3.1 背压力会引起开启压力的变化、流量的减少和排量的不稳定以及三种可能同时出现的情况。

5.3.2 在压力释放阀出口处存在附加背压力和排放背压力时,压力释放阀开启后其排放系统的背压力的大小等于附加背压力和排放背压力的总和。

5.3.3 对于常规压力释放阀,排放背压力不应超过允许的超过压力。当排放背压力不大于整定压力的 10% 时,在气体(临界流动)或液体介质用压力释放阀确定尺寸计算公式中,则不需要用排量的背压修正系数进行修正(即 $K_b = 1.0$)。

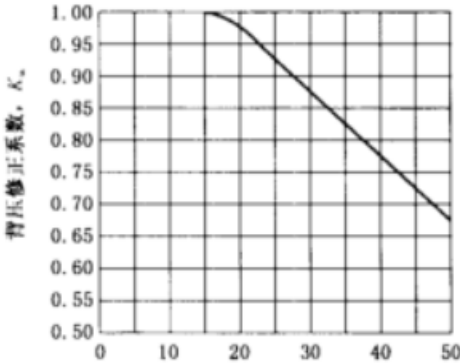
5.3.4 当总的背压力不超过整定压力的 50% 时,应选用平衡式压力释放阀。

5.3.5 对于平衡式压力释放阀,当总的背压力高达整定压力的 50% 范围时,需对排量进行修正,排量的背压修正系数见图 9 和图 10。



背压对整定压力百分比 = $(p_b / p_s) \times 100$
 p_b = 背压(表压) p_s = 整定压力(表压)

图 9 波纹管平衡式压力释放阀(蒸汽或气体用)的背压修正系数 K_b



背压对整定压力百分比 = $(p_b / p_s) \times 100$
 p_b = 背压(表压) p_s = 整定压力(表压)

图 10 波纹管平衡式压力释放阀(液体用)的背压修正系数 K_w

5.3.6 当用于可压缩流体(不包括多相)的总的背压力超过整定压力的 50% 时,此时的流动属于亚临界流动,应使用 5.6.4 中的计算式,其排量的背压修正系数可向制造厂进行咨询。

5.3.7 在先导式压力释放阀中,阀门的开启高度不受背压力的影响,对于临界流动的可压缩流体,其排量的背压修正系数为 1.0。

5.4 冷态试验差压力

5.4.1 冷态试验差压力包含了对温度和背压力等运行条件所作的修正。

5.4.2 当常规压力释放阀在室温条件的试验台上进行整定压力试验而用于高温工作条件或用于恒定背压力下时,需要对整定压力进行修正。

5.4.3 冷态试验差压力的调整,对于有恒定背压力下的常规压力释放阀,应把所需的整定压力减去附加背压力;对于平衡式压力释放阀,附加背压力对整定压力没有影响;对于排放温度超过 120 ℃或低于 -59 ℃的压力释放阀,需要一个整定压力的温度修正系数进行修正,应向制造厂进行咨询。

5.5 排放压力

5.5.1 排放压力的确定

5.5.1.1 应根据相应规范所允许的积聚压力来确定允许的超过压力,按整定压力与所要保护系统的最大允许工作压力之间的不同关系,来确定允许的超过压力。当整定压力等于最大允许工作压力时,允许的超过压力等于允许的积聚压力(见图 5)。

5.5.1.2 设计时,应考虑到地面海拔相对应的大气压。

5.5.1.3 液体用压力释放阀排放压力的确定方法与蒸汽用压力释放阀排放压力的确定方法相似,或按订货合同的要求。

5.5.1.4 根据压力释放阀与所要保护系统各压力之间的关系,对压力释放阀最大积聚压力和整定压力的限制见表 1。

表 1 压力释放阀整定压力和积聚压力的限制

工况条件		单个阀门		多个阀门	
		最大整定压力 %	最大积聚压力 %	最大整定压力 %	最大积聚压力 %
非着火工况	第一个阀门	100	110	100	116
	附加阀门	—	—	105	116
着火工况	第一个阀门	100	121	100	121
	附加阀门	—	—	105	121
	补充阀门	—	—	110	121

注:表中数值为最大允许工作压力的百分数。

5.5.2 操作意外

5.5.2.1 单个阀门

为防止操作(非着火)意外的在由单个阀门所受保护的系统中,其积聚压力应限制为最大允许工作压力的 110%,该阀门的整定压力不应超过系统最大允许工作压力。单个压力释放阀的排放压力按表 2 的要求。

表 2 单个阀门(操作意外)的排放压力

特 性		数值/%
整定压力小于 最大允许工作压力	受保护系统的最大允许工作压力	100.0
	最大积聚压力	110.0
	阀门整定压力 p_s	90.0
	允许的超过压力	20.0
	排放压力 p_d	110.0
整定压力等于 最大允许工作压力	受保护系统的最大允许工作压力	100.0
	最大积聚压力	110.0
	阀门整定压力 p_s	100.0
	允许的超过压力	10.0
	排放压力 p_d	110.0

注:当最大允许工作压力为 103 kPa~207 kPa 时,允许的积聚压力为 21 kPa。

5.5.2.2 多个阀门

为防止操作(非着火)意外的在由多个阀门所保护的系统中,其积聚压力应限制为最大允许工作压力的 116%。第一个阀门的整定压力不应超过最大允许工作压力。附加的一个或多个阀门的整定压力不应超过最大允许工作压力的 105%。多个压力释放阀的排放压力按表 3 的要求。

表 3 多个阀门(操作意外)的排放压力

特 性		数值/%
第一个压力释放阀	受保护容器的最大允许工作压力	100.0
	最大积聚压力	116.0
	阀门整定压力 p_s	100.0
	允许的超过压力	16.0
	排放压力 p_d	116.0
附加压力释放阀	受保护容器的最大允许工作压力	100.0
	最大积聚压力	116.0
	阀门整定压力 p_s	105.0
	允许的超过压力	11.0
	排放压力 p_d	116.0
注:当最大允许工作压力为 103 kPa~207 kPa 时,允许的积聚压为 28 kPa。		

5.5.3 着火意外

5.5.3.1 用于着火意外的压力释放阀,其所受保护的系统的积聚压力应限制为最大允许工作压力的 121%,此规定适用于单个阀门、多个阀门的组合和补充阀门。

5.5.3.2 用于着火意外的单个或多个组合的压力释放阀也可以用于非着火意外操作而规定的压力释放要求,条件是非着火意外工况下的积聚压力应严格限制为最大允许工作压力的 110%和 116%。

5.5.3.3 单个阀门

当着火工况下的系统是通过单个阀门进行超压保护时,则单个阀门的整定压力不应超过最大允许工作压力。整定压力不大于系统最大允许工作压力的单个压力释放阀的排放压力按表 4 的规定。

表 4 单个阀门(着火工况)的排放压力

特 性		数值/%
阀门整定压力小于最大允许工作压力	受保护系统的最大允许工作压力	100.0
	最大积聚压力	121.0
	阀门整定压力 p_s	90.0
	允许的超过压力	31.0
	排放压力 p_d	121.0
阀门整定压力等于最大允许工作压力	受保护系统的最大允许工作压力	100.0
	最大积聚压力	121.0
	阀门整定压力 p_s	100.0
	允许的超过压力	21.0
	排放压力 p_d	121.0

5.5.3.4 多个阀门

多个阀门是要求用两个或多个压力释放阀的组合来进行超压保护时。第一个压力释放阀的整定压力不应超过系统的最大允许工作压力。最后一个压力释放阀的整定压力不应超过系统最大允许工作压力的 105%。多个压力释放阀的排放压力按表 5 的规定。

表 5 多个阀门(着火工况)的排放压力

特 性		数值/%
第一个阀门 (阀门整定压力等于 最大允许工作压力)	受保护系统的最大允许工作压力	100.0
	最大积聚压力	121.0
	阀门整定压力 p_s	100.0
	允许的超过压力	21.0
	排放压力 p_d	121.0
附加阀门 (阀门整定压力等于最大 允许工作压力的 105%)	受保护系统的最大允许工作压力	100.0
	最大积聚压力	121.0
	阀门整定压力 p_s	105.0
	允许的超过压力	16.0
	排放压力 p_d	121.0

5.5.3.5 补充阀门

补充阀门为由于着火或其他未曾预料到的意外由内部热源产生所造成的附加危害提供了泄放量。用于着火工况的补充阀门的整定压力不应超过最大允许工作压力的 110%。补充压力释放阀仅用于操作意外(非着火)作为附加阀门。补充压力释放阀的排放压力按表 6 的规定。

表 6 补充阀门(着火工况)的排放压力

特 性		数值/%
第一个阀门 (阀门整定压力等于 最大允许工作压力)	受保护系统的最大允许工作压力	100.0
	最大积聚压力	121.0
	阀门整定压力 p_s	100.0
	允许的超过压力	21.0
	排放压力 p_d	121.0
补充阀门 (阀门整定压力等于最大 允许工作压力的 110%)	受保护系统的最大允许工作压力	100.0
	最大积聚压力	121.0
	阀门整定压力 p_s	110.0
	允许的超过压力	11.0
	排放压力 p_d	121.0

5.6 气体用压力释放阀的尺寸确定

5.6.1 流动状态

当可压缩气体通过一个喷嘴(压力释放阀的阀座流道孔),其速度和比容会随着喷嘴下游压力的下降而上升,流量随着喷嘴下游压力的减小而增加。一旦下游压力的进一步减小而不会使流量继续增加时,形成临界流动状态,此时的下游压力与上游压力的比值为临界压力比,可用式(1)进行估算:

$$\frac{p_b}{p_d} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{k/(k-1)} \dots\dots\dots (1)$$

式中：

p_b ——背压力(下游压力)，单位为兆帕(MPa)(绝压)；

p_d ——排放压力(上游压力)，单位为兆帕(MPa)(绝压)；

k ——理想气体的比热容比。典型的气体介质的比热容比见表 7。

5.6.2 临界流动与亚临界流动

气体介质用压力释放阀尺寸的确定公式可根据是临界流动还是亚临界流动划分成两类。当下游压力不大于临界压力 p_b 时，为临界流动，按 5.6.3 确定尺寸。当下游压力大于临界压力 p_b 时，为亚临界流动，按 5.6.4 确定尺寸。典型的气体介质的性能参数见表 7。

表 7 气体的性能参数

气体	分子量	在 20 ℃和 1 个大气压 下的比热容比 k	在 20 ℃和 1 个大气压 下的临界 压力比	在 20 ℃和 1 个大气压 下的比重	临界恒量		一个大气 压下的冷 凝温度 K	可燃性(混合 空气中的 体积百分比)
					压力 MPa	温度 K		
甲烷	16.043	1.315	0.54	0.554	4.73	190.7	−162	5.0~15.0
乙烷	30.07	1.18	0.57	1.058	4.98	305.45	−89	2.9~13.8
乙烯	28.054	1.22	0.57*	0.969	5.16	283.05	−104	2.7~34.8
丙烷	44.097	1.13	0.58	1.522	4.34	369.95	−42	2.1~9.5
丙烯	47.081	1.15	0.58*	1.453	4.71	365.05	−48	2.8~10.8
异丁烷	58.124	1.11	0.59*	2.007	3.72	408.15	−11.7	1.8~8.4
正丁烷	58.124	1.10	0.59	2.007	3.871	425.15	−0.6	1.9~8.4
1-丁烯	56.108	1.11	0.59*	1.937	4.099	419.15	−6	1.4~9.3
异戊烷	72.151	1.07	0.59*	2.491	3.32	187.22	27.8	1.4~8.3
正戊烷	72.151	1.07	0.59*	2.491	3.437	469.75	36.1	1.4~7.8
1-戊烯	70.13	1.07	0.59*	2.421	4.04	191.67	30	1.4~8.7
正己烷	86.18	1.06	0.59*	2.973	3.01	234.4	68.9	1.2~7.7
苯	78.114	1.101	0.58	2.697	5.019	526.15	80	1.3~7.9
正庚烷	100.20	1.05	0.60*	3.459	2.74	495.22	98.3	1.0~7.0
甲苯	92.13	1.09	0.59	3.181	4.065	317.78	110.5	1.2~7.1
正辛烷	114.22	1.05	0.60*	3.944	2.49	295.56	125.5	0.96
正壬烷	128.23	1.04	0.60*	4.428	3.80	321.1	105.6	0.87~2.9
正癸烷	142.28	1.03	0.60*	4.912	2.09	333.3	173.9	0.78~2.6
空气	28.96	1.4	0.53	1.000	3.84	132.48	−191.7	—
氨气	17.03	1.32	0.53	0.588	11.5	405.65	−33.3	15.5~27.0
二氧化碳	44.01	1.295	0.55	1.519	7.528	304.19	−78.3	—
氢气	2.016	1.412	0.52	0.069 6	1.32	32.976	−252.8	4.0~74.2
硫化氢	34.08	1.32	0.53	1.176	9.18	373.55	−60.5	4.3~45.5
二氧化硫	64.04	1.25	0.55	2.212	8.04	430.65	−10	—
蒸汽	18.01	1.33	0.54	0.622	22.09	374.44	100	—
* 估算值。								

5.6.3 临界流动时的尺寸确定

临界流动的气体介质用压力释放阀的尺寸确定按式(2)~式(4)计算。每个公式都可用来计算达到必需的排量所要求的压力释放阀的有效排放面积 A 。并从 GB/T 24920 中选取标准流道的有效面积不小于计算值 A 的压力释放阀。计算示例参见附录 A。

$$A = \frac{13\,160 \times W}{CK_d p_d K_b K_c \sqrt{TZM}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$A = \frac{35\,250 \times V \sqrt{TZM}}{CK_d p_d K_b K_c} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$A = \frac{189\,750 \times V \sqrt{TZG}}{CK_d p_d K_b K_c} \quad \dots\dots\dots (4)$$

式中:

A ——有效排放面积,单位为平方毫米(mm^2);

W ——必需的排量,单位为千克每小时(kg/h);

C ——在排放条件下由进口处气体的比热容比($k=C_p/C_v$)确定的系数。可利用图 11 或表 8 获得。
当 k 值不能确定时,建议取 C 值为 315;

K_d ——有效排量系数。用于初步计算时,可以使用 0.975;

p_d ——排放压力,整定压力加上允许的超过压力再加大气压,单位为千帕(kPa)(绝压);

K_b ——背压修正系数。可从制造商的文件中获得,或利用图 9 进行初步计算。对于常规压力释放阀和先导式压力释放阀,可取 $K_b=1.0$;

K_c ——综合修正系数。通常不装防爆膜时 $K_c=1.0$,装防爆膜时 $K_c=0.9$;

T ——排放温度,单位为开尔文(K)($^{\circ}\text{C}+273$);

Z ——压缩系数。在许多情况下 Z 为 1;

M ——气体的分子量,单位为千克每千摩尔(kg/kmol)。典型的气体介质的分子量见表 7;

V ——必需的体积排量,单位为在 101.3 kPa(绝压)和 0 $^{\circ}\text{C}$ 时标准立方米每分钟(Nm^3/min);

G ——标准状态下的气体对应于标准状态下的空气的比重,[在 101.325 kPa(绝压)和 0 $^{\circ}\text{C}$ 时的空气的比重 $G=1.00$]。

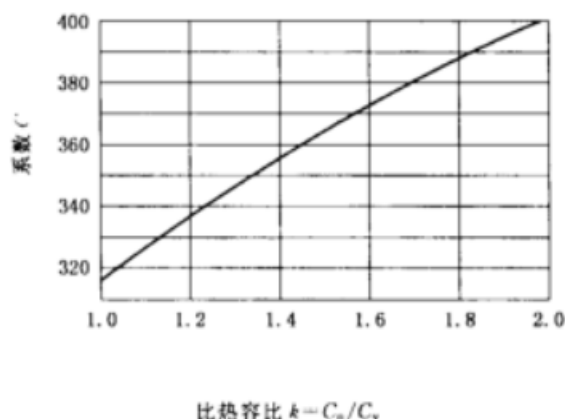


图 11 假定为理想气体状况,利用比热容比估算流量等式中的系数 C

表 8 系数 C 的值

<i>k</i>	<i>C</i>	<i>k</i>	<i>C</i>	<i>k</i>	<i>C</i>	<i>k</i>	<i>C</i>
1.00	315 ^a	1.30	347	1.60	372	1.90	394
1.01	317	1.31	348	1.61	373	1.91	395
1.02	318	1.32	349	1.62	374	1.92	395
1.03	319	1.33	350	1.63	375	1.93	396
1.04	320	1.34	351	1.64	376	1.94	397
1.05	321	1.35	352	1.65	376	1.95	397
1.06	322	1.36	353	1.66	377	1.96	398
1.07	323	1.37	353	1.67	378	1.97	398
1.08	325	1.38	354	1.68	379	1.98	399
1.09	326	1.39	355	1.69	379	1.99	400
1.10	327	1.40	356	1.70	380	2.00	400
1.11	328	1.41	357	1.71	381	—	—
1.12	329	1.42	358	1.72	382	—	—
1.13	330	1.43	359	1.73	382	—	—
1.14	331	1.44	360	1.74	383	—	—
1.15	332	1.45	360	1.75	384	—	—
1.16	333	1.46	361	1.76	384	—	—
1.17	334	1.47	362	1.77	385	—	—
1.18	335	1.48	363	1.78	386	—	—
1.19	336	1.49	364	1.79	386	—	—
1.20	337	1.50	365	1.80	387	—	—
1.21	338	1.51	365	1.81	388	—	—
1.22	339	1.52	366	1.82	389	—	—
1.23	340	1.53	367	1.83	389	—	—
1.24	341	1.54	368	1.84	390	—	—
1.25	342	1.55	369	1.85	391	—	—
1.26	343	1.56	369	1.86	391	—	—
1.27	344	1.57	370	1.87	392	—	—
1.28	345	1.58	371	1.88	393	—	—
1.29	346	1.59	372	1.89	393	—	—
1.30	347	1.60	373	1.90	394	—	—
^a <i>k</i> 约为 1.00 时, <i>C</i> 的限值为 315。							

5.6.4 亚临界流动时的尺寸确定

5.6.4.1 常规压力释放阀和先导式压力释放阀

亚临界流动的气体介质用压力释放阀的尺寸确定,按式(5)~式(7)计算。每个公式都可用来计算通过对弹簧载荷的调节以补偿附加背压力的常规压力释放阀和先导式压力释放阀需要的有效排放面积 *A*。并从 GB/T 24920 中选取标准流道的有效面积不小于计算值 *A* 的压力释放阀。计算示例参见附录 B。

$$A = \frac{17.9 \times W}{F_2 K_d K_c} \sqrt{\frac{ZT}{M p_d (p_d - p_b)}}$$

.....(5)

$$A = \frac{47.95 \times V}{F_2 K_d K_c} \sqrt{\frac{ZTM}{p_d (p_d - p_b)}}$$

.....(6)

$$A = \frac{258 \times V}{F_2 K_d K_c} \sqrt{\frac{ZTG}{p_d(p_d - p_b)}}$$

.....(7)

式中：
 F_2 — 亚临界流动下的排量修正系数，利用式(8)计算：

$$F_2 = \sqrt{\left(\frac{k}{k-1}\right) (r)^{2/k} \left[\frac{1 - r^{(k-1)/k}}{1 - r}\right]}$$

.....(8)

式中：
 r ——背压力与排放压力之比， p_b/p_d ；
 F_2 的值也可由图 12 获得。

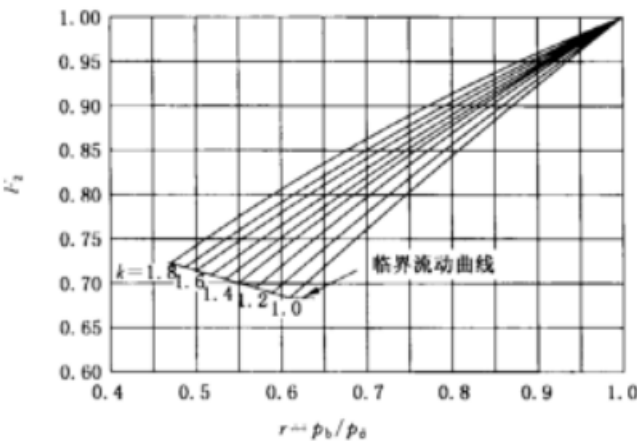


图 12 亚临界流动的 F_2 值

5.6.4.2 平衡式压力释放阀

平衡式压力释放阀的尺寸确定，按式(2)～式(4)计算。这时的背压修正系数考虑到了亚临界流动的情况以及阀瓣的开启高度保持不变(亚临界流动公式仅适用于开启高度保持不变的情况)。此时，背压修正系数 K_b 应从制造商处获取。

5.6.4.3 计算的替代方法

在亚临界流动中，也可以使用临界流动公式替代亚临界流动公式来确定常规压力释放阀或先导式压力释放阀的尺寸。在使用这个替代方法时，通过设定亚临界流动公式等于临界流动公式，用代入法获得背压修正系数 K_b 。图 13 给出了 K_b 的图解。当使用式(2)～式(4)时，用图 13 给出的 K_b (此时 K_b 不等于 1.0) 进行计算得出的面积与用亚临界流动公式算得的面积是相同的。该方法仅适用于可以通过调节弹簧载荷来补偿附加背压力的常规压力释放阀或先导式压力释放阀的计算。计算示例参见附录 C。

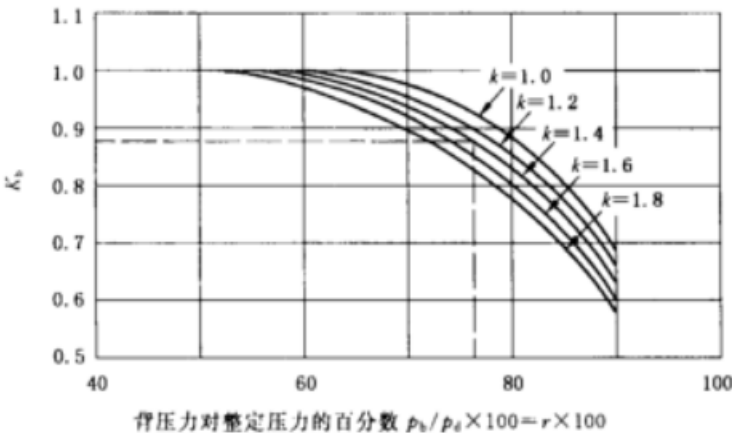


图 13 仅指气体用常规压力释放阀恒定背压修正系数 K_b

5.7 蒸汽用压力释放阀的尺寸确定

临界流动的蒸汽介质用压力释放阀的尺寸确定,按式(9)计算。计算达到必需的排量所需要的压力释放阀的有效排放面积 A 。并从 GB/T 24920 中选取标准流道的有效面积不小于计算值 A 的压力释放阀。计算示例参见附录 D。

$$A = \frac{190.4 \times W}{p_d K_d K_b K_c K_n K_{sh}}$$

.....(9)

式中:

K_n ——压力修正系数,

当 $p_d \leq 10\,339\text{ kPa}$ (绝压)时, $K_n = 1$,

当 $10\,339\text{ kPa} < p_d \leq 22\,057\text{ kPa}$ (绝压)时, $K_n = \frac{0.027\,64 \times p_d - 1\,000}{0.033\,24 \times p_d - 1\,061}$;

K_{sh} ——过热修正系数。可从表 9 获得。对于任何压力下的饱和蒸汽, $K_{sh} = 1.0$ 。

表 9 过热修正系数 K_{sh}

整定压力 (绝压) MPa	进口温度/℃									
	150	200	260	320	370	420	490	540	590	640
0.2	1.00	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.74	0.72	0.70
0.3	1.00	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.74	0.72	0.70
0.4	1.00	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.74	0.72	0.70
0.5	1.00	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.74	0.72	0.70
0.6		0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.74	0.72	0.70
0.7		0.99	0.94	0.88	0.84	0.81	0.77	0.74	0.72	0.70
0.8		1.00	0.94	0.88	0.85	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
0.9		1.00	0.94	0.88	0.85	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
1.0		1.00	0.94	0.88	0.85	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
1.2		1.00	0.94	0.89	0.85	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
1.3		1.00	0.94	0.89	0.85	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
1.4		1.00	0.95	0.89	0.85	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
1.6	—	1.00	0.95	0.89	0.85	0.82	0.77	0.75	0.72	0.70
1.8	—	—	0.95	0.89	0.85	0.82	0.77	0.75	0.72	0.70
2.0	—	—	0.96	0.89	0.85	0.82	0.77	0.75	0.72	0.70
2.2	—	—	0.96	0.90	0.85	0.82	0.77	0.75	0.72	0.70
2.5	—	—	0.96	0.90	0.86	0.82	0.77	0.75	0.72	0.70
2.8	—	—	0.97	0.90	0.86	0.82	0.78	0.75	0.73	0.70
3.4	—	—	0.98	0.91	0.86	0.82	0.78	0.75	0.73	0.70
4.2	—	—	0.98	0.92	0.87	0.83	0.78	0.75	0.73	0.71
5.6	—	—	—	0.94	0.88	0.84	0.79	0.76	0.73	0.71
7.0	—	—	—	0.95	0.90	0.84	0.79	0.76	0.73	0.71
8.5	—	—	—	0.97	0.91	0.85	0.80	0.77	0.74	0.71
10.0	—	—	—	0.99	0.92	0.88	0.80	0.77	0.75	0.71
12.0	—	—	—	—	0.94	0.87	0.81	0.77	0.74	0.72
13.5	—	—	—	—	0.95	0.87	0.80	0.76	0.74	0.70
17.5	—	—	—	—	0.95	0.88	0.78	0.74	0.71	0.68
20.5	—	—	—	—	—	0.85	0.76	0.71	0.68	0.64

5.8 液体用压力释放阀的尺寸确定

5.8.1 需要排量验证

当有排量验证要求并已经试验确认在 10% 超过压力下的额定排量系数的液体介质用压力释放阀。可按公式(10)初步确定阀的尺寸。计算示例参见附录 E。

$$A = \frac{11.78 \times Q}{K_d K_w K_c K_v} \sqrt{\frac{G}{p_d - p_b}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

式中:

Q ——排量,单位为升每分钟(L/min);

K_d ——有效排量系数。用于初步计算时,取 0.65;

K_w ——背压修正系数,可见图 10;

G ——在排放温度下,液体对标准状况下水的比重;

p_b ——背压力,单位为千帕(kPa)(表压);

p_d ——排放压力,单位为千帕(kPa)(表压);

K_v ——黏度修正系数。其值利用式(11)计算:

$$\left(0.993\,5 + \frac{2.878}{Re^{0.5}} + \frac{342.75}{Re^{1.5}} \right)^{-1.0} \quad \dots\dots\dots (11)$$

式中:

Re ——雷诺数;

K_v 值也可由图 14 确定。

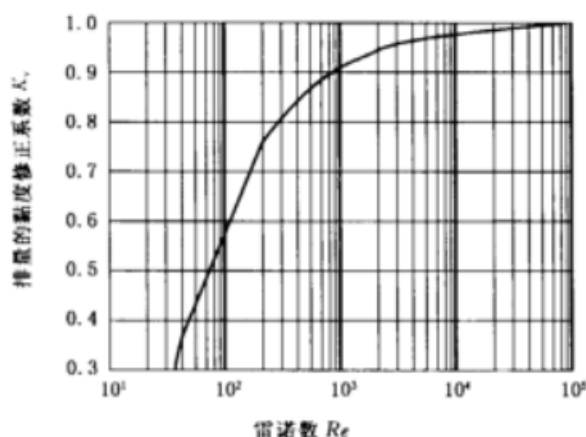


图 14 排量的黏度修正系数 K_v

对于黏性液体,可利用式(10)按非黏性液体(即 $K_v = 1.0$)初步确定阀的有效排放面积 A 。并按 GB/T 24920 选择比计算值 A 大一级的标准流道的有效面积,按下列公式中的任何一个以确定雷诺数 Re 。

$$Re = \frac{Q(18\,800 \times G)}{\mu \sqrt{A}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

或

$$Re = \frac{85\,220 \times Q}{U \sqrt{A}} \quad \dots\dots\dots (13)$$

式中:

μ ——介质流动温度下的绝对黏度(动力黏度),单位为厘泊(cP);

U ——介质流动温度下的黏度(运动黏度),赛氏通用黏度秒数 SSU。

注:对于黏度小于赛氏通用黏度秒数 SSU 100 的情况,不推荐使用式(13)。

利用图 14 由雷诺数确定 K_v ,按式(10)来初步修正需要的排放面积。如果修正后的面积超过所选

择的标准流道的有效面积,则应用比此面积大一级的标准流道的有效面积重复上述计算。

5.8.2 未经排量验证

对于未经排量验证的液体介质用压力释放阀,通常用式(14)来确定阀的尺寸。

$$A = \frac{11.78 \times Q}{K_d K_w K_c K_v K_p} \sqrt{\frac{G}{1.25 p_s - p_b}} \dots\dots\dots (14)$$

式中:

K_p ——超过压力修正系数。当超过压力为 25% 时, $K_p = 1.0$, 当超过压力为 10% 时, $K_p = 0.6$, 当超过压力不等于 25% 时, 见图 15;

K_d ——有效排量系数。用于初步计算时, 取 0.62;

p_s ——整定压力, 单位为千帕(kPa)(表压)。

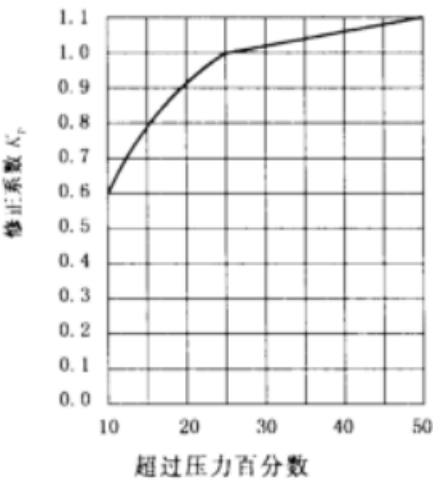


图 15 未经排量验证的液体介质用压力释放阀的超过压力修正系数

5.9 液体/蒸汽两相介质用压力释放阀的尺寸确定

5.9.1 当两相介质工况带来背压增加过大或无法进行充分预测时, 应选用平衡式或先导式压力释放阀。

5.9.2 两相介质用压力释放阀的尺寸确定推荐使用附录 F 的方法。

附录 A

(资料性附录)

临界流动时气体介质的尺寸确定实例

A.1 工况条件

- A.1.1 由于操作失误引起,烃类混合气所需的流量 W 为 24 260 kg/h。
- A.1.2 烃类混合气主要成分为丁烷(C4)和戊烷(C5),烃类混合气的分子量 M 为 65。
- A.1.3 排放温度为 75 ℃,即($T=273+75=348$ K)。
- A.1.4 压力释放阀的整定压力为 517 kPa(表压),即超压保护设备的设计压力。
- A.1.5 背压力为 101.3 kPa(绝压)。

A.2 参数

- A.2.1 允许的积聚压为 10%。
- A.2.2 排放压力, $p_d=517 \times 1.1+101.3=670$ kPa(绝压)。
- A.2.3 计算的压缩系数 Z 为 0.84。(当压缩系数不能确定时,可取 $Z=1.0$)。
- A.2.4 临界流动压力(根据表 7)为 $670 \times 0.59=395.3$ kPa(绝压)。
- A.2.5 $C_p/C_v=k$ (根据表 7)为 1.09,根据表 8, $C=326$ 。
- A.2.6 排量的背压修正系数, K_b 为 1.0。
- A.2.7 综合修正系数, K_c 为 1.0。
- A.2.8 有效排量系数,用于初步计算时, K_d 为 0.975。
- A.2.9 因背压力 101.3 kPa(绝压)小于临界流动压力 395.3 kPa(绝压),故按临界流动公式[见式(2)和 5.6.3]确定压力释放阀的尺寸。

A.3 计算

- A.3.1 1 台压力释放阀的有效排放面积按式(2)计算如下:

$$A = \frac{13\,160 \times W}{CK_d p_d K_b K_c} \sqrt{\frac{TZ}{M}}$$

$$= \frac{13\,160 \times 24\,260}{326 \times 0.975 \times 670 \times 1.0 \times 1.0} \sqrt{\frac{348 \times 0.84}{65}} = 3\,179 \text{ mm}^2。$$

- A.3.2 按 GB/T 24920 选取“D”至“T”的流道代号,对应于计算的 A ,选取流道代号为“P”(4 116 mm²)的标准流道有效面积的 1 台压力释放阀。

附录 B

(资料性附录)

亚临界流动时气体介质的尺寸确定实例

B.1 工况条件

B.1.1 由于操作失误引起,烃类混合气的所需流量 W 为 24 260 kg/h。

B.1.2 烃类混合气主要成分为丁烷(C4)和戊烷(C5),烃类混合气的分子量 M 为 65。

B.1.3 排放温度为 75 °C,即($T=273+75=348$ K)。

B.1.4 压力释放阀的整定压力为 517 kPa(表压),即超压保护设备的设计压力。

B.1.5 恒定背压力为 379 kPa(表压)。对于常规压力释放阀,应根据恒定背压力的数值通过对弹簧载荷的调整,对整定压力进行修正。本实例中,冷态试验差压力为 138 kPa(表压)。

B.2 参数

B.2.1 允许的积聚压为 10%。

B.2.2 排放压力, $p_d=517 \times 1.1+101.3=670$ kPa(绝压)。

B.2.3 计算的压缩系数 Z 为 0.84。(当压缩系数不能确定时,可取 $Z=1.0$)。

B.2.4 临界流动压力(根据表 7)为 $670 \times 0.59=395.3$ kPa(绝压)。

B.2.5 积聚压力为 $517 \times 0.1=51.7$ kPa(表压)。

B.2.6 总背压力为 $379+51.7=431$ kPa(表压)。(绝对压力为 532.3 kPa)。

B.2.7 $C_p/C_v=k$ (根据表 7)为 1.09。

B.2.8 综合修正系数, K_c 为 1.0。

B.2.9 有效排量系数,用于初步计算时, K_d 为 0.975。

B.2.10 背压力与排放压力之比 p_b/p_d (临界压力比)为 $(431+101.3)/670=0.794$ 。

B.2.11 亚临界流动下的排量修正系数 F_2 为 0.86(查图 13)。

B.2.12 因背压力 480.3 kPa(绝压)大于临界流动压力 395.3 kPa(绝压),故按亚临界流动公式[见式(5)和 5.6.4]确定压力释放阀的尺寸。

B.3 计算

B.3.1 1 台压力释放阀的有效排放面积按式(5)计算如下:

$$\begin{aligned} A &= \frac{17.9 \times W}{F_2 K_d K_c} \sqrt{\frac{ZT}{MP_d(p_d - p_b)}} \\ &= \frac{17.9 \times 24\,260}{0.86 \times 0.975 \times 1.0} \sqrt{\frac{0.84 \times 348}{65 \times 670(670 - 532.3)}} = 3\,616 \text{ mm}^2. \end{aligned}$$

B.3.2 按 GB/T 24920 中选取“D”至“T”的流道代号,对应于计算的 A ,选取流道代号为“P”(4 116 mm²)的标准流道有效面积的 1 台压力释放阀。

附录 C

(资料性附录)

替代方法气体介质的尺寸确定实例

C.1 工况条件

- C.1.1 由于操作失误引起,烃类混合气所需的流量 W 为 24 260 kg/h。
- C.1.2 烃类混合气主要成分为丁烷(C4)和戊烷(C5),烃类混合气的分子量 M 为 65。
- C.1.3 排放温度为 75 ℃,即(273+75=348 K)。
- C.1.4 超压保护设备的设计压力 517 kPa(表压),即压力释放阀的整定压力。
- C.1.5 恒定背压力为 379 kPa(表压)。对于常规阀门,弹簧组件根据所得的恒定背压的数值进行调整。本例中,冷态试验差压力是 138 kPa(表压)。

C.2 参数

- C.2.1 允许 10%的积聚压力。
- C.2.2 排放压力, $p_d = 517 \times 1.1 + 101.3 = 670$ kPa(绝压)。
- C.2.3 算得的压缩系数 Z 为 0.84。(如果无法计算压缩系数,可取 $Z = 1.0$)。
- C.2.4 临界流动压力(根据表 7)为 $670 \times 0.59 = 395$ kPa(绝压)。
- C.2.5 系统积聚压力为 $517 \times 0.1 = 51.7$ kPa(表压)。
- C.2.6 总背压力为 $379 + 51.7 = 431$ kPa(表压)。(绝压为 532.3 kPa)。
- C.2.7 $C_p/C_v = k$ (根据表 7)为 1.09,根据表 8, $C = 326$ 。
- C.2.8 综合修正系数, K_c 为 1.0。
- C.2.9 有效排量系数,用于初步计算时, K_d 为 0.975。
- C.2.10 背压力与排放压力之比 p_b/p_d (临界压力比)为 $(431 + 101.3)/670 = 0.794$ 。
- C.2.11 流量的背压修正系数, K_b 为 0.88(见图 14)。
- C.2.12 因为背压力 480.3 kPa(绝压)大于临界流动压力 395 kPa(绝压),则应根据亚临界流动公式,而本例采用 5.6.4.3 的替代方法[见式(2)和 5.6.3]确定压力释放阀的尺寸。

C.3 计算

- C.3.1 将以上条件和数据代入式(2),得出单个压力释放阀的有效排放面积为:

$$A = \frac{13\,160 \times W}{CK_d p_d K_b K_c \sqrt{TZ}} \sqrt{M}$$

$$= \frac{13\,160 \times 24\,260}{326 \times 0.975 \times 670 \times 0.88 \times 1.0 \sqrt{\frac{348 \times 0.84}{65}}} = 3\,612 \text{ mm}^2。$$

- C.3.2 利用 GB/T 24920 中选取“D”至“T”的流道代号,对照计算的 A ,选取标准流道有效面积为 4 116 mm²,相应的流道代号为“P”。

C.4 结论

此方法的结果与附录 B 的结果基本一致。

附录 D

(资料性附录)

临界流动时蒸汽介质的尺寸确定实例

D.1 工况条件

D.1.1 由于操作失误引起向大气排放,饱和蒸汽所需的流量 W 为 69 615 kg/h。

D.1.2 超压保护设备的设计压力 11 032 kPa(表压),即压力释放阀的整定压力。

D.1.3 积聚压力 10%。

D.2 参数

D.2.1 排放压力, $p_d = 11\,032 \times 1.1 + 101.3 = 12\,236$ kPa(绝压)。

D.2.2 有效排量系数 K_d 为 0.975。

D.2.3 流量的背压修正系数, K_b 为 1.0。

D.2.4 综合修正系数, K_c 为 1.0。

D.2.5 压力修正系数 $K_n = [0.027\,64(12\,236) - 1\,000] / [0.033\,24(12\,236) - 1\,061] = 1.01$ 。

D.2.6 过热修正系数 K_{sh} 为 1.0。

D.2.7 有效排量系数,用于初步计算时, K_d 为 0.975。

D.3 计算

D.3.1 将以上条件和数据代入式(9),得出单个压力释放阀的有效排放面积为:

$$\begin{aligned} A &= \frac{190.4 \times W}{p_d K_d K_b K_c K_n K_{sh}} \\ &= \frac{190.4 \times 69\,615}{12\,236 \times 0.975 \times 1 \times 1.01 \times 1} = 1\,100 \text{ mm}^2. \end{aligned}$$

D.3.2 利用 GB/T 24920 中选取“D”至“T”的流道代号,对照计算的 A ,选取标准流道有效面积为 1 186 mm²,相应的流道代号为“K”。

附录 E

(资料性附录)

需排量验证的液体介质的尺寸确定实例

E.1 工况条件

E.1.1 由于排出阻塞引起,所需原油的体积流量 Q 为 6 814 L/min。

E.1.2 超压保护设备的设计压力 1 724 kPa(表压),即压力释放阀的整定压力。

E.1.3 变动背压 0 kPa~345 kPa(表压)。

E.1.4 原油的比重为 0.90,在流动温度下的黏度为赛氏通用黏度 2 000 s。

E.2 参数

E.2.1 超过压力 10%。

E.2.2 排放压力, $p_d = 1\,724 \times 1.1 = 1\,896$ kPa(表压)。E.2.3 背压力对整定压力的百分比为 $(p_b/p_s) \cdot 100 = (345/1\,724) \times 100 = 20\%$ 。E.2.4 排量的背压修正系数,查图 11 得 K_w 为 0.97。E.2.5 用于初步计算的有效排量系数 K_d 为 0.65。E.2.6 综合修正系数, K_c 为 1.0。

E.3 计算 1

E.3.1 将以上条件和数据代入式(10),先得出非黏性液体($K_v=1.0$)的一台压力释放阀有效排放面积为:

$$A_R = \frac{11.78 \times Q}{K_d K_w K_c K_v \sqrt{p_d - p_b}}$$

$$= \frac{11.78 \times 6\,814}{0.65 \times 0.97 \times 1.0 \times 1.0 \sqrt{1\,896 - 345}} = 3\,066 \text{ mm}^2。$$

E.3.2 按照 A_R 从 GB/T 24920 中选取 4 116 mm²代号为“P”的面积。

E.4 计算 2

E.4.1 将选取的数值 A_R 代入式(13),得出雷诺数 Re :

$$Re = \frac{85\,220 \times Q}{U \sqrt{A_R}}$$

$$= \frac{85\,220 \times 6\,814}{2\,000 \times \sqrt{4\,116}} = 4\,525。$$

E.4.2 根据式(11)或图 15,确定排量的黏度修正系数 $K_v = 0.964$ 。E.4.3 非黏性液体($K_v = 0.964$)的单个压力释放阀有效排放面积为:

$$A = \frac{11.78 \times Q}{K_d K_w K_c K_v \sqrt{p_d - p_b}}$$

$$= \frac{11.78 \times 6\,814}{0.65 \times 0.97 \times 1.0 \times 0.964 \sqrt{1\,896 - 345}} = 3\,180 \text{ mm}^2。$$

E.4.4 利用 GB/T 24920 中选取“D”至“T”的流道代号,对照计算的 A ,选取 4 166 mm²标准流道有效面积,相应的流道代号为“P”。

附录 F
(资料性附录)

两相介质用压力释放阀的尺寸确定

F.1 液体/蒸汽两相介质用压力释放阀的尺寸确定

F.1.1 本附录提供的两相介质用压力释放阀的尺寸确定方法是目前应用的几种方法之一,并且随着时间的推移更新的方法不断地完善。建议应充分了解该项用于两相介质的特定方法。应注意的是,本附录提供的方法并未经试验证实,也没有任何公认的两相介质用压力释放阀进行排量认证的程序。

F.1.2 在液体/蒸汽两相介质流动的范畴下可能有许多不同的情况。在所有这些情况下,不是假设两相混合介质进入压力释放阀,就是假设当液体通过阀门时产生两相混合介质。对于因闪蒸而发生的蒸发可能会减少阀门的有效质量流量,必须给予考虑。F.2.1至F.2.3提供的方法可用来确定液体/蒸汽两相介质用压力释放阀的尺寸。此外,F.2.1还可用于冷凝两相介质流中的超临界流体。对于特定的两相介质流工况,用表F.1来确定所要参考的章节。

表 F.1 液体/蒸汽两相介质用压力释放阀的工况

液体/蒸汽两相介质的工况	实例	章节
两相介质(饱和液体和饱和蒸汽)进入压力释放阀并出现闪蒸。无不可冷凝气体 ^a 存在。也包括在冷凝两相介质流中低于和高于热力平衡点的介质	丙烷饱和液体/蒸汽进入压力释放阀且液态的丙烷闪蒸	F.2.1
两相介质(高度过冷 ^b 液体并包含不可冷凝气体或可冷凝蒸汽或包含两者)进入压力释放阀且不闪蒸	高度过冷的丙烷和氮气进入压力释放阀且丙烷不闪蒸	F.2.1
过冷液体(包括饱和液体)进入压力释放阀并闪蒸。无可冷凝蒸汽或不可冷凝气体存在	过冷丙烷进行压力释放阀并闪蒸	F.2.2
两相介质(不可冷凝气体或既有可冷凝蒸汽又有不可冷凝气体两者,加上过冷液体或饱和液体)进入压力释放并闪蒸。有不可冷凝气体存在	丙烷饱和液体/蒸汽和氮气进入压力释放阀且液体丙烷闪蒸	F.2.3
^a 不可冷凝气体是指在正常工艺条件下不易冷凝的气体,通常不可冷凝气体包括空气、氧气、氮气、氢气、二氧化碳、一氧化碳和硫化氢。 ^b 术语高度过冷用来强调液体在通过压力释放阀时不闪蒸。		

F.1.3 F.2.1至F.2.3中提供的公式是基于莱恩(Leung)欧米加方法。此方法建立在下列假设的基础上(其他特定的假设或限制要求在相应的章节中提供)。

注:对于两相介质的高冲量排放,可以假设热平衡和机械力平衡两项假设。此假设对应于单相的平衡流动模型(HEM)。

F.1.4 可以考虑使用更精确的方法:将液体/蒸汽两相平衡(VLE)模型与基于单相的平衡流动(HEM)模型的计算机分析方法相结合。

F.2 尺寸确定方法

F.2.1 对闪蒸或非闪蒸两相介质的压力释放阀的尺寸确定

F.2.1.1 总则

本节提供的方法可用于确定闪蒸流或非闪蒸流工况的压力释放阀的尺寸。对于闪蒸流,两相介质必须由饱和液体和饱和蒸汽组成且不得包括不可冷凝气体。对于非闪蒸流,两相介质必须由高度过冷

的液体同不可冷凝的气体或可冷凝的蒸汽之一或两者组成。在冷凝的两相介质流中位于热力学临界点以上和以下的介质亦可适用。可以使用下列程序：

第一步：计算欧米加 ω 参数

对于多组分闪蒸介质(公称沸点范围¹⁾小于 150 ℉)或单一组分闪蒸介质,使用式(F.1)、式(F.2)或式(F.3)。如果使用式(F.1)或式(F.2),单一组分闪蒸介质必须远离其热力学临界点²⁾($T_r \leq 0.9$ 或 $p_r \leq 0.5$)。

$$\omega = \frac{x_o v_{vo}}{v_o} \left(1 - \frac{0.37 p_o v_{vlo}}{h_{vlo}} \right) + \frac{0.185 C_p T_o p_o}{v_o} \left(\frac{v_{vlo}}{h_{vlo}} \right)^2 \dots\dots\dots (F.1)$$

$$\omega = \frac{x_o v_{vo}}{v_o k} + \frac{0.185 C_p T_o p_o}{v_o} \left(\frac{v_{vlo}}{h_{vlo}} \right)^2 \dots\dots\dots (F.2)$$

式中：

x_o ——压力释放阀进口处的蒸汽质量比率；

v_{vo} ——压力释放阀进口处蒸汽的比容,单位为立方英尺/磅；

v_o ——压力释放阀进口处两相介质的比容,单位为立方英尺/磅；

p_o ——压力释放阀进口压力,单位为磅/平方英寸(psi)(绝压)。等于整定压力(psi)(表压)加允许的超过压力(psi)再加大气压；

v_{vlo} ——压力释放阀进口处蒸汽比容与液体比容之差,单位为立方英尺/磅；

h_{vlo} ——压力释放阀进口处蒸发潜热,单位为 Btu/lb。对于多组分介质, h_{vlo} 为蒸汽比焓和液体比焓之差；

C_p ——压力释放阀进口处液体的定压比热,单位为 Btu/lb · R；

T_o ——压力释放阀进口处温度(R)；

k ——蒸汽的比热容比。如果该比热容比未知,可取 1.0。

对于公称沸点范围大于 150 ℉的多组分闪蒸介质,接近热力学临界点的单一组分闪蒸介质,或者在冷凝两相介质流中的超临界介质,使用式(F.3)：

$$\omega = 9 \left(\frac{v_g}{v_o} - 1 \right) \dots\dots\dots (F.3)$$

式中：

v_g ——在 90%压力释放阀进口压力 p_o 下估算的比容,单位为立方英尺/磅。当确定 v_g 时,闪蒸计算应按等焓过程进行,对于等焓(绝热)闪蒸过程也就足够了。

对于非闪蒸介质,使用式(F.4)：

$$\omega = \frac{x_o v_{vg}}{v_o k} \dots\dots\dots (F.4)$$

式中：

x_o ——压力释放阀进口处的蒸汽、气体或蒸汽和气体混合气质量比率；

v_{vg} ——压力释放阀进口处蒸汽、气体或蒸汽和气体混合气的比容(立方英尺/磅)；

k ——蒸汽、气体或蒸汽和气体混合气的比热容比。如果该比热容比未知,可取 1.0。

第二步：确定介质流动为临界流动或亚临界流动

$p_c > p_o$ 临界流动

$p_c < p_o$ 亚临界流动

式中：

p_c ——临界压力,单位为(psi)(绝压)；

1) 公称沸点范围是指介质中最轻和最重组分在大气压下的沸点之差值。

2) 其他适用的假设包括：理想气体的状况,通过喷嘴时的介质的蒸发热和热容量是恒定的,介质的蒸汽压-温度特性遵循 Clapeyron 方程,等焓流动过程。

$$p_c = \eta_c p_o$$

η_c ——从图 F.1 得到的临界压力比。此值亦可由下列表达式得出：

$$\eta_c^2 + (\omega^2 - 2\omega)(1 - \eta_c)^2 + 2\omega^2 \ln \eta_c + 2\omega^2(1 - \eta_c) = 0$$

p_o ——压力释放阀进口处压力(psi)(绝压)。等于整定压力(psi)(表压)加允许的超过压力(psi)再加大气压力。

p_a ——出口背压力(下游压力)(psi)(绝压)。

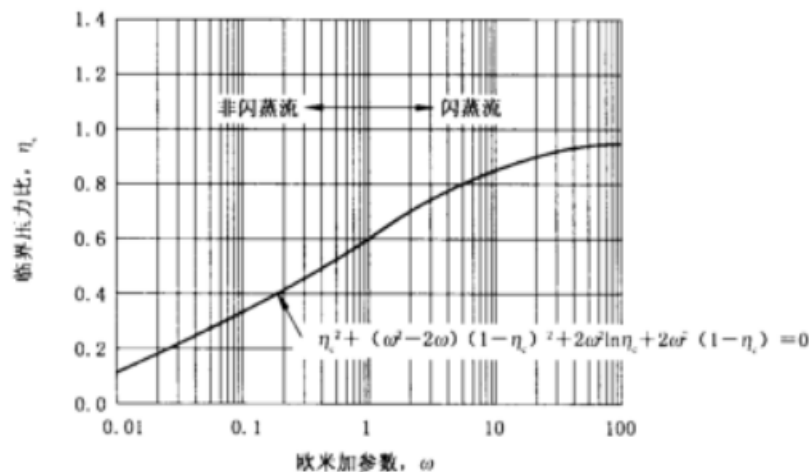


图 F.1 闪蒸和非闪蒸介质的临界压力比

第三步:计算质量流量

对于临界流动,使用式(F.5)。对于亚临界流动,使用式(F.6)。

$$G = 68.09 \eta_c \sqrt{\frac{p_o}{v_o \omega}} \quad \text{..... (F.5)}$$

$$G = \frac{68.09 \{ -2 [\omega \ln \eta_s + (\omega - 1)(1 - \eta_s)] \}^{1/2}}{\omega \left(\frac{1}{\eta_s} - 1 \right) + 1} \sqrt{p_o / v_o} \quad \text{..... (F.6)}$$

式中:

G ——单位面积质量流量,单位为磅/秒·平方英尺;

η_s ——背压比。 $\eta_s = \frac{p_a}{p_o}$ 。

第四步:计算所需的压力释放阀排放面积,使用式(F.7):

$$A = \frac{0.04W}{K_d K_b K_c G} \quad \text{..... (F.7)}$$

式中:

A ——所需的有效排放面积,单位为平方英寸;

W ——质量流量,单位为磅/小时(lb/h);

K_d ——应从制造商获得的有效排量系数。初步估算尺寸时,可取 $K_d = 0.85$;

K_b ——应从制造商获得的蒸汽背压修正系数。初步估算尺寸时,可使用图 10。该背压修正系数仅适用于平衡式压力释放阀;

K_c ——当在压力释放阀进口装有防爆膜时的综合修正系数;不装防爆膜时 $K_c = 1.0$ 。当防爆膜和压力释放阀组合安装又未给出组合的综合修正系数时, $K_c = 0.9$ 。

E.2.1.2 实例

在本实例中,已知下列排放要求:

a) 由于操作失误引起的原油两相介质流的所需流量为 477 430 磅/小时。该流量发生在冷凝器

出口侧；

- b) 压力释放阀进口处的温度为 200 °F (659.7R)；
- c) 压力释放阀整定在 60 psig, 即设备的设计压力；
- d) 出口背压为 15 psig (29.7 psi) (绝压) [附加背压为 0 psi (表压), 排放背压为 15 psi (表压)]；
- e) 压力释放阀进口处两相介质的比容为 0.311 6 立方英尺/磅。

在本实例中, 可得出下列数据:

- a) 允许的积聚压为 10%；
- b) 排放压力为 $1.10 \times 60 = 66$ psig (80.7 psi) (绝压)；
- c) 背压(表压)对整定压力(表压)的百分比为 $(15/60) \times 100 = 25\%$ 。

背压修正系数 $K_b = 1.0$ (从图 10 得出)。由于出口排放背压力大于整定压力的 10%, 因此, 应使用平衡式压力释放阀。

第一步: 计算欧米加 ω 参数:

因为原油两相介质流介质是一种多组分闪蒸介质, 且公称沸点范围大于 150 °F, 故选择式 (F. 3) 计算欧米加参数 ω 。利用过程模拟计算机进行等焓(绝热)闪蒸计算得出, 在 $0.9 \times 80.7 = 72.63$ psi (绝压) 时估算得到的比容值为 0.362 9 立方英尺/磅。而按公式 (F. 3) 得出的参数 ω 为:

$$\omega = 9 \left(\frac{0.3629}{0.3116} - 1 \right) = 1.482$$

第二步: 确定流动为临界流动或亚临界流动:

临界压力比 η_c 为 0.66 (从图 F. 1 得出)。而临界压力 p_c 计算如下:

$$p_c = 0.66 \times 80.7 = 53.26 \text{ psi (绝压)}$$

因 $p_c > p_a$ ($53.26 > 29.7$), 故确定为临界流动。

第三步: 计算质量流量:

根据式 (F. 5) 算得质量流量 G 为:

$$G = 68.09 \times 0.66 \times \sqrt{\frac{80.7}{0.3116 \times 1.482}} = 594.1 \text{ (磅 / 秒} \cdot \text{平方英尺)}$$

第四步: 计算压力释放阀所需的排放面积:

所需的压力释放阀排放面积 A 按公式 (F. 7) 计算如下:

$$A = \frac{0.04 \times 477.430}{0.85 \times 1 \times 1 \times 594.1} = 37.8 \text{ (平方英寸)}$$

选择二台流道代号为“Q”和一台流道代号为“R”的压力释放阀 ($2 \times 11.05 + 1 \times 16.00 = 38.1$ 平方英寸)。

此实例得出了多台压力释放阀, 因此所需的排放面积可以按 16% 超过压力重新计算。

F. 2. 2 对进口处为过冷液体的场合的压力释放阀尺寸的确定

F. 2. 2. 1 总则

本节提供的方法可用于确定在进口处为过冷液体(包括饱和液体)的压力释放阀尺寸。在阀门进口处应无可冷凝蒸汽或不可冷凝气体存在。过冷液体或在压力释放阀的上游侧或在其下游侧闪蒸, 取决于流体所处的过冷区域。本节中的公式也适用于全液体情形。可使用下列程序确定尺寸。

第一步: 计算饱和欧米加参数 ω_s :

对于多组分闪蒸介质(公称沸点范围³⁾小于 150 °F)或单一组分闪蒸介质, 使用式 (F. 8) 或式 (F. 9)。当使用式 (F. 8) 时, 介质必须远离其热动力临界点 ($T_r \leq 0.9$ 或 $p_r \leq 0.5$)⁴⁾。

3) 公称沸点范围是指介质中最轻和最重组分在大气压下的沸点之差值。

4) 其他适用的假设包括: 通过喷嘴时的介质的蒸发热和热容量是恒定的, 介质的蒸汽压-温度特性遵循 Clapeyron 方程, 等焓流动过程。

$$\omega_s = 0.185 \rho_{l0} C_p T_0 p_s \left(\frac{v_{vl0}}{h_{vl0}} \right)^2 \dots\dots\dots (F.8)$$

式中:

ρ_{l0} ——压力释放阀进口处的液体密度,单位为磅/立方英尺;

C_p ——压力释放阀进口处的液体定压比热,单位为 Btu/lb · R;

T_0 ——压力释放阀进口处的温度(R);

p_s ——与温度 T_0 对应的饱和蒸汽压,单位为(psi)(绝压)。对于多组分介质,用对应于 T_0 的沸点压力;

v_{vl0} ——在 p_s 压力时的蒸汽比容与液体比容之差值,单位为立方英尺/磅;

h_{vl0} ——在 p_s 压力时的蒸发潜热(Btu/lb)。对于多组分介质, h_{vl0} 是在 p_s 压力时的蒸汽比焓和液体比焓之差值。

对于公称沸点范围大于 150 °F 的多组分介质或在接近热力临界点的单一组分介质,使用式(F.9)。

$$\omega_s = 9 \left(\frac{\rho_{l0}}{\rho_s} - 1 \right) \dots\dots\dots (F.9)$$

式中:

ρ_s ——用对应于压力释放阀进口温度 T_0 的饱和蒸汽压 p_s 的 90% 所估算的密度。对于多元系统,使用与 T_0 相对应的气泡点压力作为饱和蒸汽压 p_s 。确定 ρ_s 时,可采用等焓法计算闪蒸,但等焓(绝热线)闪蒸应充分。

第二步:确定过冷区域:

$p_s > \eta_s p_0$ 低过冷区域(闪蒸出现在喉部上游)。

$p_s < \eta_s p_0$ 高过冷区域(闪蒸出现在喉部)。

式中:

η_s ——过渡饱和压比率。

$$\eta_s = \frac{2\omega_s}{1 + 2\omega_s}$$

p_0 = 压力释放阀进口处的压力(psi)(绝压)。是压力释放阀的整定压力(psi)(表压)加允许的超过压力(psi)加大气压力。

第三步:确定介质流动是临界流动还是亚临界流动:

对于低过冷区域,用下式进行比较。

$p_c > p_s$ 临界流动

$p_c < p_s$ 亚临界流动

对于高过冷区域,用下式进行比较。

$p_s > p_s$ 临界流动

$p_s < p_s$ 亚临界流动(全液体流动)

式中:

p_c ——临界压力,单位为(psi)(绝压);

$$p_c = \eta_c p_0$$

η_c ——根据图 F.2,并利用 η_s 值得出的临界压力比;

η_s ——饱和压力比;

$$\eta_s = \frac{p_s}{p_0}$$

p_s ——下游背压(psi)(绝压)。

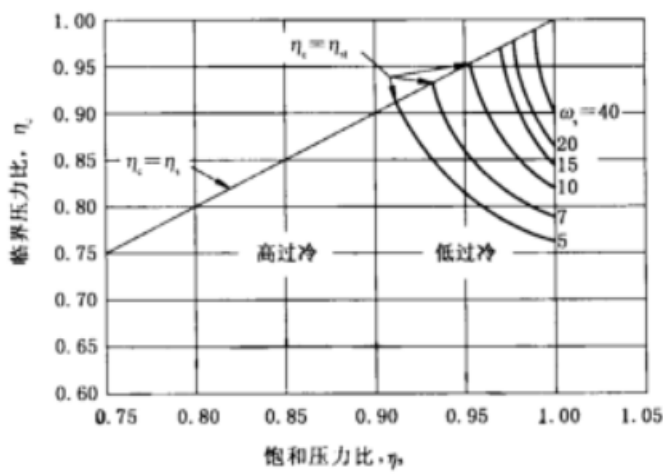


图 F.2 喷嘴进口过冷液体临界流的修正

第四步:计算质量流量:

在低过冷区域,用式(F. 10)。如果介质流动为临界流动,用 η_c 代替 η ;如果介质流动为亚临界流动,用 η_s 代替 η 。在高过冷区域,用式(F. 11)。如果介质流动为临界流动,用 p_c 代替 p ;如果介质流动为亚临界流动,用 p_s 代替 p 。

$$G = \frac{68.09 \left\{ 2(1 - \eta_s) + 2 \left[\omega_s \eta_s \ln \left(\frac{\eta_c}{\eta} \right) - (\omega_s - 1)(\eta_s - \eta) \right] \right\}^{1/2}}{\omega_s \left(\frac{\eta_c}{\eta} - 1 \right) + 1} \sqrt{p_o p_{10}} \dots\dots\dots (F. 10)$$

$$G = 96.3 \left[p_{10} (p_o - p) \right]^{1/2} \dots\dots\dots (F. 11)$$

式中:

G ——质量流量,单位为磅/秒·平方英尺;

η_s ——背压比。 $\eta_s = \frac{p_s}{p_o}$ 。

第五步:计算压力释放阀所必需具有的排放面积:

式(F. 12)只适用于紊流系统。许多两相泄压情况都属于紊流情况。

$$A = 0.3208 \frac{Q p_{10}}{K_d K_b K_c G} \dots\dots\dots (F. 12)$$

式中:

A ——压力释放阀所必需具有的有效排放面积,单位为平方英寸;

Q ——体积流率,单位为加仑/分;

K_d ——应从制造商处获得的有效排量系数。初步确定尺寸时,对于过冷液体可取 $K_d = 0.65$,对于饱和液体,可取 $K_d = 0.85$;

K_b ——应从制造商处获得的液体背压修正系数。初步确定尺寸时,可使用图 10。背压修正系数仅适用于平衡波纹管式泄压阀;

K_c ——在压力释放阀上游装有防爆膜的设备的综合修正系数。不装防爆膜时, $K_c = 1.0$ 。防爆膜和泄压阀一起安装,但没有给出公认值时, $K_c = 0.9$ 。

F.2.2.2 实例

本例中,已知下列排放要求:

- a) 由于泵路阻塞引起的所需丙烷体积流量为 100 加仑/分;
- b) 压力释放阀整定在 260 psig,即设备的设计压力;
- c) 出口总背压力为 10 psig(24.7 psi)(绝压)[附加背压=0 psi(表压),排放背压=10 psi(表压)];

- d) 压力释放阀进口处的温度为 60 °F (519.67R);
- e) 压力释放阀进口处的液体丙烷密度为 31.92 磅/立方英尺;
- f) 在压力释放阀进口处,液体丙烷的定压比热为 0.636 5 Btu/lb · R;
- g) 60 °F 时丙烷的饱和压力为 107.6 psi(绝压);
- h) 在饱和压力下,液体丙烷的比容为 0.031 60 立方英尺/磅;
- i) 在饱和压力下,丙烷蒸汽的比容为 1.001 立方英尺/磅;
- j) 在饱和压力下,丙烷蒸发潜热为 152.3 Btu/磅。

本例中,可得出下列数据:

- a) 允许的积聚压为 10%;
- b) 排放压力为 $1.10 \times 260 = 286$ psig (300.7 psi)(绝压);
- c) 背压力(表压)百分比 $= (10/260) \times 100 = 3.8\%$ 。

由于下游排放背压力小于整定压力的 10%,应使用常规压力释放阀。因此,背压修正系数 $K_b = 1.0$;

- d) 因为丙烷处于过冷工况,可取排放系数 $K_d = 0.65$ 。

第一步:计算饱和欧米加参数, ω_s ,

因丙烷属于单元系统且远低于其热动力学临界点,因此可用式(F.8)计算饱和欧米加参数 ω_s :

$$\omega_s = 0.185 \times 31.92 \times 0.636 5 \times 519.67 \times 107.6 \times \left(\frac{1.001 - 0.031 60}{152.3} \right)^2 = 8.515$$

第二步:确定过冷区:

临界饱和压力比 η_n 计算如下:

$$\eta_n = \frac{2 \times 8.515}{1 + 2 \times 8.515} = 0.944 5$$

因为 $p_s < \eta_n p_o$,可确定液体进入的是高过冷区域。

$$107.6 < 0.944 5 \times 300.7 = 284.0$$

第三步:确定介质流是临界流动还是亚临界流动:

因为 $p_s > p_n$,所以是临界流动。

$$107.6 > 24.7。$$

第四步:计算质量流量:

根据公式(F.11)算得质量流量 G 为:

$$G = 96.3 \times [31.92 \times (300.7 - 107.6)]^{1/2} = 7 560 (\text{磅/秒} \cdot \text{平方英尺})。$$

第五步:计算压力释放阀所必需具有的面积:

压力释放阀必需的面积 A 用式(F.12)计算如下:

$$A = 0.320 8 \times \frac{100 \times 31.92}{0.65 \times 1 \times 1 \times 7 560} = 0.208 \text{ 平方英寸}$$

选择一个流道代号为“F”的压力释放阀(0.307 平方英寸)。

F.2.3 有不可冷凝气体通过压力释放阀的两相闪蒸介质流用压力释放阀的尺寸确定

F.2.3.1 概述

本节讲述的方法可用于确定处理存在不可冷凝气体或即有可冷凝蒸汽又有不可冷凝气体的两相闪蒸介质流压力释放阀的尺寸。当不可冷凝气体在液体中具有明显的溶解性时,此方法不再有效。对于此种情况,应使用 F.2.1 讲述的方法。

在本方法中,术语蒸汽(用下标 v 表示)特指两相介质流中存在的可冷凝蒸汽,而术语气体(用下标 g 表示)特指不可冷凝气体。可使用下列步骤确定尺寸。

第一步:计算空隙比率 α_o ,用式(F.13):

$$\alpha_o = \frac{x_o v_{sgo}}{v_o} \dots\dots\dots (F.13)$$

式中:

x_o ——压力释放阀进口处气体或蒸汽与气体混合气的质量分数(质量);

v_{go} ——压力释放阀进口处气体或蒸汽与气体混合气的比容,单位为立方英尺/磅;

v_o ——压力释放阀进口处两相介质的比容,单位为立方英尺/磅。

第二步:计算参数欧米加 ω :

对于满足下列所有条件的系统,使用式(F.14)。

- 氢气含量(质量)小于 0.1%。
- 公称沸点范围⁵⁾小于 150 °F。
- p_{vo}/p_o 小于 0.9 或 p_{go}/p_o 大于 0.1。
- 介质远离热动力学临界点($T_r \leq 0.9$ 或 $p_r \leq 0.5$)⁶⁾。

$$\omega = \frac{a_o}{k} + 0.185(1 - a_o) \rho_{lo} C_p T_o p_{vo} \left(\frac{v_{vlo}}{h_{vlo}} \right)^2 \dots\dots\dots (F.14)$$

式中:

p_{vo} ——进口温度为 T_o 时的饱和蒸汽压,单位为(psi)(绝压)。对于多元系统,采用对应于温度 T_o 的气泡点压力;

p_o ——压力释放阀进口处的压力,单位为(psi)(绝压)。此压力为压力释放阀的整定压力(psi)(表压)加上允许的超过压力(psi)加上大气压;

p_{go} ——压力释放阀进口处不可冷凝气体的分压力,单位为(psi)(绝压);

k ——气体或蒸汽与气体混合气比热容比。如果比热容比未知,可取 1;

ρ_{lo} ——压力释放阀进口处的液体密度,单位为磅/立方英尺;

C_p ——压力释放阀进口处常压下的液体比热,单位为(Btu/lb · R);

T_o ——压力释放阀进口处的温度(R)。

v_{vlo} ——压力释放阀进口处蒸汽⁷⁾(不包括任何不可冷凝气体)与液体比容之差,单位为立方英尺/磅;

h_{vlo} ——压力释放阀进口处的蒸发潜热,单位为(Btu./lb)。多元系统的 h_{vlo} 是蒸汽和液体比焓之差。

跳到第三步,确定介质流是临界流还是次临界流。

对于满足下列条件之一的,使用式(F.15)。

- 氢气含量(质量)大于 0.1%。
- 公称沸点范围大于 150 °F。
- p_{vo}/p_o 大于 0.9 或 p_{go}/p_o 小于 0.1。
- 介质接近热动力学临界点($T_r \geq 0.9$ 或 $p_r \geq 0.5$)。

$$\omega = 9 \left(\frac{v_g}{v_o} - 1 \right) \dots\dots\dots (F.15)$$

式中:

v_g ——用压力释放阀进口压力 p_o 的 90%所估算的比容,单位为立方英尺/磅。确定 v_g 时,可采用等焓法计算闪蒸,但等焓(绝热线)闪蒸要充分。

跳到第四步,确定介质流动是临界流动还是亚临界流动。

5) 公称沸点范围是指系统中最轻和最重部件间大气压沸点之差。

6) 其他适用的假设有:具有理想气体的行为,通过喷嘴的介质的汽化热和热容量是恒定的,介质的蒸汽压-温度特性应遵循 Clapeyron 等式和等焓(不变的热焓)过程。

7) 当泄压阀进口存在不可冷凝气体时,要获得蒸汽的比容,可用蒸汽分压力(根据摩尔成分)和理想气体规律计算此比容。

第三步:确定介质流动是临界流动还是亚临界流动 $[\omega$ 是用式(F.14)计算得出时]:

$p_c > p_s$ 临界流动

$p_c < p_s$ 亚临界流动

其中:

p_c ——临界压力,单位为(psi)(绝压)。

$$p_c = [y_{g0} \eta_{gc} + (1 - y_{g0}) \eta_{vc}] p_o$$

y_{g0} ——进口气相中气体摩尔分数,可用已知的摩尔成分信息或 $y_{g0} = \frac{p_{g0}}{p_o}$ 计算确定;

η_{gc} ——用 $\omega = a_o/k$ 值从图 F.1 得出的非闪蒸临界压力比;

η_{vc} ——用 ω 值从图 F.1 得出的闪蒸临界压力比;

p_s ——下游背压(psi)(绝压)。

跳到第五步。

第四步:确定介质流动是临界流动还是亚临界流动 $[\omega$ 是用式(F.15)计算得出时]:

$p_c > p_s$ 临界流动

$p_c < p_s$ 亚临界流动

其中:

p_c ——临界压力,单位为(psi)(绝压), $p_c = \eta_c p_o$;

η_c ——从图 F.1 得出的临界压力比。此比值还可用下列表达式得出:

$$\eta_c^2 + (\omega^2 - 2\omega)(1 - \eta_c)^2 + 2\omega^2 \ln \eta_c + 2\omega^2(1 - \eta_c) = 0$$

p_s ——下游背压,单位为(psi)(绝压)。

跳到第六步。

第五步:计算质量流量 $[\omega$ 是用式(F.14)计算得出时]:

对于临界流动,用式(F.16):

$$G = 68.09 \left[\frac{p_o}{v_o} \left(\frac{y_{g0} \eta_{gc}^2 k}{a_o} + \frac{(1 - y_{g0}) \eta_{vc}^2}{\omega} \right) \right]^{1/2} \dots\dots\dots (F.16)$$

式中:

G ——质量流量,单位为磅/秒·平方英尺。

对于亚临界流动,要求迭代解。用式(F.17)和式(F.18)同时解出 η_g 和 η_v 。

$$\eta_s = y_{g0} \eta_g + (1 - y_{g0}) \eta_v \dots\dots\dots (F.17)$$

$$\frac{a_o}{k} \left(\frac{1}{\eta_g} - 1 \right) = \omega \left(\frac{1}{\eta_v} - 1 \right) \dots\dots\dots (F.18)$$

式中:

η_g ——非闪蒸分压比;

η_v ——闪蒸分压比。

用式(F.19)计算质量流量。

$$G = [y_{g0} G_g^2 + (1 - y_{g0}) G_v^2]^{1/2} \dots\dots\dots (F.19)$$

式中:

G_g ——非闪蒸质量流量,单位为磅/秒·平方英尺。

$$G_g = \frac{68.09 \left\{ -2 \left[\frac{a_o}{k} \ln \eta_g + \left(\frac{a_o}{k} - 1 \right) (1 - \eta_g) \right] \right\}^{1/2}}{\frac{a_o}{k} \left(\frac{1}{\eta_g} - 1 \right) + 1} \sqrt{p_o / v_o}$$

G_v ——闪蒸质量流量,单位为磅/秒·平方英尺。

$$G_v = \frac{68.09 \{-2[\omega \ln \eta_v + (\omega - 1)(1 - \eta_v)]\}^{1/2}}{\omega \left(\frac{1}{\eta_v} - 1\right) + 1} \sqrt{p_o/v_o}$$

跳到第七步。

第六步:计算质量流量 $[\omega$ 是用式(F.15)计算得出时]

对于临界流动,用式(F.20);对于亚临界流动,用式(F.21)。

$$G = 68.09 \eta_c \sqrt{\frac{p_o}{v_o \omega}} \quad \text{..... (F. 20)}$$

$$G = \frac{68.09 \{-2[\omega \ln \eta_s + (\omega - 1)(1 - \eta_s)]\}^{1/2}}{\omega \left(\frac{1}{\eta_s} - 1\right) + 1} \sqrt{p_o/v_o} \quad \text{..... (F. 21)}$$

式中:

G ——质量流量,单位为磅/秒·平方英尺;

η_s ——背压比, $\eta_s = \frac{p_s}{p_o}$ 。

第七步:计算压力释放阀所必需具有的面积,按式(F.22):

$$A = \frac{0.04W}{K_d K_b K_c G} \quad \text{..... (F. 22)}$$

式中:

A ——装置所必需具有的有效排放面积,单位为平方英寸;

W ——质量流率,单位为磅/小时;

K_d ——应从制造商处获得的有效排放系数。初步确定尺寸时,可取 $K_d = 0.85$;

K_b ——应从制造商处获得的液体背压修正系数。初步确定尺寸时,可使用图 10。背压修正系数仅适用于平衡波纹管式阀门;

K_c ——在压力释放阀上游装有防爆膜的设备的综合修正系数。不装防爆膜时, $K_c = 1.0$ 。防爆膜和压力释放阀一起安装,但没有给出公认值时, $K_c = 0.9$ 。

F.2.3.2 示例

本例中,已知下列排放要求。

- 操作加压要求柴油加氢器(GOHT)的流量为 153 830 磅/小时;
- 压力释放阀进口处的温度为 450 °F (909.67R);
- 压力释放阀设定在 600 psig,设备的设计压力;
- 下游总背压力为 55 psig (69.7 psi) (绝压) [附加背压力 = 0 psi (表压),排放背压力 = 55 psi (表压)];
- 压力释放阀进口处的两相比容为 0.154 9 立方英尺/磅;
- 压力释放阀进口蒸汽和气体的质量分量为 0.559 6;
- 压力释放阀进口处,蒸汽和气体的混合比容为 0.246 2 立方英尺/磅;
- 蒸汽相中的气体摩尔分数为 0.469 6。柴油加氢器系统中不可冷凝气体中包括氢气、氮气和硫化氢气体;
- 由于比热容比 k 未知,可以取 $k = 1.0$ 。

本例中,可得出下列数据:

- 超过压力 10%;
- 排放压力为 $1.10 \times 600 = 660$ psi (表压) (674.7 psi) (绝压);
- 背压力 (表压) 百分比 = $(55/600) \times 100 = 9.2\%$ 。

由于下游背压力小于整定压力的 10%,应使用常规压力释放阀。因此背压修正因数 $K_b = 1.0$ 。

第一步:计算进口空隙比 α_0 。

用式(F.13)计算得出的进口空隙比 α_0 如下:

$$\alpha_0 = \frac{0.559\,6 \times 0.246\,2}{0.154\,9} = 0.889\,4$$

第二步:计算参数欧米加 ω

因为柴油加氢器系统的公称沸点范围大于 150 °F,因此用式(F.15)计算参数欧米加 ω 。利用程序模拟器进行等焓(绝热)闪蒸计算得出在 $0.9 \times 674.7 = 607.2$ psi(绝压)时估算的比容为 0.173 7 立方英尺/磅。则用式(F.15)得出的参数欧米加 ω 为:

$$\omega = 9 \left(\frac{0.173\,7}{0.154\,9} - 1 \right) = 1.092$$

第四步:确定介质流动是临界流动还是亚临界流动

临界压力比 η_c 为 0.62(根据图 F.1,利用 $\omega = 1.092$)。此比率也可利用下式得出:

$$\eta_c^2 + (\omega^2 - 2\omega)(1 - \eta_c)^2 + 2\omega^2 \ln \eta_c + 2\omega^2(1 - \eta_c) = 0$$

则得出临界压力 p_c 为:

$$p_c = 0.62 \times 674.7 = 418.3 \text{ psi(绝压)}$$

因为 $p_c > p_s$ ($418.3 > 69.7$)由此可确定为临界流动。

第六步:计算质量流量 G

用式(F.20)得出质量流量为:

$$G = 68.09 \times 0.62 \sqrt{\frac{674.7}{0.154\,9 \times 1.092}} = 2\,666 \text{ (磅 / 秒} \cdot \text{平方英尺)}$$

第八步:计算压力释放阀所必需具有的面积

用式(F.22)可得出压力释放阀必需面积为:

$$A = \frac{0.04 \times 153\,830}{0.85 \times 1 \times 1 \times 2\,666} = 2.72 \text{ (平方英寸)}$$

因此选择一个流道代号为“L”的压力释放阀(2.853 平方英寸)。



中华人民共和国国家标准

GB/T 24921.2—2010

石化工业用压力释放阀的 尺寸确定、选型和安装 第2部分：安装

Sizing, selection and installation of pressure relieving valves for
petrochemical industries—
Part 2: Installation

2009-08-09 发布

2010-12-31 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言 I

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义 1

4 安装一般要求 1

5 进口和排放管道 1

6 隔离阀安装 5

7 通气孔的安装 8

8 不同整定压力的多阀安装 8

9 安装前检查 9

附录 A（资料性附录） 典型隔离阀安装示例 10

前 言

GB/T 24921《石化工业用压力释放阀的尺寸确定、选型和安装》分为两个部分：

——第1部分：尺寸的确定和选型；

——第2部分：安装。

本部分为 GB/T 24921 的第2部分。

本部分修改采用 API 520-2:2003《精炼厂泄压装置尺寸的确定、选型及安装 第2篇：安装》(英文版)。

本部分与 API 520.2:2003 相比主要差异如下：

——对结构进行了调整。将 API 520.2:2003 中第4章～第12章中的共性内容在本部分中单独设立为“4 安装一般要求”；

——本部分仅涉及泄压装置中压力释放阀的安装，取消了防爆膜等其他类型的泄压装置的安装内容。

本部分附录 A 为资料性附录。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国阀门标准化技术委员会(SAC/TC 188)归口。

本部分起草单位：杭州华惠阀门有限公司、合肥通用机械研究院、上海安德森·格林伍德·克罗斯比阀门有限公司、上海凯特阀门制造有限公司、国家油气田井口设备质量监督检验中心。

本部分主要起草人：陈立龙、王晓钧、张明、王秋林、王德平、刘晓春、辜志宏。

石化工业用压力释放阀的 尺寸确定、选型和安装 第2部分：安装

1 范围

GB/T 24921 的本部分规定了石化工业用压力释放阀的安装一般要求、进口和排放管道、隔离阀安装、通气孔的安装、不同整定压力的多阀安装、安装前检查。

本部分适用于石化工业用整定压力不小于 0.1 MPa 的压力释放阀。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/T 24921 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件，其随后所有的修改单（不包括勘误的内容）或修订版均不适用于本部分，然而，鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件，其最新版本适用于本部分。

GB/T 12241 安全阀一般要求

GB/T 12242 压力释放装置 性能试验规范

GB/T 24920 石化工业用钢制压力释放阀

GB/T 24921.1 石化工业用压力释放阀的尺寸确定、选型和安装 第1部分：尺寸的确定和选型

3 术语和定义

GB/T 12241、GB/T 12242 和 GB/T 24921.1 中确立的术语和定义适用于本部分。

4 安装一般要求

- 4.1 为了使承压设备系统可靠正常的运行，应正确安装压力释放阀。
- 4.2 承压设备或管道上的压力释放阀必须竖直安装，如图 1、图 2 所示。
- 4.3 对于气体、蒸汽等可压缩性介质，压力释放阀必须直接安装在被保护设备气相空间的最高部位。
- 4.4 对于液体等不可压缩性介质，压力释放阀必须直接安装在正常液面的下方。
- 4.5 为了便于压力释放阀的调试、检修、校验、保养和维护，保障其动作性能的可靠，压力释放阀应安装于易于靠近、移动和更换的位置，并且周围要有足够的工作空间。

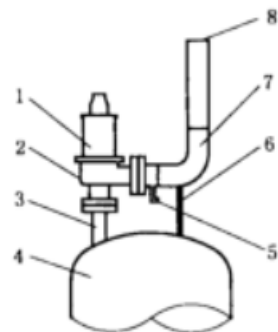
5 进口和排放管道

5.1 进口管道要求

5.1.1 进口管道与压力释放阀的典型安装示意图见图 1、图 2、图 3 和图 5。

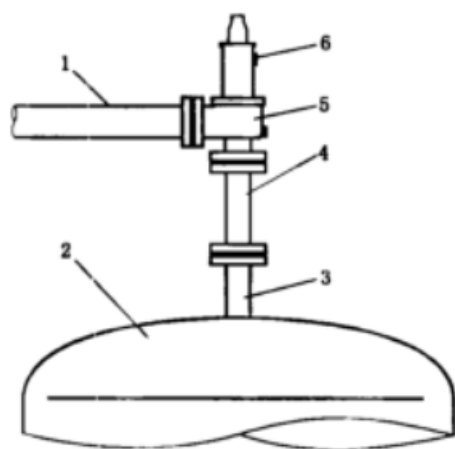
5.1.2 压力释放阀的进口管道设计时，应考虑介质流动时在进口管道中产生的压力损失，当一个进口管道上只安装一个压力释放阀时，进口管道的内径最小截面积应不小于压力释放阀进口截面积，并且其管道的压力损失不超过阀门整定压力的 3%。

5.1.3 当几个压力释放阀共用一条进口管道时，进口管道的截面积不小于各个压力释放阀的进口支管截面积总和，如图 3 所示。



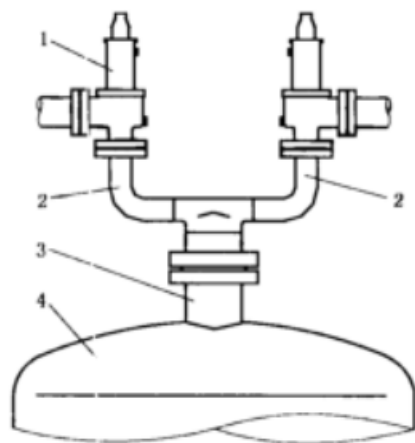
- | | | |
|-----------|-----------|-----------|
| 1——压力释放阀； | 4——容器； | 7——大圆角弯管； |
| 2——阀体排污孔； | 5——低位排污管； | 8——风帽。 |
| 3——进口管道； | 6——支撑； | |

图 1 压力释放阀的典型安装-直排大气



- | | |
|-------------|--------------|
| 1——至密闭排放系统； | 4——法兰连接进口支管； |
| 2——容器； | 5——压力释放阀； |
| 3——进口管道； | 6——阀盖通气孔。 |

图 2 压力释放阀的典型安装-排向封闭系统



- | | |
|-------------|------------|
| 1——压力释放阀； | 3——共用进口管道； |
| 2——各阀的进口支管； | 4——容器。 |

图 3 压力释放阀的安装-多台阀门共用进口管道

5.1.4 进口管道与进口支管相接应短而直,对高压和/或大排量的工况,进口管道的入口处应有足够大的圆角或锥形通道,以降低压力损失,如图 4 所示。

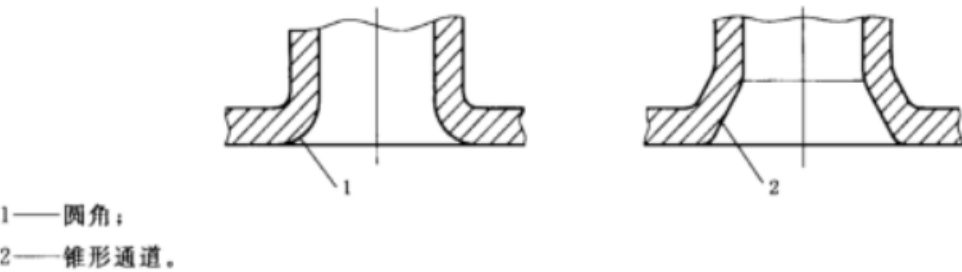


图 4 进口管道的入口处

5.1.5 进口的工艺支管不应与压力释放阀的进口管道相连,如图 5 所示。特殊情况时,应仔细分析,确保压力释放阀进口允许的压力损失不超过压力释放阀额定排放和工艺支管中流过最大流量时所产生的压降。

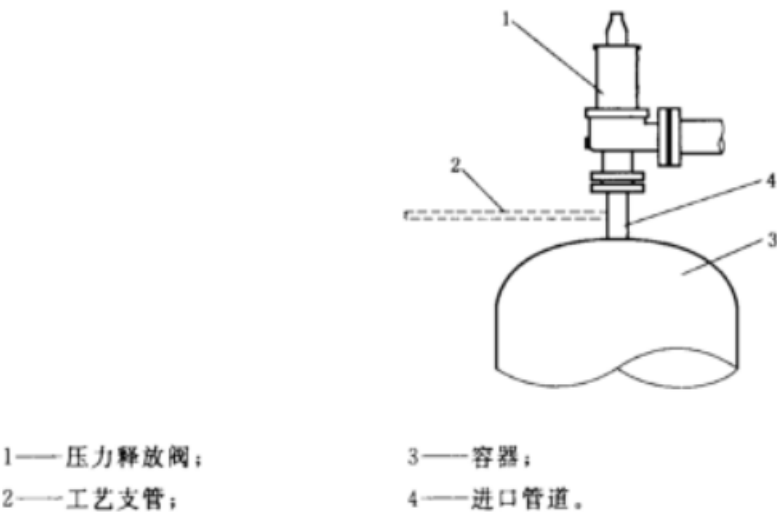


图 5 避免工艺支管与压力释放阀进口管道相连

5.1.6 当压力释放阀直接安装在与容器相连的管道上,或安装于长进口管道上时,如图 6、图 7 所示,受保护设备和压力释放阀之间压力损失应控制在阀门整定压力的 3% 以内。

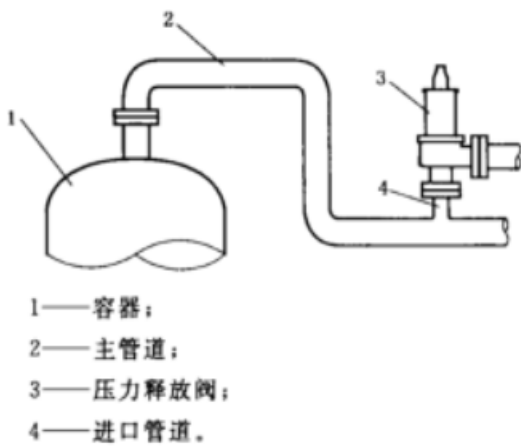


图 6 安装于容器相连管道上的压力释放阀

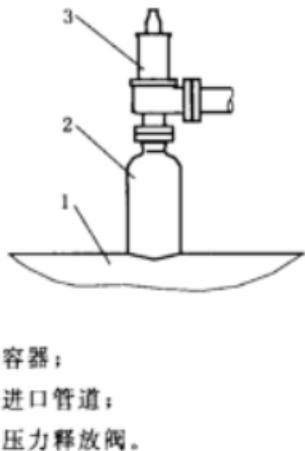


图 7 安装于长进口管道上的压力释放阀

5.1.7 对于主管道可能有上游压力源或不稳定的介质流时,如图 6 所示,安装主管道的规格应比进口管道大一号,并有足够的圆角(见图 4)以减少紊流和流阻。同时进口管道应安装在距上游压力源不小于 10 倍主管径的位置,以避免产生不稳定介质流。

5.1.8 对先导式压力释放阀,如图 8 所示,当进口管道中的压力损失过大或因主阀使用受限而要求主阀进口压力与导阀取压位置压力源不同时,可选用先导式压力释放阀的外取压管。

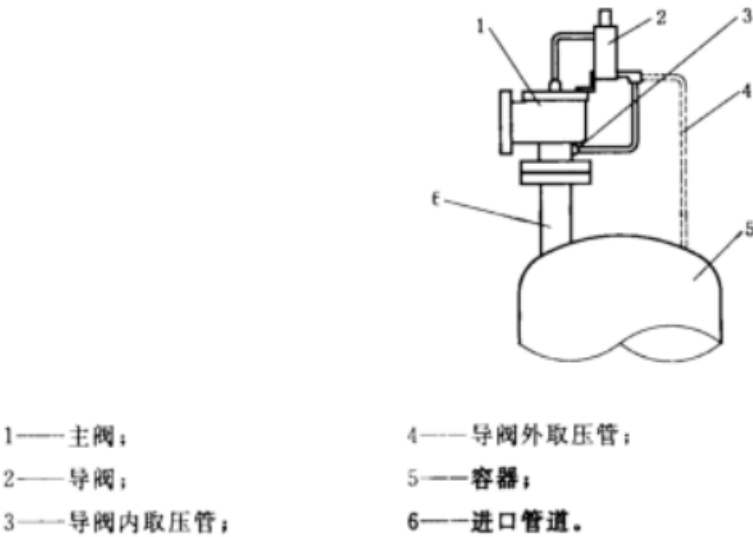


图 8 先导式压力释放阀的安装

外取压管路应设置在流速较低或静压力的位置,且取压位置应在受主阀保护的系统内。
对于流动型导阀,外取压管路的规格应使压力损失限制在整定压力的 3% 以内(以 110% 整定压力时导阀的最大排量为基础),或向制造厂咨询取压管路的推荐尺寸。
对于非流动型导阀,外取压管路的规格可设置为内截面积 45 mm^2 ,或向制造厂咨询。

5.2 进口管道应力

5.2.1 所有相关管道的安装所产生的静载荷、热源和机械力等应避免对压力释放阀和进口管道产生过大的应力。
5.2.2 压力释放阀排放时介质的流动产生反作用力,应考虑反作用力对压力释放阀和进口管道产生过大的应力,如图 9 所示。

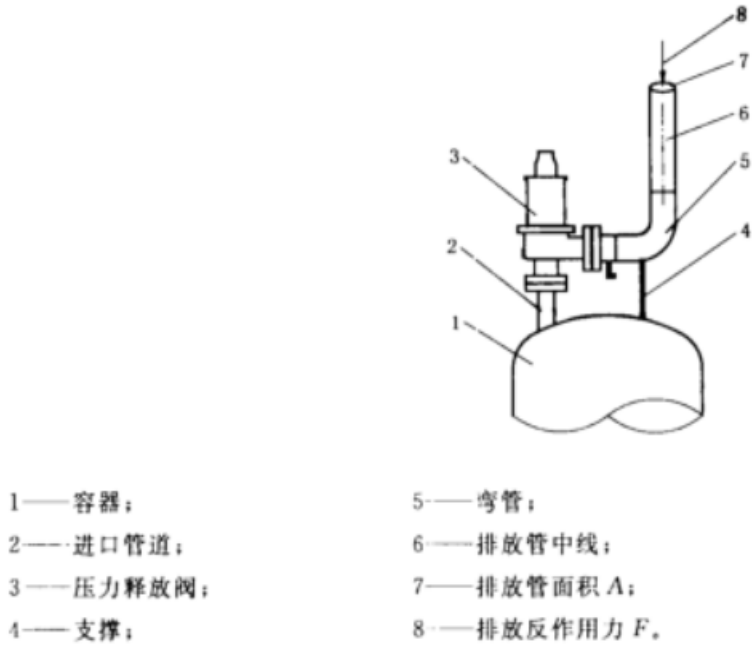


图 9 带排放管的压力释放阀的安装

对于临界稳定流动的可压缩流体通过弯管和竖直排放管直排大气时排放反作用力(F)可按式(1)计算:

$$F = 129 \times W \sqrt{\frac{k \times T}{(k+1) \times M}} + (A \times p) \quad \dots\dots\dots(1)$$

式中:

F ——排放点(向大气排放)的反作用力,单位为牛(N);

W ——任何气体、蒸汽或水蒸气的排量,单位为千克每秒(kg/s);

k ——出口工况下介质的比热容比($k = C_p/C_v$);

T ——排放温度,单位为开尔文(K)($^{\circ}\text{C} + 273$);

M ——介质的摩尔重量;

A ——排放管面积,单位为平方毫米(mm^2);

p ——排放点出口的静压力,单位为兆帕(MPa)。

两相介质混合物的排放反作用力可按式(2)计算(此公式假定是无滑动):

$$F = \frac{W^2}{12.96A} \left[\frac{x}{\rho_g} + \frac{(1-x)}{\rho_l} \right] + \frac{A}{1\,000} (p_e - p_a) \quad \dots\dots\dots(2)$$

式中:

x ——出口工况下蒸汽的重量分量;

ρ_g ——出口工况下蒸汽的密度,单位为千克每立方米(kg/m^3);

ρ_l ——出口工况下液体的密度,单位为千克每立方米(kg/m^3);

p_e ——管道出口处的压力,单位为千帕(kPa)(绝压);

p_a ——大气压力,单位为千帕(kPa)(绝压)。

5.3 排放管道要求

5.3.1 排放管道与压力释放阀的典型安装见图2和图9。

5.3.2 排放管的安装必须确保不影响压力释放阀的动作性能,并考虑合适的排水。应充分考虑排放系统的类型,压力释放阀的背压力,以及系统中各压力释放阀间整定压力间的关系。

5.3.3 排放管道的横截面积应不小于压力释放阀出口截面积,当多个压力释放阀向一个总管排放时,计算排放总管的横截面积应考虑5.3.2的要求。

5.3.4 排放管道中背压力应不超过系统中各种类型的压力释放阀的允许值。可见GB/T 24921.1。

5.3.5 在附加背压力高于先导式压力释放阀进口压力时,会开启主阀产生逆流。当安装先导式压力释放阀的排放管道时,尤其是多阀通向一个共同的排放总管时,应当考虑安装辅助装置防止逆流的现象。

5.3.6 当压力释放阀的出口会积聚液体时,应设置排污管或疏水管。此排污管或疏水管可以安装在排放管道上(见图1)或安装在压力释放阀阀体的排液口上,或者另设置的连接排污口处。

5.3.7 对排放管道内有易燃的、有毒的、腐蚀性的危险介质时,安装时必须考虑能排放到安全地点。

5.3.8 由排放管道产生的排放反作用力,应考虑反作用力对压力释放阀和进口管道产生过大的应力。

5.3.9 在排放管道上安装了消音器,应考虑消音器有足够的流通面积,并满足5.3.2的要求。

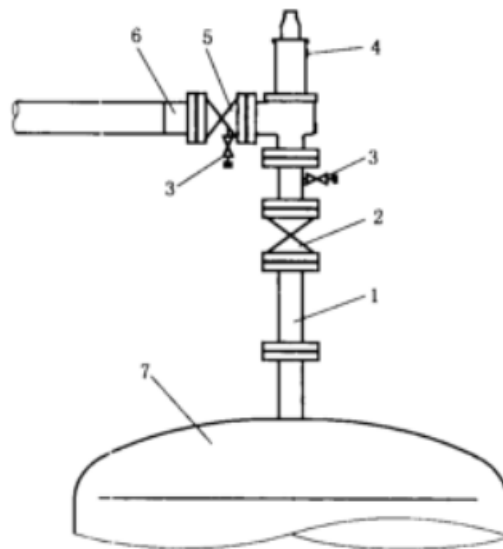
6 隔离阀安装

6.1 安装要求

6.1.1 压力释放阀的进口和排放管道上隔离阀的典型安装见图10~图13。典型安装示例参见附录A。

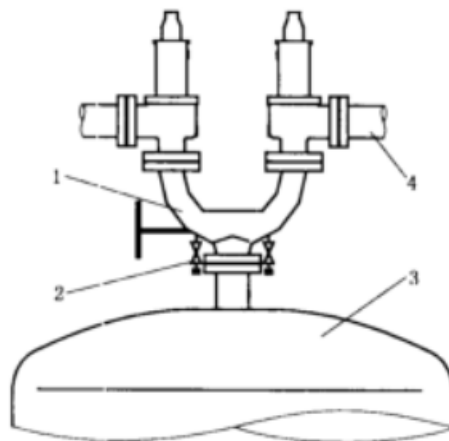
6.1.2 在压力释放阀的进口和排放管道上安装隔离阀时,应不违背国家的法律或规范的要求。

6.1.3 应正确安装和使用隔离阀,并有锁定装置以确保不危及系统的安全。对于有关的潜在危险,必须有适当的控制措施。



- | | |
|----------------------|----------------------|
| 1——法兰接管； | 5——带铅封或开启上锁装置的出口隔离阀； |
| 2——带铅封或开启上锁装置的进口隔离阀； | 6——接密封系统或大气管道； |
| 3——排放阀； | 7——容器。 |
| 4——压力释放阀； | |

图 10 带隔离阀的压力释放阀的安装



- | |
|-------------------------|
| 1——带铅封或开启上锁装置的进口隔离阀； |
| 2——排放阀； |
| 3——容器； |
| 4——通向封闭排放系统或与大气相通的排放系统。 |

图 11 备用可选项压力释放阀的安装

6.1.4 如图 10、图 12 所示,隔离阀可选用闸阀、截止阀、球阀等截断类阀门,当选用安装闸阀时应防止闸板掉落从而阻断介质流。

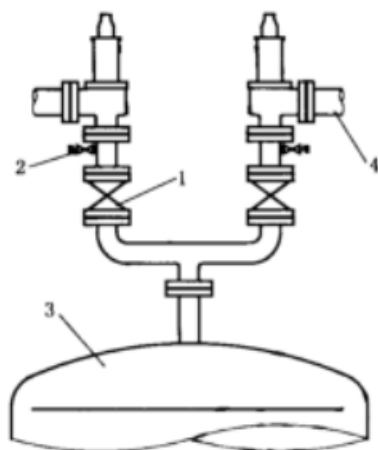
6.1.5 在隔离阀和压力释放阀之间应安装排放阀,以便在执行维护操作之前使系统能安全泄压。

6.1.6 隔离阀应是全通径的,压力等级应与压力释放阀进、出口管道一致,通径最小面积应不小于压力释放阀的进、出口通径截面。

6.1.7 应对安装于系统管道中的隔离阀进行定期检查,以检验隔离阀的位置和锁紧或铅封的情况。

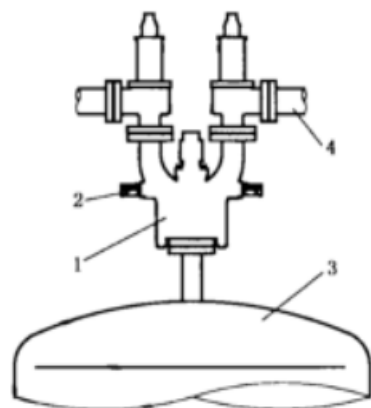
6.1.8 应考虑为隔离阀漆上一种特殊的颜色或提供其他标识。

6.1.9 应同时符合 5.1.2 对进口管道压力损失和 5.3.2 对排放管道背压力限制要求。



1——带铅封或开启上锁装置的进口隔离阀；
2——排放阀；
3——容器；
4——通向封闭排放系统或与大气相通的排放系统。

图 12 备用可选取压力释放阀的安装



1——带铅封或开启上锁装置的进口隔离阀；
2——排放阀；
3——容器；
4——通向封闭排放系统或与大气相通的排放系统。

图 13 备用可选取压力释放阀的安装

6.2 换向隔离阀安装

6.2.1 常用的三通换向隔离阀有往复型和回转型,典型结构见图 14、图 15 所示。

6.2.2 对于腐蚀性和易结垢工况,或其他可能需要对压力释放阀进行频繁检查、试验和维修的工况,应考虑安装三通换向隔离阀和备用压力释放阀相结合的排放系统,典型安装如图 11 和图 13 所示。

6.2.3 设计三通换向隔离阀应防止两个压力释放阀在切换操作过程中的任一时刻出现同时被隔离现象,三通换向隔离阀必须具有可靠指示装置,以明确哪个压力释放阀在使用中。

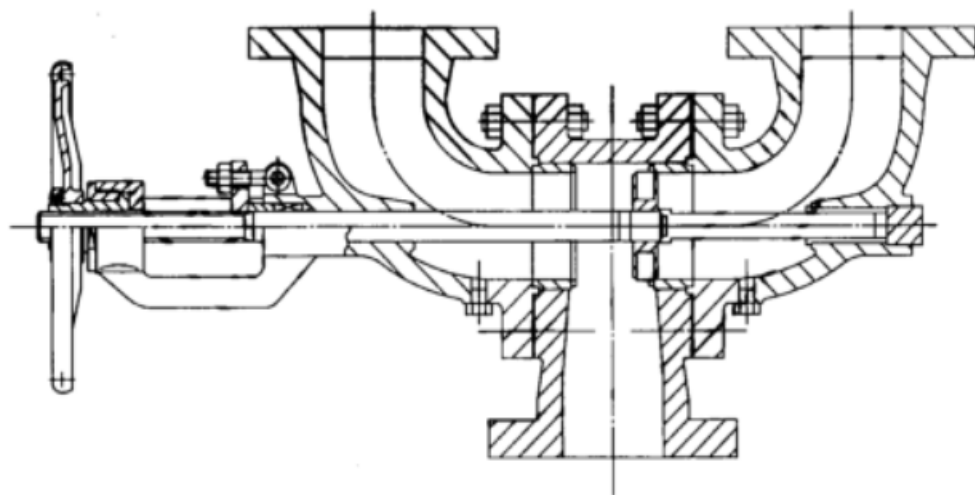


图 14 三通换向隔离阀——往复型

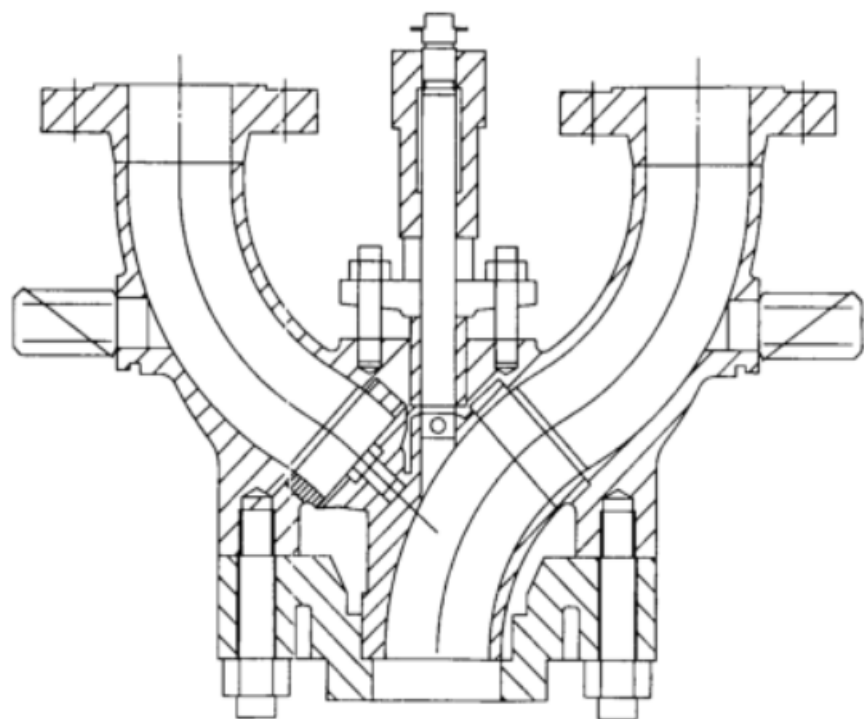


图 15 三通换向隔离阀——回转型

7 通气孔的安装

7.1 一般要求

根据压力释放阀的不同类型和使用工况,在安装压力释放阀时,在阀盖和导阀上可设置通气孔,以确保阀门正常的运行。

7.2 安装方式

7.2.1 常规压力释放阀可以是密闭式,也可以是敞开式,无特殊的排气要求。敞开式阀盖用于蒸汽,直接排到大气中。阀盖密闭式阀门,在内部排到排放侧,阀盖上的通气孔通常采用螺塞封堵。

7.2.2 波纹管平衡式压力释放阀的阀盖,通气孔必须一直保持通气状态以确保阀门正常地运行,阀盖上的通气孔也可作为判断波纹管是否破裂的目视检漏孔。应防止冰、昆虫或其他障碍物将通气孔堵上。

7.2.3 带辅助平衡活塞的波纹管平衡式压力释放阀,阀盖上的通气孔既要与大气相通又要能使部分介质从通气口流出。

7.2.4 当介质为易燃、有毒或腐蚀性介质时,应安装管子将阀盖通气孔通到安全位置。

7.2.5 对于先导式压力释放阀,其导阀通气孔在安装时通常与大气相通,如果不允许向大气中排放,则可将导阀与排放管道相通或通过辅助管道系统排向安全地点。

7.2.6 对导阀通气孔的设计,除非导阀属于平衡式设计结构,否则应尽可能地避免有背压作用于导阀。

8 不同整定压力的多阀安装

8.1 一般要求

为了确保承压设备系统的压力、大排量以及压力释放阀的动作和密封性能,避免单个的低压大规格压力释放阀给设备的运行、维护等带来不便,系统中通常安装不同整定压力的多个压力释放阀,以实现超压排放,如图 16 所示。

8.2 安装要求

8.2.1 当多个压力释放阀的进口管道为共用管道时,则其共用管道的流道面积必须至少等于与其相连

的各个压力释放阀进口面积之和,如图 16a)所示。

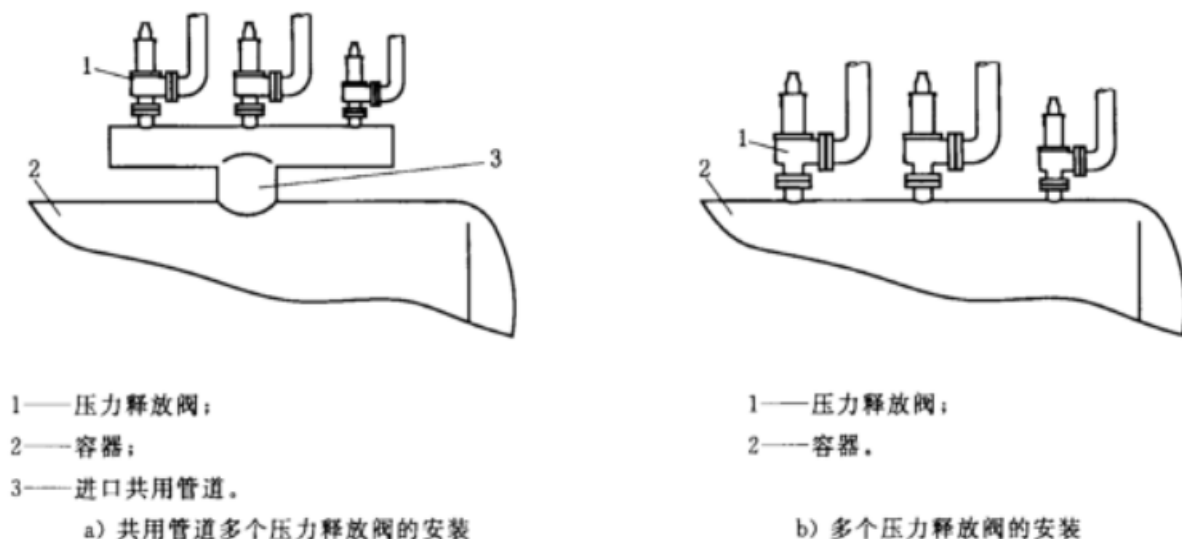


图 16 压力释放阀的安装

8.2.2 在排量频繁变化的系统中,宜安装多个不同整定压力的压力释放阀,一般最低整定压力阀门用于排放最小要求的排量。随着要求排放的介质流量增加,其他整定压力阀门逐步开启。如图 16 所示。

8.2.3 关于多个压力释放阀按最大允许积聚压力确定其整定压力的要求应符合 GB/T 24921.1 的规定。或用调节型先导式压力释放阀代替整定压力交错设置的多个压力释放阀。

9 安装前检查

9.1 一般要求

为了提高压力释放阀的使用寿命和运行质量以及对系统的安全起到可靠的保障,有必要在安装前对管道系统以及压力释放阀进行严格检查。

9.2 阀的检查

9.2.1 安装前应目视检查压力释放阀的状况。完全清除法兰或螺纹连接处的所有保护性材料以及阀体和阀座喷嘴内的所有无关材料。

9.2.2 平衡式压力释放阀其阀盖上的螺塞必须去除。当阀门试验时,粘贴在阀座喷嘴内壁上的外物会被吹过密封面产生泄漏,因此内表面必须清洁。

9.2.3 安装前应对压力释放阀进行校验,以证实阀门的整定压力和密封性。相关要求应符合 GB/T 24920 的规定。

9.3 系统检查

9.3.1 安装前必须彻底吹管和清扫承压设备和管道系统,尤其是与压力释放阀相接的管路系统。

9.3.2 在安装压力释放阀之前应对系统(安装阀和最终测试阀的系统)进行仔细的吹扫。对新安装系统易有焊渣、管道氧化物和其他外物存在,应彻底排除异物。

9.3.3 在对系统进行检查的同时,压力释放阀不宜参与系统的液压试验或气压试验,可通过隔断或隔离实现,但系统应确保在意外泄漏时不损坏压力释放阀。

附录 A
(资料性附录)
典型隔离阀安装示例

A.1 压力释放阀下游的隔离阀可以安装在工艺设备的界区,见图 A.1。安装界区隔离阀的目的是:当其他向厂内主扩口集管排放的工艺设备处于使用状态时,可以将一些工艺设备从使用中移走以进行维护。

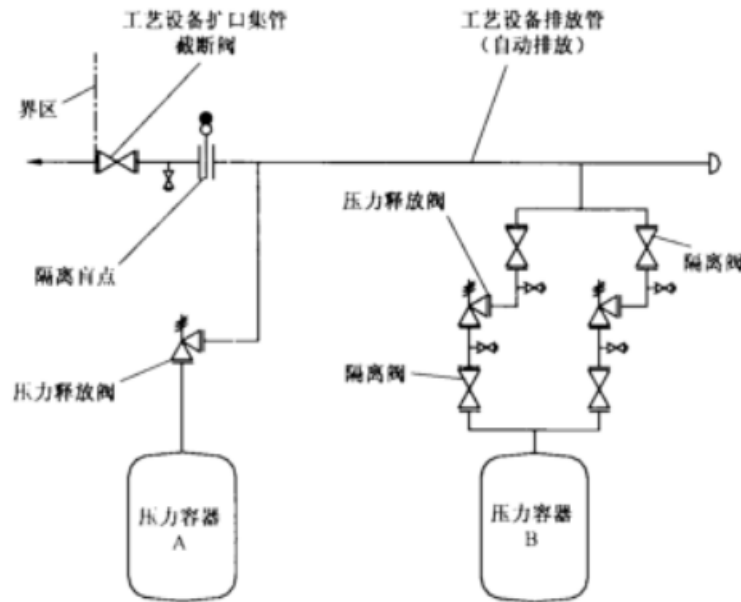


图 A.1 典型的扩口集管截断阀

A.2 排放系统隔离阀也可安装在有压缩机、烘盐缸或煤油水分过滤器等设备的系统中,见图 A.2。当这些备件设备仍在线时,需要关闭这些隔离阀以便对设备进行维护。

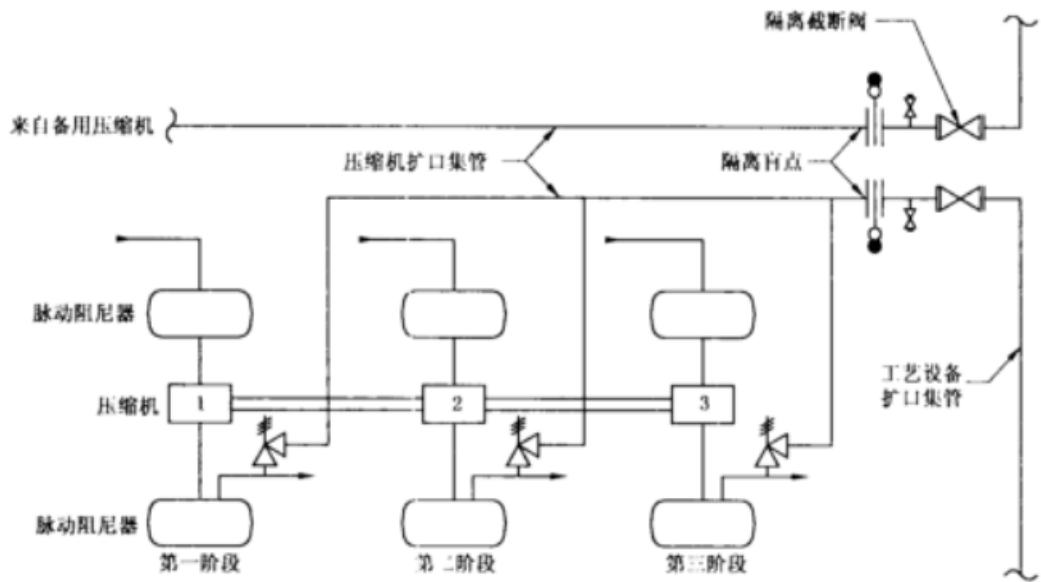


图 A.2 备用压缩机的典型隔离截断阀