

ICS 75.020  
E 09  
备案号: 10487—2002

**SY**

# 中华人民共和国石油天然气行业标准

SY/T 10044—2002

---

## 炼油厂压力泄放装置的尺寸确定、选择和安装的推荐作法

Sizing, selection and installation of pressure - relieving devices in  
refineries

2002 - 05 - 28 发布

2002 - 08 - 01 实施

---

国家经济贸易委员会 发布

## 目 次

前言 .....	V
API 前言 .....	VI
政策性声明 .....	VII
<b>第一部分 尺寸确定和选择</b>	
第1章 引言 .....	1
1.1 范围 .....	1
1.2 术语的定义 .....	1
1.2.1 压力泄放装置 .....	1
1.2.2 压力泄放装置的尺寸特性 .....	2
1.2.3 压力泄放装置的操作特性 .....	2
第2章 压力泄放装置 .....	5
2.1 概述 .....	5
2.2 弹簧加载式压力泄放阀 .....	5
2.2.1 安全阀 .....	6
2.2.2 泄放阀 .....	7
2.2.3 安全泄放阀 .....	7
2.2.4 压力泄放阀 .....	7
2.3 导阀控制的压力泄放阀 .....	10
2.4 爆破片装置 .....	12
2.5 爆破片 .....	12
2.5.1 概述 .....	12
2.5.2 爆破片的型式 .....	13
2.5.3 爆破片的应用 .....	16
2.5.4 爆破片装置专门术语 .....	19
2.6 爆破片和压力泄放阀的组合件 .....	21
2.6.1 概述 .....	21
2.6.2 安装于压力泄放阀入口的爆破片装置 .....	21
2.6.3 安装于压力泄放阀出口的爆破片装置 .....	21
2.7 压力泄放装置的其他型式 .....	21
第3章 超压的原因 .....	21
3.1 概述 .....	21
3.2 工艺事故（不包括火灾事故） .....	22
3.3 火灾事故 .....	23
3.3.1 概述 .....	23
3.3.2 火对容器湿润表面的影响 .....	23
3.3.3 火对容器非湿润表面的影响 .....	23
第4章 尺寸确定程序 .....	24

4.1 泄放要求的确定	24
4.2 泄放压力	24
4.2.1 概述	24
4.2.2 操作故障	24
4.2.3 火灾事故	26
4.2.4 水蒸气泄放	27
4.3 气体或蒸气泄放的尺寸确定	27
4.3.1 临界流动特性	27
4.3.2 临界流动泄放的尺寸计算	29
4.3.3 气体或蒸气(非水蒸气)的亚临界流动的尺寸计算	32
4.3.4 亚临界流动条件下的另一种尺寸计算方法	35
4.4 水蒸气泄放的尺寸计算	36
4.4.1 概述	36
4.4.2 举例	38
4.5 液体泄放的尺寸计算:需要确认泄放阀的液体泄放能力	39
4.5.1 概述	39
4.5.2 举例	40
4.6 液体泄放的尺寸计算:不需要确认泄放阀的液体泄放能力	41
4.7 气/液两相泄放的尺寸计算	42
4.8 爆破片装置的尺寸计算	43
4.8.1 单独使用的爆破片装置	43
4.8.2 与压力泄放阀组合使用的爆破片装置	43
附录 A(规范性附录) 爆破片装置规格表	44
附录 B(规范性附录) 特殊系统设计时应考虑的问题	47
附录 C(规范性附录) 超压的主要原因	49
附录 D(规范性附录) 火灾泄放要求的确定	50
附录 E(规范性附录) 用于确定压力泄放阀尺寸的流动方程式的演变过程	60
附录 F(规范性附录) 泄放汇管的设计	63
附录 G(标准的附录) 压力泄放阀规格表	66

## 第二部分 安装

第 1 章 概述	70
1.1 范围	70
1.2 术语定义	70
第 2 章 压力泄放装置的进口管线	70
2.1 一般要求	70
2.1.1 流体流动和应力问题	70
2.1.2 振动问题	71
2.2 压降的限度和配管原则	71
2.2.1 压力泄放阀的进口压降	71
2.2.2 压力泄放阀进口管线的尺寸和长度	71
2.2.3 导阀控制的压力泄放阀的远程感应	73
2.2.4 压力泄放阀进口管线的安装	73

2.3 排出管线的静载荷对进口管线造成的应力	74
2.3.1 热应力	74
2.3.2 机械应力	74
2.4 排出反作用力对进口管线造成的应力	74
2.4.1 开式排放系统中反作用力的确定	74
2.4.2 闭式排放系统中反作用力的确定	75
2.5 入口管线上的隔断阀	75
2.6 爆破片装置和压力泄放阀联合使用	75
2.7 连接在压力泄放阀入口管线上的工艺分支管线	76
2.8 压力泄放阀的进口管线中的湍流	76
第3章 压力泄放装置的排放管线	77
3.1 一般要求	77
3.2 泄放流体的安全排放	77
3.3 背压限制和管线尺寸的确定	77
3.4 关于导阀控制的压力泄放阀	77
3.5 排放管线产生的应力	78
3.6 放空管线上的隔断阀	78
第4章 压力泄放管线上的隔断阀	78
4.1 概述	78
4.2 应用	78
4.3 隔断阀的要求	78
4.4 安装隔断阀的例子	78
4.5 有关隔断阀的管理程序	79
第5章 阀盖或导阀放空管	82
5.1 常规压力泄放阀	82
5.2 平衡波纹管式压力泄放阀	82
5.3 平衡活塞式压力泄放阀	82
5.4 导阀控制的压力泄放阀	82
第6章 排液管	82
6.1 需要排液管的安装工况	82
6.2 安装排液管的安全作法	82
第7章 压力泄放装置的安装位置和方位	82
7.1 检查和维修	82
7.2 靠近压力源	82
7.3 靠近其他装置	83
7.3.1 减压站	83
7.3.2 孔板与流量阀嘴	83
7.3.3 其他阀门和配件	83
7.4 安装方位	83
7.5 测试或提升杆	84
7.6 伴热和保温	84
第8章 螺栓和垫片	84
8.1 安装注意事项	84



8.2 根据工作要求选用合适的垫片和螺栓·····	84
第9章 具有分级设定压力的多个压力泄放阀·····	84
第10章 安装前的处理和检验·····	85
10.1 压力泄放装置的保管和处理·····	85
10.2 压力泄放阀的检验和测试·····	85
10.3 爆破片装置的检验·····	85
10.4 系统安装前的检验和清洁·····	85

## 前 言

为适应我国开发海洋油气资源的需要，中国海洋石油总公司等同采用美国石油学会的《炼油厂压力泄放装置的尺寸确定、选择和安装的推荐作法》第1部分（1993年版）、第2部分（1994年版），即API RP 520《Sizing, Selection and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries》Part I—Sizing and Selection（1993），Part II—Installation（1994），同时对Q/HS 7015—93《炼油厂压力泄放装置的尺寸确定、选择和安装的推荐作法》进行修订，作为中华人民共和国石油天然气行业标准。

在API RP 520 1993年版中，若干部分已在前版1990年版的基础上作了修改，并增加了许多内容，其中大部分修改内容是实质性的，尤其第2部分增加和修改的内容超过了60%。

第一部分的内容变化不大，具体如下：

- a) 2.6.2.1中 $K_c$ 值由0.8改为0.9。
- b) 原2.8删除。
- c) 4.1第二段内容变化。
- d) 附录E倒数第三段，全部改写。

第二部分由原来的9章增加至10章，各章的内容也基本上重新改写，在此不一一叙述。

在本标准的制定过程中，在术语、符号、词句和文法上作了部分修改，以求术语和符号的使用更加标准，内容的表述更加明白易懂。文风上尽量与前版Q/HS 7015—93保持一致，以保持标准的连续性。

在海洋石油、天然气开发工程设计、建造和使用中涉及原标准所在国政府或其他主管当局法令、法规和规定时，一律按中华人民共和国政府或政府主管部门颁布的相应法令、法规和规定执行。

原标准中关于风、浪、流、冰、温度、地震等环境条件数据或定量计算方法，凡切合我国实际的均可参照使用；否则，应使用符合我国环境条件实际的数据和定量计算方法。

关于计量单位，以法定计量单位为主，即法定计量单位值在前，其后将英制单位的相应值标在括号内。

为不改变原标准中的公式、曲线的形状特征、常数和系数，凡使用英制单位的，仍沿用英制单位。

本标准的附录A、附录B、附录C、附录D、附录E、附录F、附录G为规范性附录。

本标准由中国海洋石油总公司提出并归口。

本标准起草单位：中国海洋石油总公司中海石油研究中心开发设计院。

本标准主要起草人：高鹏。

本标准主审人：徐立英。

## API 前 言

API RP 520《炼油厂压力泄放装置的尺寸确定、选择和安装的推荐作法》是石油工程师们多年工作的成果。

本出版物中的资料是用于补充美国机械工程师学会《锅炉和压力容器规程》第Ⅷ章“压力容器”。其中的推荐意见并不代替适用的法规和条例。

提请本推荐作法的使用者注意，这种类型的出版物既不可能完善，也没有任何书面文件能代替合格的工程分析。

本推荐作法分两部分出版。它修订了以前各版本中所有设备安装普遍采用的方法，也有根据很多人和许多组织提出的修订而得到的补充资料。

本推荐作法的第1版于1955年发行。第2版分两部分发表：第Ⅰ部分“设计”于1960年发行，第Ⅱ部分“安装”于1963年发行。第Ⅰ部分的第3版于1967年11月发行，1973年再版。

API出版物可以供给需要按此作法的任何人使用。学会尽其所能保证出版物中数据的准确性和可靠性；但学会不做与出版物有关的代理、担保或保证，对在使用本出版物时造成的损失或损害，或是违犯了可能与本出版物相抵触的联邦的、州的条例，学会特此明确否认有任何责任和义务。

欢迎提供修改意见并寄交美国石油学会生产、分配和销售部主任，1220L Street, N.W., Washington, D.C. 20005。

## 政策性声明

1. API 各种出版物必然是针对一般性质问题的。涉及有关特殊情况时，应查阅地方的、州的和联邦的法律与条例。

2. API 不为雇主、制造厂商或供应商承担对他们的雇员的保健、安全风险以及预防措施进行警告、训练或装备方面的义务，也不承担他们在遵守地方的、州的或联邦的法律的责任。

3. 关于个别材料和工艺所涉及的安全保健风险以及相应的预防措施的资料，应从雇主、其材料的制造厂商或供应商，或在其材料的安全数据表处得到。

4. 任何 API 出版物的内容不能以含蓄的或其他的方式解释为授予任何权利去制造、销售或涉及使用专利的任何方法、设备或产品。该出版物中的任何内容也不能解释为开脱任何人侵犯专利权应承担的责任。

5. 通常，API 标准至少每五年进行一次复审，并进行修订、重新认定或撤消。有时，这个复审周期可延长一次，最多两年。作为现行 API 标准，这个出版物，从出版之日起，其有效期不超过五年，除非被授权再版时，延长其有效期。出版物的情况可以从 API 编辑部〔电话 (202) 682-8000〕查明。API (1220L Street, N.W., Washington, D.C.20005) 每年出版一次出版物和资料目录，每季还要进行更新。

# 炼油厂压力泄放装置的尺寸确定、选择和安装的推荐作法

## 第一部分 尺寸确定和选择

### 第1章 引言

#### 1.1 范围

本标准适用于最高允许工作压力等于或高于 103.4kPa (表压) (15psig) 的炼油厂及相关的工业设备上的压力泄放装置的尺寸确定和选择。本标准所涉及的压力泄放装置用于保护无火压力容器及相关设备, 使之避免在操作和火灾事故时超压。

本标准包括基本定义及各种压力泄放装置的操作特性及应用范围, 其中包括基于稳态流和牛顿流的尺寸确定的程序及方法。

压力泄放装置仅防止容器超压, 不能防止火灾事故时容器结构的破坏, 参见 SY/T 10043—2002《泄压和减压系统指南》有关降低压力和限制热输入的适用方法。

包括在 API Std 2000 中的常压和低压储罐和用于散装或整装运输石油产品的压力容器, 不包括在本标准内。

ASME 规范《锅炉和压力容器》的第 1 章和 ASME B31.1 中所指的带火容器, 也不包括在本标准内。

#### 1.2 术语的定义

与本标准中的压力泄放装置及其尺寸和操作特性的有关术语见 1.2.1 到 1.2.3, 此外, 在相应章节和附录中还有更准确的解释。

##### 1.2.1 压力泄放装置

###### 1.2.1.1

**压力泄放装置 pressure relief device**

靠进装置前的静压力动作, 在紧急情况或非正常情况下开启, 以防止设备内流体压力超过设定压力。压力泄放装置也可用于防止过度负压。压力泄放装置可以是压力泄放阀, 非重新闭合压力泄放装置或真空泄放阀。

###### 1.2.1.2

**弹簧加载式压力泄放阀 spring-loaded pressure relief valve**

自动再关闭、防止流体进一步流出的压力泄放装置。

###### 1.2.1.2.1

**泄放阀 relief valve**

一种靠阀前静压驱动的弹簧加载式泄压阀, 阀的开度与超过设定压力的压力增量成正比。主要用于不可压缩流体。

###### 1.2.1.2.2

**安全阀 safety valve**

一种靠阀前静压驱动弹簧加载式泄压阀, 具有能迅速开启或紧急动作的特征, 通常用于可压缩流体。

###### 1.2.1.2.3

**安全泄放阀 safety relief valve**

既可作为安全阀又可作为泄放阀使用的弹簧加载式压力泄放阀。

1.2.1.2.4

**常规式压力泄放阀** conventional pressure relief valve

一种阀的背压变化直接影响阀特性的弹簧加载式压力泄放阀。

1.2.1.2.5

**平衡式压力泄放阀** balanced pressure relief valve

能够减小背压对阀的操作特性影响的弹簧加载式压力泄放阀。

1.2.1.3

**导阀控制的压力泄放阀** pilot-operated pressure relief valve

由主阀和控制主阀的辅助压力泄放阀（导阀）组成的压力泄放阀。

1.2.1.4

**爆破片装置** rupture disk

是靠膜片前静压作用的非重新闭合式差压泄放装置，靠带压爆破片破裂而起作用。爆破片装置由一个爆破片和一个夹持器组成。

1.2.2 压力泄放装置的尺寸特性

1.2.2.1

**实际排放面积** actual discharge area

流体通过阀门的最小净截面积。

1.2.2.2

**帘面积** curtain area

指当阀盘在阀座上提升时，它们之间形成的圆柱形或圆锥形的通道面积。

1.2.2.3

**有效泄放面积** effective discharge area 或**当量流通面积** equivalent flow area

压力泄放阀的公称或计算面积，通常用于公认的计算公式中确定阀门的尺寸，它比实际排放面积小。

1.2.2.4

**阀嘴面积** nozzle area

阀嘴在最小阀嘴直径处截面积。

1.2.2.5

**开关箱** huddling chamber

压力泄放阀中一个环状带压箱，安装于阀座上部，起迅速开启作用。

1.2.2.6

**入口尺寸** inlet size

除非特别说明，通常指阀入口管连接处的公称直径。

1.2.2.7

**出口尺寸** outlet size

除非特殊说明，通常指阀出口管连接处的公称直径。

1.2.2.8

**提升高度** lift

指当阀门泄放时，阀盘离开关闭位置的实际行程。

1.2.3 压力泄放装置的操作特性

1.2.3.1 系统压力

1.2.3.1.1

**最大操作压力** maximum operating pressure

指操作过程中可达到的最大压力。

#### 1.2.3.1.2

**最大允许工作压力 maximum allowable working pressure – MAWP**

指在设计温度的操作条件下容器顶部的最大允许表压。这个压力是根据容器部分公称壁厚计算得出，不包括壁厚的腐蚀裕量及非压力载荷裕量。最大允许工作压力是确定保护容器的压力泄放装置的设定压力的基础。

#### 1.2.3.1.3

**设计压力（表压） design gauge pressure**

在操作中最恶劣的温度压力条件下的压力。当最大允许工作压力没有确定时可用其替代，它等于或小于最大允许工作压力。

#### 1.2.3.1.4

**蓄积压力 accumulation**

在压力泄放装置排放期间，超过容器的最大允许工作压力的压力增值，用压力单位或百分数表示。最大允许蓄积压力根据操作和火灾事故相应规范确定。

#### 1.2.3.1.5

**超压 overpressure**

指超过泄压装置的设定压力的压力，用压力单位或百分数表示。当泄放装置的设定压力设在容器的最高允许工作压力时，超压和积聚压力相同。

#### 1.2.3.1.6

**额定泄放量 rated relieving capacity**

适用规范或规程允许的测量出的泄放量，是选用泄压装置的基础数据。

#### 1.2.3.1.7

**铭牌泄放量 stamped capacity**

标在铭牌上的额定泄放量。铭牌泄放量是根据设定压力或爆破压力加上对可压缩流体的允许超压量及对不可压缩流体的允许压差而决定的泄放量。

### 1.2.3.2 装置压力

#### 1.2.3.2.1

**设定压力 set pressure**

指压力泄放装置的入口表压某一特定值，在操作条件下压力泄放阀设定在该压力下开启。

#### 1.2.3.2.2

**冷态试验差压 cold differential test pressure**

指在试验状态下，压力泄放阀被调整到开启时的压力。这种冷态试验差压包括对背压或温度的各种使用条件的校正，或同时对两者的校正。

#### 1.2.3.2.3

**背压 back pressure**

压力泄放装置出口处的压力，是叠加背压和积聚背压的总和。

#### 1.2.3.2.4

**积聚背压 built-up back pressure**

压力泄放装置开启后由流动引起的在排放汇管中的压力增值。

#### 1.2.3.2.5

**叠加背压 superimposed back pressure**

压力泄放装置开启前出口的静压，它可以是来自排放系统中其他的压力源，该压力可能是稳定的或变化的。

1.2.3.2.6

**泄放压差** **blowdown**

指压力泄放阀的设定压力和关闭压力之间的压差，用设定压力百分数或压力单位表示。

1.2.3.2.7

**开启压力** **opening pressure**

指当入口静压增加到该压力值时，阀盘有一个适度的提升高度，且流体不间断排出。

1.2.3.2.8

**关闭压力** **closing pressure**

指当入口静压降低到该压力值时，阀盘关闭，提升高度为零。

1.2.3.2.9

**慢泄漏** **simmer**

指当入口静压低于设定压力、且不可计量的能听到或看到的压缩流体在阀座与阀盘间的泄漏。

1.2.3.2.10

**泄漏试验压力** **leak - test pressure**

指当进行阀座泄漏试验时规定的入口静压力。

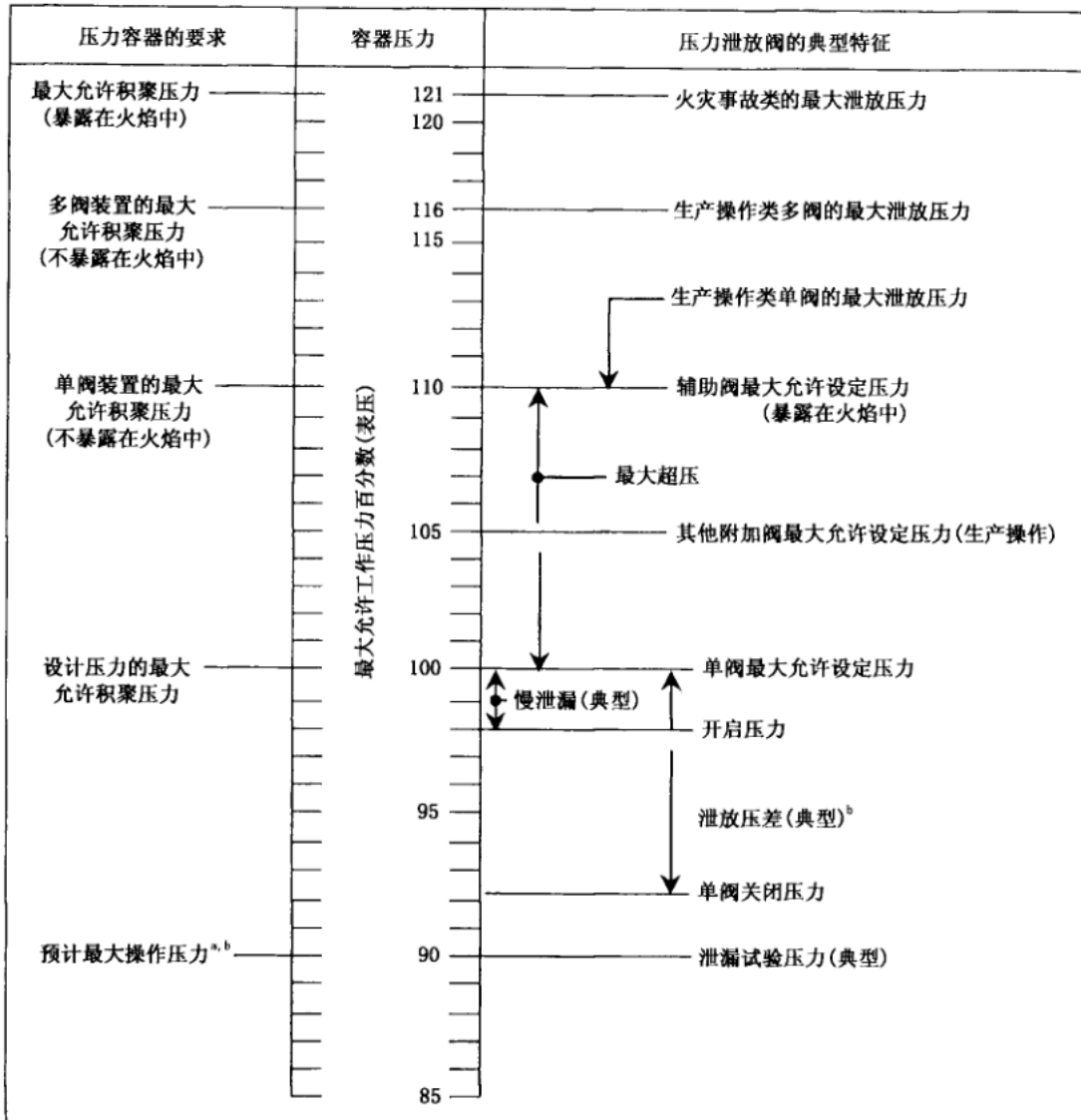
1.2.3.2.11

**泄放条件** **reliving condition**

压力泄放装置在特定超压时的入口压力和温度，泄放压力等于阀的设定压力（或爆破片的爆破压力）加上超压值（流体在泄放条件的温度可能高于也可能低于操作温度）。

注：图 1 表示单个或多个压力泄放阀装置的各种术语之间的关系。





注 1: 本图适合 ASME《锅炉和压力容器》第Ⅶ章所列容器。

注 2: 表中所示的压力条件是指安装在压力容器上的泄放装置的压力。

注 3: 设定压力允许偏差根据相应规范定。

注 4: 最大允许工作压力等于或大于相应温度下的设计压力。

<sup>a</sup> 操作压力可能会高于或低于 90% 最大允许工作压力。

<sup>b</sup> 泄放和压差见 ASME 的第 I 部分第Ⅶ章附录 M。

图 1 压力泄放阀的压力等级关系图

## 第 2 章 压力泄放装置

### 2.1 概述

本章描述单独使用或联合使用的压力泄放装置的基本原理、操作特性、适用范围及选型。这些装置包括弹簧加载式压力泄放阀、导阀控制的压力泄放阀、爆破片装置及其他压力泄放装置，这些装置在下文及图 2~图 17 中加以说明及描述。

### 2.2 弹簧加载式压力泄放阀

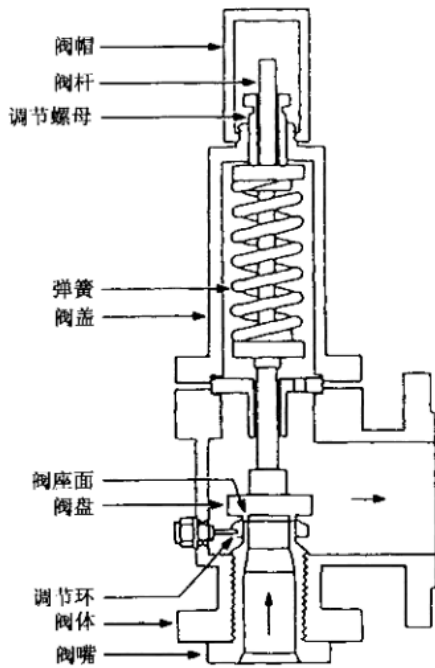
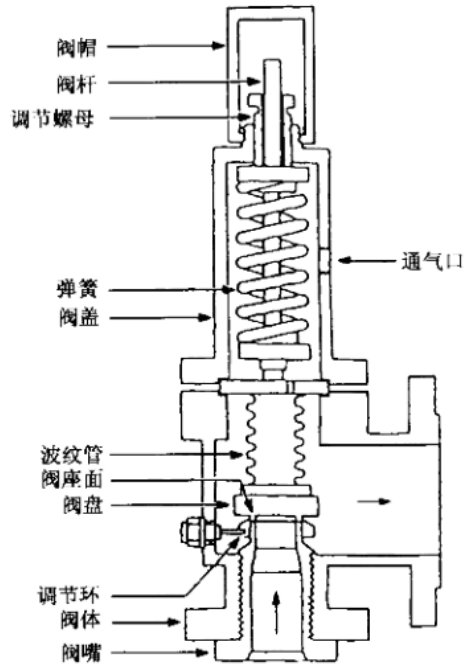


图2 带单调节环控制泄放量的常规式安全泄放阀



注：为隔离腐蚀，宜用不平衡波纹管安全泄放阀。

图3 平衡波纹管式安全泄放阀

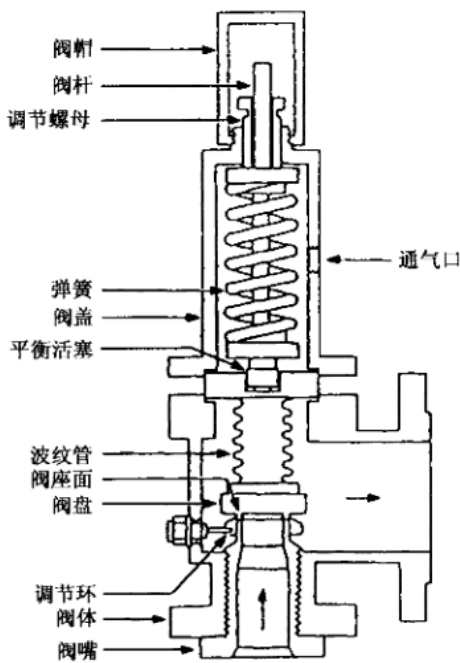


图4 带辅助平衡活塞的平衡波纹管式安全泄放阀

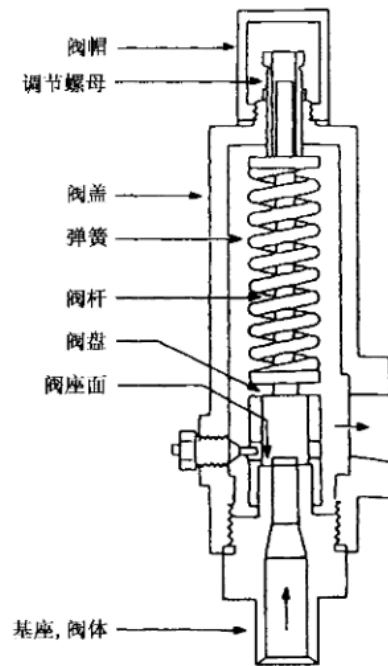


图5 热泄放（液体泄放阀）

### 2.2.1 安全阀

安全阀是当有微小超压时即会全开的弹簧加载式压力泄放阀，利用开关箱内的静压和气体（或蒸

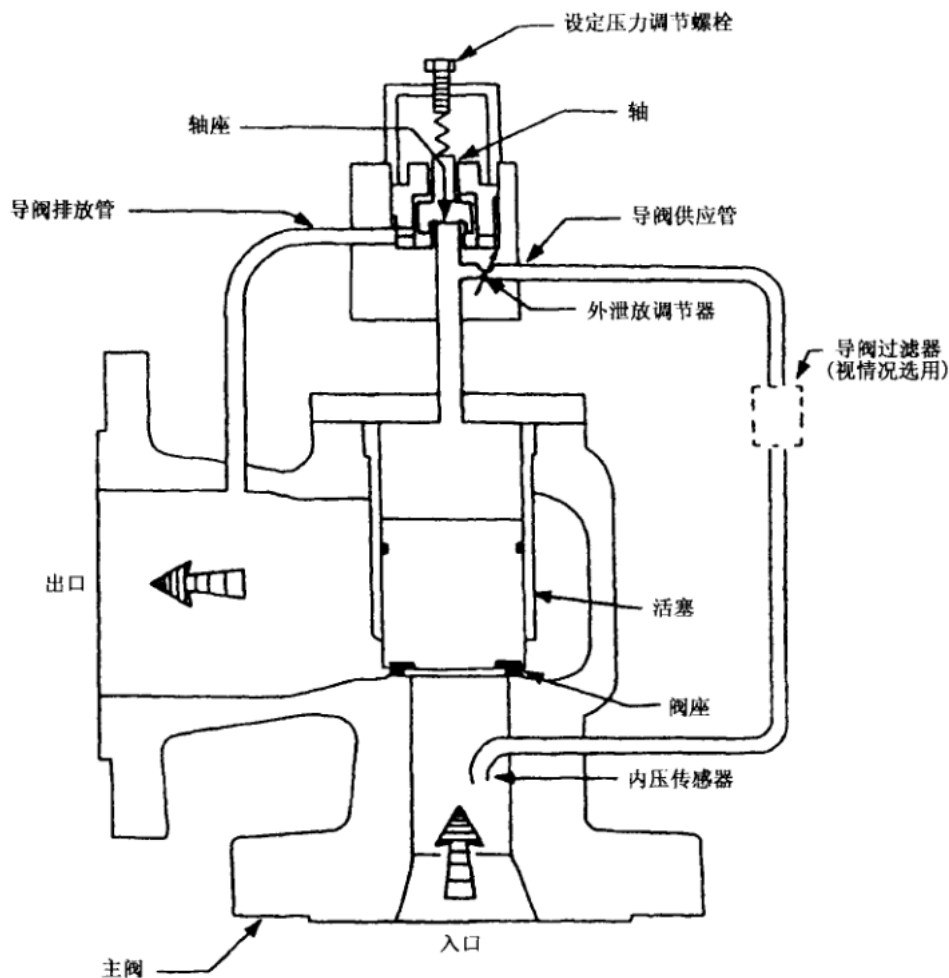


图6 导阀控制的快速开关式压力泄放阀（流动型）

气)的动能来克服阀盘提升时的弹簧力,造成一种突开动作。关闭压力为低于设定压力并在完成泄放阶段后所达到的某点压力。

### 2.2.2 泄放阀

泄放阀是用于液体泄放的弹簧加载式压力泄放阀,达到设定压力时,入口压力克服弹簧力,阀盘开始提升,入口压力增加阀盘提升高度就增加,从而使通过的流体增加。关闭压力为低于设定压力并在完成泄放阶段后所达到的某点压力。泄放阀的泄放量根据操作情况,通常在10%~25%超压时标定。

### 2.2.3 安全泄放阀

安全泄放阀是弹簧加载式压力泄放阀,当用于气体或蒸气时,具有安全阀的特点;而当用于液体时则具有泄放阀的特征。安全泄放阀装有一个带弹簧的阀盖和一个压力密封护罩,根据背压对安全泄放阀的作用分为常规式和平衡式。

### 2.2.4 压力泄放阀

#### 2.2.4.1 常规式压力泄放阀

当通过一根短管排放到大气,或通过一个低压汇管系统将一个或多个阀的排气引到远处时,通常使用常规式压力泄放阀。弹簧压力是设定压力和大气压力之间的压差,除非对弹簧压力进行调整,否则设定压力将随叠加背压而升高。积聚背压也可能会影响阀的性能,因此当阀的出口排放到汇管时,其出口压力所受的影响应参照制造厂的资料确定。

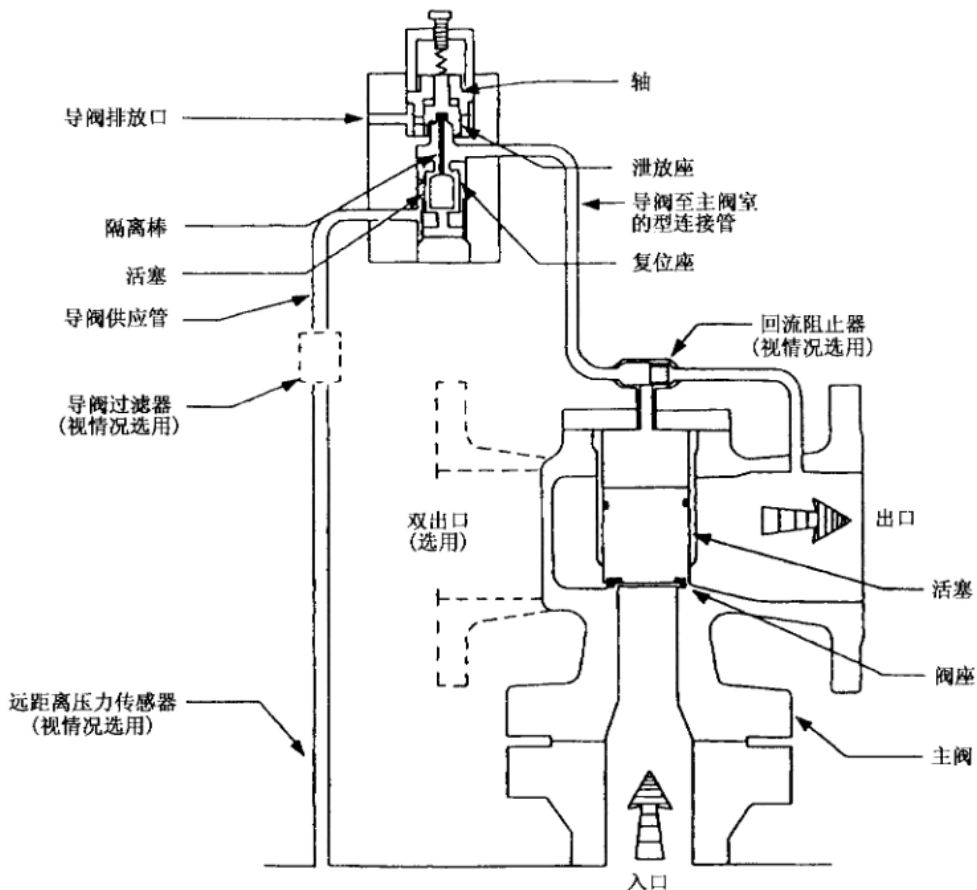


图7 导阀控制的快速开关型压力泄放阀（非流动型）

阀门内部力的相互作用和背压对开启压力的影响见图 18。现有的常规式压力泄放阀的阀盘面积  $A_D$  比阀嘴面积  $A_N$  大，如果弹簧阀盖向大气放空，其背压与容器压力一起作用而克服弹簧压力，这样当阀的设定压力为大气压时，阀的开启压力就小于该阀的设定压力。如果弹簧阀盖向阀排出口排放而不是到大气，背压与弹簧压力一起作用而使开启压力增大，变化的叠加背压将直接影响开启压力，应在系统设计中加以考虑。

普通安装的常规式压力泄放阀，当流经阀门和管线的流体形成超积聚背压时，将产生一个相同的不平衡力而影响设定压力，从而使压力泄放阀不能正常工作。调整期间观察到的积聚背压性能数据见图 19，图中曲线为阀门在任一给定积聚背压下的通过能力的比率与积聚背压和设定压力的比率的关系。通过能力曲线是由作用于阀盘上的平衡力所定。只要积聚背压小于阀开启后的超压，阀就会在流动状态下保持开启状态并正常动作，流体的特性和理论上阀嘴的流体特性类似。如果积聚背压比超压增加的多，力的平衡将趋使阀门的关闭，这样将引起流体不稳定流动，并且流量迅速减少。这种不稳定由于不平衡的静压力或谐波共振所引起，有可能会使阀门开始振颤。

振动 (flutter) 指的是压力泄放阀的可动部分不正常地急剧往复运动，从而使阀盘难以和阀座吻合，颤动 (chatter) 指的是阀盘和阀座的撞击使阀及其相连的管线产生损坏的运动，所以每个超压量对允许积聚背压的作用需加以考虑。

当积聚背压在 10% 超压下大于设定压力 10% 时，基本上不采用常规式压力泄放阀。对于大于 10% 超压的情况可使用较高的最大允许积聚背压。当一个以上的压力泄放阀同时排到公用汇管时，作用在阀上的叠加背压和积聚背压要予以联合考虑。

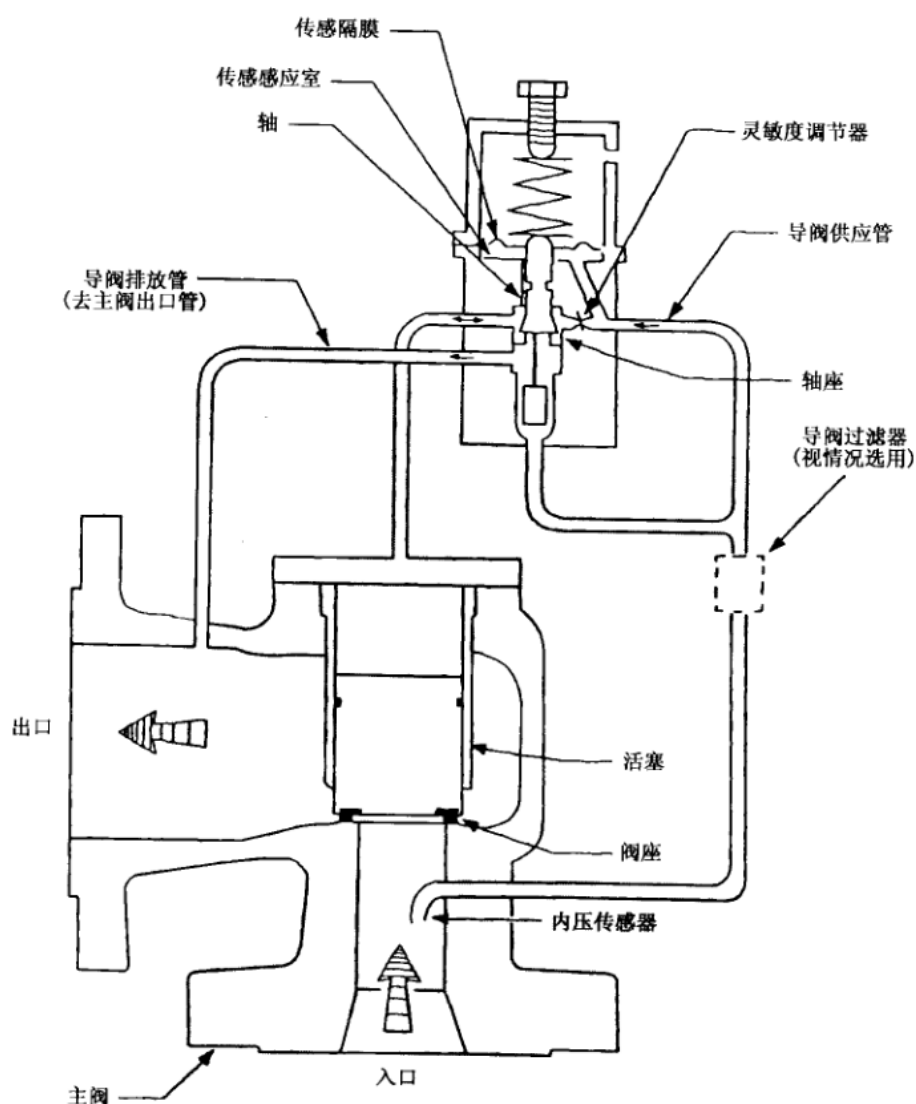


图8 导阀控制的调节式压力泄放阀（流动型）

阀嘴理论特性见图 20，曲线代表在比热比  $K=1.3$  的任一理想气体在理论上可达到的最大流量，理论上阀嘴通过的流量达到临界流动压力后逐步减少到零。

当背压小于临界流动压力时，通过阀嘴的理论流量由阀前绝对压力所决定，而和阀后压力无关。然而，当背压增加超过临界流动压力时，流量就要减少（见 4.3 有关临界和亚临界流动时的压力泄放阀的尺寸）。

#### 2.2.4.2 平衡式压力泄放阀

平衡式压力泄放阀的设计可以减小背压对设定压力的影响，并将积聚背压对开启压力、关闭压力、提升和泄放能力等工作特性的影响减小到最小（见第 4 章）。平衡式压力泄放阀有两个基本型式——活塞式和波纹管式（见图 21）。

活塞式泄放阀有许多不同类型，其导向机构开的放气口使阀盘两面的背压相抵消，活塞顶面积  $A_P$  和阀嘴座面积  $A_N$  一样承受因阀帽透气而作用在其上的大气压力，由平衡活塞式阀盖排出的气体应按最小限制值并采用安全的方法予以处理。

在波纹管式平衡阀中，波纹管有效面积  $A_B$  与阀嘴底面积  $A_N$  相等。阀中波纹管的安装避免了来

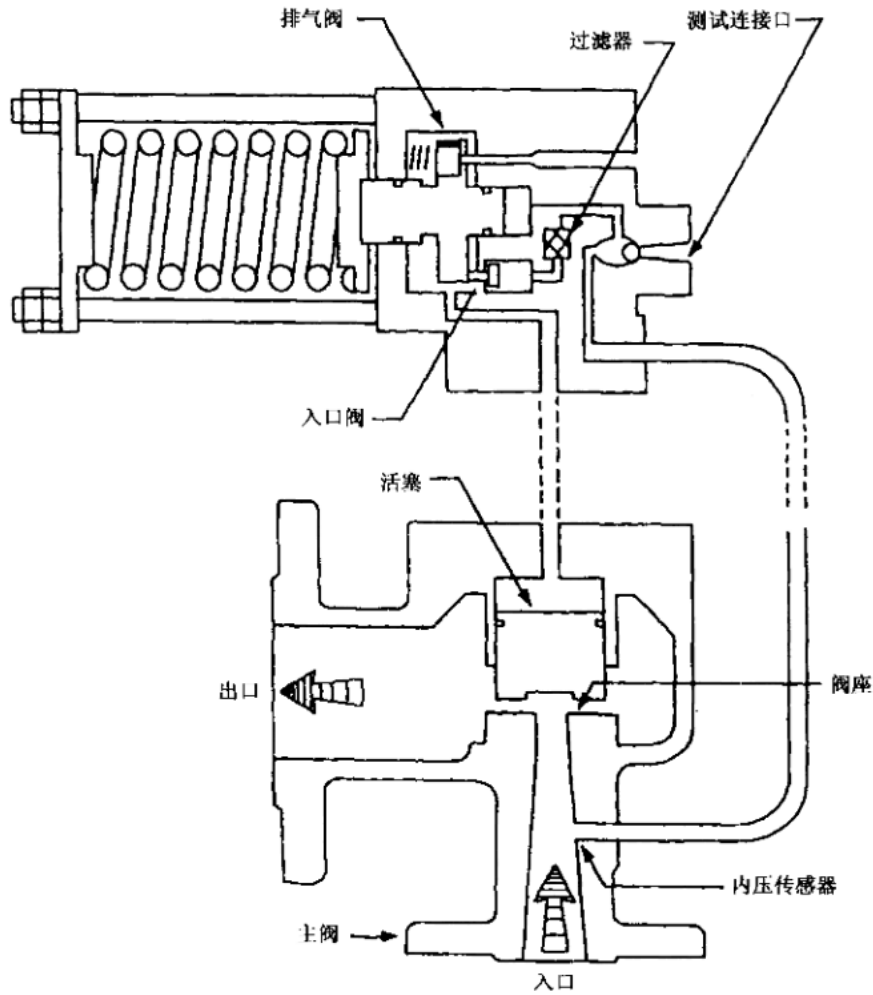


图9 导阀控制的调节式压力泄放阀（非流动型）

自波纹管有效面积  $A_B$  内阀盘顶部的背压作用。阀盘面积  $A_D$  超过波纹管的延伸面积和相对应的阀嘴底座面积抵消了阀盘上背压的影响，这样出口压力的任何变化都不会有不平衡力产生。另外，当容器内充满流体时，波纹管将导向机构、弹簧和其他顶部部件与流体隔开，如果流体具有腐蚀性或可能堵塞压力泄放阀，这一特点尤为重要。由于波纹管实际尺寸的限制，平衡的波纹管不适用于用在某些特定阀门，当仅需防腐隔离时，如果平衡的波纹管不适用，可选定非平衡的波纹管泄放阀。

平衡式压力泄放阀可能会使排放汇管中有较高的压力，图 21 所示的两种平衡式压力泄放阀应有足够大的带放气口的阀盖来保证在设计流动条件下没有明显的背压影响。如果泄放阀装设在危险区域向大气放空（通常数量不大），则泄放阀的排放系统应当用管线把排放口引到与排出系统无关的安全地点。

#### 2.2.4.3 阀门特性

图 22 所示为在超压情况下，阀盘从设定压力  $A$  到最大泄放压力  $B$ ，及在泄放情况下到关闭压力  $C$  的动作过程。

#### 2.3 导阀控制的压力泄放阀

导阀控制的压力泄放阀的基本型式有两种，活塞式和隔膜式。

活塞式导阀控制的压力泄放阀由带浮动活塞的主阀和一个导阀组成（见图 6~图 9）。活塞顶部的

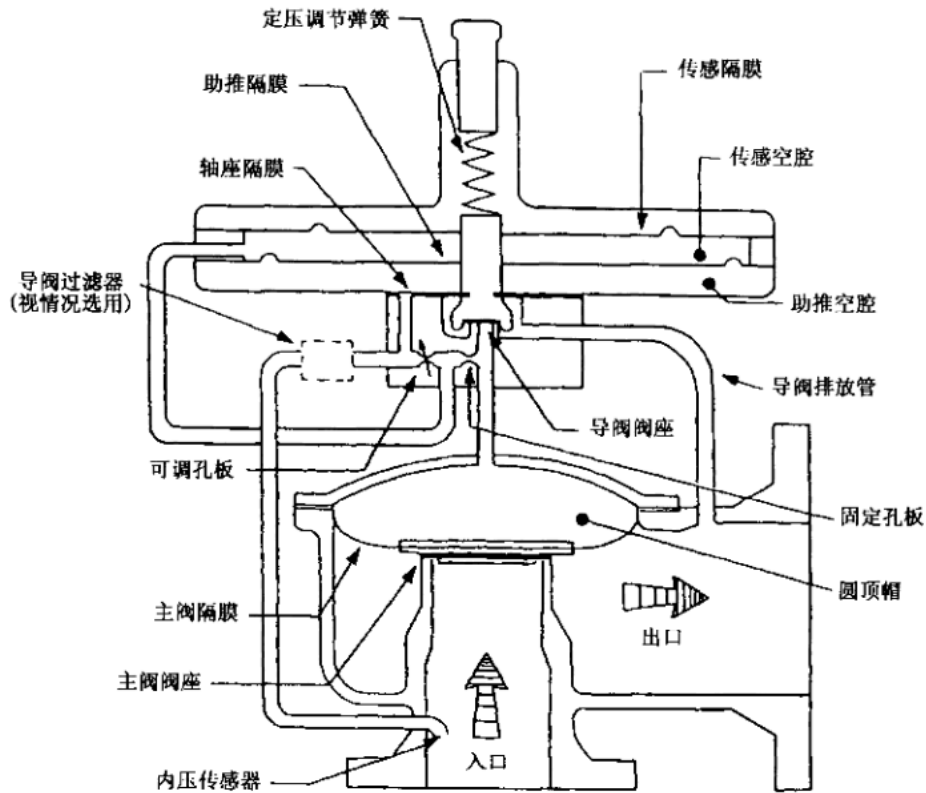


图 10 低压导阀控制的压力泄放阀（隔膜型）

有效面积大于底部面积，当压力达到一定值时，顶部和底部面积受到相同的入口操作压力的作用，由于顶部有效面积较底部大，所以作用在这块有效面积上的净压力使活塞紧密地保持在阀座上。当操作压力升高时，这个净压力增大且使活塞和阀底座的结合更加紧密。升高到设定压力时，通过导阀泄放的活塞顶部压力使活塞慢慢升起，被泄放的流体由阀的出口排出。而后，导阀再关闭活塞顶部的排出口，新产生的净压力使活塞复位。

隔膜式导阀控制的压力泄放阀除活塞由活动式隔膜和阀盘替代以外，其他均与活塞式导阀控制的压力泄放阀相似。隔膜起不平衡活塞的作用。阀盘通常是关闭着主阀入口、与柔性隔膜成一整体（见图 10）。而导阀对流体的压力具有相同的感应，达到设定压力时，导阀通过隔膜顶部泄放压力。当压力恢复正常时，隔膜复位。和活塞式导阀控制的压力泄放阀类似，密封力因隔膜所露面积不同而随操作压力成比例增加。

由导阀控制的主阀可以是快速动作式的，也可以是可调节动作式的。图 23 表示导阀控制的压力泄放阀的快速动作曲线，导阀动作引起主阀全开。图 24 表示导阀控制的压力泄放阀的调节动作曲线，由导阀控制使主阀开启，其泄放量刚好满足要求。

导阀有流动型与非流动型。流动型为当主阀开启时允许工艺流体通过导阀，非流动型则不允许，用户应向制造商咨询两种导阀控制的压力泄放阀的优缺点来决定采用的型式。

当在阀出口形成的压力可能超过入口压力时，要用回流阻止器，靠面积差使活塞提升而使阀中流体流向颠倒过来（见图 7）。

导阀控制的压力泄放阀适用于液体和蒸气。由于主阀和导阀有非金属部件，操作温度和流体的相容性限制了对它们的应用。此外，流体的特性如对聚合物或污物的敏感度、粘度、存在于液体中的固体及腐蚀物都可能对导阀的可靠性产生影响。用户应向制造商咨询以确保所需阀门和所供应阀门相一致。

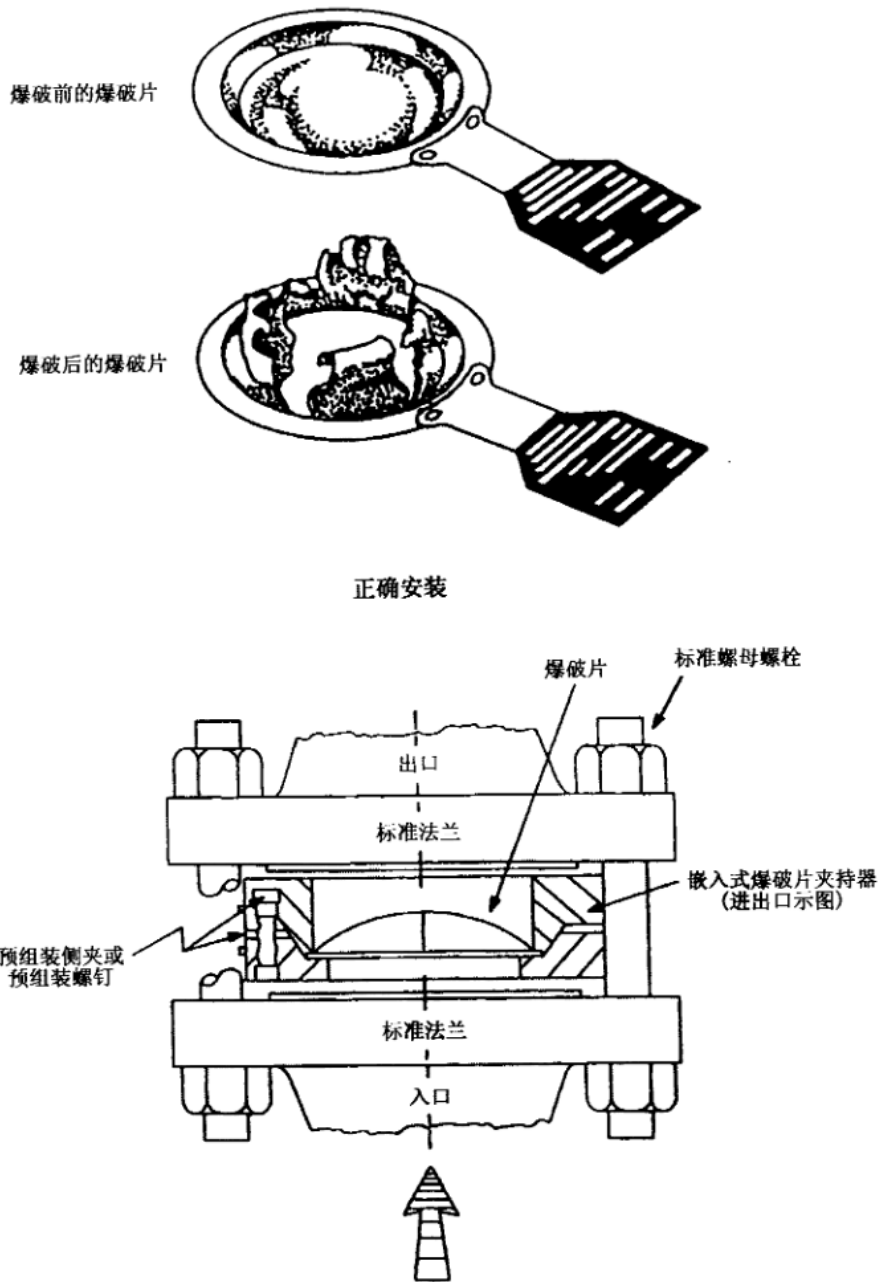


图 11 常规型爆破片

## 2.4 爆破片装置

第 2 章以下部分对爆破片装置进行定义、描述和操作特性的说明，特殊术语和用途将在本文的应用部分及图 11~图 17 中讲述。

## 2.5 爆破片

### 2.5.1 概述

爆破片是爆破片装置中承压的压力敏感元件，爆破片可设计成几种形状如平型、拱型（凸型）、或翻转型。

爆破片可能需要一个夹持器来固定、密封和夹紧，使其位置摆放正确，爆破片和夹持器的组合件称为爆破片装置。



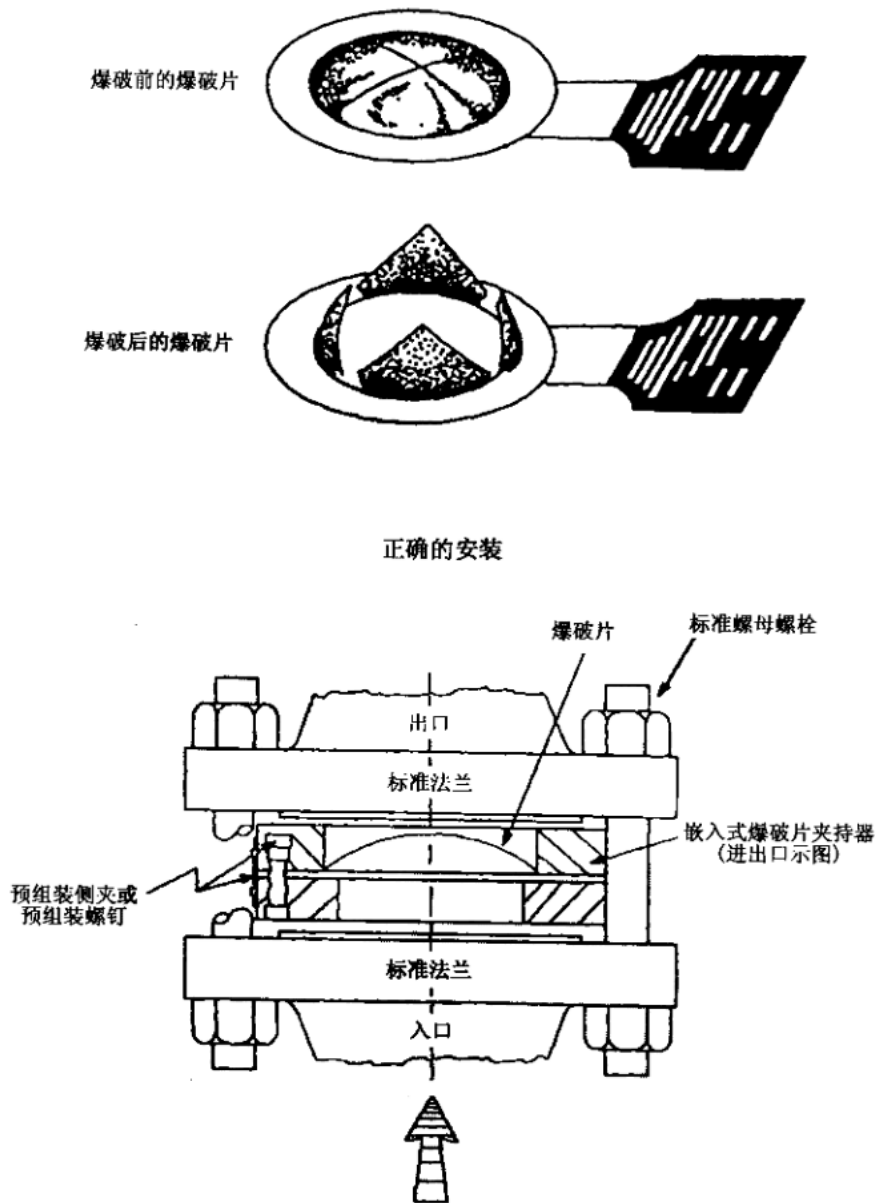


图 12 刻槽张力加载爆破片

## 2.5.2 爆破片的型式

### 2.5.2.1 常规型爆破片

常规型爆破片为一预拱型实心金属片，超压时在凹侧爆破（见图 11）。

平座式或角座式常规拱型爆破片，当操作压力小于或等于 70% 的额定爆破压力时，压力和温度在限定的范围内变化一般可保证令人满意的使用寿命。如果出现真空或背压，爆破片需再装一防止逆向或内爆破的托架。真空托架应设计成能在完全真空或接近真空的条件下连续使用。背压超压 15psig 时爆破片要进行特殊设计。常规拱型爆破片爆破时成为碎片。

### 2.5.2.2 刻槽张力加载爆破片

刻槽张力加载爆破片爆破时沿刻槽爆破（见图 12），这种型式的爆破片允许系统操作压力与爆破压力的比例更大（一般为 85%）。因为刻槽决定了爆破片爆破的形状，这种形式的爆破片通常无碎片。对同一爆破压力，刻槽张力加载爆破片其制造材料比常规型（非刻槽）的要厚。爆破片的机械刻

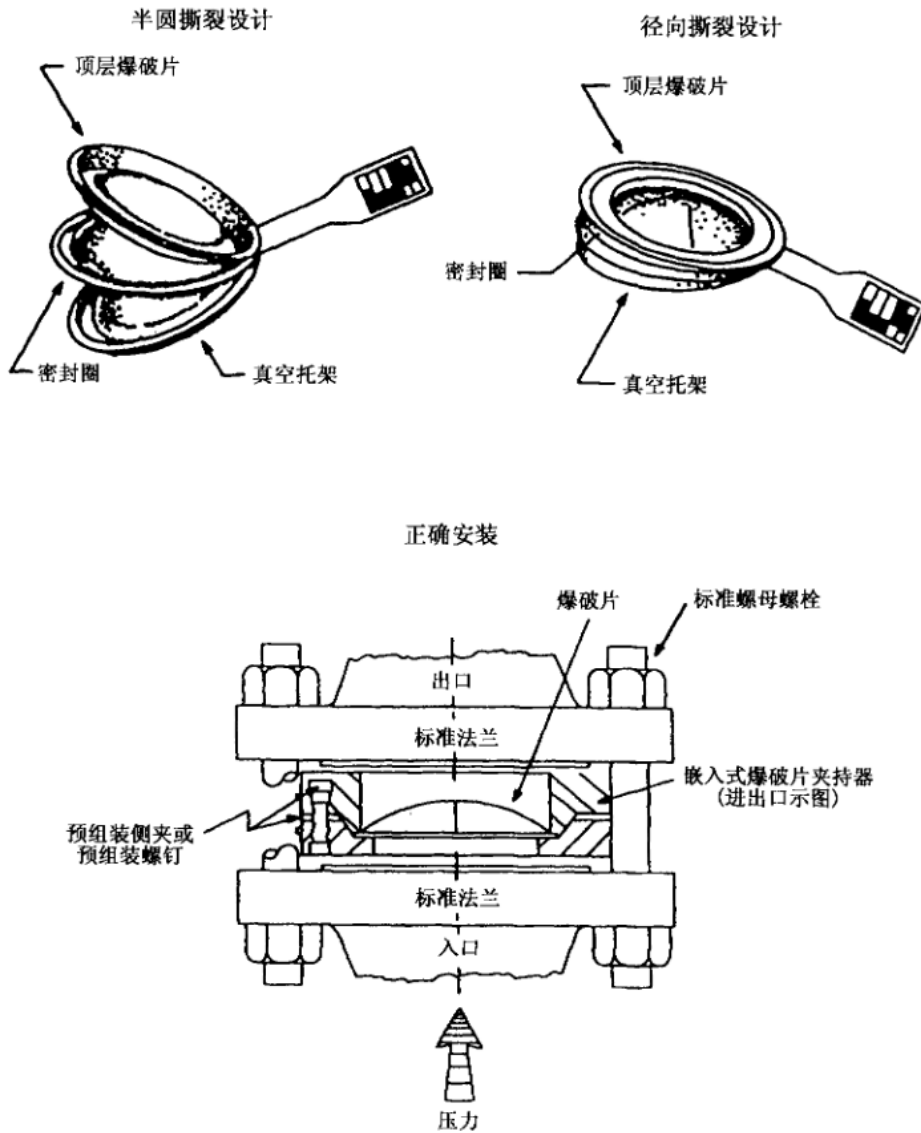


图 13 拱型复合式爆破片

槽决定了爆破压力和爆破形式。爆破片所增加的厚度增加了抗机械破坏强度，在多数情况下无需使用真空托架就能够承受完全真空。

### 2.5.2.3 复合式爆破片

复合式爆破片是平面或拱型金属或非金属多件式的爆破片。拱型复合式爆破片超压时，爆破片在凹侧爆破。平面复合式爆破片超压时在制造商标出的一侧爆破。

拱型复合式爆破片有平座式或角座式两种设计，在限定的压力和温度变化范围内，通常允许使用的典型操作压力可达 80% 的爆破压力，爆破压力由顶层爆破片强度及其下面的金属或非金属密封圈决定。复合式爆破片一般用于爆破压力低于常规拱型爆破片的爆破压力的情况，如果选择抗腐蚀密封材料，该种爆破片使用寿命还可延长。当顶层爆破片配一非金属密封圈时，其破开形式可按预定方式进行而且爆破时可将碎片限制到最小。如果是常规拱型爆破片，当出现真空或背压时，通常要装有一个托架（见图 13）。

平面复合式爆破片适于保护低压容器或隔离设备，如排放汇管或压力泄放阀出口。当只考虑作为

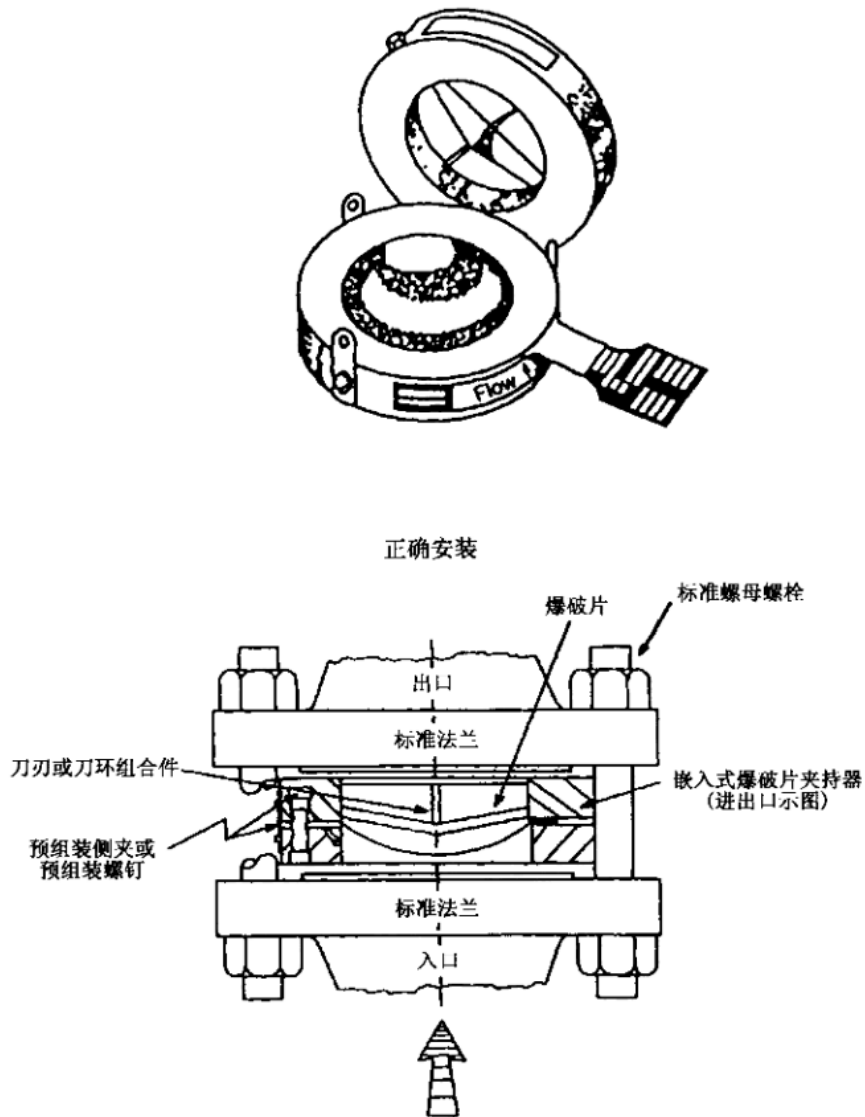


图 14 带刀刃翻转爆破片

腐蚀隔板时，平面复合式爆破片其通常使用的操作压力为爆破压力，并且通常装在配对法兰之间，而不需专门的夹持器。爆破片可以向两个方向破裂，从而可以用于过压及过真空保护。

#### 2.5.2.4 翻转爆破片

翻转爆破片是一拱型实心金属片，当在凸侧超压时即爆破。翻转爆破片通过剪切、刀刃、刀环、刻槽或其他方法破开（见图 14 和图 15）。

翻转爆破片允许其操作压力更接近爆破压力，可达 90% 的爆破压力。这种形式的爆破片一般没碎片，由于翻转爆破片靠在凸侧的超压来动作，因此爆破片要厚一些，以便增加抗腐蚀能力。省去了真空托架，并且在压力/真空循环条件及温度变化下具有较长的使用寿命。

#### 2.5.2.5 石墨爆破片

石墨爆破片由缠带填充石墨制成，靠弯曲和剪切使爆破片爆破（见图 16）。

石墨爆破片具有耐酸、耐碱及耐有机溶剂的特点，一般允许其操作压力达 70% 额定爆破压力。爆破压力等于或小于 15psig 的爆破片可能需要一个托架，当背压较大时也可能需要一个托架。在爆

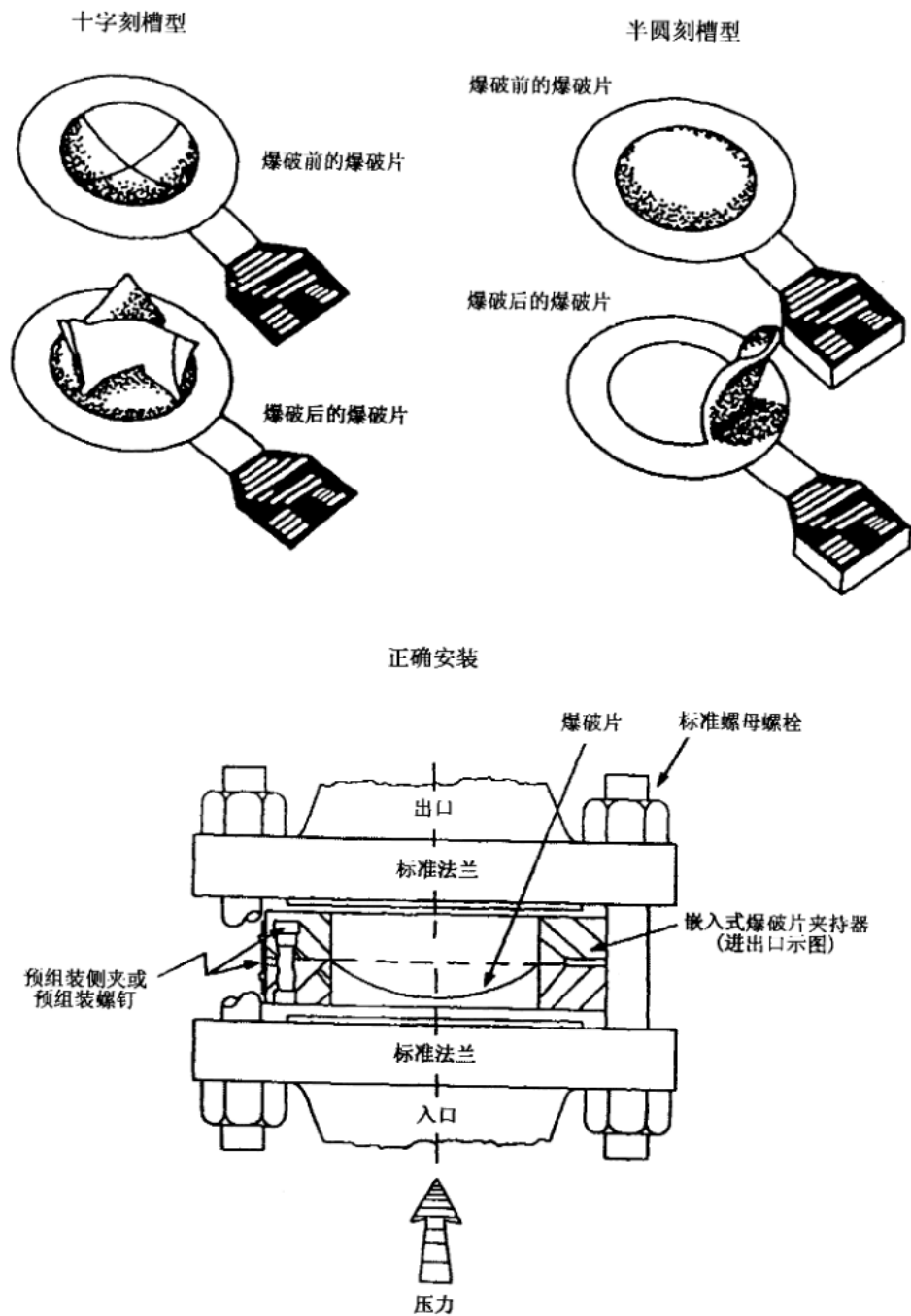


图 15 带刻槽翻转爆破片

破时，石墨爆破片爆破成碎片，在某些情况下，需要采取措施捕获碎片。

### 2.5.3 爆破片的应用

最大操作压力和实际爆破压力之间的比例是选择爆破片及制造厂的基本因素。

最大预计操作压力应远低于容器的设计压力，以防止因疲劳或蠕变使爆破片提前爆破。

爆破片为一差压装置，设计者在确定爆破压力时应考虑爆破片两边的压力。此外，最大操作压力和爆破压力之间的百分比及其他操作条件应按附录 A 中所提供的规格表形式出据文件。

爆破片是一个温感元件，爆破压力随爆破片所在位置的温度变化而变化很大。这个温度可能会不

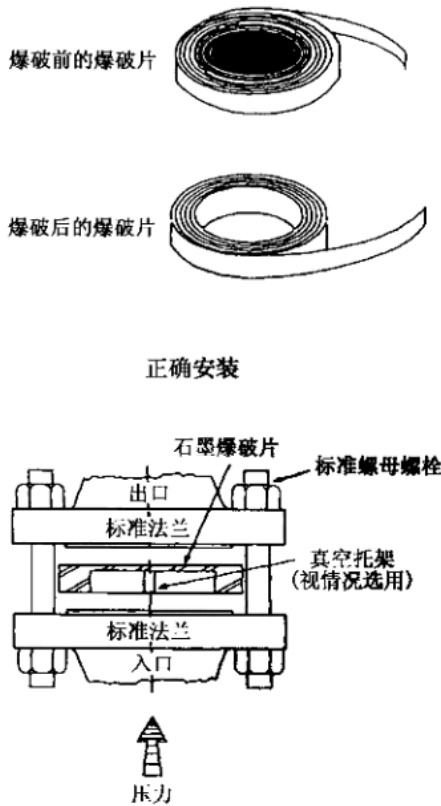


图 16 石墨爆破片

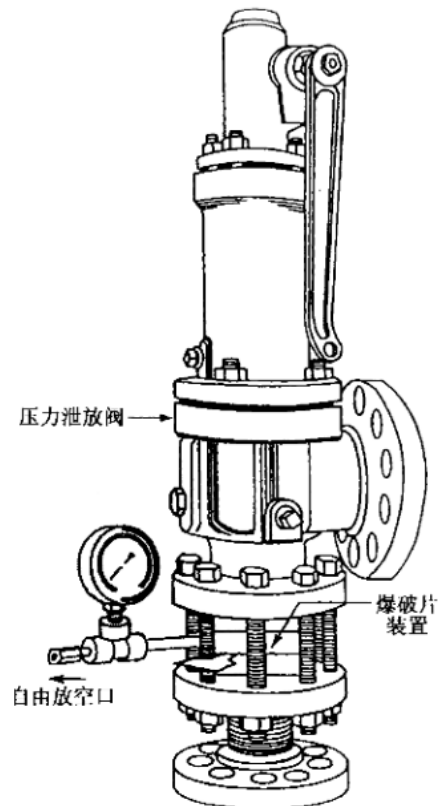
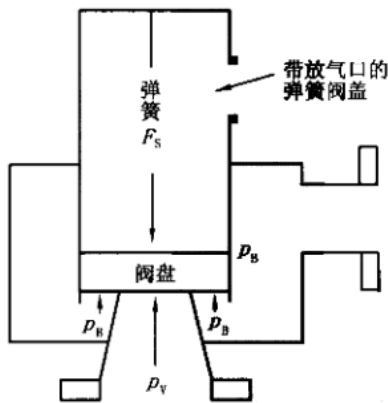


图 17 爆破片和压力泄放阀的组合件

向大气排放的弹簧阀盖



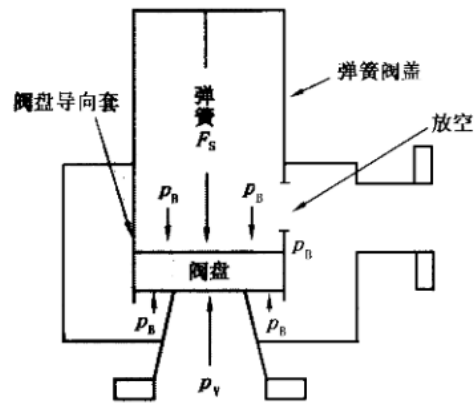
背压使设定压力减小  

$$p_v A_n = F_s - p_b (A_D - A_n)$$

$$A_D > A_n$$

- $A_D$  —— 阀盘面积;
- $A_n$  —— 阀嘴座面积;
- $F_s$  —— 弹簧力;
- $p_v$  —— 容器压力, psig;
- $p_b$  —— 叠加背压, psig.

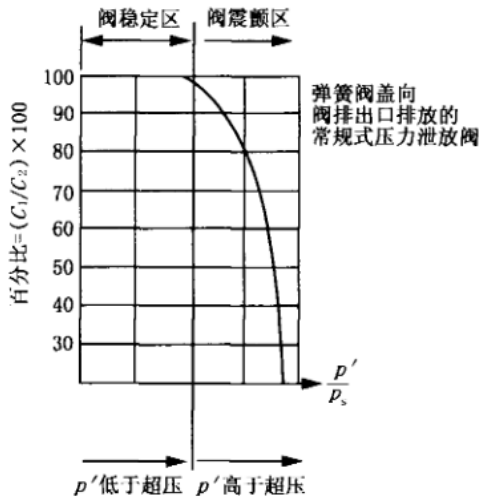
向阀排出口排放的弹簧阀盖



背压使设定压力增加  

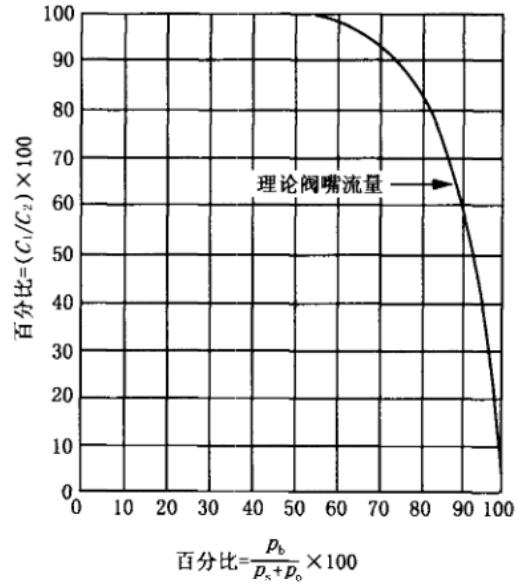
$$p_v A_n = F_s + p_b A_n$$

图 18 叠加背压对常规式压力泄放阀的开启压力的影响



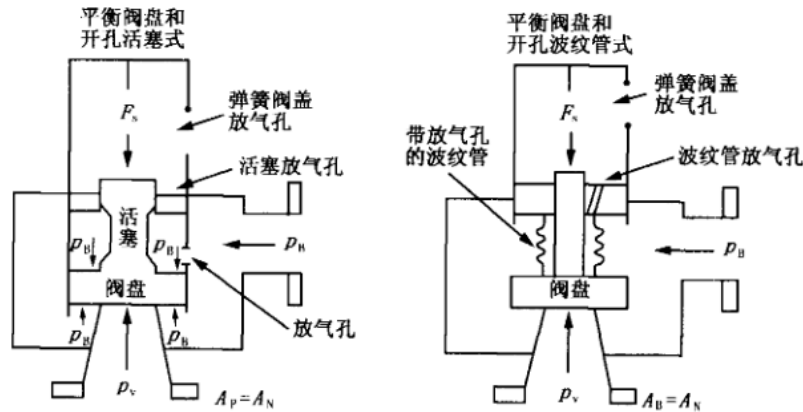
$C_1$ ——有背压时的泄放能力；  
 $C_2$ ——无背压时的泄放能力；  
 $p'$ ——积聚背压；  
 $p_s$ ——设定压力。

图 19 积聚背压对常规式压力泄放阀泄放能力的影响



$C_1$ ——有背压时的泄放能力；  
 $C_2$ ——无背压时的泄放能力；  
 $p_b$ ——背压, psia；  
 $p_s$ ——设定压力, psia；  
 $p_o$ ——超压, psia。

图 20 气体比热比为 1.3 时阀嘴排出气体的理论特性曲线



$A_B$ ——有效波纹管面积；  $A_D$ ——阀盘面积；  
 $A_N$ ——阀嘴座面积；  $A_p$ ——活塞面积（顶面）；  
 $F_s$ ——弹簧力；  $p_v$ ——容器压力, psig；  
 $p_B$ ——叠加背压, psig；  $p_s$ ——设定压力, psig。  
 注：本图中， $p_v = p_s$ ； $(p_v)(A_N) = F_s$ （通常）； $p_s = F_s/A_N$ 。

图 21 背压对平衡式压力泄放阀设定压力的影响

同于通常流体的操作温度，当爆破片所在位置的温度增加时，爆破压力通常是下降的。因为温度的影响取决于爆破片的材料，应当向制造商咨询。当确定爆破片的爆破压力时必须给出相应的温度。

用于液体的爆破片应精确评估，以保证爆破片的设计在所安装的系统中受到动能能够造成爆破片充分破开。用户应向制造商进行咨询，索取用于液体的爆破片的资料。

爆破片可当主要的或辅助的压力泄放装置使用，它可单独使用，也可和压力泄放阀联合使用。

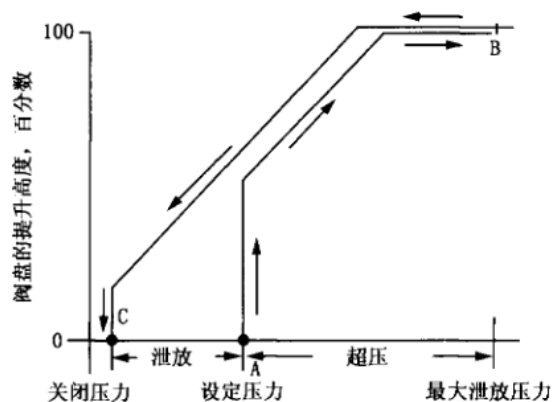


图 22 压力泄放阀的阀盘提升高度和容器压力关系图

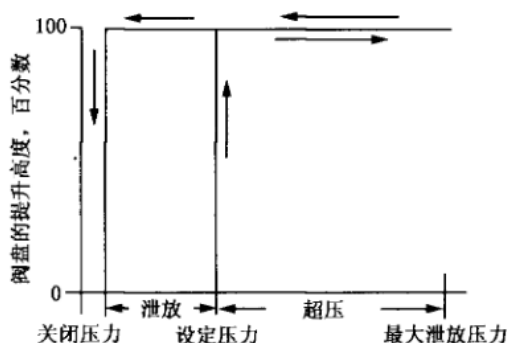


图 23 快速动作式导阀控制的压力泄放阀的阀盘提升高度和容器压力关系图

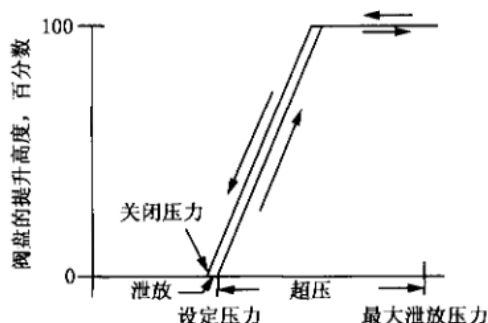


图 24 调节型导阀控制的压力泄放阀的阀盘提升高度和容器压力关系图

#### 2.5.4 爆破片装置专门术语

有关爆破片装置的定义见 2.5.4.1 到 2.5.4.4。

##### 2.5.4.1

**指定爆破压力** specified burst pressure

在指定温度下设计要求的爆破压力。

##### 2.5.4.2

**铭牌爆破压力** stamped burst pressure 或 **额定爆破压力** rated burst pressure

在相应的设计爆破温度下，爆破片爆破时通过爆破片的压差。这个压力是由制造厂在同一批爆破片中做抽样爆破测试得出的数据，这个额定爆破压力打印在这批爆破片上。在初始制造范围内制造的爆破片应打上指定爆破压力。

##### 2.5.4.3

**制造范围** manufacture range

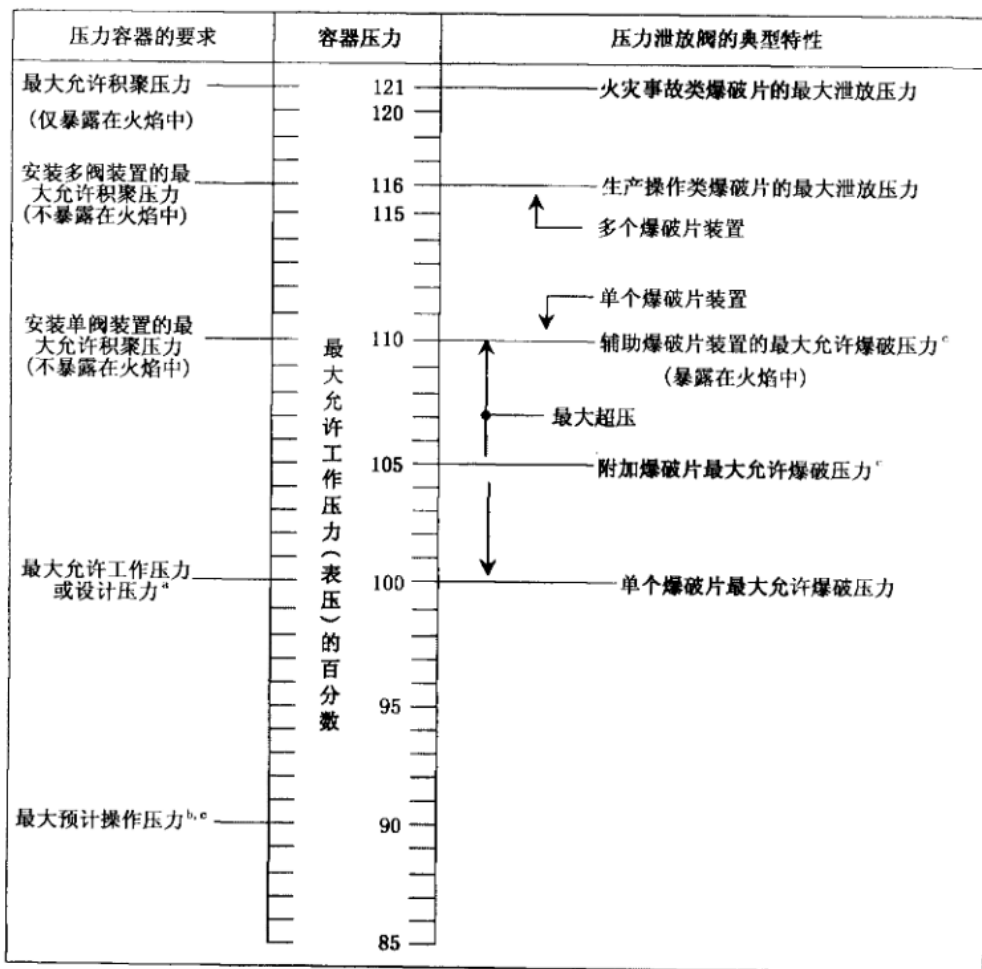
由用户及爆破片制造厂共同决定的压力范围，必须包得住指定爆破压力。制造范围需在选择指定爆破压力前进行估算，以确保铭牌爆破压力在 ASME 规范压力范围内。制造范围一般由以下因素决定：a) 指定爆破压力的级别；b) 爆破片设计类型；c) 爆破片制造商。制造范围由以下方式表示：  
a) 指定压力的正负百分数；b) 正负压力单位；c) 零百分比或零压力单位。

2.5.4.4

**爆破片允许偏差 burst - pressure tolerance**

铭牌爆破压力附近的变化值，在同批爆破片中，每个爆破片的爆破压力都需满足 ASME 规范。例如：如果额定压力为 689.5kPa（表压）（100psig），所有这一批的爆破片的爆破压力都应在 689.5kPa（表压）（100psig）加或减一个爆破片的允许偏差值的压力下爆破。

注：图 25 表示压力等级和爆破片装置关系图。



注 1：本图适合 ASME 规范《锅炉和压力容器》第Ⅶ章所列容器。

注 2：表中所示的压力是指安装在压力容器上的爆破片装置的压力。

注 3：爆破压力允许偏差根据相应规范定。

<sup>a</sup> 选择爆破片需考虑最大允许工作压力和操作压力之间的差值范围。

<sup>b</sup> 操作压力根据爆破片的设计可高于或低于 90% 最大允许工作压力。

<sup>c</sup> 爆破片额定爆破压力可是任一等于或低于最大允许爆破压力的值。

图 25 爆破片装置的压力等级关系图



## 2.6 爆破片和压力泄放阀的组合件

### 2.6.1 概述

爆破片和压力泄放阀可作为组合件使用，并建议在内含杂质的泄放系统中使用组合件，这些杂质可能对压力泄放阀产生腐蚀，使其不能正常动作。爆破片和压力泄放阀的组合使用可减少由于单独使用压力泄放阀的泄漏而造成的有价值的物质的损失，防止有害或危险物质泄漏（见图 17）。

### 2.6.2 安装于压力泄放阀入口的爆破片装置

**2.6.2.1** 爆破片安装于压力泄放阀入口的组合件的泄放能力是泄放阀的 ASME 铭牌泄放量乘以这个组合件泄放量系数  $K_c'$ ，除非制造商按 ASME 规范第 VIII 章确定了一个组合件的系数值外， $K_c'$  的值为 0.90。

**2.6.2.2** 当爆破片和压力泄放阀组合使用时，组合件为匹配成对的，指定爆破压力和设定压力应是同一公称压力。应向合格的制造商咨询其他形式的布置和设定。

### 2.6.3 安装于压力泄放阀出口的爆破片装置

爆破片可安装在压力泄放阀出口来保护阀，使其免于来自大气或下游的倒流，防止有害或易燃物质通过压力泄放阀出口漏到大气中。爆破片对压力泄放阀的安装、通过的能力及背压的影响，应符合制造商的推荐和 ASME 相应规范的要求。

## 2.7 压力泄放装置的其他型式

在炼油厂及相关工业偶尔会使用本章中没有提到的其他型式的压力泄放阀，用户应向制造商索取有关阀门设计和特殊应用的相应资料。

## 第 3 章 超压的原因

### 3.1 概述

从单个偶发事故到复杂的综合事故都可成为超压的原因。表 1 列出了主要操作故障引起的相应的泄放能力。不是所有的情况都同时发生，因此，压力泄放阀应根据在一种或几种情况下所需要的最大泄放量来确定尺寸，不要求在每个容器上都安装压力泄放阀，仅在被控制阀或其他阀门隔开的每个容器或每组容器上安装（见附录 C）。

表 1 特定情况下泄放量的基础数据

序号	情 况	压力泄放装置	
		液体泄放	蒸气泄放 <sup>a</sup>
1	容器出口关闭	最大液体泵入流量	水蒸气和蒸气总进入量，加上泄放条件下产生的水蒸气和蒸气
2	冷却器冷却水中断	—	在泄放条件下进入冷凝器的蒸气总量
3	塔顶回流中断	—	水蒸气和蒸气总进入量，加上泄放条件下产生的水蒸气和蒸气减去被侧线回流冷凝的蒸气
4	侧线回流中断	—	泄放条件下进入蒸气和排出蒸气之差额
5	至吸收塔的贫油中断	—	无（通常情况下）
6	不凝气的聚集	—	在塔中产生的结果与第 2 项相同；在其他容器中产生的结果与第 1 项相同

表 1 (续)

序号	情 况	压力泄放装置	
		液体泄放	蒸气泄放 <sup>a</sup>
7	高挥发物的进入 水进入热油 轻烃进入热油	— —	对塔通常不能预测 对换热器按一根管子内截面积的 2 倍计算, 以备因管子破裂进入挥发性流体而产生的蒸气之用
8	储罐或缓冲罐液位超高	最大液体泵入流量	—
9	自动控制故障	—	必须对各种情况逐个进行分析
10	热或蒸气的非正常进入	—	估计最大的蒸气产生量, 包括因过热产生的不凝气
11	换热器管子破裂	—	水蒸气或蒸气进入量按一根管子内截面积的 2 倍通过量计算, 和第 7 项热交换产生的结果相同
12	内部爆炸	—	不用常规式泄放装置控制, 而是由避免事故来控制
13	化学反应	—	从正常和失控两种条件来估计蒸气产生量
14	水力膨胀	见 C.2 见 C.2	—
	冷流体关闭 装置区外部管线关闭		—
15	外部着火	—	用 D.5 给出的方法估算
16	动力中断 (水蒸气、电或其他)	—	研究设备安装情况, 以确定动力故障的后果, 按可能出现的最坏情况来决定泄压阀尺寸。
	分馏塔	—	所有的泵将停泵, 将造成回流和冷却水中断。
	反应器	—	搅动或搅拌停泵, 冷却或停滞水蒸气, 按失控反应产生的蒸气确定阀的尺寸
17	空冷器	—	风扇会停转, 按正常和事故的制冷量之差决定阀的尺寸
	缓冲容器	最大液体进入流量	—

<sup>a</sup> 假定热输入量是衡定的, 就要考虑抑制由于阀的泄放压力高于操作压力而产生的蒸气 (第 4 章介绍了确定压力泄放阀尺寸的方法步骤)。

SY/T 10043—2002 给出了有关超压的各种原因的详细描述。

### 3.2 工艺事故 (不包括火灾事故)

由于进出工艺设备及容器的流量不平衡, 导致液体或蒸气的积聚, 并可能产生超压, 如果不加控制, 就必须在不超允许积聚压力一定百分比的压力下通过泄放装置泄放, 参见 ASME 规范。

最简单的情况是泵送液体进储罐, 泵排出的压力可能会高于容器的最大允许工作压力。在这种情况下, 当储罐装满时, 必须有泄压阀以防储罐超压。设计者可向操作人员提供防止满罐溢流的报警手段, 也可提供自动停泵的装置。无论如何, 必须安装一个泄压阀。

涉及泄放问题更多的是分馏塔, 在分馏塔中, 由于冷凝和回流系统、或重沸器和蒸气发生系统的误操作, 导致蒸气的产生和积聚, 造成分馏塔压力升高, 要用压力泄放阀来加以限制。

充满液体的设备 (即带静压的) 如果堵塞, 加热时就存在一个液体水力膨胀的问题, 在很多情况下, 潜在的危险能通过特殊设计或一定步骤加以控制 (见 SY/T 10043—2002)。防止管线和设备在环

境温度变化时超压，常规尺寸的泄放阀（如 3/4in×1/2in 泄放阀）一般可以满足要求。膨胀率的计算方法见附录 C。

不能承受外部大气压力的容器，如果可能处于真空，应有真空泄放装置。

### 3.3 火灾事故

#### 3.3.1 概述

这里假定用户按 API RP 2001 的要求采取了所有安全和防火措施，这对于估算火灾事故时的热输入量非常重要。因为，容器表面喷淋和提供消防水都对限制热输入起重要的作用。

在处理易燃液体或气体的工厂里，任一压力容器在使用期间随时都可能暴露于火灾中，即使容器本身不是易燃物，这种危险依然存在。因此，储存液体的压力容器应安装压力泄放阀以泄放因火灾热输入而产生的超压。

对于储存蒸气的压力容器，由于火灾事故发生的仅用压力泄放阀不能防止容器爆炸，应考虑采取措施使其压力降低到接近大气压力，并且需采取可靠措施限制因火灾造成的热输入。

从炼油厂设备中渗漏出来的任何可燃物质，一旦遇到明火就会产生火灾。火灾中液体或气体泄漏源可能是暴露于火焰的容器，也可能是邻近的操作容器或储存容器。泄漏可能是由于管线或其他设备的接头泄漏或操作事故引起，漏出的可燃流体可能从泄漏源被带到远处。若是液体，可沿着地面的自然坡度流动；若是气体或蒸气，可随空气流动；如果由压力源泄漏的流体则成喷射流。

可燃物质通常是在等于或大于其相对环境温度下的蒸汽压的压力下，以液体形式存在容器内的，当突然发生大量泄露时，其中一部分将汽化，如果不及及时处理，剩下的液体将形成积液池，一旦遇到火源就形成火灾的燃料源（见附录 D）。

如果出现露天自然火灾、辐射，或由于直接接触热气或火焰，或者由于二者产生的热量被暴露于火焰的容器和其他设备所吸收，如果这种热的吸收持续一个足够长的时间，容器内的物料将被加热，并且压力将升高直到压力泄放阀打开为止。通过压力泄放阀放出蒸气来限制容器内的最大压力，若蒸气产生的速率大于阀的额定泄放能力，压力将积聚并超过允许超压，达到危及设备安全的压力。因此，在确定压力泄放阀尺寸时必须考虑容器暴露于火源中的可能性，在这些情况下容器的热输入按 D.5.1 提出的方法估算。

若泄漏的易燃物质（因管路或接头损坏或法兰垫片破裂）被点燃，可能形成喷火，对这种类型的火未作分析。

#### 3.3.2 火对容器湿润表面的影响

若流体的临界压力超过泄放压力，部分充满液体的容器（假设没有内绝热层）其湿润表面所受到的辐射以显热被容器吸收，容器本身和液体温度升高且升高的值基本相等，达到沸点时，辐射热几乎全部作为潜热被液体吸收。根据沸腾机制，容器的温度可能稍高于沸腾温度，但实际应用上假定温度相等。热量的吸收和随之而来的蒸气生成将使容器中的压力升高，达到容器上压力泄放阀的泄放压力。

在这种条件下只要产生的蒸气量低于压力泄放阀的额定流量，阀门将打开直到容器中的压力降低到阀的复位压力，从而使阀门关闭为止。在热供入的过程中，阀门将持续地作间歇动作。

由于容器内的绝热层使液体吸热量减少，可能会严重影响容器壁的温度。在这种情况下，容器壁很快达到一个温度值，在这个温度下由压力引起的应力足以引起容器在短期内的蠕变破裂（见 D.3）。

除用压力泄放阀，用户应考虑用其他方法来保护容器免受火灾之害（见 D.8）

#### 3.3.3 火对容器非湿润表面的影响

裸露的非湿润容器表面没有液体潜能吸收热量以减缓金属温度升高。仅仅是容器的蒸气吸热，容器壁的温度能迅速升高，从而很快导致容器的破裂。压力泄放阀对容器的保护可能是短期的，需有其他装置用来防止容器的破裂（见 D.3, D.5.2 和 D.8）。

## 第 4 章 尺寸确定程序

### 4.1 泄放要求的确定

对于每一种应用情况，确定压力泄放装置的尺寸时，设计者必须首先确定所要求的超压保护条件，对各种可能导致超压的故障情况应予以合理地慎重考虑。

对于可能引起超压的各种情况必须依据它所产生的压力和必须泄放的流量予以评估。计算每一个压力泄放装置单独的泄放流量时需要以下资料：工艺流程图、物料平衡、管线和仪表图、设备规格数据表和设计基础数据。如果有工艺设备供应商的数据，对于上述计算是很有帮助的。

附录 D 提供了火灾条件下的泄放流量。表 1 列出了一些可能要求超压保护的常规操作条件。表中所列的并不完全，各装置可能有必须要考虑的除表 1 之外的因素（泄放要求的详细讨论见 SY/T 10043—2002）。

蒸气、气体或液体的压力泄放阀的尺寸计算可以用 4.3 到 4.5 中的公式，这些方程是用来计算所需的有效阀嘴面积，以便达到所要求的通过泄放阀的流量。然后选择有效泄放面积等于或大于该计算结果的泄放阀来应用。

有效面积和假定的排出系统  $K_d=0.975$ ，通常不同于用来确定压力泄放阀标定泄放能力的实际孔板面积和排出系数。但是，用 4.3 到 4.5 中公式计算的有效面积将会使得所选用的压力泄放阀标定泄放能力等于或超过所要求的泄放能力。

有效面积概念使得压力泄放阀尺寸的选择不依赖制造商的数据。标准有效孔板面积和相应的设计类型可在 API Std 526 中找到。

### 4.2 泄放压力

#### 4.2.1 概述

在各种尺寸计算方程式中用  $p_1$  表示的泄放压力是压力泄放装置在泄放条件下的入口压力。泄放压力等于设定压力、超压和大气压力的总和。这里列举的如何确定泄放压力的例子是针对压力泄放阀的，但同样适用于爆破片装置（这类装置的压力变化关系见图 1 和图 25）。

允许超压是由适用规范所许可的蓄积压力确定的。根据设定压力与被保护容器或系统的最大允许工作压力的关系，允许超压可以随不同的应用而改变。只有当设定压力等于最大允许工作压力时，允许超压才和允许积聚压力是相同的。

注：在这一章的讨论中通常引用 ASME 规范作为适用规范，除非有另外的说明，适用规范仅仅涉及 ASME 规范的第 VIII 章。设计者应注意到 ASME 规范版本修订，一旦有相应的修改，这一章的讨论应该由设计者作出相应的修改。如果应用其他规范（非 ASME 规范）设计者也许同样需要进行修正。

4.2.2 至 4.2.4 讨论应用于气体和蒸气的压力泄放阀的泄放压力的确定方法。在这一部分，表压/绝压转换时采用标准大气压 101.3kPa（绝压）（14.7psia）。设计时，应该考虑大气压与相应高程的关系。

应用在液体的压力泄放阀泄放压力的确定方法和应用在气体的方法类似，只是泄放压力用表压表示而不是用绝压。适用于 ASME 规范的液体泄放阀（即对充满液体的容器的保护），由操作故障引起的最大积聚压力限制在最大允许工作压力的 110%，对于应用于蒸气泄放的泄放阀也有同样的限定。对不适用于 ASME 规范的液体泄放阀（即对不含容器的管线的保护），通常规定 25% 的超压。

表 2 简要地列出了与 ASME 规范相一致的压力泄放阀最大积聚压力和设定压力的规定。

#### 4.2.2 操作故障

##### 4.2.2.1 单阀装置

根据 ASME 规范的要求，对于容器由单阀保护且按操作故障（非火灾情况）选定单个压力泄放阀的情况，积聚压力应该限制在由该泄放阀保护的容器的最大允许工作压力的 110%。泄放阀的设定压力不应超过最大允许工作压力。

注：当最大允许工作压力为 103.4kPa~206.8kPa（表压）（15psig~30psig）时，允许的压力积聚为 20.7kPa（3psi）。

表 2 压力泄放阀的设定压力和积聚压力的限制

故 障		单 阀 装 置		多 阀 装 置	
		设定压力 %	最大积聚压力 %	设定压力 %	最大积聚压力 %
非 火 灾	第一个阀	100	110	100	116
	附加阀	—	—	105	116
火 灾	第一个阀	100	121	100	121
	附加阀	—	—	105	121
	辅助阀	—	—	110	121

注：以上数据均为最大允许工作压力的百分数。

对于设定压力小于或等于容器的最大允许工作压力的单个泄放阀，确定泄放压力的例子如表 3 所示。

#### 4.2.2.2 多阀装置

一套多阀装置要求两个或两个以上的压力泄放阀的组合能力来缓解已产生的超压故障。

根据 ASME 规范的要求，对于容器由多阀保护且按操作故障（非火灾）选定多阀装置的情况，积聚压力应该限定在由该多阀装置保护的容器最大允许工作压力的 116%。第一个阀的设定压力不应超过最大允许工作压力。附加阀或阀组的设定压力不应超过最大允许工作压力的 105%。

表 3 单个泄放阀泄放压力确定举例  
(操作故障)

	特 性	数 值
阀门设定压力小于 最大允许工作压力	被保护容器的最大允许工作压力, psig	100
	最大积聚压力, psig	110
	阀设定压力, psig	90
	允许超压, psi	20
	泄放压力 $p_1$ , psia	124.7
阀门设定压力等于 最大允许工作压力	被保护容器的最大允许工作压力, psig	100
	最大积聚压力, psig	110
	阀设定压力, psig	100
	允许超压, psi	10
	泄放压力 $p_1$ , psia	124.7

注：当最大允许工作压力在 103.4kPa~172.4kPa（15psi~25psi）时，允许的压力积聚为 27.6kPa（4psi）。

对一套多阀装置的第一个阀的设定压力等于容器的最大允许工作压力，以及附加阀的设定压力为容器的最大允许工作压力的 105%，确定其泄放压力的举例如表 4 所示。

表 4 多阀装置泄放压力确定举例  
(操作故障)

特 性		数 值
第一个阀 (设定压力等于 最大允许工作压力)	被保护容器的最大允许工作压力, psig	100
	最大积聚压力, psig	116
	阀设定压力, psig	100
	允许超压, psi	16
	泄放压力 $p_1$ , psia	130.7
附加阀 (设定压力等于最大 允许工作压力的 105%)	被保护容器的最大允许工作压力, psig	100
	最大积聚压力, psig	116
	阀设定压力, psig	105
	允许超压, psi	11
	泄放压力 $p_1$ , psia	130.7

4.2.3 火灾事故

4.2.3.1 概述

根据 ASME 规范的要求, 对于容器由压力泄放阀保护且按火灾事故选定阀门的情况, 积聚压力应该限制在被保护容器的最大允许工作压力的 121%。该值适合于单阀、多阀和辅助阀装置。

为火灾所设置的单阀或多阀装置也可以被用来满足由次要的操作故障(非火灾)引起的泄放要求, 对非火灾故障提出的积聚压力为最大允许工作压力的 110% 的限制条件是要遵守的。

4.2.3.2 单阀装置

针对火灾而设置的保护容器的单阀装置, 其设定压力不应该超过最大允许工作压力。

设定压力小于或等于容器的最大允许工作压力的单阀, 确定其泄放压力的例子如表 5 所示。

表 5 单个泄放阀泄放压力确定举例  
(火灾事故)

特 性		数 值
阀门设定压力小于 最大允许工作压力	被保护容器的最大允许工作压力, psig	100
	最大积聚压力, psig	121
	阀设定压力, psig	90
	允许超压, psi	31
	泄放压力 $p_1$ , psia	135.7
阀门设定压力等于 最大允许工作压力	被保护容器的最大允许工作压力, psig	100
	最大积聚压力, psig	121
	阀设定压力, psig	100
	允许超压, psi	21
	泄放压力 $p_1$ , psia	135.7

4.2.3.3 多阀装置

一套多阀装置需要两个或两个以上泄放阀的组合能力来缓解由火灾引起的超压。开启第一个阀的

设定压力不应该超过最大允许工作压力。开启最后一个阀的设定压力不应该超过最大允许工作压力的105%。

第一个阀的设定压力等于容器的最大允许工作压力及附加阀的设定压力为容器的最大允许工作压力的105%的一套多阀装置，确定其泄放压力的举例如表6所示。

表6 多阀装置泄放压力确定举例  
(火灾事故)

特 性		数 值
第一个阀 (设定压力等于最大 允许工作压力)	被保护容器的最大允许工作压力, psig	100
	最大积聚压力, psig	121
	阀设定压力, psig	100
	允许超压, psi	21
	泄放压力 $p_1$ , psia	135.7
附加阀 (设定压力等于最大 允许工作压力的105%)	被保护容器的最大允许工作压力, psig	100
	最大积聚压力, psig	121
	阀设定压力, psig	105
	允许超压, psi	16
	泄放压力 $p_1$ , psia	135.7

#### 4.2.3.4 辅助泄放阀装置

辅助泄放阀装置可提供由火灾或者其他意想不到的外热源产生的危险而需要的泄放能力。对于火灾条件，辅助泄放阀的设定压力不应超过最大允许工作压力的110%。

辅助泄放阀作为补充只用于辅助按操作故障（非火灾）情况选定的压力泄放阀。

辅助泄放阀装置的第一个阀，非火灾条件下的设定压力不超过容器的最大允许工作压力（泄放压力的确定方法见4.2.1）；辅助泄放阀的设定压力为容器的最大允许工作压力的110%。确定其泄放压力的举例如表7所示。

表7 辅助泄放阀装置泄放压力确定举例  
(火灾事故)

特 性		数 值
辅助阀 (设定压力等于110% 最大允许工作压力)	被保护容器的最大允许工作压力, psig	100
	最大积聚压力, psig	121
	阀设定压力, psig	110
	允许超压, psi	11
	泄放压力 $p_1$ , psia	135.7

#### 4.2.4 水蒸气泄放

除锅炉设计根据ASME规范的第一章以外，设置于压力容器上的水蒸气泄放阀，应该如上述讨论一样，根据故障情况详细说明。

### 4.3 气体或蒸气泄放的尺寸确定

#### 4.3.1 临界流动特性

可压缩气体通过阀嘴、孔板或管线末端发生膨胀，其流速和比容随着下游压力降低而增加。对于给定的上游条件（用一个阀嘴的例子说明），通过阀嘴的质量流量不断增加，一直到在阀嘴处达到极限速度。可以证明该极限速度就是在阀嘴处流动介质达到的声速。与极限速度相对应的流量就是临界流量。

在阀嘴处达到声速的压力（ $p_{cf}$ ）与入口压力（ $p_1$ ）的绝对压力之比称为临界压力比。 $p_{cf}$ 就是临界流动压力。

在临界流动条件下，即使在阀嘴的下游存在着非常低的压力，阀嘴处的实际压力也不会低于临界流动压力。在临界流动时，从阀嘴处压力到下游压力发生不可逆的膨胀过程，并伴随着涡流向周围流体有能量耗散。

绝对压力表示的临界流动压力比可以用理想气体关系式的方程得到。见式（1）。

$$\frac{p_{cf}}{p_1} = \left[ \frac{2}{k+1} \right]^{k/(k-1)} \dots\dots\dots (1)$$

式中：

$p_{cf}$ ——喷嘴临界流动压力，psia；

$p_1$ ——上游泄放压力，psia；

$k$ ——理想气体的比热比。

用于蒸气或气体泄放的压力泄放阀，其尺寸计算方程根据流体是临界流动还是亚临界流动分成两大类。如果阀嘴下游的压力小于或等于临界流动压力  $p_{cf}$ ，将会产生临界流动，应该使用 4.3.2 中的设计方法。如果下游的压力大于临界流动压力  $p_{cf}$ ，将会产生亚临界流动，应使用 4.3.3 中的设计方法（典型的临界流动压力比值见表 8）。

表 8 气体特性

气体	相对分子质量	比热比 ( $k = C_p/C_v$ )	临界流动 压力比	相对密度	临界常数		雾化温度 1 个大 气压下 °F	可燃 界限 (与空气混 合的体积) %
					压力	温度		
					psia	°F		
		60°F, 1 个 大气压下	60°F, 1 个 大气压下	60°F, 1 个 大气压下				
甲烷	16.04	1.31	0.54	0.300	667	-117	-259	5.0~15.0
乙烷	30.07	1.19	0.57	0.356	708	90	-127	2.9~13.0
乙烯	28.05	1.25	0.56 <sup>a</sup>	0.139	731	49	-155	2.7~36.0
丙烷	44.10	1.13	0.58	0.507	615	206	-44	2.0~9.5
丙烯	42.08	1.15	0.57 <sup>a</sup>	0.518	672	198	-54	2.0~10.6
异丁烷	58.12	1.10	0.59 <sup>e</sup>	0.563	528	274	11	1.8~8.5
正丁烷	58.12	1.09	0.59	0.584	549	306	31	1.5~9.0
1-正丁烷	56.11	1.11	0.58 <sup>a</sup>	0.600	586	296	21	1.6~9.3
异戊烷	72.15	—	—	0.625	490	369	82	1.3~8.0
正戊烷	72.15	—	—	0.631	488	386	97	1.4~8.3
1-戊烷	70.13	—	—	0.646	510	377	86	1.5~8.7
正己烷	86.18	—	—	0.664	437	454	156	1.1~7.7
苯	78.11	—	—	0.882	710	552	176	1.4~7.1



表 8 (续)

气体	相对分子质量	比热比 ( $k = C_p/C_v$ )	临界流动 压力比	相对密度 60°F, 1个 大气压下	临界常数		雾化温度 1个大 气压下 °F	可燃 界限 (与空气混 合的体积) %
					压力	温度		
					psia	°F		
正庚烷	100.20	—	—	0.688	397	513	209	1.0~7.0
甲苯	92.14	—	—	0.874	596	606	231	1.2~7.1
正辛烷	114.23	—	—	0.707	361	564	258	0.8~6.5
正壬烷	128.26	—	—	0.722	332	611	303	0.7~5.6
正癸烷	142.28	—	—	0.734	305	653	345	0.7~5.4
空气	28.96	1.40	0.53	0.875	547	-221	-318	—
氨	17.03	1.31	0.54	0.616	1636	271	-28	16.0~25.0
二氧化碳	44.01	1.29	0.55	0.818	1071	88	-109	—
氢	2.02	1.41	0.53	—	190	-400	-423	4.0~75.0
硫化氢	34.08	1.32	0.54	0.801	1300	213	-77	4.3~45.5
二氧化硫	64.06	1.27	0.55	1.394	1143	316	14	—
水蒸气	18.02	—	—	1.000	3199	705	212	—

\* 为估计值。

#### 4.3.2 临界流动泄放的尺寸计算

##### 4.3.2.1 概述

在临界流动条件下(见 4.3.1)用于气体或蒸气泄放的压力泄放阀,其尺寸计算可用式(2)~式(4)。每个方程都可用于计算压力泄放阀所需的有效排出面积  $A$ ,以达到要求通过泄放阀的流量。有效排出面积等于或大于  $A$  的计算值的泄放阀才能选用。

$$A = \frac{W}{CK_d p_1 K_b} \sqrt{\frac{TZ}{M}} \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$A = \frac{V \sqrt{TZM}}{6.32CK_d p_1 K_b} \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$A = \frac{V \sqrt{TZG}}{1.175CK_d p_1 K_b} \quad \dots\dots\dots(4)$$

式中:

$A$ ——泄放阀所需的有效排出面积,  $\text{in}^2$  (见 1.2.2);

$W$ ——需要通过泄放阀的流量,  $\text{lb/h}$ ;

$C$ ——标准条件下由气体或蒸气比热比确定的系数,可以从图 26 或表 9 中查到;

$K_d$ ——有效排出系数,用式(2)~式(4)时,  $K_d=0.975$ ;

$p_1$ ——上游泄放压力,  $\text{psia}$ , 该值为设定压力、允许超压(见 4.2)和大气压力之和;

$K_b$ ——背压校正系数(由背压要求的泄放能力校正系数),该数值可以从制造商的数据表中得到

或从图 27 中估计得到，背压校正系数仅用于平衡波纹管式泄放阀。

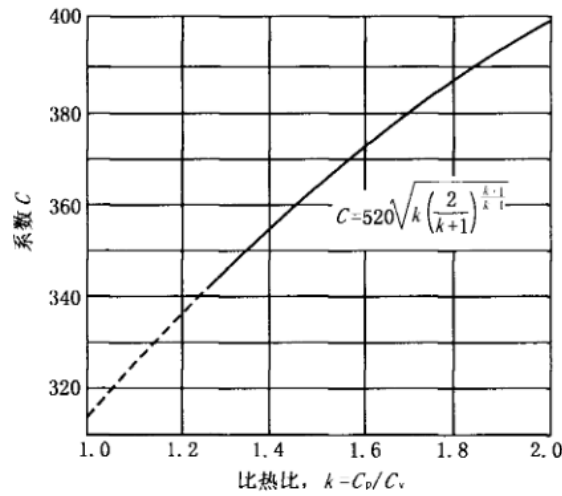
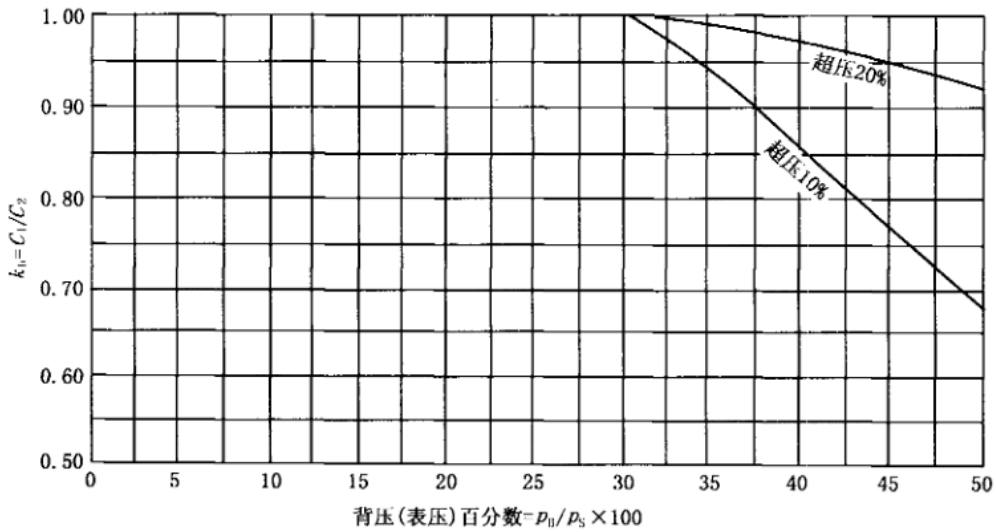


图 26 理想气体比热比对流动方程式中估算系数 C 的曲线图



$C_1$ ——与背压相应的泄放能力；  
 $C_2$ ——无背压时的额定泄放能力；  
 $p_0$ ——背压，psig；  
 $p_S$ ——设定压力，psig。

注：上面的曲线表述的是由许多泄放阀制造厂商推荐的综合数据，可以用于阀门制造厂商及蒸汽或气体的实际临界流动压力为未知情况，如果知道阀门的制造厂商，应该向制造商咨询其校正系数。这组曲线用于设定压力高于和等于 344.7kPa（表压）（50psig）的情况，该曲线限制在给定的设定压力下，背压低于临界流动压力的范围内作用。对于亚临界流动背压低于 344.7kPa（表压）（50psig），必须向阀门制造商咨询阀门的  $K_b$ 。

图 27 平衡波纹管式压力泄放阀背压计算系数  $K_b$ （蒸汽和气体）

注：如叠加背压大到产生亚临界流动的应用见 4.3.3。

$T$ ——入口处气体或油气的泄放温度，°R；

$Z$ ——压缩系数，用于真实气体与理想气体的偏差，在入口条件下计算的比值；

表9 系数C的值

$k$	$C$	$k$	$C$	$k$	$C$	$k$	$C$
1.01	317 <sup>a</sup>	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	—	—

<sup>a</sup> 为插入值。当  $k$  接近于 1.00,  $C$  为不确定值。

$M$ ——气体或蒸气的相对分子质量,许多手册都附有物质的相对分子质量表,但是流动气体或蒸气的组分很少与表中所列的相同,这个数值应该从工艺数据中得到,表8列出了一些常

用流体的数据；

V——要求通过泄放阀的流量（在 101.3kPa（绝压）、15.6℃（14.7psia、60°F）条件下），  
ft<sup>3</sup>min；

G——气体相对于空气的密度，在 101.3kPa 和 15.6℃（14.7psia 和 60°F）条件下，空气为 1.0。  
系数 C 的数值可以用表示在图 26 中的气体或蒸气的比热比的表达式估算。

理想气体的比热比，甚至双原子真实气体的比热比都可以从有关的参考资料中查到。

表 9 用于补充图 26，其中  $k = C_p/C_v$ 。如果不能确定  $k$  值大小，建议取  $C = 315$ 。

通常，理想气体特性在大部分的石油炼制应用中是可以被接受的，对于与理想气体特性有较大偏差的特殊情况应该见附录 E。

#### 4.3.2.2 举例

在这个例子中，给出下列泄放要求：

- 由操作失常所引起的要求泄放的烃蒸气流量  $W$  为 53 500 lb/h。
- 烃蒸气的相对分子质量 [丁烷 (C<sub>4</sub>) 和戊烷 (C<sub>5</sub>) 的混合物]  $M$  为 65。
- 泄放温度  $T$  为 627°R (167°F)。
- 泄放阀的设定压力等于设备的设计压力，为 75psig。
- 背压为 0 psig。

由这个例子得出以下数据：

- 允许 10% 的积聚压力。
- 泄放压力  $p_1$  为  $75 \times 1.1 + 14.7 = 97.2$  (psia)。
- 计算的压缩系数  $Z$  为 0.84（如果不能得到计算的压缩系数，应取  $Z = 1.0$ ）。
- 临界背压（取自表 8）为  $97.2 \times 0.59 = 57.3$  (psia) (42.6psig)。

注：因背压 (0 psig) 小于临界背压 (42.6 psig)，泄放阀的设定基于临界流动方程（见式 (2) 和 4.3.1 及 4.3.2）。

- $C_p/C_v = k = 1.09$ （取自表 8）， $C = 326$ （取自表 9）。
- 背压校正系数  $K_b$ （由背压引起的泄放能力校正系数）为 1.0。

单个泄放阀的尺寸由式 (2) 得出，计算如下：

$$A = \frac{53\,500}{326 \times 0.975 \times 97.2} \sqrt{\frac{627 \times 0.84}{65}} = 4.93(\text{in}^2)$$

API Std 526 也给出了法兰连接钢制安全泄放阀的订购规格数据表（见图 28）。空白表格见附录 G。选择“P”型孔口尺寸 (6.38in<sup>2</sup>)。

### 4.3.3 气体或蒸气（非水蒸气）的亚临界流动的尺寸计算

#### 4.3.3.1 概述

当背压与入口压力的比率超过临界压力比  $p_{cl}/p_1$  时，流体通过压力泄放阀的流动为亚临界流动（见 4.3.1）。对具有调整设定弹簧来补偿叠加背压的常规泄放阀和导阀控制的泄压阀可以用式 (5) ~ 式 (7) 计算其所需要有效排出面积。

注：在亚临界流动范围操作的平衡波纹管式泄放阀应使用式 (2) ~ 式 (4) 计算其尺寸，对于这种情况的背压校正系数应该从阀门制造商处得到。

$$A = \frac{W}{735 F_2 K_d} \sqrt{\frac{ZT}{M p_1 (p_1 - p_2)}} \dots\dots\dots(5)$$

$$A = \frac{V}{4645.2 F_2 K_d} \sqrt{\frac{ZTM}{p_1 (p_1 - p_2)}} \dots\dots\dots(6)$$

第 页, 共 页		编 号 _____ 订单号 _____ 工 号 _____ 日 期 _____ 版 次 _____ 填写人 _____					
压力泄放阀规格表							
一般要求	1. 项目号	见 4.3.2 举例	见 4.3.3 举例	见 4.3.4 举例	见 4.4 举例	见 4.5.1 举例	
	2. 标签号						
	3. 介质、管线或设备号						
	4. 所需阀门的数量						
	5. 全阀嘴、半阀嘴或其他						
	6. 设计型式	a. 安全型、泄放型或安全泄放型	安全泄放	安全泄放	安全泄放	安全泄放	安全泄放
		b. 常规型、波纹管式或导阀控制式	常规型	常规型	常规型	常规型	常规型
7. 阀盖型式							
连接型式	8. 尺寸 (进口/出口)	4/6	4/6	4/6	3/6	4/6	
	9. 法兰等级, ANSI 或螺纹连接	150/150	150/150	150/150	900/150	150/150	
	10. 法兰面型式						
材料	11. 阀体/阀盖						
	12a. 密封垫/阀盘						
	12b. 弹性橡胶密封垫						
	13. 导管/调节环						
	14. 弹簧						
15. 波纹管							
附件	16. 阀帽, 螺纹/螺栓						
	17. 阀杆, 平板/堵塞式						
	18. 嘴塞						
	19.						
	20.						
选择根据	21. 规范	ASME VIII	ASME VIII	ASME VIII	ASME VIII	ASME VIII	
	22. 火灾						
	23. 其他	操作失常	操作失常	操作失常	操作失常	操作失常	
操作条件	24. 流体及状态	HC 蒸气	HC 蒸气	HC 蒸气	水蒸气	原油	
	25. 单个阀的泄放量及单位	53 500 lb/h	53 500 lb/h	53 500 lb/h	153 500 lb/h	1 800 gal/min	

图 28 填好的压力泄放阀规格数据表实例

操作条件	26. 流动温度下相对分子质量或相对密度	65	65	65	—	相对密度 0.9
	27. 流动温度下粘度及单位					200cSt
	28. 操作压力, psig; 设定压力, psig	50/75	50/75	50/75	1460/1600	225/250
	29. 操作温度, °F; 流动温度 °F	100/167	100/167	100/167	593/606	100/100
	30. 恒定背压, psig	0	55	55	0	
	31. 变化背压, psig					0~50
	32. 设定压差	75	20	20	1600	250
	33. 允许超压, %	10	10	10	10	10
	34. 压缩因子	0.84	0.84	0.84		
	35. 比热比	1.09	1.09	1.09		
孔板面积	36. 计算值, in <sup>2</sup>	4.93	5.60	5.60	1.705	4.267
	37. 选定值, in <sup>2</sup>	6.38	6.38	6.38	1.838	4.34
	38. 孔口铭牌号	P	P	P	K	N
	39. 厂商产品型号					
	40. 厂商					
注1: 剩余空格由采购者填写特殊要求。 注2: 空白表格见附录 G。						

图 28 (续)

$$A = \frac{V}{863.63 F_2 K_d} \sqrt{\frac{ZTG}{p_1(p_1 - p_2)}} \dots\dots\dots(7)$$

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

式中:

A——泄放阀所需的有效排出面积, in<sup>2</sup> (见 1.2.2);

W——要求的通过泄放阀的流量, lb/h;

F<sub>2</sub>——亚临界流动系数 (数据见图 29);

k——比热比;

r——背压与上游泄放压力的比率, p<sub>2</sub>/p<sub>1</sub>;

K<sub>d</sub>——有效排出系数, 式 (5) ~ 式 (7) 中取 K<sub>d</sub>=0.975;

Z——压缩系数, 在泄放阀入口条件下估算的真实气体与理想气体的偏差系数;

T——泄放阀入口气体或蒸汽的泄放温度, °R;

M——气体或蒸汽的相对分子质量。许多手册都附有物质的相对分子质量表, 但是泄放的气体或蒸汽的组分很少与表中所列的相同。这些数据应该从工艺数据中得到。表 8 列出了常用流体的相对分子质量;

p<sub>1</sub>——上游泄放压力, psia; 为设定压力、允许超压 (见 4.2) 与大气压力的总和;

p<sub>2</sub>——背压, psia;

$V$ ——要求通过泄放阀的流量（在 101.3kPa（绝压）、15.6℃（14.7psia、60°F）条件下）， $\text{ft}^3/\text{min}$ ；

$G$ ——气体相对于空气的密度；在 101.3kPa（绝压）、15.6℃（14.7psia、60°F）的条件下，空气为 1.0。

#### 4.3.3.2 举例

在这个例子中，给出下列泄放要求：

- 由操作失常所引起的烃蒸气流量  $W$  为 53 500lb/h。
- 烃蒸气的相对分子质量  $M$  [丁烷 ( $\text{C}_4$ ) 和戊烷 ( $\text{C}_5$ ) 的混合物] 为 65。
- 泄放温度  $T$  为 627°R (167°F)。
- 泄放阀的设定压力为设备的设计压力 (75psig)。
- 恒定背压为 55psig。泄放阀的弹簧应该根据已知的恒定背压的大小来调整。

在这个例子中，得出下列数据：

- 允许 10% 的压力积聚。
- 泄放压力  $p_1$  为  $75 \times 1.1 + 14.7 = 97.2$  (psia)。
- 计算的压缩系数  $Z$  为 0.84（如果得不到计算的压缩系数，应取  $Z = 1.0$ ）。
- 临界背压（取自表 8）为  $97.2 \times 0.59 = 57.3$  (psia)。(42.6psig)

注：因为背压 (55psig) 大于临界背压 (42.6psig)，应根据亚临界流动方程 [见式 (5) 和 4.3.1 和 4.3.3] 设定泄放阀。

- 允许积聚背压为  $0.10 \times 75 = 7.5$  (psia)。
- 总背压为  $55 + 7.5 = 62.5$  (psig)。
- $C_p/C_v = k$  为 1.09（取自表 8）。
- $p_2/p_1 = (62.5 + 14.7) / 97.2 = 0.794$ 。
- 亚临界流动系数  $F_2$  为 0.86（取自图 29）。

单个压力泄放阀的尺寸由式 (5) 得出，计算如下：

$$A = \frac{53\,500}{735 \times 0.86 \times 0.975} \sqrt{\frac{0.84 \times 627}{65 \times 97.2(97.2 - 77.2)}} \\ = 5.60(\text{in}^2)$$

API Std 526 也提供了法兰连接钢制安全泄放阀的订购规格数据表（见图 28）。

选用“P”型孔口尺寸 (6.38in<sup>2</sup>)。

#### 4.3.4 亚临界流动条件下的另一种尺寸计算方法

##### 4.3.4.1 概述

临界流动方程式 (2) ~ 式 (4) 可以用来计算亚临界流动泄放条件下的压力泄放阀所需要的排出面积。用这种计算方法得到的面积和用亚临界流动方程计算的面积是相同的。（由背压引起的泄放能力校正系数是通过设定亚临界流动方程与临界流动方程相等而求解代数方程式得到的  $K_b$ ）。这种替代的尺寸计算方法允许设计者用类似于临界流动的方程来计算与亚临界流动方程得出的相同面积。在图 30 中给出了表示泄放能力校正系数  $K_b$  的图形。应该注意，这个校正系数仅仅用于具有调整设定弹簧来补偿叠加背压的常规（非平衡式）泄放阀的尺寸计算。平衡式的泄放阀不应使用校正系数的方法计算尺寸。

##### 4.3.4.2 举例

在这个例子中，给出下列泄放要求：

- 由于操作失常所要求的烃蒸气流量  $W$  为 53 500lb/h。
- 烃蒸气相对分子质量  $M$  [丁烷 ( $\text{C}_4$ ) 和戊烷 ( $\text{C}_5$ ) 的混合物] 为 65。
- 泄放温度  $T$  为 627°R (167°F)。

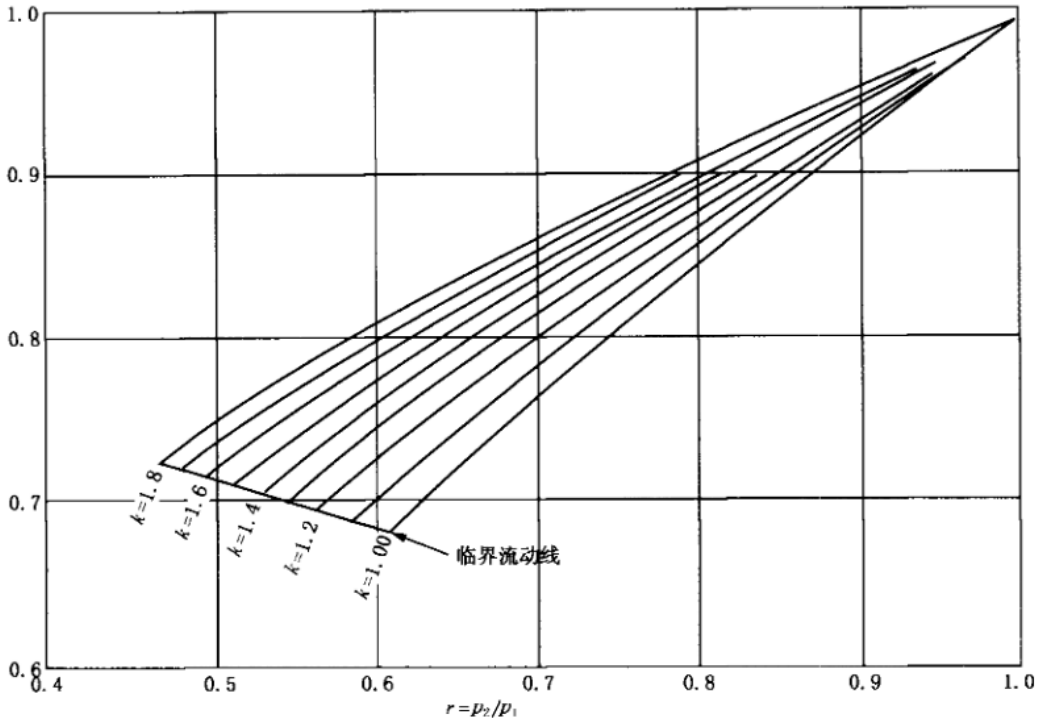


图 29 亚临界流动的  $F_2$  数值

d) 泄放阀设定压力等于设备的设计压力，为 75psig。  
 e) 恒定背压为 55psig，泄放阀的设定弹簧应该根据所获得的恒定背压调节。  
 在这个例子中，得出下列数据：

- a) 允许 10% 的积聚压力。
- b) 泄放压力  $p_1$  为  $75 \times 1.1 + 14.7 = 97.2$  (psia)。
- c) 计算的压缩系数  $Z$  为 0.84 (如果得不到计算的压缩系数  $Z$ ，应取  $Z = 1.0$ )。
- d) 临界背压 (取自表 8) 为  $97.2 \times 0.59 = 57.3$  (psia) (42.6psig)。

注：因为背压 (55psig) 大于临界背压 (42.6psig)，所以根据亚临界流动计算泄放阀的尺寸，背压校正系数  $K_b$  应该用临界流动公式 [见式 (2) ~ 式 (4)]。

- e) 积聚背压为  $0.10 \times 75 = 7.5$  (psi)。
- f) 总背压力为  $55 + 7.5 + 14.7 = 77.2$  (psia)。
- g)  $C_p/C_v = k$  为 1.09。
- h)  $p_2/p_1 = 77.2/97.2 = 0.794$ 。
- i) 背压校正系数  $K_b$  为 0.88 (取自图 30)。
- j) 由气体或蒸汽在标准状态下的比热比确定的系数  $C$  为 326 (取自表 9)。

泄放阀的尺寸由式 (2) 得出，计算如下：

$$A = \frac{53\,500}{326 \times 0.975 \times 97.2 \times 0.88} \sqrt{\frac{627 \times 0.84}{65}}$$

$$= 5.60(\text{in}^2)$$

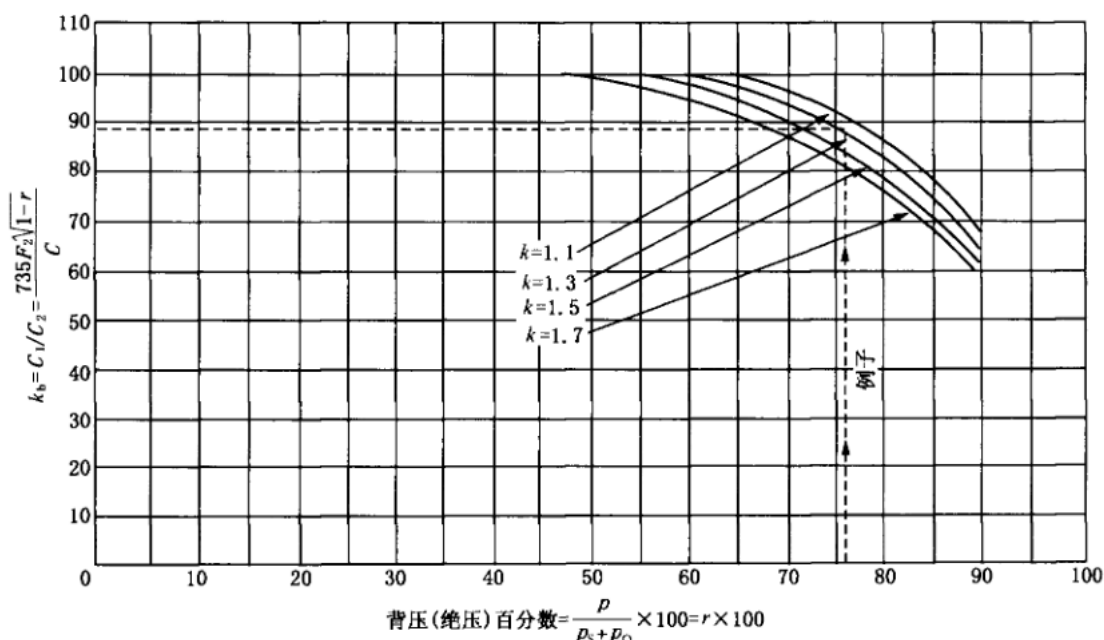
注：所要求的面积与用亚临界流动方程 (见式 5) 计算所得的面积相同。

#### 4.4 水蒸气泄放的尺寸计算

##### 4.4.1 概述

用于水蒸气泄放的压力泄放阀可以用式 (8) 计算尺寸。





$C_1$ ——与背压相应的泄放能力；  
 $C_2$ ——与 0 背压相应的额定泄放能力；  
 $p_B$ ——背压，psia；  
 $p_S$ ——设定压力，psia；  
 $p_O$ ——超压，psi；  
 设定压力（最大允许工作压力）= 100 psig；  
 超压 = 10 psi；  
 叠加背压（恒定）= 70 psig；  
 弹簧设定 = 30 psi；  
 积聚背压 = 10 psi；  
 $\text{背压（绝压）百分数} = \frac{(70 + 10 + 14.7)}{(100 + 10 + 14.7)} \times 100 = 76$   
 $K_b$ （见虚线）= 0.89（从曲线上得到）；  
 与背压相应的泄放能力 = 0.89（无背压的额定通过能力）。

注：这是一个典型的图，并且仅仅适用于阀门制造厂商或蒸气及气体的实际临界流动压力为未知的情况。除此之外，对于特殊的数据，应该向阀门制造商咨询。校正系数仅仅用于具有调节设定弹簧来补偿叠加背压的常规式（非平衡式）泄放阀的尺寸计算，不能用于平衡式泄放阀的尺寸计算。

图 30 常规的安全泄放阀恒定背压计算系数  $K_b$ （仅用于蒸气和气体）

$$A = \frac{W}{51.5 p_1 K_d K_N K_{SH}} \dots\dots\dots(8)$$

式中：

- A——所需要有效排出面积，in<sup>2</sup>（见 1.2.2）；
- W——要求的流量，lb/h；
- $p_1$ ——上游泄放压力，它是设定压力、允许超压（见 4.2）与大气压力的总和，psia；
- $K_d$ ——有效排出系数， $K_d = 0.975$  用于式（8）；
- $K_N$ ——奈培（Napier）方程的校正因子；

当  $p_1 \leq 1515 \text{psia}$  时， $K_N = 1$ ；当  $3215 \text{psia} \geq p_1 > 1515 \text{psia}$  时， $K_N = (0.1906 p_1 - 1000) /$

$(0.229 2 p_1 - 1 061)$ 。

$K_{SH}$ ——过热水蒸气校正系数，可以从表 10 得到。对于任何压力和饱和水蒸气， $K_{SH} = 1.0$ 。

表 10 过热水蒸气校正系数  $K_{SH}$

设定压力 psig	温 度 °F									
	300	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200
15	1.00	0.98	0.93	0.88	0.84	0.80	0.77	0.74	0.72	0.70
20	1.00	0.98	0.93	0.88	0.84	0.80	0.77	0.74	0.72	0.70
40	1.00	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.74	0.72	0.70
60	1.00	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
80	1.00	0.99	0.93	0.88	0.84	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
100	1.00	0.99	0.94	0.89	0.84	0.81	0.77	0.75	0.72	0.70
120	1.00	0.99	0.94	0.89	0.84	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
140	1.00	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
160	1.00	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
180	1.00	0.99	0.94	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
200	1.00	0.99	0.95	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
220	1.00	0.99	0.95	0.89	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
240	—	1.00	0.95	0.90	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
260	—	1.00	0.95	0.90	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
280	—	1.00	0.96	0.90	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
300	—	1.00	0.96	0.90	0.85	0.81	0.78	0.75	0.72	0.70
350	—	1.00	0.96	0.90	0.86	0.82	0.78	0.75	0.72	0.70
400	—	1.00	0.96	0.91	0.86	0.82	0.78	0.75	0.72	0.70
500	—	1.00	0.96	0.92	0.86	0.82	0.78	0.75	0.73	0.70
600	—	1.00	0.97	0.92	0.87	0.82	0.79	0.75	0.73	0.70
800	—	—	1.00	0.95	0.88	0.83	0.79	0.76	0.73	0.70
1 000	—	—	1.00	0.96	0.89	0.84	0.78	0.76	0.73	0.71
1 250	—	—	1.00	0.97	0.91	0.85	0.80	0.77	0.74	0.71
1 500	—	—	—	1.00	0.93	0.86	0.81	0.77	0.74	0.71
1 750	—	—	—	1.00	0.94	0.86	0.81	0.77	0.73	0.70
2 000	—	—	—	1.00	0.95	0.86	0.80	0.76	0.72	0.69
2 500	—	—	—	1.00	0.95	0.85	0.78	0.73	0.69	0.66
3 000	—	—	—	—	1.00	0.82	0.74	0.69	0.65	0.62

#### 4.4.2 举例

在这个例子中，给出下列泄放要求：

在 1 600 psig 的设定压力和 10% 积聚压力下，饱和水蒸气的泄放流量  $W$  为 153 500 lb/h。

在这个例子中，得出下列数据：

a) 泄放压力  $p_1$  为  $1\ 600 \times 1.1 + 14.7 = 1\ 774.7$  (psia)。

b) 有效排出系数  $K_b$  为 0.975。

c) 奈培方程校正因子  $K_N$  为  $[0.190\ 6 (1\ 774.7) - 1\ 000] / [0.022\ 93 (1\ 774.7) - 1\ 061] = 1.01$ 。

d) 过热水蒸气校正系数  $K_{SH}$  为 1.0。

由方程 (8) 得出泄放阀的尺寸，计算如下：

$$A = \frac{153\ 500}{51.5 \times 1\ 774.7 \times 0.975 \times 1.01 \times 1} = 1.705(\text{in}^2)$$

API Std 526 也提供了法兰连接钢制安全泄放阀的订购规格数据表 (见图 28)。

选用“K”型孔口泄放阀 (1.838in<sup>2</sup>)，即 3K6 安全阀。

#### 4.5 液体泄放的尺寸计算：需要确认泄放阀的液体泄放能力

##### 4.5.1 概述

ASME 规范的第 1 部、第 VIII 章中要求，设计用于液体泄放的压力泄放阀要求确认液体的泄放能力。确认液体泄放能力的方法包括确定按 10% 超压设计的液体泄放阀的排出系数，根据 ASME 规范要求的泄放能力，其泄放阀的尺寸可以用式 (9) 计算：

$$A = \frac{Q}{38K_d K_w K_v \sqrt{p_1 - p_2}} \dots\dots\dots(9)$$

式中：

A——所需的有效排出面积，in<sup>2</sup>；

Q——流量，U.S.gal/min；

$K_d$ ——从阀门制造商处得到的有效排出系数，对于初步的尺寸估算，排出系数可用 0.65；

$K_w$ ——背压校正系数，如果背压为大气压侧取  $K_w = 1$ ，平衡波纹管式泄放阀存在背压时用图 31 确定所需要的背压校正系数，常规阀不需要特殊的校正；

$K_v$ ——粘度校正系数，由图 32 决定；

G——在流动温度下，液体相对于水的密度，水在 21℃ (70°F) 下，为 1.0；

$p_1$ ——上游泄放压力，为设定压力与允许超压之和，psig；

$p_2$ ——总背压，psig。

为粘性液体泄放设计的泄放阀，首先应该按照非粘性液体的应用来计算，以得到初步所需的排出面积 A，然后从制造商的标准孔口尺寸中，选择大一等级的孔口尺寸，并用下面的公式之一确定雷诺数 Re：

$$Re = \frac{Q(2\ 800G)}{\mu \sqrt{A}} \dots\dots\dots(10)$$

或

$$Re = \frac{12\ 700Q}{U \sqrt{A}} \dots\dots\dots(11)$$

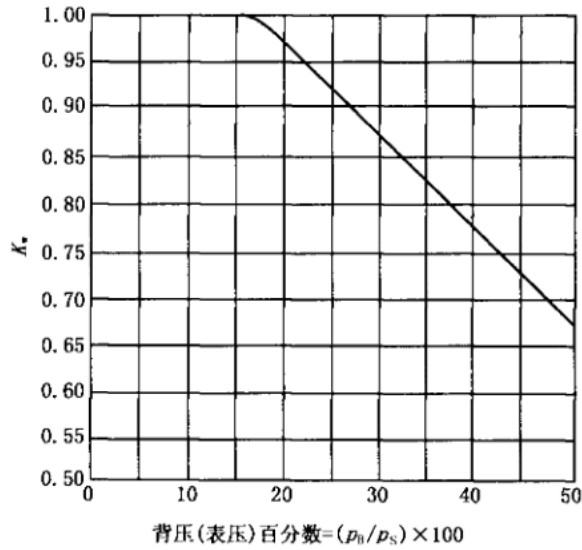
式中：

Q——流动温度下的流量，U.S.gal/min；

G——流动温度下液体的相对密度，水在 21℃ (70°F) 下为 1.0；

$\mu$ ——流动温度下的动力粘度，cP；

A——有效排出面积，in<sup>2</sup> (取自制造商的标准孔口面积)；



$K_w$ ——由背压引起的校正系数；  
 $p_B$ ——背压，psig；  
 $p_S$ ——设定压力，psig。

注：上述曲线表示的数据是由许多制造商推荐的。这个曲线图可用于未知阀门制造商的情况，除此以外，应该向阀门制造商咨询合适的校正系数。

图 31 液体泄放中由平衡波纹管式压力泄放阀的背压引起的泄放能力校正系数  $K_w$

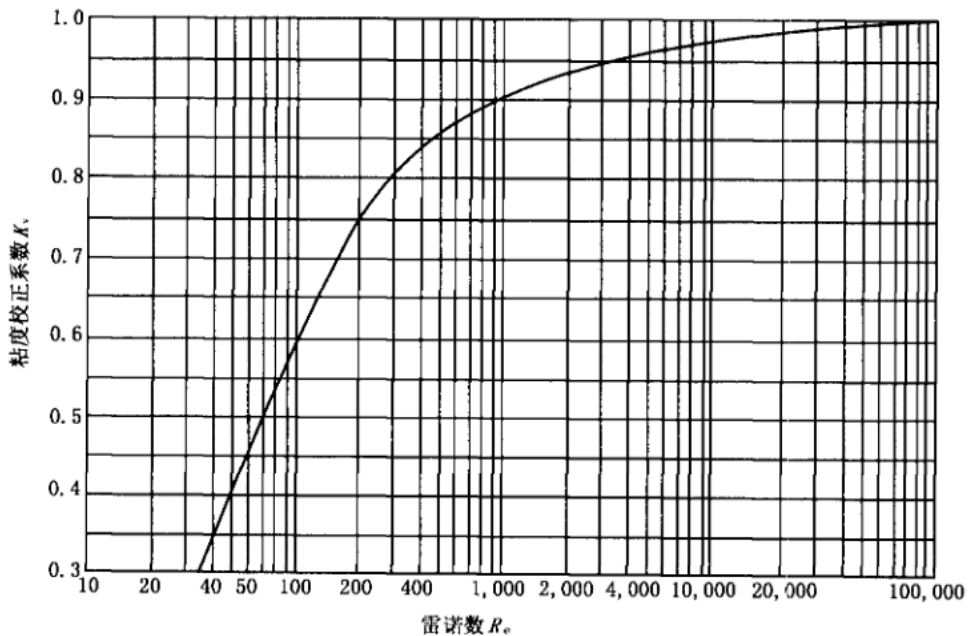


图 32 由粘度引起的泄放能力校正系数  $K_v$

$U$ ——流动温度下的运动粘度，Say·s。

注：对粘度小于 100 Say·s 的流体，不推荐使用式 (11)。

确定了  $R$  的数值后，由图 32 查出系数  $K_v$ 。 $K_v$  是用来校正初步所需的排出面积的。如果校正后的面积超过了所选择的标准孔口面积，则应该使用大一等级的标准孔口尺寸重复上述的计算。

#### 4.5.2 举例

在这个例子中，给出下面的泄放要求：

- 由于出口堵塞所要求的原油泄放流量  $Q$  为 1 800 gal/min。
- 相对密度  $G$  为 0.9（流动温度下的粘度为 2 000 Say·s）。
- 泄放阀设定压力等于设备的设计压力，为 250 psig。
- 背压可从 0 到 50 psig 范围变化。

在这个例子中，得出下列数据：

- 10% 的超压。
- 泄放压力  $p_1$  为  $1.10 \times 250 = 275$  psig。
- 背压百分数为  $(50/250) \times 100 = 20\%$ 。

由于背压是可变化的，所以选用平衡波纹管式泄压阀（查图 31， $K_w = 0.97$ ）。

制造商提供的有效排出系数  $K = 0.75$ 。

首先计算没有粘度校正（ $K_v = 1.0$ ）的泄放阀尺寸，由式（9）得出，计算如下：

$$A = \frac{1800}{38.0 \times 0.75 \times 0.97 \times 1.0} \sqrt{\frac{0.90}{275 - 50}}$$

$$= 4.118(\text{in}^2)$$

应该选择 4.34in<sup>2</sup>（“N”型孔口）用于式（11）。

$$Re = \frac{12700 \times 1800}{2000 \times \sqrt{4.34}} = 5487$$

查图 32， $K_v = 0.965$

$$A = \frac{A_R}{K_v} = \frac{4.118}{0.965}$$

$$= 4.267(\text{in}^2)$$

式中：

$A_R$ ——没有粘度校正所需的面积。

API Std 526 也提供了法兰连接的钢制安全泄压阀的订购规格数据表（见图 28）。

选择“N”型孔板压力泄放阀（4.34in<sup>2</sup>），即 4N6 压力泄放阀。

#### 4.6 液体泄放的尺寸计算：不需要确认泄放阀的液体泄放能力

在 ASME 规范对确认泄放阀的泄放能力做出统一规定之前，液体泄放通常使用式（12）计算泄放阀的尺寸。这种方法假设排出系数  $K_d = 0.62$  和 25% 超压。对于 25% 超压以外的泄放压力，附加的泄放能力校正系数  $K_p$  可从图 33 中查到。不要求确认阀泄放能力的，可以采用这种方法。

$$A = \frac{Q}{38K_d K_w K_v K_p} \sqrt{\frac{G}{1.25p - p_b}} \dots\dots\dots(12)$$

式中：

$A$ ——所需的有效排出面积，in<sup>2</sup>；

$Q$ ——流量，U.S.gal/min；

$K_d$ ——由阀门制造商给出的有效排出系数，初估泄放阀尺寸用有效排出系数为 0.62；

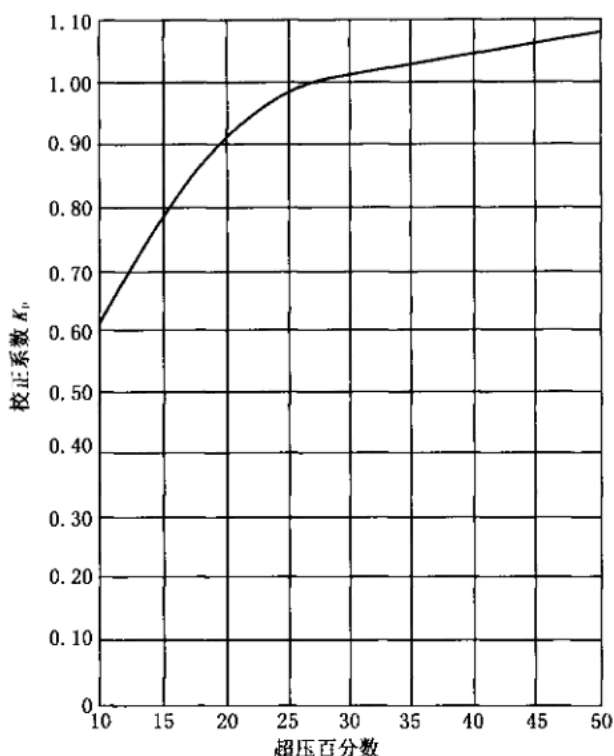
$K_w$ ——背压校正系数，如果背压为大气压，取  $K_w = 1.0$ ，由图 31 确定带背压的平衡波纹管式泄放阀的背压校正系数，常规泄放阀不需要特别校正；

$K_v$ ——粘度校正系数，由图 32 确定；

$K_p$ ——超压校正系数，当 25% 超压时， $K_p = 1.0$ 。超过 25% 超压的，由图 33 确定；

$G$ ——在流动温度下液体的相对密度，水在 21℃（70°F）下为 1.0；

$p$ ——设定压力，psig；



注：上述曲线显示，一直到并包含 25% 的超压，泄放能力受阀盘开启高度、孔板排出系数和超压变化影响。高于 25% 超压，泄放能力仅仅受超压变化的影响。泄放阀在低超压下操作时会发生振颤，因此应该避免低于 10% 的超压。

图 33 用于液体泄放的泄放阀和安全泄放阀由超压引起的泄放能力校正系数

$p_b$ ——总背压，psig。

#### 4.7 气/液两相泄放的尺寸计算

当处于气体平衡状态或气液两相均质混后的流体通过一个压力泄放阀时，会发生闪蒸而产生气相。由于产生的气相有可能减小通过泄放阀的有效质量流量，所以产生的气相必须加以考虑。

对于饱和水蒸气的的数据详见 ASME 规范第 VIII 章的附录 11。

下面给出了一个合理而又保守的计算液/气两相泄放阀尺寸的方法。

- 从泄放条件下发生闪蒸到临界下游压力或者背压，确定哪一种情况的等熵膨胀（绝热膨胀）闪蒸的液体量大。
- 根据应用情况、泄放阀类型和背压是大于还是小于临界下游压力，适当地选用式（2）～式（7），单独计算闪蒸出的蒸气部分所需要的孔口面积。
- 用式（9）单独计算未闪蒸液体所需要的孔口面积。压力降（ $p_1 - p_2$ ）为入口泄放压力减去背压。
- 分别将计算出的蒸气部分和液体部分的孔口面积相加，得到所需的孔口面积。
- 选用有效排出面积等于或大于计算的总孔口面积的压力泄放阀。设计者应该通过检查压力泄放阀管嘴下游的蒸气生成量，重新核对选定的压力泄放阀的特殊出口装置存在的背压。对先前分别计算的孔口面积做适当的修正。通常，最好选用平衡式压力泄放阀以减少闪蒸出的气相对泄放阀泄放能力的影响。

设计者应该调查由于液体闪蒸可能出现的致冷效应，阀的结构材料必须满足出口温度的要求。此外，必须杜绝泄放装置由于水化物或可能形成的固体而造成的堵塞。

## 4.8 爆破片装置的尺寸计算

### 4.8.1 单独使用的爆破片装置

在气体或蒸气及液体泄放中，爆破片装置可以单独使用或与压力泄放阀结合使用。单独使用的爆破片装置的尺寸计算是基于压力泄放阀的计算公式，对所有的流体有效排出系数  $K_d$  均为 0.62。

所要求的排出面积  $A$  (in<sup>2</sup>) 是根据流动介质选用合适的公式计算的 [气体或蒸气泄放使用式 (2) ~ 式 (7)，蒸气使用式 (8)，液体泄放使用式 (9)]。选用的爆破片装置应该是公称管径尺寸，其面积等于或者大于由适当的公式计算出的所要求的排出面积。

对于具有结构构件的爆破片装置 (例如，刀口或负压支撑)，在破裂后，其结构件减小了有效排出面积。破裂后的爆破片净排出面积由管线的流动面积减去结构件的投影面积来确定。

在使用  $K_d=0.62$  来确定一个给定尺寸的爆破片的泄放能力，或者反之，给定泄放流量确定所要求的面积时，使用者应该清楚以下的限制：

- a) 爆破片装置使用在制造商规定的尺寸和压力范围内，对特定的流体泄放该类型的爆破片将会给出满意的开度。
- b) 爆破片装置安装在一节短管段上，该短管不会明显地增加破裂后的爆破片的流动阻力。

如果爆破片装置的排出口通入放空系统或闭式泄放系统，该爆破片通常不会明显地影响排出口管线上的压力损失。入口和出口管段的尺寸计算如同管线的尺寸计算一样，即用所需的泄放流量和规范规定的最大允许入口压力计算。通常，通过爆破片装置的压力损失可以使用 75% 的管径近似计算。如果需要更精确的数据应该向制造商咨询。除了必须考虑的体积膨胀对压力损失的影响之外，这个问题就类似于工艺管线的尺寸计算，这将包括在出口管线存在较高速度时速度增加会产生蒸气和密度变化的影响。如果放空管线的排出口连接着不同尺寸的管汇，必须考虑临界流动的限制作用。

### 4.8.2 与压力泄放阀组合使用的爆破片装置

爆破片装置的一个主要的用法是安装在压力泄放阀的入口管线上。组合使用的压力泄放阀/爆破片的尺寸计算，首先要确定压力泄放阀的尺寸满足所要求的泄放能力。用单个压力泄放阀核定的和额定的泄放能力乘以组合使用的能力系数  $K_c$ ，来确定组合后的泄放能力 (组合的泄放能力系数资料见 2.6.2)。

安装在压力泄放阀入口的爆破片装置的公称直径必须等于或大于泄放阀的入口接合面的公称直径，以满足足够的泄放能力和阀的性能要求。

从被保护的容器到压力泄放阀入口的管线的设计是关系到压力泄放阀能否起作用的关键。使用者应该查阅适当的工程规范以指导入口管线的设计。除了压力泄放装置直接安装在容器上之外，较实际的作法是分析在额定的泄放能力下从容器到泄放阀入口的摩擦阻力损失以便遵守推荐的界限。通常要求设计的入口管线的尺寸大于泄放阀的入口尺寸，并且要求爆破片装置与管线的尺寸相匹配。

附 录 A  
(规范性附录)  
爆破片装置规格表

爆破片装置规格表的内容在本附录中逐条解释如下，后面是一个典型的空白规格表。

1. 填写项目号。
2. 填写用户使用爆破片装置的标签号。
3. 说明安装爆破片装置的介质、管线或设备。
4. 说明应用的规范或标准。
5. 说明流体及其状态（液体、气体或蒸气）。
6. 给出爆破片装置在泄放状态下的泄流量和单位（如 lb/h, gal/min, ft<sup>3</sup>/min）。
7. 给出流体在流动温度下的相对分子质量或相对密度。
8. 给出流体在流动温度下的粘度及其单位。
9. 给出操作压力, psig。
10. 给出最大允许工作压力或设计压力, psig。
11. 给出爆破压力下的相应温度, °F。
12. 给出泄放温度, °F。
13. 给出叠加背压, psig。
14. 明确任一时刻进口或出口的真空压力, psia。
15. 给定允许超压, 以百分数表示。
16. 给定压缩系数。
17. 给出比热比  $k$  ( $C_p/C_v$ )。
18. 明确是否允许爆破成碎片。
19. 明确夹持器的型式（带法兰的、带螺纹的或活接头）。
20. 给出夹持器的数量。
21. 给出管子的公称尺寸。
22. 明确进出口连接法兰的 ANSI 等级, 如果装置采用螺纹连接型式, 注明‘螺纹连接’。
23. 说明进出口法兰的端面型式。
24. 说明管线的连接型式, 管壁厚规格/内径。
25. 给出进口夹持器的材料（例如 316 不锈钢、碳钢或蒙乃高强度合金, 等等）。
26. 给出出口夹持器的材料（例如 316 不锈钢、碳钢或蒙乃高强度合金, 等等）。
27. 说明进出口仪表接口的尺寸和安装位置（可能不要求）。
28. 如果有需要眼螺栓和起重螺栓, 要说明是哪一种并说明其材料。
29. 如果有需要报警装置, 说明其材料。
30. 给出数量（包括备用件）。
31. 给出尺寸, 以管线的公称直径表示。
32. 明确型式, 如常规圆拱型、翻转弯曲型等等。
33. 说明在爆破温度 (°F) 时的爆破压力, psig。
34. 按制造商的标准填写制造范围。
35. 说明允许爆破压力偏差（一般为铭牌上爆破压力的 ±5%）。
36. 填写厂商名称。
37. 填写预定的批号, 如果爆破片装置已定货, 厂商有精确说明膜片如何制造的批号。



38. 填写爆破片型号。
39. 填写夹持器的型号。
40. 填写附件或其他元件的型号。
41. 说明膜片材料即金属的类型或其他材料。
42. 如果需要, 应说明真空托架的材料。
43. 如果需要, 应说明衬体的材料。
44. 如果需要, 应说明涂层的材料。
45. 如果需要, 应说明垫圈的材料。
46. 说明顶部加强圈的材料。
47. 说明密封的材料。

第 1 页, 共 2 页	
爆破片装置规格表	
编 号 _____ 订单号 _____ 工 号 _____ 日 期 _____ 版 次 _____ 填写人 _____	
一般要求	1. 项目号
	2. 标签号
	3. 介质、管线或设备号
操作条件	4. 设计规范 (ASME、DIN 等)
	5. 流体及状态
	6. 要求的流量和单位
	7. 流动温度下相对分子质量或相对密度
	8. 流动温度下的粘度
	9. 操作压力, psig
	10. 最大允许工作压力或设计压力, psig
	11. 爆破温度, °F
	12. 泄放温度, °F
	13. 叠加背压, psig
	14. 进口或出口的真空压力, psia
	15. 允许超压, %
	16. 压缩系数
	17. 比热比
	18. 允许破碎 (是或不是)
	19. 设计型式
	20. 需要数量

图 A.1 爆破片装置规格表

连接型式	21. 尺寸
	22. 法兰等级 (ANSI)
	23. 法兰面型式 (平面, RTJ 等)
	24. 管线连接型式, 管壁厚规格/内径
爆破片夹持器	25. 进口夹持器材料
	26. 出口夹持器材料
	27. 进出口仪表接口尺寸
爆破片夹持器配件	28. 有眼螺栓, 起重螺栓, 材料
	29. 报警装置, 材料
爆破片	30. 数量 (包括备用件)
	31. 尺寸 (管线公称尺寸)
	32. 型号
	33. 给定的爆破条件 (压力, psig/温度, °F)
	34. 生产系列
	35. 允许爆破偏差
厂商数据	36. 厂商
	37. 预定批号
	38. 型号 (爆破片)
	39. 型号 (夹持器)
	40. 型号 (其他)
材料—爆破片部件	41. 膜片材料
	42. 真空托架
	43. 衬体
	44. 涂层
	45. 垫圈
材料—组合爆破片	46. 顶部加强圈
	47. 密封垫
备注:	

图 A.1 (续)

## 附 录 B (规范性附录)

### 特殊系统设计时应考虑的问题

#### B.1 工艺系统中，单个压力泄放装置保护几个设备的情况

在某些情况下，工艺系统中单个压力泄放装置要求保护几个设备，在这种系统中，为了达到 ASME 规范第Ⅷ章关于超压保护的要求，必须遵循下面四条准则：

- a) 对于设置单个压力泄放装置保护的几个设备，不能有切断任何一个设备与另一个设备的连接。
- b) 系统中第一个压力泄放装置的设定压力必须等于或低于系统中所有受保护设备的设计压力中最低的一个。
- c) 压力泄放装置泄放时，其积聚压力可以高于系统中所有设备中最低的设计压力的 10%（火灾时为 21%）。如果系统中在同一位置安装多个压力泄放装置，其积聚压力可以高于所有设备中最低的设计压力的 16%（火灾时为 21%）。
- d) 当保护系统的压力泄放装置未泄放时，任一设备的操作压力不能超过其设计压力。

#### B.2 典型工艺系统的描述

一个加氧处理装置—反应器、循环气体回路就是一个典型的仅具有一套压力泄放装置的工艺系统，这个系统包括下列主要设备：

- a) 一台循环气体压缩机；
- b) 一台进料/产品热交换器；
- c) 一台直接加热炉；
- d) 一台反应器；
- e) 一台产品冷凝器；
- f) 一台分离器；
- g) 连通管系；
- h) 液体进料、产品和吹扫气管道系统。

图 B.1 是上述典型工艺系统的示意图。

#### B.3 计算设备设计压力的步骤

如果按照下面的步骤设计，除启动泄放装置的压力外，系统的压力不会超过任何设备的设计压力。步骤如下：

- a) 作出导致最大压降的工艺条件下的压力曲线（一般是设备堵塞停止运行条件）。
- b) 计算当压缩机停止时最大压降情况下稳定下来的压力。压缩机停止前，假定分离器在正常操作压力下操作，吹扫气管线关闭存有气体。
- c) 分离器的最小设计压力为稳定压力的 1.05 倍。对于压缩机紧急关断的事故状态，这个压力就为泄压装置在设定压力 and 操作压力之间提供足够的压差。
- d) 作出在分离器的压力为其泄压装置的设定压力时系统的压力曲线。假定相同体积的气流，压力梯度（绝压）成比例地变化。

注：每个设备的最小设计压力是 d) 中确定的该设备的入口压力。

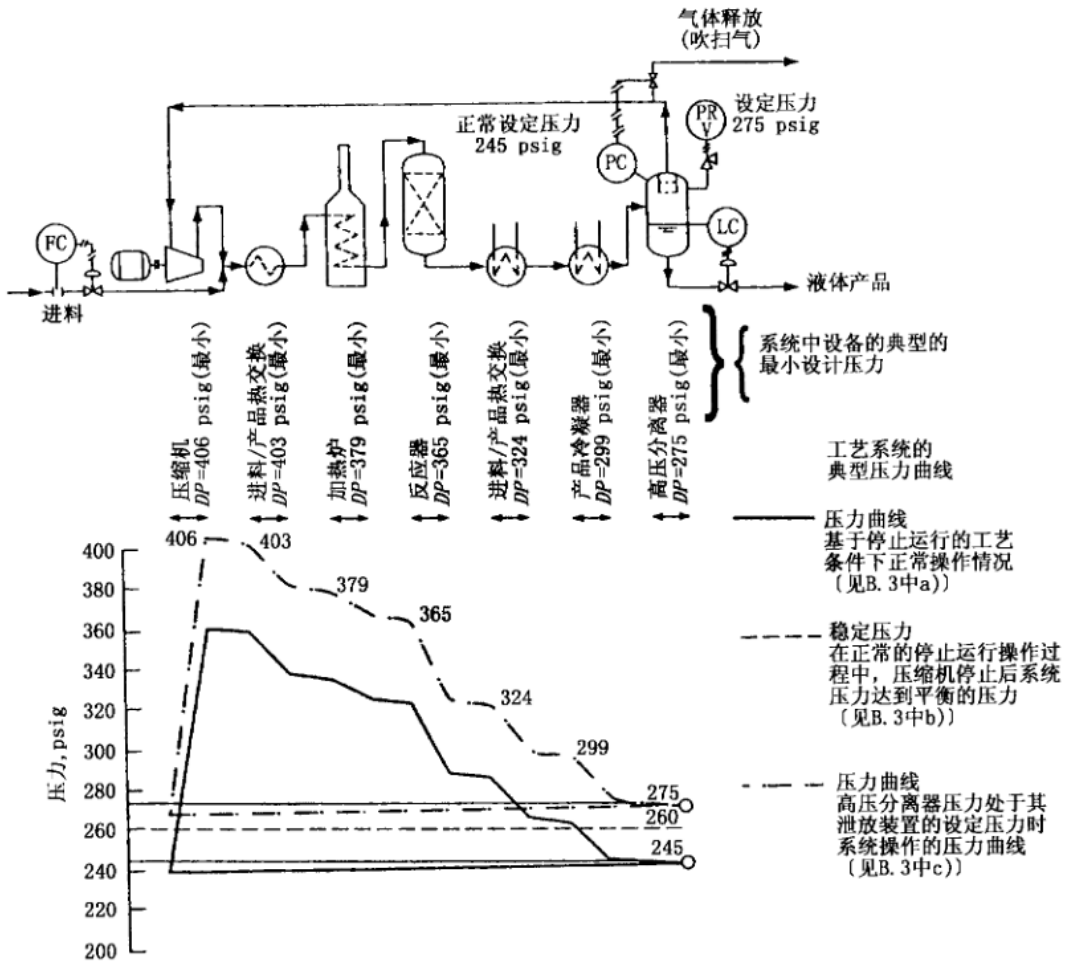


图 B.1 工艺系统中仅有一套压力泄放装置的典型流程图及压力曲线

附 录 C  
(规范性附录)  
超压的主要原因

### C.1 确定泄放量的依据

本文的前提是设计者已经完成对引起设备超压情况的分析，而保护设备的泄压装置已确定尺寸。表 1 列出了一些常见的需要超压保护的情况，但是这个表在分析最大泄放能力方面并不是完整的，仅推荐作为一个指南。如果设计者需要更加详细的流率分析，API RP 521 中有更多的说明分析。

### C.2 水力膨胀

#### C.2.1 背景

对于充满液体被堵塞而连续热输入又是不可避免的设备，必须设置压力泄放装置。膨胀速率主要取决于热输入速率和液体的性质。

为避免滞留液体的热膨胀而对换热器、冷凝器和冷却器进行保护的泄压装置，确定其尺寸的流量可以近似按下式计算：

$$gpm = \frac{BH}{500GC}$$

式中：

$gpm$ ——流动温度下的流量，U.S. gal/min；

$B$ ——液体在预定温度下每华氏度（°F）的体积膨胀系数，该值最好取自于工艺设计数据，但表 C.1 给出了烃类液体和水在 15.6°C（60°F）下的典型数值；

$H$ ——总传热量，Btu/h，对于换热器该值可取操纵时最大负荷；

$G$ ——液体相对于 15.6°C（60°F）水的密度，15.6°C（60°F）时水的密度为 1.00，液体的可压缩性通常可忽略；

$C$ ——滞留液体的比热，Btu/lb·°F。

#### C.2.2 预防措施

使用者应该知道，上面 C.2.1 中所描述的方法在一些情况下只能提供短暂的保护。如果堵塞液体的蒸汽压高于泄放设计压力，压力泄放装置必须能够满足蒸汽产生率的要求。环境情况可能保证了达到沸点所需要的时间和操作者可能发现并及时调整的时间；如果做不到及时调整，确定泄压装置的尺寸时就必须考虑到汽化。

表 C.1 烃类液体和水在 60°F 下的体积膨胀系数典型值

液 体	数 值
3~34.9°API 重度 .....	0.000 4
35~50.9°API 重度 .....	0.000 5
51~63.9°API 重度 .....	0.000 6
64~78.9°API 重度 .....	0.000 7
79~88.9°API 重度 .....	0.000 8
89~93.9°API 重度 .....	0.000 85
94~100°API 重度及更轻的 .....	0.000 9
水 .....	0.000 1

**附录 D**  
(规范性附录)  
**火灾泄放要求的确定**

**D.1 背景**

估算储罐火灾泄放量问题是于 1928 年首先提出的,当时国家防火协会(NFPA)要求美国石油学会(API)对一系列储罐容积推荐一个最小应急释放量表,以便列入《NFPA 关于规范易燃液体及产品的使用、处理、储存和销售的建议条例》中。

后来发现罐的容积并不是估算需处理的油品蒸气的最佳依据,由于热量几乎完全来自吸收热辐射,因此主要因素是罐体所暴露的面积,而不是罐内介质的体积。而且因为许多罐是大罐,又根本不能设想完全被火包围,因而容器的面积越大,完全暴露在辐射中的可能性越小。换句话说,罐壳的表面积越大,来自火源的平均单位热吸收量就越小。

到了 1948 年已有几种不同的公式被广泛使用,这促使美国石油学会(API)压力泄放系统分会利用当时试验取得的数据开发一个确定明火时热吸收的公式。该关联式自 1954 年发表以后,一直被广泛应用。1983 年 F.J.Heller 在一篇论文中论证并提出了该式的新形式。

表 D.1 中数据来自于 16 个火灾试验和一次实际火灾。式(D.1)、式(D.2)提出时考虑了这些试验数据。

这些数据来自用于测定容器总吸热量的试验,测定容器总吸热量的方法有:(a)计算容器内液体达到沸点范围所需热量;(b)测定在给定时间内容器内液体的蒸发量。表 D.1 中给出的单位热吸收率是湿表面平均热吸收率。

对这些试验详细报告的审查指出,在进行第 4、5、8 号试验时,采用了连续燃烧并使火焰完全包围小容器;在这种条件下,最大平均热输入率达到了  $30\ 400\text{Btu/h}\cdot\text{ft}^2 \sim 32\ 500\text{Btu/h}\cdot\text{ft}^2$ 。而为 1, 3, 6, 7, 9 和 10 号试验安排的环境条件是让火焰处于风和气流中,所有其他因素都有助于保持最大热输入,这是在炼厂中不应存在的一种条件。在这些条件下,最大平均热输入率变化较大。2 号试验不同于 1 号试验在于提供了设备排液设施。有了排液设施,最大热输入率减少 60%;这个因素在式(D.1)、式(D.2)新形式中已经考虑到了。11 号试验则说明了实际火灾情况中大面积对平均热输入的影响。

试验报告指出,某些试验因等待无风天气而推迟,这样火焰就不会被风吹离容器。试验时有足够的燃料供应,在大多数情况下,燃料是用围堤储存在容器下方的防火堤中,并不让它象通常那样流动。在橡胶储备公司的试验中,用一根 50.8mm (2in) 的汽油管线在整个试验过程中确保燃料供给。如果没有这些不利的条件,试验中所得到的最大热吸收值在实际炼厂火灾中是极少可能出现的。

**D.2 明火的性质**

可燃流体的明火性质(与试验数据有关)是十分重要的。明火不同于锅炉中或蒸馏釜的燃烧室中的火。在燃烧室中,是采取使空气和燃料充分混合措施,而不是靠热气流的对流。由于没有与空气混合或混合不充分,火焰将因此有一个可燃蒸气的核心,燃烧是在核心的外缘进行。由于实际燃烧区在浓度高一侧,黑烟便相当多,这层黑烟可能掩蔽大部分的火焰。

燃烧产生的热气体上升,供给燃烧的空气从底部流入,使火焰晃动得非常厉害。燃烧着的油气团上下翻腾,烟层移动,明亮的火焰能间断看到。火焰并不象炉里那样放着白光,而是红色或橙色,这说明其温度要低于炉中火焰温度。

这种火焰由于温度高而有上升的趋势,但它也会被风吹向一边,也可能被风吹离容器,因而使容

器受热的影响变小。

表 D.1 在明火试验中热吸收率的比较

试验编号	来源	暴露形式	燃料	容器容积 barrel	总面积 ft <sup>2</sup>	湿润面积 ft <sup>2</sup>	总热输入量 Btu/h	表面温度 °F	湿表面平均 热吸收率 Btu/h/ft <sup>2</sup>
1	Hottel, 36 个试验平均值	6in 厚金属烟囱	汽油	塔体 <sup>b</sup>	296	123	3 760 000		30 500
2	Hottel, 13 个试验平均值	6in 厚金属烟囱	汽油	塔体 <sup>b</sup>	296	123	2 139 000		17 400
3	加利福尼亚美孚石油公司	桶中加热水	粗汽油	2.6		26	416 000		16 000
4	加利福尼亚美孚石油公司	罐中加热水	粗汽油	33	206	105	3 370 000	70~212	32 000
5	保险商实验室社团	水流过金属板	汽油		24	24	780 000	76	32 500
6	橡胶储备公司 17 号试验	罐中加热水	汽油	119	568	400	9 280 000	300	23 200
7	橡胶储备公司 17 号试验	罐中产生蒸汽	汽油	199	568	400	8 400 000		21 000
8	橡胶储备公司 17 号试验	水流过 3/4in 标准管	汽油		9.0	9.0	274 000		30 400
9	美国石油学会第 1 号设计试验	罐中加热水	煤油	0.88	16.2	6.1	95 800	300	15 700
10	美国石油学会第 2 号设计试验	罐中加热水	煤油	0.88	16.2	6.1	102 500	320	16 800
11 <sup>a</sup>	美国石油学会关于 38ft 丁烷球罐的报告	工厂火灾	丁烷	5 000	4.363	4 363	23 560 000		5 400
12	Lauderback		化学废料		100	100	3 210 000		32 100
13	(美国) 国家防火协会 (图尔萨)		稀释喷气燃料	238	773	303	8 736 000		23 000
14	联合碳化物 (1938)		丙烷	71.4	242	132	2 300 000		17 400
15	联合碳化物 (1938)		丙烷	71.4	242	176	4 993 000		28 400
16	Fetterly	液化石油气罐	煤油浸泡的木材	7.7	83	57.8	1 350 000		23 300

<sup>a</sup> 该例代表一个实际火灾。  
<sup>b</sup> Conning Tower (译者注)。

D.3 火对容器未湿润表面的影响

D.3.1 概述

未湿润表面的容器是指那些内壁仅暴露于单一流体（蒸气或气体）的容器；或者，不管内部装有何种流体，但内壁有隔热作用的容器。这包括那些正常条件下含有单一的气相或液相而在泄放条件下变成单相（临界点以上）流体的容器。

容器可以设计装有内隔热层。如果含有流体的容器由于焦炭或其他物质的沉积内壁变得有隔热作用，则认为这种容器有内隔热层。

D.3.2 性能

对于未湿润内表面的容器，它的一个特点就是由于其内含流体或其他任何隔热物质的阻碍作用使得从器壁到流体的传热较低。对于未湿润表面的容器，其外裸表面从明火中吸收热量可能会使容器壁达到一个足以损坏容器的高温。图 D.1 和图 D.2 表明一个未湿润的裸露表面容器壁能够被加热到破裂状态的迅速程度。图 D.1 图解说明了不同厚度的未湿润钢板暴露于明火中其温升和时间的关系；

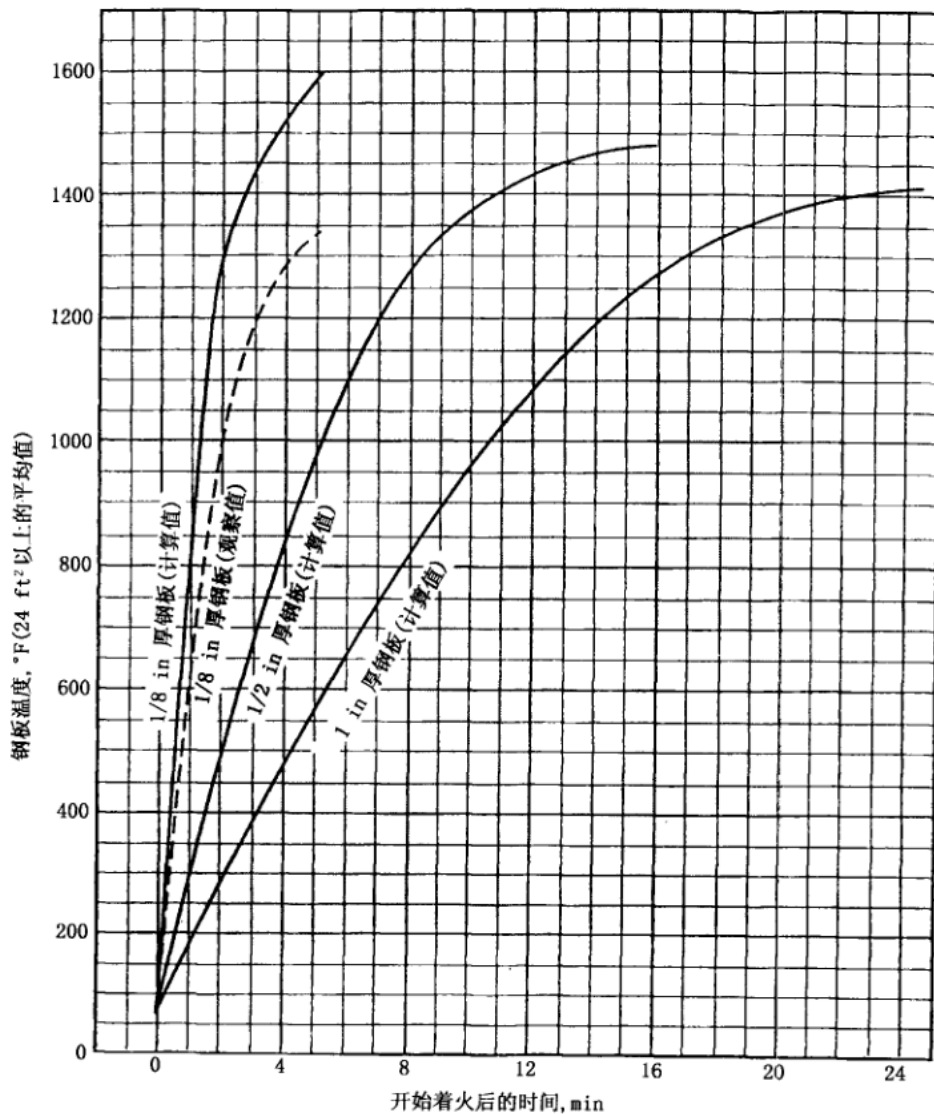


图 D.1 暴露于汽油明火的钢板一侧的平均加热率



例如, 1in 厚未湿润表面的钢板暴露于明火时达到 593℃ (1 100°F) 约需 12min, 到达 704℃ (1 300°F) 时约需 17min。

图 D.2 反映出过热时对 ASME A 515, Grade 70 钢的影响 [4]。从图中可知, 在 103 425kPa (15 000psi) 的应力下, 未湿润表面钢制容器在 593℃ (1 100°F) 下破裂时间为 7h, 而在 704℃ (1 300°F) 下破裂时间为 2.5min。

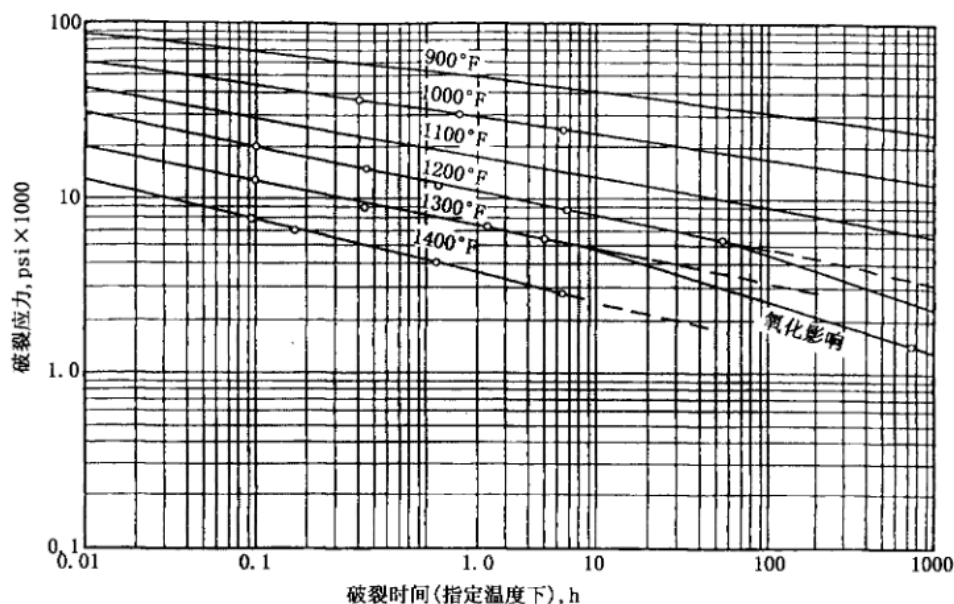


图 D.2 过热对钢材 (ASTM A 515, Grade 70) 的影响

#### D.4 火对容器湿润表面的影响

当容器表面暴露于火中时, 容器内液体湿润的表面是产生油气的有效面积。确定油蒸汽产生量时, 只考虑容器被内部液体湿润且在火焰源上面等于或小于 7.62m (25ft) 的那部分。火焰源一般以地面作为基点, 但是它可以是防火堤、油池等在任何高度的火灾可能发生的装置。各种容器都在部分充满的情况下操作, 表 D.2 给出了计算中使用的推荐液位值, 高于 7.62m (25ft) 的液体部分一般不包括在内。

表 D.2 容器火焰热吸收时湿润表面积

容器类型	液体高度	备注
充满液体的装置 (如处理器)	液位达到 25ft 高度	—
缓冲罐、分液罐及工艺容器	正常操作液位达到 25ft 高度	—
分馏塔	塔底正常操作液位加上所有塔板持液量; 总湿润表面高度达到 25ft	如果重沸器属于塔的整体部分, 重沸器的液位包括在内
工作储罐	平均液位达到 25ft 高度	操作压力等于或小于 15psig 的罐见 API Std 2000
球罐和扁球罐	达到最大的水平直径高度或 25ft 高度, 取其大者	—

**D.5 热吸收公式**

**D.5.1 容器通过湿润表面的热吸收**

暴露于明火中的容器，其热吸收量显著地受着火燃料类型、容器被火焰包围程度（它是容器大小和形状的函数）以及防火措施的影响。对于那些具有有效的灭火措施和容器有易燃物排放系统的情况，可用下面的等效方程估算其热吸收：

$$q = 21\,000FA^{-0.18} \dots\dots\dots(D.1)$$

$$Q = 21\,000FA^{0.82} \dots\dots\dots(D.2)$$

如果没有适当的排放系统和消防设备，式（D.2）变为下面形式：

$$Q = 34\,500FA^{0.62}$$

式中：

$q$ ——平均单位热吸收率，Btu/（h·ft<sup>2</sup>）；

$Q$ ——湿润表面总吸热量（吸入），Btu/h；

$F$ ——环境系数，（表 D.3 中给出了各种设备的  $F$  值）；

$A$ ——总湿润面积，ft<sup>2</sup>（参见 D.4）。（ $A^{-0.18}$  即  $1/A^{0.18}$  是表面积暴露系数或比率，该值表明大容器不象小容器那样完全暴露于明火中）。

**表 D.3 环境系数**

设备类型	系数 $F^a$
裸露容器	1.0
隔热容器 <sup>b</sup> [作为例子，任选的隔热材料的导热系数列举如下，Btu/（h·ft <sup>2</sup> ）·°F]	
4	0.3
2	0.15
1	0.075
0.67	0.05
0.5	0.037 6
0.4	0.03
0.33	0.026
裸露容器上有冷却水设施 <sup>c</sup>	1.0
减压和倒空设施 <sup>d</sup>	1.0
<sup>a</sup> 这些是 D.5.1 中所假设条件下的推荐值。当这些条件不存在时，应根据工程判断，或选择较高的系数，或者采用 D.8 节中所建议的容器保护方法，使之不暴露于火中。 <sup>b</sup> 隔热材料不会被消防水冲掉，例中采用 1 600°F 的温差。这些导热系数是基于隔热材料在 1 600°F 时热传导系数为每英寸 4Btu/（h·ft <sup>2</sup> ）·°F，并且适合从 1in~12in 的各种隔热层厚度。 <sup>c</sup> 见 D.8.3.3。 <sup>d</sup> 见 D.8.2。	

**D.5.2 容器通过未湿润表面的热吸收**

**D.5.2.1 简单公式**

参考 D.3 中关于火对容器未湿润表面的影响和讨论。

对于暴露于明火中的含气容器，其压力泄放阀的排放面积可用下式确定：

$$A = \frac{F'A'}{\sqrt{p_1}} \quad \dots\dots\dots(D.3)$$

$F'$ 可用下面的关系式求出，推荐的最小值是 0.01，如果最小值不知道，可取  $F' = 0.045$ 。

$$F' = \frac{0.1406 (T_w - T_1)^{1.25}}{CK_D T_1^{0.6506}} \quad \dots\dots\dots(D.4)$$

式中：

$A$ ——阀的有效排放面积，in<sup>2</sup>；

$A'$ ——容器暴露于火中的面积，ft<sup>2</sup>；

$p_1$ ——阀前泄放压力，psia，为阀的设定压力加上允许超压再加上大气压；

$C$ ——由标准状态下气体的比热比确定的系数，可由图 26 或表 9 查得；

$K_D$ ——泄放系数（可从阀门生产厂家获得），美国机械工程师学会（ASME）确定的最大允许  $K_D$  值为 0.975；

$T_w$ ——容器壁的温度，°R；

$T_1$ ——进口气体绝对温度，°R，利用下式确定；

$$T_1 = \frac{p_1}{p_\eta} T_\eta$$

式中：

$p_\eta$ ——气体的正常操作压力，psia；

$T_\eta$ ——气体的正常操作温度，°R。

对于普通碳钢板材，推荐的最大容器壁温度是 593°C (1 100°F)；而对于合金材料制造的容器，其壁温  $T_w$  应选用更合适的最大推荐值。

#### D.5.2.2 简单公式推导形式

将式 (D.3)、式 (D.4) 代入式 (2) 得到一新式 (D.5)，可用此式直接计算泄放量。

$$W = 0.1406 \sqrt{Mp_1} \left( A' \frac{(T_w - T_1)^{1.25}}{T_1^{1.1506}} \right) \quad \dots\dots\dots(D.5)$$

式中：

$M$ ——气体相对分子质量；

$Z$  和  $K_b$  在式 (2) 中假设为 1。

#### D.5.2.3 简单公式的讨论

式 (D.3) 和式 (D.4) 的推导是以空气的物理性质和理想气体定律为基础的。推导中假设容器没有隔热，忽略容器本身热容且容器壁温达不到破裂应力，而且流体的温度没有变化。对这些假设应进行复核以保证其对任何特殊情况都是适用的。

#### D.5.2.4 更加精确的计算

对于 D.5.2.3 中假设不适合的情况，应采用更加精确的计算方法。在这些情况下，容器内流体必要的物理性质必须从实际数据中获得或利用状态方程确定；容器本身和隔热层的影响也应考虑到；压力泄放是基于不稳定的状态。随着火焰连续燃烧，容器壁温和容器内气体的温度以及压力都随时间增高，压力泄放阀就会在设定压力下打开。但如果压力设定太高，容器就会破裂。随着流体的泄放，在泄放压力下其温度就会再度升高，如果火焰充分延续，温度就会增加直至容器破裂。可以利用一些现有的方法估算平均壁温和内部流体的温度随时间的变化及在设定压力下的最大泄放率，这些方法需要逐步迭代。

#### D.5.2.5 附加保护措施

可以判定，一个压力泄放阀不能对未湿润器壁的容器提供足够的保护，容器可能在泄放以前或刚刚泄放后不久时发生破裂。仅一个压力泄放阀不能满足要求时应该考虑附加保护措施，包括隔热（参见 D.8.3.1）、水喷淋（参见 D.8.3.3）及减压（参见 D.8.2）以避免容器破裂。

若计算表明泄放前不会发生破裂，也可以考虑爆破片装置。

设计时应考虑在容器可能破裂前为操作者采取措施及启动消防设施提供足够的时间，这些措施可能包括减压、利用水喷淋和使用消防水枪。

### D.6 泄放的流体

容器内可能含有液体或气体或两相流体，液体可能在操作温度和压力下为亚临界状态，而在火焰持续过程中，随着容器内温度和压力的升高，液相可能进入临界或超临界范围。

着火时流体的泄放量和组成取决于在这种偶然事故和着火过程中容器的总热吸收率。

利用合适的湿润面积和暴露面积及环境系数，就可以选用 D.5 中的一个公式计算容器的总热吸收率。

如果已知容器的总热吸收率，只要容器内流体的组成有足够资料，就可以计算泄放流体的泄放量和组成。

如果容器内流体不完全明确，为了获得泄放装置的泄放流率，必须做一些假设，这些假设包括：

- a) 沸腾液体的潜热及汽化部分相对分子质量的估算；
- b) 如果泄放的流体是低于沸点的液体、气体或超临界流体，对其热膨胀系数的估算。

#### D.6.1 蒸气

对于压力和温度条件低于临界点的情况，蒸气的生成速率（需要估算泄放蒸气的速率）等于总吸热率除以汽化潜热。泄放的蒸气是泄放阀在其积聚压力下泄放时与液体平衡的蒸气。

计算汽化速度时的潜热和相对分子质量应该是与能够产生最大汽化率的条件相对应的值。

随着系统中蒸气的泄放，蒸气和液体的组成都是变化的。因此，温度和潜热值也发生变化，从而影响到压力泄放装置的要求尺寸。有时某种多组分液体在一定压力和温度条件下被加热，但对于某个或多个单独成分该压力和温度超过了其临界值。例如，由于物理或化学因素，存在于溶液中的蒸气在被加热时就能够从液体中释放出来。这不是一般的潜热效应，更精确地应称为脱气或分离。蒸气的生成取决于由于温度增加而引起的平衡变化率。

对于这些或其他有着宽沸点范围的多元混合物，应建立一与时间有关的模型，其容器的总热吸收不仅引起汽化，而且提高了容器中残留液的温度，使其保持在沸点温度。

当容器内流体接近临界点时，潜热接近于零而显热是主要的，这种情况下采用容器的热吸收和液体的潜热确定泄放蒸气速率的推荐作法就无效了。

对于靠近临界点的烃类，当不知道其精确潜热时，有时可取最小值 50Btu/lb 作为一个近似值。

若压力泄放条件在临界点以上，则蒸气的泄放速率只取决于热输入引起的流体膨胀速率。

#### D.6.2 液体

当系统中充有液体且液体在其沸点以下，可以利用附录 C 中的水力膨胀公式计算开始的流体泄放速率。但是，这个速率仅在很短的时间内是有效的，很快气体的生成成为确定压力泄放装置尺寸的决定因素。

在液体膨胀和沸腾的蒸气泄放之间有一中间过程，这期间为两相泄放，泄放的形式可能是闪蒸、起泡、段塞流、泡沫或雾状流，直到容器内为两相分离提供足够的气体空间。这种混合相的情况一般忽略了，但对于某些容器，特别是充满过量蒸气的罐或聚合反应器，极限泄放事故可能是确定泄放装置尺寸的因素（参考 D.6.3 关于混合两相流的情况）。

如果压力泄放装置安装在容器液体部位，当容器遭到火灾时，该压力泄放装置必须能泄放足够量

液体，这些液体的量相当于火灾引起而产生的油气量。

### D.6.3 混相

正如 D.6.2 中所述，混合相流有时可能是限制性泄放事故并决定着压力泄放装置的尺寸。对于冷却不充分或热输入过多而导致反应失控的反应器情况更是如此（例如在火灾情况下）。

（美国）紧急泄放系统设计协会最近完成了一项细致的研究项目，以开发失控反应紧急泄放系统的设计方法。感兴趣的读者可以参阅 1985 年 8 月《化学工程进展》。

### D.7 烃类汽化潜热数据

即使性质相似的同族烃类，不同的液体烃有不同的汽化潜热。纯单组分液体的汽化潜热将随汽化温度和升高而降低，而且在该液体临界温度、临界压力下汽化潜热为零。

图 D.3 表示纯单组分烷烃的蒸汽压和潜热。该图可直接应用于上述液体，并近似适用于由两组分组成的、相对分子质量不大于丙烷到丁烷和丁烷到戊烷之间的烷烃混合物。

该图表也适用于异构烃、芳香烃和环状烃混合物或组分的相对分子质量差别不大的烷烃混合物。计算出平衡温度，利用计算的温度和蒸汽压的关系就可以从图 D.3 中查出潜热。该图表示的相对分子质量关系在这种情况下不宜使用；气体的相对分子质量应经过气液平衡计算确定。

对于所含混合物组分有宽沸点范围和相对分子质量差别大的情况，为了计算气体生成速率需要进行一系列严格的平衡计算，正如 D.6.1 所讨论的。

对于图 D.3 不适用的情况应该使用其他公认的潜热数据资料或汽化潜热的计算方法。

### D.8 容器的防火保护

D.8.1~D.8.3 所描述的容器防火措施是针对那些有合适的排放装置将泄放的流体排离容器的情况，这样在容器下面不会导致燃料油积聚。

火灾情况下不适当的排放会降低这些减少容器热吸收强度的措施的效用。

#### D.8.1 着火时压力泄放装置的泄放能力

D.3 中叙述了火对未湿润容器表面的影响。压力泄放装置只能防止容器内部压力升高而超过阀的允许积聚压力，但它不能保护容器未湿润表面由于局部过热和超过应力极限而引起的强度变弱和破裂。容器可以用下述两种方法保护而免遭破坏：a) 降低容器压力和 b) 限制热输入。

#### D.8.2 降压系统

容器有控制地降压不仅可以降低内部压力和容器壁的应力，而且即使容器破裂，它还可以防止可能向火源增加更多的燃料。降压系统设计时应考虑到以下情况：

- a) 紧急情况时容器附近人工控制装置可能不易接近。
- b) 除非提前采取了措施，自动控制装置失灵会妨碍降压（例如，阀门事故关闭）。
- c) 提前启动降压系统以限制容器的应力达到允许的程度，该允许应力是与火灾引起的壁温相应的。
- d) 必须设置泄放物流的安全排放装置。
- e) 对按火灾确定的安全阀的尺寸无建议性说明。

关于降压问题 SY/T 10043—2002 中有进一步说明。

#### D.8.3 限制火源热输入的方法

##### D.8.3.1 外部隔热

用外部隔热的办法限制火源的热输入，可以减少容器壁温的升高和容器内蒸气的生成；它还可以减轻泄放气体处理的问题，降低专门设置大的排放系统将泄放物引到处理点的费用。

隔热层必须是耐火的且应加以保护而不致于被消防水冲掉（参见 SY/T 10043—2002）。

在采用隔热或防火的场合，吸收热可以通过假定隔热层外壳或其他外罩的温度已达到了 904℃

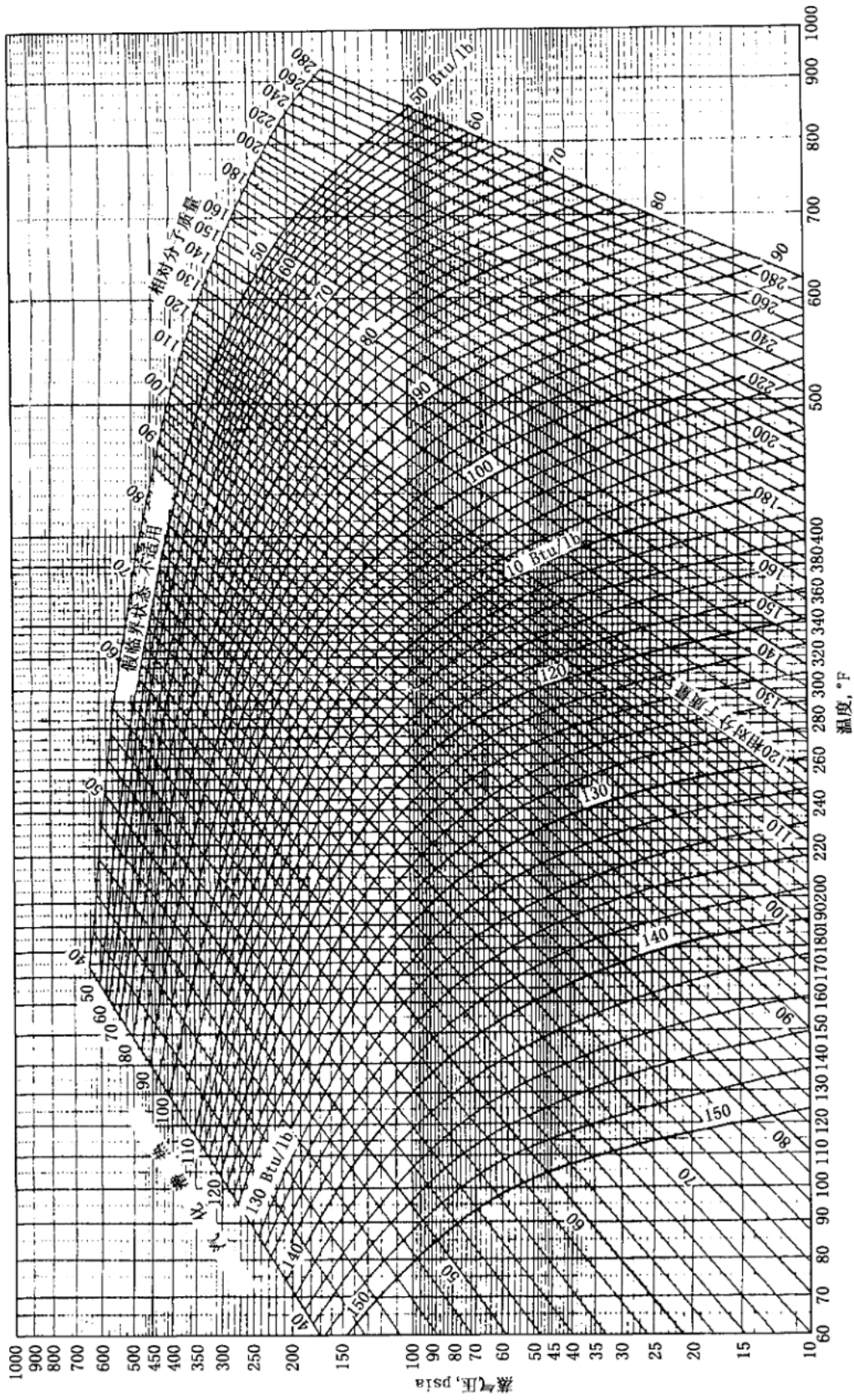


图 D.3 纯单组分液态烷烃的蒸汽压和汽化潜热

(1660°F)的平衡温度来计算。用这个温度和容器内的操作温度,结合防火涂层的厚度和导热系数,就可以计算出传到容器内流体的平均热传导速率。必须注意,隔热层的导热系数随温度升高而增大,应采用平均值。

对于有隔热层的容器,隔热环境系数可以由下式求:

$$F = \frac{k(1660 - T_f)}{21000t}$$

式中:

$k$ ——隔热层的导热系数,每英寸隔热层平均温度下的值, Btu/(h·ft<sup>2</sup>)·°F。

$T_f$ ——泄放状态下容器内流体的温度,°F。

$t$ ——隔热层厚度, in。

#### D.8.3.2 贮罐覆土

压力容器用土覆盖是限制热输入的另一种有效办法。由于覆土而减少的吸热可以利用 D.8.3.1 节中提出的方法计算。

#### D.8.3.3 用水冷却容器表面

覆盖在金属表面的水膜,在理想条件下,能大量吸收偶然性的热辐射。用水冷却的可靠性取决于很多因素,冰冻天气、大风、系统被阻塞、不可靠的供水和容器表面的状况等可能阻碍水分均匀地覆盖。由于这些不可靠因素,建议不要降低环境系数(参见表 D.3)。然而,如前所述,恰当地应用水冷却会非常有效的。

#### D.8.3.4 利用隔墙限制着火面积

设置隔墙可以挡住从其他容器飞溅过来的物质。

## 附录 E

(规范性附录)

用于确定压力泄放阀尺寸的流动  
方程式的演变过程

## E.1 流动方程式的开发

气体流动方程式的推导在许多地方包括一般热力学课本和呈送给美国石油学会的论文中都有论述。从本质上讲,该方程是根据泄放阀阀嘴周围物质和能量平衡确定的。由于随着阀嘴处气体的积聚,压力发生变化,这就要求有一反映这种能量变化的压力—体积关系式。这种压力—体积关系绘成一根等熵线,就可用于计算阀嘴的最大流率,并且作为确定一个实际阀嘴效率的参考基准。该方程式通过代数推导使其只包括那些易得到的泄放阀入口的变量。

用于确定压力泄放阀泄放能力的气体流动方程式在下列假设条件下推导出来:

- a) 膨胀气体的压力—体积关系完全符合理想气体定律。
- b) 压力泄放阀阀嘴无热量输入或输出(即绝热流动)。
- c) 气体等熵膨胀。
- d) 假定反映了压力泄放阀阀嘴的情况,对泄放量公式没有显著影响。气体等熵膨胀的假定只是为确定某给定阀嘴最大泄放量提供一简便方法;阀嘴的实际泄放能力通过流量实验确定,而真实流量与理论流量的比值  $K_D$  成为应用流动方程的折算因子。

气体遵循理想气体定律的假设只适用于等熵膨胀过程中压力—体积的关系,该关系可以具体表示如下:

$$pV^k = \text{常数}$$

式中:

- $p$ ——压力;
- $V$ ——体积;
- $k$ ——比热比。

该关系通过系数  $C$  影响泄放能力公式,  $C$  是比热比的函数(参见图 26)。

虽然在炼厂实践中绝大多数气体不遵循理想气体定律,但多数情况下,根据这一假设确定的安全泄放阀的尺寸是满足要求的。但在特殊情况下或许和理想状态有较大背离,在这种情况下引入等熵膨胀系数反映安全泄放阀阀嘴中存在的实际压力—温度关系。因为这一系数和理想比热比的用法一样,所以和理想气体尺寸确定方程的形式是一样的。在确定理想气体的系数  $C$  时用等熵膨胀系数  $n$  替代比热比  $K$ 。

由于真实气体的等熵膨胀系数是压力和温度的函数,因此,该系数的确定比较复杂。一般的,该系数可以从沿着任何热力学途径反映压力—体积关系的状态方程中获得,但只限于等熵过程。由于很多泄放流体在其露点状态(饱和状态),所以图 E.1 给出的烷烃的等熵膨胀系数是压力的函数(等熵膨胀系数和温度的关系通过描述处于露点的气体而隐含包括了)

图 E.2 给出了系数  $C$  的值,它是等熵膨胀系数的函数,该图是图 26 的补充,并且包括了膨胀系数小于 1.0 的情况。



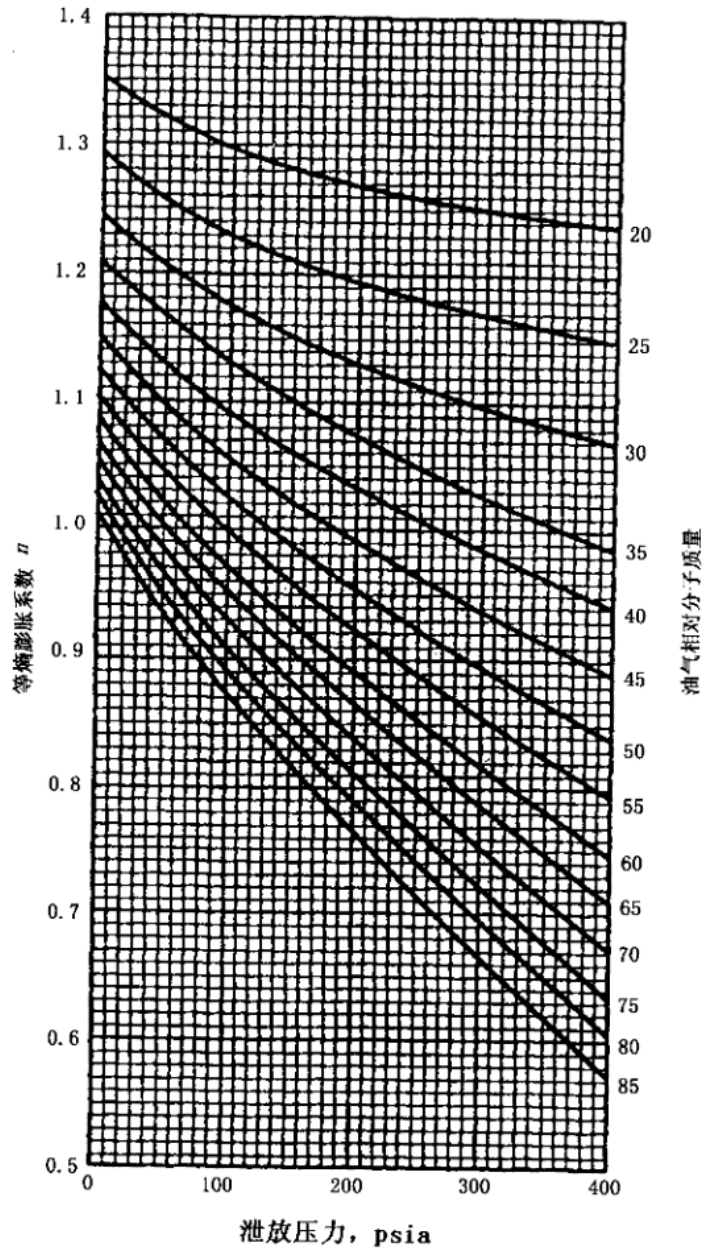


图 E.1 烷烃在饱和状态下或接近饱和状态下从泄放压力膨胀到临界流动压力的曲线

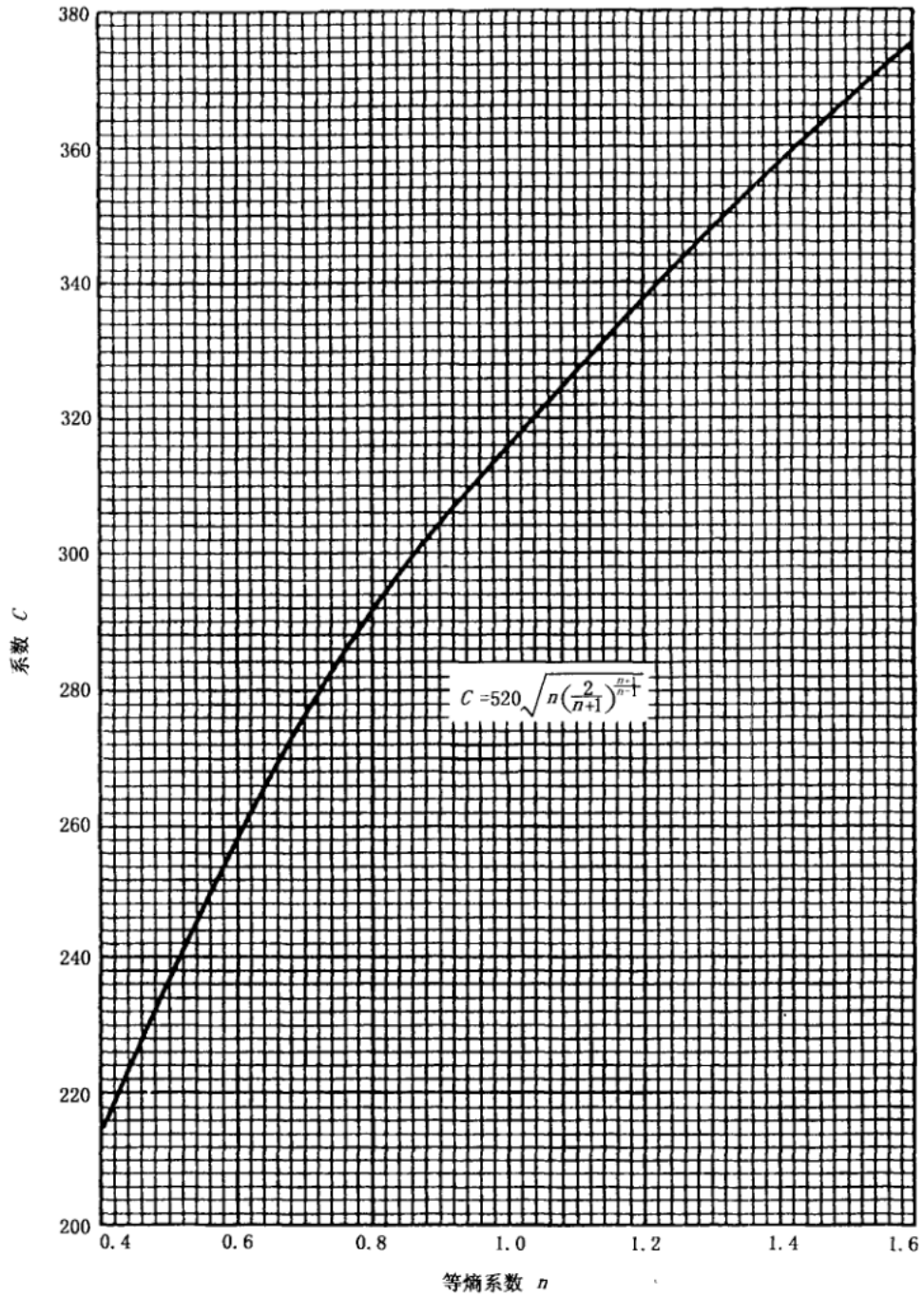


图 E.2 由等熵系数  $n$  求安全泄放阀流量公式中系数  $C$  的曲线

**附 录 F**  
**(规范性附录)**  
**泄放汇管的设计**

### F.1 引言

SY/T 10043—2002 中讨论了泄放排放系统的设计和选择。

本附录专门讨论连接压力泄放装置的进出口汇管的设计。无论进口汇管还是出口汇管产生较大压力降，都会影响压力泄放装置的保护作用，允许的压力损失取决于泄放装置的型式和其设定压力。

### F.2 进口汇管的设计

本标准第二部分中第 2 章提供了关于压力泄放装置进口管线设计的资料。一些压力泄放装置的设计对入口压力损失所产生的影响比其他因素更敏感。已经研究出几种确定管线尺寸的方法，这些方法在绝大多数情况下可以简化入口管线的计算，且可以使设计者很快确定出极限条件。

### F.3 出口（排放）汇管的设计

#### F.3.1 概述

当多个泄放装置排放到同一汇管时，应注意保证汇管内不会形成超高压。压力泄放装置的允许背压根据设计不同而变化，本标准中第 II 部分第 5 章和 SY/T 10043—2002 中第 5 章有更详细的讨论。

当排放汇管和泄放总管尺寸确定后，应明确产生最大背压的事故，任何单个泄放事故可能涉及几个压力泄放装置。常见的应考虑的泄放事故包括冷却水中断、动力中断和阀门误操作。

排出汇管上管线固定和支撑的设计应予特别考虑。流量和温度的突然变化能产生大的反作用力；如果泄放系统内存在液体则冲力更大。这方面本标准第二部分有更详细的讨论。

#### F.3.2 气流

在排放管线中气流的特点在于其密度和速度变化较快，因此作为可压缩流体处理。已经研究出几种利用等温或绝热流动方程计算泄放管尺寸的方法。泄放系统内实际流动状态一般介于等温和绝热流动状态之间。在大多数情况下，推荐采用较保守的等温方程；但是，对于一些不常见的情况，绝热流动方程可能更适用（例如深冷情况）。

泄放排出管线尺寸的确定一般从系统出口开始，出口的压力是知道的，然后反推校核系统内各压力泄放阀的允许背压，这样可以简化计算。计算按管线直径分段进行。以进口压力为基准的等温流动方程形式如下：

$$\frac{fL}{D} = \left(\frac{1}{M_1^2}\right) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2\right] - \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2$$

基于出口压力，上述公式变形为：

$$\frac{fL}{D} = \left(\frac{1}{M_2^2}\right) \left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2\right] - \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2 \dots\dots\dots(F.1)$$

式中：

- $f$ ——莫氏摩擦系数；
- $L$ ——管线当量长度，ft；
- $D$ ——管线内径，ft；
- $M_1$ ——管线进口马赫数；
- $M_2$ ——管线出口马赫数；

$p_1$ ——管线入口压力, psia;

$p_2$ ——管线出口压力, psia。

管线出口马赫数可以用下式求出:

$$M_2 = 1.702 \times 10^{-5} \left( \frac{W}{p_2 D^2} \right) \left( \frac{ZT}{M_w} \right)^{(1/2)} \dots\dots\dots(F.2)$$

式中:

$W$ ——气体流量, lb/h;

$Z$ ——气体压缩系数;

$T$ ——热力学温度, °R;

$M_w$ ——气体相对分子质量。

求解式 (F.1) 和式 (F.2) 及计算管线入口压力的图解法和计算机方法都已研究出来。图 F.1 是式 (F.1) 常见的图解法。对直径相同的管段, 知道出口压力时就可以利用此图计算其入口压力  $p_1$ 。如果泄放系统在高压下操作, 系统中某些部分的流体可能达到音速。在这些情况下, 应校核流动是否处于临界状态。管线出口临界压力可利用下式求出:

$$p_{\text{Critical}} = \left( \frac{W}{408 d^2} \right) \left( \frac{ZT}{M_w} \right)^{0.5}$$

式中:

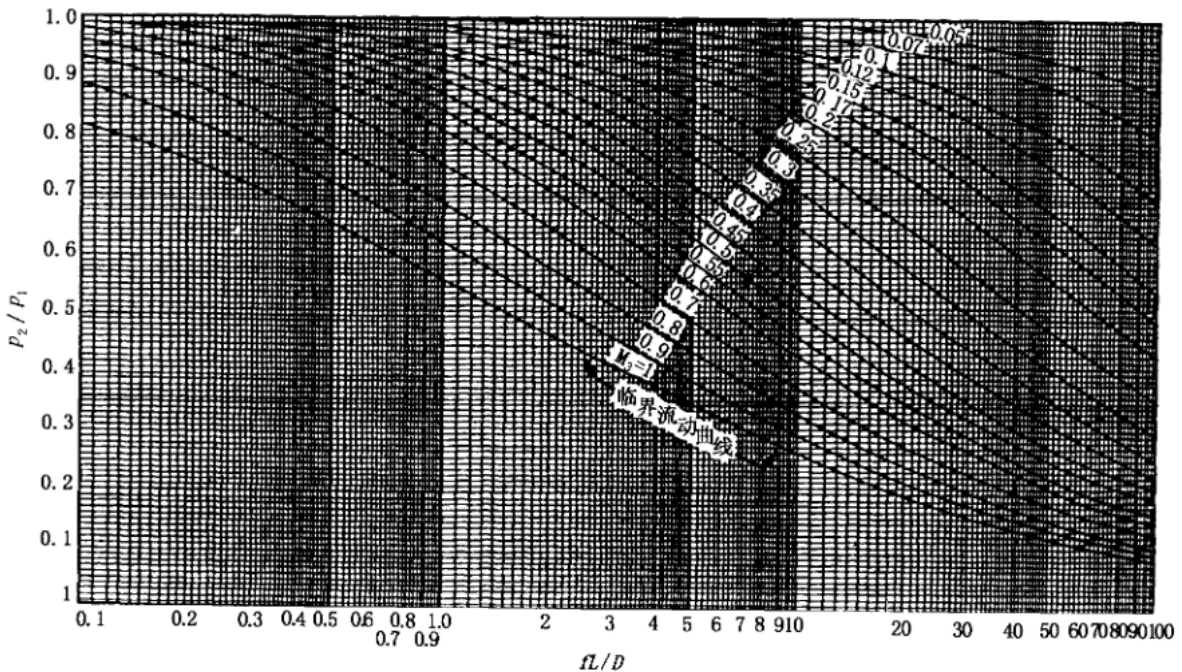
$p_{\text{Critical}}$ ——临界压力, psia;

$d$ ——管内径, in。

如果临界压力低于管线出口压力, 则流体处于亚音速流动状态; 如果临界压力高于管线出口压力, 则流速达到音速即  $M_2=1$ 。因此,  $p_2$  等于临界压力, 用式 (F.1) 即可计算管线入口压力  $p_1$ 。

SY/T 10043—2002 中提出了另一种等温计算方法, 该法基于 Lapple 图表, 它利用阀前压力。

(以出口压力为基准)



注: 经授权后复制于《油气杂志》1978. 11. 20, 第166页。

图 F.1 等温流动曲线

### F.3.3 混相流体

排放混相流体的泄放排出管线尺寸的确定一般比较复杂，SY/T 10043—2002 中讨论了混相流体的主要情况，并且在 6.1，6.4 和 6.5 中又提供了别的参考资料。

**附 录 G**  
(标准的附录)  
**压力泄放阀规格表**

压力泄放阀规格表的内容逐条列举如下,后面是一典型的空白表格(参见图 G.1)。

序号	内 容
1.	填写项目号。
2.	填写用户选用压力泄放阀的标签号。
3.	详细说明安装阀门的介质、管线和设备。
4.	说明所需阀门的数目。
5.	说明阀门进口类型(全阀嘴、半阀嘴或其他型式)。
6a.	说明阀门是否分为安全型、泄放型或安全泄放型。
6b.	说明阀门是否常规式、平衡波纹管式还是导阀控制式。
7.	说明是开式阀盖还是闭式阀盖。
8.	说明进出口连接管线公称尺寸。
9.	说明进出口法兰的 ANSI 等级,如果阀门为螺纹连接,注明“螺纹连接”。
10.	说明进出口法兰端面型式。
11.	说明阀体和阀盖的材料。
12a.	说明阀座、阀嘴和阀盘的材料。
12b.	如果需要弹性基座密封垫,说明垫片材料;或注明“不需要”。
13.	说明导管和调节环的材料。
14.	说明弹簧的材料。
15.	说明波纹管的材料。
16.	如果阀门有阀帽而无阀杆,说明阀帽是螺纹的还是螺栓的。
17.	如果需要提升杆,说明是平板式的还是填塞式的。
18.	如果需要测试嘴塞,填写“需要”否则填“不需要”。
19~20.	说明其他需要的附件(如丝封)。
21.	说明采用的规范。
22.	如果按火灾事故要求选择阀门填写“是”。
23.	说明除按火灾事故之外其他选择依据,如冷却水中断、出口关断、热泄放或其他。
24.	说明流体及状态(液体、气体或油蒸气)。
25.	说明泄放条件下要求的阀门泄放量及单位(lb/h、gal/min 或 ft <sup>3</sup> /min,等等)。
26.	给出流动温度下流体的相对分子质量或相对密度。
27.	给出流动温度下的粘度及其单位。
28.	给出操作压力,psig;设定压力,psig。
29.	给出操作温度,°F;阀门泄放温度,°F。

30. 给出阀门出口一般存在的叠加背压, psig。
31. 如果背压是变化的, 给出其变化范围, psig。
32. 确定出设定压差, 对于常规阀, 设定压差等于设定压力减去恒定背压; 对于平衡阀, 压差与设定压力相同。
33. 给出允许超压, 以百分数表示。
34. 如果需要, 给出压缩系数。
35. 给出比热比,  $k = C_p/C_v$ 。
36. 给出计算的孔板面积, in<sup>2</sup>。
37. 给出选定的孔板面积, in<sup>2</sup>。
38. 给出所选孔板的铭牌号。
39. 如果想填, 可填写厂商产品型号。
40. 如果想填, 可填写厂商名称。

压力泄放阀规格表

编 号 \_\_\_\_\_  
 订单号 \_\_\_\_\_  
 工 号 \_\_\_\_\_  
 日 期 \_\_\_\_\_  
 版 次 \_\_\_\_\_  
 填写人 \_\_\_\_\_

一般要求	1. 项目号						
	2. 标签号						
	3. 介质、管线或设备号						
	4. 所需阀门的数量						
	5. 全阀嘴、半阀嘴或其他型式						
	6. 设计型式	a. 安全型、泄放型或安全泄放型					
		b. 常规式、波纹管式或导阀控制式					
7. 阀盖型式							
连接型式	8. 尺寸 (进口/出口)						
	9. 法兰等级, ANSI 或螺纹连接						
	10. 法兰面型式						
材 料	11. 阀体/阀盖						
	12a. 密封垫/阀盘						
	12b. 弹性橡胶密封垫						
	13. 导管/调节环						
	14. 弹簧						
15. 波纹管							
附 件	16. 阀帽, 螺纹/螺栓						
	17. 提升杆, 平板式/填塞式						
	18. 嘴塞						
	19.						
	20.						

图 G.1 压力泄放阀规格表



压力泄放阀规格表		编 号 _____				
		订单号 _____				
		工 号 _____				
		日 期 _____				
		版 次 _____				
		填写人 _____				
选择 根据	21. 规范					
	22. 火灾					
	23. 其他					
操作 条件	24. 流体及状态					
	25. 单个阀的泄放量及单位					
	26. 流动温度下相对分子质量或相对密度					
	27. 流动温度下粘度及单位					
	28. 操作压力, psig; 设定压力, psig					
	29. 操作温度, °F; 泄放温度, °F					
	30. 恒定背压, psig					
	31. 变化背压, psig					
	32. 设定压差					
	33. 允许超压, %					
	34. 压缩系数					
35. 比热比						
孔 板 面 积	36. 计算值, in <sup>2</sup>					
	37. 选定值, in <sup>2</sup>					
	38. 孔板铭牌号					
	39. 厂商产品型号					
	40. 厂商					
备注:						

图 G.1 (续)

## 第二部分 安 装

### 第1章 概 述

#### 1.1 范围

本推荐作法介绍在最大允许工作压力超过 15psig (1.03barg) (含 15psig) 的容器上压力泄放装置的安装方法。压力泄放阀和爆破片可以单独使用也可以联合使用以提供超压保护。本推荐作法中所指“压力泄放阀”，包括用于可压缩或不可压缩的流体介质的安全泄压阀和用于不可压缩的流体介质的泄放阀。本推荐作法适用于天然气、气体、蒸气和不可压缩的流体介质；不包括在异常安装条件下所要求的特殊应用。

#### 1.2 术语定义

本推荐作法中有关压力泄放装置的术语通常符合 ASME PTC 25.3 中所给定义。

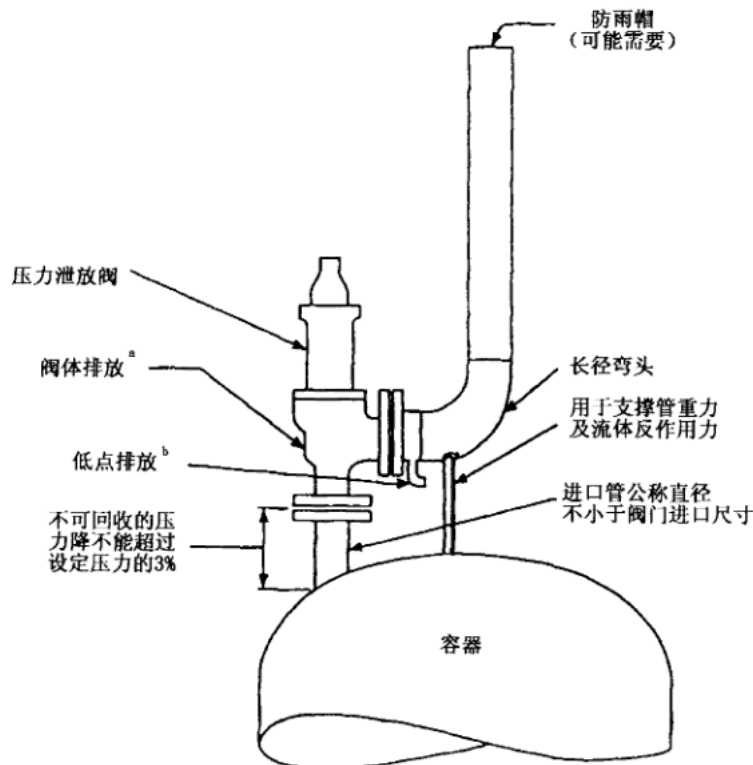
### 第2章 压力泄放装置的进口管线

#### 2.1 一般要求

进口管线的一般要求见图 1 和图 2。

##### 2.1.1 流体流动和应力问题

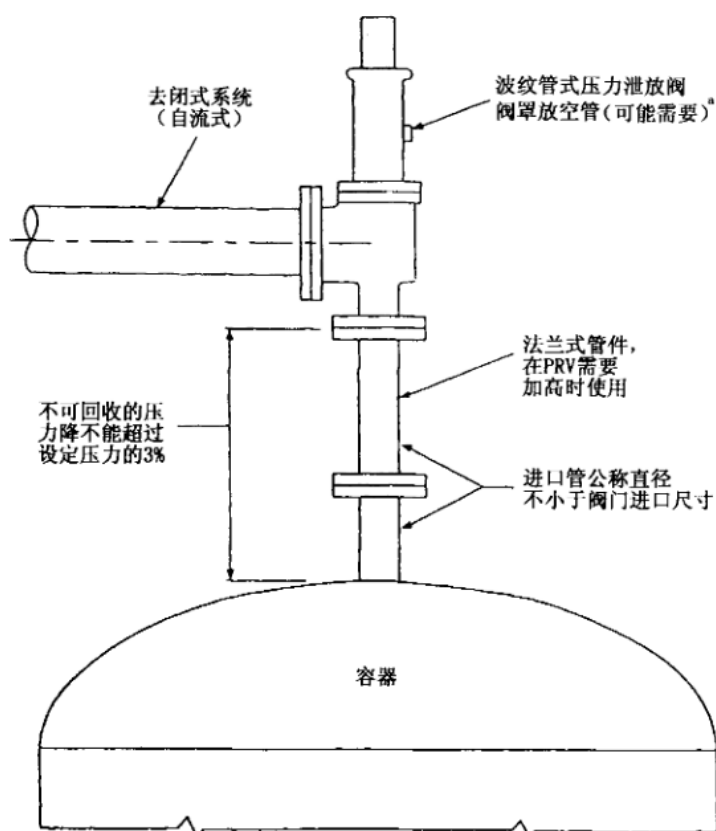
压力泄放阀进口管线的设计应保证系统正常操作，这就要求设计时要考虑流体流动在进口管线中引起的压降。如果压力泄放阀与被保护容器之间的管线压力损失过大会对泄放系统的泄放量造成不利影响，并会导致泄放阀不稳定。此外，还必须考虑压力泄放装置操作和外部载荷两者产生的应力的影响。更完整的管线设计准则请参见 ASME B31.3。



<sup>a</sup> 见第6章。

<sup>b</sup> 低点排放口（或泄液口）不要朝向泄放阀、结构钢及操作区。

图 1 压力泄放阀的典型安装图：向大气（开式）排放



<sup>a</sup> 见第5章。

图2 压力泄放阀的典型安装图：闭式系统排放

### 2.1.2 振动问题

进口管线系统中的振动大多数是无规则的和复杂的，这些振动可能导致压力泄放阀阀座泄漏，阀门提前打开，关键阀件、进口及出口管线的过早疲劳而损坏。爆破片装置进口管线的振动可能对爆破片的爆破压力及爆破片的寿命产生不利影响。

通过增加管线支撑采用导阀控制的泄放阀或软性基座的压力泄放阀，以及增加操作压力和设定压力之间的压差可以减小振动程度，降低振动对压力泄放装置的伤害。

## 2.2 压降的限度和配管原则

压降的限度和配管原则参见图1~图4。

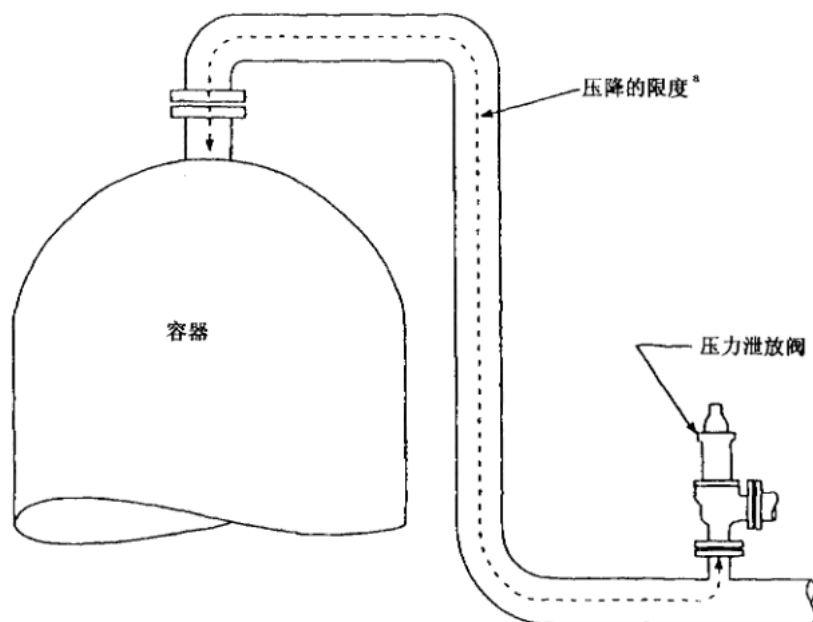
### 2.2.1 压力泄放阀的进口压降

压力泄放阀进口过大的压力降可能导致阀门的快速开启和关闭甚至震颤。震颤将会减小阀门泄放能力并且损害阀座表面。影响阀门性能的压力降是由不可回收的入口压力损失（湍流分散）及压力泄放阀进口管线内部的摩擦力造成的。

震颤有时是由于流体在长的进口管线内加速造成的。

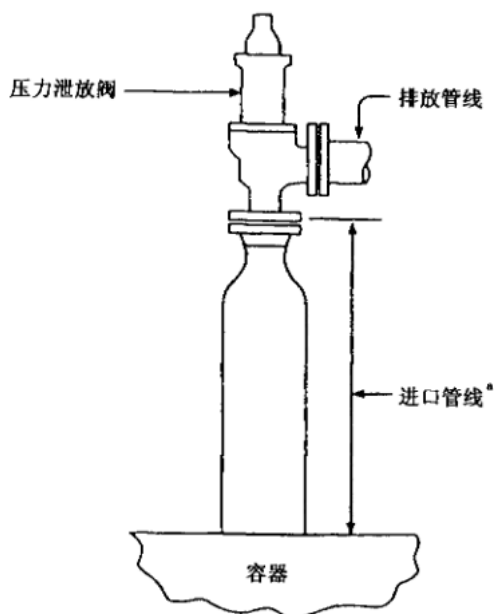
### 2.2.2 压力泄放阀进口管线的尺寸和长度

当压力泄放阀安装在与容器直接相联的管线上时，从被保护容器到压力泄放阀之间不可回收的总压力损失不能超过阀门设定压力的3%，其中2.2.3.1中特许的导阀控制的压力泄放阀除外。当压力泄放阀安装在工艺管线上时，3%的限度应包括压力泄放阀进口管线通常无流动状态的压力损失及由于流体流经压力泄放阀而引起的工艺管线内压力损失的增量之和。压力损失应利用压力泄放阀的额定流量来计算。将进口管线的入口作成弧形、减小进口管线的长度或增大进口管线的直径可以大大地减小压力降。随着压力泄放阀管嘴尺寸的增大，保持压力损失在3%以下也就越来越困难了。



<sup>a</sup> 见第2.2.2压降的限度。

图3 工艺管线上的压力泄放阀的典型安装图



<sup>a</sup> 进口管线的尺寸确定应使从容器到压力泄放阀的进口法兰的不可回收的压力降不能超过阀门设定压力的3%。

图4 安装在长的进口管线上的压力泄放阀的典型安装图

进口管线的公称直径必须等于或大于压力泄放阀进口连接法兰的公称直径，见图2。

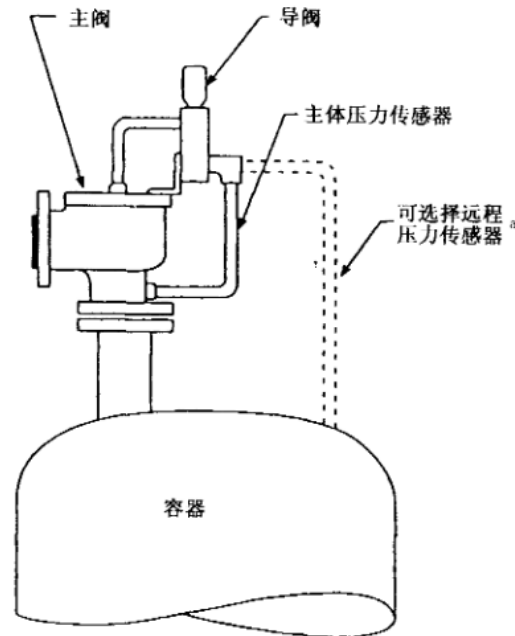
当入口压力损失较高时，在经过阀门性能的工程分析验证许可后，可以将允许压力降提高到3%以上。

当爆破片装置与压力泄放阀联合使用时，计算压降时必须包括爆破处引起的压降。（爆破片装置

的其他信息参见 2.6)。

### 2.2.3 导阀控制的压力泄放阀的远程感应

当入口管线的压力损失过大时，或由于主阀受到其所服务系统的限制使得主阀的安装点必须和导阀的压力感应点不同时，可以使用导阀控制的压力泄放阀的远程感应（见图 5）。



<sup>a</sup> 见 2.2.3。

图 5 导阀控制的压力泄放阀的典型安装图

#### 2.2.3.1 进口管线的压力损失

远程感应使得导阀可以感应系统的真实压力从而避免了阀门上游管线的压力损失的影响。远程感应可以消除快速开关式压力泄放阀的不可控制的震荡开启或震颤，并且可以使调节式压力泄放阀在达到设定过压时全开。入口管线高压损失将会在进口管线中引发压力的脉冲式波动从而导致主阀不可控制的震荡，一些阀门在设计时采取了措施以防止这些不可控制的震荡。

虽然远程感应可以消除阀门的震颤或使得调节式压力泄放阀在设定过压时全开，但进口管线的压力损失仍将影响阀门的泄放能力。

#### 2.2.3.2 安装指南

在管内流速很低时远程传感线应能探测静压力，否则导阀感受到的是由于流速的影响而变小的压力。

要确保导阀的压力传感点是在主阀所保护的系统内。

对于有介质流动的导阀，远程传感线的尺寸须保证在 110% 的设定压力时，在导阀内最大流速的情况下传感线的压力损失不超过 3% 的设定压力。可向制造商咨询相关推荐做法。

对于没有介质流动的导阀，因为当主阀打开泄放时没有系统介质流经此类导阀，所以远程传感线内截面积为  $0.070\text{in}^2$  ( $45\text{mm}^2$ ) 时就足够了。

在远程传感线上安装截断阀时，应当遵循第 4 章的原则。如果远程传感线上的截断阀是关闭的，压力泄放阀就无法工作了。

#### 2.2.4 压力泄放阀进口管线的安装

应避免将压力泄放阀安装在长的水平进口管线的末端，因为末端通常没有介质流动，杂质的积累

或液体的滞留都会影响安全阀的操作，因此阀门需要更加频繁的维修。

泄放阀的入口管线应能从压力泄放装置自流排入至系统内，以防止液体或杂质在管线内积聚。

### 2.3 排出管线的静载荷对进口管线造成的应力

压力泄放装置排出管线不合理的设计和布置会引起应力，并传向压力泄放装置及其进口管线，这些应力可能会引起压力泄放装置的泄漏或失灵或可能改变爆破片的爆破压力。应向压力泄放装置的制造商咨询装置的允许负荷和扭矩。

#### 2.3.1 热应力

从压力泄放装置排出的流体可能会引起排出管的温度变化。此外，长时间的阳光照射或邻近设备热辐射也会使其温度发生变化。排出管温度的任何变化都将引起其长度的变化，从而可能产生应力，这种应力就会传递到压力泄放装置及其进口管线。应当通过对压力泄放装置的排出管线做适当的支撑、固定或增加柔度使压力泄放装置免受管线应力的影响。

#### 2.3.2 机械应力

排出管线应单独支撑并仔细连接。单靠压力泄放装置支撑排出管线就会对压力泄放装置和进口管线产生应力，排出管线的受力方向上同样也会产生应力。

### 2.4 排出反作用力对进口管线造成的应力

压力泄放装置排放时流体流动会产生反作用力（见图6）。除非采用特殊的设计方式，否则这种力就会传递到压力泄放装置本身，也会传递到固定管嘴及相联的容器壁上。载荷及其引起的应力精确值取决于反作用力的大小和管系的安装。设计者应负责分析排出系统以判定反作用力和连带的弯矩是否会对系统中任何设备引起过大的应力。

反作用力的大小取决于排放是开式还是闭式的。如果为了引导流体进入放空管而要在排放系统中安装弯头，弯头的位置和支架的安装在分析弯矩时是要考虑的重要因素。

#### 2.4.1 开式排放系统中反作用力的确定

下面的公式基于这种情况：可压缩流体以临界稳定状态通过弯头和垂直排放管排放到大气，反作用力（ $F$ ）包括冲力和静压的影响，因此，对于气体和蒸气：

$$F = \frac{W}{366} \sqrt{\frac{kT}{(k+1)M}} + (\Delta p)$$

式中：

$F$ ——向大气排放点的反作用力，lb；

$W$ ——气体或蒸气的流量，lb/h；

$k$ ——比热比（ $C_p/C_v$ ）；

$C_p$ ——定压比热；

$C_v$ ——定容比热；

$T$ ——进口温度，°R；

$M$ ——流体介质相对分子质量；

$A$ ——排放点的出口面积，in<sup>2</sup>；

$p$ ——排放点的静压，psig。

采用公制单位时，公式为：

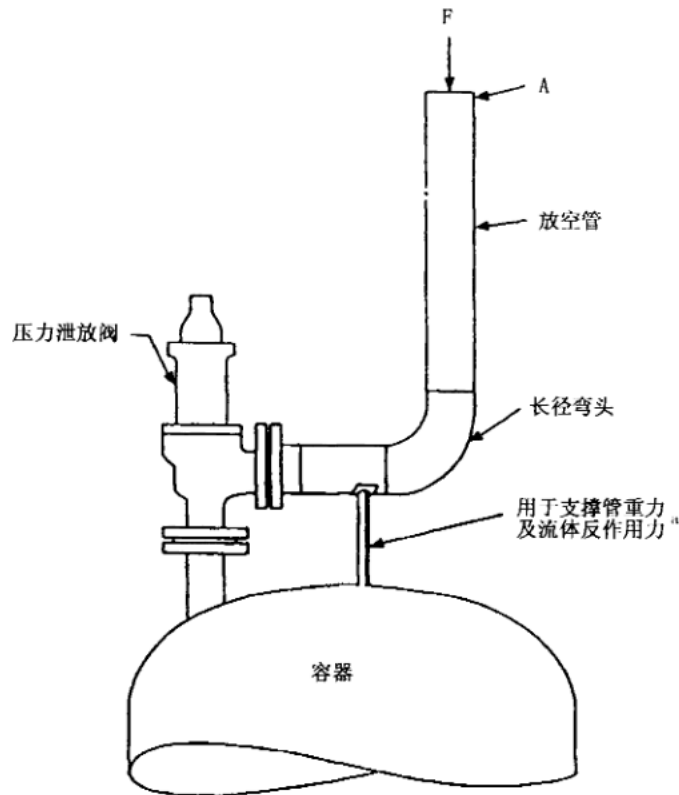
$$F = 129W \sqrt{\frac{kT}{(k+1)M}} + 0.1(\Delta p)$$

式中：

$F$ ——向大气排放点的反作用力，N；

$W$ ——气体或蒸气的流率，kg/s；

$k$ ——比热比（ $C_p/C_v$ ）；



F—反作用力；  
A—截面积。

<sup>a</sup> 管线支撑应尽可能安装在放空管的中心线位置。

图 6 有放空管的压力泄放阀的典型安装图

$C_p$ ——定压比热；

$C_v$ ——定容比热；

$T$ ——进口温度，°K；

$M$ ——流体介质相对分子质量；

$A$ ——排放点的出口面积， $\text{mm}^2$ ；

$p$ ——排放点的静压，barg。

#### 2.4.2 闭式排放系统中反作用力的确定

流体在稳定流动状态下泄放，泄放物进入闭式排放系统时，压力泄放装置一般不会对排放系统产生大的作用力和弯矩。只是在急剧膨胀点有较大的反作用力需要计算。然而简单的分析方法不适用于闭式排放系统，需要对其配管系统进行随时间变化的复杂分析以便获得反作用力和弯矩的实际值。

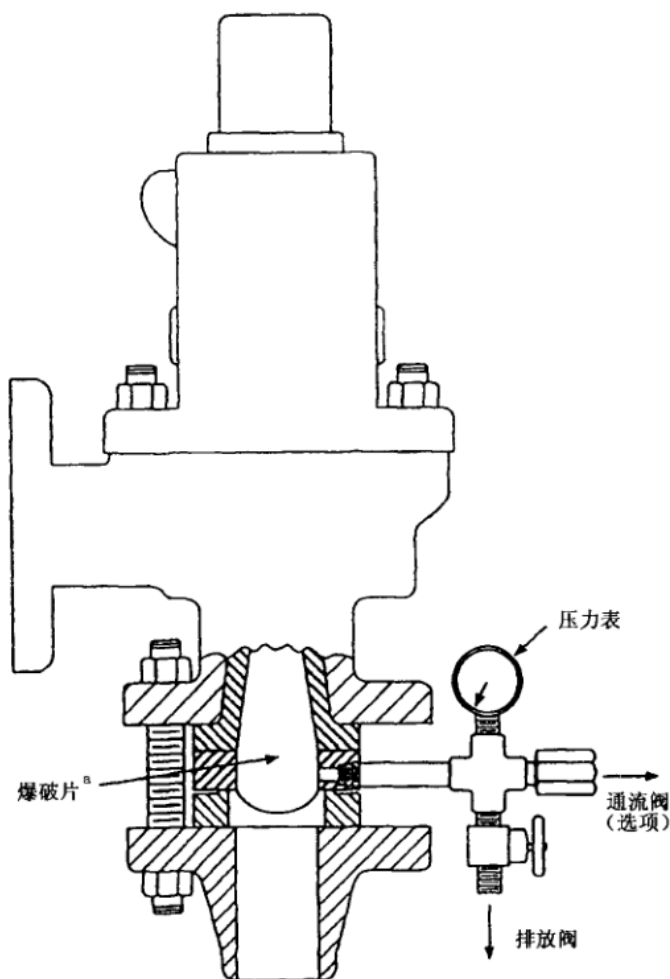
#### 2.5 入口管线上的隔断阀

在压力泄放装置的入口安装隔断阀时应遵守第 4 章的规定。

#### 2.6 爆破片装置和压力泄放阀联合使用

爆破片装置可以单独用作泄压装置，或者安装在压力泄放阀与容器之间，也可以安装在阀门出口一侧（见图 7）。

根据 ASME《锅炉和压力容器规范》的应用，当压力泄放阀与爆破片如图 7 所示联合安装使用时，除非经过试验得出某一特定组合的能力在国际锅炉与压力容器检验协会的出版物《压力泄放装置验证》上列出，否则其泄放能力应降低 10%。



<sup>a</sup> 爆破片可以是非破碎性正向动作型的，也可以是反向动作型的（上图所示为反向动作型的）。

图7 爆破片与压力泄放阀联合使用的典型安装图

当爆破片装置使用在压力泄放阀与被保护容器之间时，必须设置压力表、泄放阀、自由放空或合适的显示器以便检测膜的破裂和泄漏。应告诫用户，当爆破片与泄放阀间形成任何压力积聚时将会增大爆破片爆破时的容器压力。

只有非破碎性的爆破片才可以用在压力泄放阀下游。

压力较低时爆破片的尺寸不全；因此，在低压使用爆破片时，其尺寸不得不比入口管线和压力泄放阀的公称尺寸要大。

参考 API RP 520 第 1 部分第 2.5 节（爆破片——概述）及第 2.6 节（爆破片与压力泄放阀联合使用）以获取更多信息。

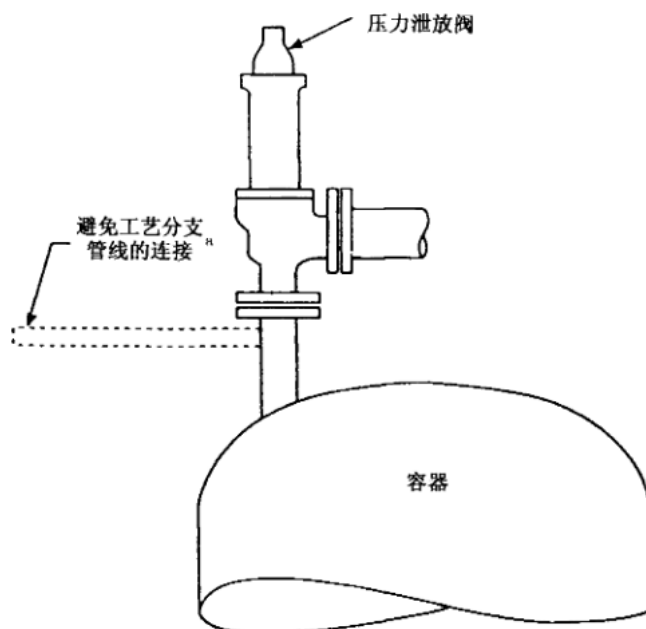
### 2.7 连接在压力泄放阀入口管线上的工艺分支管线

工艺分支管线一般不应连接到压力泄放阀的入口管线上（见图 8）。对于特殊情况应仔细分析，以确保当有额定泄放流量通过压力泄放阀，并且同时有最大可能流量通过工艺分支管线的条件下，压力泄放阀的进口压降不超过允许值。

### 2.8 压力泄放阀的进口管线中的湍流

湍流对压力泄放阀的影响参见 7.3。





<sup>a</sup> 见 2.7。

图 8 避免工艺分支管线连接到压力泄放阀入口管线上的典型安装图

### 第 3 章 压力泄放装置的排放管线

#### 3.1 一般要求

排放管线的一般要求，参见图 1、图 2、图 6 和图 9。

排放管线的安装必须保证压力泄放装置的性能和充分排放（最好是自由排放——见第 6 章）。应考虑系统中所采用的排放系统的形式、压力泄放装置的背压以及与压力泄放装置的设定压力之间的关系。

在泄放过程中，自动制冷会严重降低压力泄放装置的出口和排放管线的温度以至脆化破裂，选择的材料必须适用于预期所能达到的温度。

#### 3.2 泄放流体的安全排放

关于各种泄放流体安全排放的综合资料可参见 SY/T 10043—2002。

#### 3.3 背压限制和管线尺寸的确定

设计压力泄放装置的排放管时，应考虑到叠加背压和积聚背压对压力泄放阀操作性能的综合影响。设计排放管线系统时应使背压值不超过系统中任一压力泄放阀可以接受的值。

当爆破片单独作为泄放装置使用并向闭式系统中排放时，必须考虑叠加背压对爆破片爆破压力的影响。

在确定从压力泄放阀到泄放汇管之间管线的尺寸时应使用压力泄放阀的额定泄放能力。应用于蒸汽或气体的排放管线系统尺寸的确定，请参考 SY/T 10043—2002。

#### 3.4 关于导阀控制的压力泄放阀

当叠加背压超过导阀控制的压力泄放阀的入口压力时会导致主阀打开，从而使流体在主阀内倒流。例如，如果几个压力泄放阀的排放管连接到同一排放汇管上，其中一个或多个阀门在排放，而同时另外一个连入该系统中的阀门的入口压力比较低，此时就可能发生回流。这种情况下应增加一附件防止回流。

### 3.5 排放管线产生的应力

关于排放管线产生的应力影响已在 2.3.1 和 2.3.2 中讨论过。

### 3.6 放空管线上的隔断阀

排放管线系统上的隔断阀的安装应遵照第 4 章的规定。

## 第 4 章 压力泄放管线上的隔断阀

### 4.1 概述

截断阀可以用来隔断压力泄放装置和其保护的设备或下游的排放系统。由于不正确的使用截断阀可能会导致压力泄放装置不能正常工作，因此必须仔细评估这些阀门的设计、安装与管理以确保工厂的安全不打折扣。

### 4.2 应用

如果压力泄放装置在使用时有泄漏、堵塞或其他影响阀门性能的严重问题存在，可能需要提供隔断阀和泄放装置备件。采用这样的设计方案可以允许工艺单元不停产时对压力泄放装置进行检查、维修和更换。然而使用隔断阀也有潜在的危险。ASME《锅炉和压力容器规范》第Ⅷ章，附录 M 讨论了在使用隔断性隔断阀时这些阀门的正确应用方法和必须采取的行政控制措施。当地的权威部门对此还可能还有其他的要求。

在 4.4 给出了隔断阀安装的附加例子。

### 4.3 隔断阀的要求

除了上面提到的入口和出口压力降的限制之外，所有安装在泄放系统管线上的隔断阀都要满足以下要求：

- a) 阀门是全孔型。
- b) 阀门应适合管线服务级别。
- c) 阀门应当能够锁开或铅封。
- d) 当采用闸阀时，为防止阀杆下滑堵塞管路，在安装时阀杆应保持水平。或者，如果水平安装不行，可使阀杆向下倾斜水平偏角最大不超过 45°。

可以考虑将隔断阀漆成特殊的颜色或给出其他的标识。

当隔断阀安装在压力泄放阀的排放管线上时，应采取措施防止压力泄放阀和隔断阀之间的压力积聚（例如，采用释放阀）。安装释放阀时还应考虑到能够用来在系统进行检修之前对系统进行降压，如图 9 至图 11 所示。

压力泄放阀下面的隔断阀的典型安装图如图 9 至图 11 所示。

可以考虑增装一套泄压装置，这样当其中一个泄压装置损坏时另一个可以提供 100% 的泄放能力，图 10 和图 11 是这种安装方式的例子。要想法保存好备用阀门以保证其完整性，在安装之前要通过工作台的测试。

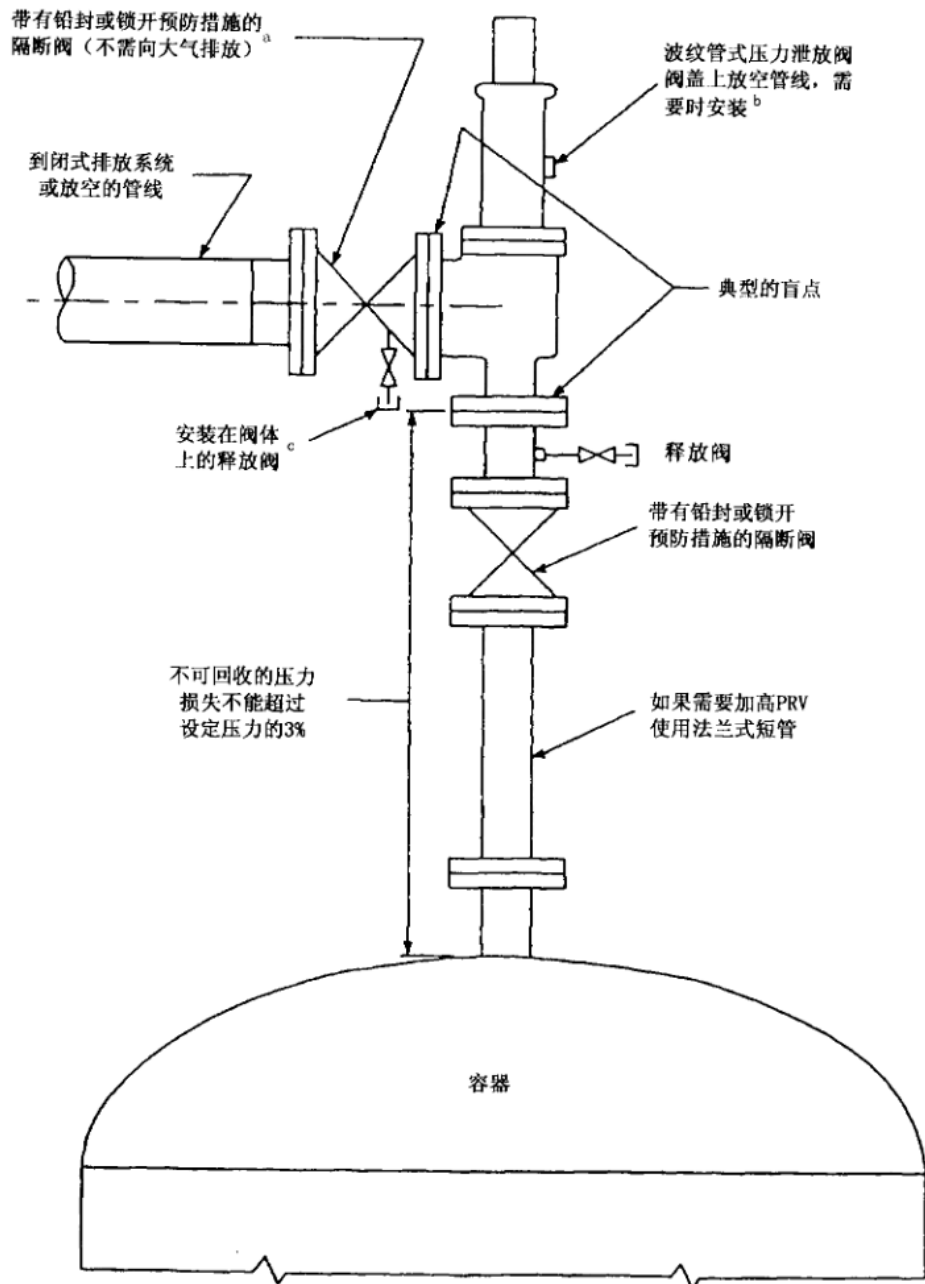
如果配备了备用泄放装置，也必须配备相应的与隔断阀的机械连锁或连锁程序，用于正确地开启和关闭隔断阀，以确保容器或设备的过压保护不打折扣。通常情况下备用泄压阀入口管线上的隔断阀是关闭的。

如果三通隔断阀的尺寸和入口压力降能够满足要求，也可以使用三通隔断阀。

### 4.4 安装隔断阀的例子

在压力泄放装置的下游安装隔断阀时可以安装在一套工艺单元的界区设备上，如图 12 所示。在界区设备上安装隔断阀的目的是为了允许将界区内工艺设备移走检修，而同时其他的工艺单元照常运转，并将泄压排放物继续排放到工厂主火炬系统。

同样，泄放系统的隔断阀还可以用于诸如压缩机、干盐机或聚结器这类的设备，这些设备都有备用并需要停止工作进行检修，而同时备用设备则进行工作（见图 13）。



<sup>a</sup> 见第4章。

<sup>b</sup> 见第5章。

<sup>c</sup> 另一种作法，可安装带短管的释放阀。

图9 带有隔断阀的压力泄放阀的典型安装图

#### 4.5 有关隔断阀的管理程序

应当制定严格的管理程序以防止由于疏忽而错误地关闭泄放管线上的隔断阀。这些程序应当要求这些阀门的开启和关闭须由被授权的人员专门负责。

所有泄放管线上能够隔断泄放阀的隔断阀都要列出清单，并要根据实际情况及时更新。对于那些需要锁定或铅封的阀门应当以书面形式列出其位置及原因。

应当对泄放管线上的隔断阀进行定期的检查，以核实阀门的位置、锁定或铅封装置的状态。

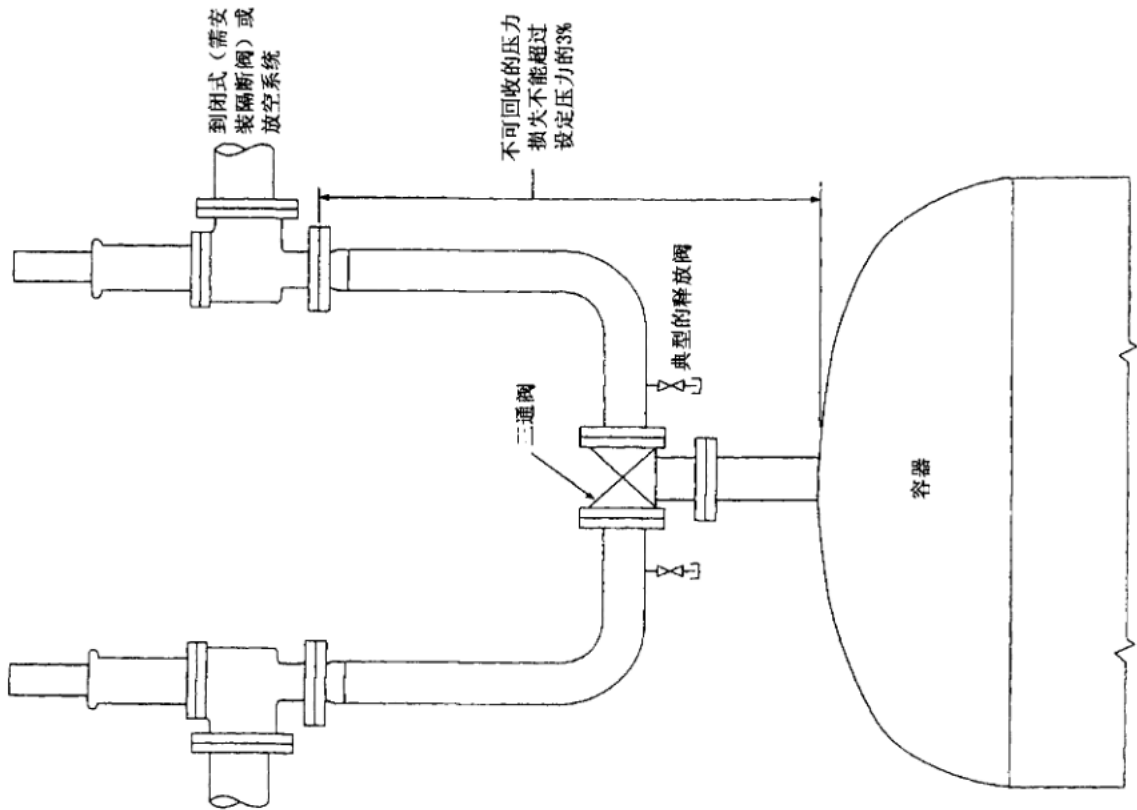
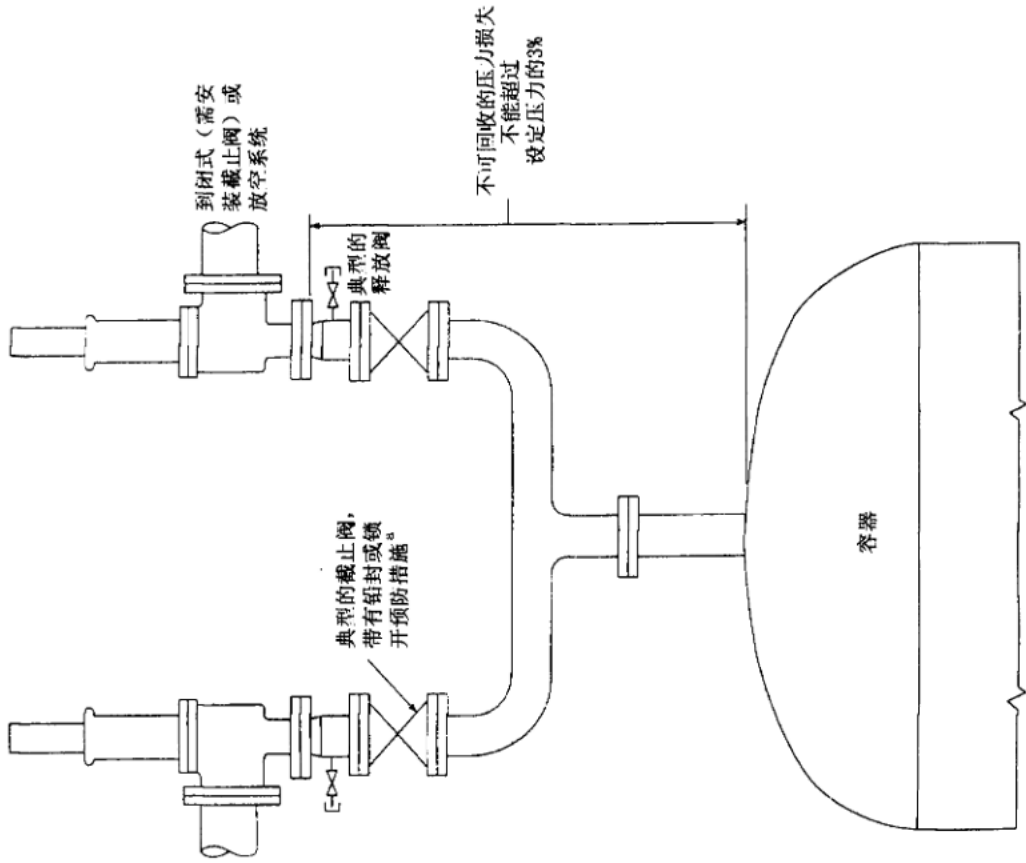
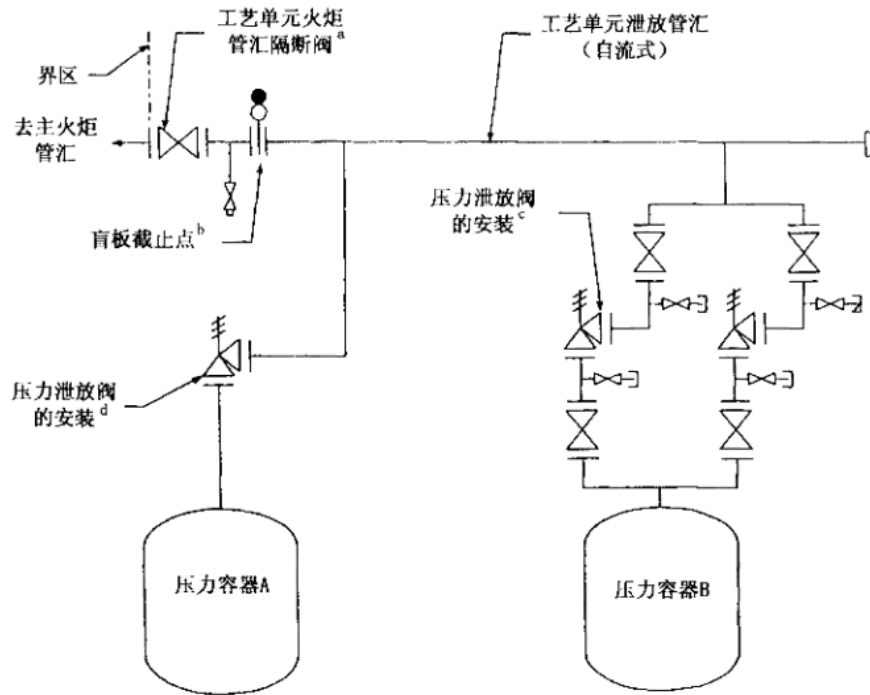


图 10 有 100% 备用泄放能力的压力泄放阀的典型安装布置图



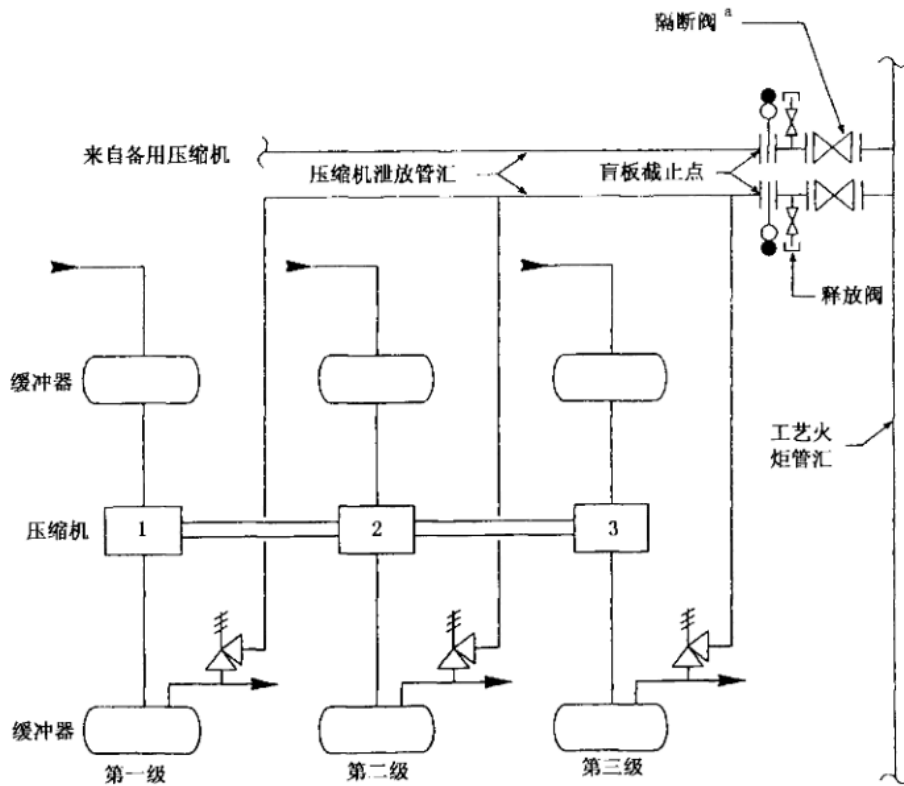
<sup>a</sup> 见第四章。

图 11 有 100% 备用泄放能力的压力泄放阀的另一种安装布置方式



- <sup>a</sup> 见 4.4。
- <sup>b</sup> 见图 8。
- <sup>c</sup> 见图 10 和图 11。
- <sup>d</sup> 见图 2 和图 9。

图 12 典型的火炬管汇隔断阀



- <sup>a</sup> 见 4.4。

图 13 典型的备用压缩机的隔断阀

## 第5章 阀盖或导阀放空管

### 5.1 常规压力泄放阀

下面是两种常规的压力泄放阀。

- a) 敞开弹簧式，通常用于水蒸气。
- b) 封闭弹簧式，封闭弹簧的阀盖的放空口通向压力泄放阀的排放系统。阀盖通常有一个螺纹的放空口，平常用螺栓封住。

### 5.2 平衡波纹管式压力泄放阀

平衡波纹管式压力泄放阀用于那些需要降低背压对阀门设定压力和泄放能力的影响的地方。这一点是通过平衡背压对阀盘上下两面的作用实现的。这要求弹簧在大气压力下进行操作。

波纹管式阀门的阀盖必须一直放空以确保阀门正常操作，并且能在波纹管发生故障时发出报警。放空设计必须避免冰、昆虫或其他障碍物引起的堵塞。当流体是易燃、有毒或腐蚀性介质时，阀盖放空应排放至安全地方。

### 5.3 平衡活塞式压力泄放阀

和平衡波纹管式压力泄放阀类似，平衡活塞阀式压力泄放阀也用于需要降低背压的影响的地方。正确的操作可以消除背压对阀盘反面和平衡活塞的影响。由于活塞面积和阀嘴基座面积相等，因此弹簧必须在大气压力下操作。

由于流体介质要流经活塞，所以平衡活塞式压力泄放阀的阀盖应一直在安全地带向大气放空。流经活塞进入阀盖的量取决于阀门出口和阀盖之间的压差。如果叠加背压或积聚背压较高，流经活塞的流量就会比较大。在设计阀盖的放空时必须考虑这一因素。

### 5.4 导阀控制的压力泄放阀

由于在操作条件下排放量小，故导阀在操作条件下一般向大气放空。若不允许向大气排放时，导阀的排放要么排放到排放管线，要么利用一辅助管系放空到安全地方。设计放空管时，除非导阀是平衡式的，否则应采取措施以避免导阀上可能产生的背压。

## 第6章 排液管

### 6.1 需要排液管的安装工况

压力泄放阀连接处一般不需要排液管。通向闭式系统的排放管线应能将液体自流排入液体排放点，因此阀门不需要设置排液管。若排放管线不能自流排液，并且阀门安装在其出口可能积聚液体的地方，这种情况下必须设置排液管。

### 6.2 安装排液管的安全作法

既然排液系统是整个放空系统的一部分，因此有关泄放系统注意的事项同样也适用于排液系统，即排液系统的安装应绝对不能反过来影响压力泄放阀的正常操作，易燃、有毒和腐蚀性流体介质必须排放到安全地方。

## 第7章 压力泄放装置的安装位置和方位

### 7.1 检查和维修

为了使压力泄放装置有最佳的操作性能，必须对其进行定期检查和维修。生产厂商的维修说明书和 API RP 576 中提供了各类专用压力泄放装置的详细的保养和维修方法。压力泄放装置的安装应容易靠近、拆卸和更换以便维修，压力泄放装置周围必须留有足够的空间。

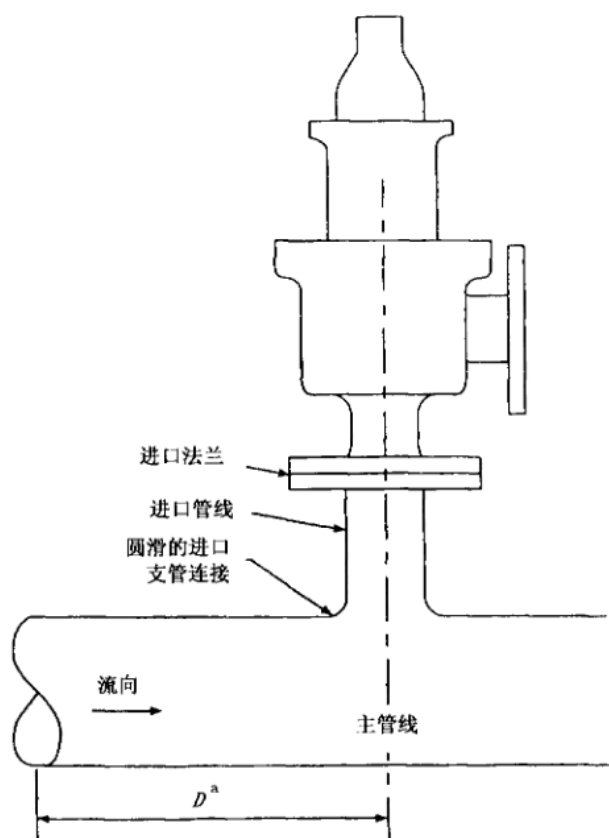
### 7.2 靠近压力源

压力泄放装置一般应紧靠被保护设备以便入口压力降不超过允许界限。例如，对于需要保护的压力容器，可能需要压力泄放装置直接安装在容器顶部的管嘴上；然而，在一些设备的压力源处存在着

压力波动现象（如变容压缩机出口管线上的阀门），其波峰值接近压力泄放装置的设定压力或爆破片的爆破压力，压力泄放装置就应安装在远离压力源并且压力较平衡的地方（参见第2章的有关部分）。

### 7.3 靠近其他装置

压力泄放装置不应当安装在有不稳定流动出现的地方（见图14）。泄放装置的入口分支连接点，即入口管线和主管线的连接处拐角应进行圆滑处理，以减小物流的湍流和阻力。



<sup>a</sup> 为避免不稳定流动， $D$  的长度通常不能低于 10 倍管径。

图 14 避免压力泄放阀进口不稳定流动的典型安装图

如果压力泄放装置入口分支连接点靠近设备会引起不稳定流动，连接点就应移至一定距离的下游以避免不稳定流动。7.3.1 至 7.3.3 讨论的是几个会引起不稳定流动的例子。

#### 7.3.1 减压站

压力泄放装置常用来保护减压阀的下游管系，因为下游管系常会产生湍流；系统中其他阀门和配件也会受到影响，这种情况不易判定，但是阀门进口处的不稳定流动必然引起阀门的不稳定。

#### 7.3.2 孔板与流量阀嘴

压力泄放装置安装在离孔板和流量阀嘴太近的位置将对其操作产生不利影响。

#### 7.3.3 其他阀门和配件

靠近其他管件如弯头等会产生湍流区从而对压力泄放装置造成不利影响。

### 7.4 安装方位

压力泄放阀应垂直向上安装，若以其他方式安装将会影响其正常操作。其他形式的安装应咨询厂商，因为其他形式的安装可能导致设定压力偏移并且降低阀座的紧密程度。

另外，以其他方式安装可能会造成液体在弹簧阀盖内积聚，这些液体如果在弹簧周围固化就会妨

碍阀的操作。

### 7.5 测试或提升杆

根据应用规范的要求，压力泄放阀应具有测试或提升杆。简单的提升杆应下垂，而且，提升杆不能与阀轴上的升举螺母接触。提升机构施加在阀轴上的负载会使阀门在低于设定压力值的情况下打开，应检查提升机构以确保其没有安置在阀轴上。

当需要测试杆非垂直安装或测试杆需远距离人工操作时，除非阀门是打开的，必须使测试杆平衡，以防止提升机构对阀轴的升举螺母施加任何力。

对于导阀控制压力泄放阀，取代提升杆而采用特定的措施，如连接导阀并施加适当的压力给导阀，以校验移动部件在正常操作允许的移动范围内能够自由地移动。

### 7.6 伴热和保温

对于高粘度流体材料，在冷却时可能会引起腐蚀，或者在压力泄放阀周围有固化的可能。在这种情况下就需要在入口和出口管线上采用适当的伴热或保温措施。当给阀门进行保温时，要确保不要将阀门的铭牌以及排放口或放空口包住。

## 第 8 章 螺栓和垫片

### 8.1 安装注意事项

安装压力泄放装置之前，应该对阀门法兰或爆破片夹持器法兰和与之相连的设备管嘴进行彻底清理，以消除任何可能导致阀门泄漏的杂物。若阀门太重难以用手轻松举起就需要借助于合适的装卸设备，但要避免损伤法兰垫片表面，在处理环接式垫片和舌槽环接式垫片的表面时应该特别注意不要损伤接合面。

### 8.2 根据工作要求选用合适的垫片和螺栓

选用的垫片尺寸必须适合具体法兰，并且必须完全适合压力泄放装置的进出口通径。

垫片、法兰面及螺栓必须满足有关压力和温度工作条件的要求。这些要求可查看其他国家标准和厂商的技术说明书。

当压力泄放系统中安装爆破片装置时，法兰垫片的材料和螺栓负荷应进行校核，为了能正常操作应遵守爆破片厂商的使用说明书。

## 第 9 章 具有分级设定压力的多个压力泄放阀

在一般情况下，对于一个设备只考虑根据处理最大事故状态下的泄放量选择一个压力泄放阀；然而，对于某些系统在轻微故障状态下仅部分流量必须通过压力泄放阀泄放。如果在压力泄放阀的设定压力下流体容量不足以维持流体的流动，压力泄放阀就会频繁动作并且降低其操作性能，阀门的严密复位能力也可能会受到影响。

如果在正常操作中上述的泄放量变化情况经常出现，则可采用多个具有分级设定压力的较小的压力泄放阀。这样设置，具有最低设定压力的泄放阀就可以处理最小的事故状态，其他泄放阀可以在需要泄放的量增大时而开启。

对于多级压力泄放阀的入口管线，多个阀门的公用管线的截面积至少要等于所连接的多个压力泄放阀的入口管线截面积的总和。

对于多级安装的压力泄放阀，要根据最大允许积聚压力确定阀门的设定压力，请见本标准第 1 章。

除了采用多级设定压力的多个压力泄放阀之外，采用可调式导阀控制的压力泄放阀是另一种选择。



## 第 10 章 安装前的处理和检验

### 10.1 压力泄放装置的保管和处理

由于阀体清洁是保障压力泄放阀的良好操作性能和密封性的必要条件，因此必须注意防止所有杂物污染阀门。阀门的进出口法兰应严密封闭。特别应该注意保持阀门入口的绝对干净，如果可能，压力泄放阀应当放在室内的货架上以隔离尘土和其他杂物。

压力泄放装置应小心处理，不应受到振动，否则阀门就会受到相当大的损伤或产生偏差，对于阀门则可能会影响其紧密性。

爆破片应当贮存在原包装内。

### 10.2 压力泄放阀的检验和测试

所有压力泄放阀安装前应目视检验。对于具体的阀门，有关的详细情况请查看厂商的使用说明手册。确保阀门法兰的所有保护材料和阀体、阀嘴内的所有外来杂物被彻底清除，平衡压力泄放阀的阀盖运输衬套必须去掉。阀门入口表面必须清理干净，因为附在阀嘴里面的杂质在阀门操作时会吹到阀座处，这样一些杂质可能会损伤阀座，或积聚在阀座之间而导致泄漏。安装前泄压阀应进行测试以核准其设定压力。

### 10.3 爆破片装置的检验

所有爆破片装置安装前都应根据厂商的使用说明手册彻底检验，爆破片夹持器基座表面必须干净、光滑并且无损伤。

爆破片必须进行基座表面机械损伤或膜片区域外形方面的检查，受损伤或压陷的爆破片不能使用，应根据厂商的推荐程序进行正确的安装和扭矩调整。

对于有刀片的翻转型爆破片，必须检查刀片是否有机机械损伤及其锋利程度，有损伤缺口或钝的刀片绝对不能使用。受损伤的爆破片夹持器必须更换。

### 10.4 系统安装前的检验和清洁

由于进入和通过压力泄放阀的杂质会对阀门造成损害，所以对阀门进行测试的系统和最终安装压力泄放阀的系统也必须检查和清洁。特别是新的系统易有焊接遗留物、管销和建造时无意中留下的其他杂质，它们在阀门开启时会损伤基座表面。阀门安装之前应该对系统进行彻底清扫。

在系统进行水压测试或气压测试之前应将压力泄放装置移走或者用盲板或关闭隔断阀将其与系统隔离。

如果使用了隔断阀，压力泄放装置的法兰应松开或安装释放阀，以防止隔断阀的意外泄漏损坏压力泄放装置。