

ICS

点击此处添加中国标准文献分类号

# 团 体 标 准

T/CNEA XXXX—XXXX

## 压水堆承压部件 设计与制造 第3部分：2、3级部件

Code for PWR pressure boundary components Design and Fabrication Part 3:  
Class 2&3 Components

点击此处添加与国际标准一致性程度的标识

(征求意见稿)

(本稿完成日期：)

XXXX – XX – XX 发布

XXXX – XX – XX 实施

中国核能行业协会 发布

目 次

目次 ..... II

前言 ..... IV

引言 ..... V

1 范围 ..... 1

2 规范性引用文件 ..... 1

3 术语和定义 ..... 4

4 总论 ..... 7

    4.1 本部分涉及的建造范围..... 7

    4.2 温度限制 ..... 7

    4.3 本部分适用管辖的边界范围..... 7

5 材料 ..... 12

    5.1 2、3 级部件用材料的通用要求 ..... 12

    5.2 2、3 级部件用铁素体钢材的试件和试样 ..... 15

    5.3 2、3 级部件用材料的断裂韧性要求 ..... 19

    5.4 焊接材料 ..... 26

    5.5 2、3 级部件用承压材料的检测和修补 ..... 26

    5.6 2、3 级部件金属材料制造单位的质量体系大纲 ..... 41

    5.7 2、3 级部件用材料的尺寸标准 ..... 41

6 设计 ..... 42

    6.1 设计总则 ..... 42

    6.2 容器的替代设计规则..... 55

    6.3 容器设计 ..... 93

    6.4 泵的设计 ..... 141

    6.5 阀门设计 ..... 179

    6.6 管路设计 ..... 191

    6.7 机械贯穿件 ..... 232

    6.8 常压贮罐的设计 ..... 233

    6.9 0~100kPa 贮罐的设计 ..... 247

7 制造和安装 ..... 267

    7.1 通用要求 ..... 267

    7.2 成形、切割和对中..... 268

    7.3 焊接评定 ..... 306

    7.4 指导焊缝的施焊、检测和返修的规则..... 314

    7.5 不适用 ..... 322

    7.6 热处理 ..... 322

    7.7 机械接头 ..... 323

    7.8 膨胀节 ..... 324

8 检测 ..... 326

    8.1 检测的通用要求 ..... 326

    8.2 焊缝的检测 ..... 329

    8.3 验收标准 ..... 336

    8.4 部件的最终检测及选点检测<sup>1)</sup> ..... 339

    8.5 无损检测人员要求..... 340

    8.6 膨胀节的检测要求..... 340

9 试验 .....	342
9.1 通用要求 .....	342
9.2 水压试验 .....	344
9.3 气压试验 .....	346
9.4 试验用压力表 .....	346
9.5 常压贮罐和 0–100kPa 贮罐.....	347
9.6 试验压力的特殊情况.....	349
9.7 确定设计压力的验证试验.....	350
10 超压保护 .....	356
10.1 通用要求 .....	356
10.2 超压保护报告 .....	359
10.3 释放量 .....	360
10.4 压力泄放装置的整定压力.....	361
10.5 压力释放阀和真空释放阀的运行和设计要求.....	361
10.6 非再闭式压力泄放装置.....	368
10.7 鉴定 .....	370
10.8 标记、印记和数据报告.....	384

## 前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020 的规定起草。

T/CNEA ××××《压水堆承压部件 设计与制造》与 T/CNEA ××××《压水堆承压部件 材料》、T/CNEA ××××《压水堆承压部件 焊接》、T/CNEA ××××《压水堆承压部件 无损检测》和 T/CNEA ××××《压水堆承压部件 设备设计制造》共同构成支撑《压水堆承压部件》本文件是 T/CNEA ××××《压水堆承压部件 设计与制造》的第 3 部分。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中国核能行业协会提出并归口，技术支持单位为上海核工程研究设计院有限公司、核工业标准化研究所、苏州热工研究院有限公司。

本部分起草单位：上海核工程研究设计院有限公司、中机生产力促进中心、核工业标准化研究所、中国核动力研究设计院、中广核工程有限公司、上海电气核电集团有限公司、哈电集团（秦皇岛）重型装备有限公司、东方电气（广州）重型机器有限公司、中国一重集团有限公司、中国机械工业联合会。

本部分起草人：矫明、谭鹏程、尤岩、黄庆、高永建、宋煜、张志超、张兴、王秉熙、姚俊俊、倪依雨、顾春辉、张宏伟、盛旭婷、李亭、李雪民、孙永刚、李蕤、杨铁成、刘强、魏占超、李超联、苏桐。

本部分为首次发布。



# 引 言

T/CNEA ××××《压水堆承压部件 设计与制造》旨在规范我国压水堆核电厂核承压部件的设计与制造，拟由八个部分构成。

- 第 1 部分：通用要求。目的在于规定用于压水堆核电厂物项的材料、设计、制造、安装、检测、试验、检验与超压保护等的通用要求。
- 第 2 部分：1 级部件。目的在于规定压水堆核电厂 1 级部件的设计、制造、安装、检测、试验、验收和超压保护要求。
- 第 3 部分：2、3 级部件。目的在于规定压水堆核电厂 2、3 级部件的设计、制造、检验、试验和验收要求。
- 第 4 部分：钢制安全壳及贯穿件。目的在于规定压水堆承压部件钢制安全壳及贯穿件的材料、设计、制作、检测、试验和验收要求。
- 第 5 部分：支承件。目的在于规定压水堆核电厂支承件的材料、设计、制造、检验、试验和验收要求。
- 第 6 部分：堆芯支承结构。目的在于规定支承结构的材料、设计、制造、检测等方面的要求。
- 第 7 部分：混凝土安全壳。目的在于规定预应力混凝土和钢筋混凝土安全壳的材料、设计、制作、建造、检测、试验、标志、印记、编制报告以及安全壳结构整体性试验和密封性试验的要求。
- 第 8 部分：辅助规则。目的在于规定压水堆承压部件设计与制造的辅助规则，是压水堆承压部件设计与制造团体标准其它部分的必要补充，用于对其他各部分适用部件设计与制造标准的使用提供进一步支持。

# 压水堆承压部件 设计与制造 第3部分：2、3级部件

## 1 范围

T/CNEA XXXXX的本部分规定了压水堆核电厂2、3级部件的设计、制造、检验、试验和验收要求。  
T/CNEA XXXXX的本部分适用于压水堆核电厂2、3级部件。

## 2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件，仅注日期的版本适用于本文件。  
凡是不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

HAF 602	民用核安全设备无损检验人员资格管理规定
HAF 603	民用核安全设备焊接人员资格管理规定
GB/T 229	金属材料夏比摆锤冲击试验方法
NB/T 20004	核电厂核岛机械设备材料理化检验方法
HG/T 20614	钢制管法兰、垫片、紧固件选配规定(PN系列)
HG/T 20635	钢制管法兰、垫片、紧固件选配规定(Class系列)
T/CNEA XXX. 1-XXXX	压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求
T/CNEA XXX. 2-XXXX	压水堆承压部件 设计与制造 第2部分：1级部件
T/CNEA XXX. 5-XXXX	压水堆承压部件 设计与制造 第5部分：支承件
T/CNEA XXX. 8-XXXX	压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则
T/CNEA XXX. 1-XXXX	钢锻件通用要求
T/CNEA XXX. 2-XXXX	高温承压件用合金钢锻件
T/CNEA XXX. 3-XXXX	要求缺口韧性试验的管道零部件用碳钢和低合金钢锻件
T/CNEA XXX. 4-XXXX	压力容器用经真空处理的淬火加回火碳钢和合金钢锻件
T/CNEA XXX. 5-XXXX	高温承压零件用奥氏体不锈钢锻件
T/CNEA XXX. 6-XXXX	压力容器用钢板通用要求
T/CNEA XXX. 7-XXXX	中、低温压力容器用碳钢板
T/CNEA XXX. 8-XXXX	压力容器用淬火加回火锰钼和锰钼镍合金钢板
T/CNEA XXX. 9-XXXX	压力容器用经热处理的碳锰硅钢板
T/CNEA XXX. 10-XXXX	中、低温压力容器用热处理的碳锰硅钢板
T/CNEA XXX. 11-XXXX	铬-镍不锈钢复合钢板
T/CNEA XXX. 12-XXXX	热锻轧的碳钢和合金钢棒材通用要求
T/CNEA XXX. 13-XXXX	高温或承压件、或高温并承压件用热加工合金钢棒材
T/CNEA XXX. 14-XXXX	不锈钢棒材、钢坯及锻件通用要求
T/CNEA XXX. 15-XXXX	高温用锻制或轧制合金钢和不锈钢公称管道法兰、锻制管配件、阀门和零件
T/CNEA XXX. 16-XXXX	锅炉和其他压力容器用不锈钢棒材和型材
T/CNEA XXX. 17-XXXX	热轧和冷精整的时效硬化不锈钢和耐热钢棒材及型材
T/CNEA XXX. 18-XXXX	高温或高压及其他特殊用途用合金钢和不锈钢螺栓材料
T/CNEA XXX. 19-XXXX	专门用途碳钢和合金钢公称管通用要求
T/CNEA XXX. 20-XXXX	高温用无缝碳钢公称管
T/CNEA XXX. 21-XXXX	碳钢、铁素体合金钢和奥氏体合金钢管通用要求

T/CNEA XXX. 22-XXXX	高温用无缝铁素体合金钢管
T/CNEA XXX. 23-XXXX	不锈钢和耐热钢轧制钢板、薄板及钢带通用要求
T/CNEA XXX. 24-XXXX	压力容器和一般用途用耐热铬及铬镍不锈钢板、薄板和钢带
T/CNEA XXX. 25-XXXX	轧制结构钢棒材、钢板、型材和板桩的通用要求
T/CNEA XXX. 26-XXXX	中、高温用锻制碳钢和合金钢管道配件
T/CNEA XXX. 27-XXXX	高温高压螺栓用碳钢和合金钢螺母
T/CNEA XXX. 28-XXXX	特殊用途合金钢螺栓连接材料
T/CNEA XXX. 29-XXXX	高温用膨胀系数与奥氏体钢相近的紧固件材料
T/CNEA XXX. 30-XXXX	低温用无缝和焊接公称钢管
T/CNEA XXX. 31-XXXX	常温和低温用电熔化焊公称管
T/CNEA XXX. 32-XXXX	热交换器用奥氏体不锈钢无缝钢管
T/CNEA XXX. 33-XXXX	奥氏体不锈钢无缝钢管
T/CNEA XXX. 34-XXXX	高温中央电站用奥氏体不锈钢无缝钢管
T/CNEA XXX. 35-XXXX	冷凝器及热交换器用镍基合金无缝管
T/CNEA XXX. 36-XXXX	镍-铬-铁无缝合金管
T/CNEA XXX. 37-XXXX	镍-铬-铁合金板、薄板和带材
T/CNEA XXX. 38-XXXX	镍合金锻件
T/CNEA XXX. 39-XXXX	镍-铬-铁合金杆材、棒材和线材
T/CNEA XXX. 40-XXXX	高温用沉淀硬化镍合金棒材、锻件和锻坯
T/CNEA XXX. 1-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第1部分：焊接通用要求
T/CNEA XXX. 2-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定
T/CNEA XXX. 3-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第3部分：产品焊接
T/CNEA XXX. 4-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第4部分：焊接材料验收
T/CNEA XXX. 5-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第5部分：不锈钢手工电弧焊焊条
T/CNEA XXX. 6-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第6部分：不锈钢焊丝
T/CNEA XXX. 7-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第7部分：不锈钢堆焊用焊带和焊剂
T/CNEA XXX. 8-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第8部分：不锈钢焊丝和焊剂
T/CNEA XXX. 9-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第9部分：镍基合金手工电弧焊焊条
T/CNEA XXX. 10-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第10部分：镍基合金堆焊用焊带和焊剂
T/CNEA XXX. 11-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第11部分：镍基合金焊丝
T/CNEA XXX. 12-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第12部分：碳钢手工电弧焊焊条
T/CNEA XXX. 13-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第13部分：碳钢气体保护焊焊丝
T/CNEA XXX. 14-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第14部分：埋弧焊用碳钢焊丝和焊剂
T/CNEA XXX. 15-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第15部分：埋弧焊用低合金钢焊丝和焊剂
T/CNEA XXX. 16-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第16部分：低合金钢手工电弧焊焊条
T/CNEA XXX. 17-XXXX	压水堆承压部件 焊接 第17部分：低合金钢气体保护焊焊丝
T/CNEA XXX. 1-XXXX	压水堆承压部件 无损检测 第1部分：通用要求
T/CNEA XXX. 2-XXXX	压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测
T/CNEA XXX. 3-XXXX	压水堆承压部件 无损检测 第3部分：射线检测
T/CNEA XXX. 4-XXXX	压水堆承压部件 无损检测 第4部分：渗透检测
T/CNEA XXX. 5-XXXX	压水堆承压部件 无损检测 第5部分：磁粉检测
T/CNEA XXX. 6-XXXX	压水堆承压部件 无损检测 第6部分：涡流检测
T/CNEA XXX. 7-XXXX	压水堆承压部件 无损检测 第7部分：目视检测
T/CNEA XXX. 8-XXXX	压水堆承压部件 无损检测 第8部分：泄漏检测

ASME B&PVC Section XI 核电厂部件在役检查规则 (Rules for In-service Inspection of Nuclear Power Plant Components)

ANSI B1.1 统一英制螺纹(UN和UNR 牙型)(Unified Inch Screw Threads (UN and UNR Thread Form))

ANSI B16.5 管法兰和法兰管件(NPS1/2至NPS24)(Pipe Flanges and Flanged Fittings NPS 1/2 Through NPS 24 Metric/Inch Standard)

ANSI B16.9 锻钢对接焊管件(Factory-Made Wrought Buttwelding Fittings)

ANSI B16.11 承插焊和带螺纹的锻钢配件(Forged Fittings, Socket-Welding And Threaded)

ANSI B16.28 钢制对焊小半径弯管和回转管(Wrought Steel Buttwelding Short Radius Elbows and Returns)

ANSI B16.34 法兰、螺纹和焊接端连接的阀门(Valves-Flanged Threaded, And Welding End)

ANSI B95.1 减压装置的术语(Terminology For Pressure Relief Devices)

ASME PTC 25 压力释放装置(Pressure Relief Devices)

### 3 术语和定义

#### 3.1 压力 pressure

指垂直作用于流体或固体界面单位面积上的力。

#### 3.2 设计压力 design pressure

在设计技术规格书中规定的与设计限制相应的压力值。

#### 3.3 试验压力 test pressure

压力试验期间，容器顶部的压力。

#### 3.4 计算厚度 calculated thickness

按各章公式计算得到的厚度。

#### 3.5 设计厚度 design thickness

计算厚度与腐蚀裕量之和。

#### 3.6 名义厚度 nominal thickness

设计厚度加上钢材厚度负偏差后向上圆整至钢材标准规格的厚度。

#### 3.7 有效厚度 effective thickness

名义厚度减去腐蚀裕量和钢材厚度负偏差。

#### 3.8 金属最低使用温度 lowest service metal temperature

在核电厂运行期间，设备使用中金属可能遇到的最低温度，

#### 3.9 热成形 hot deformed

材料在温度高于56℃但低于材料下相变温度时的成形。

#### 3.10 应力强度 stress intensity

应力强度是组合应力的当量强度，应力强度定义为最大剪应力的两倍。换句话说，应力强度是在给定点上的代数最大主应力与代数最小主应力之差。拉应力为正值，压应力为负值。

#### 3.11 总体结构不连续 gross structural discontinuity

总体结构不连续是一种几何或材料的不连续，它影响承压构件沿整个壁厚的应力或应变分布。总体结构不连续性应力是实际应力分布的一部分，当沿壁厚积分时，该部分得到纯弯曲和纯薄膜力的合力。总体结构不连续的例子有：封头与壳体的连接、法兰与壳体的连接、接管以及不等直径或不等厚度的壳体间的连接。

#### 3.12 局部结构不连续 local structural discontinuity

局部结构不连续是一种几何或材料的不连续，它影响沿部分壁厚的应力或应变分布。这种与局部不连续有关的应力分布只引起非常局部的变形或应变，对壳型不连续变形没有显著的影响。例如：小的圆角半径、小的附件及部分焊透的焊缝。

### 3.13 法向应力 normal stress

法向应力是垂直于参考平面的应力分量，也称为正应力。通常法向应力沿部件的厚度方向的分布是不均匀的，因此可以认为此应力由两部分分量所组成，一部分是均匀分布且等于所考虑厚度上应力的平均值，另一部分是偏离平均值且随厚度方向变化的应力值。

### 3.14 剪应力 shear stress

剪应力是与参考平面相切的应力分量。

### 3.15 薄膜应力 membrane stress

薄膜应力是均匀分布的法向应力分量，其值等于沿所考虑截面厚度方向应力的平均值。

### 3.16 弯曲应力 bending stress

弯曲应力是法向应力的变化分量。沿厚度方向的变化可以是线性的，也可以不是线性的。

### 3.17 一次应力 primary stress

一次应力是所施加载荷产生的任何法向应力或剪应力，它是为了满足外力或内力以及力矩的平衡规律所必需的。一次应力的基本特性是非自限的，当一次应力大大超过屈服强度时，它会引起失效或至少会引起总体变形。热应力不按一次应力分类。一次薄膜应力分为总体的和局部的两类，总体一次薄膜应力在结构中是这样分布的一种应力：由于发生屈服时不会引起载荷的重新分配。一次应力的例子有：

- a) 由于内压或其他分布活载荷在圆柱形壳体或球形壳体中引起的总体薄膜应力；
- b) 由于压力的作用，在平封头中央部分引起的弯曲应力。

### 3.18 局部一次薄膜应力 local primary membrane stress

与荷载传递到结构其他部分时不连续效应如不加以限制所产生的过量变形有关的，由压力或其它机械荷载产生的薄膜应力。

### 3.19 二次应力 secondary stress

二次应力是由于相邻材料的约束或者由于结构本身的约束而引起的法向应力或剪应力。二次应力的基本特性是自限的，局部屈服和微小变形能满足成为引起应力的条件，这种应力的一次作用不会产生预计的失效。二次应力的例子有：

- a) 总体热应力；
- b) 总体结构不连续处的弯曲应力。

### 3.20 峰值应力 peak stress

峰值应力是由于包括应力集中效应（如果有的话）在内的局部不连续或局部热应力而附加于一次应力与二次应力之和上的应力增量。峰值应力的基本特性是不引起任何显著的变形，只是在作为可能生成疲劳裂纹或脆性断裂的根源时才是有害的。如果它不引起明显的变形，虽不是高度集中局部范围的应力也可归属于本类。峰值应力的例子有：

- a) 碳钢部件上奥氏体钢堆焊层内的热应力；
- b) 引起疲劳但不引起变形的某些热应力；
- c) 局部结构不连续处的应力；
- d) 热冲击产生的表面应力。

### 3.21 荷载应力 load stress

载荷控制的应力是由于一种载荷的作用引起的应力，如内压、惯性载荷或重力的影响等所引起的应力，其大小不会由于位移而减小。

### 3.22 热应力 thermal stress

由温度不均匀分布或热膨胀系数不同而引起的一种自平衡应力。

**注：**为了确定许用应力，依照发生变形所取部位的体积或面积，可分为下面a)和b)所述的两种类型的热应力。

- a) 总体热应力，它与产生总体热应力的结构变形有关。例如：  
圆筒形壳体上由轴向温度分布产生的应力；  
接管和与其相连的壳体之间由温度差产生的应力；  
圆筒形壳体上由径向温度分布产生的当量线性应力。
- b) 局部热应力，它与不同热膨胀几乎完全被限制有关，因而不产生显著的变形，这种热应力只在疲劳分析时考虑。在评定局部热应力时，应采用塑性分析的规程。例如：  
容器壁上小热点的应力；  
圆筒形壳体上由于径向温度分布引起的实际应力与当量线性应力之差；  
膨胀系数不同于母材的堆焊层材料内的热应力。

### 3.23 总应力 total stress

总应力是一次应力、二次应力和峰值应力的总和。识别单独作用的每一种应力，对确定适当的应力限制是重要的。

### 3.24 安定性 shakedown

没有持续的塑性变形循环。

### 3.25 自由端位移 free end displacement

如果固定的附件和与它所连接的管道可分开并允许移动，则这两个构件之间发生的相对运动构成自由端位移。

### 3.26 使用循环 service cycle

新工况的起始和建立，随后又回复到循环开始时的工况。

### 3.27 应力循环 stress cycle

应力循环是交变应力差，从初始值经过一个代数最大值至一个代数最小值随后再回到初始值的一种工况。一个单独的运行循环可引起一个或多个应力循环。动态效应也应认为是应力循环。

## 4 总论

### 4.1 本部分涉及的建造范围

- a) 本部分包含了建造 2、3 级部件所要求的材料、设计、制造、检测、试验、超压保护编写报告等方面的规则。
- b) 本部分的规则涉及物项强度和承压边界的完整性，其失效会侵害承压边界。本规则只涉及载荷造成的应力，并不包括在使用中由于材料的腐蚀、辐照效应或不稳定而可能引起的退化。T/CNEA XXX. 1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》1. 1. 1 对本部分规则作了进一步的限定。
- c) 本部分并未包括 2、3 级容器和贮罐的全部建造细节的规则。取得国务院核安全监管部门认可的单位应提出符合本部分规则的建造细节，这些建造细节应经业主或其代理人批准，并由专业责任工程师认可。

### 4.2 温度限制

容器可以采用 6.3 的标准设计方法，或采用 6.2 的替代设计规则来设计。后者允许采用 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A. 3、A. 4、A. 6 所列的较高设计应力强度值来进行分析。

### 4.3 本部分适用管辖的边界范围

#### 4.3.1 部件的边界

设计技术规格书应规定部件与所连接的管道或其他部件的边界范围。该边界不应比下列范围更接近于容器、储罐、泵或阀门：

- a) 焊接连接件的第一道环焊缝接头（连接焊缝应认为是管道的一部分）；
- b) 螺栓连接件的第一个法兰面（螺栓应认为是管道的一部分）；
- c) 螺钉连接件的第一个螺纹接头。

#### 4.3.2 部件和附件之间的边界

##### 4.3.2.1 附件

- a) 附件是指与部件承压部分的内部或外部相接触或相连接的元件。
- b) 附件可以有承压功能或非承压功能。
  - 1) 承压功能附件包括的物项如：
    - (1) 加强件；
    - (2) 支管或容器开孔补强件。
  - 2) 非承压功能附件包括的物项如：
    - (1) 阀门导套、隔热套管和转动叶片；
    - (2) 容器鞍座、支承件和抗剪吊耳、托架、裙座和部件支承件载荷路径内的其他物项。
- c) 也可以有结构性功能或非结构性功能。
  - 1) 结构性功能附件（结构附件）：
    - (1) 执行承压功能；
    - (2) 在部件支承载荷路径上的附件。
  - 2) 非结构性功能附件（非结构附件）：
    - (1) 不执行承压功能；



(2) 不在为部件支承载荷路径上的附件；

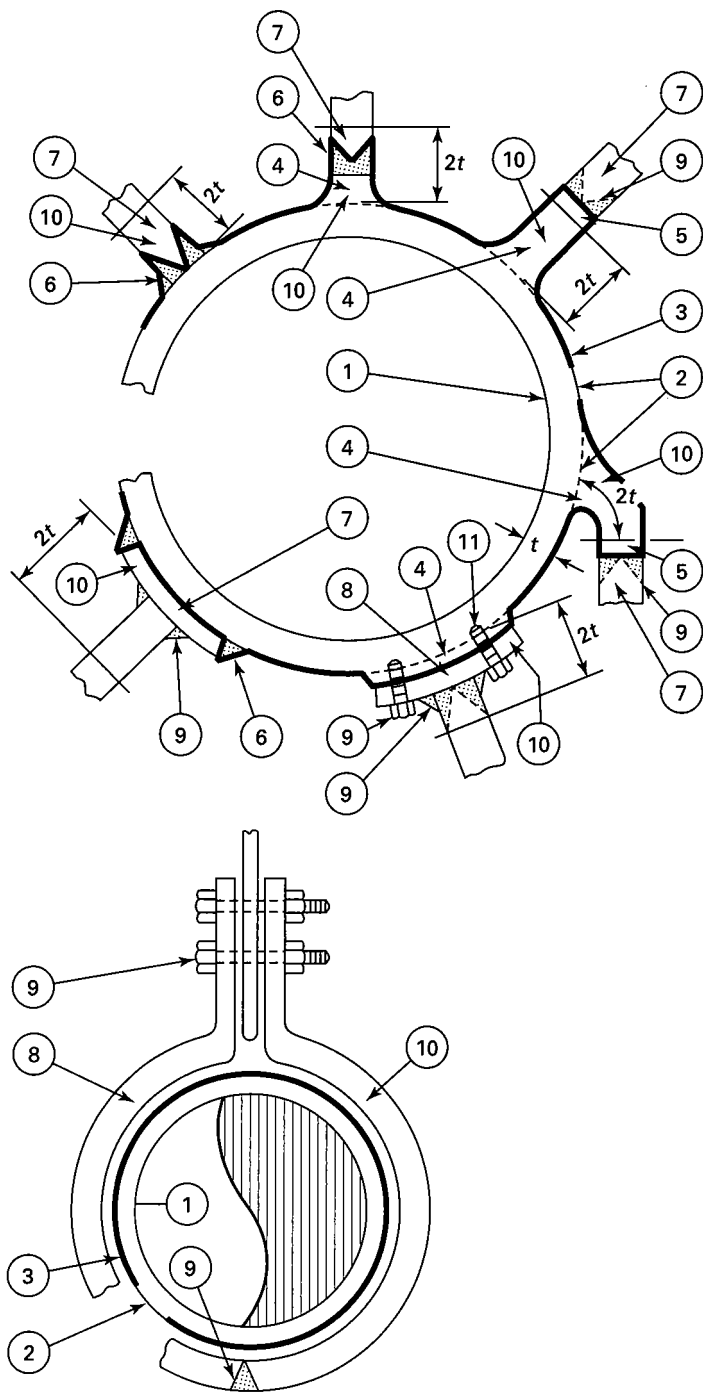
(3) 可以是永久性或临时性附件。

非结构性功能附件包括如铭牌、保温层支承件、定位块和起吊用的吊耳。

#### 4.3.2.2 管辖界线

设计技术规格书规定的承压部件和附件之间的管辖界线不应比下列a)到g)所定义的范围更接近部件承压边界部位。图4-1到图4-3详细说明了本部分的边界和建造要求。

- a) 与部件用铸造或锻造连接的附件以及在部件表面的堆焊都应认为是部件的一部分。
- b) 有承压功能的附件、焊缝和紧固件应认为是部件的一部分。
- c) 除了以下 d) 和 e) 的规定外，承压部件和非承压功能的附件之间的边界应归于部件的表面。
- d) 非承压结构附件与部件的第一道连接焊缝应认为是部件的一部分——除非焊缝离部件的承压部位大于  $2t$  ( $t$  是承压材料的名义厚度)。离部件承压部位大于  $2t$  以外，则第一道焊缝应认为是附件的一部分。
- e) 焊接非结构附件到部件的第一道连接焊缝应认为是附件的一部分。离部件承压部位  $2t$  或以内的第一道焊缝应符合 7.4.3 的要求。
- f) 用于连接非承压附件到部件的机械紧固件应认为是附件的一部分。
- g) 设计技术规格书有规定时，边界可设置于离上述 a) 到 f) 定义的部件承压部位更远的位置。

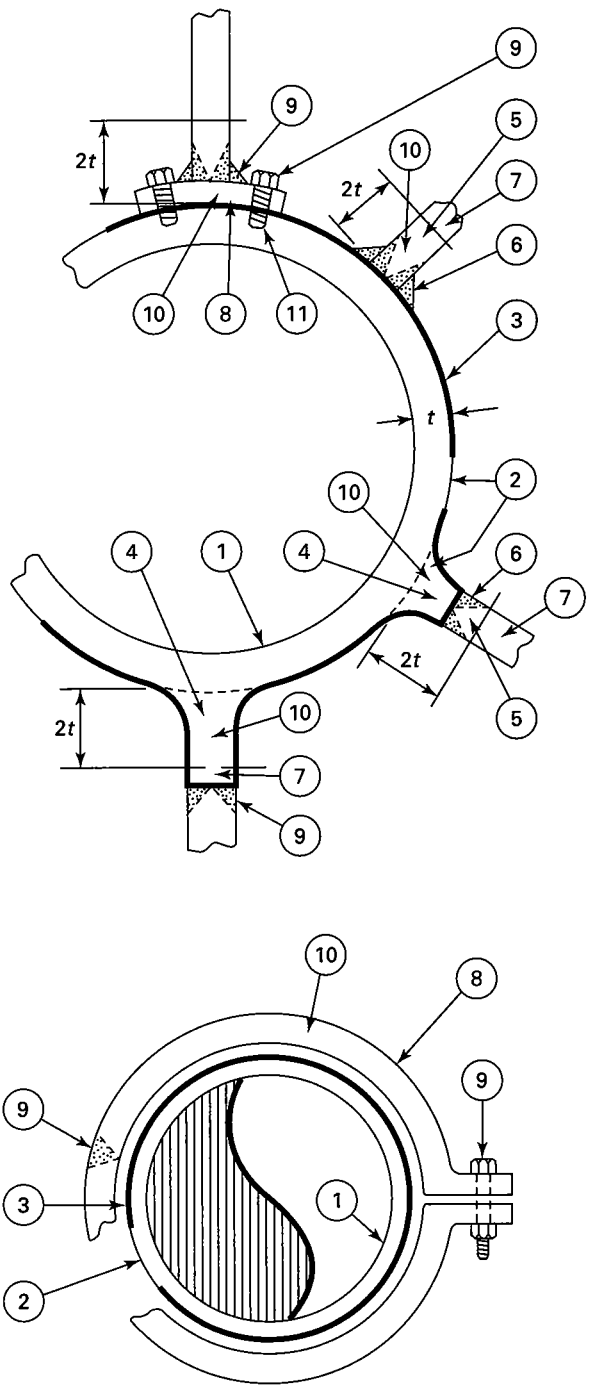


- ① 设备应符合本部分的要求。
- ② 设备的承压部位。
- ③ 管辖界线（粗线条）。
- ④ 铸造或锻造附件或堆焊层应符合本部分的要求。
- ⑤ 离设备承压部位大于  $2t$  的焊接或附件可用 T/CNEA XXX. 5-20XX 《压水堆承压部件设计与制造 第 5 部分：支承件》第 6 章设计的设计规则代替第 6 章的设计规则。
- ⑥ 离设备承压部位小于或等于  $2t$  的第一道连接焊缝应符合本部分的要求。
- ⑦ 离设备承压部位  $2t$  以上或超过第一道连接焊缝，附件应符合 T/CNEA XXX. 5-20XX 《压水堆承压部件设计与制造 第 5 部分：支承件》的要求<sup>a</sup>。
- ⑧ 支承的、夹紧的或紧固的附件应符合 T/CNEA XXX. 5-20XX 《压水堆承压部件设计与制造 第 5 部分：支承件》的要求<sup>a</sup>。
- ⑨ 附件的连接应符合 T/CNEA XXX. 5-20XX 《压水堆承压部件设计与制造 第 5 部分：支承件》的要求<sup>a</sup>。
- ⑩ 离设备承压部位小于或等于  $2t$  时，附件与设备的相互作用应依据符合 6.1.3.5 要求考虑。
- ⑪ 钻孔应符合本分卷的要求。

注：这些草图是表示管辖范围上的概念，而不应认为是推荐图。

<sup>a</sup> 如果附件是一种中间元件 T/CNEA XXX. 5-20XX 《压水堆承压部件设计与制造 第 5 部分：支承件》第 4.1.1 节，则它的材料、设计和连接不属于本卷管辖范围。

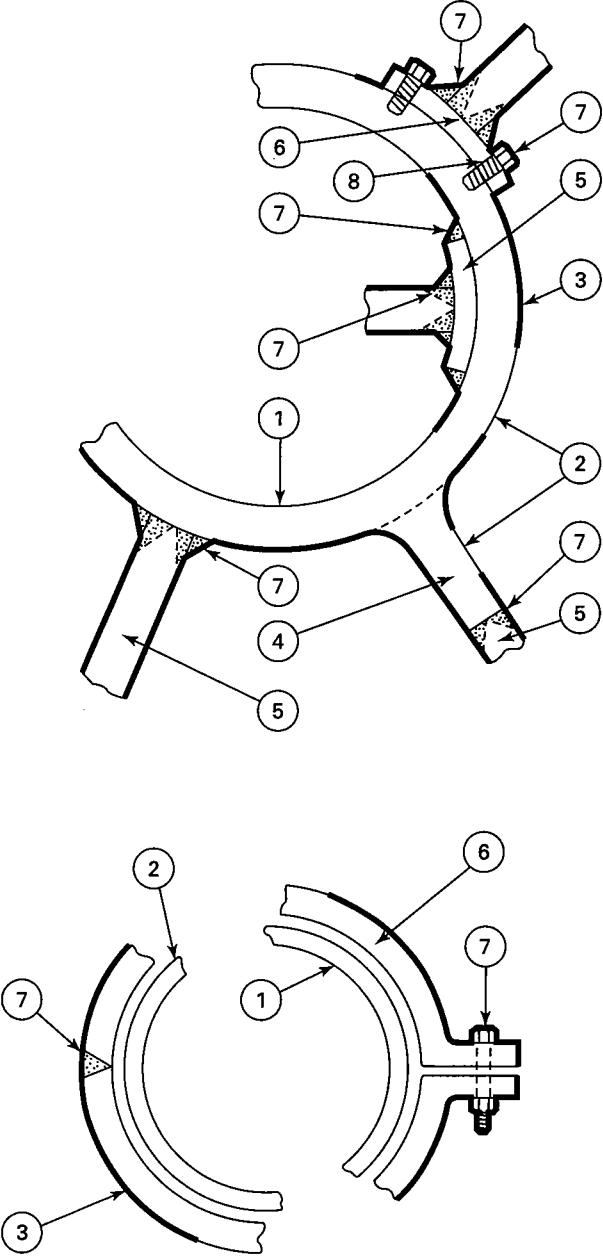
图4-1 在部件支承载荷轴线上不执行承压功能的附件



- ① 部件应符合本部分的要求。
- ② 部件的承压部位。
- ③ 管辖界线（粗线条）。
- ④ 铸造或锻造的附件或堆焊层应符合本部分要求。
- ⑤ 离部件承压部位等于或小于  $2t$  时，第一道焊接非结构附件的材料应符合 5.1.9 的要求；设计不属于本卷管辖范围。
- ⑥ 离部件承压部位等于或小于  $2t$  的第一道连接焊缝应符合 7.4.3 的要求。
- ⑦ 离部件承压部位  $2t$  以上时，非结构附件不属于本卷管辖范围。
- ⑧ 支承的、夹紧的或紧固的非结构附件不属于本卷管辖范围。
- ⑨ 非结构附件的连接不属于本卷管辖范围。
- ⑩ 离部件承压部位等于或小于  $2t$  时，部件与非结构附件的相互作用应根据 6.1.3.5 要求考虑。
- ⑪ 钻孔应符合本部分的要求。

注：这些草图是表示管辖范围上的概念，而不应认为是推荐图。

图4-2 不执行承压功能而且不在部件支承载荷路径上的附件（非结构附件）



- ①部件应符合本部分的要求。
- ②部件的承压部位。
- ③管辖界线（粗线条）。
- ④铸造或锻造附件或堆焊层应符合本部分的要求。
- ⑤焊接附件应符合本部分的要求。
- ⑥支承的、夹紧的或紧固的连接件应符合本部分的要求。
- ⑦附件连接应符合本部分的要求。
- ⑧钻孔应符合本部分的要求。

注：这些草图是表示管辖范围上的概念，而不应认为是推荐图。

图4-3 执行承压功能的附件

## 5 材料

### 5.1 2、3 级部件用材料的通用要求

#### 5.1.1 厚度定义

在本章中提到术语厚度，为了使用明确起见，名义厚度的定义如下：

- a) 板材-厚度是指横向的短边尺寸；
- b) 锻件-厚度的定义如下：
  - 1) 空心锻件-名义厚度是指内外表面间测得的厚度（即径向厚度）；
  - 2) 圆饼锻件（轴向长度小于外径）——名义厚度是指轴向长度；
  - 3) 扁平环形锻件（轴向长度小于径向厚度）——当轴向长度等于和小于 50mm 时，轴向长度即为名义厚度；当轴向长度大于 50mm 时，径向厚度即为名义厚度；
  - 4) 矩形实心锻件-矩形的最小尺寸即为名义厚度。
- c) 铸件
  - 1) 对于断裂韧性试验厚度  $t$  的定义是连接管的名义管壁厚度；
  - 2) 热处理厚度  $t$  的定义是铸件承压壁的厚度（设计师指明的非承压法兰和部件除外）。

#### 5.1.2 2、3 级部件用承压材料

##### 5.1.2.1 2、3 级部件许用的材料标准

- a) 承压材料应符合 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A. 1、表 A. 2 和表 A. 5 中所列标准的要求，还应符合本章的适用要求。执行承压功能的附件应是承压材料。  
对于按 6.2 设计的 2 级部件用容器，仅限于使用 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A. 3、表 A. 4 和表 A. 6 中（包括表中所有适用的注释内容），以及下列 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A. 3、表 A. 4 和表 A. 6 中覆盖层板制品规格所组成的材料：T/CNEA XXX. 11-20XX《压水堆承压部件 材料 第 11 部分：铬-镍不锈钢复合钢板》。
- b) 本章的要求不适用于与部件承压功能无关的物项材料，如轴类、杆件、机框、喷嘴、轴承、衬套、弹簧、耐磨板，也不适用于密封、填料、垫片、阀座和陶瓷绝缘材料，以及在电气贯穿组件中作密封材料用的特殊合金。
- c) 下列部件材料可不按 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A. 1、表 A. 2 和表 A. 5 中规定的标准制造：
  - 1) 安全阀阀盘和外阀体结构内部接管；
  - 2) 调节阀阀盘和阀壳（该阀仅用于流量调节）；
  - 3) 进口接管等于或小于 DN50 的管道阀门的阀盘。
- d) 对于等于或小于 DN 25 的仪表管路配件和阀门的材料，其材料标准可不同于 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A. 1~表 A. 8 的规定；但这些配件需满足 6.6.6.1.4（3 级部件：6.5.6.1.4）的要求，该阀门需满足 6.5（3 级部件：6.4）要求，并应由管道系统的设计师确定适用于使用工况的材料。
- e) 在物项制造中所使用的焊接材料材料，应满足 T/CNEA XXX-XXXX《压水堆承压部件 焊接》第 5 部分至第 17 部分的规定（T/CNEA XXX. 2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第 2 部分：焊接工艺评定》另有允许则除外），同时还应满足本章的适用要求。本章的要求不适用于在焊接接头中用作垫环或垫板的材料。

本章要求不适用于厚度等于或小于母材厚度 10% 的硬质合金表面堆焊层或耐蚀金属堆焊层（见 6.1.2.2）。

#### 5.1.2.2 同许用的材料标准相矛盾的特殊要求

当本章规定的特殊要求同材料标准要求 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》6.1.3.1.5 有矛盾时，应以本章所规定的特殊要求为准。当特殊要求中包括材料标准中也要求的检测、试验或处理时，则检测、试验或处理只需进行一次。要求的无损检测应按 5.5 节中对每种产品形式所作的规定进行。材料标准或本章所要求的任何检测、修补、试验或处理工作，可由金属材料制造单位或取得国务院核安全监管部门认可的单位按 7.1.2.1.1 的规定进行。如果材料未进行压力试验，而且以后在系统中按 9.1.1.4 的要求进行压力试验，可不进行材料标准中要求的任何水压试验或气压试验；若材料在部件或安装中所处的位置妨碍在水压试验或气压试验以后执行材料标准所要求的任何无损检测时，则不得例外。

- a) 当设计温度不超过 427℃ 时，T/CNEA XXX.29-XXXX《高温用膨胀系数与奥氏体钢相近的紧固件材料》和 SA-638 中的 4Ni26Cr15MnMo 无需进行应力断裂试验。
- b) 除了材料标准中要求的拉伸试验之外，对于带整体锻造毂的平封头和管板锻件在与相邻壳体、封头及其他承压零件对接焊时，应按 7.2.4.3.1 进行拉伸试验，拉伸试样的取样位置应符合 7.2.4.3.1 和图 7-8 的要求。

#### 5.1.2.3 2、3 级部件用材料的尺寸范围和公差

- a) 如果材料符合材料标准的其他要求，且在本部分中未作尺寸限制，则尺寸或厚度超出 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 A 任何材料标准规定范围的材料是可以使用的。当材料标准规定的化学成分或力学性能随尺寸或厚度变化时，若材料的尺寸或厚度超出材料标准的范围，其化学成分和力学性能应符合最接近的规定范围（T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》6.1.3.1.5）。
- b) 板材订货厚度不得小于设计厚度。如板材厚度的负公差值不大于 0.25mm（3 级部件：0.3mm）或订货厚度的 6%（取较小值），则用此板材制造的部件（除管道外）可以在按订货厚度计算的全部设计压力下使用。如板材订货技术规格书允许更大的负公差值，材料的订货厚度就应大于设计厚度，以保证供货板材厚度对设计厚度的差值不超过 0.25mm（3 级部件：0.3mm）或设计厚度的 6%（取较小值）。
- c) 如果管道或管子按名义壁厚订货，则应考虑壁厚的制造负公差值。T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.1~表 A.8，中适用的表内列出了几种管道或管子的技术规格，规定了这些管材的制造负公差值。当按 6.6.3.1.1（3 级部件：6.5.3.1.1）的规定确定了最小壁厚后，仍应增加一定的余量，以补偿管道或管子技术规格所允许的制造负公差值。

#### 5.1.2.4 材料的组合使用<sup>1)</sup>

如果遵守适用的规则，并满足 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第 2 部分：焊接工艺评定》关于异种金属焊接的要求，则部件可用第 5 章所允许的材料按任意组合来建造。

#### 5.1.2.5 2、3 级部件用整体翅片管

整体翅片管可用管子制成，这些管子应符合 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.1、表 A.2 所列相应管材标准，以及本章适用该产品形式的所有特殊要求。此外，还应符合下列要求：

- a) 管子在装上翅片前，应符合 5.5.5 要求。
- b) 管子在装上翅片后，应按母材技术规格书的适用热处理要求进行处理。

1) 由于异种材料具有不同的热膨胀系数，因此在按本条规定的结构建造中，应特别注意避免在极高温工况下，避免零件由于应力集中引起的异常约束力，以及材料在高温下可能发生的金相变化。

- c) 对用于制造翅片管的管子材料, 许用应力值应为 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表 A.1 和表 A.2 中给定的值。
- d) 每根管装上翅片后, 应经受下列试验之一:
  - 1) 经过不小于 1.7MPa 的内部气压试验, 不得发生泄漏。试验方法(例如在试验时将管子浸入水下)应保证目视能够探测到管子发生的任何泄漏。
  - 2) 每根管子的水压试验应在压力为设计压力的 1.25 倍下进行, 以保证全面检测管子的泄漏。
- e) 管子在装上翅片后, 应进行目视检测, 不允许存在不连续缺陷, 如折叠、缝隙或裂纹。

#### 5.1.2.6 2、3 级部件用焊接翅片管

焊接翅片管可用 PNo.-1 管制品和 PNo.-8 型管子或管道制成, 应符合 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》中附录 A 表 A.1 所列管子的相应规格, 以及本章对适用该产品型式的所有特殊要求。换热片应与管子具有相同的型号, 且应通过自动焊接工艺焊接到管子上, 比如电阻焊或者高频电阻焊工艺。除此之外, 还应符合下列要求:

- a) 换热片材料不必是经鉴定的材料。换热片材料应加以识别并适于焊接。但不要求经确认的材料试验报告。
- b) 用于焊接换热片管道材料的自动焊工艺应按照焊接工艺规程执行。
- c) 焊接工艺评定应要求焊缝至少取 12 个截面在 5 倍以上放大倍数下进行检测。母材或焊缝应无裂纹。同时, 焊缝深度不得超过管子名义厚度的 20%。
- d) 对于 PNo.-1 材料, 连接换热片至管子的焊缝应不低于 540℃ 的温度下进行焊后热处理。
- e) 不认为换热片为管子在承压条件下提供任何支承。

#### 5.1.2.7 螺栓连接材料

- a) 螺栓和双头螺栓材料应符合 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表 A.5 中所列技术规格之一的要求。螺母材料应符合 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录 JJ.9 或 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表 A.5 中所列关于螺母或螺栓的材料标准。按 6.2 要求设计的 2 级部件用容器的螺栓连接材料, 可参照 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表 A.6 所列的要求。
- b) 垫圈是任意选用的。当采用垫圈时, 应用锻压材料制成, 其力学性能应与所采用的螺母相匹配。

#### 5.1.3 2、3 级部件用材料合格证书

建造部件使用的所有材料都应按 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分: 通用要求》5.9.6.2 和 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分: 通用要求》5.9.6.1 的要求加以确认; 除按 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分: 通用要求》5.9.6.1 规定外, 承压材料应具有经确认的材料试验报告。按 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分: 通用要求》5.9.6.1 规定的, 以及 5.6.1 (c) 所定义的 3 级部件小尺寸制品除外。对所有其他材料, 可采用合格证书来代替经确认的材料试验报告。用于部件适用材料的所有经确认的材料试验报告和合格证书的副本, 应随材料一起提供。

#### 5.1.4 焊接材料

用于焊接材料的要求见 5.4 节。

#### 5.1.5 2、3 级部件用材料的识别

2 级部件承压材料的识别应满足压水堆核电厂部件建造总规则》6.1.3.1.5 的要求, 3 级部件所有材料应根据材料标准的标记要求进行标记。在部件的制造和安装过程中, 应对小件物项的材料加以控制, 以便始终可识别出它们是可接受的材料。在材料修补、制造和安装过程中, 应对焊接和钎焊材料加以控制, 以便在全部用完为止均可识别它们是可接受的材料 7.1.2.2。

### 5.1.6 2、3级部件用材料在使用期间的劣化

对材料因使用而劣化的考虑，一般来说已超出本部分的范围。业主的职责是选择适合设计技术规格书（T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.2.3）所述条件的材料，并特别注意使用条件对材料性能的影响。

### 5.1.7 2、3级部件用材料提高冲击性能的热处理

碳钢、低合金钢和材料标准中规定的高合金铬钢（铁素体）可通过淬火和回火热处理来提高冲击性能。当部件的焊后热处理温度不低于 595℃时，可认为是回火热处理状态。

### 5.1.8 2、3级部件用材料的热处理规程

当材料标准和本部分对热处理温度或热处理时间有要求时，则热处理应在温度受到监测和温度已校准的炉内进行，或应采用与材料接触的热电偶，或连接到与材料接触的金属块上的高温计仪表作测量控制来进行热处理。热处理时的炉内装料应符合材料标准和本部分的要求。

### 5.1.9 2、3级部件用非承压材料

- a) 在部件支承载荷路径上的材料并焊于承压材料上而不执行承压功能（见 4.1.2（3级部件：4.1.1））的材料应满足 T/CNEA XXX.5-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第5部分：支承件》第5章材料的要求。
- b) 不执行承压功能的材料以及不在焊接于距部件承压区等于或小于 2t 之内的部件支承路径上的材料（非结构附件），只要满足 7.4.3 的要求，就不需要符合本章节或 T/CNEA XXX.5-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第5部分：支承件》第5章材料的要求。
- c) 符合本部分要求并具有合格证书的轧制结构钢型材，可用焊接进行修补，对焊工、焊接文件和检测等要求按 SA-6 执行。

## 5.2 2、3级部件用铁素体钢材的试件和试样

### 5.2.1 热处理要求

#### 5.2.1.1 铁素体材料试件的热处理<sup>2)</sup>

铁素体钢材在部件的制造或安装过程中需进行热处理时，拉伸和冲击试样的材料应采用与部件相同的方法进行热处理。但名义厚度小于或等于 50mm 的 P-No.1 组号 1 和 2 材料，其试件和试样，则不要进行上述热处理。此处法兰的名义厚度为与管道或部件的焊接接头的壁厚。取得国务院核安全监管部门认可的单位应向金属材料制造单位提供所采用的加热温度、加热速率和冷却速率。就焊后热处理而言，试验材料在一种温度或几种温度下的总保温时间至少应为该材料在实际焊后热处理时，在一种温度或几种温度下的总时间的 80%。试验材料、试件或试样在一种温度或几种温度下的总保温时间，可在一次热处理循环中完成。

#### 5.2.1.2 淬火和回火材料试件的热处理

##### 5.2.1.2.1 冷却速率

当铁素体钢材从奥氏体化温度进行淬火时，代表这些材料试件的冷却速率，应同材料主体冷却速率相似，且不得大于此速率。但有些锻件和铸件则可例外（5.2.2.3.3 和 5.2.2.6.4（三级部件：5.2.2.3.3 和 5.2.2.6））。本部分适用于直接由材料上切取的试件，也适用于代表材料的单独试件。同时，对每种产品应采用 5.2.1.2.2 节中所述的通用规程之一，或在 5.2.2 节中所述的专用规程之一。

##### 5.2.1.2.2 通用规程

2) 材料或物项在完工后，准备采用的任何焊后热处理时间，应在设计技术规格书中予以规定。取得国务院核安全监管部门认可的单位应将此热处理时间计入规定用于试样的总时间以内。



如果试样是按 5.2.2 节的规定从产品的有关表面来切取时，则下列 a)、b) 和 c) 中所规定的通用规程之一，可用于淬火和回火材料或代表该材料的试件。金属材料制造单位和取得国务院核安全监管部门认可的单位制定所用方法的更细致的专用细则。

- a) 可采用任何规程，只要能验证所采用的规程能使试验材料的冷却速率接近离产品表面  $1/4t$  深处以及离产品任何热处理边缘不小于名义厚度  $t$  处的冷却速率，淬火时，从奥氏体化温度开始冷却至同一温度的时间差不超过 20 秒，同时在冷却过程中材料在同一时间点的温度差不超过  $14^{\circ}\text{C}$ 。
- b) 如果有材料的冷却速率数据，并有控制试样冷却速率的装置，如以上 a) 项的规定得到满足，则试样可以在此装置中进行热处理以代表该材料。
- c) 当采用 5.2.2 节中所述的任一专用规程时，对于材料边缘较快的冷却速率可用下列方法来补偿：
  - 1) 取样部位离淬火边缘至少为  $t$ ，这里  $t$  是材料厚度；
  - 2) 在取样部位边缘用部分焊透焊缝（该焊缝将缓冲层表面完全密封）焊上一块补偿钢板，其宽度至少为  $t$ 。
  - 3) 在取样部位边缘使用隔热垫板或绝热措施。

应验证这种方法的冷却速率与上述 a) 或 b) 的冷却速率相等，这些资料应记录在经确认的材料试验报告中。

## 5.2.2 淬火和回火材料试件和试样的制备规程

### 5.2.2.1 通用要求

淬火和回火材料的试件和试样的制备规程与产品的形式有关。除本节下列各条规定则例外，试件和试样的切取部位应符合材料标准的要求，所提到的尺寸均表示名义值。

#### 5.2.2.2 2、3 级部件用板材

##### 5.2.2.2.1 试件取样方向和部位

试件的切取应使试样的纵轴离轧制表面至少为  $1/4t$ ，且试样长度的中线到板材任何热处理边缘至少为  $t$ ，此处  $t$  为材料的名义厚度。

##### 5.2.2.2.2 单独试件的要求

在采用单独试件代表部件的材料时，试件应有足够的尺寸，以保证试件切取部位的冷却速率能代表产品在深度至少  $1/4t$  和离产品任何边缘至少为  $t$  部位处的冷却速率。除非按 5.2.1.2.2 的要求来模拟大件或产品的适用冷却速率，否则试件的尺寸应不小于  $3t \times 3t \times t$ ，此处  $t$  为材料的名义厚度。

#### 5.2.2.3 2 级部件用锻件

##### 5.2.2.3.1 最大厚度为 50mm 的锻件

对于最大厚度为 50mm 的锻件，切取试件时，应使试样的纵轴位于厚度中心平面或横截面的中心，并使试样长度的中线离任何第二表面的距离至少为 50mm。

##### 5.2.2.3.2 厚度超过 50mm 的锻件

对于厚度超过 50mm 的锻件，切取试件时，应使试样的纵轴离任何表面至少等于最大热处理厚度的  $1/4t$ ，并使试样长度的中线离任何第二表面的距离至少为  $t$ 。此规定通常称为  $1/4t \times t$ ，此处  $t$  为最大热处理厚度。若按 5.2.1.2.2 节规定来模拟大锻件的适用冷却速率，则可采用热缓冲垫来达到上述条件[见 5.2.1.2.2 条 c) 3)]。

##### 5.2.2.3.3 特厚且复杂的锻件

对于特厚且复杂的锻件，诸如异型接管、厚管板、法兰、接管、泵体和阀体等，以及其它在热处理之前已成形或基本加工到成品形状的复杂锻件，试件可用取自产品的延长部分或产品的加工余量部位。取得国务院核安全监管部门认可的单位应规定使用期间承受高拉应力的成品表面。切取试件应使试样的纵轴离最近热处理表面至少等于所规定的高拉应力表面到最近的热处理表面的最大距离，且试样长度中

线到第二热处理表面至少为此距离的两倍。在任何情况下，试样的纵轴到任何热处理表面的距离应至少为 19mm，试样长度的中线到任何第二表面的距离至少为 38mm。

#### 5.2.2.3.4 从单独生产的试验锻件上切取的试件

代表同一炉号和同一热处理批号的锻件试样，可在单独锻造的试验锻件上切取，试验锻件的制造应满足下列 a) 到 e) 项的规定：

- a) 单独的试验锻件应同它所代表的产品锻件同炉号，且应经受基本上相同的锻造比和加工过程。
- b) 单独的试验锻件应同产品锻件同装一炉，并经受与产品锻件相同的热处理条件。
- c) 单独的试验锻件应具有同产品锻件相同的名义厚度。
- d) 简单锻件的试件，应使试样的纵轴位于厚度中心到表面的中间部位，且试样长度的中线到任何热处理边缘的距离不得小于锻件厚度。但当产品锻件的厚长比不允许时，则应采用产品锻件作为试验锻件，且试样长度的中线应位于试验锻件长度的中线上。
- e) 复杂锻件的试件应按 5.2.2.3.2 节要求切取。

#### 5.2.2.3.5 锻件的试样

当按适用的标准切取锻件试样时，专业责任工程师应亲自见证试样的选取，在试样上打上识别印记，并亲自见证这些试样的试验。

#### 5.2.2.4 棒材和螺栓连接材料

##### 5.2.2.4.1 最大厚度为 50mm 的棒材

对于最大直径或厚度为 50mm 及以下的棒材，切取试件时应使试样的纵轴位于厚度的中心线上，并使试样和长度的中线离热处理端面的距离至少为一个直径或厚度。

##### 5.2.2.4.2 厚度超过 50mm 的棒材

对于直径或厚度超过 50mm 的棒材，切取试样时，应使试样的纵轴离外表面或轧制表面至少为  $1/4t$ ，并使试样长度的中线离热处理端的距离至少为一个直径或厚度，此处  $t$  为棒材直径或厚度。

##### 5.2.2.4.3 2、3 级部件用螺栓连接件材料

对于螺栓连接材料，切取试样时应满足适用的材料标准，并使试样长度的中线离热处理端的距离，至少为一个直径或厚度。双头螺栓、螺母或螺栓不够长时，试样长度中线应位于双头螺栓、螺母或螺栓的中线。选用于试件材料的双头螺栓、螺母或螺栓应与所代表的双头螺栓、螺母或螺栓有相同的淬火外形和除长度以外的尺寸，长度应等于或超过所代表的双头螺栓、螺母或螺栓。

##### 5.2.2.5 2、3 级部件用管状制品

##### 5.2.2.5.1 最大厚度为 50mm 的管状制品

对于最大壁厚为 50mm 的管状制品，切取试件时应使试样的纵轴位于管壁内外表面之间的中心面上并使试样长度的中线离热处理端的距离至少为一个壁厚。

##### 5.2.2.5.2 名义厚度超过 50mm 的管状制品

对于名义壁厚超过 50mm 的管状制品，切取试件时应使试样的纵轴离外表面至少为  $1/4t$ ，并使试样长度的中线离热处理端的距离至少为一个壁厚。

##### 5.2.2.5.3 代表配件的单独生产的试件

可以使用代表配件的单独生产的试件。当采用单独生产的试件时，应符合 5.2.2.3.4 节的要求。

##### 5.2.2.6 2、3 级部件用材料拉伸试验试样的部位（淬火和回火铁素体钢铸件）

注：本要求的使用者应注意某些类别钢种的淬透性可能会限制可用的截面尺寸。

- a) 本卷仅适用于厚度超过 50mm 的淬火和回火的铁素体钢铸件。此处  $t$  为铸件的承压壁厚（不包括设计师作为非承压所指明的法兰和法兰段）。订货单、询价单及图纸应指明铸件的厚度。
- b) 应采用下述的条款之一：
  - 1) 拉伸试样厚度的纵向中心线至少应距壁厚  $t$  的表面  $1/4t$ 。对于圆柱形铸件试样的纵向中心线应至少距外表面或内表面  $1/4t$ ，并且其标距长度至少距热处理端面为  $t$ 。

- 2) 当采用单独铸造试件时,其尺寸应不小于  $3t \times 3t \times t$ ,并且取自试件的每块试样应满足 b) 的要求。试件应与其代表的产品铸件是同炉号,且应经受基本上与产品铸件相同的铸造操作(离心铸造可由静态浇注铸造的试件代表)。试件应经受产品铸件相同的热处理条件。试件尺寸  $t$  应是上述 a) 定义相同的最大厚度  $t$ 。在单独铸造的试件要求重新热处理情况下,可采用符合 b) 的热缓冲层。
- 3) 在试样取自铸件情况下,在热处理前,应将一个尺寸为  $1t \times 1t \times$  (至少)  $3t$  的钢制热缓冲层,用部分焊透焊接于铸件表面上,完全密封缓冲表面。试样应从此铸件邻近缓冲层中心  $1/3$  处切取。它们距缓冲层表面至少应为  $13\text{mm}$ ,并且距其他热处理表面  $1/4t$ 。
- 4) 在试样取自铸件情况下,在热处理过程中,在邻近切取试样的铸件边缘应采用绝热措施或其他隔热垫板。应验证该试样的冷却速率不大于上述 b) 1) 方法切取试样的冷却速率。这些信息应记录在试验报告中。
- 5) 在热处理前已铸造成形或机加工到成品形状的铸件,试样应取自铸件的延长部分或由订货单上指定的紧靠热处理表面下部的加工余量部位。试样纵轴离最近的热处理表面至少等于所规定的高拉应力表面到最近的热处理表面的最大距离。且试样长度中线到其他热处理表面至少为此距离的两倍。在任何情况下,试样的纵轴到任何热处理表面的距离不得小于  $6\text{mm}$ ,并且试样长度的中线到任何其他热处理表面的距离至少为  $38\text{mm}$ 。部件制造商应规定在使用中承受高拉应力的成品表面。

### 5.2.2.7 3 级部件用锻件和锻棒

#### 5.2.2.7.1 试件取样部位

试样的纵轴离最近的表面至少  $t/4$ 。拉伸试样的标距长和夏比冲击试样缺口下部区域离任何第二面至少为  $t$  的距离,以弥补边缘较快的冷却速率。 $t$  是最大热处理名义厚度或锻件的横截面。下述任一方法可用于获得离任何第二表面所要求的距离。

- a) 方法 A。在力学性能热处理前,应将热缓冲环(截面尺寸至少  $t \times t$  或长度至少  $3t$  的环段)焊于锻件试验端。缓冲材料可以是任一种可焊的碳钢或低合金钢,并用部分焊透焊于锻件上形成完全隔绝的缓冲面。试件应从经环或环段缓冲的锻件段切取。若采用环段,则试件应从距锻件中心  $1/3$  环段长度的距离处切取,在任何情况下,试样纵轴离锻件缓冲面至少  $13\text{mm}$ ,离锻件淬火表面至少  $t/4$ 。
- b) 方法 B。热处理时,在邻近取样部位的产品表面应采用绝热体或隔热垫。应证实试样部位的冷却速率不大于 5.2.2.3.1 描述的方法或方法 A 所达到的冷却速率。试样的取样部位同方法 A 绝热体的细则,包括具体数据,应从进行热处理的部门获得。

#### 5.2.2.7.2 特厚且复杂的锻件

对特厚且复杂的锻件(如厚管板、法兰、接管、泵体和阀体等,以及其他在热处理之前已成形或机加工基本上达到成品形状的复杂锻件),采购方应确定使用中承受重要拉伸载荷的成品表面。试样应取自产品的延长部分或产品的加工余量部分或按 5.2.2.3.4 的试验锻件。试样切取时,试样纵向中心线与最近的热处理表面的距离至少应等于重要加载处至最近热处理表面的最大距离。拉伸试样的标距长和夏比冲击试样缺口下部区域应位于任何第二热处理表面至少两倍于此距离,但其各自位置离最近表面不应少于  $19\text{mm}$ ,离任何第二表面不应少于  $38\text{mm}$ 。

#### 5.2.2.7.3 多重锻件

- a) 淬火和回火前分成等同单独锻件的多重锻件。在每一热处理批中应从每一多重锻件中至少取一个单锻件进行试验,且按照订购单上规定的 5.2.2.3.1 或 5.2.2.3.2 试样的部位取样(除位于中心线试样,其离产品锻件端部的距离可近于到第二表面的规定距离)。所有锻件应同时淬火,并在同炉装料中回火。所有多重锻件在热处理后应进行布氏硬度试验,未进行力学性能试验的锻件所具有的布氏硬度值(HBW)与进行过力学性能试验锻件的布氏硬度数值相差应在 20 点范围内。

- b) 淬火和回火后分开的多重锻件。多重锻件应有整体延长部位，当多重锻件的热处理长度（不包括试验金属）超过 2000mm 时，每端应有整体延长部位。试样位置应符合订购订单规定的 5.2.2.3.1 或 5.2.2.3.2 的要求。

#### 5.2.2.7.4 具有代表性试验锻件，单独锻制的试片

应采用单独锻制的试片。试样应从所代表的与产品锻件相同热处理钢材制造的单独试验锻件上切取。单独的试验锻件应与产品锻件有相同的锻造比和热加工类型，但尺寸不小于  $3t \times t$  的纵向锻制棒材可用来代表环形锻件。试验锻件应有与淬火状态产品锻件同样的名义厚度，应与产品锻件同炉和同状态下处理。要求冲击试验的锻件，其代表的单独试片的使用仅限于加工后重量在 450kg 或以下的锻件，按 5.2.2.3.1 所规定的锻件除外。试样位置应满足 5.2.2.3.1 或 5.2.2.3.2 的要求。当破坏试验产品锻制的试片取样部位到第二表面的距离不够  $t$ ，则取样部位可位于锻件的中线。

#### 5.2.2.7.5 淬火与回火棒材

- a) 棒材（用于螺栓连接件材料除外）。试件的切取应使试样纵轴离外表面或轧制面的距离至少  $t/4$ 。拉伸试样的标距长度和夏比冲击试样的缺口下部区域离热处理端的距离应至少一倍直径或厚度。
- b) 厚度超过 38mm 的棒材。对于直径或厚度超过 38mm 的棒材（用于螺栓连接件材料除外）试件的切取应使试样纵轴离外表面或轧制面至少  $t/4$ 。拉伸试样的标距长度和夏比冲击试样缺口下部区域应离热处理端至少等于一倍直径或厚度。

### 5.3 2、3 级部件用材料的断裂韧性要求

#### 5.3.1 要做冲击试验的材料

##### 5.3.1.1 要求进行冲击试验的材料

- a) 2、3 级部件用承压材料应按 5.3.3 节要求进行冲击试验。但下列 1) 到 9) 项所述材料是属于本部分不要求进行冲击试验的：
- 1) 名义截面厚度等于和小于 16mm 的材料，厚度的定义如下列（1）到（5）项的规定：
    - (1) 对于泵、阀和配件等，采用连接管道的最大名义管壁厚度；
    - (2) 对于容器和储罐，采用壳体或封头的名义厚度；
    - (3) 对于同容器焊接的接管和零件，采用与其物项相焊接的容器壳体厚度或零件的最大径向厚度（但不包括整体壳体对接焊缝的突出部分）取两者中的较小值；
    - (4) 对于平封头、管板或法兰等，采用与对接焊鞍部相连的最大壳体厚度；
    - (5) 对于 2 级部件中连接工艺管道到安全壳容器的整体配件《压水堆核电厂 MC 级设备建造规则》图 1，采用管道连接件的较大名义壁厚。
  - 2) 名义尺寸等于和小于 25mm 的螺栓连接件，包括双头螺栓、螺母和螺栓等。
  - 3) 名义横截面面积等于和小于  $650\text{mm}^2$  的棒材。
  - 4) 名义直径等于和小于 DN 150 的各种厚度的管道、管子、配件、泵和阀门等的材料。
  - 5) 名义壁厚等于和小于 16mm 的泵、阀门和配件的全部管接头材料。
  - 6) 奥氏体不锈钢（包括沉淀硬化奥氏体材料 4Ni26Cr15MnMo）。
  - 7) 非铁基材料。
  - 8) 表 5-1 中所列的 2 级部件用材料，这些材料的  $T_{NDT}$  值<sup>3)</sup> 低于按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 AB 规则所确定的最低使用温度（LST）<sup>4)</sup>。这种例外不能免除用冲击试验来评定焊缝金属（见 5.4.3 节），或焊接规程（7.3.3.5（3 级部件：7.3.3.4））；

3)  $T_{NDT}$ ——温度等于或高于无延性转变温度 NDT (NB/T20004-20XX)， $T_{NDT}$  温度比至少有两个试样没有断裂的温度低 5℃。

4) 最低使用温度（LST）是指设备所存放的液体的最低温度，换言之，是当设备内部压力超过运行前系统水压试验压力的 20% 时，计算所得的最低金属温度。

在表 5-1 中所列的 3 级部件用材料，这些材料的厚度已规定，且最低使用温度等于或大于表中所列温度。这种例外不能免除用冲击试验来评定焊缝金属（5.4.3）或焊接规程（7.3.3.4）；

- 9) 最低使用温度超过 65℃的 2 级部件所用的材料，最低使用温度超过 38℃的 3 级部件所用的材料。
- b) 设计技术规格书应规定部件的最低使用温度。
- c) 对于 2 级部件用 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.1 中所列马氏体高铬合金钢和沉淀硬化钢，不需要进行落锤试验。在 5.3.3.1 和 5.3.3.2 中的其他要求对这些钢都是适用的，对于名义壁厚大于 64mm 的这些材料，要求的 C<sub>v</sub> 值的侧膨胀值应为 1.0mm。

5.3.2 冲击试验规程

5.3.2.1 试验类型

5.3.2.1.1 2 级部件用材料的落锤试验

当要求进行落锤试验时，应按 NB/T 20004-2014 中的相关规定进行。试样可采用 P-No. 1、P-No. 2 或 P-No. 3。为满足 5.3 节的要求进行落锤试验时，试验温度和结果应记录在经确认的材料试验报告中。

5.3.2.1.2 2、3 级部件用材料的夏比 V 型缺口冲击试验

5.3.2.1.3 当要求进行夏比 V 型缺口冲击试验（C<sub>v</sub>）时，应按 NB/T 20004-2014 的规定进行。试验应由一组三个 10mm×10mm 的全尺寸试样组成。侧膨胀值、吸收能量、试验温度以及试样的取向和部位应满足 5.3.3 节的要求，并记录在经确认的材料试验报告中。

表5-1 按 5.3.1.1 a) 8)要求可不进行冲击试验的材料

材料 <sup>a</sup>	材料状态 <sup>b</sup>	$T_{NDT}^{c, d}$ (°C)	规定厚度的最低使用温度			
		2 级 部件	3 级部件			
			>16mm ~19mm	>19mm ~25mm	>25mm ~38mm	>38mm ~64mm
T/CNEA XXX.9-XXXX《压力容器用经热处理的碳锰硅钢板》，20Mn	N	-35	-40	-34	-34	-34
T/CNEA XXX.7-XXXX《中、低温压力容器用碳钢板》，15Mn	Q 和 T	-25	(6)	(6)	(6)	-23
T/CNEA XXX.7-XXXX《中、低温压力容器用碳钢板》，15Mn	N	-20	-34	-29	-18	-18
T/CNEA XXX.4-XXXX《压力容器用经真空处理的淬火加回火碳钢和合金钢锻件》，13MnNiMo 1 类	Q 和 T	-10	(6)	(6)	(6)	-12
T/CNEA XXX.8-XXXX《压力容器用淬火加回火锰钼和锰钼镍合金钢板》，13MnNiMo	Q 和 T	-10	(6)	(6)	(6)	-12
SA-299 <sup>e</sup>	N	-7	(6)	(6)	(6)	-7
SA-216, Gr. WCB 和 Gr.WCC	Q 和 T	0	(6)	(6)	(6)	-1
SA-36（板材）	HR	+5	/	/	/	/

T/CNEA XXX.4-XXXX《压力容器用经真空处理的淬火加回火碳钢和合金钢锻件》，13MnNiMo 2 类	Q 和 T	+5	(6)	(6)	(6)	+4
<p><sup>a</sup> 当材料的 LST-<math>T_{NDT}</math> 按 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 AB 到满足时，则这些材料不要求进行韧性试验。</p> <p><sup>b</sup> 表示材料状态的字母意义如下：</p> <p>N——正火；</p> <p>Q 和 T——淬火和回火；</p> <p>HR——热轧。</p> <p><sup>c</sup> <math>T_{NDT}</math> 数值是根据厚截面钢（厚度大于 64mm）数据确定的。在未取得更多数据以前，对于截面厚度小 64mm 的材料，<math>T_{NDT}</math> 数值作为常数。</p> <p><sup>d</sup> <math>T_{NDT}</math>——温度等于或高于无延性转变温度 NDT（NB/T 20004-2014；<math>T_{NDT}</math> 温度比至少有两个试样没有断裂的温度低 5℃。</p> <p><sup>e</sup> 材料按细晶粒熔炼方法熔炼。</p> <p><sup>f</sup> 这些厚度的最低使用温度可以使用厚度大于 38mm 到 64mm 一栏中的最低使用温度。</p>						

5.3.2.2 试样

5.3.2.2.1 取样部位

冲击试样应从材料表面以下一定深度的部位上切取，其深度至少等于材料标准对拉伸试样规定的深度。对于螺栓连接件，切取 Cv 冲击试样时，试样的纵轴离表面的距离再加上每边的机加工余量至少为 1/2 半径或 25mm（取较小值）。试样的断裂面离热处理端的距离至少等于一个直径或厚度。双头螺栓、螺母或螺栓不够长时，试样长度中线应位于双头螺栓、螺母或螺栓的中线。选择作为试件材料的双头螺栓、螺母或螺栓，淬火外形和除长度以外的尺寸应与所代表的双头螺栓、螺母或螺栓相同，其长度应等于或超过所代表的双头螺栓、螺母或螺栓。

5.3.2.2.2 冲击试样的取样方向

- a) 2、3 级部件用材料的 Cv 冲击试样的取样方向，应同 5.2 节对拉伸试样的要求一致，或者，试样方向可以是最大应力方向。Cv 试样的缺口应垂直于材料表面。
- b) 2 级部件用材料的落锤试验试样的轴线可取任何方向。

5.3.3 试验要求和验收标准

5.3.3.1 承压材料的试验方法和温度

- 2 级部件用承压材料的冲击试验应按下列试验方法之一进行：
- a) 夏比 V 型缺口试验应低于或等于最低使用金属温度<sup>5)6)</sup>；
  - c) 落锤试验是表示最低使用金属温度<sup>5)</sup>（LST- $T_{NDT}$ <sup>3)</sup>）按 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 AB 确定的规则得到满足。
- 3 级部件用承压材料的冲击试验的试验温度应低于或等于最低使用温度。

5.3.3.2 2、3 级部件用承压材料以最低使用金属温度为试验依据的特殊试验方法和验收标准

5.3.3.2.1 最大厚度为 64mm 的 2 级部件用承压材料（螺栓连接件材料除外）

除了受 7.3.3.5 的限制外，母材应按 5.3.3.1 a)的方法之一进行试验；按 7.3.3.5 规定进行焊接工艺评定试验的母材、热影响区和焊缝金属，以及按 5.4.3.1 规定进行力学性能试验的焊缝金属，其冲击试验结果应符合适用于规定试验方法的验收标准之一：

- a) 夏比 V 型缺口冲击试验的侧膨胀值三个试样的平均值和单个试样的试验结果都应符合表 5-2 的相应要求。

5) 最低使用金属温度应是电厂在运行时金属使用的最低温度，并且应以在大气环境条件下（有绝热层或无绝热层）以及电厂运行时容器内部所保持的最小温度为基准经过适当的计算而确定的。

6) 对热影响区冲击试验要求 7.3.3.5.2 可引起母材的试验温度降低或韧性要求提高。

- b) 夏比 V 型缺口三个试样的平均冲击吸收值和单个试样的吸收值都应符合表 5-3 的相应要求。
- c) 落锤试验按 NB/T 20004-2014 的规定，验收试验应至少有两个试样没有断裂。

表5-2 2 级部件用承压材料（除螺栓连接件材料）的夏比 V 型缺口冲击试验的横向膨胀要求

名义壁厚 <sup>a</sup> , <i>t</i> (mm)	横膨胀值 <sup>a、b</sup> (mm)	
	三个试样平均值	三个试样最低值
<i>t</i> ≤16 <sup>b</sup>	...	...
16< <i>t</i> ≤25	0.50	0.38
25< <i>t</i> ≤38	0.64	0.50
38< <i>t</i> ≤64)	0.89	0.75
<i>t</i> >64 <sup>c</sup>	1.1	1.0
注1：当按5.4的要求对焊缝金属进行试验时，其横向膨胀应符合两种被连接母材中任一母材的要求。		
注2：当具有两种不同规定横向膨胀的母材焊接在一起时，按7.3.3的焊缝金属横向膨胀要求，应符合任一母材的要求。		
<sup>a</sup> 对于泵、阀门和配件，采用同它们连接管道的名义壁厚，对于容器则采用下列中的较小值： (a) 产品的最大径向厚度，不包括整体对接焊缝的加强高； (b) 同产品焊接的容器壳体厚度； (c) 同产品有关的平封头，管板或法兰等的最大壳体厚度。		
<sup>b</sup> 不要求进行试验。		
<sup>c</sup> 适用于 5.3.2.2.2 b)。		

表5-3 2 级部件用承压材料（除螺栓连接件材料）的夏比 V 型缺口冲击试验的吸收能量要求<sup>a</sup>

名义壁厚, <i>t</i> , (mm) <sup>c</sup>	规定最小屈服强度 (MPa) 母材 <sup>b</sup> 的能量 (J)					
	<380 MPa		>380 MPa~515 MPa		>515 MPa~725 MPa	
	三个试样 平均值	三个试样 最小值	三个试样 平均值	三个试样 最小值	三个试样 平均值	三个试样 最小值
<i>t</i> <16 <sup>d</sup>	...	...	...	...	...	...
16< <i>t</i> ≤25	27	20	34	27	41	34
25< <i>t</i> ≤38	34	27	41	34	47	41
38< <i>t</i> ≤64	47	41	54	47	61	54
<i>t</i> >64 <sup>e</sup>	61	54	68	61	75	68
<sup>a</sup> 按 5.4 节的焊缝金属试验要满足这些要求时，冲击能量应符合被连接的任一母材要求。						
<sup>b</sup> 具有不同要求能量的两种母材被连接时，按 7.3.3 冲击能量要求应符合任一母材要求。						
<sup>c</sup> 对于泵、阀门和配件，采用同它们连接管道的名义壁厚，对于容器则采用下列中的较小值： (a) 产品的最大径向厚度，不包括整体对接焊缝的加强高； (b) 同产品焊接的容器壳体厚度； (c) 同产品有关的平封头，管板或法兰等的最大壳体厚度。						
<sup>d</sup> 不要求试验。						
<sup>e</sup> 采用 5.3.3.2.2 b)。						

5.3.3.2.2 最大厚度超过 64mm 的 2 级部件用承压材料<sup>7)</sup>（不包括螺柱连接件）

- a) 母材和按 7.3.3.5 规定进行焊接工艺评定试验的焊缝金属，应按 5.3.2.1.1 和 5.3.3.1 a) 2) 中进行落锤试验。

- b) 除受 7.3.3.5 的限制以外，应使用 5.3.3.1 条的方法之一：对母材及热影响区根据 7.3.3.5 条进行焊接工序论证试验，并须注意到 7.3.3.5 条的各项限制；对焊接根据 5.4.3.1 进行试验。
- c) 验收标准应按适用情况符合 5.3.3.2.1 a)、b)和 c)的规定。

5.3.3.2.3 3 级部件用承压材料（不包括螺柱连接件）

用于容器、贮罐、管件（管道和管子）、泵、阀门和配件的承压材料（螺栓连接件除外），应按下面 a) 和 b) 的要求进行试验。

- a) 进行夏比 V 型缺口冲击试验的试验温度应低于或等于最低使用温度。所有三个试样都应满足适用于专用试验方法的验收标准之一：
  - 1) 夏比 V 型缺口冲击试验的侧膨胀值三个试样的试验结果，其平均值和单个值都应满足表 5-4 的相应要求；
  - 2) 夏比 V 型缺口冲击试验的吸收能量值三个试样的试验结果，其平均值和单个值都应满足表 5-5 的相应要求。
- b) 上面 a) 的规程适用于下列材料：
  - 1) 母材<sup>7)</sup>；
  - 2) 按 7.3.3 规定进行焊接工艺评定试验的母材，热影响区和焊缝金属；
  - 3) 5.4.3.1 的焊缝金属。

表5-4 3 级部件用承压材料的夏比 V 型缺口冲击试验的侧膨胀值要求（不包括螺栓连接件）

单位为毫米

名义厚度 <sup>a</sup>	侧膨胀值	
	三个试样平均值	三个试样最低值
≤16 <sup>b</sup>	—	—
>16~19	0.33	0.25
>19~25	0.38	0.25
>25~38	0.50	0.38
>38~64	0.64	0.50
>64	0.75	0.64
注1：当具有不同的规定最小侧膨胀值的两种母材焊在一起时，则焊接工艺评定（7.3.3）的焊缝金属冲击试验侧膨胀值要求（7.3.3）应符合任一母材的要求；		
注2：按5.4要求对焊缝金属进行试验时，冲击试验侧膨胀值应符合两个被连接母材中任一母材的要求。		
<sup>a</sup> （1）对于泵、阀门和配件，采用连接管道的最大名义厚度； （2）对容器和贮罐，采用适用的壳体或封头的名义厚度； （3）对于接管或与容器相焊的其他物项，采用下列中的较小值：同物项焊接的容器壳体厚度；或零件的最大径向厚度，不包括整体壳体对接焊缝的突出部分； （4）对于平封头、管板或法兰，采用与对接焊缝突缘相连的最大壳体的厚度；		
<sup>b</sup> 不要求进行试验。		

表5-5 3 级部件用承压材料的夏比 V 型缺口冲击试验的吸收能量值要求（不包括螺栓连接件）

单位为毫米

名义壁厚 mm <sup>a</sup>	吸收能量 KV <sub>8</sub> （按规定的最小屈服强度分类，MPa），(J)					
	≤275MPa		>275MPa~380MPa		>380MPa~725MPa	
	三个试样	三个试样	三个试样	三个试样	三个试样	三个试样

7) 对于泵、阀和配件，采用同它们连接管道的名义壁厚。对于容器采用下列各项中的较小值：



	平均值	最低值	平均值	最低值	平均值	最低值
≤16 <sup>b</sup>	—	—	—	—	—	—
>16~19	18	14	20	14	27	20
>19~25	20	14	27	20	34	27
>25~38	27	20	34	27	41	34
>38~64	34	27	48	41	54	48
>64	41	34	54	48	61	54
<p>注1：当具有不同的规定最小吸收能量值的两种母材焊在一起时，则焊接工艺评定（7.3.3）的焊缝金属冲击试验吸收能量要求（7.3.3）应符合任一母材的要求；</p> <p>注2：按 5.4 要求对焊缝金属进行试验时，冲击试验吸收能量应符合两个被连接母材中任一母材的要求。</p>						
<p><sup>a</sup> （1）对于泵、阀门和配件，采用连接管道的最大名义厚度；</p> <p>（2）对容器和贮罐，采用适用的壳体或封头的名义厚度；</p> <p>（3）对于接管或与容器相焊的其他物项，采用下列中的较小值：同物项焊接的容器壳体厚度；或零件的最大径向厚度，不包括整体壳体对接焊缝的突出部分；</p> <p>（4）对于平封头、管板或法兰，采用与对接焊缝突缘相连的最大壳体的厚度；</p> <p><sup>b</sup> 不要求进行试验。</p>						

5.3.3.2.4 2、3 级部件用螺栓连接件材料

对于 2、3 级部件用螺栓连接件材料（包括螺母、双头螺栓和螺栓）应进行夏比 V 型缺口冲击试验。试验应在等于或低于最低使用金属温度下进行，三个试样的结果应符合表 5-6 的要求。

表5-6 2、3 级部件用螺栓连接件材料要求的 Cv 值（按 5.3.3.2.3 规定）

名义直径 D, mm	横膨胀值, mm		吸收能量 KV <sub>8</sub> , J	
	2 级部件	3 级部件	2 级部件	3 级部件
D≤25	不要求试验	不要求试验	不要求试验	不要求试验
D>25 至 100	0.64	0.38	不要求试验	41
D>100	0.64	0.50	61	48

5.3.4 2、3 级部件用材料要求冲击试验的次数

5.3.4.1 2、3 级部件用板材

热处理的每块板材应进行一次试验。当板材以未热处理过的状态供货，而用热处理的试样进行评定时，每块轧制状态的板材应进行一次试验。术语轧制状态是指从板坯或直接从钢锭轧成板材，而不是指它的热处理状态。

5.3.4.2 2、3 级部件用锻件和铸件

- a) 当单个锻件或铸件的重量小于 450kg 时，每一炉号的每一热处理批次的制品应进行一次试验。
- b) 当热处理是在连续式热处理炉内进行，此炉装有适当的温度控制设施和高温记录仪，从而可以得到完整的热处理记录时，一次热处理炉次应考虑为连续操作 8 小时内所处理的全部装载量或处理的总重量不超过 900kg 的制品，取其中较小值。
- c) 单重为 450kg 到 4,500kg 的锻件或铸件，每件都应进行一次试验。
- d) 作为 c) 的替代方法，如果锻件或铸件的试验件是代表热处理批的最大厚度，则单独试验锻件或试验铸件可用于代表同一炉号和同一热处理批次的不同尺寸的锻件和铸件。此外，试验锻件应经受与所代表锻件相同的锻造比和加工过程。

- e) 重量大于 4,500kg 的锻件或铸件,每件都应进行两组夏比 V 型缺口冲击试验和一组落锤试验(落锤试验仅对 2 级部件用材料)。选择落锤试样(落锤试样仅对 2 级部件用材料)或夏比 V 型缺口冲击试样的部位,应在锻件或铸件相隔 180°的部位上切取,两个部位的所取试样数量相等。
- f) 作为 e) 的替代方法,对静态浇注的铸件,可采用单独铸造试件[见 5.2.2.6 b) 2)];夏比 V 型缺口冲击试验和落锤试验(落锤试验仅对 2 级部件用材料)各做一次。

#### 5.3.4.3 2、3 级部件用棒材

横截面面积大于 650mm<sup>2</sup> 的棒材,每批应进行一次试验。此处一批的定义是指同一炉号同一次装炉热处理的材料,或者是指在一次连续热处理操作中所生产的棒材,重量不超过 2,700kg。

#### 5.3.4.4 2、3 级部件用管制品和配件

对于无缝的或不加填充金属焊接的制品,每批应进行一次试验。对于加填充金属焊接的制品,每批还应从焊缝区切取的试件上增加一次试样的试验。此处一批的定义应按适用的材料标准的规定,但同一批不能由超过一个炉号的材料和超过一种直径的制品所组成,同时所包括的任何制品的名义厚度,不超过经过冲击试验的厚度再加 6mm。每批应在一次热处理炉装料,或在连续热处理炉的同一次连续操作中进行,热处理炉的温度变化范围控制在 28℃ 以内,并装有高温记录仪。

#### 5.3.4.5 2、3 级部件用螺栓连接件材料

每一批材料应进行一次试验。此处一批的定义是指同一炉号、在同一装炉热处理的材料,或是指在一次连续热处理操作中所生产的材料,每批的重量应不超过下列规定:

- 直径≤44mm, 680kg;
- 44mm<直径≤64mm, 1,350kg;
- 64mm<直径≤125mm, 2,700kg;
- 直径>125mm, 4,500kg。

#### 5.3.5 2、3 级部件用材料的复试

##### 5.3.5.1 2、3 级部件用材料的复试(螺栓连接件除外)

- a) 对于 5.3.3 所要求的夏比 V 型缺口冲击试验,则在同一温度下可进行一次复试,复试须满足下列条件:
  - 1) 试验结果的平均值应满足表 5-2 或表 5-3 或表 5-4 或表 5-5 中相应规定的三个试样的平均值;
  - 2) 每次试验中,只能有一个试样小于表 5-2 或表 5-3 或表 5-4 或表 5-5 相应规定的三个试样的最低值;
  - 3) 不满足最低值要求的试样,应比表 5-2 或表 5-3 或表 5-4 或表 5-5 中相应规定的三个试样中最低值要求低 6.8J 或 0.13mm 的值以内。
- b) 每次复试取两个补充试样,补充试样的切取尽可能靠近不合格试样的部位。两个试样的试验结果应等于或大于表 5-2 或表 5-3 或表 5-4 或表 5-5 中相应规定的三个试样的平均值,复试才算合格。

##### 5.3.5.2 2、3 级部件用螺栓连接件材料的复试

- a) 对于 5.3.3 要求的夏比 V 型缺口冲击试验,在同一温度下可进行一次复试;但应满足下述条件:
  - 1) 每次试验中,只能有一个试样低于合格要求;
  - 2) 不满足合格要求的试样,是同规定合格要求低于 6.8J 或 0.13mm 的值以内。
- b) 每次复试取两个补充试样,补充试样的切取尽可能靠近不合格试样的部位。当两个试样的试验结果都应满足规定的合格要求时,复试才算合格。

#### 5.3.6 仪表和装置的标定

冲击试验使用的温度仪表和夏比 V 型缺口冲击试验机,应按下列 a) 和 b) 规定的次数进行标定:

- a) 控制试样试验温度的温度仪表。至少应每隔三个月标定一次，并记录标定结果，以满足 T/CNEA XXX. 1-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》6.1.3.1.7.2 的要求。
- b) Cv 冲击试验机应进行标定，并记录标定的结果，以满足《核设施建造统一规范（总规则）》6.1.3.1.7.2 的要求。应每年至少标定一次，采用 GB/T 229-2007 所述的方法，并按《核设施建造统一规范（总规则）》的要求使用国家标准技术协会提供的标准试样，或由分包标定服务的任一供应商提供的标准试样。

## 5.4 焊接材料

### 5.4.1 通用要求

- a) 除用于堆焊或硬质合金堆焊的焊接材料外，凡用于部件或材料的建造和修补的所有焊接材料，应符合 T/CNEA XXX-XXXX 《压水堆承压部件 焊接》第5部分至第17部分【焊接材料技术规格书的要求，或第IX卷允许使用其他焊接材料】的要求。此外，焊接材料还应符合本节所规定的要求，以及符合 5.1.5 中关于材料识别的各项规则。
- b) 证书持有者应给进行试验的机构提供下列资料，诸如：
  - 1) 焊接工艺；
  - 2) T/CNEA XXX-XXXX 《压水堆承压部件 焊接》标准及型号【SFA 技术规格书和级别】；
  - 3) T/CNEA XXX-XXXX 《压水堆承压部件 焊接》以外的标准及型号【如果 SFA 技术规格书不适用时的其他鉴别方法】；
  - 4) 焊后状态或热处理后的或两种状态下（5.4.3.1.1(c)）的最低抗拉强（5.4.3.1.1(e)）；
  - 5) （仅 2 级部件）焊后状态或热处理后的或两种状态下材料的落锤试验（5.3.3.2）
  - 6) 焊后状态或热处理后的或两种状态下材料的 CV 试验（5.3.3.1），应提供试验温度和横向膨胀量或吸收能量值；
  - 7) 当有试件焊接时，采用的预热温度和道间温度（5.4.3.1(c)）；
  - 8) 当产品焊缝要进行热处理时，应提供焊后热处理时间、热处理温度范围和最大冷却速率；
  - 9) 应按 T/CNEA XXX-XXXX 《压水堆承压部件 焊接》【SFA 技术规格书】或焊接工艺规程和 5.4.3.2 要求进行化学分析的元素；
  - 10) （ $\delta$ -铁素体的最低含量（5.4.3.3））。

### 5.4.2 要求的试验

焊接材料试验项目和验收指标满足 T/CNEA XXX-XXXX 《压水堆承压部件 焊接》第5部分至第17部分的规定。

### 5.4.3 焊缝金属试验

焊接材料试验项目和验收指标满足 T/CNEA XXX-XXXX 《压水堆承压部件 焊接》第5部分至第17部分的规定。

### 5.4.4 焊接材料的贮存和保管

焊条、焊剂和其他焊接材料应妥善贮存和保管。应采取措施，尽量减少焊剂及管状焊丝、机制焊条和药皮焊条的受潮。

## 5.5 2、3 级部件用承压材料的检测和修补

### 5.5.1 2、3 级部件用承压材料

2、3 级部件用承压材料应按材料标准和本节的另外要求进行检测和修补。对于 ANSI B16.34 特殊等级阀门 6.5.1.3（3 级部件：6.4.1.3）的承压材料，应按特殊等级阀门的要求和本节的附加要求进行检测和修补。如本节规定的检测和修补与 ASME B16.34 的要求相同或更高时，则仅需满足本节的要求。

不能用本节以外的尺寸，以免降低 ASME B16.34 特殊等级阀门的检测要求。

### 5.5.2 2、3 级部件用板材的检测和修补

#### 5.5.2.1 要求的检测

板材应按 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测》的要求进行检测。

#### 5.5.2.2 检测时间

应在制造时按下面 a)、b) 和 c) 的要求进行验收检测。

- a) 材料标准要求的检测项目，应按材料标准的规定在制造时进行。
- b) 当要求对修补焊缝进行射线检测时，可在任何要求的焊后热处理以前进行。
- c) 修补焊缝的磁粉检验或液体渗透检测，应在任何要求焊后热处理以后进行，但对 P-No. 1 材料，可在焊后热处理之前或以后进行检测。

#### 5.5.2.3 表面缺陷的清除

表面缺陷应采用打磨或机加工的方法清除，但应满足下面 a) 和 b) 的要求。

- a) 缺陷清除后，表面凹陷应与周围表面平滑过渡。
- b) 缺陷清除后，如果截面厚度减少到设计所要求的最小厚度时，则材料应按照 5.5.3.6（3 级部件：5.5.2.4）的规定进行修补。

#### 5.5.2.4 焊接修补

金属材料制造单位可在清除缺陷后用焊接材料进行修补，但清除缺陷后的修补深度不得超过材料名义厚度的三分之一，且修补应满足下列各款要求。但应事先取得国务院核安全监管部门认可的单位的批准。

5.5.2.4.1 缺陷的清除——应采用适当的机械切削、热切割或铲凿等方法清除缺陷，或将缺陷减小到可接受范围以内，并将凹坑做好补焊准备（7.2.1.1.1）。

5.5.2.4.2 焊接工艺的评定和焊工的考核——焊接工艺、焊工或焊机操作工应按照 7 和 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》的规定进行评定和考核。

5.5.2.4.3 修补区域的平整——修补后的表面应与周围表面平滑过渡。

5.5.2.4.4 修补焊缝的检测——每条修补焊缝应采用磁粉法（见 5.5.4.5（3 级部件：5.5.3.2））或液体渗透法（见 5.5.4.6（3 级部件：5.5.3.3））进行检测。此外，当修补凹坑的深度超过 10mm 或截面厚度的 10% 中的较小值时，则修补焊缝应按 8.3.1（3 级部件：8.3.2）的规定及适用的验收标准进行射线检测。透度计应以修补区域的截面厚度为基准。

5.5.2.4.5 修补后的热处理——产品修补后应按照 7.6.2 的要求进行热处理。

5.5.2.4.6 材料的缺陷和修补报告——凡要求进行射线检测的每个修补缺陷，均应记录在经确认的材料试验报告中。每个修补件的经确认的材料试验报告应包括下列内容：一份表明修补凹坑位置和尺寸的简图、焊接材料鉴别、焊接工艺、热处理以及一份包括射线底片的检测结果报告。

### 5.5.3 2、3 级部件用锻件和棒材的检测和修补

#### 5.5.3.1 要求的检测

锻件和棒材应按材料标准的要求进行检测，但当按本部分的规则特别要求进行磁粉检测或液体渗透检测时，则检测应符合 5.5.4.5（3 级部件：5.5.3.2）或 5.5.4.6（3 级部件：5.5.3.3）的相应要求。

#### 5.5.3.2 磁粉检测

##### 5.5.3.2.1 检测要求

应按 T/CNEA XXX.5-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第5部分：磁粉检测》的要求进行锻件和棒材的磁粉检测。

##### 5.5.3.2.2 磁痕的分类、评定和记录

磁痕显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示分为：

——线性显示：长度与宽度之比大于 3 的磁痕显示；

——圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于 3 的椭圆形磁痕显示。

进行磁痕观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定与记录。

凡主要尺寸大于 1.5mm 的相关显示，应予记录。

应记录上述相关显示的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录磁痕显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、复膜和可剥离塑料薄膜等方式记录磁痕显示的形貌。

### 5.5.3.2.3 验收标准

下列相关显示应不予验收：

- a) 当材料厚度小于 16mm 时，长度大于 1.5mm 的线性显示；当材料厚度为 16mm 到 50mm 时，长度大于 3mm 的线性显示；当材料厚度大于或等于 50mm 时，长度大于 5mm 的线性显示；
- b) 当材料厚度小于 16mm 时，尺寸大于 3mm 的圆形显示；当材料厚度大于或等于 16mm 时，尺寸大于 5mm 的圆形显示；
- c) 在同一直线上有 4 个或 4 个以上相关显示，其边缘间距小于 1.5mm；
- d) 在缺陷显示最严重的区域内，任意 4000mm<sup>2</sup> 矩形区域（最大边长不超过 150mm）内，有 10 个或 10 个以上相关显示。

### 5.5.3.3 渗透检测

#### 5.5.3.3.1 检测要求

应按 T/CNEA XXX.4-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第 4 部分：渗透检测》的要求进行锻件和棒材的渗透检测。

#### 5.5.3.3.2 显示的分类、评定和记录

显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示可分为线性显示和圆形显示：

——线性显示：长度与宽度之比大于 3 的显示；

——圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于 3 的椭圆形显示。

对显示进行观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定。

不允许存在可能掩盖不连续显示的残存荧光区或着色区。这些区域应清洗干净，并重新检测。

凡主要尺寸大于 1.5mm 的相关显示，应予记录。

应记录上述相关显示的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、录像和可剥离塑料薄膜等方式记录显示的形貌。

#### 5.5.3.3.3 验收标准

下列相关显示应不予验收：

- a) 当材料厚度小于 16mm 时，长度大于 1.5mm 的线性显示；当材料厚度为 16mm 到 50mm 时，长度大于 3mm 的线性显示；当材料厚度大于或等于 50mm 时，长度大于 5mm 的线性显示；
- b) 当材料厚度小于 16mm 时，尺寸大于 3mm 的圆形显示；当材料厚度大于或等于 16mm 时，尺寸大于 5mm 的圆形显示；
- c) 在同一直线上有 4 个或 4 个以上相关显示，其边缘间距小于 1.5mm；
- d) 在缺陷显示最严重的区域内，任意 4000mm<sup>2</sup> 矩形区域（最大边长不超过 150mm）内，有 10 个或 10 个以上相关显示。

#### 5.5.3.4 检测时间

2 级部件用材料检测时间的要求应与 5.5.2.2 的规定相同。

3 级部件用材料验收检测应按下列要求执行。

- a) 磁粉或液体渗透检测应在成品下进行。
- b) 用镗孔或车削方法将锻件和轧制棒材制成的管状零件或配件，应在镗孔或车削后进行检测（车制螺纹或钻孔除外）。

#### 5.5.3.5 表面缺陷的清除

2 级部件用材料表面缺陷应按 5.5.2.3 的规定进行清除。

3 级部件用材料表面缺陷的清除应满足如下规定：

- a) 如果满足下列 1) 到 4) 的要求，则不合格表面缺陷应用打磨或机加工的方法清除。
  - 1) 截面的剩余厚度不得低于第 7 章规定的要求；
  - 2) 缺陷清除后，表面的凹陷应与周围的表面平滑过渡；
  - 3) 缺陷清除后，此区域应按 5.5.3.2 进行磁粉检测或按 5.5.3.3 进行液体渗透检测，以确保缺陷已被清除或减小到可接受的尺寸范围内；
  - 4) 为消除氧化皮或其他影响外观的机械加工痕迹或为了便于进行超声波检测而打磨的表面区域不需进行磁粉或液体渗透法检测。
- b) 缺陷清除后，如果产品的截面厚度小于第 6 章要求的最小厚度，应按 5.5.3.6 进行修补。

#### 5.5.3.6 焊接修补

对焊接修补的要求应与 5.5.2.4 的规定相同，但允许修补的深度不受限制。

### 5.5.4 2、3 级部件用无缝以及焊接（不加填充金属）管状制品和配件的检测与修补

#### 5.5.4.1 要求的检测

2 级部件用无缝以及焊接（不加填充金属）管状制品和配件要求的检测如下：

- a) 焊接管状制品（不加填充金属）的所有焊缝应按下述方法检测：
  - 1) 超声检测按 5.5.5.2；
  - 2) 射线检测按 5.5.5.2；
  - 3) 涡流检测按 5.5.5.4。
- b) 锻制的无缝和焊接的（不加填充金属）管状制品及配件（除铜和镍合金管道和管子外）应符合 5.5.5.3、5.5.5.4 和 5.5.5.5 及母材技术规格书的要求。
- c) 铜合金和镍合金锻制的无缝和焊接（不加填充金属）管状制品和配件应符合 5.5.5.4 和母材技术规格书的要求。

3 级部件用无缝以及焊接（不加填充金属）管状制品和配件要求的检测如下：

无缝和焊接（不加填充金属）管状制品和配件应符合 5.5.4.2、5.5.4.3、5.5.4.4 及技术规格书的要求。

#### 5.5.4.2 2 级部件用材料超声检测<sup>8)</sup>

##### 5.5.4.2.1 检测要求

应按 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第 2 部分：超声检测》的要求进行管材的超声检测。

##### 5.5.4.2.2 验收准则

不允许存在任何回波幅度不小于校准试块切槽回波幅度的显示。

#### 5.5.4.3 2 级部件用材料射线检测

##### 5.5.4.3.1 检测要求

用射线检测代替对材料整个体积的超声检测，该方法应适用于管道，管子或配件材料的整个体积。

---

8) 本节要求的体积性检测仅需从一个面进行。

对焊缝所规定的验收标准适用于材料的全体积检测。

可参照 T/CNEA XXX.3-XXXX 《压水堆承压部件 无损检测 第 3 部分：射线检测》的要求进行管材的射线检测。

5.5.4.3.2 验收标准

射线照相所发现的和具有缺陷特性的下列情况均为不可接受的缺陷：

- a) 任何裂纹、未熔合或未焊透；
- b) 长度大于表 5-7 中所列值的任何单个条形缺陷；

表5-7 单个条形缺陷的长度限值

壁厚 t mm	单个条形缺陷的长度 mm
t≤19	6
19<t≤57	t/3
t>57	19
注：t为对接焊接接头较薄部分的厚度。	

- c) 内部焊根的状态在射线照相所示的黑度不是突变时是可以接受的，但在这种焊根状态的任一端上，射线照相的条形显示达到表 5 的规定时，是不可接受的；
- d) 在 12t 长度内，任一组显示其累计长度大于 t。但最小距离超过 6L 的相邻显示可除外，L 为最大的显示长度；
- e) 单个圆形缺陷的长径大于 t/2；
- f) 缺陷点数大于表 5-8 中所列值的圆形缺陷。

表5-8 圆形缺陷的点数限值

评定区 mm	10×10			10×20		10×30
壁厚 t mm	≤10	>10~15	>15~25	>25~50	>50~100	>100
缺陷点数	3	6	9	12	15	18
注：表中的数字是允许缺陷点数的上限。						

圆形缺陷评定区为一个与焊缝平行的矩形，其尺寸见表 5-9。圆形缺陷的评定区应选在缺陷最严重的区域。当缺陷与评定区边界相接时，应将此缺陷划入评定区。

评定圆形缺陷时，应将缺陷尺寸按表 5-10 换算成缺陷点数。不计点数的缺陷尺寸见表 5-11。

表5-9 圆形缺陷评定区

单位为毫米（mm）

壁厚 t	≤25	>25~100	>100
评定区尺寸	10×10	10×20	10×30

表5-10 缺陷点数换算

缺陷长径 mm	≤1	>1~2	>2~3	>3~4	>4~6	>6~8	>8
点数	1	2	3	6	10	15	25

表5-11 不计点数的缺陷尺寸

单位为毫米（mm）

壁厚 t	缺陷长径
≤25	≤0.5
>25~50	≤0.7
>50	≤1.4%t

5.5.4.4 2 级部件用材料涡流检测

5.5.4.4.1 检测要求

应按 T/CNEA XXX.6-XXXX 《压水堆承压部件 无损检测 第 6 部分：涡流检测》的要求进行管材的涡流检测。

5.5.4.4.2 验收要求

有缺陷的产品所产生的缺陷显示超过标准缺陷显示时则判为不可接受。

5.5.4.5 2、3 级部件用材料的检测时间

- a) 淬火和回火产品应在淬火和回火热处理后按要求进行检测。
- b) 非淬火和回火产品应按下列要求进行检测：
  - 1) 当有要求时，2 级部件用材料应在最终热处理（焊后热处理除外）之后进行超声检测或涡流检测；
  - 2) 当有要求时，2 级部件用材料可在任一要求的焊后热处理之前进行射线检测；
  - 3) 在最终热处理之后，应对包括补焊焊缝在内的所有焊缝进行磁粉或液体渗透检验，但对名义厚度等于或小于 50mm 的 P-No. 1（T/CNEA XXX. 2-XXXX 《压水堆承压部件 焊接 第 2 部分：焊接工艺评定》）材料可在焊后热处理之前进行检测。
  - 4) 用镗孔或车削方法将锻件和轧制棒材制成的管状零件或配件，应在镗孔和（或）车削后进行检测（车制螺纹除外）。配件的检验应在最终成形之后进行。
  - 5) 当要求表面检测时，所有外表面和可接近内表面都应检测（螺栓孔和螺纹除外）。

5.5.4.6 2、3 级部件用材料的表面缺陷的清除

表面缺陷应采用打磨或机加工的方法清除，但需满足下列 a) 到 c) 的要求：

- a) 缺陷清除后，表面凹陷应与周围表面平滑过渡。
- b) 缺陷清除后，此区域应采用原来发现缺陷的方法再作检测以确保缺陷已被清除或减小到可接受的尺寸。
- c) 缺陷清除后，如果产品的截面厚度小于 6 节要求的最小厚度，应按第 5.5.5.5 节（3 级部件：5.5.4.4）进行修补。

5.5.4.7 2、3 级部件用材料的焊接修补

缺陷的修补应按 5.5.2.4 的规定进行，但对铜-镍合金和镍合金热交换器传热管不允许焊接修补。

5.5.5 2、3 级部件用的加填充金属焊接的管状制品和配件的检测和修补

5.5.5.1 要求的检测

- a) 加填充金属焊接的管状制品，例如按 SA-134（仅对 3 级部件）、SA-358、SA-409、T/CNEA XXX. 31-XXXX 《常温和低温用电熔化焊公称管》、SA-672 和 SA-691 要求制造的管道，以及按 T/CNEA XXX. 26-XXXX 《中、高温用锻制碳钢和合金钢管道配件》、SA-403 和 SA-420 的 WPW 级的加填充金属焊接制造的配件，都应作为材料处理。但检验师的检测和 NPT 标记的打印都应按第 III 卷要求进行。除了打上 NPT 标记以外，还应在正式的规范标记外面的下部打上数字 2（3 级部件：数字 3）的印记。
- b) 除了按材料标准和本章的要求外，2 级部件用管件和配件管件和配件还应按母材材料标准对所有焊缝进行 100%射线检测，母材材料标准没有规定射线检测时，焊缝应按 5.5.6.3 进行检测。



- c) 做过射线检测的管状制品和配件应做好标记以表明进行了射线检测。射线检测的底片以及说明底片位置的射线检测报告，应随同被确认的材料试验报告一起提供。
- d) 授权专业责任工程师应按 T/CNEA XXX. 1-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》7. 2. 10 的要求时在部分数据报告表 NM-1 作签字确认。

5. 5. 5. 2 2 级部件用材料的射线检测

2 级部件用材料的射线检测应按 5.5.4.3 的要求进行。

5. 5. 5. 3 2、3 级部件用材料的检测时间

检测时间应符合 5.5.4.5 的要求。

5. 5. 5. 4 2、3 级部件用材料表面缺陷的清除

不可接受的表面缺陷应按 5.5.4.6 的要求清除。

5. 5. 5. 5 2、3 级部件用材料的焊接修补

如果母材技术规格书允许，母材中的缺陷应按 5.5.5.5 的要求进行修补。焊接缺陷的补焊应按 7.4.5 的要求进行。

5. 5. 6 2、3 级部件用静态铸件和离心铸件的检测和修补

静态浇注铸件和离心浇注铸件的检测和修补除满足材料标准和本章要求外，对静态浇注铸件和离心浇注铸件的检测还应符合以下各款的规定。

5. 5. 6. 1 要求的检测

- a) 由表 5-12 列出所要求的 2 级铸件产品和表 5-13 列出所要求的 3 级铸件产品，应采用体积法和/或表面法检测，其中包括修补。
- b) 按 ANSI B16 . 34 特殊等级范围供货的 2 级部件用铸造阀门，既不需考虑尺寸也不需考虑表 10 所适用的质量系数压力参数，以便减少标准（5. 5. 1）所要求的检测。对于特殊等级类别的 2 级部件用阀门由 ASME B16. 34 所要求的检测应按本部分的规程和验收标准。
- c) 按 ASME B16. 34 特殊等级范围供货的 3 级部件用铸造阀门，铸件的检测包括规程和验收要求等，应符合 ASME B16. 34 的要求。

5. 5. 6. 2 2、3 级部件用材料的无损检测时间

5. 5. 6. 2. 1 验收检测

2 级部件用材料的验收检测应按下列条款和表 5-12 的规定在制造期内进行；3 级部件用材料的验收检测应按下列条款和表 5-13 的规定在制造期内进行。

- a) 超声波检测——如有要求，应在要求进行射线检测的同一个制造期内进行超声检测。
- b) 射线检测——射线检测可在热处理前进行；对于下列限定厚度内的铸件，在机加工完成之前或后进行均可：
  - 1) 对成品厚度小于 64mm 的铸件，应在成品厚度的 20%或 13mm（取两者中较大值）范围内进行射线检测；透度计和验收校准胶片应根据成品厚度确定。

表5-12 2 级铸件产品按要求进行的检测

公称管径	工件	对 2 级铸件适用的特殊要求
≤DN 50 的 进口接管	铸造配件、泵和阀	无，除了按照 ASME B16.34 特殊级别类型的阀门应按 5.5.7.1 b) 的规定
	除管配件、泵和阀以外的 铸造承压材料	铸件承压材料应用射线方法或超声方法或两种方法结合进行检测，对具有粗晶粒的铸件或铸件某一区域，或其形状不能由超声波方法得出有意义的检测结果时，应采用射线方法检测。（5.5.7.5）
	P-No.1 或 P-No.8 材料的 泵和阀门的补焊焊缝	无

	除 P-No.1 或 P-No.8 材料的泵和阀门以外的铸造承压材料的补焊焊缝	每条修补焊缝应用磁粉法和液体渗透法检测。此外，当要求铸件射线检测时，对坑穴深度超过 10mm 或 10% 截面厚度（取两者中较小值）的补焊焊缝应按 5.5.7.5 要求进行射线检测
DN 50~DN 100 进口接管	质量系数 1.00 的铸造泵和阀门	在所有外表面和可接近的内表面可用磁粉或液体检测代替，全体积检测[除了对铸造泵和阀门的焊接端部应用射线方法从焊缝的最后端至少检查为 $t$ 的距离（ $t$ 为设计的截面厚度）外]
	质量系数 0.70 的铸造泵和阀门	无
	除铸造泵和阀门外的铸造承压材料	铸件承压材料应用射线方法或超声方法或两种方法结合进行检测。对具有粗晶粒度的铸件或铸件某一区段，或其形状不能由超声方法产生有意义的检测结果时，应采用射线方法检测
	质量系数 0.70 的 P-No.1 或 P-No.8 材料的泵和阀门的补焊焊缝	无
	质量系数 0.70 的 P-No.1 或 P-No.8 材料的泵和阀门以外的铸件承压材料的补焊焊缝	每条修补焊缝应用磁粉法和液体渗透法检测。此外，当要求铸件射线检测时，对坑穴深度超过 10mm 或 10% 截面厚度（取两者中较小值）的补焊焊缝应按 5.4.7.4 要求进行射线检测。
> DN 100 进口接管	铸造承压材料	铸件承压材料应用射线方法或超声方法或两种方法并用进行检测。对具有粗晶粒的铸件或铸件某一区域，或其形状不能由超声方法得出有意义的检测结果时，应采用射线方法检测
	补焊焊缝	每一补焊焊缝应进行磁粉法和液体渗透法检测。此外，当要求铸件射线检测时，对坑穴深度超过 10mm 或 10% 截面厚度（取两者中较小值）的补焊焊缝按 5.5.7.5 要求进行射线检测

表5-13 3 级铸件产品按要求进行的检测

名义管径	工件	对 3 级铸件适用的特殊要求
≤ DN 50 的 进口接管	铸管配件、泵和阀	无，但按 ASME B16.4 特殊等级分类的阀门应符合 5.5.6.1（b）要求
	除铸造管配件、泵和阀外质量系数 0.80 的承压铸件材料	目视检测
	除管铸配件、泵和阀外的质量系数 0.85 的承压铸件材料	在所有外表面和可达的内表面进行磁粉或液体渗透检测
	除铸管配件、泵和阀外，质量系数 1.00 的承压铸件材料	要求射线或超声波检测；可选磁粉或液体渗透检测
	修补焊缝	（a）当要求磁粉或液体渗透检测铸件时，每焊缝制作应作同样检测。 （b）当铸件要求射线检测时，对凹坑深度超过 10mm 或 10% 截面厚度（取两者中较小者）的修补焊缝应按 5.5.6.5 要求进行射线检测。 （c）当要求铸件局部射线检测时，位于不经射线检测的铸件区域的修补焊缝，仅需磁粉法或液体渗透法检测
> DN 50 的 进口接管	铸阀	无，但按 ASME B16.4 特殊等级分类的阀门应符合 5.5.6.1（b）要求
	除阀以外质量系数 0.80 的承压铸件材料	目视检测
	除阀以外质量系数 0.85 的	在所有外表面和可达的内表面进行磁粉或液体渗透检测

	承压铸件材料	
	除阀以外质量系数 1.00 的承压铸件材料	要求射线或超声波检测；可选磁粉或液体渗透检测
	修补焊缝	(a) 当要求磁粉或液体渗透检测铸件时，每制作应作同样检测。 (b) 当铸件要求射线检测时，对凹坑深度超过 10mm 或 10% 截面厚度（取两者中较小者）的修补焊缝应按 5.5.6.5 要求进行射线检测。 (c) 当要求铸件局部射线检测时，位于不经射线检测的铸件区域的修补焊缝，仅需磁粉法或液体渗透法检测

- 2) 对成品厚度介于 64mm 至 150mm 之间的铸件，应在成品厚度 20%范围内进行射线检测。透度计和验收校准胶片应根据成品厚度确定。
- 3) 对成品厚度大于 150mm 的铸件，应在 13mm 或 15%的成品厚度（取两者中较大值）的范围内进行射线检测。透度计和验收校准胶片应根据成品厚度确定。
- c) 对其铸态或粗机加工厚度超过上述 b) 1)、b) 2)或 b) 3)限制的泵和阀门的铸件，只要满足下列条件也可进行射线检测。
- 1) 当铸态或粗机加工的截面厚度超过 50mm 时，验收应按相邻的较薄厚度确定的验收校准胶片为准。如拟作射线检测的截面厚度大于 114mm 时，可使用 ASTM E186 的验收校准胶片。透度计则应根据拟作射线检测的截面厚度而确定。
- 2) 当铸态或粗机加工后的截面厚度小于或等于 50mm 时，应使用 ASTM E446 验收校准胶片，而透度计则应根据成品截面厚度确定。
- 3) 对距离最终焊缝端点最小距离为 t 或 13mm（取两者中较小值）的焊缝端部（此处 t 为焊缝的设计截面厚度），应在上述适用的 b) 1)、b) 2)或 b) 3)给出的厚度限制范围内进行射线检测。或者，焊缝端部可按上述 a) 和 b) 的要求对铸态或粗机加工后的厚度进行射线检测。透度计应根据成品截面厚度而确定。
- d) 磁粉或液体渗透检测——磁粉或液体渗透检测应在材料标准要求的最终热处理后进行。焊接修补区要进行焊后热处理时，则对该区的检测应在焊后热处理后进行，但对名义厚度小于 50mm 的 P-No. 1（T/CNEA XXX. 2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第 2 部分：焊接工艺评定》）材料的修补焊缝的检测可在焊后热处理之前进行。对具有机加工表面的铸件，对其所有完工的机加工表面（但不包括螺纹表面和直径小且深的孔）也应采用磁粉或液体渗透检测。

5.5.6.3 2、3 级部件用母材焊接修补的规定

在满足本章规定的要求时，金属材料制造单位可用焊接方法对去除缺陷后的产品进行修补。

- 5.5.6.3.1 缺陷的去除——缺陷应用适当的机加工、热切割或刨削方法清除或减小至可接受的尺寸，并准备补焊的凹坑。当采用热切割时应考虑材料的预热。
- 5.5.6.3.2 焊接修补——金属材料制造单位可在清除材料内包含不可接受的缺陷时采用焊接方法对铸件进行修补，修补的深度不限。型芯孔或浇注孔可由金属材料制造单位根据本条的要求用焊接方法将其封住，但规定只能要用填充金属进行封焊。如果该孔是用焊接金属嵌条来封住的，则根据本规范的要求，应由授权取得国务院核安全监管部门认可的单位焊接。
- 焊接工艺评定和焊工的考核——制造商应对本机构所完成的焊接工作负责，并按本规范第 7 章和 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第 2 部分：焊接工艺评定》的要求制定工艺并进行评定试验，以便对焊接工艺进行评定和应用这些工艺的焊工和焊机操作工的技能进行考核。制造商还应对其分包商完成的焊接工作负责，并应保证分包商按本规范第 7 章和 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第 2 部分：焊接工艺评定》的要求对他们的焊接工艺进行了评定和焊工及焊机操作工的技能进行了考核。
- 5.5.6.3.3 修补区的平整修补后，修补区表面应修整到与周围表面平滑过渡。

#### 5.5.6.3.4 修补焊缝的检测

- a) 每一修补焊缝均应按 5.5.6.7 要求作磁粉方法检测或按 5.5.6.6 要求作液体渗透方法检测。此外，如规定对毛坯铸件进行射线检测时，对深度超过 10mm 和 10%名义壁厚（取两者中较小值）的补焊凹坑，应在修补后进行射线检测，但焊缝夹渣（包括细长夹渣）除外，这些夹渣应包括相应的校准底片中的 B 类夹杂物。包括夹渣在内的所有夹杂物的总面积不应超过校准底片中 B 类缺陷所相应严重程度的限制。透度计和修补焊缝射线检测的验收标准应根据修补区实际截面厚度而确定。
- b) 对于泵和阀门中名义管径小于等于 DN 50 的进口管接头，以及用 P-No. 1 或 P-No. 8 材料，则修补焊缝不需进行检测。

5.5.6.3.5 修补后的热处理——材料修补后应按 7.6.2 要求进行热处理，但可不采用 7.6.2.3 中规定的加热和冷却速率限制。

5.5.6.3.6 表面缺陷的清除——如果满足下列 a) 到 c) 的要求，可采用打磨或机加工方法来清除表面缺陷。

- a) 缺陷清除后，凹坑应与周围表面平滑过渡。
- b) 缺陷清除后，应按 5.5.6.7 的要求用磁粉方法或按 5.5.6.6 要求用液体渗透方法对该区域重新进行检测以保证缺陷已被清除或减小到可接受的尺寸。
- c) 如果缺陷清除后，截面厚度小于技术规格书或图纸规定的要求，应按 5.5.3.6 的要求对铸件作修补。

5.5.6.3.7 材料的缺陷和修补报告——凡深度超过 10mm 或名义壁厚的 10%（取两者中较小值）的每一修补缺陷，都应记载在经确认的材料试验报告中。每个产品经确认的材料试验报告应包括下列内容：一份表明修补凹坑位置和尺寸的简图、焊接材料的鉴别、焊接工艺、热处理和检测结果。当在订货合同中规定了对毛坯铸件的射线检测要求时，还应包括射线检测的底片。

#### 5.5.6.4 2、3 级部件用铁素体铸件的超声检测

超声检测应按 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第 2 部分：超声检测》的要求进行。

##### 5.5.6.4.1 验收标准

2 级部件用材料验收指标：

- a) 质量等级应采用于下列铸件厚度：
  - 1) 质量 1 级，厚度小于和等于 50mm；
  - 2) 质量 3 级，厚度介于 50mm 至 100mm；
  - 3) 质量 4 级，厚度大于 100mm。
- b) 除了上述 a) 中的质量等级外，下列要求 1) 到 5) 应用于直射法扫查或斜射法扫查检测：
  - 1) 给出的显示超过波幅校准线区域，其任一尺寸大于表 5-14 所规定的数值即为不可接受；
  - 2) 质量 1 级应适用于铸件表面以下 25mm 以内的体积而不考虑其全部的厚度。
  - 3) 不连续缺陷所显示的深度变化等于和大于 1/2 壁厚或 25mm（取两者中较小值）即为不可接受。
  - 4) 在同一平面内的两个或两个以上的缺陷产生的幅值显示超过波幅校准线，并且其相互隔开的距离小于邻近较大显示的最小尺寸时，如果它们不能包括在小于上述 b)1) 中质量等级所规定的区域内，则这些缺陷为不可接受。
  - 5) 两个或两个以上缺陷所产生的显示，在厚度小于 50mm 的铸件中所产生大于质量 1 级所允许的显示，或在厚度为 50mm 至 100mm 的铸件中所产生的显示大于质量 2 级所允许的显示，或在厚度大于 100mm 的铸件中所产生的显示大于为质量 3 级所允许的显示。而且显示的相互隔开距离又小于邻近较大显示的最长尺寸时，如果它们不能包括在上述 a) 中质量等级所要求的区域以内，则这些缺陷为不可接受。

表5-14 超声检测质量等级区域的最长尺寸<sup>9)10)11)</sup>

1	38 mm
2	50 mm
3	64 mm
4	75 mm

3 级部件用材料验收指标:

不允许存在以下显示:

- a) 幅度不小于 100%DAC, 且面积或最大显示长度超过表 5-15 中相应质量等级的显示;
- b) 由于显示所引起的底波降幅达到或超过 75%, 且面积或最大显示长度超过表 5-9 中相应质量等级的显示;
- c) 铸件表面下 25mm 范围内的以下显示:
  - 1) 幅度不小于 100%DAC, 且面积或最大显示长度超过表 5-8 中质量等级 1 的显示;
  - 2) 由于显示所引起的底波降幅达到或超过 75%, 且面积或最大显示长度超过表 5-8 中质量等级 1 的显示。
- d) 深度变化不小于 25mm 或铸件厚度一半 (取较小者) 的显示信号;
- e) 同一平面上, 同时满足以下条件的显示:
  - 1) 存在两个或两个以上幅度超过 100%DAC 的相邻显示;
  - 2) 相邻显示的间距小于较大显示的最大尺寸;
  - 3) 上述显示不能被表 5-8 中相应质量等级所对应的最大允许显示长度所包含。
- f) 同时满足以下条件的显示:
  - 1) 存在两个或两个以上的显示, 且显示长度大于表 5-8 中相应质量等级中的规定值, 其中厚度小于 50mm 的铸件对应质量 1 级, 厚度为 50mm~100mm 的铸件对应质量 2 级, 厚度大于 100mm 的铸件对应质量 3 级;
  - 2) 相邻显示的间距小于较大显示的最大尺寸;
  - 3) 上述显示不能被表 5-8 中相应质量等级所规定的显示区域所包含, 其中厚度小于 50mm 的铸件对应质量 1 级, 厚度为 50mm~100mm 的铸件对应质量 3 级, 厚度大于 100mm 的铸件对应质量 4 级。

表5-15 铸件质量等级

质量等级	最大允许显示面积 mm <sup>2</sup>	最大允许显示长度 mm
1	500	38
2	1000	50
3	2000	64
4	3000	75

5.5.6.5 2、3 级部件用材料的射线检测

5.5.6.5.1 检测

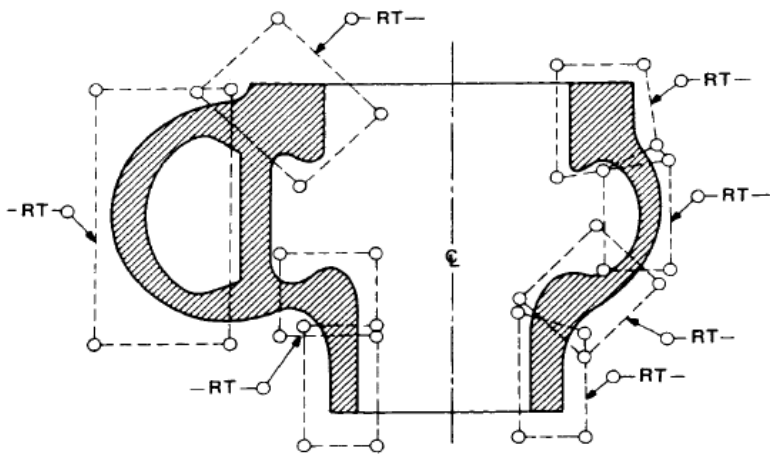
如果对毛坯铸件有规定, 则应对承压的铸造材料用射线方法作检测, 但铸造的铁素体钢除外, 它既可用射线方法也可用超声方法, 或者用两种方法的组合进行检测。因铸件或铸件的某些截面含有粗大晶

9) SA-609 中超声检测质量等级区域指在铸件表面上某区域, 在此区域保持超过校准距离—波幅转换曲线的连续显示。  
10) 这一面积可用以探头中心作为参照点, 由探头移动尺寸来测定。  
11) 在某些铸件中, 由于检测距离很长或检测表面曲率很大, 使在其上探测出的某一不连续缺陷的显示面积有可能显著大于或小于铸件中含有该不连续缺陷的实际面积。在这种情况下, 为了真实评判不连续缺陷, 验收的判据必须结合考虑所适用的波束角度和波束扩散的其它准则。

粒或形状用超声方法不能得到有意义的检测结果时，应采用射线方法作检测。

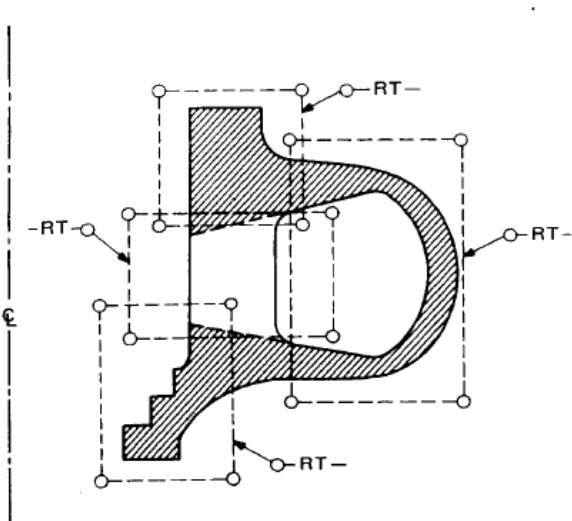
5.5.6.5.2 范围

应对容器封头和法兰、阀体、阀盖和阀盘、泵壳和泵盖以及管件和配件等承压铸件进行射线检测。射线的覆盖范围应尽可能包括最大的体积，而且铸件的几何形状妨碍达到完全覆盖时，其覆盖率至少不低于图 5-1 中典型简图所示的范围。

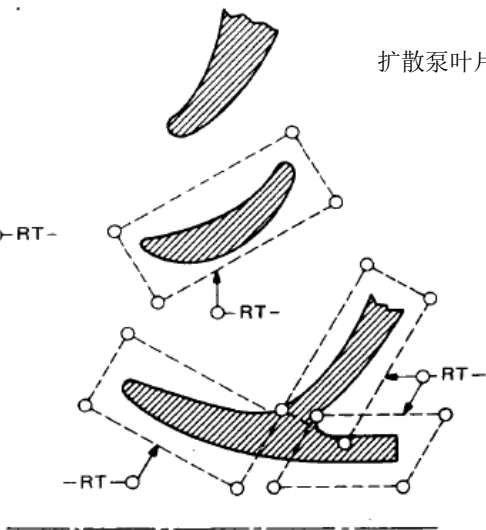


a) 典型涡旋形泵壳

总注：  
(a) 射线检测的区域应在每个方向改变处用圆圈标出，射线检测的符号用“RT”表示。  
(b) 对于回转体的无损检验区应用圆圈符号“—RT— ♂ ”标出。  
(c) 这些简图是典型的，并作为覆盖范围最低要求的指导。虽然简图标题为“泵”或“阀门”，但其形状所示的检测可达范围可替代采用。



b) 典型的扩展泵泵壳



c) 典型的扩散泵细节

图5-1 泵和阀门的典型承压设备

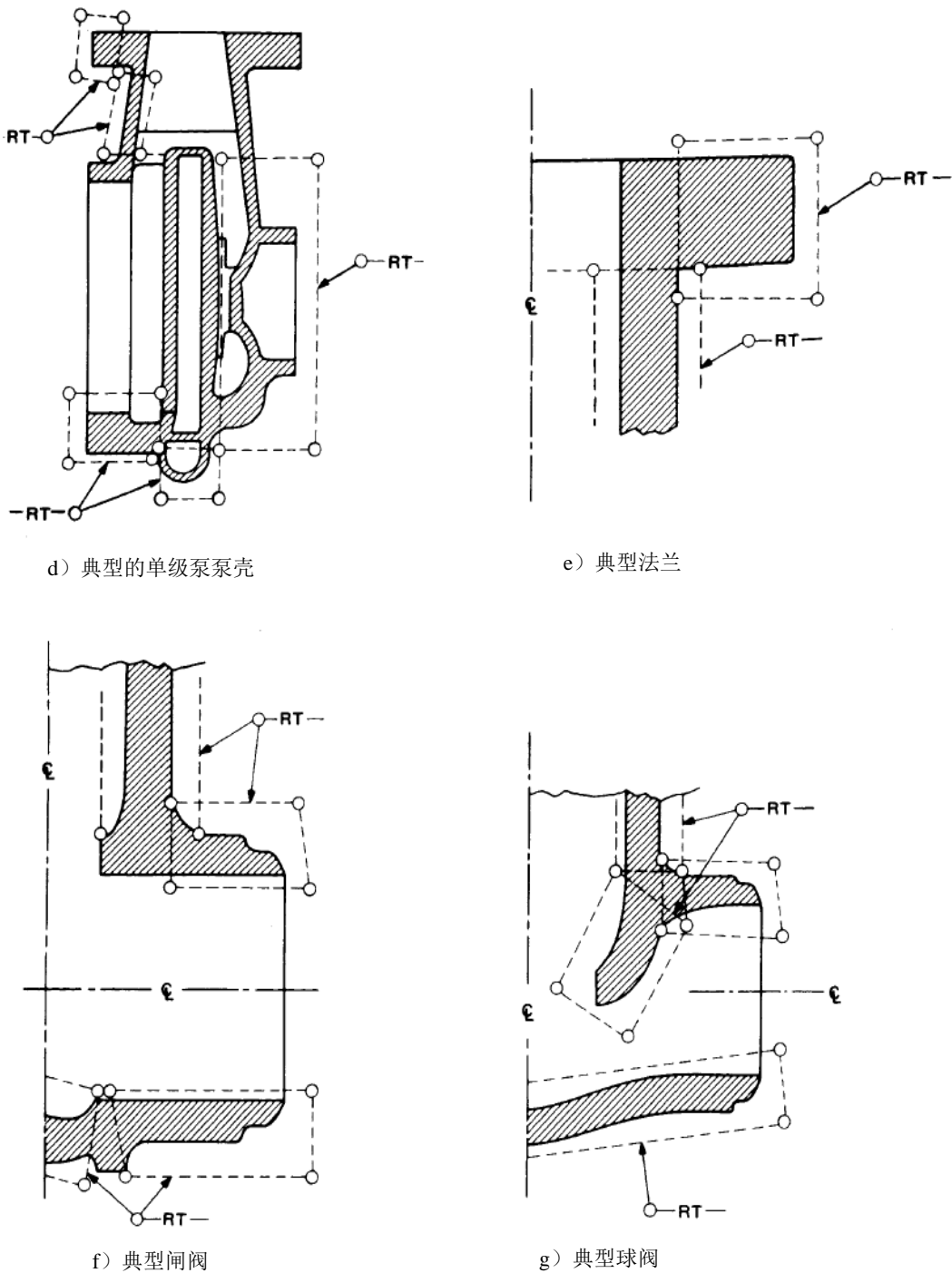


图5-1 泵和阀门的典型承压设备（续）

5.5.6.5.3 检测要求

2 级部件用材料的射线检测应按 T/CNEA XXX.3-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第 3 部分：射线检测》的规定进行并作以下修正：

- a) 不须满足 T/CNEA XXX. 3-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第 3 部分：射线检测》中几何清晰度的限制。
- b) 检测规程序或报告也应指明下列要求：

- 1) 滤光片的类别和厚度（若采用）；
  - 2) 对多层胶片曝光技术，应说明是采用单片拍摄还是采用重叠胶片拍摄（若采用）；
  - 3) 阻断或遮蔽技术（若采用）；
  - 4) 位置标志的取向；
  - 5) 内部标志的说明（若使用）以及被检区域的位置。
- c) 如用含铅的数字或字母的位置标志应在待射线检测的铸件表面打印成永久标记，其在射线成像后可在底片上显现出来。打印标记的方式应能使射线照相将检测的区域准确地位于铸件上，并证明该射线照相达到了 5.5.7.5.2 要求的检测覆盖范围。如果在铸件或铸件的某些区段上不能打印标记而在射线检测规程中有此项的叙述时，应提供说明射线底片位置的图。

3 级部件用材料的射线检测应按 T/CNEA XXX.3-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第 3 部分：射线检测》的规定。

#### 5.5.6.5.4 验收准则

铸钢件应满足下述标准中相应的验收要求：

- a) 壁厚不大于 51mm 的铸钢件应满足 ASTM E446 的 2 级严重程度验收要求；
- b) 壁厚为 51mm 到 114mm 的铸钢件应满足 ASTM E186 的 2 级严重程度验收要求；
- c) 壁厚为 114mm 到 305mm 的铸钢件应满足 ASTM E280 的 2 级严重程度验收要求；
- d) 壁厚大于 305mm 的铸钢件应满足 ASTM E280 的 2 级严重程度验收要求；
- e) 裂纹、热裂、镶嵌、斑纹类缺陷不可接受。

#### 5.5.6.6 2、3 级部件用材料的液体渗透检测

如有要求，应对铸件所有可达的表面按 T/CNEA XXX.4-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第 4 部分：渗透检测》进行液体渗透检测。

2 级部件相关要求如下：

- a) 显示的评定所有显示都应按验收标准进行评定。相交表面的机械不连续缺陷由渗出的渗透剂得到显示。但是机加工痕迹、氧化层或凹痕所引起的局部表面不连续也会产生与缺陷无关的显示，超过验收标准的任何显示是圆形的或者长度小于宽度 3 倍的椭圆形显示在确认与缺陷无关之前均应复检以确证是否存在真实的缺陷。复检前可进行表面修整。掩盖了缺陷的无关显示或大面积的渗透剂沉淀色斑均为不可接受。相关显示是指由缺陷引起的主要尺寸大于 1.5mm 的显示。线状显示是指长度大于宽度 3 倍的显示。圆状显示是指圆状或长度小于 3 倍宽度的椭圆显示。
- b) 验收标准下列相关显示为不可接受：
  - 1) 线状显示——对厚度小于 16mm 的材料，其长度大于 1.5mm；对厚度为 16mm 到 50mm 的材料，其长度大于 3mm；对厚度大于和等于 50mm 的材料，其长度大于 5mm；
  - 2) 圆状显示——对厚度小于 16mm 的材料，其尺寸大于 3mm；对厚度大于和等于 16mm 的材料，其尺寸大于 5mm；
  - 3) 在一条直线上有 4 个或 4 个以上的显示且其边缘间隔小于和等于 5mm；
  - 4) 凡在显示最密集部位的任意面积为 4,000mm<sup>2</sup> 该面积的主要尺寸不大于 150mm 的区域内，有十个或更多个显示。作为最不利定位的相关显示来评定。

3 级部件相关要求如下：

- a) 显示的分类、评定和记录

显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示可分为线性显示和圆形显示：

——线性显示：长度与宽度之比大于 3 的显示；

——圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于 3 的椭圆形显示。

对显示进行观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定。



不允许存在可能掩盖不连续显示的残存荧光区或着色区。这些区域应清洗干净，并重新检测。

凡主要尺寸大于1.5mm的相关显示，应予记录。

应记录上述相关显示的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、录像和可剥离塑料薄膜等方式记录显示的形貌。

#### b) 验收标准

下述相关显示应不予验收：

- 1) 当材料厚度小于16mm时，长度大于1.5mm的线性显示；当材料厚度为16mm到50mm时，长度大于3mm的线性显示；当材料厚度大于或等于50mm时，长度大于5mm的线性显示；
- 2) 当材料厚度小于16mm时，尺寸大于3mm的圆形显示；当材料厚度大于或等于16mm时，尺寸大于5mm的圆形显示；
- 3) 在同一直线上有4个或4个以上相关显示，其边缘间距小于1.5mm；
- 4) 在缺陷显示最严重的区域内，任意4000mm<sup>2</sup>矩形区域（最大边长不超过150mm）内，有10个或10个以上相关显示。

#### 5.5.6.7 2、3级部件用材料的磁粉检测（仅用于铁素体钢制品）

如果需要，应对磁性材料铸件可达表面按 T/CNEA XXX.5-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第5部分：磁粉检测》进行磁粉检测。

2级部件相关要求如下：

- a) 显示的评定所有显示应按验收标准进行评定。相交表面的机械不连续缺陷是通过检验介质的积聚来显示。但并非所有的显示都表示缺陷，因为某些冶金组织的不连续以及磁导率的变化也会产生不相关显示。超过验收标准的任何显示在确认与缺陷无关之前均应复检以确证是否存在真实的缺陷。复检前可先进行表面修整掩盖了真实缺陷的无关显示是不可接受的。相关显示是指由缺陷引起的其主要尺寸大于1.5mm的显示。线状显示是指长度大于宽度3倍的显示，圆状显示是指圆状的或长度小于宽度3倍的椭圆状的那些显示。

#### b) 验收标准下列相关显示为不可接受：

- 1) 线状显示——对厚度小于16mm的材料，其长度大于1.5mm；对厚度为16mm到50mm的材料，其长度大于3mm；对厚度大于或等于50mm的材料，其长度大于3mm；
- 2) 圆状显示——对厚度小于16mm的材料，其尺寸大于3mm；对厚度大于6mm的材料其尺寸大于3mm；
- 3) 任一直线上有4个或4个以上的显示，其边缘间的间隔小于或等于1.5mm；
- 4) 凡在显示最密集部位的任意面积为4,000mm<sup>2</sup>该面积的主要尺寸不大于150mm的区域内，有十个或更多个显示。作为最不利定位的相关显示来评定。

3级部件相关要求如下：

#### a) 磁痕的分类、评定和记录

磁痕显示分为相关显示、非相关显示和伪显示。

相关显示分为：

——线性显示：长度与宽度之比大于3的磁痕显示；

——圆形显示：圆形的或长度与宽度之比不大于3的椭圆形磁痕显示。

进行磁痕观察时应注意对显示类型的判别。应只对相关显示进行评定，对非相关显示和伪显示不必评定与记录。

凡主要尺寸大于1.5mm的相关显示，应予记录。

应记录上述相关显示的的位置、类型、方向、尺寸和形貌等信息。

应用草图或照片和文字记录磁痕显示的位置、方向、尺寸和数量，可采用照相、复膜和可剥离塑料薄膜等方式记录磁痕显示的形貌。

#### b) 验收标准

下述相关显示应不予验受：

- 1) 当材料厚度小于 16mm 时，长度大于 1.5mm 的线性显示；当材料厚度为 16mm 到 50mm 时，长度大于 3mm 的线性显示；当材料厚度大于或等于 50mm 时，长度大于 5mm 的线性显示；
- 2) 当材料厚度小于 16mm 时，尺寸大于 3mm 的圆形显示；当材料厚度大于或等于 16mm 时，尺寸大于 5mm 的圆形显示；
- 3) 在同一直线上有 4 个或 4 个以上相关显示，其边缘间距小于 1.5mm；
- 4) 在缺陷显示最严重的区域内，任意 4000mm<sup>2</sup> 矩形区域（最大边长不超过 150mm）内，有 10 个或 10 个以上相关显示。

#### 5.5.7 2、3 级部件用螺栓、双头螺栓和螺母的检测

##### 5.5.7.1 检测要求

所有螺栓连接件材料应按 5.5.7.2 的要求进行目视检测。

##### 5.5.7.2 目视检测

螺纹面，光杆部分和最后机将工部分的头部应进行目视检测。有害的不连续缺陷，例如对预期使用有害的折叠、裂痕或裂纹是不可接受的。

#### 5.6 2、3 级部件金属材料制造单位的质量体系大纲

##### 5.6.1 质量体系大纲的编制和保管

- a) 除下面 b) 的规定以外，金属材料制造单位应编制一份满足 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》5.9 适用要求的质量体系大纲或鉴别和验证大纲。
- b) 按 5.1.3 的规定，应满足 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》5.9.6.2 的要求。对于下面 c) 所规定的小尺寸产品、钎焊材料，以及本部分允许按质量合格证书供应的材料，金属材料制造单位不必满足 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》5.9 的其他要求。对于这两类产品，取得国务院核安全监管部门认可的单位的质量保证大纲（T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》6 章）应包括保证措施，使供应的材料是按材料标准和本部分中适用的特殊要求供货的。
- c) 本条范围内的小尺寸产品的定义按下列 1) 到 3) 的规定：
  - 1) 名义管径等于和小于 DN50 的各种管道、管子（热交换器传热管除外）、管道配件和法兰；
  - 2) 名义直径等于和小于名义直径 25mm 的螺栓连接件材料，包括双头螺栓、螺母和螺栓；
  - 3) 名义横截面面积等于和小于 650mm<sup>2</sup> 的棒材。
  - 4) 进口接管小于或等于 DN 50 的泵和阀门材料；
  - 5) 被 5.1.2.1 c) 所免除的材料。

#### 5.7 2、3 级部件用材料的尺寸标准

2、3 级部件用标准件的尺寸应符合 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》所列的标准和规格。

## 6 设计

### 6.1 设计总则

#### 6.1.1 载荷准则

##### 6.1.1.1 载荷条件

在设计部件时应考虑（但不限于）下面a）到h）的各种载荷：

- a) 内压和外压；
- b) 由外部或内部工况引起的冲击力；
- c) 冲击载荷，包括快速压力波动；
- d) 部件的自重和在运行或试验工况下正常贮存物的重量，包括由于液体静压头和动压头引起的附加压力；
- e) 其他部件、运行设备、保温层、耐腐蚀衬里或耐侵蚀衬里与管道的附加载荷；
- f) 所规定的风载荷、雪载荷、振动和地震载荷；
- g) 支承凸耳、圈座、鞍座或其他类型支承件的反作用力；
- h) 温度效应。

##### 6.1.1.2 设计载荷

设计载荷应按T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4.2.1和下列各款来确定。

##### 6.1.1.2.1 设计压力

用于本部分规定的内部和外部设计压力应按T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4.2.1a)来确定。

##### 6.1.1.2.2 设计温度

规定的设计温度应按T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4.2 b)来确定。该温度应和设计压力一起采用，必要时，金属温度应利用公认的传热程序进行计算，或对在相同运行工况工作的设备进行测量来确定。但金属的表面温度决不允许超过T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、表A.2和表A.5所列的最高温度，也不超过本部分中别处规定的最高温度限制。

##### 6.1.1.2.3 设计机械载荷

规定的设计机械载荷应按T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4.2.1c)来确定。这些载荷应和设计压力一起使用。

##### 6.1.1.2.4 设计许用应力值

- a) 3级部件材料的设计许用应力值列于 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.1、表 A.2。2级部件材料的设计许用应力值列于 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.1、表 A.2 和表 A.5 中，除了按 6.2 的要求设计的部件外，它们的设计应力强度值列于 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.3、表 A.4 和表 A.6 中。当金属温度和设计温度超过给

出的应力值或应力强度值所对应的温度时, 该材料就不能使用。对于中间温度的应力值可用内插法求得。

- b) 当圆筒形壳体承受载荷在壳体内产生纵向压应力时, 筒体设计中所采用的最大许用压应力应为下列数值中的较小值:
  - 1) 上述 a) 中允许的最大许用拉应力值;
  - 2) 由 6.1.3.3.6 b) 所确定的系数 B 值。
- c) 按本部分规则计算出的部件壁厚应这样来确定, 使得 6.1.1.1 中所列的一些机械载荷的任何组合所产生的总体薄膜应力不超过<sup>12)</sup>该设计温度允许的最大许用应力值, 除非本部分的其他条款另有规定。这些载荷在部件规定为 A 级使用限制的受载条件下, 预期会同时发生。对于中间设计温度的许用应力值可用内插法求得。
- d) 3 级部件在用热加工或冷加工提高抗拉强度的非铁基材料上进行焊接或硬钎接时, 接头设计应采用材料在退火状态下的许用应力值。对一片封头和无缝壳体, 可根据材料的实际回火性能进行设计。
- e) 3 级部件在用热处理提高抗拉强度的非铁基材料上进行焊接或硬钎接时, 除非在 T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》中附录 A 表 A.1、A.2 中给出了焊接结构的应力值, 或者在完工的结构上经受了与收货状态材料相同的回火热处理, 只要热处理对焊接接头或母材金属有着相同的效果, 则接头设计采用材料在退火状态下的许用应力值。

### 6.1.1.3 使用工况

- a) 部件可能承受的各种使用工况应按 T/CNEA XXX. 1-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》4.1.4.2 来分级, 其使用限制[T/CNEA XXX. 1-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》4.1.4.2.4 b)]应在设计技术规格书中尽量详细规定, 以便为按本章进行的设计提供完整的依据。
- b) 对在设计技术规格书中规定为 B 级、C 级或 D 级使用限制的任何载荷, 这些载荷应按 T/CNEA XXX. 1-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》4.1.4 来评定, 并要符合本章适用的设计规则和应力限制。

#### 6.1.1.4 铸造质量系数

此小节仅适用于 3 级部件: T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》中附录 A 表 A.1、A.2、A.5 给出的铸造材料, 其许用应力值应乘以相应的铸造质量系数。

### 6.1.2 特殊考虑事项

#### 6.1.2.1 腐蚀

2 级部件的腐蚀: 在设计规格书中应对材料因腐蚀、侵蚀、机械磨损或其他环境影响造成的减薄采取措施。对这些影响采取的措施就是增加按设计公式[T/CNEA XXX. 1-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》4.1.5]确定的母材厚度, 亦可采用其他相宜的保护方法。如果能预计到不同区域的不同腐蚀速率, 则对部件各部位的材料增厚或采取的措施也不必相同。

3 级部件的腐蚀规定见下面的 a) ~ d) :

- a) 对材料由于腐蚀、侵蚀、机械磨损或其它环境影响造成的减薄的情况应采取措施, 在设计技术规格书中应指出用适当增加材料厚度使之超过设计公式确定的材料厚度, 亦可采用其它适宜的保护方法。如果预计到部件各个部位的腐蚀速率不同, 则对所有各部位的材料增厚也不必相同。

12) 人们公认按本标准规则设计和制造的设备可能存在高的局部应力和二次应力; 但是, 在实际情况下, 已制定的详细设计规则使这样的应力保持在与经验相符合的安全水平上。

- b) 除下述(c)中所要求的外, 当在类似使用条件下的经验表明这种腐蚀并不存在或仅属轻微程度者, 则无需增厚。
- c) 对于在压缩空气、蒸汽或水条件下使用的容器, 当用 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》中附录 A 表 A.1、A.4 的材料建造且所需的最小壁厚小于 6mm 时, 与这些介质接触的金属表面的腐蚀裕量不应小于计算板厚的 1/6。
- d) 当部件某一部位的厚度减薄到最小值时, 讯号孔可用来提供某种可靠的指示, 当设置讯号孔时, 讯号孔的直径至少应为 5mm, 其深度不应小于相同尺寸截面要求厚度的 80%。这些孔应设置在预计受损坏表面的反面。

### 6.1.2.2 堆焊层

本条的规则适用于T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表 A.1、表A.2和表A.5允许材料制造的有堆焊层的2级部件的设计。本条的规则适用于T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表A.1和表A.2允许材料制造的有堆焊层的3级部件的设计。

#### 6.1.2.2.1 应力

除6.2.1.3允许的以外, 堆焊层不承担结构的强度。

#### 6.1.2.2.2 设计尺寸

部件设计时应采用下面a) 和b) 的尺寸:

- a) 承受内压的部件, 内径应取堆焊层的名义内表面。
- b) 承受外压的部件, 外径应去母材的外表面。

#### 6.1.2.3 异种金属间的焊接

在满足本节要求时, 为避免使用时发生故障, 对具有不同化学成分、机械性能和热膨胀系数的异种金属的建造应加以注意。

#### 6.1.2.4 延性性能评定

此节仅适用于2级部件: 材料的使用温度低于按5.3.3.1 a)的方法确定的温度时, 可按等效于T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录U的方法进行论证。

#### 6.1.2.5 结构

在部件设计技术规格书中规定的满足第XI卷规定版本和增补要求的检测, 其可达性应由部件设计提供。

### 6.1.3 通用设计规则

#### 6.1.3.1 通用要求

对所有结构和载荷的设计, 包括在各种公式中采用T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表A.1、表A.2和表A.5的最大许用应力值S和采用表6-1中所列的各种标准件, 都应满足本章的规定。采用T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表A.1、表A.2和表A.5的最大许用应力值不适用于6.2规则设计的2级部件。

##### 6.1.3.1.1 设计报告

- a) 要求民用核设施营运单位提供一份设计报告，作为其达到部件结构完整性的责任部分。当满足 T/CNEA XXX.1-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》5.5.3 要求，应确认该设计报告。
- b) 对于符合 6.2 设计要求的 2 级部件建造，证书持有者应提供符合 6.2.1.1 和 6.2.2.3.2 要求的设计报告。

6.1.3.1.2 确定最大设计压力的验证试验

当部件结构使得由内压或外压产生的应力不能按本章的规则足够精确地确定时，最大设计压力应按 9.7 的规则通过验证试验来确定，本章另有规定的管道除外。该规程不适用于按 6.2 要求设计的 2 级部件。

6.1.3.2 标准件的尺寸标准

在特定设计章中涉及标准件的标准或规格时，标准件的尺寸应符合表 6-1 中所列的标准或规格。但是，符合这些标准并不能代替或取消特定部件设计章所要求的应力分析。

表6-1 尺寸标准

标准	标准号
<b>管道和管子</b>	
无缝钢管尺寸、外形、重量及允许偏差	GB/T 17395-2008
奥氏体-铁素体型双相不锈钢无缝钢管	GB/T 21833-2008
<b>配件、法兰和垫片</b>	
钢制管法兰（PN 系列）	HG/T 20592
工厂制造的锻钢对接焊配件	GB/T 12459 <sup>a</sup>
插套焊和带螺纹的锻钢配件	GB/T 14383
钢制管法兰用非金属平垫片（PN 系列）	HG/T 20606
钢制管法兰用聚四氟乙烯包覆垫片（PN 系列）	HG/T 20607
钢制管法兰用金属包覆垫片（PN 系列）	HG/T 20609
钢制管法兰用缠绕式垫片（PN 系列）	HG/T 20610
钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫（PN 系列）	HG/T 20611
钢制管法兰用金属环形垫（PN 系列）	HG/T 20612
锻造的铜和铜合金的钎焊承压配件	ASME B16.22a-1998
对接焊端部	ASME B16.25-1997
锻钢对接焊的小弯曲半径弯头和 U 型弯头	ASME B16.28-1994 <sup>b</sup>
大直径碳钢法兰	ASME B16.47Q-1998
冷装的管子配件—常用规格	SAE J513-Jan-1999
锻造不锈钢对接焊配件	MSS SP-43-1991(R196)
钢管法兰	MSS SP-44-1996
整体补增铸造分支出口配件——插套焊，带螺纹和对接端部	GB/T 19326
水厂设施用钢管法兰—尺寸为 4in.(100mm)至 144in.(3,600mm)	ANSI/AWWA C207-94
钢制管法兰类型与参数	GB/T 9112-201
大直径钢制管法兰	GB/T 13402-2010
管法兰用金属包履垫片	GB/T 15601-1995
管法兰用非金属平垫片技术条件	GB/T 9129-2003
管法兰用非金属平垫片尺寸	GB/T 9126-2008
<b>螺栓连接件</b>	
方头和六角头螺栓和螺钉（英制系列）	ASNE B18 .2.1a-1999 <sup>c</sup>
方螺母和六角螺母(英制系列)	ASME/ANSI B18.2.2-1987(R1999) <sup>c</sup>
套管帽、台肩和定位螺钉，六角键和花键(英制系列)	ASME B18.3-1998 <sup>c</sup>

六角头螺栓.....GB/T 5782

1 型六角螺母..... GB/T 6170

螺纹

统一英制螺纹(UN 和 UNR 螺纹型)..... GB/T 197

管螺纹，通用要求(英制系列).....ANSI/AASME B1.20-1983(R1992)<sup>c</sup>

气密管螺纹(英制系列).....ANSI B1.20.3-1976(R1998)<sup>c</sup>

普通螺纹基本牙型.....GB/T 192

60°密封管螺纹..... GB/T 12716

阀门

阀门—法兰螺纹和焊接端部.....ASME B16/34a-1998

核级薄膜片式阀的弹性膜的鉴定要求.....MSS SP100-1997

---

<sup>a</sup> GB/T 9115 的分析仅适用于端盖和变径处。

<sup>b</sup> ASME B16.28 条 2.2 的分析不适用。

<sup>c</sup> 这些尺寸用途的标准仅作参考，其中所包含的制造或检查要求都不是强制性的，SA 和 SB 材料规格专门用于适用的制造和检查要求。

### 6.1.3.3 承受外压的部件

#### 6.1.3.3.1 概述

本节给出的规则用来确定在外压载荷作用下球形壳体、锥体段、带或不带加强环的圆筒形壳体、成形封头以及由管道、管子和配件组成的管状制品的壁厚。确定壳体和半球形封头上应力的图表列于T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B.1中，对于按6.2设计的2级部件，参见6.2.4。

#### 6.1.3.3.2 公式中的符号说明

本条采用的符号定义如下：

$A$ —由T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B.1查得的系数，用于T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B.1中相应的材料图表。当筒体的 $D_0/T$ 值小于10时，参见6.1.3.3.3 b)；对加强环所用的材料，按相应的系数B及所考虑的壳体设计金属温度，由T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B.1中适用的图表中求得；

$A_s$ —加强环的横截面积；

$B$ —系数，由T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B.1中按壳体或加强环材料在设计金属温度下的相应图表中查得，MPa；

$D_0$ —所考虑的圆柱形壳体段或管子的外径，mm；

$D_s$ —所考虑的锥体段小端的外径，mm；

$D_L$ —所考虑的锥体段大端的外径，mm；

$D_0/2h_0$ —椭圆形封头的长轴与短轴之比，等于封头折边外径除以两倍的封头外高（见表15）；

$E$ —在设计温度下材料的弹性模量，MPa。按本卷的外压和轴向压缩设计，使用的弹性模量应取自于T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B.1的适用的材料的图表（中间温度可在曲线之间用内插法求得）。T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B.1所列材料组的弹性模量值，可以与T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.16-A.20所列指定材料弹性模量值有差异。T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录B.1的值仅适用于外压和轴向压缩设计；

$h_0$ —椭圆形封头的外短轴长度的一半，或从切线（封头弯曲线）量起的椭圆形封头的外部高度，mm；

$I$ —加强环对其平行于壳体轴线的中性轴的有效惯性矩；

$I'$ —加强环—壳体组合截面对其平行于壳体轴线的中性轴的有效惯性矩，用作计算组合惯性矩所取壳体的宽度应不大于 $1.10\sqrt{D_s T_n}$ ，且应各取一半分布在加强环形心的两侧。壳体板部分超过一个加强环的面积不应考虑该贡献；

$I_s$ —加强环对平行于壳体轴线的中性轴所需的惯性矩；

$I'_s$ —加强环—壳体组合截面对其平行于壳体轴线的中性轴所需的惯性矩；

$K_1$ —系数，与椭圆形封头长短轴之比有关，由表 6-17 给出；

$L$ —管板之间管子的总长度或容器段的设计长度，取下列中的最大值；

如无加强环，取封头切线之间的距离加上每个封头深度的三分之一；

带锥体或锥形封头的容器，如果无加强环，取锥体—筒体连接处之间的距离；

任何两个相邻加强环之间的最大中心距；

从第一个加强环中心到封头切线的距离加上封头深度的 1/3（不包括锥形封头及锥体段），所有测量应与容器轴线平行；



从筒体第一道加强环到锥体—筒体连接处的距离；

6.1.3.3.4 e) 和 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 N 给出的锥形封头及锥体段的轴向长度。

$L_e$  = 锥体段的当量长度,  $(L/2)(1+D_s/D)$ , mm;

$L_s$  = 从加强环中心线到相邻同一侧支承线间距离之半, 再加上从加强环中心线到相邻另一侧支承线距离之半, 两者测量均沿平行于部件的轴线进行。支承线是:

- a) 符合本条要求的加强环;
- b) 封头上离封头切线三分之一封头深度处的环线;
- c) 就圆筒形壳体夹套部分而言, 与夹套相接的环向连接处;
- d) 锥体—筒体连接处。

$P$  = 设计外压, MPa (按需要为表压或绝对压力);

$P_a$  = 许用外压, MPa (按需要为表压或绝对压力);

$R$  = 球形壳体内半径;

$S$  = T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 中所列设计金属温度下许用应力的两倍, 或 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.8 中所列设计金属温度下屈服强度的 0.9 倍, 取两者中的较小值, MPa;

$T$  = 不包括腐蚀裕量的圆柱形壳体或管子, 球形壳体, 或冲压后的成形封头所需的最小厚度, mm;

$T_e$ ——锥体段的有效厚度,  $T \cos \alpha$ , mm;

$T_n$  = 圆筒形壳体或管子所采用名义厚度, 减去腐蚀裕量, mm;;

$\alpha$ ——锥形封头和锥体段的一半顶角, 度。

$D_0$  = 封头折边的外径, 或在所考虑点上垂直于圆锥纵轴测得的锥形封头的外径, mm;

$R$  = 不包括腐蚀裕量的半球封头内半径, mm;

$R$  = 不包括腐蚀裕量的椭圆形封头取  $K_1 D_0$  的当量球形内半径, mm;

$R$  = 不包括腐蚀裕量的碟形封头的封头冠部内半径, mm。

### 6.1.3.3.3 圆筒形壳体和管状制品

承受外压的圆筒形壳体的厚度, 应按下面 a) 或 b) 给出的步骤来确定。

a)  $D_0/T > 10$  的圆筒形壳体:

步骤1: 假设一个  $T$  值, 并算出比值  $L/D_0$  和  $D_0/T$ 。

步骤2: 在 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 B.1 中找出步骤1算出的比值  $L/D_0$ 。当比值  $L/D_0 > 50$  时, 则用  $L/D_0 = 50$  的图表; 当比值  $L/D_0 < 0.05$  时, 则用  $L/D_0 = 0.05$  的图表。

步骤3: 水平移动到与步骤1算出的比值  $D_0/T$  的那根曲线相交。 $D_0/T$  的中间值可用内插法。由这个交点垂直往下移动求得系数  $A$  值。

步骤4: 对于所考虑的材料, 在 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 B.1 内适用的材料图表中代入步骤3求得的  $A$  值。垂直移动到与相应设计温度的材料/温度曲线相交。对中间温度可在曲线之间进行内插。当  $A$  值落在材料/温度曲线端的右边时, 假设与材料/温度曲线上端的水平投影相交; 当  $A$  值落在材料/温度曲线左边时, 见步骤7。

步骤5: 从步骤4得到的交点向右水平移动, 读出  $B$  值。

步骤6: 用  $B$  值, 按下式计算最大许用外压  $P_a$  值:

$$P_a = \frac{4B}{3(D_0/T)}$$

步骤7: 当  $A$  值落在相应的材料/温度曲线左边时, 可用下式计算  $P_a$  值:

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_0/T)}$$

步骤8: 比较 $P_a$ 值和 $P$ 值。如果 $P_a$ 值小于 $P$ 值, 则重选一个更大的 $T$ 值, 并重复上述设计步骤, 直到得出的 $P_a$ 值等于或大于 $P$ 值。

b)  $D_0/T < 10$  的圆柱体:

步骤1: 利用上述 a) 中同样的步骤求出 $B$ 值。当 $D_0/T$ 值小于4时, 系数 $A$ 值可用下式算出:

$$A = \frac{1.1}{(D_0/T)^2}$$

当 $A$ 值大于0.10时, 则采用0.10。

步骤2: 用步骤1求得 $B$ 值, 用下式计算 $P_{a1}$ 值:

$$P_{a1} = \left[ \frac{2.167}{(D_0/T)} - 0.0833 \right] B$$

步骤3: 用下式计算 $P_{a2}$ 值:

$$P_{a2} = \frac{2S}{D_0/T} \left[ 1 - \frac{1}{D_0/T} \right]$$

步骤4: 应取步骤2算出的 $P_{a1}$ 值或步骤3算出的 $P_{a2}$ 值中的较小值作为最大许用外压 $P_a$ 。比较 $P_a$ 值和 $P$ 值, 若 $P_a$ 值小于 $P$ 值, 则重选一个更大的 $T$ 值, 并重复上述设计步骤, 直到得出的 $P_a$ 值等于或大于 $P$ 值。

#### 6.1.3.3.4 球形壳体和成形封头

a) 球形壳体

承受外压的无缝或对接焊拼装的球形壳体所需的最小厚度应按下述 (1) 到 (6) 步骤确定。

步骤1: 假定一个 $T$ 值, 用下式计算系数 $A$ 值:

$$A = \frac{0.125}{(R/T)}$$

步骤2: 按所考虑的材料, 在 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录 B.1 内适用的材料图表中记下步骤1算出的 $A$ 值, 垂直移动到与设计温度下的材料/温度曲线相交, 对中间温度可在曲线之间内插。当 $A$ 值落在材料/温度曲线末端的右边时, 则假设与材料/温度曲线的上端水平投影相交。当 $A$ 值落在材料/温度曲线的左边时, 见步骤5。

步骤3: 由步骤2得到的交点水平向右移动, 并读出系数 $B$ 值。

步骤4: 以步骤3得出的 $B$ 值, 用下式计算最大许用外压 $P_a$ 值:

$$P_a = \frac{B}{(R/T)}$$

步骤5: 当 $A$ 值落在设计温度适用的材料/温度曲线左边时, 可用下列算出 $P_a$ 值:

$$P_a = \frac{0.0625E}{(R/T)^2}$$

步骤6: 将步骤4或步骤5算出的 $P_a$ 值与 $P$ 值比较, 如果 $P_a$ 值小于 $P$ 值, 则重选一个更大的 $T$ 值, 并重复上述设计步骤, 直到得出的 $P_a$ 值等于或大于 $P$ 值。

b) 半球封头

凸面受压半球封头所需的厚度应按上述 a) 中概述的确定球形壳体厚度的同样方法确定。

c) 椭圆形封头

凸面受压的无缝或对接焊拼装椭圆形封头所需的厚度，应不小于按下列步骤求得的厚度。

步骤 1：假设一个  $T$  值，用下式计算系数  $A$  值：

$$A = \frac{0.125}{(R/T)}$$

步骤 2：利用步骤 1 算出的  $A$  值，按上面 a) 中对球形壳体给出的同样步骤 2 到步骤 6 进行计算。

c) 碟形封头

凸面受压的无缝或对接焊拼装碟形封头所需的厚度，应不小于用相应的  $R$  值按上述 d) 用于椭圆形封头的同样设计步骤求得的厚度。

d) 锥形封头和锥体段

凸面受压的无缝或由对接拼焊的锥形封头或锥体段所需厚度，应按下列各款确定。

1) 当  $\alpha$  等于或小于  $60^\circ$  时

(1) 锥体的  $D_L/T_e \geq 10$ ：

步骤1：假定一个  $T_e$  值，确定比值  $L_e/D_L$  和  $D_L/T_e$ 。

步骤2：在 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录 B 图 B.1 中找出第 1 步确定的  $L_e/D_L$  值相当的  $L/D_o$  值。当  $L_e/D_L$  值  $> 50$  时，则用  $L_e/D_L = 50$  的图表。

步骤 3：水平移动到第 1 步确定的  $D_L/T_e$  值相当的  $D_o/T$  值的线。 $D_L/T_e$  的中间值可以用内插法。由这个交点垂直下移求得系数  $A$ 。

步骤 4：对于所考虑的材料，在 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》中附录 B 内适用的材料图表中代入步骤 3 求得的  $A$  值。垂直移动到与设计温度的材料-温度曲线相交（见 6.1.1.2.2）。中间温度可以在曲线之间内插。当  $A$  值落在材料/温度曲线端部的右边，则设其与材料/温度曲线上端的水平投影相交。当  $A$  值落在材料/温度曲线左边，见步骤 7。

步骤 5：从步骤 4 得到的交点水平右移，读出  $B$  值。

步骤6：用  $B$  值，按下式计算最大许用外压  $P_a$  值：

$$P_a = \frac{4B}{3(D_L/T_e)}$$

步骤7：当  $A$  值落在相应的材料-温度曲线左边，用下式计算  $P_a$  值：

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_L/T_e)}$$

步骤 8：从步骤 6 或步骤 7 得到的计算值  $P_a$  与  $P$  比较。如果  $P_a$  小于  $P$ ，重选一个更大的  $T$  值，重复设计步骤，直到得到一个等于或大于  $P$  的  $P_a$  值。

步骤9：按 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 N 的规定，提供一个足够补强的锥体-筒体连接。

(2) 锥体的  $D_L/T_e < 10$ ：

步骤1：利用上述 e) 1) (1) 给出的同样步骤求出  $B$  值。当  $D_L/T_e$  值小于 4 时，系数  $A$  值用下式计算：

$$A = \frac{1.1}{(D_L/T_e)^2}$$

当  $A$  值大于 0.10 时，取 0.10 值。

步骤2：用步骤1求得的  $B$  值，用下式计算  $P_{a1}$  值：

$$P_{a1} = \left[ \frac{2.167}{(D_L/T_e)} - 0.0833 \right] B$$

步骤3：用下式计算 $P_{a2}$ 值：

$$P_{a2} = \frac{2S}{D_L/T_e} \left[ 1 - \frac{1}{D_L/T_e} \right]$$

步骤4：第2步的计算值 $P_{a1}$ 和第3步的计算值 $P_{a2}$ 中的较小者，应作为最大许用外压 $P_a$ 。比较 $P_a$ 与 $P$ ，如果 $P_a$ 小于 $P$ ，重选一个更大的 $T$ 值，重复设计步骤，直到得到一个等于或大于 $P$ 的 $P_a$ 值。

步骤5：按T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录N的规定，提供一个足够补强的锥体-筒体连接。

2) 当锥体的 $\alpha$ 大于 $60^\circ$ 时

锥体厚度应与外压平封头所需的厚度一致，其直径等于锥体的最大直径（见6.3.2.5）。

3) 偏心锥体的厚度应取在计算中最小 $\alpha$ 和最大 $\alpha$ 所得到的两个厚度中的大者。

e) 凸面受压无缝或由对接拼焊的准锥形封头所需厚度，应不小于上述 e) 确定的值，其中的 $L_e$ 按下述确定。

对 e) 中的图 c)：

$$L_e = r_1 \sin \theta_1 + \frac{L}{2} \left( \frac{D_L + D_s}{D_{Ls}} \right)$$

对 e) 中的图 d)：

$$L_e = r_2 \frac{D_{ss}}{D_L} \sin \theta_2 + \frac{L}{2} \left( \frac{D_L + D_s}{D_L} \right)$$

对 e) 中的图 e)：

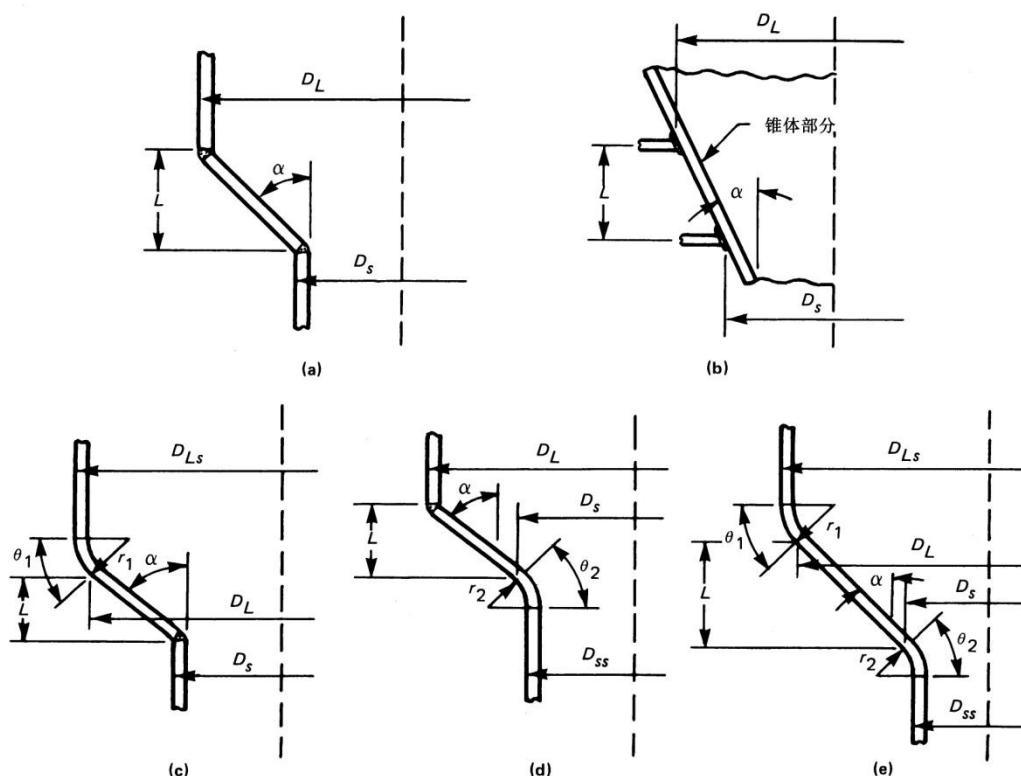
$$L_e = r_1 \sin \theta_1 + r_2 \frac{D_{ss}}{D_{Ls}} \sin \theta_2 + \frac{L}{2} \left( \frac{D_L + D_s}{D_{Ls}} \right)$$

f) 受外压的用于成型封头结构的搭接接头或锥形封头的纵焊缝，厚度应由本节的规则确定，计算所需厚度时用 $2P$ 替代 $P$ 。

g) 凸面受压封头折边所需的长度应遵循 6.3.2.4.5 中 c)、i) 对凹面受压封头的规定。

h) 凸面受压封头的开孔应遵循 6.3.3 的要求。

i) 需要时，应采取措施为防止容器和封头在除了压力和温度外的其他外载荷作用下的超应力和过度变形（见 6.1.1.1）。

图6-1 一些典型锥体段的长度 $L$ 

#### 6.1.3.3.5 圆筒形壳体的加强环

d) 环形加强环所需的惯性矩应不小于按下面两个公式之一算出的数值：

$$I_s = \frac{D_o^2 L_s (T + A_s / L_s) A}{14}$$

$$I'_s = \frac{D_o^2 L_s (T + A_s / L_s) A}{10.9}$$

如加强环的布置使得最大允许有效壳体部分在加强环的一边或两边重叠，则此加强环的有效壳体部分应缩短每一重叠部分的一半。加强环应设计成防侧向屈曲。

e) 加强环的有效惯性矩  $I$  或  $I'$  应按下列步骤来确定。

步骤 1：假定壳体已经设计，则  $D_o$ 、 $L_s$  和  $T_n$  均为已知，选取一构件作为加强环，并确定其横截面积  $A_s$ 。然后用下式计算系数  $B$ ：

$$B = \frac{3}{4} \left( \frac{PD_o}{T_n + A_s / L_s} \right)$$

步骤 2：按所考虑的材料，在 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 B.1 中适用材料图表的右边记下步骤 1 得出的  $B$  值。若壳体和加强环使用的材料不同，则用下面步骤型 4 或步骤 5 中较大  $A$  值的材料图表。

步骤 3：向左水平移动到与设计金属温度的材料/温度曲线相交，当  $B$  值落在材料/温度曲线左端的下面时，见步骤 5。

步骤 4：自此交点垂直移动到图表的底部，并读出  $A$  值。

步骤 5: 当  $B$  值落到设计温度材料/温度曲线左端的下面时, 可用下式算出  $A$  值:

$$A = \frac{2B}{E}$$

步骤 6: 用 6.1.3.3.5 a) 中公式计算所需惯性矩  $I_s$  和  $I_s'$  的值。

步骤 7: 利用步骤 6 中使用的相应截面计算加强环的有效惯性矩  $I$  或  $I'$ 。

步骤 8: 若所需惯性矩大于步骤 1 中所选截面的惯性矩时, 则必须另选一个具有更大惯性矩的新截面, 并算出新的惯性矩; 若所需惯性矩小于步骤 1 中选用截面的惯性矩时, 则此截面是满意的。

f) 加强环的制造和安装要求见 7.4.3.7。

#### 6.1.3.3.6 轴向受压的筒体

在设计圆筒形壳体和管状制品时, 当其承受的载荷在壳体或壁上产生纵向压应力时, 所采用的最大许用压应力应取下面 a) 和 b) 给出的较小值:

- T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 中给出设计温度下所用材料的  $S$  值;
- 系数  $B$  值由 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 B.1 中适用的图表来确定,  $B$  值应由 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 B.1 中相应的图表按下述步骤 (1) 至 (5) 求出。

步骤 1: 用选定的  $T$  值和  $R$  值, 按下式计算系数  $A$ :

$$A = \frac{0.125}{(R/T)}$$

步骤 2: 按所考虑的材料, 在 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 B.1 中适用的材料图表内记下步骤 1 得出的  $A$  值, 垂直移动到与设计温度的材料/温度曲线相交。中间温度可在曲线之间内插。当  $A$  值落在材料/温度曲线端头的右边时, 假设与材料/温度曲线上端的水平投影相交。当  $A$  值落在材料/温度曲线的左边时, 见步骤 4。

步骤 3: 由步骤 2 求得的交点, 水平向右移动, 读出系数  $B$  值, 即为步骤 1 中所用  $T$  值和  $R$  值的最大许用压应力。

步骤 4: 当  $A$  值落到相应材料/温度曲线的左边时, 应按下列计算  $B$  值:

$$B = \frac{AE}{2}$$

步骤 5: 将步骤 3 或步骤 4 得出的  $B$  值与圆筒形壳体或管状制品所用选定的  $T$  值和  $R$  值算出的纵向压应力相比较, 若  $B$  值小于算出的压应力, 则必须重选更大的  $T$  值, 并重复上述设计步骤, 直到得出的  $B$  值大于圆筒形壳体或管件所受载荷而得到的压应力为止。

#### 6.1.3.3.7 锥形封头

承受外压的锥形封头所需厚度应不小于按下面 a)、b) 和 c) 规则所确定的数值。

- 当半锥顶角等于或小于  $22.5^\circ$  时, 圆锥体的厚度应和圆筒形壳体所需的厚度一样, 该圆筒形壳体的长度等于圆锥的轴向长度或两个加强环 (如采用的话) 中心之间的轴向距离, 该圆筒形壳体的外径等于圆锥体大端或加强环之间筒的外径。
- 当半锥顶角大于  $22.5^\circ$ , 但不大于  $60^\circ$  时, 锥体厚度应和圆筒形壳体所需的厚度一样。该圆筒形壳体的外径等于垂直于锥体轴线测得的锥体最大内径, 和该圆筒形壳体的长度取两个加强环 (如采用的话) 中心之间的距离或所考虑锥体段的最大内径中的较小值。

c) 当半锥顶角大于 60°时，锥体厚度和受外压平封头所需的厚度一样，该平封头的直径等于锥体的最大内径（6.3.2.5）。

6.1.3.3.8 管子和作管子用的管道

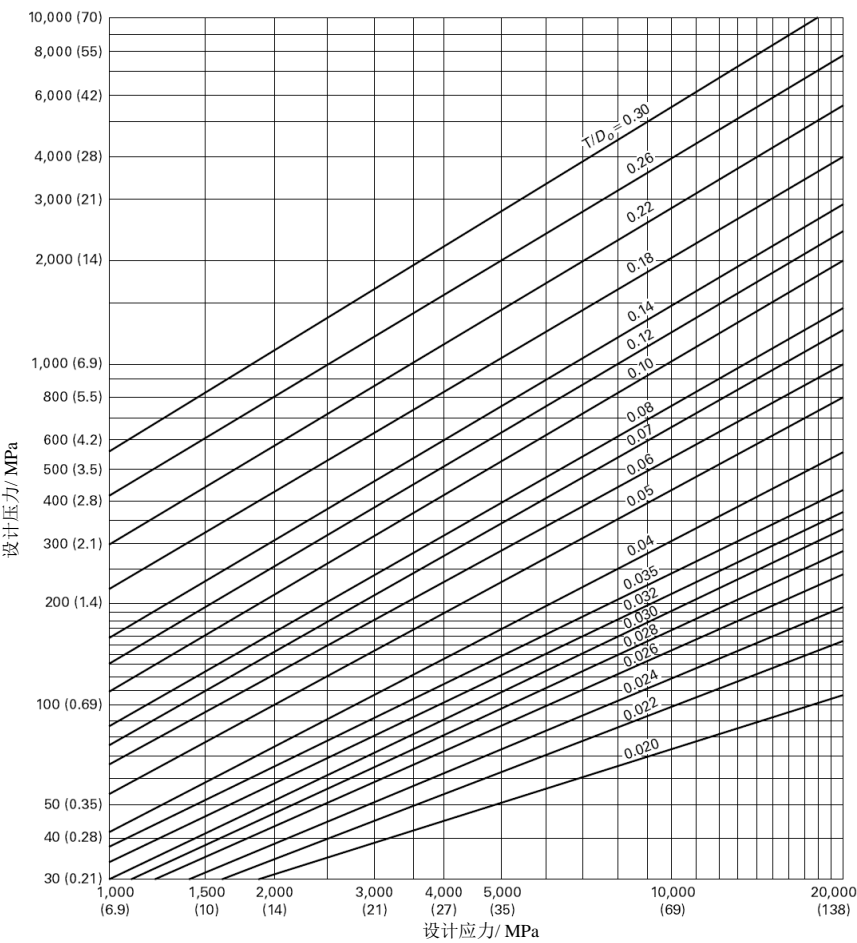
承受外压的管子和管道的所需壁厚应按e)确定。

6.1.3.4 密封性

不适用。

6.1.3.5 附件

- a) 除了下述 c) 和 d) 以外，第 4.1.3 规定的部件管辖界线内的附件和焊接连接件，应满足部件的应力限制。
- b) 部件设计应包括考虑通过附件传递出去及来自于部件承压区的影响和载荷的相互作用。按 6.2 设计的容器，应考虑热应力、应力集中和部件承压区域的约束。
- c) 离部件承压区域 2t 以外，这里 t 是承压材料的名义厚度，在部件支承载荷路径上的附件部分，T/CNEA XXX. 5-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 5 部分：支承件》的相应设计规则可用于替代第 3 章的设计规则。
- d) 非结构附件应满足 7.4.3.5 的要求。



注：对于焊接的管子或管道，采用无缝材料设计应力。

图6-2 确定承受外压管子的壁厚计算图

## 6.2 容器的替代设计规则

此章节的替代法设计规则仅适用于 2 级部件。

### 6.2.1 通用要求

#### 6.2.1.1 使用基础

##### 6.2.1.1.1 范围

- a) 本节的容器设计规则可用作 6.3 的替代设计规则。当设计满足这些要求时，可采用 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.3、表 A.4 和表 A.6 的应力强度值；
- b) 对受压力载荷的某些常用容器形状，这些要求提供特定的设计规则，并在规定的范围内，提供可适用于处理其他载荷的规则。也包括一些简化规则，用以近似评定设计循环使用寿命。规则未给出设计所包含的全部细节；
- c) 当未规定全部规则或者容器设计师有所选择时，应对容器或容器区域在考虑 6.2.1.2 和设计技术规格书中所有载荷的情况下完成全部应力分析。这种应力分析应按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 I 对各种适用的应力分类进行。或者按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D 完成实验应力分析；
- d) 当采用本节这些替代的设计规则时，应满足 7.2.6、8.2.5、9.2.2.1 和 9.2.2.2 的特殊要求；
- e) 设计报告应由证书持有者编写，以证明符合本节规则。该设计报告应满足 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》5.5.3 设计报告的要求。

##### 6.2.1.1.2 合格要求

- a) 设计应满足 6.1 和本节的要求。若有矛盾时，应以本节的要求为准；
- b) 设计应使应力强度不超过 6.2.1.5 中所给出的限制；
- c) 对于产生压缩应力的结构，应考虑临界屈曲应力。对于受外压的特殊情况，应满足 6.1.3.3 的规则。

##### 6.2.1.1.3 材料组合

- a) 只要遵循适用的规则，并满足 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第 2 部分：焊接工艺评定》关于异种金属焊接的要求时，则容器可按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.3、表 A.4 和表 A.6 中允许的任何材料组合进行设计和建造。
- b) 除非采用下面 c) 或 d) 的全部条款，否则就必须按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 I 对容器区域进行应力分析。这样做并不排除本节其他条款所要求的应力分析。
- c)
  - 1) 承压部件之间的连接是环向接缝；
  - 2) 因厚度不同所需的任何斜度应位于较高设计应力强度的材料内，或位于相当于较强材料的堆焊金属中；
  - 3) 除了因厚度和弹性模量不同以外，并不存在不连续；
  - 4)  $S_{m2} \leq 1.2 S_{m1} (E_2/E_1)$ ，式中下标 1 和 2 分别表示有较低和较高设计应力强度值的材料， $S_m$  和  $E$  分别由 6.2.1.5 和 6.2.1.8 确定。
- d)



- 1) 除上述 c) 的环向接缝外, 连接处在承压部件之间的接缝处。
- 2) 因厚度不同所需的任何斜度位于有较高设计应力强度的材料内, 或位于相当于较强材料的堆焊金属中。
- 3)  $S_{m2} \leq 1.1S_{m1} (E_2/E_1)$ , 式中的下标和符号同上面的 c)4)。

#### 6.2.1.1.4 组合件

当容器组件由一个以上具有相同和不同压力和温度的独立压力腔组成时, 则各压力腔或者容器应设计和建造成能承受预期压力和温度同时作用的最恶劣条件。如果不同压力腔之间的连接满足本节的全部要求, 则包括在本节范围内的压力腔可与按6.3规则建造的压力腔连接。

#### 6.2.1.1.5 壳体或封头的最小厚度

任何受压壳体或封头成形后不包括腐蚀裕量的厚度, 对碳钢和低合金钢应不小于 6mm, 对不锈钢应不小于 3mm。

#### 6.2.1.1.6 材料厚度的选择

所选的材料厚度, 应该是经成形、热处理和其他制造过程以后, 并不使材料在任一点的厚度小于本规则所要求的最小值。

#### 6.2.1.2 载荷

应采用 6.1.1.1 的要求。

#### 6.2.1.3 堆焊层

如果满足下而 a)、b) 和 c) 的条件, 则设计计算所采用的厚度应等于母材名义厚度加上堆焊层名义厚度的  $S_c/S_b$  倍, 并减去任何腐蚀裕量。

- a) 堆焊件应符合 5.1.2.1 中涉及的堆焊板件中的一种, 或者是堆焊的堆焊层。
- b) 接头应在母材整个焊缝上熔敷耐蚀金属, 以恢复堆焊层。
- c) 较弱材料的  $S_m$  值至少为较强材料的  $S_m$  值的 70%。

这里:

$S_c$  = 设计温度下堆焊层 (其轧材的化学成分与堆焊层十分接近) 的设计应力强度值, MPa

$S_b$  = 设计温度下母材的设计应力强度值, MPa。母材的设计应力强度值由 T/CNEA XXX. 8-20XX

《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A. 3、表 A. 4 和表 A. 6 给出, 当  $S_c$  大于  $S_b$  时, 系数  $S_c / S_b$  应取 1。

#### 6.2.1.4 设计依据

##### 6.2.1.4.1 压力与温度关系

- a) 设计者应考虑表 6-2 规定的压力、温度和静压头的关系。
- b) 容器部件的设计通常是受某点同时作用的压力和温度所支配的, 设计应考虑到容器任一点内、外壁或组合件两个压力腔之间在规定使用工况下的最大流体压差。根据压力的设计厚度应不包括诸如腐蚀或侵蚀裕量所增加的任何金属厚度, 也不包括 6.2.1.7 中所列工作压力和温度可能同时作用而产生的任何载荷组合所需的金属厚度。

##### 6.2.1.4.2 定义

- a) **设计压力**应采用 6.1.1.2.1 规定。
- b) **设计温度**应采用 6.1.1.2.2 规定。
- c) **使用工况**应采用 6.1.1.3 规定。

- d) **试验压力**试验压力是试验时作用于容器顶部的压力,将此压力加上所考虑任何一点上的静压头产生的压力代入相应的公式中,即可校核试验条件下的容器。
- e) **安全阀整定值**安全阀或安全释放阀的开启压力按第 10 章来确定。

表6-2 压力与温度关系

情况	容器顶部的压力	由于静压头产生的压力 <sup>a</sup>	温度	备注
情况（1） 对于作为一个整体的容器	设计压力	无	与金属相一致的温度	压力与温度要在铭牌上标出
在任何点上	同时发生的压力	在所考虑的点上由容器贮存物的静压力所产生的压力	设计相一致的温度	在各个点上的温度可能不同,在这种情况下,对于作为一个整体的容器应采用这些情况中的最大值,或对于特定位置同时发生的情况,应列入证书特有者的数据报告和印记上
情况（2） 在任何点上	同时发生的压力	在所考虑的点上与静压力所产生相一致的压力	设计温度	较高温度和较低压力的组合（与情况（1）相比）应被校核,或一部件可按最大设计压力和设计温度进行设计
情况（3） 对于作为一个整体的容器	试验压力	无	试验温度	
在任何点上	试验压力	在所考虑的点上由静压头产生的压力	试验温度	
情况（4） 对于作为一个整个的容器或任何零部件	同时发生的压力	.....	最小许用温度	采用最小许用温度并与冲击试验一起来确定材料在使用温度下的适用性
	安全阀的整定	.....	.....	通常整定到高于使用压力,但不能超过第 10 章规定的限制
<sup>a</sup> 对于因其他原因例如由于流动而产生的压力变化,应做类似的应用。				

6.2.1.5 设计应力强度值

6.2.1.5.1 应力表

设计应力强度值 $S_m$ 在T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.3、表A.4和表A.6中给出,中间温度的 $S_m$ 值可用内插法求得。这些 $S_m$ 值构成T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录I中叙述的各种应力限制的基准,并且用于确定表6-3中给出的各种载荷组合的薄膜应力强度限制。

6.2.1.5.2 热膨胀系数和弹性模量

热膨胀系数值见 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表

A.10, 弹性模量值见 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A.12。

### 6.2.1.5.3 特殊应力限制

下面 a)、b) 和 c) 给出与基本应力限制不同的规定, 适用于特殊情况或特殊结构。

#### a) 支承载荷

- 1) 在最大设计载荷作用下, 为了防止压坏, 平均支承应力应限制在该温度时的屈服强度  $S_y$ , 但当到自由边界的距离大于支承载荷作用的距离时, 则平均支承应力允许达到该温度时的  $1.5S_y$ 。对于堆焊层表面, 如果计算支承应力时, 支承面积取实际接触面积或支承接触面母材面积两者中的较小值, 那么可以采用母材的屈服强度。
- 2) 当支承载荷作用在有自由边界的零件上, 如一个延伸凸缘处时, 则应考虑剪切失效的可能性。平均剪切应力在设计载荷应力 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 I.1.1.2.3 i) 情况下应限制为  $0.6S_m$ , 在设计载荷应力加二次应力 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 I.1.1.2.3 i) 情况下限制为  $0.5S_y$ 。对于堆焊层表面, 如果结构或厚度使剪切失效完全在堆焊层材料中发生, 则堆焊层的许用剪切应力应由相同锻材的性能来确定。如果结构使剪切破坏发生在通过部分母材和部分堆焊层材料的地方, 则评定这种失效类型的组合抵抗能力时, 应采用每种材料的许用剪切应力。
- 3) 当考虑销钉和类似零件中的支承应力时, 可用该温度时的  $S_y$  值。但若在离板边一个销钉直径的距离内支承面积不计时, 则可采用  $1.5S_y$ 。

#### b) 纯剪切在纯剪切 (例如键、剪切环、螺纹) 设计载荷作用下, 沿截面的平均一次剪切应力应限制为 $0.6S_m$ 。除了扭转时实心圆截面周边的应力集中外, 设计载荷下的最大一次剪切应力应限制为 $0.8S_m$ 。

#### c) 非整体连接件的渐进性畸变螺旋帽、螺旋塞、剪切环锁紧装置和尾部锁紧装置都是非整体连接的例子。它们因受喇叭形或其他形式的渐进性畸变而失效。如果施加载荷的任何组合引起屈服, 这样的接头就会产生棘轮效应, 因为在每次完整的运行循环结束时, 相互间的配合件可能会松动, 而不论有无人工操作。并且会以一种新的关系开始下一次的循环。而且, 每次循环中可能产生附加畸变, 以致最终使螺纹那样的紧固件连接松动。因此, 导致非整体连接件间的滑移, 并由于渐进性畸变可能引起松动的一次加二次应力强度 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 I.1.1.4.5, 其限值应由 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A.8 中的 $S_y$ 值给出。

### 6.2.1.6 设计准则

范围内处理其他载荷的规则。为了确定对循环运行是否需要进行分析, 给出了简化的准则。这些规则涉及的容器部件和连接支承的厚度应由相应的公式, 并采用设计和使用中预计可能会同时出现的严重载荷组这些设计要求提供了某些常用类型的压力容器在压力载荷作用下的特定设计规则, 并提供了在规范合和设计应力强度  $k_{sm}$  确定。这些公式的根据见下面的 a) 到 d)。表 6-3 列出了相对应各种载荷组合的  $k$  值。

- a) 本节采用的失效理论是最大剪应力理论, 但作为本节一部分的某些特定结构类型或设计规则的情况除外, 应力强度定义为最大剪应力的两倍;  
由于预期会同时发生的压力和机械载荷的任何组合作用, 沿所考虑截面厚度的总体一次薄膜应力强度  $P_m$ , 应不超过设计应力强度值  $kS_m$ ;
- b) 由于预期会同时发生的压力和机械载荷的任何组合作用, 局部一次薄膜应力强度  $P_L$  应限制到  $1.5kS_m$ 。在子午线方向应力强度超过  $1.1kS_m$  的距离范围应不大于  $1.0\sqrt{Rt}$ , 其中  $R$  是筒体或封头中面的平均半径,  $t$  是筒体或封头在所考虑点的名义厚度;

- c) 由于预期会同时发生的压力和机械载荷的任何组合作用,总体或局部一次薄膜加弯曲应力强度 ( $P_m$  或  $P_L$ ) +  $P_b$  应不超过  $1.5kS_m$ 。当容器设计涉及计算应力的组合时,采用 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 I 的条款。
- d) 由于预期会同时发生的压力和机械载荷的任何组合作用,总体或局部一次薄膜加弯曲应力强度 ( $P_m$  或  $P_L$ ) +  $P_b$  应不超过  $1.5kS_m$ 。当容器设计涉及计算应力的组合时,采用 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 I 的条款。

表6-3 设计和使用寿命载荷组合的应力强度系数  $k$

载荷范围 <sup>a</sup>	$k^b$
设计	1.0
A 级使用 <sup>c</sup>	1.0
B 级使用 <sup>c</sup>	1.1
C 级使用	1.2
D 级使用 <sup>d</sup>	2.0

<sup>a</sup> 设计工况,采用金属设计温度下的设计压力;使用工况,采用金属使用温度下的使用压力;

<sup>b</sup> 必须考虑结构的失稳或屈曲情况;

<sup>c</sup> 见 6.2.1.8 和 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 J;

<sup>d</sup> 当按 6.2.1.1.1 c) 进行完整的分析时,可以采用 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 T 的应力限制。

6.2.1.6.1 二次应力

根据本节规则设计和制造的容器中,可能存在二次应力,但是必须按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 I 中的规则对这些应力值加以限制。当未包括细节或设计工况超出公式范围时,应按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 I 的规则进行详细的应力分析。仅对 A 级和 B 级限制需要评定二次应力。

6.2.1.6.2 定义

$P_m$  = 总体一次薄膜应力强度, MPa。该应力强度由沿所考虑实心截面上的应力平均值求得。它不包括不连续应力与应力集中,而仅由压力和其他机械载荷产生;

$P_L$  = 局部一次薄膜应力强度, MPa。该应力强度由沿所考虑实心截面上的应力平均值求得。它考虑了不连续应力,但不考虑应力集中;

$P_b$  = 一次弯曲应力强度, MPa。

该应力强度是一次应力的分量,正比于离实心截面形心的距离。它不包括不连续应力和应力集中,而仅由压力和其他机械载荷产生。

$S_m$  = T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A.3、表 A.4 和表 A.6 给出的设计应力强度值, MPa

$S_y$  = T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A.8 给出的屈服强度值, MPa

6.2.1.7 试验压力的上限

压力试验载荷的评定应满足下列 a) 至 d) 所述。

- a) 试验压力限制如果容器内任何一点的计算压力(包括静压头)超过 9.2.2.1 或 9.2.3.1 中规定试验压力的 6% 以上,则应力应按试验期间可能存在的全部载荷来计算。此时的应力允许值由下列 b) 和 c) 给出。
- b) 水压试验容器完工容器的水压试验压力,应不超过由下应力强度限制导出的值:

1) 计算的一次薄膜应力强度  $P_m$  为 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.8 所列试验温度下屈服强度  $S_y$  的 90%。

2) 计算的一次薄膜加一次弯曲应力强度  $P_m+P_b$ ，应不超过下面 a) 或 b) 给出的许用限制：

(1)  $P_m+P_b \leq 1.35S_y$  对于  $P_m \leq 0.67S_y$

(2)  $P_m+P_b \leq (2.15S_y - 1.2P_m)$  对于  $0.67S_y < P_m \leq 0.90S_y$

式中  $S_y$  为所列试验温度下的屈服强度。除了长方形截面， $P_m+P_b$  应不超过  $0.9S_y$  与  $\alpha$  的乘积。系数  $\alpha$  定义为产生一个全塑性截面的载荷与在截面最外层产生初始屈服的载荷之比值。

c) 气压试验容器上述 b) 给出的限制适用于气压试验容器，但计算的薄膜应力强度应限制为试验温度下屈服强度的 80%。除了长方形截面， $P_m+P_b$  应不超过  $0.8S_y$  与  $\alpha$  乘积，这里系数  $\alpha$  如 b)2) 定义。

d) 多腔容器对于多腔容器，为保证上述 b) 和 c) 给出的应力强度限制，可以在适当的相邻腔室同时加压 (9.6)。

#### 6.2.1.8 疲劳评定

业主可按 6.2.1.8.1 的规定参照在相同条件下类似容器的经验，确定是否应做疲劳分析。若没有可作为依据的有效使用经验，疲劳分析的必要性应按 6.2.1.8.2 和 6.2.1.8.3 的规定确定。

##### 6.2.1.8.1 使用经验

当业主考虑类似容器在相似使用工况（与预期的设计与使用工况有关）下的经验时，下列 a) 到 e) 设计特点的可能不利影响应加以特别注意：

- a) 与整体结构不同的非整体结构，如采用垫块补强或角焊的连接件；
- b) 采用管螺纹的连接件，特别是直径超过 70mm 时；
- c) 双头螺栓连接件；
- d) 部分焊透焊缝；
- e) 相邻构件间的较大厚度变化。

##### 6.2.1.8.2 确定容器整体部件需要疲劳分析的规则

如满足条件 A 或条件 B 的全部情况，则不要求进行疲劳分析。如条件 A 和条件 B 都不满足，则应按 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 I 和 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 J 的规则对那些不满足条件的部件进行详细的疲劳分析。条件 A 或条件 B 的规则适用于容器的所有整体部件，包括整体补强式接管。对于具有垫块式接管或非整体连接件的容器，则应采用 6.2.1.8.3 的要求。

##### 6.2.1.8.2.1 条件 A

对于规定的最小抗拉强度不超过 550MPa 的材料，当下列预期的循环次数 a)、b)、c)、d) 的总和不超过 1000 次时，不强制规定作疲劳分析：

- a) 包括启动和停止的全范围压力循环的预期设计次数；
- b) 压力变化幅度超过设计压力 20% 的使用压力循环的预期次数。对于压力变化不超过设计压力 20% 的循环，循环次数不作限制。在大气环境中波动产生的压力循环不需考虑。
- c) 压力容器（包括接管）上任何相邻两点<sup>13)</sup>之间金属温度<sup>14)</sup>变化的有效次数。这种变化的有效次数是这样确定的，即将某一范围金属温度变化的次数乘以下表所列的系数，再将得到的这些数值相加，这些系数如表 6-4 所示：

13) 热保护装置，如接管中的热套管，可用来减小温差或热冲击。

14) 相邻点的定义见下列 (a) 和 (b)

表6-4 系数值

金属温度差℃	系数
28 或以下	0
29~56	1
57~83	2
84~139	4
140~194	8
195~250	12
250 以上	20

（例：假设某一设计所经受的温度变化如表 6-5 所示：）

表6-5 循环次数表

$\Delta T$ , °C	循环次数
22	1,000
50	250
220	5

则金属温度变化的有效次数为：

$$1,000 (0) + 250 (1) + 5 (12) = 310$$

则与 1,000 相比，用在（C）类的次数是 310。由于大气条件波动引起的温度循环不需考虑。）

- d) 对于在不同热膨胀系数材料之间的带焊缝容器，是使  $(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T$  超过 0.00034 的温度循环次数。其中  $\alpha_1$  和  $\alpha_2$  是平均热膨胀系数， $1/^\circ\text{C}$ ，T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.10-A.14）， $\Delta T$  是运行温度范围， $^\circ\text{C}$ 。这不适用于堆焊层。

6.2.1.8.2.2 条件 B

当满足下列 a) 到 f) 的全部条件时，则不强制规定作疲劳分析。

- a) 包括启动和停止的全范围压力循环的预期设计次数，不应超过 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 J 中相应疲劳曲线上  $S_a$  值为  $3S_m$  时所对应的循环次数，材料在使用温度下的  $S_m$  值见 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.3、表 A.4 和表 A.6。
- b) 正常使用<sup>15)</sup>期间预期的压力循环设计范围不超过  $1/3 \times \text{设计压力} \times S_a / S_m$ 。其中， $S_a$  是 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 J 相应的疲劳曲线上由规定的有效压力波动次数求得， $S_m$  是 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.3、表 A.4 和表 A.6 中使用温度下的设计应力强度值。如果规定的有效压力波动数超过相应的设计疲劳曲线规定的最大循环数，可用相应于曲线上规定的最大循环数的  $S_a$  值。有效压力波动是范围超过下列数值的那些波动：

$$\text{设计压力} \times 1/3 \times S / S_m$$

其中  $S$  规定如下：

- 1) 如果总的规定使用循环数是  $10^6$  或更小， $S$  是由相应的设计疲劳曲线上  $10^6$  循环数求得的  $S_a$  值。
- 2) 如果总的规定使用循环数大于  $10^6$ ， $S$  是由相应的设计疲劳曲线上规定的最大循环数求得的  $S_a$  值。

a) 对于表面温度差：

- 1) 在回转体表面子午线方向，相邻点的定义为间距小于 2 的两个点，其中  $R$  是从回转轴线到中间壁面沿垂直于表面测得的半径， $t$  是所考虑点的部件厚度。如  $Rt$  的乘积各不相同，则应采用各点的平均值。
  - 2) 在回转表面圆周方向和在平直部件（如法兰和平封头）上，相邻两点的定义各在同一表面上的任何两点。
- b) 对于整个壁厚的温度差，相邻两点定义为垂直于任何表面的直线上的任何两点。

15) 正常使用的定义为除启动和停止外规定容器执行其预定功能的任何一组使用条件。

- c) 容器在正常使用及在启动与停止期间任何相邻两点之间的温度差 $^{\circ}\text{C}$ 不超过  $S_a/(2E\alpha)$ ，其中  $S_a$  是相应设计疲劳曲线上由规定的启动和停止循环数求得值， $\alpha$  是这两点温度平均值下的瞬时热膨胀系数，由 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.10-表 A.14 给出。E 是两点温度平均值下的数值，由 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.16-表 A.20 中取得。
- d) 容器任何相邻两点间的温差范围 $^{\circ}\text{C}$ 在正常使用时的变化不大于  $S_a/(2E\alpha)$ ，其中  $S_a$  是在适用的设计疲劳曲线上由规定的有效温度差波动总次数求得数值。如温度差波动的总代数和超过  $S/(2E\alpha)$ ，则应视为有效温度差波动，其中  $S$  规定如下：
- 1) 如果总的规定使用循环数是  $10^6$  或更小， $S$  是由相应设计疲劳曲线上  $10^6$  循环数求得的  $S_a$  值。
  - 2) 如果规定的总使用循环数大于  $10^6$ ， $S$  是由相应设计疲劳曲线上规定的最大循环数求得的  $S_a$  值。
- e) 对于用不同弹性模量或热膨胀系数的材料制造的部件，容器正常使用期间经受的 *温度波动范围的总代数和* $^{\circ}\text{C}$  不超过  $S_a/[2(E_1\alpha_1-E_2\alpha_2)]$ ，其中  $S_a$  是相应设计疲劳曲线上由规定的有效温度波动总次数求得数值， $E_1$  和  $E_2$  是弹性模量， $\alpha_1$  和  $\alpha_2$  是有关的两种结构材料在平均温度值下的瞬时热膨胀系数（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.10-表 A.14 和 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.16-表 A.20）。如总幅度超过  $S/[2(E_1\alpha_1-E_2\alpha_2)]$ ，则应视为有效温度波动，其中  $S$  规定如下：
- 1) 如果总的规定使用循环数是  $10^6$  或更小， $S$  是由相应设计疲劳曲线上  $10^6$  循环数求得的  $S_a$  值。
  - 2) 如果总的规定使用循环数大于  $10^6$ ， $S$  是由相应设计疲劳曲线上规定的最大循环数求得的  $S_a$  值。如所用的两种材料有不同的设计疲劳曲线，则在使用本条时应采用较低的  $S_a$  值。这个不适用于堆焊层。
- f) *规定总的机械载荷范围*（不包括压力但包括管道反作用）并不引起载荷应力强度范围超过相应设计疲劳曲线上由规定的总有效载荷波动数求得的  $S_a$  值。如果规定的有效载荷波动总次数超过相应设计疲劳曲线上规定的最大循环数， $S_a$  值用相应于曲线规定的最大循环数，如果载荷应力强度总偏移超过  $S$ ，则载荷波动被认为是有效的，其中  $S$  规定如下：
- 1) 如果总的规定使用循环数是  $10^6$  或更小， $S$  是由相应设计疲劳曲线上  $10^6$  循环数求得的  $S_a$  值；
  - 2) 如果总的规定使用循环数大于  $10^6$ ， $S$  是由相应设计疲劳曲线上规定的最大循环数求得的  $S_a$  值。

#### 6.2.1.8.3 确定单独补强接管和非整体连接件需要作疲劳分析的规则

如满足条件 AP 或条件 BP 的全部情况，则垫板式接管和非整体连接件不需作疲劳分析。条件 AP 的规则只适用于由 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 J 图 J.1.2.2.1.3.c) -1~图 J.1.2.2.1.3.c) -3 所包括的材料建造的容器。如果条件 AP 和条件 BP 都不满足，必须按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 I 和 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 J 的规则进行详细的疲劳分析。6.2.3.7 给出了对垫板式接管的进一步限制。

##### 6.2.1.8.3.1 条件 AP

对于规定的最小抗拉强度不超过 550MPa 的材料，当下列预期的循环次数 a)、b)、c)、d) 的总和不超过 400 次时，垫板式接管和非整体连接不强制规定作疲劳分析。

- a) 全范围压力循环的预期设计次数包括启动和停止；

- b) 预期的使用压力循环次数。在该压力循环中，压力变化范围超过设计压力的 15%。压力变化不超过设计压力 15%的循环，循环次数不作限制。由于大气压条件波动所引起的压力循环不需考虑；
- c) 是压力容器（包括接管）上任何相邻两点<sup>16)</sup>之间金属温度<sup>2)</sup>变化的有效次数。计算相邻两点之间的温度差时，仅考虑通过焊接的或整体的横截面热传导，而不必计及未焊接接触面的热传导。这种变化的有效次数的确定，是将某一范围金属温度变化的次数乘以下表中所给的系数，再将得到的这些数相加，这些系数如表 6-6 所示：

表6-6 系数值

金属温度差℃	系数
28 或以下	0
29~56	1
57~83	2
84~139	4
140~194	8
195~250	12
250 以上	20

（例：假设某一设计所经受的温度变化如表 6-7 所示：

表6-7 循环次数表

$\Delta T$ , °C	循环次数
22	1000
50	250
220	5

则金属温度变化的有效次数为：

$$1000 (0) + 250 (1) + 5 (12) = 310$$

与 1000 相比，用在（c）类的次数是 310。由于大气条件波动引起的温度循环不需考虑。）

- d) 对于在不同热膨胀系数材料之间的带焊缝容器，是使  $(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T$  超过 0.00034 的温度循环次数，其中  $\alpha_1$  和  $\alpha_2$  是平均热膨胀系数， $1/^\circ\text{C}$ ；（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.10-A.14）， $\Delta T$  是使用温度范围， $^\circ\text{C}$ 。这不适用于堆焊层。

6.2.1.8.3.2 条件 BP

采用下列 a) 和 c) 中的修正值后，可满足 6.2.1.8.2 条件 B 的全部要求。

- a) 在条件 B a)中以 4 代替 3。
- b) 在条件 B b)中以  $\frac{1}{4}$  代替  $\frac{1}{3}$ 。
- c) 在条件 B c)、B d)和 B e)的分母中以 2.7 代替 2。

6.2.2 设计依据

6.2.2.1 设计载荷

采用 6.2.1 的规定。

6.2.2.2 特殊考虑事项

采用 6.1.2.1 和 6.2.1.3 的规定。

16) 相邻定义为彼此间距小于  $2\sqrt{Rt}$  的两点，其中 R 和 t 分别是考虑点所在容器、接管、法兰或其它部件的平均半径和厚度。



### 6.2.2.3 通用设计规则

#### 6.2.2.3.1 通用要求

对于所有的结构和载荷，在各种公式中使用 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.3、表 A.4 和表 A.6 的设计应力强度  $S_m$  时，设计应使 6.2 的规则得到满足。

#### 6.2.2.3.2 设计报告

证书持有者应提供符合 6.2.1.1.1 e) 要求的设计报告。

### 6.2.2.4 承受内压的容器和零部件

#### 6.2.2.4.1 通用要求

承受内压的容器和零部件的厚度应不小于按下列各条的公式计算出的值。此外，在确定如下定义的  $F$  值时，应对 6.2.1.7 中所列相应的载荷组合作出规定。

#### 6.2.2.4.2 公式中的符号说明

所有的符号定义如下。除试验工况外，所用的或计算的尺寸均应带腐蚀裕量。

$t$  = 壳体所需的最小厚度

$D$  = 封头折边的内径，或椭圆形封头长轴的内长度，或锥形封头在所考虑点上沿垂直于回转轴量得的内径

$F$  = 壳体壁上所考虑点的经向薄膜力，由内压以外的一次载荷所产生，沿圆周单位长度，N/mm。如此力是不均匀的（例如由风或地震载荷产生），则应采用要求壳体有最大厚度时的载荷，这里拉伸载荷为正值

$h$  = 椭圆形封头短轴的半长度，或椭圆形封头的内深度，由切线量起

$k$  = 设计、使用和试验载荷组合的应力强度系数，见表 6-3

$L$  = 碟形封头和半球封头的内球形半径或碟形半径

$P$  = 容器顶部的内压加上在所考虑的任一点上由于流体静压头产生的任何压力，MPa

$Q$  = 锥体与筒体连接的计算公式中的一个系数，与  $P/S$  和  $\alpha$  有关

$R$  = 所考虑壳体的内半径，该半径垂直于壳体表面，从回转轴线量得

$R_L$  = 圆锥大端与筒体连接处的筒体半径

$R_S$  = 圆锥小端与筒体连接处的筒体半径

$\alpha$  = 锥体与筒体连接处的半锥顶角

$t_1$  = 按 6.2.2.4.13 b) 6)(2) 计算筒体所需厚度的  $Q$  倍

$r$  = 碟形和准锥形封头内转角半径

$S$  = T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.3、表 A.4 和表 A.6 中的薄膜应力强度限乘以表 6-3 中的应力强度系数

$= kS_m$ , MPa

#### 6.2.2.4.3 圆筒形壳体的最小厚度

圆筒形壳体的最小厚度应是下列 a)、b) 和 c) 所确定厚度中的最大值：

a)

$$t = \frac{PR}{S - 0.5P}$$

若  $P > 0.4S$ ，必须采用下列方程式：

$$\ln \frac{(R+t)}{R} = \frac{P}{S}$$

这里  $\ln$  是自然对数。

- b) 若  $F$  为正值并超过  $0.5PR$ ，则

$$t = \frac{0.5PR + F}{S - 0.5P}$$

- c) 若  $F$  为负值，则应单独考虑轴向结构的失稳或屈曲情况（见 6.2.4.5）。

#### 6.2.2.4.4 球形壳体的最小厚度

球形壳体的最小厚度应是下列 a)、b) 和 c) 所确定厚度中的最大值。

- a)

$$t = \frac{0.5PR}{S - 0.25P}$$

若  $P > 0.4S$ ，则可采用下列方程式：

$$\ln \frac{(R+t)}{R} = \frac{0.5P}{S}$$

- b) 若  $F$  为正值，则

$$t = \frac{0.5PR + F}{S - 0.25P}$$

- c) 若  $F$  为负值，则应考虑失稳情况。如果不存在双轴向压缩，则球形壳体可采用 6.2.4.5 关于圆筒形壳体的规定。

#### 6.2.2.4.5 成形封头的最小厚度

凹面受压的椭圆形、碟形及半球形封头在成形之后，其最薄点的最小厚度应由下列各款中相应的规则或公式确定。

#### 6.2.2.4.6 椭圆形封头<sup>17)</sup>的最小厚度

2:1 的椭圆形封头的最小厚度应按 6.2.2.4.8 中给出的步骤和标以“2:1 椭圆形封头”的图 6-3 的曲线确定。 $D/2h$  值不等于 2 的椭圆形封头设计，可作为等效碟形封头分析，或按 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D、附录 I、附录 J 的分析。对于与封头连接的圆筒形壳体，在从切线起沿圆筒所量的不小于  $\sqrt{Rt}$  的距离内，其厚度应等于或大于所需封头的厚度。厚度小于要求封头厚度的壳体过渡连接段不应在此最小距离内。厚度大于要求封头厚度的壳体过渡连接段，则可在该最小距离内，并应符合 6.3.5.1 和图 6-32 的要求。

#### 6.2.2.4.7 半球形封头的最小厚度

半球形封头的要求应与 6.2.2.4.4 球形壳体的要求一样。对于与厚度不同的圆筒形壳体的过渡段，应满足 6.3.5.1 和图 6-32 的要求。

17) 已制订了封头设计曲线，考虑到薄膜应力要求、塑性失稳、循环载荷条件以及按 4.2.2.2 最大允许公差的影响。关于图 7 曲线的设计公式见 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 0.4；

#### 6.2.2.4.8 碟形封头<sup>18)</sup>的最小厚度

碟形封头在 $t/L \geq 0.002$ 至 $P/S \leq 0.08$ 时的 $t/L$ （近似于 $t/L=0.04$ 至 $0.05$ ）范围内，其最小厚度应由图 6-3 中的曲线确定。对于在曲线范围内的各种 $r/D$ 值可用内插法，但是不允许把曲线外推。对于 $P/S > 0.08$ 的设计[图 6-3 中的上限以上]，其厚度由下式确定：

$$t = \frac{D}{2}(e^{P/S} - 1)$$

对 $t/L < 0.002$ [图 6-3 中下限以下]的设计，封头设计必须按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D、附录 I、附录 J 进行分析。对于与封头相连的圆筒形壳体，在从切线起沿圆筒所量的不小于 $\sqrt{Rt}$ 的距离内，其厚度应等于或大于封头所需的厚度。与较薄壳体连接的过渡段不应在此最小距离内。与较厚壳体连接的过渡段则可放在此最小距离内，并应符合 6.3.5.1 和图 6-32。

#### 6.2.2.4.8.1 球面半径和转角半径

在有关 6.2.2.4.8 和图 6-3 的设计方法中，成形的无支撑封头，其球面内半径不应大于封头折边的内径。蝶形封头的内转角半径不应小于折边外径的 6%，也不应小于三倍封头厚度。

#### 6.2.2.4.9 整体封头折边的最小厚度

当构成整体封头折边时，除 6.2.2.4.8 或 6.2.2.4.6 的要求外，折边厚度还应不小于相同直径的无缝壳体所需的厚度。所有过渡段连接应符合 6.3.5.1 和图 6-32 的要求。

18) D/2h=2 的封头具有与 L/D=0.90、r/D=0.17 的碟形相当的碟形特性。

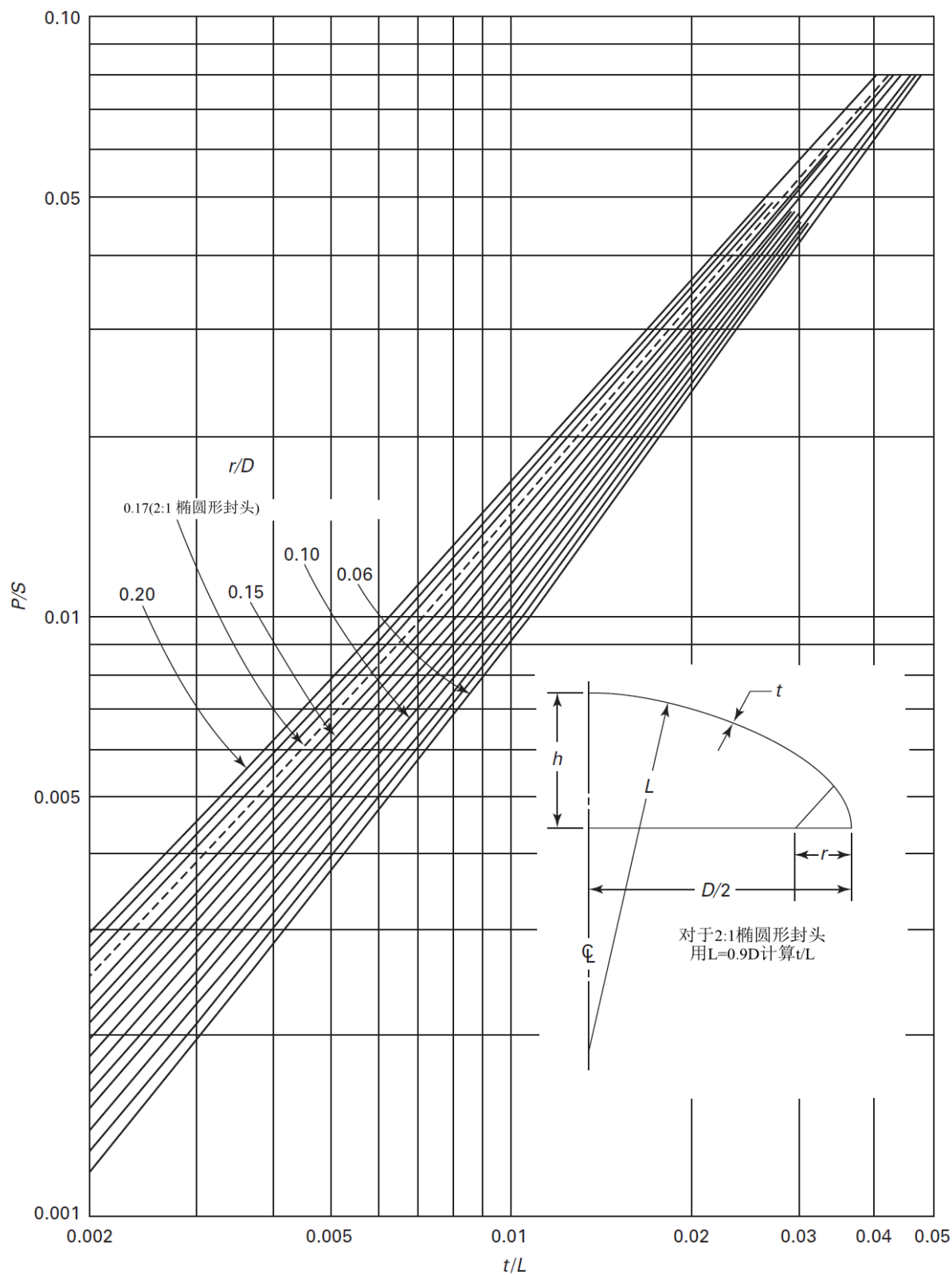


图6-3 供6. 2. 2. 4. 8和6. 2. 2. 4. 6使用的碟形封头和2:1椭圆形封头的设计曲线

6. 2. 2. 4. 10 复合封头的形状

圆筒形壳体的封头可以由几种封头形状所组成，其厚度须满足上述相应公式的要求。连接形状必须形成一条横切于接头的公共切线。接头处的任何锥形过渡应位于具有较薄壁厚形状边界以内[图

6-33]。

#### 6.2.2.4.11 封头上的非压力载荷

在 6.2.1.2 中所列的其他载荷应予考虑。对碟形和椭圆形封头，其他载荷的影响应按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D、附录 I、附录 J 确定。对封头的锥形或球形部分，复合载荷的影响可按 6.2.2.4.3、6.2.2.4.4 和 6.2.2.4.13 a) 4) 处理。

#### 6.2.2.4.12 准锥形封头

#### 6.2.2.4.13 变径段

##### a) 通用要求

- 1) *可适用的公式和规则*当所有的纵向载荷全部由变径段壳体传递时，这些规则适用于同心变径段。当载荷是部分地或全部地由其他部件（例如内壳、拉撑杆或管子）传递时，这些规则不适用。
- 2) *变径段零件的最小厚度*受内压变径段各个零件的厚度应不小于由相应公式计算得到的值。此外，应考虑 6.2.1.2 中所列的其他载荷。
- 3) *连接两圆柱壳的过渡变径段*若能符合这些要求，则由一个或多个零件构成的过渡变径段可用于连接不同直径但具有公共轴线的两个圆筒形壳体段。
- 4) *锥形壳体的最小厚度*锥形壳体的最小厚度应用圆筒形壳体的相同公式来确定，其中  $R$  是在所考虑点垂直于壳壁表面量得的半径。6.2.2.4.13 b) 和 6.2.2.4.13 c) 分别给出了锥体大端和小端与筒体连接的规则。

(1)

$$t = \frac{PR}{S - 0.5P}$$

若  $P > 0.4S$ ，则

$$\ln \frac{(R+t)}{R} = \frac{P}{S}$$

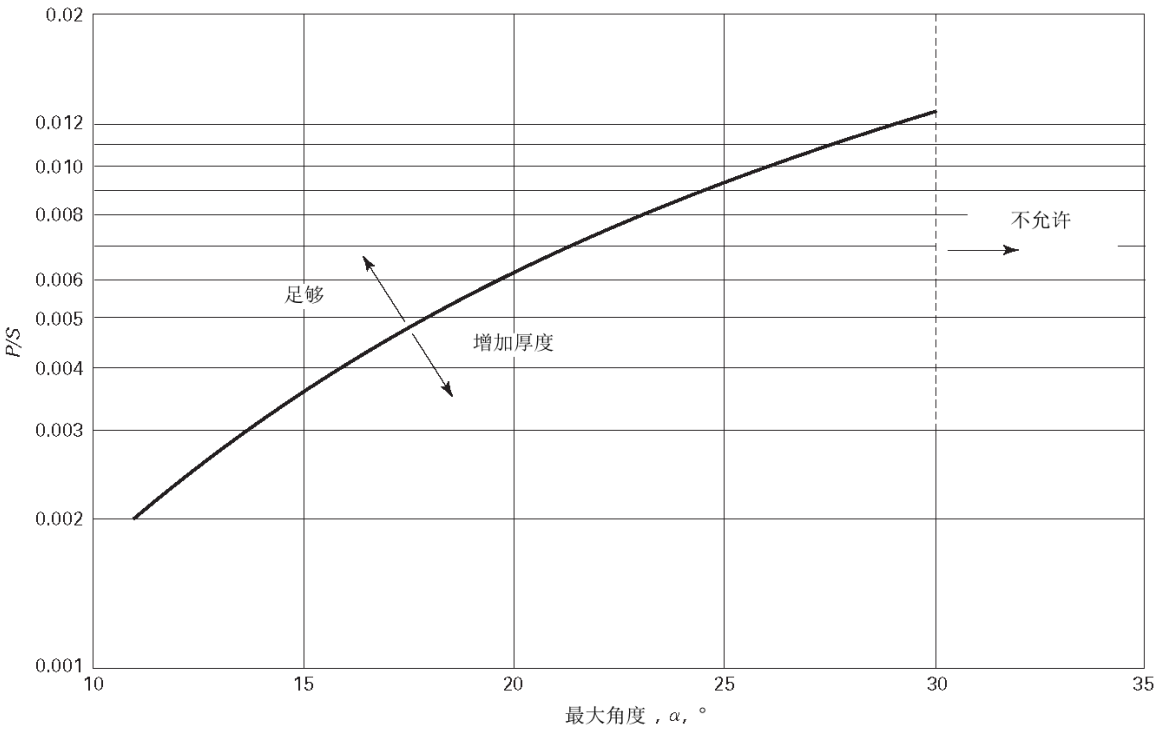
(2) 若  $F$  为正值且大于  $0.5PR$ ，则

$$t = \frac{0.5PR + F}{S - 0.5P}$$

(3) 若  $F$  为负值，则应单独考虑轴向结构失稳或屈曲情况，用于筒体的 6.2.4.5 规定可用于圆锥体部分。

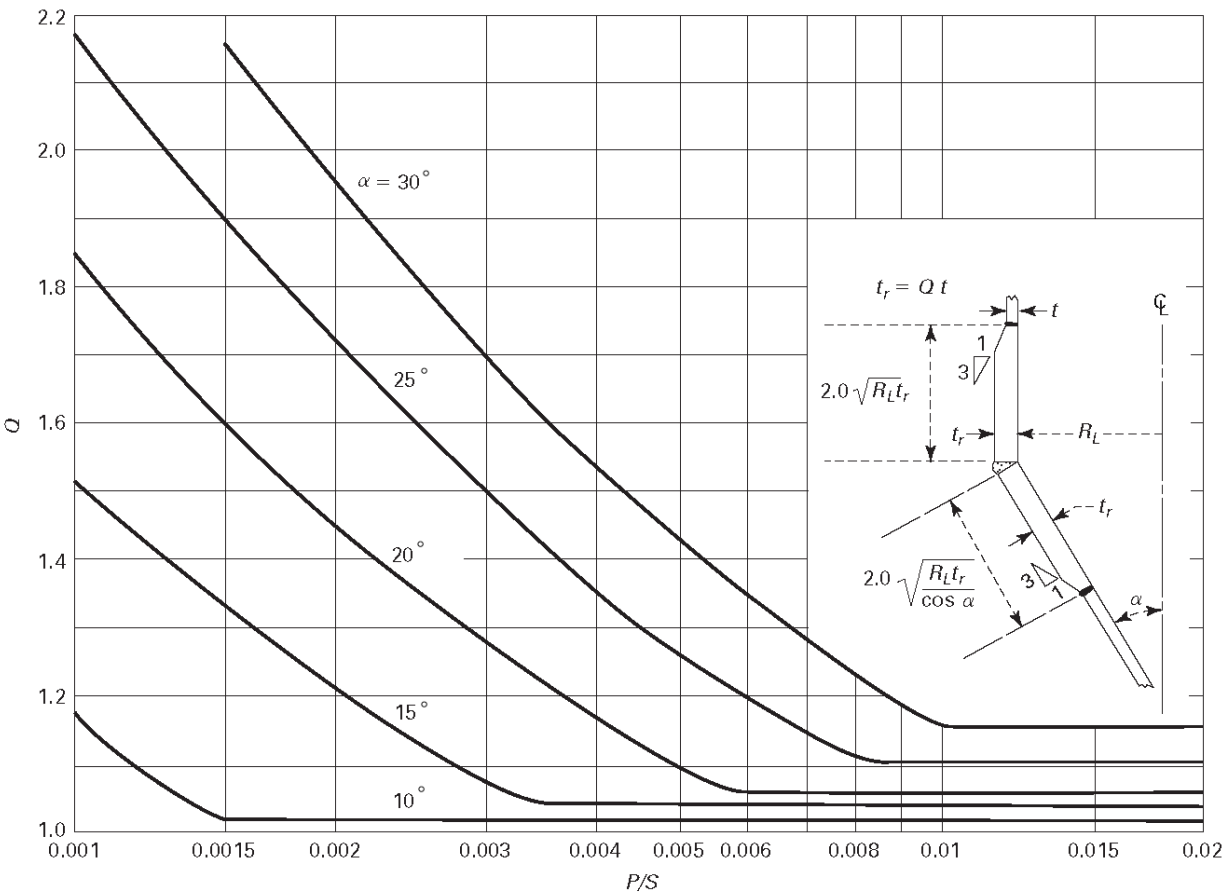
- 5) *相切于较大筒体的转角*当在变径段的大端处采用转角时，它应具有椭圆形、半球形、准锥形或碟形封头一部分的形状。厚度和其他尺寸应满足 6.2.2.4.5 的要求。
  - 6) *不同零件组合形成的变径段*当用不同厚度零件组合形成变径段时，包括板材锥形的接头应全部位于被连接的较薄零件的区域内。
  - 7) *不同形状组合形成的准锥形变径段*若变径段零件小端的设计满足 6.2.2.4.13 c) 的要求，则一个准锥形变径段可以作为准锥形封头的一部分，或椭圆形封头加一个锥形段的一部分。
- b) *变径段和锥形封头、大端的补充要求*若满足下列 1) 到 6) 的要求，则采用这些规则。
- 1) 被连接的两部分有同一回转轴
  - 2) 载荷是内压（见 6.2.2.4.11）。
  - 3) 接头是对接焊缝，其内外表面同相邻的圆锥和筒体的表面连接光滑，且无厚度减小 [6.2.5.2.2 b)]。

- 4) 连接处焊缝经射线检验，且满足 8.2.5 的要求。
- 5) 连接处同另一连接处或主要不连续处的距离不小于  $4\sqrt{R_L \times t_r}$ 。
- 6) 补强要求：
- (1) 当原有补强足够时对于半锥顶角达到  $30^\circ$ ，圆锥与筒体在大端处形成连接，而且，若表示连接的点位于图 6-4 的“合适”范围内，则连接厚度不必大于 6.2.2.4.3 或 6.2.2.4.13 a)4)(1)的要求。
- (2) 整体补强要求当半锥顶角超过图 6-4 的最大允许值时，必须在邻近圆锥和筒体连接处的范围内补强。图 6-5 给出关于设计压力  $P$  与  $S$  之比和  $\alpha$  达到  $30^\circ$  的  $Q$  值。若满足下列①到③的要求，连接处可采用筒体和圆锥厚度等于  $t_r$  进行补强。
- ①筒体增强的厚度，自连接处延伸出的最小距离为  $2.0\sqrt{R_L t}$ ，这里  $R_L$  是在圆锥大端处的筒体半径。
- ②圆锥体增强的厚度，自连接处延伸出的最小距离为  $2.0\sqrt{R_L t_r / \cos \alpha}$ 。
- ③  $t$  绝不应小于按 6.2.2.4.3 要求的圆锥厚度。
- c) 变径段小端的补充要求如满足下列 1) 到 6) 的要求，则采用本规则。
- 1) 被连接的两部分有同一回转轴；
- 2) 载荷是内压 (6.2.2.4.11)；
- 3) 接头是对接焊缝，其内外表面与相邻的圆锥和筒体表面连接光滑，且无厚度减小[6.1.5.2.2 b)]；
- 4) 连接处焊缝经射线检验，且满足 8.2.5 的要求；
- 5) 连接处同另一连接处或不连续处的距离不小于  $2.8\sqrt{R_s t_r}$ ，这里  $R_s$  是圆锥小端处的筒体半径；



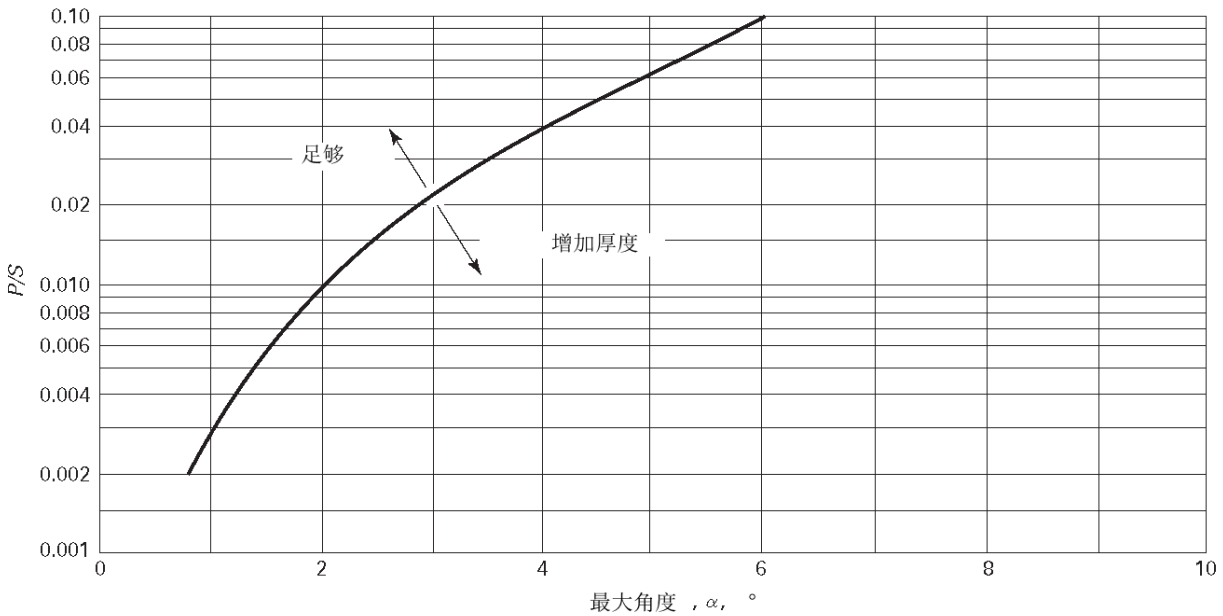
注：曲线由在表面限制为3S的最大应力强度(主要由于轴向弯曲应力引起)所决定。

图6-4 圆锥大端—筒体连接处的原有补强



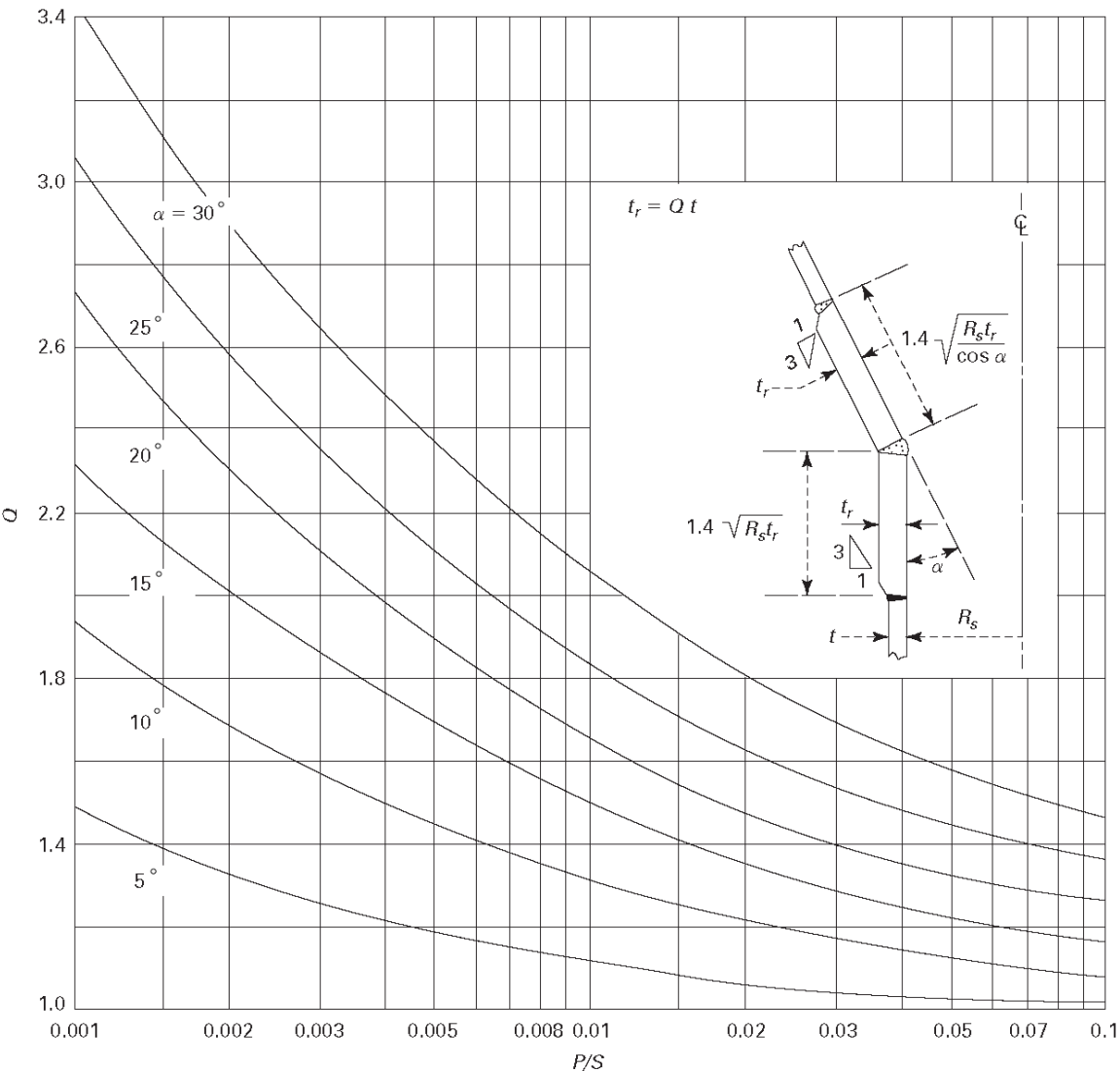
注：曲线由在表面限制为 $3S_u$ 的最大应力强度（主要由于轴向弯曲应力引起）所决定。

图6-5 圆锥大端—筒体连接处的Q值



注：曲线由接合处每一侧 $0.25\sqrt{\text{半径} \times \text{厚度}}$ 处限制为 $1.1S_u$ 的薄膜应力强度（由于平均周向拉伸应力和平均径向压缩应力引起）所决定。

图6-6 圆锥小端—筒体连接处的原有补强



注：曲线由在接合处每一侧 $0.25\sqrt{\text{半径}\times\text{厚度}}$ 处限制为 $1.1S_m$ 的薄膜应力强度（由于平均周向拉伸应力和平均径向压缩应力引起）所决定。

图6-7 圆锥大端—筒体连接处的Q值

- 6) 补强要求：
- (1) 当原有补强足够时对于半锥顶角达到  $30^\circ$ ，圆锥与筒体在小端处形成连接，而且若表示连接的点位于图 6-6 的“合适”范围内，则连接厚度不必大于 6.2.2.4.3 的要求。
  - (2) 对于整体补强的要求当半锥顶角超过图 6-6 的最大允许值时，圆锥和筒体必须在邻近连接处的范围内补强。图 6-7 给出关于设计压力  $P$  与  $S$  之比和  $\alpha$  达到  $30^\circ$  的  $Q$  值。若满足下列①到③的要求，连接处可采用使筒体和圆锥厚度等于  $t_r$  进行补强。
    - ①筒体增加的厚度  $t_r$ ，自连接处延伸出的最小距离为  $1.4\sqrt{R_s t_r}$ 。
    - ②圆锥体增加的厚度  $t_r$ ，自连接处延伸出的最小距离为  $1.4\sqrt{R_s t_r / \cos \alpha}$ 。
    - ③  $t_r$  在离连接处  $1.4\sqrt{R_s t_r / \cos \alpha}$  距离内绝不应小于按 6.2.2.4.3 要求的圆锥厚度。
- d) 当作开孔处理的变径段小端的补充要求如满足下列 1) 到 4) 的要求，则如图 6-8 所示的变径段小端的圆锥—筒体连接可作为锥形封头开孔处理。
- 1) 小端直径  $d$  不大于大端直径的一半。
  - 2) 半锥顶角  $\alpha$  大于  $30^\circ$ ，但不大于  $60^\circ$ 。



- 3) 补强符合 6.2.3.2 和 6.2.3.4.1 的要求, 但对于内压力容器在连接处的任何平面中所需补强的总横截面积  $A$  应不小于  $A=dt\tan \alpha/2$ , 且此面积的  $2/3$  应在沿筒体量得的  $0.5\sqrt{dt/2}$  和沿圆锥体量得的  $0.5\sqrt{dt/2\cos^2 \alpha}$  范围之内的要求除外。
- 4) 补强应与圆锥体或筒体形成整体, 且符合 6.2.3 中所有其他相应的要求。

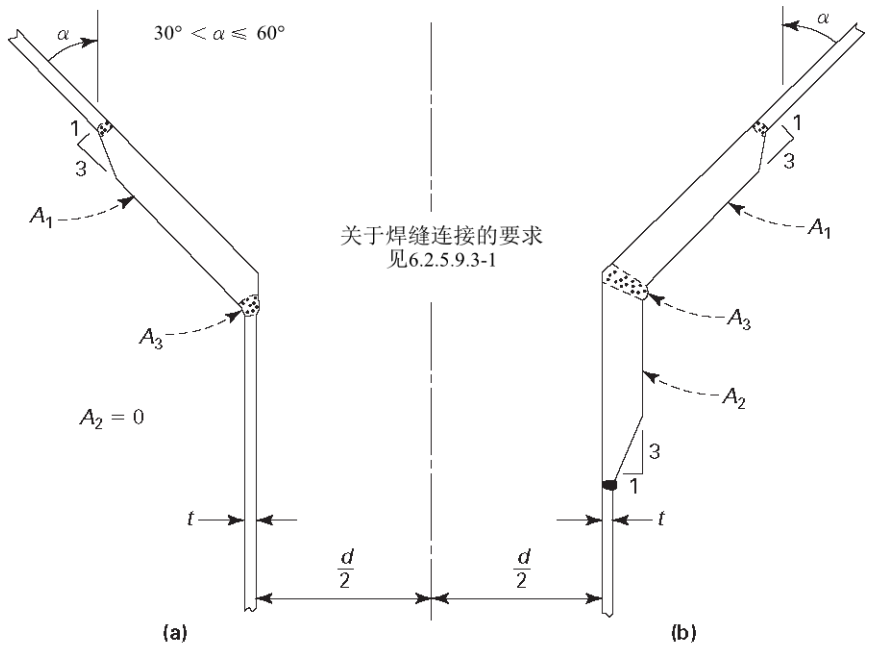
#### 6.2.2.4.14 接管颈部及其他连接件的最小厚度

接管颈部或其他连接件的壁厚应不小于按相应载荷计算的厚度再加上因腐蚀和侵蚀所需的附加裕量。除通道开孔和仅供检查用的开孔外, 还应不小于下列 a) 和 b) 中的较小值。

- a) 与连接件相接的壳体或封头所需的厚度加上邻近连接处的壳体或封头所规定的腐蚀裕量。
- b) 标准壁厚管子的最小厚度<sup>19)</sup>加上连接件的腐蚀裕量。

#### 6.2.2.4.15 其他载荷

必要时, 容器应设加强件或其他附加支承装置, 以防止除压力和温度外在 6.1.1.1 中所列其他外部载荷作用而产生过大应力或畸变。



注:  $A \leq A_1 + A_2 + A_3$ , 式中:

- $A_1$  = 与圆锥体成整体的补强面积
- $A_2$  = 与筒体成整体的补强面积
- $A_3$  = 角焊缝的面积

图6-8 当作开孔处理的圆锥小端—筒体连接

#### 6.2.2.5 平封头和盖板

无支撑的封头、盖板和盲法兰的最小厚度应符合本条所列的要求。平封头和盖板的某些可接受的形式见图 6-10, 其尺寸不包括附加腐蚀金属裕量。

##### 6.2.2.5.1 公式中的符号说明

19) 所有管材的最小厚度是 ASME B36.10M 表 2 中所列的名义厚度减去 12.5%。对于未列入表内的直径, 其最小厚度应取下一挡较大管子的尺寸。

所用符号定义如下：

$C$  = 系数，取决于封头的连接方法、壳体尺寸和 6.2.2.5.2 所列的其他项目，无量纲（图 6-9 至图 6-11）；

$d$  = 直径；

$D$  = 螺栓圆直径；

$h_G$  = 垫片力矩臂，等于从螺栓中心线至垫片反作用力线的径向距离（图 6-10）；

$L$  = 封头与壳体焊缝中心线至成形封头切线的距离，如图 6-10 a)所示；

$m=t_r/t_s$  比值，无量纲；

$P$  = 设计压力，MPa；

$r$  = 带折边或锻制成形封头的内转角半径

$S$  = T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.3、表 A.4 和表 A.6 的设计应力强度  $S_m$  乘以表列应力强度，MPa；

$T$  = 平封头、盖板或法兰所需的最小厚度，不包括腐蚀裕量；

$t_f$  = 成形封头折边大端处的实际厚度，不包括腐蚀裕量；

$t_p$  = 从封头面到制造焊缝边缘的最小尺寸；

$t_r$  = 壳体或接管为承受压力所需的厚度；

$t_s$  = 壳体或接管的实际厚度；

$W$  = 螺栓总载荷。

#### 6.2.2.5.2 求最小厚度<sup>20)</sup>的公式

a) 如图 6-9 至图 6-11 所示平封头的厚度应不小于由下列方程所得的计算值：

$$T = d\sqrt{CP/S}$$

b) 采用螺栓连接而产生边缘弯矩的盖板和盲法兰的厚度，如图 6-10 所示，应不小于按下列方程所得的计算值：

$$T = d\sqrt{CP/S + 1.27Wh_G / Sd^3}$$

附注：在某些情况下，压紧垫片所需的螺栓初始载荷大于螺栓使用载荷。必须验算在使用工况和压紧垫片所需初始螺栓载荷下两者的厚度。

20) 就应力而论，公式保证了结构的安全，而变形会引起螺纹接头或填实接缝处泄漏，则必须有更大的厚度。

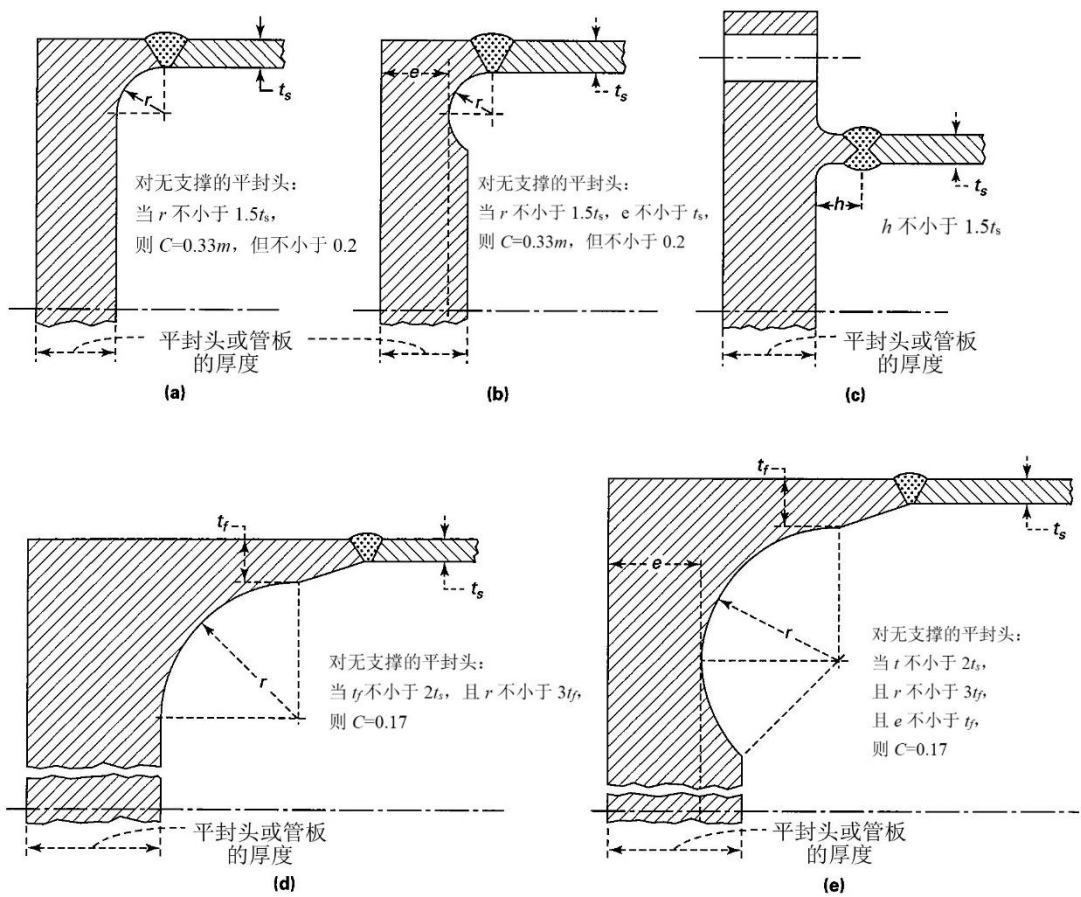
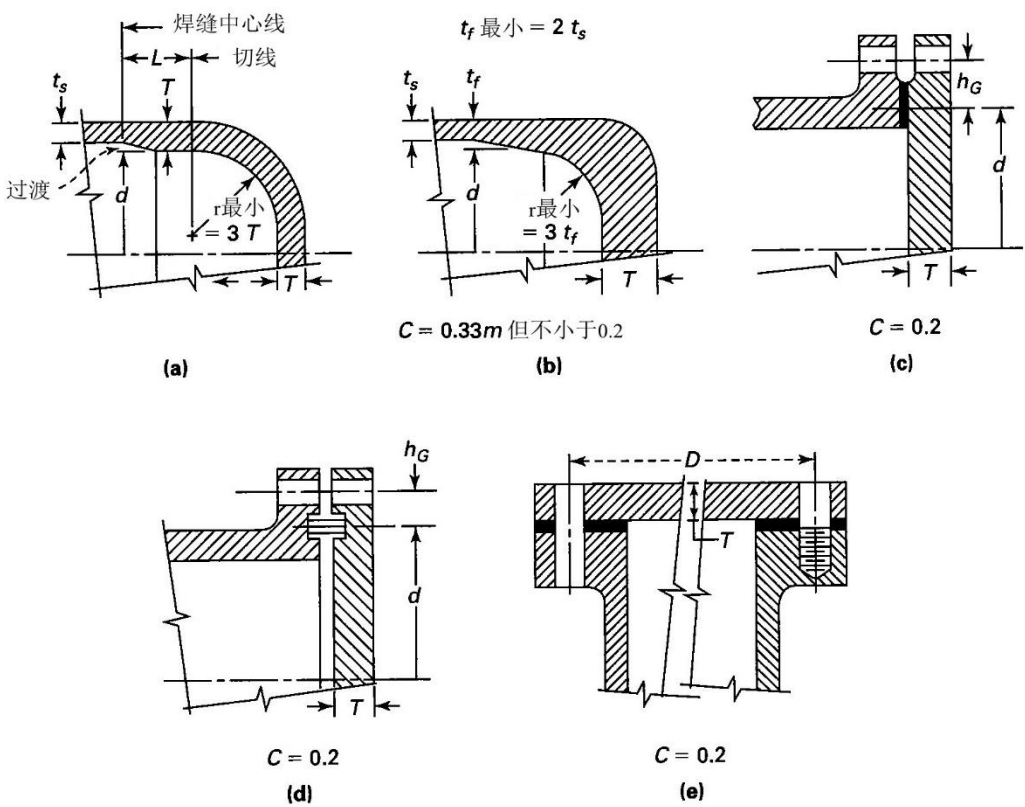


图6-9 典型的平封头及有支撑和无支撑的带颈管板



注：所有这些图例仅是示意性的，满足6.2.2.5.2要求的其他设计都是允许的。

图6-10 无支撑平封头和盖板的一些通用形式

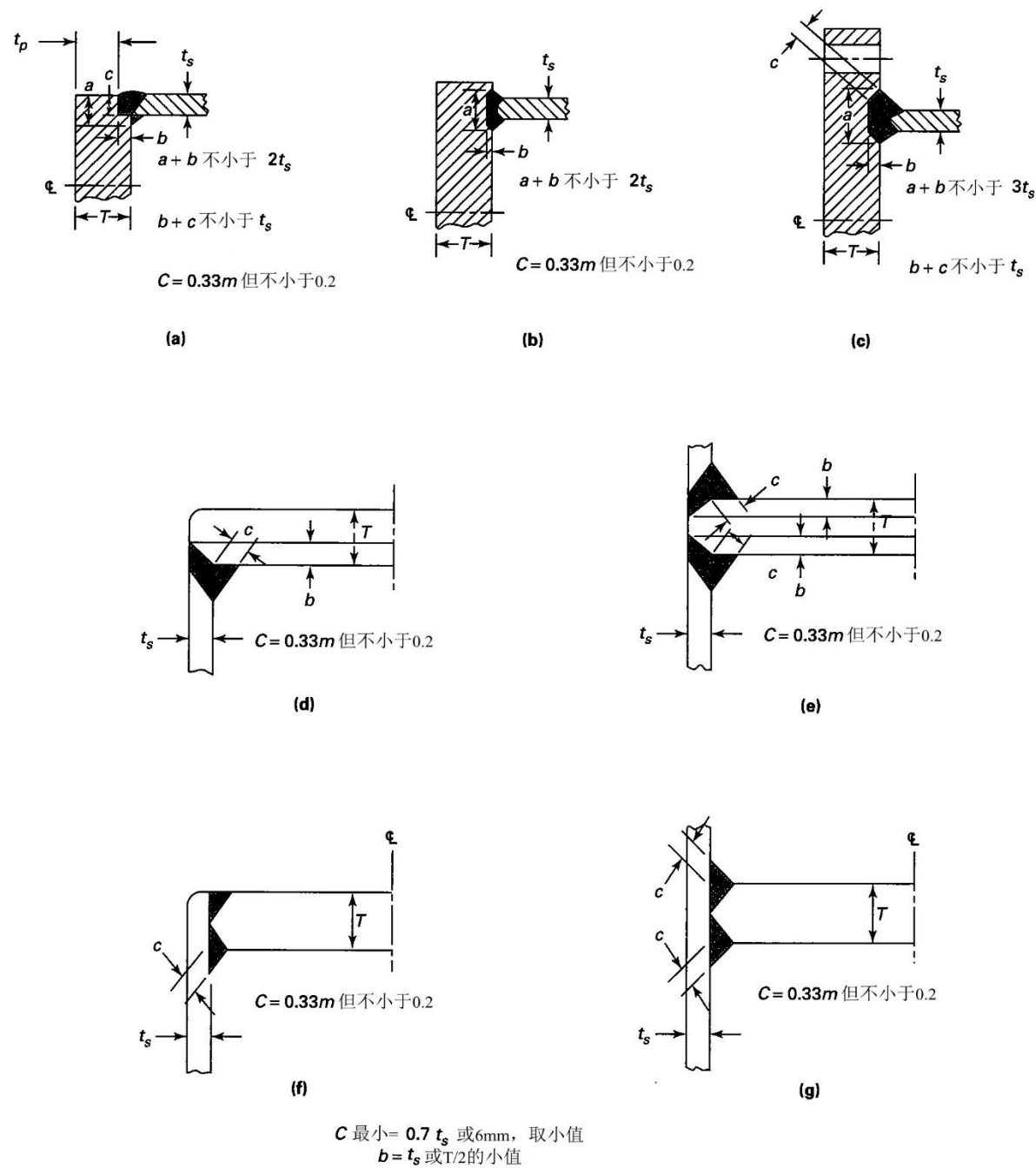


图6-11 承压部件与板连接成直角的接头

6.2.2.6 试验限制

6.2.2.7 快开封盖

快开封盖的要求见 6.3.2.7。

6.2.3 开孔及其补强

6.2.3.1 通用要求

本节所列规则，根据开孔形状、面积补偿及其分布，并假定不需作疲劳分析时，提供了一种仅承受压力载荷的受压壳体上开孔附近的良好设计。对于可能施加在接管或壳体部分或两者都承受的管道载

荷, 以及可能与压力载荷叠加的管道载荷, 这些规则并不包括其设计要求。此种附加载荷应由设计者加以考虑。

#### 6.2.3.1.1 开孔尺寸及形状

- a) 假如满足下列 1) 到 4) 的要求, 则除 b) 中允许的以外, 开孔应是圆形、椭圆形或由圆形或椭圆形筒体与 6.2.2 中所列公式的各种形状容器相交而形成的其他任何形状。
  - 1) 已加工完成的开孔, 其沿长轴与短轴的直径之比为 1.5 或更小。
  - 2) 比值  $d/D \leq 0.50$ , 其中  $d$  是相交接管最大内径,  $D$  是容器内径。
  - 3) 在相邻接管的中心线之间沿壳体内表面量得的弧形距离, 应不小于封头开孔或沿壳体纵轴方向开孔内半径之和的 3 倍, 以及不小于沿圆筒形壳体周向开孔内半径之和的 2 倍。当圆筒形壳体上的两个接管既不在一条纵线上也不在一条圆弧上时, 则其沿壳体内表面中心线的距离应使  $[(L_c/2)^2 + (L_l/3)^2]^{1/2}$  不小于开孔内半径之和, 其中  $L_c$  是中心线距离在周向上的分量,  $L_l$  是中心线距离在纵向的分量。
  - 4) 在开孔边缘周围提供了补强, 其数量和布置应使对补强面积的要求在通过开孔中心且垂直于容器表面的所有平面上都得到满足, 如 6.2.3.2.2 中规定的那样。
- b) 其他形状或尺寸的开孔, 如符合 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 I 和附录 J 的要求, 则亦可采用。
- c) 本规则允许的任何类型的开孔可位于对接焊缝的接头上。

#### 6.2.3.2 壳体和成形封头上开孔的补强要求

##### 6.2.3.2.1 不需补强的圆形开孔

如满足下列 a)、b) 和 c) 的全部要求, 则圆形开孔不需补强。

- a) 直径不超过  $0.2\sqrt{Rt}$  的单个开孔, 或在直径为  $2.5\sqrt{Rt}$  的任意圆内有两个或两个以上的开孔, 则这些未补强的开孔直径之和应不超过  $0.25\sqrt{Rt}$ 。
- b) 沿容器内壁量得的两个未补强开孔彼此的中心距应不小于它们直径之和的 1.5 倍。
- c) 未补强开孔的中心与壳体上局部受力区域的边缘相距应不小于  $2.5\sqrt{Rt}$ , 其中  $R$  和  $t$  分别是容器壳体或封头在开孔位置的平均半径和名义厚度。而局部受力区域是指在壳体上局部一次薄膜应力超过  $1.1kS_m$  的任何区域, 但不包括由于未补强开孔而引起此种局部一次薄膜应力的区域。

##### 6.2.3.2.2 所需的补强面积

- a) 承受内压的容器在任何给定平面中所需补强的总横截面积  $A$  应不小于

$$A = dt_r F$$

式中:

$d$  = 已加工完成的圆孔直径或已加工完成的椭圆形和长圆形开孔在所考虑平面中的尺寸 (弦长), 不包括腐蚀裕量

$F$  = 当所考虑的平面在封头的球形部位, 或当所给定平面包含圆筒形壳体的纵轴时, 则取为 1.00。

对于通过壳体的其他平面, 则  $F$  值由图 6-26 确定, 但补强垫板除外, 其值  $F=1$

$t_r$  = 在不开孔时满足 6.2.2 要求的厚度

- b) 开孔中心线每一侧的材料均应不小于所需量的一半[6.2.3.4.1 c)]。

##### 6.2.3.3 平封头上开孔的补强要求

- a) 平封头上开孔直径不超过封头直径的一半时, 其补强的总横截面积应不小于下式给出的值:

$$A = 0.5dt_r$$

式中：

$d$  = 已加工完成的开孔直径，不包括腐蚀裕量；

$t_r$  = 不开孔时满足 6.2.2.5.2 要求的厚度

- b) 平封头上开孔直径超过封头直径的一半时，应按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 L 进行设计。

#### 6.2.3.4 补强范围

垂直于容器壁且通过开孔中心任何平面中的横截面积的边界，在此边界内的金属具有补强价值时，则称该边界为此平面的补强范围。该范围如以下各款所述。

##### 6.2.3.4.1 沿容器壁的补强范围

沿容器名义壁厚中面量得的补强范围应满足如下要求：

- a) 所需补强的 100%应在开孔轴线每一侧的一定距离内，该距离等于下列 1) 和 2) 中的较大值：
- 1) 已加工完成的开孔直径，不包括腐蚀裕量；
  - 2) 已加工完成的开孔半径，不包括腐蚀裕量，再加上容器壁厚与接管壁厚之和。
- b) 所需补强的三分之二应在开孔轴线每一侧的一定距离内，该距离等于下列 1) 和 2) 中的较大值：
- 1)  $r+0.5\sqrt{Rt}$ ，其中  $R$  是壳体或封头的平均半径， $t$  是容器名义壁厚， $r$  是已加工完成的开孔半径，不包括腐蚀裕量；
  - 2) 已加工完成的开孔半径，不包括腐蚀裕量，再加上容器壁厚与接管壁厚之和的  $2/3$ 。

##### 6.2.3.4.2 垂直于容器壁的补强范围

垂直于容器壁测得的补强范围应与离每一表面一定距离处的表面外形一致，该距离等于下列 a)、b) 和 c) 中给出的范围。

- a) 对于图 6-12 中的 a) 和 b)，范围为  $(0.5\sqrt{r_m t_n} + k)$  和  $(1.37x + 2.5t_p + k)$  中的较大者，但不超过  $2.5t$  或  $(L + 2.5t_p)$ 。

式中：

$k$  = 当采用过渡半径 ( $r_2$ ) 时，取  $0.73r_2$ 。当采用角焊缝过渡时，取角焊缝两条焊足中的较小值；

$L$  = 沿厚度为  $t_n$  的接管长度加上过渡段长度；

$r$  = 接管内半径；

$r_m$  = 接管平均半径 =  $r + 0.5t_n$ ；

$r_2$  = 接管与容器壁间的过渡半径；

$t$  = 容器名义壁厚；

$t_n$  = 接管名义厚度；

$t_p$  = 连接管的名义厚度；

$x = t_n - t_p$ ；

- b) 对于图 6-12 中的 c)，当  $45^\circ \geq \theta \geq 30^\circ$  时，范围为  $(0.5\sqrt{r_m t_n})$  和  $(L + 2.5t_p)$  中的较大值，但不超过  $2.5t$ ；当  $\theta \leq 30^\circ$  时，范围为  $(0.5\sqrt{r_m t_n})$  和  $(1.73x + 2.5t_p)$  中的较大者，但不超过  $2.5t$ 。

其中：

$$t'_n = t_p + 0.667x;$$

$x$  = 斜面偏移距离;

$\theta$  = 垂线与斜面的夹角;

$L'$  = 沿接管锥形段的长度;

$$r_m = r + 0.5t'_n;$$

其他符号的定义同上面 a)。

- c) 对于图 6-12 中的 d)，当采用补强垫板或插入板时，范围为  $(0.5\sqrt{r_mt_n} + t_e)$  和  $(2.5t_n + t_e)$  中的

较大值，但不超过  $2.5t$ 。用来确定垂直于壳体范围的厚度  $t_e$ ，决不能超过  $1.5t$  或  $1.73W$ 。

其中：

$t_e$  = 附加补强件的厚度;

$W$  = 附加补强件的宽度。

其他符号的定义同上面 a)。

#### 6.2.3.4.3 接管管道的过渡

在 6.2.3.4 中所给补强范围（6.2.3.4.4 中注明的除外）之内接管的所有部分均采用 6.2 的应力限制。而在补强范围外任何接管延伸部分的应力则应满足 6.6 的应力限制。

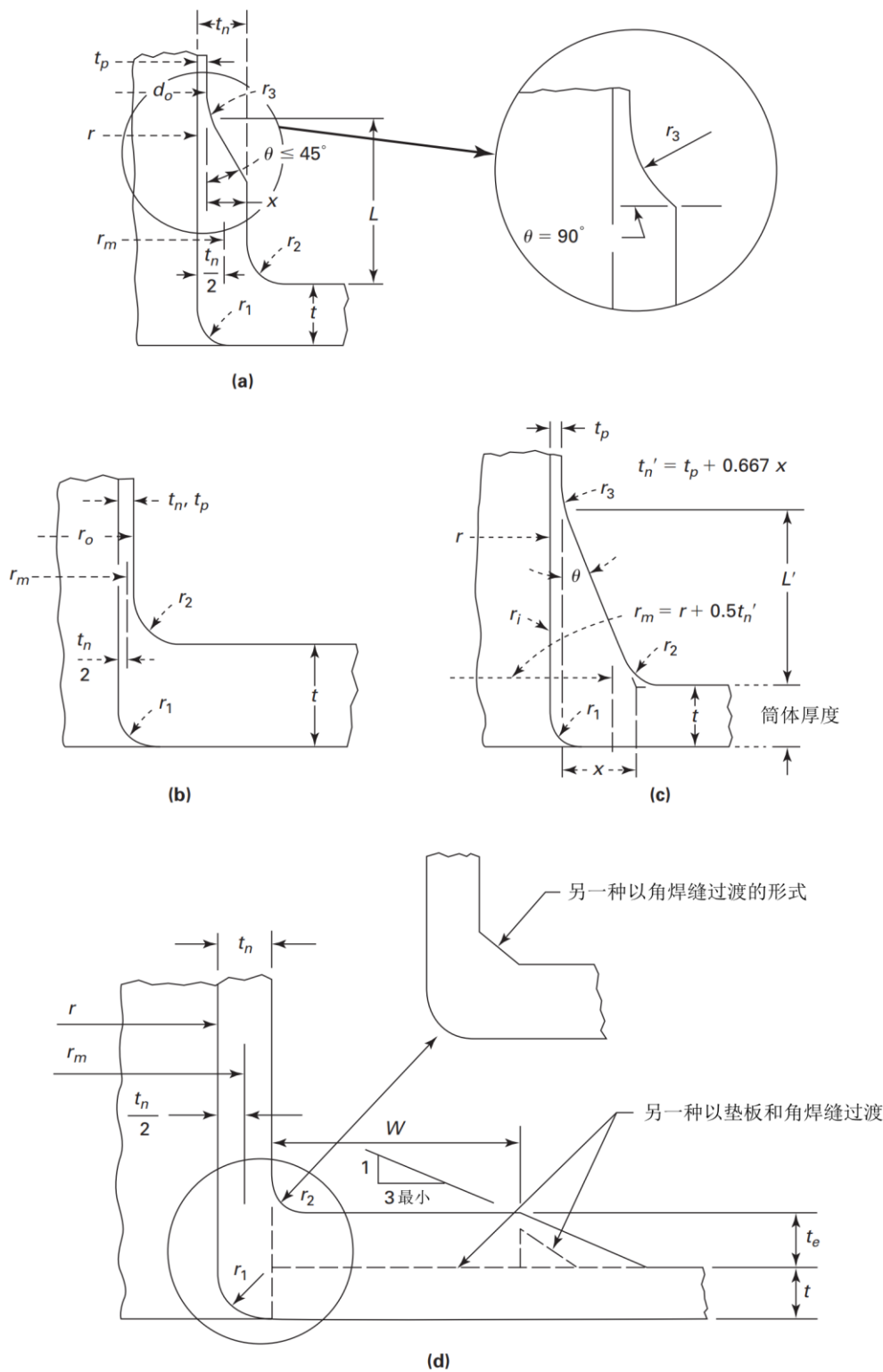


图6-12 符号说明和尺寸（仅用于描述结构）

6.2.3.4.4 标准补强的考虑

若接管与筒体连接处按 6.2.3.4 的规则补强，则该处由内压产生的应力可认为是满足 6.2.1.6 的应力限制。因而在这种情况下，不必对接管区域内压引起的应力是否符合要求进行分析论证。当设计有外部管道载荷时，则对接管进行薄膜加弯曲应力的计算，并对筒体与接管连接的局部区域进行薄膜应力计算。这些应力与压力引起的应力一起应满足 6.2.1.6 中关于  $(P_m \text{ 或 } P_L) + P_b$  的限制。此时，在  $(P_m \text{ 或 } P_L) + P_b$



分类中，由压力引起的应力可认为不会大于 6.2.1.6 中所给条件下规定的  $P_m$  限制。

### 6.2.3.5 可用作补强的金属

若金属位于 6.2.3.4 中规定的补强范围内，并限于符合下列 a) 到 e) 要求的材料范围内，则该金属可用作 6.2.3.2.2 和 6.2.3.3 所要求的补强。

- a) 根据一次应力强度 (6.2.2.1 到 6.2.2.4 和 6.2.2.5.2) 所需容器壁厚以外的那部分多余金属，且不包括腐蚀裕量；
- b) 接管壁中类似的多余金属，若接管和容器壁是整体的，或者接管与容器壁采用全焊透焊缝连接；
- c) 同容器壁完全连续的焊缝金属；
- d) 同壳体不完全连续的金属，例如沿周边连续焊接的垫块，若能满足 7.2.3.7 的要求，亦可作补强用；
- e) 在上述 b)、c) 和 d) 中作为补强的金属的平均热膨胀系数与容器壁的平均热膨胀系数值相差应在 15% 之内。

#### 6.2.3.5.1 不能作为补强的金属

与壳体不完全连续的金属，例如在用部分焊透焊缝连接的接管中，不得作补强用。

#### 6.2.3.5.2 限于一个开孔的补强金属

用作补强的金属只能为一个开孔所用。

### 6.2.3.6 补强材料的强度

用作补强的材料，其设计应力强度值最好应该同容器壁一样。任何情况下其许用设计应力强度值小于容器壁材料设计温度下强度值 80% 的材料，不可用于确定作为补强的面积。如接管壁材料或补强件材料的设计应力强度值  $S_m$  低于容器壁材料，则由接管壁或补强件按满足 6.2.3.2 的要求所提供的补强面积，应取为提供的实际面积乘以接管或补强件的设计应力强度值与容器材料的设计应力强度值之比。即使补强材料或焊缝金属的设计应力强度值比容器壁材料高，补强要求亦不能降低。疲劳分析中应采用所考虑部位材料的强度。

### 6.2.3.7 对带有单独补强板接管的要求

除锥体小端处的接管应按 6.2.2.4.11 c) 的要求进行补强外，如果容器和接管满足下列 a) 到 d) 的全部条件，则可采用单独补强板的形式作为附加补强。

- a) 材料规定的最小抗拉强度不超过 550MPa；
- b) 材料的最小延伸率在 50mm 内为 12%；
- c) 附加补强的厚度不超过壳体厚度的 1.5 倍；
- d) 循环使用时垫块要满足 6.2.1.8 的要求。

### 6.2.3.8 开孔补强的替代规则

本条的要求对于 6.2.3.1 到 6.2.3.7 和 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 I.2 构成了适用的替代规则。

#### 6.2.3.8.1 范围

这些规则仅适用于下列 a) 到 f) 范围内用于接管的容器开孔。

- a) 接管截面呈圆形，而其轴线垂直于容器或封头；
- b) 接管及所需的补强是在各部件之间用全焊透焊缝整体地焊到容器上，如图 7-27，图 7-28 中的 a)、b) 和 c)，以及图 7-29 所示的结构是可接受的。但是角焊缝必须打磨成按图 6-13 所示的半径。

- c) 对于球形壳体和成形封头，接管补强的总面积至少应有 40% 位于所需的容器最小壁厚的外表面以外。
- d) 开孔边缘与离其最近的任一其他开孔的边缘间距应不小于  $1.25(d_1+d_2)$  和  $2.5\sqrt{Rt_r}$  中的较小值，但在任何情况下均不应小于  $1.0(d_1+d_2)$ ，其中  $d_1$  和  $d_2$  是开孔的内径。
- e) 接管补强和邻近接管的容器壁所采用的材料，其 UTS/YS 比值应不小于 1.5，其中：  
 UTS = 规定的最小抗拉强度  
 YS = 规定的最小屈服强度。
- f) 满足下列尺寸范围：

圆筒形容器上的接管 球形容器或封头上的接管

$D/t$	10~100	10~100
$d/D$	最大 0.5	最大 0.5
$d/\sqrt{Dt}$	.....	最大 0.8
$d/\sqrt{Dt_n r_2/t}$		最大 1.5

#### 6.2.3.8.2 公式中的符号说明

$A_r$  = 所需的最小补强面积；

$A_a$  = 有效补强面积；

$D$  = 圆筒形容器、球形容器或封头的内径，不包括腐蚀裕量

$d$  = 接管内径，不包括腐蚀裕量

$R$  = 圆筒形容器、球形容器或球形封头的内半径，不包括腐蚀裕量

$r$  = 接管内半径，不包括腐蚀裕量

$t$  = 容器或封头的壁厚，对圆筒形容器，按 6.2.2.4.3 所给公式计算；对球形容器或球形封头，按 6.2.2.4.4 所给公式计算；

$t_{rn}$  = 接管壁厚，按 6.2.2.4.3 所给公式计算；

$t$  = 容器或封头的名义壁厚减去腐蚀裕量；

$t_n$  = 接管名义壁厚减去腐蚀裕量；

$r_1$ 、 $r_2$ 、 $r_3$ 、 $r_4$ 、 $r_5$ 、 $\theta$ 、 $\theta_1$  见图 6-13； $L_c$ 、 $L_n$  见图 6-14；

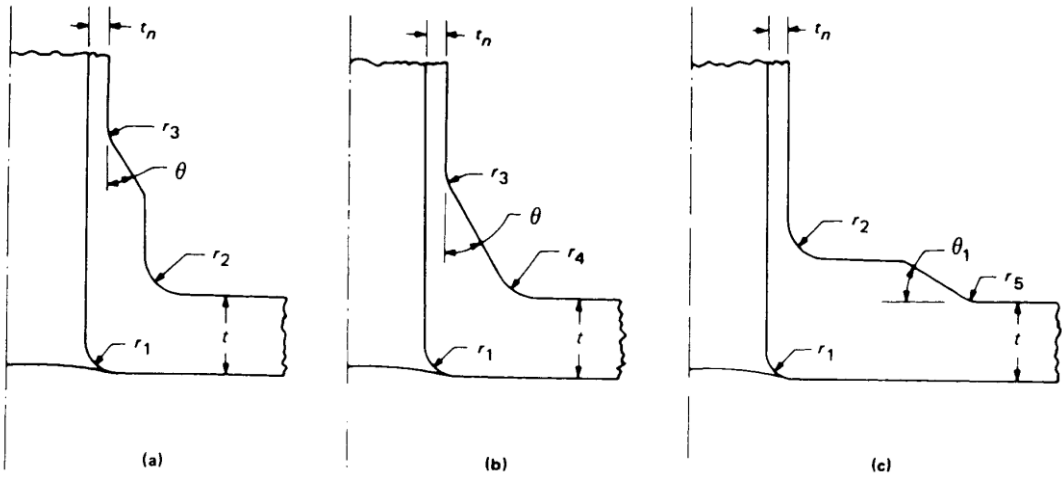
$S$ 、 $\sigma_t$ 、 $\sigma_n$ 、 $\sigma_r$ 、 $\sigma$  见 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录图 I.2 和 6.2.3.8.7。

#### 6.2.3.8.3 所需的补强面积

- a) 所需的最小补强面积与  $d/\sqrt{Rt_r}$  值有关，如表 6-8 所示。
- b) 在包含接管轴线的所有平面上，都应具有需要的最小补强面积。

#### 6.2.3.8.4 补强区的范围

符合 6.2.3.8.3 规定的最小补强面积内的补强金属，必须位于图 6-14 所示的补强区边界内。



$r_1=0.1t\sim0.5t$   $r_4\geqslant\left[\left(1-\sqrt{\theta/90}\right)\sqrt{dt_m}\right]$  或  $\left[\left(1-\theta_1/90\right)(t/2)\right]$  中较大值

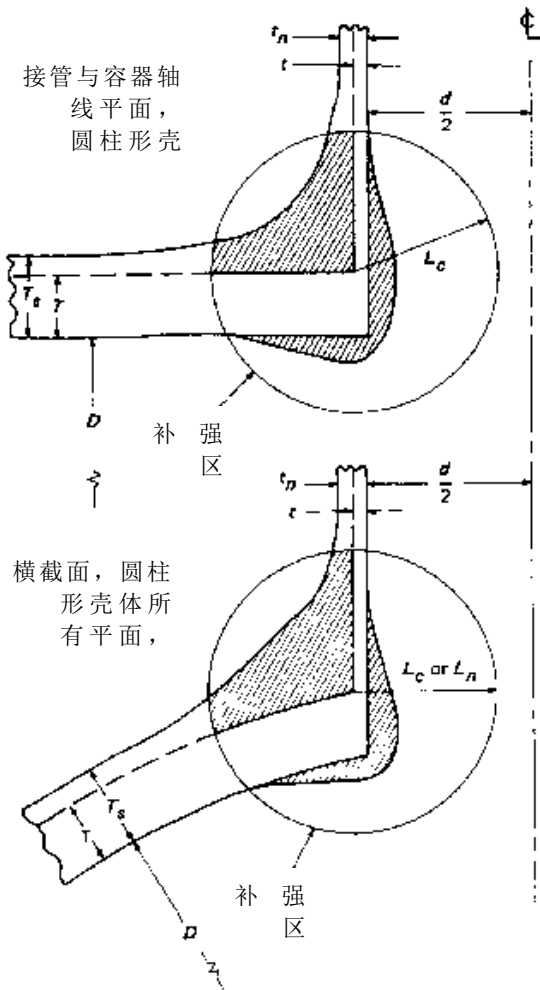
$r_2\geqslant\sqrt{dt_m}$  或  $t/2$  中较大值  $r_5=(\theta_1/90)t$

$r_3\geqslant\left[\sqrt{(\theta/90)(dt_m)}\right]$  或  $\left[(\theta/90)t_n\right]$  中较大值  $\theta$  和  $\theta_1$  用度表示

图6-13 适用的过渡段示例详图

表6-8 所需的最小补强面积  $A_r$

$d/\sqrt{Rt_r}$ 值	$A_r, \text{ mm}^2$	
	筒体上的接管	球形容器或封头上的接管
小于 0.20	不补强 <sup>a</sup>	不补强 <sup>a</sup>
大于 0.20 但小于 0.40	$\left[4.05\left(d/\sqrt{Rt_r}\right)^{1/2}-1.81\right]dt_r$	$\left[5.40\left(d/\sqrt{Rt_r}\right)^{1/2}-2.41\right]dt_r$
大于 0.40	$0.75 dt_r$	$dt_r \cos \phi, \phi = \sin^{-1}(d/D)$
<sup>a</sup> 图 6-13 所示过渡半径 $r_2$ 或相当的措施是需要的。		



- 总注:
- (a) 补强区范围
- (1)  $L_c=0.75(T/D)^{2/3}D$  (圆筒形壳体上的接管);
  - (2)  $L_n=(T/D)^{2/3}(d/D+0.5)D$  (封头上的接管);
  - (3)  $L_c$  或  $L_n$  的中心是在厚度分别为  $T$  与  $t$  的壳体和接管的外表面连接处;
  - (4) 在补强区边界通过一均匀壁厚扇形区的结构中, 补强区边界可看作是从  $L_c$  或  $L_n$  通过厚度。
- (b) 补强面积
- (1) 阴影部分表示可用作补强的面积,  $Aa$ ;
  - (2) 在补强区边界以内的由基本壳体相交而成的面积之外的多余金属面积, 可视作所需面积  $A_r$  的部分, 基本壳体定义为容器内径  $D$ , 厚度为  $T$ ; 接管内径为  $d$ , 厚度为  $t$ ;
  - (3) 在接管中心线的每一侧, 和在包含接管轴线的每一平面中, 可用作补强的面积  $Aa$  至少应等于  $A_r/2$ 。

图6-14 补强区范围

6.2.3.8.5 补强材料的强度要求

接管壁上的补强材料最好应与容器壁的材料相同。如果采用较低设计应力强度值  $S_m$  的材料, 则由该材料提供的补强面积应按接管壁和容器壁材料的应力值成反比例地增加。对于提高强度的接管材料或设计应力值比容器壁材料高的焊缝金属, 也不可减少所需的补强面积。疲劳分析中应采用所考虑点的材料强度。补强金属的平均膨胀系数应在容器壁金属平均热膨胀系数值的 15% 范围之内。

6.2.3.8.6 过渡段详图

适用的过渡段斜度和半径的示例见图6-13。凡符合6.2.3.8.3补强面积要求, 且具有相当的或较平坦过渡的其他结构也是允许的, 例如较大的半径和厚度之比。

6.2.3.8.7 应力指数

- a) 应力指数这一术语的定义为所考虑点的应力分量  $\sigma_t$ 、 $\sigma_n$ 、和  $\sigma_r$  与计算应力  $S$  的数值比。应力分量的符号如 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录图 I.2 所示, 并定义如下:

$P$ =工作压力, MPa;

$S = P (2R+t) / 4t$ ，用于球形容器或球形封头上的接管，MPa；

$S = P (2R+t) / 2t$ ，用于圆筒形容器上的接管，MPa；

$\sigma_t$  = 在所考虑截面上和截面边界平行的应力分量，MPa；

$\sigma_n$  = 垂直于截面的应力分量，通常指壳体开孔区的周向应力，MPa；

$\sigma_r$  = 垂直于截面边界的应力分量，MPa；

$\sigma$  = 在所考虑点上的应力强度（组合应力），MPa；

- b) 当满足 6.2.3.8.1 到 6.2.3.8.6 的条件时，则可采用表 6-9 所列的应力指数。这些应力指数只与某些一般部位上由于内压而引起的最大应力有关。在容器开孔和连接部件上，其邻近处的应力评定须经常考虑外部载荷产生的应力或热应力的影响。在这种情况下，某一给定点的总应力可以用叠加法求得。在由于内压和接管载荷产生应力组合的情况下，最大应力应考虑是作用在同一点上，并取代数和。如果应力是采用其他更精确的分析方法或用 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D 的实验应力分析步骤确定的，则应力仍取其代数和。

表6-9 内压载荷的应力指数

球形壳体和球形封头上的接管				
应力	内面		外面	
$\sigma_n$	2.0- (r/R)		2.0- (r/R)	
$\sigma_t$	-0.2		2.0- (r/R)	
$\sigma_r$	$-4t_r/ (2R+t_r)$		0	
$\sigma$	2.2- (r/R) 或 $2.0+[4t_r/ (2R+t_r)] - (r/R)$		2.0- (r/R)	
	取其中较大值			
圆筒形壳体上的接管				
应力	纵向平面		横向平面	
	内面	外面	内面	外面
$\sigma_n$	3.1	1.2	1.0	2.1
$\sigma_t$	-0.2	1.0	-0.2	2.6
$\sigma_r$	$-2t_r/ (2R+t_r)$	0	$-2t_r/ (2R+t_r)$	0
$\sigma$	3.3	1.2	1.2	2.6

6.2.4 承受外压的容器

6.2.4.1 通用要求

本规则适用于有或没有加强环的球形和圆筒形壳体、成形封头和管状制品（7.2.2.1.2）。确定这些部件厚度所用的图表列于 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 B.1。

6.2.4.1.1 公式中的符号说明

本节所用符号定义如下。除试验条件外，所采用的或计算所得的尺寸都不包括腐蚀裕量。

$A$  = 系数，对应于系数  $B$  和所考虑壳体的设计温度，按加强环所用的材料在 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 B.1 的相应图表中确定；

$A_S$  = 加强环的横截面积；

$B$  = 系数，由 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 B.1 的图表确定，MPa。

$D_o$  所考虑圆筒形壳体段的外径；

$I_s$  = 加强环与壳体组合截面对其平行于壳体轴线中性轴所需的惯性矩。用作计算组合惯性矩所取的壳体宽度应不大于  $1.10\sqrt{D_o/T}$ ，且应对半分布在加强环心线的两侧。所考虑壳体壁部分的面积不应多于一个加强环；

$L$  = 容器的设计长度，采用下述相应的定义：无加强环时，为封头切线之间的距离加上每个封头深度的三分之一；任何两个相邻加强环之间最大的中心距；或自第一个加强环中心到封头切线间的距离再加上封头深度的三分之一。所有尺寸应沿平行于容器轴线方向量得

$L_s$  = 自加强环中心线到同一侧的相邻支承线间距离的一半，再加上加强环中心线至另一侧相邻支承线间距离的一半，两者均沿平行于容器轴线方向量得（支承线指：符合本条要求的加强环；自封头切线\*至封头深度三分之一的封头上的周向线；与夹套相接的周向连接）

$P$  = 设计外压，MPa；

$R$  = 球形壳体内半径；

$T$  = 圆筒形壳体或球形壳体或管状制品所需的最小厚度，不包括腐蚀裕量。

#### 6.2.4.2 圆筒形壳体

##### 6.2.4.2.1 $D_o/T \geq 10$ 时

$D_o/T \geq 10$  时，承受外压<sup>21)</sup>的管道或壳体的最小厚度应按 6.1.3.3.3 所列的步骤确定。

##### 6.2.4.2.2 $D_o/T < 10$ 时

$D_o/T < 10$  时，承受外压的管道或管子的最小厚度应按下列步骤 1 到 4 确定：

步骤 1：由下式计算系数  $A$  值：

$$A = 1.1/(D_o/T)^2$$

步骤 2：应用有关图表，从计算的  $A$  值垂直移动与设计温度的材料线相交，或当  $A$  值落在材料线端头的右边时，则垂直移动与此材料线上端的水平投影线相交。再由此交点向右水平移动而读出  $B$  值。

步骤 3：以此  $B$  值按下式计算最大许用压力：

$$P_a = \left( \frac{2.167}{D_o/T} - 0.0833 \right) B$$

步骤 4：若  $P_a$  小于设计外压  $P$ ，则另选一更大的  $T$  值，重复上述步骤。

#### 6.2.4.3 球形壳体

承受外压的球形壳体的最小厚度应按 6.1.3.3.4 所列步骤确定。

#### 6.2.4.4 圆筒形壳体的加强环

##### 6.2.4.4.1 周向加强环所需的惯性矩

加强环与壳体组合截面所需的惯性矩由下式给出：

$$I_s = \frac{D_o^2 L_s (T + A_s / L_s) A}{10.9}$$

加强环的惯性矩应按下列步骤 1 到步骤 6 来确定。

步骤 1：假定壳体已设计好， $D_o$ 、 $L_s$  和  $T$  为已知，选择一构件作为加强环，并确定其面积  $A_s$  和  $I_s$  值，而后按下式计算  $B$ ：

21) 当除外压外尚有轴向压缩载荷是，则组合轴向载荷应当满足 6.2.4.5 的要求

$$B = \left[ \frac{PD_0}{T + A_s / L_s} \right] \frac{3}{4}$$

步骤 2: 按所考虑的材料, 在 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 B.1 中图表的右边记下第一步中所算出的  $B$  值。

步骤 3: 水平移动与设计温度的材料线相交。

步骤 4: 由此交点垂直移动与图表底线相交, 并读出  $A$  值。

步骤 5: 由上述公式计算所需的惯性矩  $I_s$  值。

步骤 6: 如果需要的  $I_s$  大于步骤 1 中所选加强环与壳体组合截面计算得的惯性矩, 则必须另选具有更大惯性矩的新截面, 并计算出新的  $I_s$ 。如果需要的  $I_s$  小于步骤 1 所选截面计算得的惯性矩, 则此截面应是满意的。

#### 6.2.4.4.2 连接加强环的容许方法

加强环应按 7.2.6.7 连接到容器的外侧或内侧。

#### 6.2.4.5 轴向受压的筒体

圆筒形壳体在产生纵向压应力载荷作用下的最大许用压应力为下列 a) 和 b) 中的较小值:

- T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A.3、表 A.4 和表 A.6 中适用材料在设计温度下的  $S_m$  值。
- 按 6.1.3.3.6 b) 确定的系数  $B$  值。

#### 6.2.5 焊接接头

##### 6.2.5.1 焊接接头分类

焊接接头的分类在 6.3.4.1 中说明。

##### 6.2.5.2 容许的焊接接头形式

容器设计应满足各类接头的要求。对接接头是指在大致位于同一平面的板材之间或其他零件之间的全焊透接头。板材之间或其他零件之间的偏斜角  $\alpha$  不超过  $30^\circ$  的 B 类角接头, 可认为能满足对接接头的要求。图 6-30 所示是各类接头的典型对接焊。

##### 6.2.5.2.1 A 类接头

所有 A 类焊接接头应满足 7.2.6.3 的制造要求, 并且应按 8.2.5.1 进行检验。

##### 6.2.5.2.2 B 类接头

所有 B 类焊接接头应满足 7.2.6.4 的制造要求, 并且应按 8.2.5.2 进行检验。当 2 型接头要求作疲劳分析, 且垫板未拆除时, 则接头设计中的应力集中系数对薄膜应力和弯曲应力分别取为 2.0 和 2.5。

##### 6.2.5.2.3 C 类接头

所有 C 类焊接接头应满足 7.2.6.5 的制造要求。并且应按 8.2.5.3 进行检验。最小尺寸应按 6.2.5.6.3 和 6.2.5.6.4 的规定。

##### 6.2.5.2.4 D 类接头

所有 D 类焊接接头应满足 6.3.4.9 和下列 a) 到 d) 中的要求之一。

- 对接焊接管接管应满足 7.2.6.6 a) 的制造要求, 并且应按 8.2.5.4 进行检验。此外, 应满足图 7-27 中的最小尺寸和几何形状要求。其中:

$r_1 = 1/4t$  或 19mm, 取其中较小值;

$r_2 =$  最小 6mm;

$t =$  被插入件的名义厚度;

$t_n =$  插入件的名义厚度;

b) 全焊透角焊接接管接管应满足 7.2.6.6 b) 的制造要求, 并且应按 8.2.5.4 要求进行检验。此外, 应满足图 7-28 中的最小尺寸的要求。其中:

$r_1 = 1/4t$  或 19mm, 取其中较小值;

$r_2 =$  最小 6mm

$r_3 = 1/4t_n$  或 10mm, 取其中较小值, 或至少为 8mm 的 45°倒角

$t =$  被插入件的厚度;

$t_n =$  插入件的厚度;

$t_c = 0.7t_n$  或 6mm, 取其中较小值;

c) 垫板和螺纹连接型的焊接接管接管和连接件应满足 7.2.6.6 c) 的制造要求, 并且应能按 8.2.5.4 进行检验。此外, 应满足图 7-29 中的最小尺寸和几何形状的要求。其中:

$c = 0.7t_e$  或  $0.7t$  取其中的较小值;

$r_1 = 1/4t_n$  或 10mm, 取其中较小值;

$r_3 = 1/4t_n$  或 10mm, 取其中较小值, 或至少为 8mm 的 45°倒角;

$t_e =$  补强部件的厚度;

$t_c = 0.7t_n$  或 6mm, 取其中较小值;

$t_n =$  颈部名义厚度;

$t =$  壳体名义厚度;

d) 采用部分焊透焊缝接管的部分焊透焊缝应满足 7.2.6.6 d) 的制造要求, 并且应能按 8.2.5.4 进行检验。但部分焊透焊缝只适用于诸如仪表开孔和观察孔, 连接基本上不承受外加的机械载荷, 而且不存在比容器本身还大的热应力。这种连接应满足开孔补强的规则, 但颈部材料不应作为连接的补强。这类开孔的内径应不超过 100mm。此外, 应满足图 7-30 中的最小尺寸要求, 其中:

$C =$  接管和容器插入部分之间的最大直径间隙, mm;

$= 0.25\text{mm}$  当  $d \leq 25\text{mm}$ ;

$= 0.50\text{mm}$ ; 当  $25\text{mm} < d \leq 100\text{mm}$ ;

$= 0.75\text{mm}$ ; 当  $d > 100\text{mm}$ 。但在开孔的整个长度上不必满足上述关于最大间隙的限制, 只要存在焊缝预加工区和焊缝对面的不能满足上述关于最大间隙限制的开孔端部附近区域, 且后者延伸得足够长 (不必是连续的), 以可靠地防止接管偏斜;

$d =$  接管外径;

$t_n =$  颈部的名义厚度;

$t =$  容器的名义厚度;

$t_w =$  焊缝焊透深度, 不小于  $1/4t_n$ , mm;

$t_c = 0.7t_n$  或 6mm, 取其中较小值;

$r_1 = 1/4t_n$  或 19mm, 取其中较小值;

### 6.2.5.3 结构连接焊缝

结构连接焊缝应满足 7.2.6.7 的要求。

### 6.2.5.4 焊接坡口

除在 6.2.5.2.4 中另有允许者外, 连接坡口的尺寸和形状应允许完全熔融及接头完全焊透。

### 6.2.5.5 承受弯曲应力的焊接接头



应满足 6.3.4.7 的要求。

#### 6.2.5.6 封头连接的设计要求

##### 6.2.5.6.1 成形封头的折边长度

- a) 凹面或凸面受压的椭圆形及其他形状的成形封头，其折边长度应不小于图 6-32 所示。
- b) 当成形封头和壳体之间的厚度差大于较薄截面厚度的  $1/4$  或 3mm（取其中的较小值）时，则在其连接处应有一锥形过渡段，其长度不小于连接截面相邻表面偏距的三倍，如图 6-32 所示。当厚于壳体的任何成形封头上要求一个锥度，并准备采用对接焊连接（图 6-32）时，则其折边应足够长，以使所需的锥形长度不延伸到切线以外。

##### 6.2.5.6.2 同壳体相焊的无支撑平封头

同壳体相焊的无支撑平封头的要求，列于 6.2.2.5、6.2.5.6.3 和 6.2.5.6.4。

##### 6.2.5.6.3 采用角接头的封头连接

当壳体、封头或其他承压部件同锻造的或轧制的板材焊接而成一角接头时，其焊缝应满足下列 a) 到 e) 的要求。

- a) 在通过焊接接头的横截面上，焊缝金属和被连接的锻造和轧制板材间的交线，应同时投影到平行于和垂直于被连接的板材表面上，以分别确定尺寸 a 和 b。
- b) 对于用螺栓法兰连接的法兰环，和对于平封头及有支撑和无支撑的带有螺栓连接的突缘部分的管板，a 与 b 之和应不小于与其相接的承压部件名义壁厚的三倍。
- c) 对于其他部件，a 与 b 之和应不小于与其相接的承压部件名义壁厚的两倍。这种部件的例子有：平封头、有支撑和无支撑的不带有螺栓连接的突缘部分的管板及矩形容器的边板。
- d) 通过接头的尺寸小于壳体、封头或其他承压部件厚度的接头零件，或具有偏心连接的接头零件，都是不允许的。
- e) 图 7-25 和图 7-26 中的最小尺寸如下：

###### 1) 图 7-25

图 a):  $a+b$  不小于  $2t_s$   
 $b+c$  不小于  $t_s$   
 $t_p$  不小于  $t_s$

图 b):  $a+b$  不小于  $2t_s$

图 c):  $a+b$  不小于  $3t_s$   
 $b+c$  不小于  $t_s$

图 d) 和 e):

(1) 对于从面上量起焊接坡口角度不大于  $45^\circ$  的锻造管板、锻造平封头和锻造法兰：

$c = 0.7t_s$  或 6mm，取其中较小值；

$b = t_s/2$  或  $T/4$ ，取其中较小值；

$T$ 、 $t_s$  = 被焊部件的名义厚度。

(2) 对于所有其他材料构成的，和对于从面上量起焊接坡口角度大于  $45^\circ$  的锻造管板、锻造平封头及锻造法兰：

$c = 0.7t_s$  或 6mm，取其中较小值；

$b = t_s$  或  $T/2$ ，取其中较小值；

$T$ 、 $t_s$  = 被焊部件的名义厚度。

简图 f) 和 g)

$c = 0.7t_s$  或 6mm，取其中较小值

###### 2) 图 7-26

图 a)

(1) 对于从面上量起焊接坡口角度不大于  $45^\circ$  的锻造管板、锻造平封头和锻造法兰:

$t_c = 0.7t_n$  或 6mm, 取其中较小值

$t_w = t_n/2$  或  $t/4$ , 取其中较小值

$t$ 、 $t_n$  = 被焊部件的名义厚度。

(2) 对于所有其他材料构成的, 和从面上量起焊接坡口角度大于  $45^\circ$  的锻造管板、锻造平封头及锻造法兰:

$t_c = 0.7t_n$  或 6mm, 取其中较小值;

$t_w = t_n$  或  $t/2$ , 取其中较小值;

$t$ 、 $t_n$  = 被焊部件的名义厚度;

图 b):

$t$  和  $t_n$  = 被焊部件的名义厚度;

$h$  或  $g_1 = 0.25t_n$ , 但不小于 6mm

图 c):

$t_n$  = 颈部的名义厚度;

$a+b$  不小于  $3t_n$ ;

$c$  不小于  $t_n$ 。

#### 6.2.5.6.4 采用对接焊的封头连接

当平封头采用对接焊连接时, 如图 7-8 所示, 其最小尺寸如下:

a) 图 a)  $r$  不小于  $1.5t_s$ 。

b) 图 b)  $r$  不小于  $1.5t_s$ ;

$e$  不小于  $t_s$ 。

c) 图 c)  $h$  不小于  $1.5t_s$ 。

d) 图 d)  $t_f$  不小于  $2t_s$ ;

$r$  不小于  $3t_f$ 。

e) 图 e)  $t_f$  不小于  $2t_s$ ;

$r$  不小于  $3t_f$ ;

$e$  不小于  $t_f$ 。

#### 6.2.5.7 接管连接焊缝和其他连接件的设计要求

接管连接焊缝和其他连接件的最低设计要求在下列 a) 到 c) 中规定。

a) 接管和其他连接件的允许类型

假如满足下列 1) 到 7) 的要求, 则接管和其他连接件可为本节列出规则的类型中的任一种。

1) 接管应满足关于位置的要求;

2) 连接焊缝应满足 6.2.5.2.4 的要求;

3) 应满足 6.2.3 的要求;

4) 当在厚度等于或大于 64mm 的壳体上开孔时, 应采用 1 型全焊透接头;

5) 焊接接头应按 8.2.5 中规定的方法检验;

6) 双头螺栓的连接应满足 6.2.6.2.4 的要求;

7) 螺纹连接应满足 6.2.7 的要求。

b) 气压试验的信号孔的设置同容器外侧连接的补强板和鞍座至少应设有一个最大管嘴尺寸为 6mm 的信号孔, 此孔可用作初步压缩空气和肥皂水试验, 或其他相当的试验。这些试验是为检查密封容器内侧焊缝的密封性而进行的。这些信号孔在容器使用时可以打开或堵塞。如孔是堵塞的, 则堵塞用的材料应不允许承受补强板和容器壁之间的压力。热处理时信号孔不应堵塞。

c) 连接典型的连接如图 7-31 所示, 该图中的最小尺寸如下:

$$a \geq t/4; b \geq t/2; C \geq t。$$

$c$  = 焊缝金属从焊缝根部到顶面的最小厚度；

$t$  = 被连接零件的厚度。

## 6.2.6 特殊容器的要求

### 6.2.6.1 不等厚度截面的过渡连接

若 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 I、附录 J、附录 D 所示的要求未满足，则当截面厚度差大于其中较薄截面厚度的四分之一，或者大于 3mm 时，A 类和 B 类接头应有如图 6-32 和图 6-33 所示的锥形过渡段。过渡段可采用任何工艺形成，以提供一均匀锥体。焊缝可以部分或全部位于锥形段内。当不采用 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 I、附录 J、附录 D，下列 a) 到 e) 的要求亦适用。

- 锥形段的长度应不小于相邻表面间偏移量的三倍。
- 图 6-33 应适用于所有 A 类和 B 类接头，但成形封头与主壳体的连接接头除外，对这种接头应采用图 6-32 的情况。
- 当任何成型封头采用对接焊连接而需要锥形段时，则折边应足够长，以使所需的锥形长度不超出切线以外。
- 椭球或半球形封头的厚度比同样内径的筒体厚度大时，可加工到筒体的外径大小，只要余下的厚度至少与同样直径的壳体所需的厚度一样大。
- 本条要求不适用于法兰颈部。

### 6.2.6.2 螺栓法兰连接

#### 6.2.6.2.1 符合 GB/T 9115 的法兰和法兰配件

除 6.2.6.2.3 中的规定外，在与外部管道连接的螺栓法兰中所用法兰的尺寸要求，应符合 GB/T 9115 钢管法兰及法兰配件的要求。除螺纹型和插套焊接型外，凡符合 GB/T 9115 且列于该标准中表 8 到 28 的法兰及法兰配件，可按该标准规定的压力—温度额定值使用。在 GB/T 9115 表 8 到 28 的尺寸和压力范围内的法兰，可用内插法进行设计。

#### 6.2.6.2.2 符合 GB/T 9115 的活套法兰

假如下列 a) 到 e) 的条件全部满足，则可采用符合 GB/T 9115 的活套法兰。

- 材料规定的最小抗拉强度不超过 550MPa。
- 材料的最小延伸率在 50mm 内为 12%。
- 与法兰相焊的材料厚度不超过 32mm。
- 焊缝高度取为通过连接角焊缝的任一方向的最小厚度，至少为与法兰相焊的材料厚度的 0.7 倍。
- 单独补强的接管和非整体连接件所要进行的疲劳分析，采用 6.2.1.8.3 的设计规定。

#### 6.2.6.2.3 不符合 GB/T 9115 的法兰

不符合 GB/T 9115 的法兰应按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 G 螺栓法兰连接规则或 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 D、附录 I、附录 J 的规则进行设计。

#### 6.2.6.2.4 双头螺栓连接

凡供双头螺栓用的螺孔，其螺纹应完整和匀称，且与双头螺栓啮合的长度应不小于  $d$  或

$$0.75d_s \times \frac{\text{双头螺栓材料在设计温度下的设计应力强度值}}{\text{螺孔材料在设计温度下的设计应力强度值}}$$

(取两者中的较大值)

其中  $d$  是双头螺栓的根部直径, 只是螺纹啮合部分不必超过  $1\frac{1}{2}d_s$ 。

### 6.2.6.3 检修孔和检查孔

检修孔和检查孔的要求列于 6.3.5.3。

### 6.2.6.4 附件及支承

#### 6.2.6.4.1 通用要求

支架、耳架、托架、加强件及其他附件可焊于或用双头螺栓连接于容器壁的外侧或内侧。除非满足 6.2.1.8 的条件, 否则所有双头螺栓连接的附件必须按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 I、附录 J 的要求进行详细的疲劳分析。附件应和与其相连接壳体的曲率较好地吻合。还应满足 7.2.6.7 的制造要求和 8.2.5 的检验要求。

#### 6.2.6.4.2 附件的材料

直接与承压部件相焊的材料应满足 5.1.9 的要求。

#### 6.2.6.4.3 附件的设计

包括外部和内部管道连接件在内的附件的影响, 应在设计时加以考虑。附件应满足 6.1.3.4 的要求。

#### 6.2.6.4.4 支承的设计

- 所有容器的支承和支承构件对容器的布置与连接应能承受最大的外加载荷。无需假定风载荷和地震载荷同时发生。
- 所有支承的设计, 应防止由于容器中温度变化或内压产生的变形所造成的过大的局部应力。
- 用鞍座支承的卧式容器, 其支承面至少应为壳体圆周的三分之一。
- 支承设计的附加要求列于 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》5.2.2 和 T/CNEA XXX.5-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 5 部分: 支承件》。

#### 6.2.6.4.5 附件焊缝的类型

非承压部件或加强件与承压部件的连接焊缝应满足 7.2.6.7 的要求。

#### 6.2.6.4.6 焊缝材料的应力值

连接焊缝强度, 应根据焊缝的名义面积与 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A.3、表 A.4 和表 A.6 中的设计应力强度值, 以及 6.2 中对于相连接两种材料中较弱者的应力准则决定; 或在允许的较弱焊缝金属处, 将焊缝金属的设计应力强度值乘以下列减弱系数: 对于 6.2.6.4.5 的角焊缝为 0.5; 对于开坡口的部分焊透焊缝或开坡口的部分焊透角焊缝 (6.2.6.4.5) 为 0.75; 对于完全焊透焊缝为 1.0。焊缝名义面积对于角焊缝为厚度面积; 对于开坡口的焊缝是焊透深度乘焊缝长度; 对于开坡口的角焊缝是高度与焊透深度一起 (不包括补强部分) 乘上焊缝长度。

- 附件焊缝—对是否需作疲劳分析的评估应用 6.2.1.8.2 的条件 AP 或 BP 时, 角焊缝和部分焊透焊缝被认为是非整体连接件, 但下列焊缝不需考虑:
  - 对于较小附件的焊缝;
  - 对于支承焊缝可看作如 6.2.1.8.2 条件 A 和 B 所包含的整体焊缝。

### 6.2.6.5 螺纹连接

- 螺纹

- 1) 符合 ANSI/ASME B1.20.1“管螺纹标准”的管道、管子和其它螺纹连接件，可拧入容器壁的螺纹孔中，只要考虑容器壁曲率产生的间隙，管子啮合长度达到表 6-10 中规定的最小螺纹扣数。应采用装配垫块或适当连接的板或连接附件，以提供表 6-10 所需的金属厚度和螺纹扣数，或在需要时作补强作用。
- 2) 圆柱形螺纹连接可按 6.2.6.5b) 2) 的规定。
- b) 使用螺纹连接的限制
  - 1) 锥形螺纹连接大于 DN50 的内锥形管螺纹连接不应使用。
  - 2) 圆柱形螺纹连接
    - (1) 采用圆柱形螺纹的螺纹连接，应由台肩或类似的方法提供装配用的机械基座。容器封头中的圆柱形螺纹中心开孔应满足 6.2.3 的要求。对开孔设计应计算螺纹的长度，且不应超过容器直径的一半或 DN200 管道名义尺寸（取其中的较小值）。此外，开孔应布置在这样一种部位，其由预期同时作用的设计压力和机械载荷的任何组合计算所得的不开孔时的应力不大于  $0.5S_m$ 。
    - (2) 仅当它们满足 6.2.1.8 的要求时，才能应用直径大于 70mm 的螺纹连接，当这些要求不满足时，则应按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 I 和附录 J 的规则进行详细的疲劳分析。

表6-10 供连接用的管螺纹的最小扣数

连接管的尺寸 DN	啮合的螺纹 扣数	需要的最小板厚 mm
15	6	11
20	6	11
25	6	16
32	6	16
40	6	16
50	8	18

6.3 容器设计

6.3.1 通用要求

设计技术规格书(T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.2.3)中所规定的2、3级容器要求应符合本章的设计要求。

6.3.2 设计考虑

6.3.2.1 设计和使用载荷的应力限制

表6-11规定了设计和使用载荷的应力<sup>22)</sup>限制，该表中所采用的符号定义如下：  
 $\sigma_m$ ＝总体薄膜应力。该应力等于所考虑的实心截面上的平均应力。它不包括不连续和应力集中，而仅由压力和其它机械载荷所产生。  
 $\sigma_L$ ＝局部薄膜应力。该应力与 $\sigma_m$ 相同，但它包括不连续效应。  
 $\sigma_b$ ＝弯曲应力。该应力等于所考虑的实心截面上的应力的线性变化部分。它不包括不连续和应力集中，而仅由压力和其他机械载荷所产生。  
 $S$ ＝许用应力值，由T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、A.2和A.5给出。该应力对应于所考虑工况下截面处的最高金属温度。  
 $\sigma_m$ 、 $\sigma_L$ 和 $\sigma_b$ 适用部位的典型实例示于表6-12中。

表6-11 设计和使用载荷的应力限制<sup>a</sup>

使用限制	应力限制 <sup>b</sup>
设计和 A 级使用限制	$\sigma_m \leq 1.0S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.5S$
B 级使用限制	$\sigma_m \leq 1.10S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.65S$
C 级使用限制	$\sigma_m \leq 1.5S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.8S$
D 级使用限制	$\sigma_m \leq 2.0S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 2.4S$
<sup>a</sup> 符号的定义见 6.3.2.1.1。 <sup>b</sup> 这些应力限制没有考虑薄壁容器中可能出现的局部或总体屈曲。	

22) 应力是指最大法向应力。

表6-12 容器应力强度分类的一些典型情况

容器部件	位置	应力来源	应力类型	分类
圆筒形壳体或球形壳	远离不连续处的壳体板	内压	总体薄膜应力	$\sigma_m$
			沿壁厚应力梯度	$Q$
		轴向热梯度	薄膜应力 弯曲应力	$Q$ $Q$
	与封头或法兰的连接处	内压	薄膜应力 弯曲应力	$\sigma_L$ $Q^a$
任何壳体或封头	沿整个容器的任何截面	外部载荷或力矩，或 内压	沿整个截面平均的总体 薄膜应力。应力分量垂 直于横截面	$\sigma_m$
		外部载荷或力矩	沿整个截面平均的弯曲、 应力，应力分量垂直于横 截面	$\sigma_m$
	在接管和其他开孔附近	外部载荷或力矩，或 内压	局部薄膜应力 弯曲应力 峰值应力（圆角或转角）	$\sigma_L$ $Q$ $F$
	任何位置	壳体与封头间的温 度差	薄膜应力 弯曲应力	$Q$ $Q$
碟形封头或锥形封头	顶部	内压	薄膜应力 弯曲应力	$\sigma_m$ $\sigma_b$
	转角区或和壳体连接处	内压	薄膜应力 弯曲应力	$\sigma_L^b$ $Q$
平封头	中心区	内压	薄膜应力 弯曲应力	$\sigma_m$ $\sigma_b$
	与壳体连接处	内压	薄膜应力 弯曲应力	$\sigma_L$ $Q^a$
多孔的封头或壳体	均匀布置的典型管孔桥	压力	薄膜应力（沿横截面平均） 弯曲应力（沿管孔桥宽度 平均。但沿壁厚有应力梯 度） 峰值应力	$\sigma_m$ $\sigma_b$ $F$
	孤立的或不规则的管孔桥	压力	薄膜应力 弯曲应力 峰值应力	$Q$ $F$ $F$

表 6-12 容器应力强度分类的一些典型情况（续）

容器部件	位置	应力来源	应力类型	分类
接管	按 6.3.3.4 定义的补强范围内	压力和外载荷以及包括限制连接管自由端位移的力矩	总体薄膜应力 沿接管厚度平均的弯曲应力（而不是总的结构不连续应力）	$\sigma_m$ $\sigma_m$
		压力、外部轴向载荷，剪切载荷以及扭转荷，而不包括限制连接管道自由端位移的载荷	总体薄膜应力	$\sigma_m$
	按 6.3.3.4 定义的补强范围以外	压力、外部载荷和力矩，而不包括限制连接管道自由端位移的力和力矩	薄膜应力 弯曲应力	$\sigma_L$ $\sigma_b$
		压力与全部外部载荷及力矩	薄膜应力 弯曲应力 峰值应力	$\sigma_L$ $Q$ $F$
	接管壁	总体结构不连续性	局部薄膜应力 弯曲应力 峰值应力	$\sigma_L$ $Q$ $F$
		不同的膨胀	薄膜应力 弯曲应力 峰值应力	$Q$ $Q$ $F$
堆焊层	任意	不同的膨胀	薄膜应力 弯曲应力	$F$ $F$
任意	任意	径向温度分布 <sup>c</sup>	当量线性应力 <sup>d</sup> 应力分布的非线性部分	$Q$ $F$
任意	任意	任意	应力集中（缺口效应）	$F$
注1：应力分类 $Q$ 和 $F$ 指的是设计工况以外的工况。				
<sup>a</sup> 如果要求边缘处弯矩保持中部弯曲应力在应力限制范围内，则边缘处弯曲列入的类别为 $\sigma_b$ ，否则列入的类别为 $Q$ 。 <sup>b</sup> 在直径一厚度比值大的容器中。还必须考虑发生折皱和过渡变形的可能性。 <sup>c</sup> 应考虑热应力棘轮的可能性。 <sup>d</sup> 当量线性应力是指一种线性分布。它与实际应力分布具有相同的纯弯矩。				

6.3.2.2 特殊考虑事项

采用6.1.2的规定。

6.3.2.3 通用设计规则

除按本节规则修改的以外，应采用6.1.3的规定。有抵触时按本节规则进行容器设计。

6.3.2.4 承受内压的零部件

6.3.2.4.1 通用要求

本节的公式用于确定在内压载荷作用下圆筒形壳体和球形壳体以及椭圆形封头，碟形封头、准锥形封头、锥形封头和半球形封头的最小厚度。当规定有6.1.1.1中所列的任何其他载荷时，应采取相应规定。



### 6.3.2.4.2 公式中的符号说明

本款和图6-15中所采用符号定义如下：

$D$ ＝封头折边的内径，或椭圆形封头长轴的内侧长度，或在所考虑的点上沿垂直于纵轴方向量得的锥形封头内径；

$D_0$ ＝封头折边的外径，或椭圆形封头长轴的外部长度，或在所考虑的点上沿垂直于纵轴方向量得的锥形封头外径；

$D_1$ ＝准锥形封头的锥体部分内径，在转角区的切点处沿垂直于锥体轴线方向量得；

$D/2h$ ＝椭圆形封头长轴与短轴的比值，其值等于封头折边内径除以两倍封头内部高度，用于表6-13；

$E$ ＝仅适用于3级部件。壳体或封头中的相应接头的接头系数或系数；对于半球形封头，该系数包括封头与壳体的接头。对于焊接结构，采用6.3.5.2中所规定的 $E$ 值。对于无缝封头采用 $E=1$ ，但制成的不带折边的半球形封头除外，在此情况下封头与壳体的接头必须考虑该系数；

$h$ ＝椭圆形封头短轴的半长度，或从切线（封头弯曲线）量得的椭圆形封头的内部深度；

$K$ ＝椭圆形封头公式中的一个系数，该值取决于封头比值 $D/2h$ （表6-13）；

$L$ ＝碟形封头和半球形封头的球形或碟形内半径；

$L=K_1D$ 对于椭圆形封头，其中 $K_1$ 是由表6-17中查得；

$L_0$ ＝球形或碟形封头外半径；

$P$ ＝设计压力；

$r$ ＝转角内半径；

$R$ ＝所考虑的壳体段的内半径，不包括腐蚀裕量；

$R_0$ ＝所考虑的壳体段的外半径；

$S$ ＝最大许用应力值（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、A.2和A.5）；

$SE$ ＝最大许用应力与焊接接头系数的乘积。对于3级部件，在6.3.2.4下文中的设计规则中以 $SE$ 代替 $S$ 进行受内压部件的设计；

$t$ ＝成形后的壳体或封头所需的最小厚度，不包括腐蚀裕量；

$\alpha$ ＝封头中心线处的半锥顶角，度（°）。

### 6.3.2.4.3 圆筒形壳体

圆筒形壳体的最小厚度值应为下列a)到d)所确定的厚度中的较大值。

a) 环向应力（纵向接头）。当厚度不超过内半径的一半，或 $P$ 不超过 $0.385S$ 时，应采用下列公式：

$$t = \frac{PR}{S - 0.6P} \text{ 或 } P = \frac{St}{R + 0.6t}$$

b) 纵向应力（环向接头）。当厚度不超过内半径的一半，或 $P$ 不超过 $1.25S$ 时，应采用下列公式：

$$t = \frac{PR}{2S + 0.4P} \text{ 或 } P = \frac{2St}{R - 0.4t}$$

c) 圆筒形壳体的厚度。用外半径表示的下列公式等效于并可用来代替上述a)给出的公式：

$$t = \frac{PR_0}{S + 0.4P} \text{ 或 } P = \frac{St}{R_0 - 0.4t}$$

d) 厚壁圆筒形壳体

1) 环向应力（纵向接头）。当承受内压的圆筒形壳体的厚度超过内半径的一半，或当 $P$ 超过 $0.385S$ 时，可采用下列公式：

当已知 $P$ 求 $t$ 时：

$$t = R \left( Z^{\frac{1}{2}} - 1 \right) = R_0 \frac{\left( Z^{\frac{1}{2}} - 1 \right)}{Z^{\frac{1}{2}}}$$

式中

$$Z = \frac{S + P}{S - P}$$

当已知  $t$  求  $P$  时:

$$P = S \left( \frac{Z - 1}{Z + 1} \right)$$

式中

$$Z = \left( \frac{R + t}{R} \right)^2 = \left( \frac{R_0}{R} \right)^2 = \left( \frac{R_0}{R_0 - t} \right)^2$$

- 2) 纵向应力（环向接头）。当承受内压的圆筒形壳体的厚度超过内半径的一半，或当  $P$  超过  $1.25S$  时，可采用下列公式：

当已知  $P$  求  $t$  时:

$$t = R \left( Z^{\frac{1}{2}} - 1 \right) = R_0 \frac{\left( Z^{\frac{1}{2}} - 1 \right)}{Z^{\frac{1}{2}}}$$

式中

$$Z = \left( \frac{P}{S} + 1 \right)$$

当已知  $t$  求  $P$  时:

$$P = S(Z - 1)$$

式中

$$Z = \left( \frac{R + t}{R} \right)^2 = \left( \frac{R_0}{R} \right)^2 = \left( \frac{R_0}{R_0 - t} \right)^2$$

表6-13 系数 K 值（取最靠近的 D / 2h 值，不必采用内插值）

D / 2h	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5	2.4	2.3
K	1.83	1.73	1.64	1.55	1.46	1.37	1.29	1.21
D / 2h	2.2	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5
K	1.14	1.07	1.00	0.93	0.87	0.81	0.76	0.71
D / 2h	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	---		
K	0.66	0.61	0.57	0.53	0.50	---		

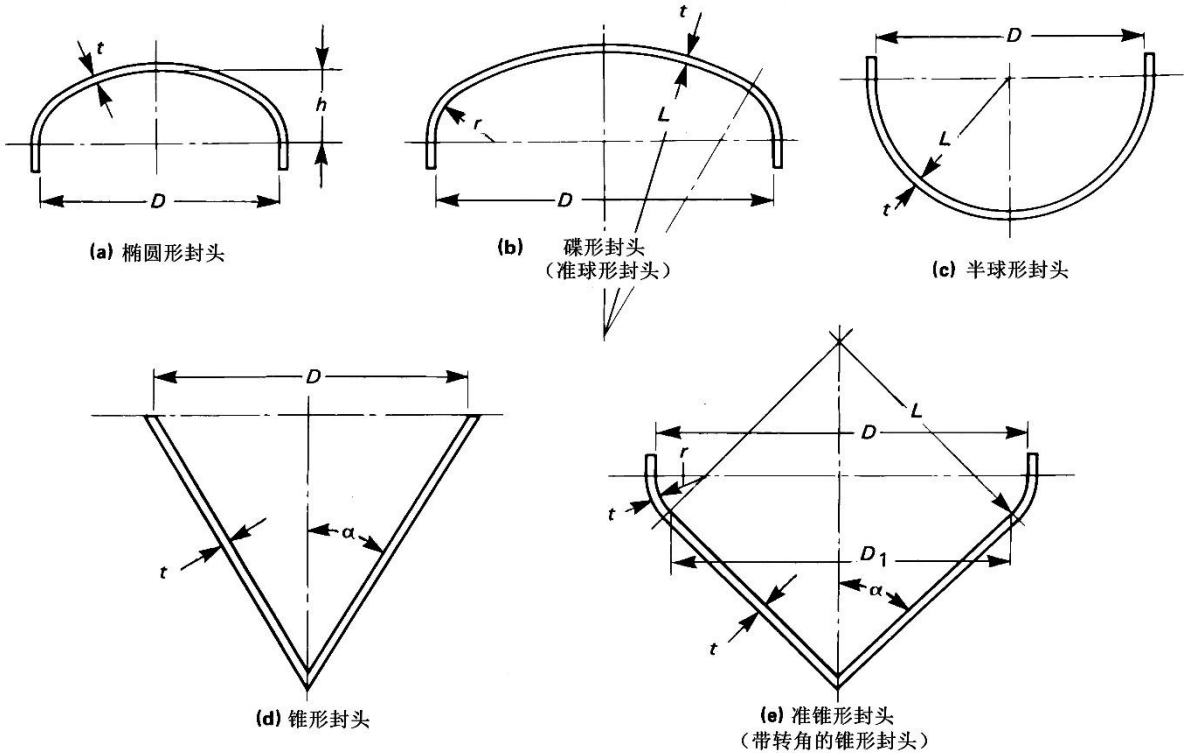


图6-15 典型封头的主要尺寸

6.3.2.4.4 球形壳体

- a) 当球形容器的壳体厚度不超过 0.356R，或 P 不超过 0.665S 时，应采用下列公式。球形壳体在球壳段以内厚度的任何减薄应按 6.3.6.1 的规定。

$$t = \frac{PR}{2S - 0.2P} \text{ 或 } P = \frac{2St}{R + 0.2t}$$

- b) 用外半径表示的下列公式等效于并可用来代替上述 a) 给出的公式：

$$t = \frac{PR_0}{2S + 0.8P} \text{ 或 } P = \frac{2St}{R_0 - 0.8t}$$

- c) 当承受内压的球形容器壳体或半球形封头的厚度超过 0.356R 时，或当 P 超过 0.665S 时，应采用下列公式：

当已知 P 求 t 时：

$$t = R \left( Y^{\frac{1}{3}} - 1 \right) = R_0 \left( \frac{Y^{\frac{1}{3}} - 1}{Y^{\frac{1}{3}}} \right)$$

式中

$$Y = \frac{2(S+P)}{2S-P}$$

当已知  $t$  求  $P$  时:

$$P = 2S \left( \frac{Y-1}{Y+2} \right)$$

式中

$$Y = \left( \frac{R+t}{R} \right)^3 = \left( \frac{R_0}{R_0-t} \right)^3$$

#### 6.3.2.4.5 成形封头通用要求

成形封头应满足下列a)到g)的要求。

- 厚度大于壳体且凹面承压的对接焊连接的所有成形封头,当需要一锥形过渡段时,其折边长度应足够长,以满足图 6-32 的要求。
- 在成形封头中的焊接接头处的任何锥度都应符合 6.3.6.1 的规定。在成形封头与主壳体相连接的环向焊接接头处的锥度应满足 6.3.5.8 中所示的各种接头类型的要求。
- 封头的厚度等于或小于壳体厚度时,凹面承压且对接焊连接的成形封头不必有一整体的折边。若有折边时,则其厚度应至少等于相同直径无缝壳体所需的厚度。
- 无支撑碟形封头球冠部分的内半径应不大于封头折边的外径。碟形封头的转角内半径应不小于封头折边外径的 6%,但决不应小于封头厚度的 3 倍。
- 当椭圆形、碟形、半球形、锥形或准锥形封头的厚度小于按本条规则所要求的厚度时,则应按 6.3.2.9 的规则作为一个平面加以支撑。
- 如果碟形、椭圆形或半球形封头成形后带有一扁平区或表面,则平坦区的直径应不超过按 6.3.2.5.2 的公式(4)或(5)采用  $C=0.25$  算出的平封头所允许的直径。
- 承受内压的成形封头上的开孔应符合 6.3.3 的要求。

对于3级的成形封头,以下h)及i)条适用:

- 带有反向折边碟形封头可在部件中使用,但封头的最大许用压力应按照 9.7 的要求来确定。
- 指定用钎焊连接的凹面承压的封头,应具有足以满足环向接头(7.5)的要求折边长度。

#### 6.3.2.4.6 椭圆形封头

- 椭圆形封头。短轴的一半(封头内部深度减去折边)等于封头折边内径四分之一的半椭圆形的碟形封头所需的厚度,应按下式确定:

$$t = \frac{PD}{2S - 0.2P} \text{ 或 } P = \frac{2St}{D + 0.2t}$$

- 其他比例的椭圆形封头。比例为 2:1 以外的椭圆形封头所需的最小厚度应按下式确定:

$$t = \frac{PDK}{2S - 0.2P} \text{ 或 } P = \frac{2St}{KD + 0.2t}$$

$$t = \frac{PD_0 K}{2S + 2P(K - 0.1)} \text{ 或 } P = \frac{2St}{KD_0 - 2t(K - 0.1)}$$

式中

$$K = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{D}{2h} \right)^2 \right]$$

系数  $K$  的数值列于表 6-13。

#### 6.3.2.4.7 半球形封头

- 当半球形封头的厚度不超过  $0.356L$  时,或  $P$  不超过  $0.665S$  时,应采用下列公式:

$$t = \frac{PL}{2S - 0.2P} \text{ 或 } P = \frac{2St}{L + 0.2t}$$

- b) 当承受内压的半球形封头的厚度超过  $0.356L$  时, 或当  $P$  超过  $0.665S$  时, 应采用下列公式:

$$t = L(Y^{1/3} - 1) = L_0 \left( \frac{Y^{1/3} - 1}{Y^{1/3}} \right)$$

式中

$$Y = \frac{2(S + P)}{2S - P}$$

或

$$P = 2S \left( \frac{Y - 1}{Y + 2} \right)$$

式中

$$Y = \left( \frac{L + t}{L} \right)^3 = \left( \frac{L_0}{L_0 - t} \right)^3$$

#### 6.3.2.4.8 碟形封头

- a) 具有 6% 转角半径的碟形封头。转角半径为球冠内半径 6% 的碟形封头所需的厚度应由下式确定:

$$t = \frac{0.885PL}{S - 0.1P} \text{ 或 } P = \frac{St}{0.885L + 0.1t}$$

- b) 其他比例的碟形封头。转角半径不等于球冠内半径 6% 的碟形封头所需的厚度应由下式确定:

$$t = \frac{PLM}{2S - 0.2P}$$

或

$$P = \frac{2St}{LM + 0.2t}$$

$$t = \frac{PL_0M}{2S + P(M - 0.2)} \dots\dots\dots (1)$$

或

$$P = \frac{2St}{L_0M - t(M - 0.2)} \dots\dots\dots (2)$$

式中

$$M = \frac{1}{4} \left( 3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right) \dots\dots\dots (3)$$

系数  $M$  的数值列于表 6-14。

表6-14 系数  $M$  值（用最靠近的  $L/r$  值，不必采用内插法）

$L/r$	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00
$M$	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18
$L/r$	3.25	3.50	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0
$M$	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41
$L/r$	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5	10.0	10.5	11.0	11.5
$M$	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60
$L/r$	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16.67 <sup>a</sup>			
$M$	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77			

<sup>a</sup>当  $L$  等于封头折边的外径时，按 6.3.2.4.5 d) 所允许的最大比例。

- c) 用最小抗拉强度超过  $550\text{MPa}$  的材料制成的碟形封头，应取室温下等于  $140\text{MPa}$  的  $S$  值进行设计，并且应按此比例减小 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 所列材料在给定温度下的最大许用应力值。

#### 6.3.2.4.9 不带过渡转角的锥形封头

半锥顶角  $\alpha$  不大于  $30^\circ$  的锥形封头或锥形壳体段所需的厚度，应由下式确定：

$$t = \frac{PD}{2\cos\alpha(S-0.6P)} \text{ 或 } P = \frac{2St\cos\alpha}{D+1.2t\cos\alpha}$$

如  $\alpha$  大于  $30^\circ$ ，则见 6.3.2.4.11 b) 5)。当 6.3.2.4.11 b) 的规则有要求时应设置加强环。

#### 6.3.2.4.10 准锥形封头

准锥形封头的  $\alpha$  角超过  $30^\circ$  时转角内半径既不小于封头折边外径的 6%，也不小于转角区厚度的 3 倍，除了当设计符合 6.3.2.4.11 规定的情况以外，只有在  $\alpha$  角超过  $30^\circ$  时才应当采用。转角区所需的厚度应由 6.3.2.4.8b) 中的第一个公式来确定，其中

$$L = \frac{D_1}{2\cos\alpha}$$

锥形部分所需的厚度应由 6.3.2.4.9 中的公式来确定，用  $D_1$  代替  $D$ 。

#### 6.3.2.4.11 变径段

##### a) 通用要求

1) 6.3.2.4.11 a) 的规则适用于同轴心变径段。

2) 所采用符号定义如下：

$D_1$  = 在转角或反拱形曲线的切点处的变径段内径；

$A$  = 所需的补强面积；

$A_e$  = 由多余金属厚度提供的有效补强面积；

$\Delta$  = 表示在具有半锥顶角  $\alpha \leq 30^\circ$  的锥体—圆筒体的连接处需要补强的数值，当  $\Delta \geq \alpha$  时，连接处不需要补强（表 6-15 和表 6-16）；

$m$  为下式中较小值：

$$m = \left[ \frac{t_s}{t} \cos(\alpha - \Delta) \right] \text{ 或 } \left[ \frac{t_c \cos\alpha \cos(\alpha - \Delta)}{t} \right]$$

$R_L$  = 大圆筒体的内半径；

$R_S$  = 小圆筒体的内半径；

$r_L$  = 大圆筒体转角处的内半径；

$r_S$  = 小端扩口内表面处的半径；

$t_s$  = 锥体一筒体连接处的圆筒体名义厚度, 不包括腐蚀裕量;

$t_c$  = 锥体一筒体连接处的锥体名义厚度, 不包括腐蚀裕量;

$t_e$  =  $(t_s - t)$  或  $(t_c - (t/\cos\alpha))$  的较小值。

- 3) 如以下 4) 所定义的承受内压的变径段的每个元件的厚度, 应不小于按适用公式计算的值。此外, 当预计有 6.1.1.1 中所列的任何其他载荷时, 应采取措施;
- 4) 假如满足下列 (1) 和 (2) 的要求, 则由一个或更多元件所组成的过渡区变径段, 可以用于连接两个不同直径但是同心的圆筒形壳体段:
  - (1) 锥形壳体段。锥形壳体段所需的厚度, 或给定厚度锥形壳体段的许用压力, 应由 6.3.2.4.9 中的公式来确定。
  - (2) 相切于大圆筒体的转角区。当变径段的大端处使用转角区时, 转角区的形状应为椭圆形、半球形或碟形封头形状的一部分, 厚度及其他尺寸应满足 6.3.2.4 的要求。
- 5) 当上述 4) 不同厚度的元件组合成一个变径段时, 包括按 6.3.6.1 要求的板材锥度的接头, 应全部位于被连接的较薄零件的范围内;
- 6) 假如半锥顶角  $\alpha$  不大于  $30^\circ$ , 则变径段可以是一个简单的没有转角区的锥形壳体段[图 6-16 中的 a)], 但在下面 b) 中规定的除外。当按下列的 b) 要求时, 应在变径段的任意一端或两端设置加强环;
- 7) 假如半锥顶角  $\alpha$  不大于  $30^\circ$  时, 准锥形变径段[图 6-16 中的 b)]可以做成为准锥形壳体的一部分, 半球形封头加锥形壳体段的一部分, 或椭圆形封头加锥形壳体段的一部分, 但下面 b) 中规定的除外。当下面的 b) 要求时, 应在锥形变径段的小段处设置加强环;
- 8) 反拱形曲线变径段[图 6-16 中的 c) 和 d)] 可以做成不同于图示的元件。
- b) 承受内压的变径段和锥形封头的补充要求
  - 1) 对于所有的元件具有公共轴线和半锥顶角  $\alpha \leq 30^\circ$  的变径段和锥形封头, 在锥体与圆筒体的连接处, 若有必要可按下列 (2) 和 (3) 中的公式进行补强设计。对在下列的 5) 中, 针对  $\alpha > 30^\circ$  的锥体和圆筒体交接设计 (带有或不带补强环) 的专门分析作了规定;
  - 2) 当采用适当的  $P/S$  比值, 由表 6-15 查得的  $\Delta$  值小于  $\alpha$  时 (表内可用内插法), 对于不带转角的锥形封头和变径段, 应在锥体与大圆筒体接合处设置补强。
    - (1) 加强环的横截面积应至少等于按式计算的面积:

$$A = \frac{PR_L^2}{2S} \left( 1 - \frac{\Delta}{\alpha} \right) \tan \alpha$$

- (2) 当变径段和圆筒体两者的厚度 (减去腐蚀裕量) 超过按适用的设计公式所要求的厚度时, 可以将多出的最小厚度视为加强环的一部分, 其补强面积由下式确定:

$$A_e = 4t_e \sqrt{R_L t_s}$$

- (3) 凡需要的任何附加补强面积应位于离变径段和圆筒体接合处  $\sqrt{R_L t_s}$  的距离内。所加

面积的形心应在离接合处  $0.5 \sqrt{R_L t_s}$  的距离内。

- 3) 当采用适当的  $P/S$  比, 由表 6-16 查得的  $\Delta$  值小于  $\alpha$  时, 在不带扩口的变径段的锥形壳体和小圆筒体的接合处应设置补强。
  - (1) 加强环的横截面积应至少等于按下式的计算值:

$$A = \frac{PR_s^2}{2S} \left( 1 - \frac{\Delta}{\alpha} \right) \tan \alpha$$

- (2) 当变径段或者圆筒体的厚度减去腐蚀裕量, 超过相应设计公式所要求的厚度时, 则可以将多出的厚度视为加强环的一部分, 其补强面积由下式确定:

$$A_e = m\sqrt{R_s t} \left[ t_e - (t/\cos\alpha) + (t_s - t) \right]$$

(3) 凡需要的任何附加补强面积应位于离接合处为  $\sqrt{R_L t_s}$  的距离内, 并且附加面积的形

心应在离接合处  $0.5\sqrt{R_L t_s}$  的距离内。

- 4) 在 6.3.2.4.11 a) 3) 中未叙述的变径段, 诸如由两个或更多的具有不同斜度的平截头圆锥体构成的变径段, 可按下列 5) 的规定进行设计;
- 5) 当半锥顶角大于  $30^\circ$  时, 不带转角的锥体与圆筒体接合处可以带有或不带加强环, 只要其设计是建立在应力分析的基础上。当进行应力分析时, 在不连续处计算所得的局部应力应不超过下列数值:
  - (1) 环向薄膜应力加不连续平均环向应力不得大于  $1.5S$ ;
  - (2) 纵向薄膜应力加上由于弯曲产生的不连续纵向应力不得大于  $4S$ , 这里不连续平均环向应力是指在接合处由于不连续所引起的沿壁厚的平均环向应力, 而不计泊桑比乘以表面上的纵向应力的效应。
  - (3) 锥体和圆筒体之间的角接头应设计成等效于双面焊的对接焊接头, 并且由于高的弯曲应力, 角接头周围不得有薄弱区。为了限制厚度差, 圆筒体的厚度可以增加, 从而使角接头有光滑的外形。

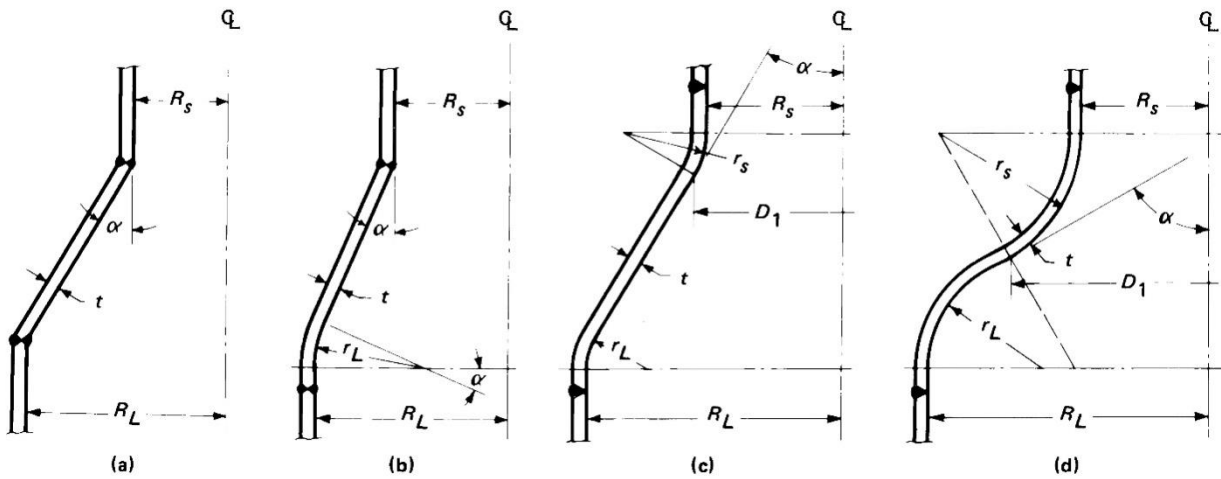


表6-15  $\alpha \leq 30^\circ$  时在大圆筒体接合处的  $\Delta$  值

$P/S$	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005
$\Delta$ , 度	11	15	18	21	23
$P/S$	0.006	0.007	0.008	0.009 <sup>a</sup>	
$\Delta$ , 度	25	27	28.5	30	
<sup>a</sup> 对于更大的 $P/S$ 值, $\Delta=30^\circ$ 。					

表6-16  $\alpha \leq 0^\circ$  时在小圆筒体接合处的  $\Delta$  值

$P/S$	0.002	0.005	0.010	0.02
$\Delta$ , 度	4	6	9	12.5
$P/S$	0.04	0.08	0.10	0.125 <sup>a</sup>
$\Delta$ , 度	17.5	24	27	30
<sup>a</sup> 对于更大的 $P/S$ 值, $\Delta=30^\circ$ 。				



注1:  $r_L$ 应不小于0.12 ( $R_L+t$ ) 或3  $t$  中的较小值。

注2:  $r_s$ 没有尺寸要求。

图6-16 大型封头开孔，反拱形曲线和锥形壳体变径段

6.3.2.4.12 接管

- a) 接管和其他连接件的壁厚应不小于连接管道的名义厚度。此外，该壁厚应不小于按 6.1.1.1 中适用的载荷求出的壁厚加上腐蚀裕量。除人孔和检查孔外，壁厚应不小于下列 1) 和 2) 中的较小值：
- 1) 连接件所连接的壳体和封头需要的厚度加上邻近连接处的壳体或封头的腐蚀裕量；
  - 2) 标准壁厚管道的最小厚度<sup>23)</sup> 加连接处的腐蚀裕量；对于大于 GB/T 17395 中的最大管道尺寸的接管，即为最大尺寸的壁厚加腐蚀裕量。
- b) 接管颈部的许用剪切应力值应是容器材料许用抗拉应力的 70%。

6.3.2.4.13 接管管道的过渡区

表6-11中的应力限制应适用于6.3.3.4中所给出的补强范围内的接管所有部分，但在6.3.2.4.14中规定的除外。在补强范围以外的任何接管的延伸部分的应力，应遵守3.6的应力限制。

6.3.2.4.14 标准补强的考虑

23) 所有管子材料的最小厚度是指 GB/T 17395 表 2 中所列的名义壁厚减去 12.5%，对于表中未列的直径，应根据表内下一项较大的管子尺寸来计算。

- a) 凡接管-壳体连接处是按 6.3.3.4 的规则进行补强时, 则该区域内由内压引起的应力可以认为能满足表 6-11 的限制。在这种条件下, 不需要用分析来证明在接管区中压力所引起的应力符合规范要求。
- b) 凡规定有外部管道载荷处, 应计算由于这些载荷在接管内所产生的薄膜应力加弯曲应力, 以及接管-壳体局部区域内的薄膜应力。这些应力连同压力引起的应力, 应满足表 6-11 中对  $(\sigma_m$  或  $\sigma_L) + \sigma_b$  的限制。在这种情况下, 由压力引起的  $(\sigma_m$  或  $\sigma_L) + \sigma_b$  类应力中, 可以假定为不大于表 6-11 中对给定条件下所规定的  $\sigma_m$  限制。

#### 6.3.2.4.15 其他载荷

必要时, 容器应当装设加强筋或其他附加支承设施, 以防止在 6.1.1.1 中所列的压力和温度以外的外部载荷作用下产生过大的应力或大的变形。

#### 6.3.2.5 平封头和盖板

无支撑平封头、盖板和盲板法兰的最小厚度应符合本条的要求。这些要求适用于圆形和非圆形的封头和盖板<sup>24)</sup>。一些通用形式的平封头和盖板示于图 6-17 中, 在该图中, 零部件的尺寸和焊缝尺寸都不包括腐蚀裕量所需的额外金属量。

##### 6.3.2.5.1 公式中的符号说明

所采用的符号定义如下:

$C$  = 系数, 与封头的连接方法、壳体尺寸和 6.3.2.5.3 中所列的其它项目有关, 无量纲;

$D$  = 垂直于短跨测量的非圆形封头和盖板的长跨;

$d$  = 直径或短跨, 按图 6-17 量取;

$h_G$  = 垫片的力矩臂, 等于从螺栓中心线到垫片反作用力线的径向距离, 如 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录表 G.2 所示;

$L$  = 沿螺栓孔中心测量的非圆形的螺栓连接封头的周长;

$l$  = 带折边封头的折边长度。从转角区的切线量起, 如图 6-17 中的 a) 所示;

$m = t_r/t_s$  比值, 无量纲;

$P$  = 设计压力;

$r$  = 由折边或锻造成形的封头上的内转角半径;

$S$  = 最大许用应力值, 从 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A.1、A.2、A.5 中查得;

$t$  = 平封头或盖板所需的最小厚度, 不包括腐蚀裕量;

$t_f$  = 锻制封头折边大端的实际厚度, 不包括腐蚀裕量, 如图 6-17 中的 b-1) 和 b-2) 所示;

$t_h$  = 平封头或盖板的实际厚度, 不包括腐蚀裕量;

$t_p$  = 从封头表面至焊接坡口边缘的最小尺寸;

$t_r$  = 壳体为承受压力所需的厚度;

$t_s$  = 壳体的实际厚度, 不包括腐蚀裕量;

$t_w$  = 连接封头边缘和容器内壁面的焊缝的厚度, 如图 6-17 中的 g) 所示;

$t_l$  = 密封焊缝的焊喉尺寸, 如图 6-17 中的 r) 所示;

$W$  = 总的螺栓载荷, 对于圆形封头, 由 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 G 3.2.2.3 中的公式 (3) 和 (4) 给出。

$Z$  = 非圆形封头和盖板的一个无量纲系数, 其值取决于短跨与长跨的比值 (6.3.2.5.2)。

##### 6.3.2.5.2 厚度

24) 非圆形的封头和盖板仅适用于 3 级部件。

无支撑的圆形平封头、盖板和盲板法兰的厚度应符合下列两个要求之一<sup>25)</sup>：

- a) 符合 ASME B16.5a 标准的铁基材料的圆形盲板法兰，当为图 6-17 中的 d) 和 e) 所示的形式时，凡其直径和压力—温度额定值符合该标准中表 2 到表 8 的规定值时，都是允许的。
- b) 无支撑的圆形平封头，盖板和盲板法兰所需的最小厚度应按下式计算：

$$t = d\sqrt{CP/S} \dots\dots\dots (4)$$

但当封头、盖板或盲板法兰用螺栓连接而会引起边缘力矩时[图 6-17 中的 d) 和 e) ]，其厚度应按下式计算：

$$t = d\sqrt{CP/S + 1.27Wh_G / Sd^3} \dots\dots\dots (5)$$

当采用公式 (5) 时，应按使用工况和垫片压紧工况两种情况分别计算  $t$  值，并取其较大值。对于使用工况， $P$  值应为设计压力，并应采用设计温度下的  $S$  值和由 T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 G 3.2.2.3 的公式 (3) 求得的  $W$  值。对于垫片压紧工况， $P$  等于零，并应采用室温下的  $S$  值和由 T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 G 3.2.2.3 的公式 (4) 求得的  $W$  值。

- c) 无支撑的平封头、盖板或盲板法兰，可以为方形、矩形、椭圆形、长圆形、扇形或其他非圆形，所需的厚度应按式 (6) 和 (7) 计算：

$$t = d\sqrt{ZCP/S} \dots\dots\dots (6)$$

式中：

$$Z = 3.4 - \frac{2.4d}{D} \dots\dots\dots (7)$$

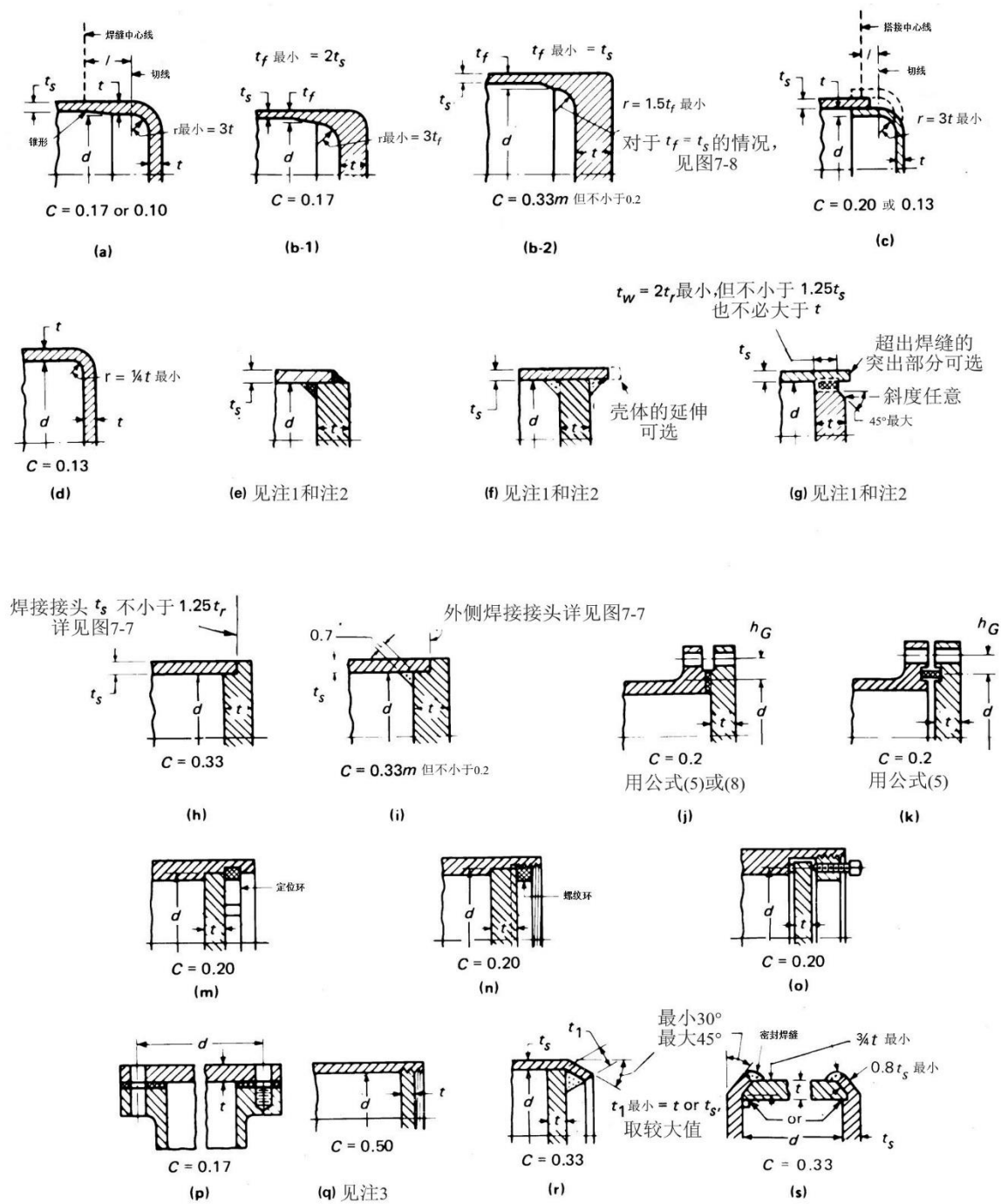
但  $Z$  不得大于 2.5。

公式 (6) 不适用于能引起边缘力矩的螺栓连接[图 6-17 中的 j) 和 k)] 的非圆形封头、盖板或盲板法兰。对于这种类型的非圆形封头，其所需厚度应按下式计算：

$$t = d\sqrt{ZCP/S + 4Wh_G / SLd^2} \dots\dots\dots (8)$$

在使用公式 (8) 时，厚度  $t$  应按上面对公式 (5) 所规定的相同方法进行计算。

25) 就应力而言，这些公式可提供安全结构。假如板的挠曲会引起螺纹或垫片接头处产生泄漏。则有必要采用较大的厚度。



注：简图(c)、(e)、(f)、(g)、(h)、(i)、(q)、(r)、(s)所示结构仅适用于3级部件。

图6-17 无支撑平封头和盖板的一些通用形式

6.3.2.5.3 C 值

对于图6-17、图7-5、图7-6和图7-8所示的各种结构形式，在公式(4)~公式(8)中所采用的最小C值，由下述a)到q)给出。

a) 在简图 a)中，C=0.17，适用于与容器整体锻成或对接焊接的带折边的圆形或非圆形封头，封头的内圆角半径不小于封头所需厚度的 3 倍，而对折边长度无特殊要求。

1) C = 0.10，适用于圆形封头，且上述设计的封头折边长度不小于

$$l = (1.1 - 0.8 \frac{t_s^2}{t_h^2}) \sqrt{dt_h}$$

2)  $C = 0.10$ , 适用于圆形封头, 且折边长度小于上述 1) 中的要求, 但壳体厚度不小于

$$l = 1.12t_h \sqrt{1.1 - \frac{l}{\sqrt{dt_h}}}$$

且折边长度至少为  $2\sqrt{dt_s}$ 。

3) 当采用  $C = 0.10$  时, 锥度应为 1:4。

- b) 在简图 b-1) 中,  $C = 0.17$ , 适用于与容器整体锻成或对接焊的圆形或非圆形封头, 折边厚度不小于壳体厚度的两倍, 封头内圆角半径不小于折边厚度的三倍, 并且焊接满足第 7 章的所有要求。
- c) 在简图 b-2) 中,  $C = 0.33m$ , 但不小于 0.2, 适用于容器整体锻制或对接焊的圆形或非圆形封头, 折边厚度不小于壳体厚度, 封头内圆角半径不小于折边厚度的 1.5 倍。对于  $t_f = t_s$  的特殊情况, 见图 7-8 中的 a) 和 b)。
- d) 对于与容器搭接焊或钎焊的圆形封头[图 6-17 中的 c)] , 其封头内圆角半径不小于  $3t$ , 不小于上面 a)1) 所要求的数值, 并且满足 6.3.5.8 的要求时,  $C=0.13$ 。
- 1) 对于上述的圆形或非圆形的搭接焊或钎焊结构的封头, 且对 没有特别要求时,  $C=0.20$ ;
  - 2) 对于通过螺纹旋入容器端部的圆形带折边的平板封头, 其内圆角半径不小于  $3t$ , 为使螺纹接头能防止由于端部压力引起的剪切、拉伸或压缩破坏, 接头设计采用的安全系数至少等于 4, 且其螺纹部分的强度至少与相同直径的标准管螺纹相同时,  $C=0.20$ , 必要时可采用密封焊。
- e) 在简图 d) 中,  $C = 0.13$ , 适用于整体的圆形平封头, 尺寸  $d$  不超过 600mm, 封头厚度与尺寸  $d$  之比不小于 0.05, 亦不大于 0.25, 封头厚度  $t_h$  不小于壳体厚度  $t_s$ , 内圆角半径不小于  $0.25t$ 。此种结构是用锻制和旋压壳体端部的特殊工艺来制成的, 如收口集箱端部就采用这种工艺。
- f) 对于与容器内壁面焊接的圆形平板封头[图 6-17 中的 e)、f) 和 g)] , 且其他方面满足对相应类型焊接容器的要求,  $C=0.33m$ , 但不小于 0.2。如果计算  $t$  时采用的  $m$  值小于 1, 则在离封头内表面向内至少等于  $2\sqrt{dt_s}$  的距离内, 壳体厚度  $t_s$  应保持不变。图 6-17 中的 e) 和 f) 中角焊缝的焊喉厚度至少为  $0.7t_s$ 。图 6-17 中的 g) 中焊缝尺寸  $t_w$  不应小于无缝壳体所需厚度的两倍, 亦不应小于壳体名义厚度的 1.25 倍, 但不必大于封头厚度。焊缝熔敷金属应如图所示堆积在焊接坡口内, 焊缝根部应在封头内表面(如图所示)。
- 对于与容器内壁焊接的非圆形平板  $C=0.33$ , 且满足相应类型的焊接容器的要求, 图 6-17 中的 e) 和 f) 中的角焊缝的焊喉厚度至少为  $0.7t_s$ 。图 6-17 中的 g) 中的焊缝尺寸  $t_w$  不应小于无缝壳体所需厚度的 2 倍, 亦不需小于壳体名义厚度的 1.25 倍, 但无需大于封头厚度。焊缝熔敷金属应如图所示堆积在焊接坡口内, 焊缝根部应在封头内表面(如图所示)。
- g) 对于与壳体端部焊接的圆形平板封头(图 6-17 中的 h) ), 当  $t_s$  至少为  $1.25t_r$  且焊缝详图符合 6.3.5.8.3 e) 和图 7-7 分图 a) 至 g) 的要求时,  $C=0.33$ ;
- h) 对于圆形平板封头(图 6-17 中的 i) ), 如果采用最小焊喉厚度为  $0.7t_s$  的内侧角焊缝, 而外侧焊缝的结构详图符合 6.3.5.8.3 e) 和图 7-7 分图 a) 至 g) 的要求, 其中内侧焊缝可以认为是在 a 和 b 的尺寸之和上另加一个量  $t_s$ , 则  $C=0.33m$ , 但不小于 0.3;
- i) 在简图 d) 和 e) 中,  $C=0.2$ , 适用于螺栓连接到容器上的圆形或非圆形封头和盖板, 如图所示。必须注意, 对于螺栓紧固时有额外力矩作用到圆形盖板上, 应采用公式(5); 对于非圆形盖板, 应采用公式(7)。当盖板上开有安放环形垫片的凹槽时, 如简图 e) 所示。对于圆形封头和盖板, 凹槽下或凹槽和盖板外缘之间盖板的净厚度应不小于

$$d\sqrt{1.27Wh_G/Sd^3}$$

对于非圆形封头和盖板不应小于：

$$d\sqrt{4Wh_G/SLd^2}$$

- j) 在简图 f)、g) 和 h) 中,  $C=0.2$ , 适用于嵌入容器端部并用机械锁紧装置来定位的圆形平板, 为防止各式各样的可能破坏(如由压力和不同的热膨胀所引起的剪切、拉伸、压缩或径向变形, 包括扩口)应采用与本章一致的应力。需要时可采用密封焊接。
- k) 在简图 i) 中,  $C=0.17$ , 适用于用螺栓连接到壳体、法兰或侧板上的带全表面垫片的圆形或非圆形盖板。
- l) 对于通过螺纹旋入内径  $d$  不超过 300mm 的容器端部内的圆形平板封头, 或旋在内径  $d$  不超过 300mm 的容器端部上的带有整体法兰的封头[图 6-17 中的 q)], 当根据本部分规定的应力进行的螺纹接头的设计能防止由于压力和不同热膨胀引起的剪切、拉伸、压缩或包括扩口在内的径向变形的失效时,  $C=0.50$ 。如果采用锥形管螺纹, 还应满足 6.3.6.1.3 的要求。必要时可采用密封焊;
- m) 对于如图所示的尺寸  $d$  不超过 450mm 的嵌入容器内的圆形平板封头[图 6-17 中的 r)], 且其他方面满足相应类型焊接容器的要求时,  $C=0.33$ 。容器的端部应至少具有  $30^\circ$  但不大于  $45^\circ$  的弯边。可以用冷弯进行弯边, 但只有在这种操作不损伤金属时才能采用。焊喉厚度应不小于平封头或壳体厚度, 取其较大值;
- n) 对于直径  $d$  不大于 450mm 的嵌入容器内的斜边圆形板封头[图 6-17 中的 s)], 其端部弯边至少为  $30^\circ$ , 但不超过  $45^\circ$ , 当封头就位槽底部的剩余厚度至少为壳体壁厚的 80% 时,  $C=0.33$ 。封头斜面部分的厚度不应小于封头厚度的 75%。弯边操作应在圆筒体的整个周边均匀加热至所用材料的合适锻造温度时进行。对于这种结构, 比值  $t_s/d$ , 不应小于比值  $P/S$ , 亦不应小于 0.05。这种结构的最大许用压力不应超过  $P=S/5d$ ;
- o) 在图 7-5 中的 b)、c)、e) 和 f) 中, 当满足 6.3.5.8.3 的尺寸要求时, 则  $C=0.33m$ , 但不小于 0.3。
- p) 在图 7-8 中, 当满足 6.3.5.8.4 的尺寸要求时, 则  $C=0.33m$ , 但不小于 0.3。
- q) 在图 7-6 的 a) 和 b) 中, 当满足 6.3.5.8.3 的尺寸要求时, 则  $C=0.33m$ , 但不小于 0.2。

### 6.3.2.6 带螺栓法兰的凸型盖板

#### 6.3.2.6.1 公式中的符号说明

采用的符号定义如下：

$A$  = 法兰外直径;

$B$  = 法兰内直径;

$C$  = 螺栓圆直径;

$H_D$  = 球形段中薄膜载荷的轴向分量, 作用在法兰环内侧,  $=0.785B^2P$ ;

$h_D$  = 从螺栓圆到法兰环内侧的径向距;

$H_r$  = 球形段中薄膜载荷的径向分量  $=H_D \cot \beta_1$ , 作用在法兰环内侧与凸形盖板厚度中心线的交界上;

$h_r$  =  $H_r$  对法兰环形心的力矩臂;

$L$  = 球形或冠部内半径;

$M_0$  = 总力矩, 凹面承压封头按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 G3.2.3 确定, 凸面承压封头按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 G3.2.6 确定; 但图 6-18 中的 d) 所示形式的封头,  $H_D$  和  $h_D$  应按下列的定义, 并应包括附加力矩  $H_r h_r$ <sup>26)</sup>

26) 因为在某些情况下  $H_r h_r$  将从总力矩中减去, 所以内压为零时的法兰环中的力矩可为法兰设计确定载荷。

$P$  = 设计压力；

$r$  = 转角区内半径；

$S$  = 最大许用应力值；

$T$  = 法兰厚度；

$t$  = 成形后封头板材所需的最小厚度；

$\beta_1$  = 由凸形盖厚度中心线与法兰环内侧的交点所作的切线与凸形盖轴线的垂直线间的夹角：

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{B}{2L+t}\right)$$

### 6.3.2.6.2 带螺栓法兰的球形凸封头

带螺栓法兰的凹面和凸面两面受压的凸形圆封头、且符合图6-18所示的几种形式的球形凸封头，应按下列a)至d)的要求进行设计。对于凸面受压的封头，如需要时，球形段应该加厚，以满足6.1.3.3的要求。对于凹面受压的封头和凸面受压的封头两者情况，总力矩 $M_0$ 的实际值可以为正值或负值，但是，在下面所有公式中使用时，应采用 $P$ 和 $M_0$ 的绝对值。

a) 图 6-18 分图 a)所示的封头形式

- 1) 封头厚度  $t$  应由 6.3.2.4 中的适用公式来确定；
- 2) 封头半径  $L$  或转角区半径  $r$  不应超过 6.3.2.4 给出的限度；
- 3) 法兰至少应符合 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 G 图 G.1 的要求，并按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 G 的适用规定进行设计。在 ASME B16.5 范围内，法兰面加工及钻孔应符合这些标准，其中规定的厚度认为是最低要求。

b) 图 6-18 分图 b)所示的封头形式

- 1) 封头厚度：

$$t = \frac{5PL}{6S}$$

- 2) 法兰厚度  $T$ ：

对于环形垫片：

$$T = \sqrt{\frac{M_o}{SB} \left( \frac{A+B}{A-B} \right)}$$

对于全平面垫片：

$$T = 0.6 \sqrt{\frac{P B(A+B)(C-B)}{S A-B}}$$

**注：**假定球形段薄膜载荷的径向分量由其法兰承受。

在 ASME B16.5 范围内，法兰面加工及钻孔应符合这些标准，其中所规定的厚度应认为是最低要求；

c) 图 6-18 中的 c)所示的封头形式：

- 1) 封头厚度

$$t = \frac{5PL}{6S}$$

- 2) 法兰厚度  $T$ ：

(1) 对于圆形螺栓孔的封头：

$$T = Q + \sqrt{\frac{1.875M_o(C+B)}{SB(7C-5B)}}$$

式中:

$$Q = \frac{PL}{4S} \left( \frac{C+B}{7C-5B} \right) \dots\dots\dots (9)$$

(2) 对于螺栓孔开至封头边缘的封头:

$$T = Q + \sqrt{\frac{1.875M_o(C+B)}{SB(3C-B)}}$$

式中:

$$Q = \frac{PL}{4S} \left( \frac{C+B}{3C-B} \right) \dots\dots\dots (10)$$

3) 对于全表面垫片的法兰厚度按下式计算:

$$T = Q + \sqrt{Q^2 + \frac{3BQ(C-B)}{L}}$$

上述公式中的 Q 对于圆形螺栓孔按公式(9)计算,对于开至封头边缘的螺栓孔按公式(10)计算[见上面 c) 2)]。

4) 所需法兰厚度 T 应按上述 c) 2)或 c) 3)计算,但决不应小于上述 1)计算的 t。

d) 图 6-18 中的 d)所示的封头形式:

1) 封头厚度

$$t = \frac{5PL}{6S}$$

2) 法兰厚度

$$T = F + \sqrt{F^2 + J}$$

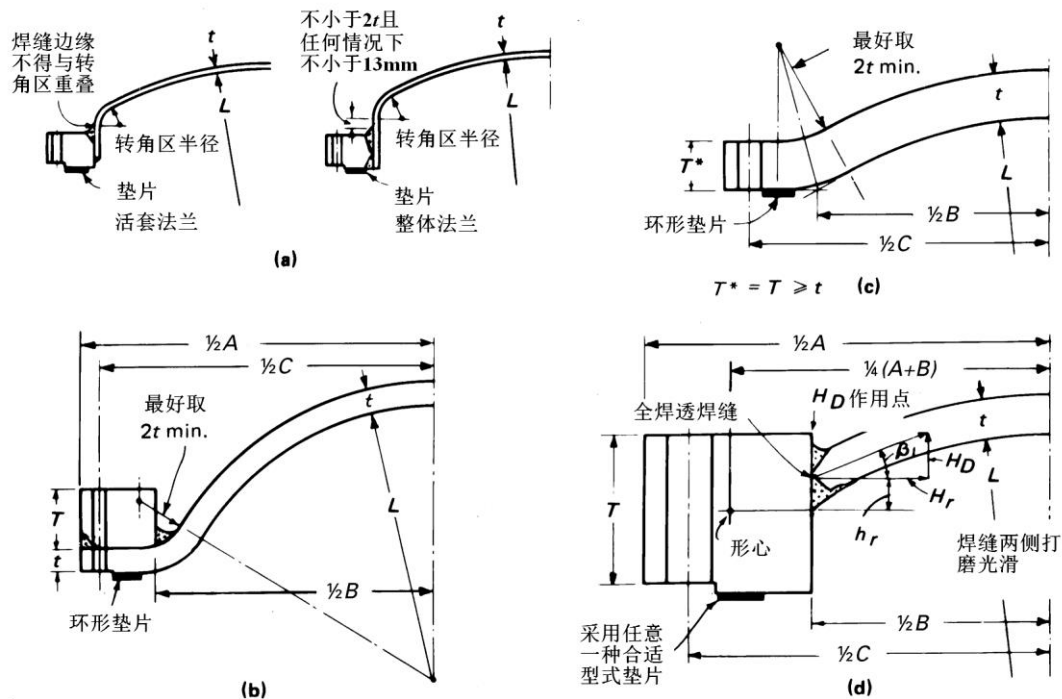
式中:

$$F = \frac{PB\sqrt{4L^2 - B^2}}{8S(A-B)}$$

$$J = \left( \frac{M_o}{SB} \right) \left( \frac{A+B}{A-B} \right)$$

**注:** 这些公式是近似的, 它们没有考虑法兰环和凸形封头之间的连续性, 可以采用考虑了连续性的更精确的分析方法。这种方法与T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录G中法兰设计的分析方法及许用应力方法相类似。按此种规则设计的盖子的凸形部分, 如果是焊接的, 就需要对所有焊接接头进行评价。





注：简图(a)、(b)所示结构仅适用于3级部件。

图6-18 带螺栓法兰的球形凸盖

6.3.2.7 快动盖

为提供通向部件介质空间通道而设计并非多螺栓型式的封盖，应具有锁紧机构或锁紧装置，其设计应保证锁紧机构中任何一个锁紧零件或部件失效时不会造成所有其他锁紧零件失效或封盖松开。快动盖的设计和安装应使得在外部用肉眼观察可以判断紧固件是否处于良好状态，并且可判断当封盖处于关闭位置时，锁紧零件是否完全锁住。

6.3.2.7.1 可靠锁紧装置

依靠可靠锁紧装置来固定位置的，或依靠自身封盖或锁紧机构的部分旋转，或有限移动来完全松开的快动盖，以及手动操作以外的任何封盖，其设计应使容器安装后能满足下列a)到c)的条件。

- a) 在容器压力建立以前，封盖及其紧固零件应完全锁紧在指定的操作位置上。
- b) 在封盖可以完全打开以便提供通道之前，应把迫使封盖脱离开容器的压力释放掉。
- c) 在封盖及其紧固零件的设计中，当不具备符合 a) 和 b) 条件的情况时，应采取措施，以便在容器安装时增添实现这些要求的装置。

6.3.2.7.2 手动操作

依靠需要手动操作的锁紧装置或锁紧机构来固定位置的快动盖，如果在锁紧件脱开和封盖松开之前容器介质会泄漏，其设计就不必满足6.3.2.7.1的要求，但是此种封盖应设置音响或灯光报警装置。如果在封盖及其紧固件完全锁紧在指定位置之前对容器加压时，这种装置会向操作员发出报警讯号，而且如果在容器内压力释放以前试图操作锁紧机构或锁紧装置，它也会向操作员发出报警讯号。

6.3.2.7.3 压力指示装置

所有具有快开封盖的容器在安装时都应装设一个在操作区能见的压力指示装置。

6.3.2.8 组合装置

当一个压力容器是由一个以上独立的并以相同的或不同的压力和温度运行的腔室组成时，每个腔室应按能承受在正常使用时所预计的压力和温度同时作用下的最苛刻条件进行设计和建造。

### 6.3.2.9 有拉撑的表面、拉撑螺栓和孔桥

6.3.2.9.1节中规定的拉撑表面及6.3.2.9.2~6.3.2.9.4节中规定的拉撑螺栓设计规则仅适用于3级部件。

#### 6.3.2.9.1 有拉撑的表面

- a) 有拉撑的平板以及根据规则要求和平板一样采用等直径对称布置的拉杆或拉撑螺栓支撑的零件，其最小厚度和最大许用压力应按下面公式计算：

$$t = p \sqrt{\frac{P}{SC}} \dots\dots\dots (11)$$

$$P = \frac{t^2 SC}{p^2} \dots\dots\dots (12)$$

式中：

$t$ ——板的最小厚度，不包括腐蚀裕量；

$P$ ——设计压力；

$S$ ——最大许用应力值，由 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录 A 表 A.1、A.2 给出；

$p$ ——最大节距，沿贯穿不同排的拉撑螺栓中心的直线之间进行测量，这些直线可以是水平的，垂直的或倾斜的；

$C=2.1$ ，适用于穿过厚度不超过 11mm 板的焊接拉撑件或两端铆固的螺纹拉撑件；

$C=2.2$ ，适用于穿过厚度超过 11mm 板的焊接拉撑件或两端铆固的螺纹拉撑件；

$C=2.5$ ，适用于穿过板的螺纹拉撑件，该拉撑件在板外侧用单个螺帽固定，或在板的内外两侧均用螺帽固定，不用垫片；

$C=2.8$ ，适用于头部不小于穿过板的螺纹拉撑件直径的 1.3 倍的拉撑件，或者做成锥形配合的拉杆，其头部安装前在拉杆上成形且不铆固；

$C=3.2$ ，适用于与内侧和外侧的螺帽以及外侧用垫圈相配的拉撑件，其垫圈的直径不小于  $0.4p$ ，厚度不小于  $t$ 。

- b) 圆筒形或球形以外的其他外壳板采用拉撑件时，壳板的最小厚度应为 8mm，但焊接结构（6.3.2.9.3）除外；
- c) 如果拉撑护套延伸到完全包围着圆筒形或球形容器，或完全覆盖成形封头，则它应满足上面 a) 给出的要求，还应满足壳体或封头的相应要求（6.3.2.4）；
- d) 当用拉撑件连接两块而其中一块板要求拉撑时， $C$  值应按要求拉撑的板厚度来确定；
- e) 带垫圈的贯穿拉撑件的端部允许的尺寸比例如图 6-19 所示；
- f) 最大节距应为 215mm，焊入式拉撑螺栓可有更大的节距，但不超过拉撑螺栓直径的 15 倍；
- g) 由于有对接搭板或其他结构而使壳体的拉撑螺栓非对称布置时，允许按拉撑螺栓一侧的间距中心到另一侧的间距中心的距离所计算的面积来考虑每个拉撑螺栓承受的载荷。

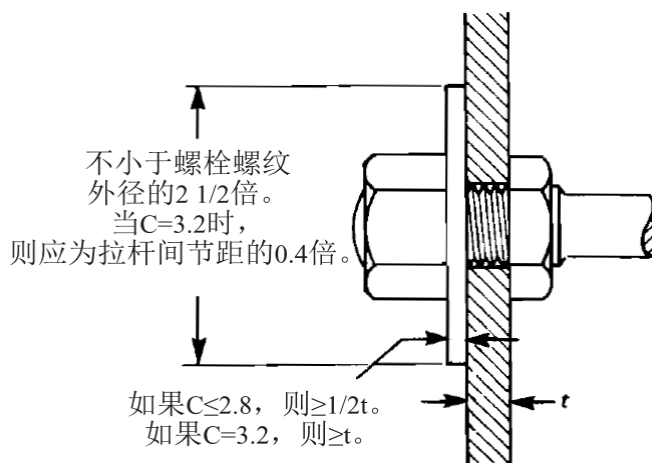


图6-19 贯穿式拉撑或端部拉撑的允许尺寸比例

#### 6.3.2.9.2 带螺纹拉撑螺栓

- a) 贯穿板的拉撑螺栓或带螺纹拉撑件，在安装时其端部应露出板外不少于两个螺纹。然后再将它们铆固或采用等效的工艺镦粗，而不使板面受到严重损伤。或者加装螺帽，但螺栓或拉撑件应露出螺帽；
- b) 钢制拉撑端头的镦粗的螺纹部分应充分退火。

#### 6.3.2.9.3 焊接的拉撑结构

对于焊接的拉撑结构，除满足下列a)至d)的要求外，还应满足7.4.7和8.2.6的规定。

- a) 焊入式拉撑螺栓应满足下列 1)至 4)的要求。
  - 1) 其布置应符合图 7-35 所示的一种；
  - 2) 所需板厚不应超过 38mm。但是，如果板厚大于 19mm。则拉撑螺栓的节距不应超过 500mm；
  - 3) 应满足 6.3.2.9.1 和 6.3.2.9.4 的规定；
  - 4) 所需的拉撑螺栓的截面积应按 6.3.2.9.5 确定。
- b) 如果满足下列 1)至 8)的要求，则图 7-35 所示的焊接拉撑可用于支撑夹套式容器。
  - 1) 压力不超过 2MPa；
  - 2) 所需的板厚不超过 13mm；
  - 3) 角焊缝的尺寸不小于板的厚度；
  - 4) 在盖板安装以前，对内侧焊缝进行了适当检查；
  - 5) 角焊缝的许用载荷按 6.3.5.6 c)计算；
  - 6) 板上孔的最大直径或宽度不超过 32mm；
  - 7) 焊工按《压水堆核电厂核岛机械设备焊接另一规范》焊接检验，第 4.6 节的规则进行了考核；
  - 8) 拉撑的最大间距按 6.3.2.9.1 a)的公式确定，并采用下列 C 值：
 

C=2.1，如果两块板中一块的厚度不大于 11mm；

C=2.2，如果两块板的厚度都大于 11mm。
- c) 如果满足下列 1)至 4)的要求，可以采用由一块内凹或外凸的板与另一块类似的板或一块平板相焊所组成的焊接拉撑结构。
  - 1) 压力不超过 2MPa；
  - 2) 焊接连接是由围绕孔或槽的角焊缝构成的，如图 7-35 所示，并按照 7.4.7 进行计算；
  - 3) 内凹或外凸部件的最大许用压力是按 9.7 的要求确定的；

- 4) 平板（如果采用的话）应满足有拉杆表面及支撑表面的要求。
- d) 焊缝不需要射线照相，亦不需要焊后热处理，除非容器要求焊后热处理。

#### 6.3.2.9.4 拉撑螺栓的位置

- a) 从拉撑螺栓孔的边缘到平面拉撑板边缘的距离不应大于拉撑的节距；
- b) 当平面拉撑板的边缘是折边时，从最外面的拉撑件的中心到支撑折边内侧的距离不应大于拉撑节距加上折边的内半径。

#### 6.3.2.9.5 拉撑螺栓的尺寸

- a) 拉撑螺栓在最小截面处<sup>27)</sup>的所需面积（不包括任何腐蚀裕量）应按下面 b) 计算的拉撑螺栓的载荷除以所用材料许用应力（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》中附录 A 表 A.1、A.2）所得的 1.1 倍来求得；
- b) 一个拉撑件所支撑的面积应根据全节距尺寸来计算，并扣除拉撑件所占的面积。一个拉撑件所承担的载荷是它所支撑的面积与最大许用压力的乘积；
- c) 由几个零件焊成的拉撑件应采用焊接接头系数 0.60 来进行设计。

#### 6.3.2.9.6 孔桥

- a) 所采用的符号定义如下：
- $p$  = 管孔的纵向节距
- $p_1$  = 管孔桥的组合长度
- $p'$  = 管孔的斜向节距
- $d$  = 管孔直径
- $n$  = 在长度  $p_1$  内的管孔数目
- b) 当一个圆筒形壳体在沿平行其轴线的一条大体为壳体全长的直线上钻管孔[如图 6-20 到图 6-22 所示]时，管孔间的管孔桥有效系数应按下列 1) 或 2) 确定。
- 1) 当每排管孔的节距相等[图 6-20]时，公式为：

$$\frac{p-d}{p} = \text{管孔桥有效系数}$$

- 2) 当任何一排的管孔节距不相等[图 6-21 和图 6-22]时，公式为：

$$\frac{p_1 - nd}{p_1} = \text{管孔桥有效系数。}$$

- e) 环向测得的管孔之间管孔桥的强度应至少是在平行于圆筒形壳体轴线的直线上同样尺寸的管孔桥强度的 50%。
- f) 当圆筒形壳体上钻管孔形成斜向管孔桥时，如图 6-23 所示，这些管孔桥有效系数应由图 6-24 的图表给出。管孔节距应在卷板前的平板上测量，或在卷板后沿板的中线测量。为了利用图 6-24 的图表，先求出  $p'/p_1$  值和纵向管孔桥有效系数，然后在图表上找出对应于纵向管孔桥有效系数的垂直线，沿该线垂直移动到与代表比值  $p'/p_1$  的对角线相交的一点，由该点水平向左投影，在图纵坐标上读出斜向的管孔桥有效系数。壳体厚度和最大许用压力应依据较低有效系数的管孔桥来定。
- g) 当圆筒形壳体上的管孔布置成相对称的管孔组，每组沿平行于轴线方向的分布距离大于壳体内径，且每组间距相同，则每组的管孔桥有效系数应不小于确定其最大许用压力所依据的有效系数。

27) 最小截面通常在螺纹根部。

- h) 在圆筒形壳体上管孔沿平行于轴线的直线上布置，具有相等的或不相等的间距，其平均的管孔桥有效系数应按下列规则计算，并须满足下面 1) 和 2) 的要求<sup>28)</sup>。
- 1) 当最小有效系数处的长度等于壳体内径时，其有效系数应不小于确定最大许用压力所依据的数值。若壳体直径超过 1500mm，采用本规则时，长度应取为 1500mm；
  - 2) 当最小有效系数处的长度等于壳体内半径时，其有效系数应不小于确定最大许用压力所依据的数值的 80%。若壳体内半径超过 750mm，采用本规则时，长度应取为 750mm。
- i) 当管孔沿圆筒形壳体纵向分布但不成直线时，可仍按上述规则 f) 计算有效系数，但应采用斜向管孔桥的当量纵向宽度。欲求当量宽度，应将斜向管孔桥的两孔纵向节距乘以斜向管孔桥有效系数。斜向管孔桥采用的有效系数由图 6-25 查得。

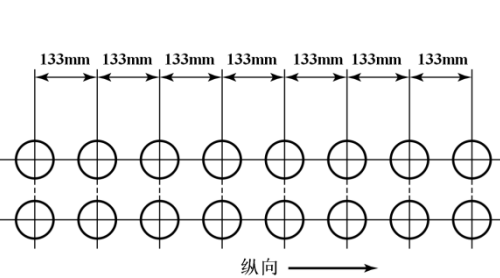


图6-20 每排等节距的管子排列实例

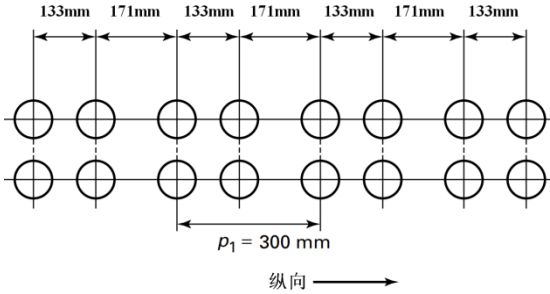


图6-21 不等节距（每第二排孔）的管子排列实例

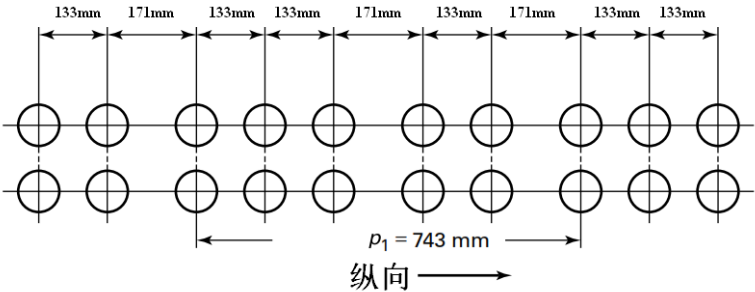


图6-22 变节距（每第二、三排）的管子排列实例

28) 本条的规则适用于两孔间的管孔桥而不适用于单独的开孔。在某些情况下，可能得出小于(c)\*所述的其延续距离大于壳体内径的对称管孔组的有效系数。遇到此情况时，有效系数的计算应按(b)的规则进行。

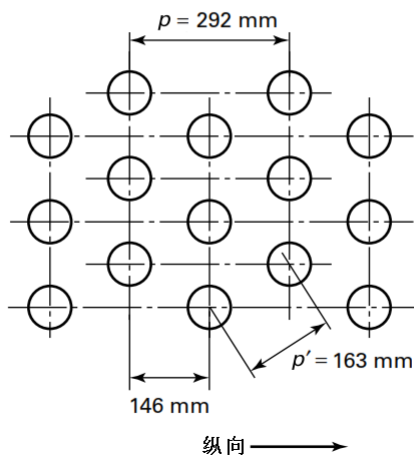


图6-23 斜向节距的管子排列实例

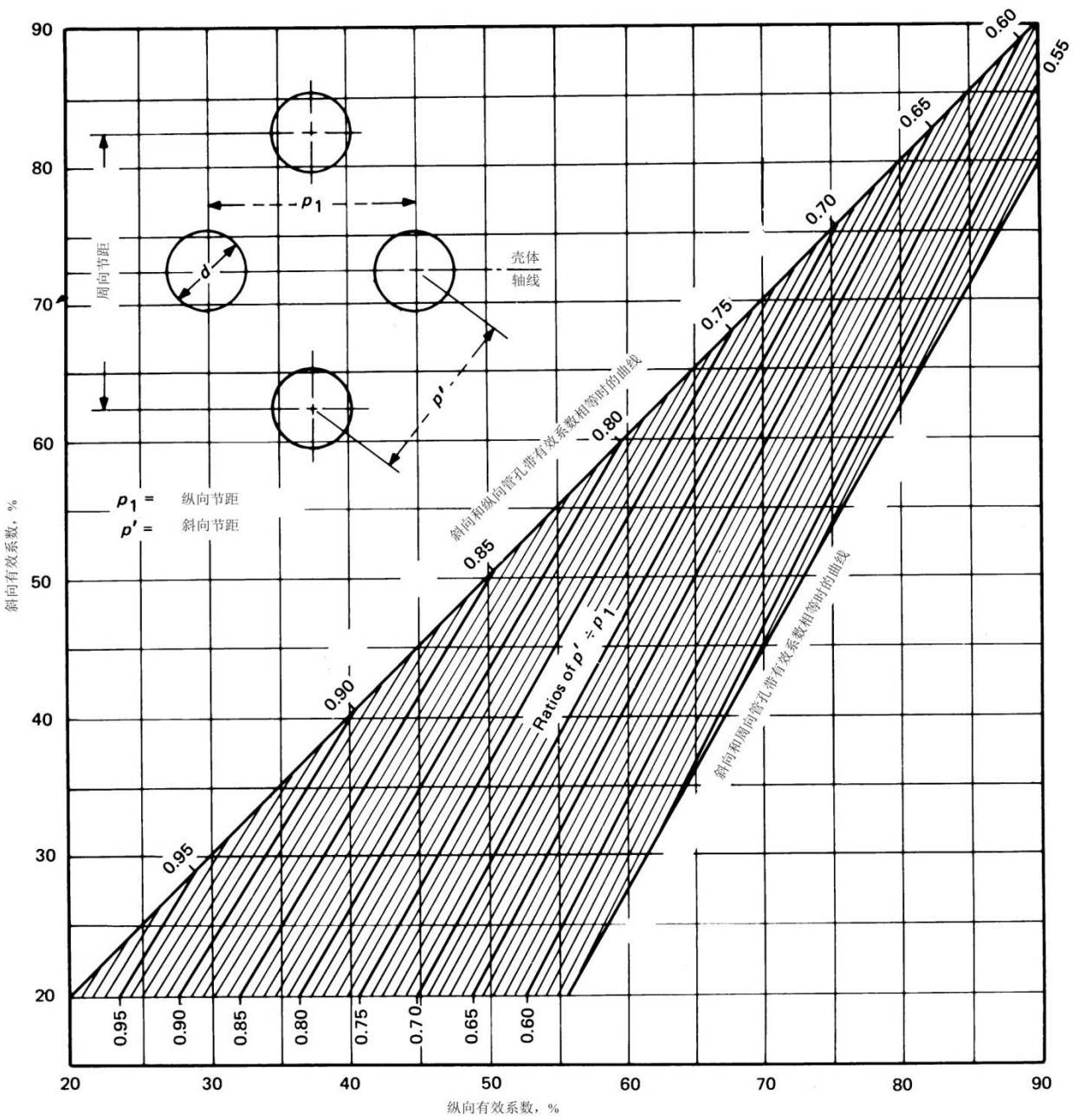


图6-24 确定圆筒形壳体上开孔之间纵向和斜向管孔桥有效系数的图表

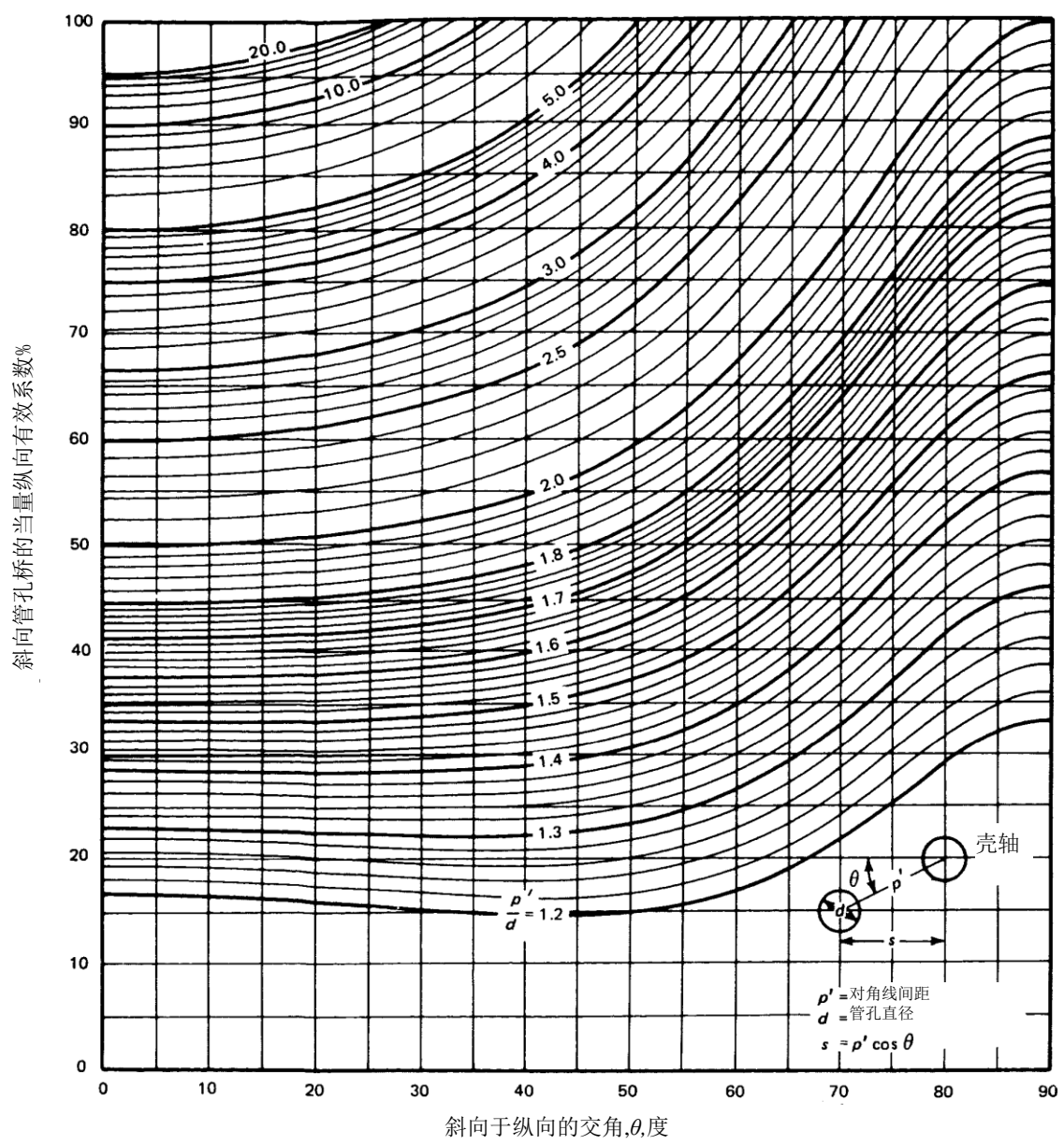


图6-25 确定斜向管孔桥等效纵向有效系数的图表

6.3.2.10 管板

管板的厚度按1999年版TEMA标准R7.1规则计算，6.2.1.4关于堆焊层的规定是适用的。

6.3.2.11 换热管

弯管时管壁的减薄不应导致其抗内压强度低于按6.3.2.4所要求的最小壁厚直管的抗内压强度。

因此，应检查弯管拱背处的壁厚，确保该壁厚大于直管承受内压所需壁厚乘以系数  $\frac{R/d_0 + 0.25}{R/d_0 + 0.5}$  的

最小壁厚。

推荐使用下式用来确定换热管弯曲前的壁厚：



$$t_{\text{弯曲前}} = t_r \frac{R/d_0 + 0.25}{R/d_0}$$

式中：

$t_r$  = 满足 6.3.2.4 要求的直管段所需的最小壁厚；

$R$  = 弯管段的平均弯曲半径；

$d_0$  = 换热管外径。

在任何情况下：

换热管拱背厚度不得小于承压直管所需厚度的 90%；

弯管厚度的减薄量不得超过换热管弯曲前名义厚度的 17%。

### 6.3.3 开孔和补强<sup>29)</sup>

#### 6.3.3.1 开孔的通用要求

- a) 在容器的圆筒体或锥体部分上的开孔<sup>30)</sup>，或在成形封头上的开孔，最好是圆形椭圆形或长圆形<sup>31)</sup>的孔。当椭圆形和长圆形开孔的长径超过短径的 2 倍时，则短径上的补强应按要求增加，以防止扭矩所引起的过度变形。
- j) 开孔可以是不同于上述 a) 的其他形状，而所有转角应具有合适的圆角半径。当开孔的尺寸比例使之不能保证精确地计算其强度，或因这样的孔而对容器的安全性产生疑问时，该容器受影响的部分应进行 9.7 规定的验证性水压试验。
- k)
  - 1) 6.3.3 中的开孔补强规则，只适用于不超过下列尺寸的开孔：
    - (1) 对于直径 ≤ 1500mm 的容器，开孔为容器直径的一半，但不超过 500mm；
    - (2) 对于直径 > 1500mm 的容器，开孔为容器直径的三分之一，但不超过 1000mm。
  - 2) 应特别注意较大的开孔，所需补强的三分之二应在平行于容器表面并从开孔边缘量起的  $1/2r$  范围内，其中  $r$  是已加工完成的开孔半径。垂直于容器壁的补强范围是 6.3.3.4.2 中所规定的范围中的较小值。对于所采用的制造细节和所使用的检验方法应给予特别的考虑。补强经常可以便利地得到，即对容器壳体段采用较厚的壳体板或开孔周围局部镶入较厚的壳体板。可将焊缝打磨成凹形轮廓并将开孔的内转角修圆到足够大的圆角半径，以减少应力集中。
  - l) 6.3.3 中的所有参考尺寸均指完工尺寸，不包括考虑腐蚀裕量所增加的材料。
  - m) 任何形式的开孔都可以位于焊接接头上。

#### 6.3.3.2 壳体和成形封头上开孔补强的要求

##### 6.3.3.2.1 不需补强的开孔

所提供的补强在数量上和分布上应当使得在通过开孔中心且垂直于容器表面的所有平面上都要满足补强面积的要求。但是，如果开孔直径等于或小于 DN50，则这种单个的圆形开孔不必提供补强。

##### 6.3.3.2.2 需要的补强面积

承受内压的容器，在任何给定平面上所需补强的总截面积  $A$  应不小于

$$A = dt_r F$$

29) 标准中控制开孔的规则是根据原来对称截面因存在开孔引起应力增强而制定的，这些规则是根据用于壳体材料极限抗拉强度的设计安全系数为 4 和 5 设计容器的经验而制定的。外载荷（诸如由热膨胀或无支撑的连接管道的重量引起的）均未进行评价。这些因素在特殊设计中或在有循环载荷存在的条件下，应当予以注意。

30) 由轴线不垂直于容器或封头的管子或圆形接管所形成的开孔，可以作椭圆形孔进行设计。

31) 长圆形孔是由平行的两条侧边和两个为半圆形的端部形成的孔。

式中：

$d$  = 圆形开孔的完工直径或椭圆形、长圆形开孔在所考虑的平面的完工尺寸（弦长），不包括腐蚀裕量；

$\alpha$ =所考虑平面与纵轴的夹角，度；

$F$  = 修正系数，在相对于容器轴线的不同平面上，对压力引起的应力变化进行补偿。除图 6-26 可用于圆筒形壳体和锥体的整体补强开孔外，对于所有结构形式应取  $F=1.00$ 。 $F$  值的选取也可使用下式进行计算：

$$F = \frac{1}{2}(1 + \cos^2 \alpha) = 1 - \frac{1}{2} \sin^2 \alpha$$

$t_r$ = 按本章规则，按设计压力计算得的壳体或封头所需的厚度，但下列情况除外：

- a) 当开孔及其补强完全处在碟形封头的球形部分内时， $t_r$  是按照 6.3.2.4.8b)，取  $M=1$  时求得的所需厚度；
- n) 当开孔位于锥壳上时， $t_r$  是直径为  $D$  的无缝锥壳的所需厚度，直径  $D$  是在接管轴线穿过锥壳内壁处量得；
- o) 当开孔及其补强是在椭圆形封头上，且全部位于一个圆内，该圆的中心与封头中心重合。其直径等于壳体直径的 80% 时， $t_r$  是半径为  $K_1 D$  的无缝球体的所需厚度。其中  $D$  是壳体直径， $K_1$  由表 6-17 给出。

至少所需补强的一半应在开孔中心线的每一侧。

表6-17 球形壳体半径系数  $K_1$  值

（当量球体半径= $K_1 D$ ；轴长比= $D / 2h$ ，对于中间数值可用内插法）

$D / 2h$	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2	2.0
$K_1$	1.36	1.27	1.18	1.08	0.99	0.90
$D / 2h$	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0	
$K_1$	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50	

6.3.3.2.3 外压容器的补强

在按外压设计的容器上开孔时，其所需的补强仅需6.3.3.2.2中补强面积公式所要求的50%，但 $t_r$ 是按承受外压的容器的规则所要求的壁厚。

6.3.3.2.4 内外压容器的补强

承受内外压的容器的补强，应同时满足6.3.3.2.2（对于内压）和6.3.3.2.3（对于外压）的要求。

6.3.3.3 平封头上开孔所需的补强

- a) 开孔直径不超过封头直径一半的平封头，其补强的总截面积应不小于按下式求出的数值

$$A = 0.5 d t_r$$

式中 $d$ 由6.3.3.2.2定义， $t_r$ 是未开孔时满足6.3.2.5要求的厚度。

- b) 作为代替上述 a)的另一种方法，平封头厚度可按下列办法加厚，以提供必要的开孔补强：

- 1) 在 6.3.2.5.2 的公式（4）中，取  $2C$  或  $0.75$  两者中的较小值代替  $C$ ；
- 2) 在 6.3.2.5.2 的公式（5）中，将平方根符号中的数值加倍。

- c) 开孔直径超过封头直径或最短跨距（定义见 6.3.2.5.1）一半的平封头，应按下列规定设计：

- 1) 当开孔是一个简单的圆形的位于封头中心的开孔时，以及当壳体—封头以类似于图 6-17 中的 a)、b-1)、b-2) 或 c) 所示的形式采用整体成形或全焊透焊缝整体连接时，封头应按 T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 L 和附录 G 的有关部分进行设计。封头所需的厚度不必按 6.3.2.5 的规定计算，因为满足 T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 L 全部要求的封

头厚度，同样也满足 6.3.2.5 的要求。封头上的开孔可以带有整体成形或采用全焊透焊缝整体连接的接管，也可以是一个不带连接接管或凸缘的开孔。

- 2) 当开孔是上面 1) 所述以外的其他形式时，没有规定特殊的规则，因而，应满足 1.1c) 的要求。

6.3.3.4 补强范围

在垂直于容器壁且通过开孔中心的任何平面内的横截面积的边界，而位于此边界内的金属具有补强价值时，称此边界为那个平面的补强范围，并在下述各项中给出。

6.3.3.4.1 沿容器壁的补强范围

沿容器名义壁厚中间面上测得的补强范围应满足如下：

- a) 所需的 100% 补强应在开孔轴线的每一侧距离内，该距离等于下列两者中的较大值：
  - 1) 已加工完成的开孔直径，不包括腐蚀裕量；
  - 2) 已加工完成的开孔半径（不包括腐蚀裕量），加上壳体壁厚与接管壁厚之和。
- b) 所需的三分之二补强应在开孔轴线的每一侧的距离内，该距离等于下列两者中的较大值：
  - 1)  $r + 0.5\sqrt{Rt}$ ，其中  $R$  为壳体或封头的平均半径， $t$  为容器名义壁厚， $r$  是不包括腐蚀裕量的已加工完成的开孔半径；
  - 2) 已加工完成的开孔半径（不包括腐蚀裕量），加上壳体壁厚与接管壁厚之和的三分之二。

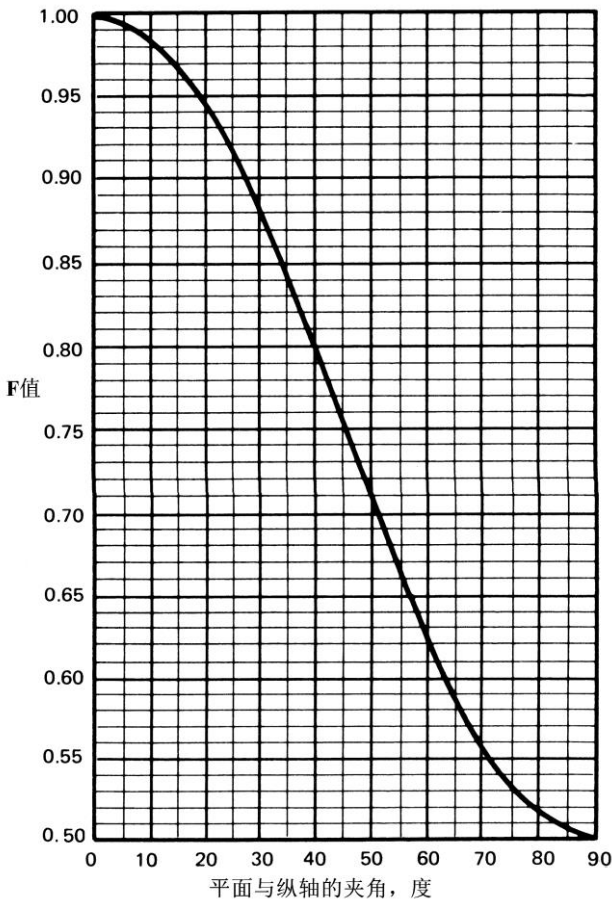


图6-26 确定F值的图表

6.3.3.4.2 垂直于容器壁的补强范围

垂直于容器壁方向量得的补强范围应与离开每个表面一定距离处的表面外形一致。该距离等于下列

a)或 b)中的较小值:

- a) 壳体名义厚度减去腐蚀裕量后的 2.5 倍;
- b) 接管壁厚减去腐蚀裕量后的 2.5 倍, 再加上任何附加补强的厚度, 不包括在所考虑中的壳体侧面上的焊缝金属。

### 6.3.3.5 可用作补强的金属

#### 6.3.3.5.1 开孔

在补强范围内可以认为具有补强价值的金属, 应由下列 a)到 d)给出:

- a) 在容器壁中除了为承受压力所需要的壁厚和规定作为腐蚀裕量的厚度以外的金属。在容器壁中可作为补强用的面积是由下式所给出的  $A_1$  值中的较大值:

$$A_1 = (E_1 t - F t_r) d \text{ 或 } A_1 = 2(E_1 t - F t_r)(t + t_n)$$

- b) 在伸到容器壁外部的那部分接管壁中, 为超过承受压力所需要的厚度和规定作为腐蚀裕量的厚度以外的金属。接管壁中可作为补强用的最大面积是由下式所给出的  $A_2$  值中的较小值:

$$A_2 = (t_n - t_m) 5t \text{ 或 } A_2 = (t_n - t_m)(5t_n + 2t_e)$$

- c) 延伸到容器壁内部的接管壁的所有金属, 在适当地扣除所有暴露表面上的腐蚀裕量之后, 可以作为补强金属。不允许在向内延伸的接管上有压差, 它会引起与开孔周围壳体中的应力相反的应力。

这里:

$A_1$  = 容器壁中可作为补强用的多余厚度的面积 (6.3.3.4);

$A_2$  = 接管壁中可作为补强用的多余厚度的面积 (6.3.3.4);

$E_1$ ——对于 3 级部件, 当开孔在平板上或开孔穿过壳体或锥体的环向接头 (不包括封头与壳体的接头) 时,  $E_1=1$ ; 或当开孔的任何部分穿过其他焊接接头时,  $E_1$  等于由 6.3.5.2 得到的焊接接头系数。对于 2 级部件,  $E_1=1$ ;

$F$  = 修正系数, 补偿在相对于容器轴线的不同平面上压力引起的应力变化, 除图 6-26 可用于圆筒形壳体和锥体的整体补强开孔外, 对于所有的结构形式, 应取  $F=1.00$ ;

$t_e$  = 附加补强垫块的厚度, 或是由容器和接管外径的投影面所构成的并且完全位于整体补强面积范围内的最大为  $60^\circ$  的直角三角形的高度 (见图 6-27);

$t$  = 容器壁名义厚度, 减去腐蚀裕量;

$t_r$  = 无缝壳体或封头所需的厚度, 如 6.3.3.2.2 中所定义的;

$t_n$  = 接管壁名义厚度, 减去腐蚀裕量;

$t_m$  = 无缝接管壁所需的厚度;

$d$  = 加工完成的开孔在所考虑平面上的直径, 不包括腐蚀裕量 (6.3.3.2.2)。

- d) 为补强所增加的金属和连接焊缝中的金属。

#### 6.3.3.5.2 多孔补强

- a) 在两个或多个为一组的开孔中, 当任何两个开孔间的间距小于它们平均直径的两倍, 致使它们的补强范围重叠时, 这两个开孔应按 6.3.3 到 6.3.3.6 要求在开孔中心连线的平面上 (图 6-28) 进行综合补强, 综合补强的面积等于单个开孔所需要补强的组合面积。任何一部分截面不考虑应用于多于一个开孔, 或在综合补强面积计算中不得超过一次。下列附加的要求也应该满足:

- 1) 当开孔中心间距离大于它们平均直径的  $1\frac{1}{3}$  倍时, 则其补强面积应不小于这些开孔所需要的总面积的 50%。
- 2) 当开孔中心间距离小于它们平均直径的  $1\frac{1}{3}$  倍时, 则这些开孔之间的任何材料应不起补强作用, 而开孔应按下列 b) 进行补强。

- b) 任何数目的相邻开孔，在任何排列情况下，都可按一个假想开孔来补强，该假想开孔的直径应把所有这些开孔包括在内。假想开孔直径应不超过下列规定：
  - 1) 对于直径等于和小于 1500mm 的容器，假想开孔直径为容器直径之半，但不超过 500mm；
  - 2) 对于直径大于 1500mm 的容器，假想开孔直径为容器直径的三分之一，但不超过 1000mm。
- c) 当一组开孔采用一块较厚截面的材料对接焊到壳体或封头上进行补强时，则该嵌入件的边缘应按 6.3.6.1 的规定加工成锥度。
- d) 当压力容器上的一组两个或多个开孔成规则方式排列，则可按 6.3.2.9 的要求对开孔进行补强。

#### 6.3.3.5.3 成形封头上的翻边开孔

- a) 由封头板向内或向外翻边所制成的成形封头上的翻边开孔，应满足 6.3.3.2 中的补强要求。
- b) 任何内部尺寸超过 150mm 的翻边开孔，当无附加管子或管道支撑时，其最小翻边深度应等于  $3tr$  或  $(tr+75)$  mm，取其中较小值。其中  $tr$  是所需的封头厚度。翻边深度的确定应当是在翻边开孔的对面沿长轴方向放一直尺，量出直尺至翻边开孔凸缘边的距离[图 6-29]。
- c) 自紧式密封翻边开孔上的垫片支承表而的最小宽度应符合 6.3.6.3.7 的规定。

#### 6.3.3.6 补强材料的强度

用作补强的材料最好应与容器壁材料相同，如果接管壁或补强件材料的设计应力值 $S$ 低于容器壁材料，则接管壁或补强件满足6.3.3.2要求时所提供的补强面积，应取为所提供的实际面积乘以接管或补强件材料设计应力值与容器材料设计应力值之比。提高补强件材料的强度和采用设计应力值高于容器壁材料的焊缝金属，也不应该减少所需的补强面积。在容器壁或任何补强垫板外面的作补强用的堆焊金属，其许用应力值应按被连接材料中的较弱者来计算。在容器壁内或补强垫块内的容器与接管，或补强垫块与接管连接处的焊缝金属，可以认为分别具有等于容器壁或补强垫块的应力值。

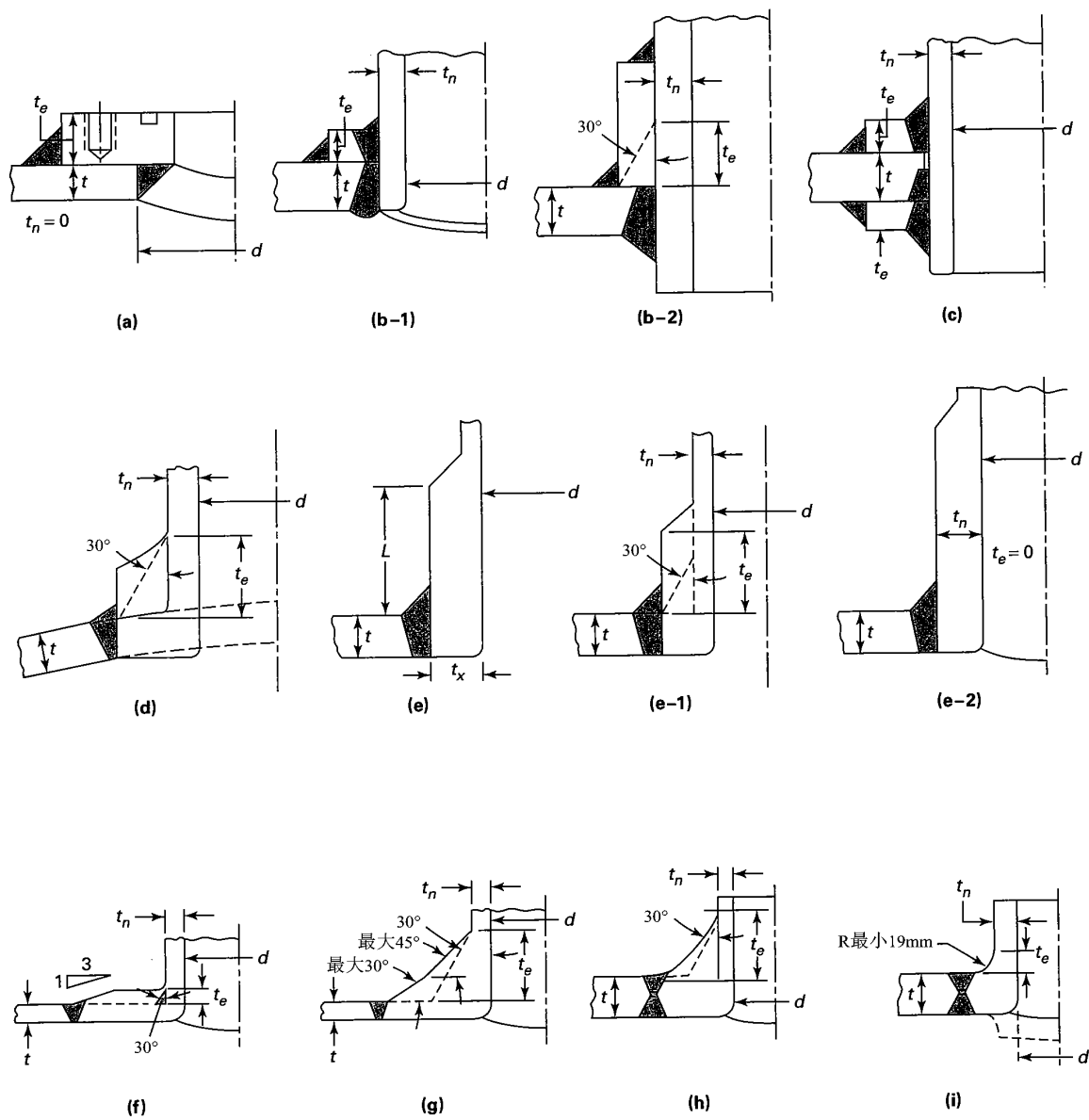
##### 6.3.3.6.1 焊缝强度

在按 6.3.3.4 所定义的平面的每一侧上，连接容器壁与补强件或连接附加补强的任何两个零件的连接强度，至少应等于下列 a) 或 b) 中的较小值：

- a) 所考虑的补强件横截面的抗拉强度；
- b) 按 6.3.3.2 所定义的补强面积的抗拉强度，减去与容器壁成整体的补强面积的抗拉强度。

##### 6.3.3.6.2 连接强度

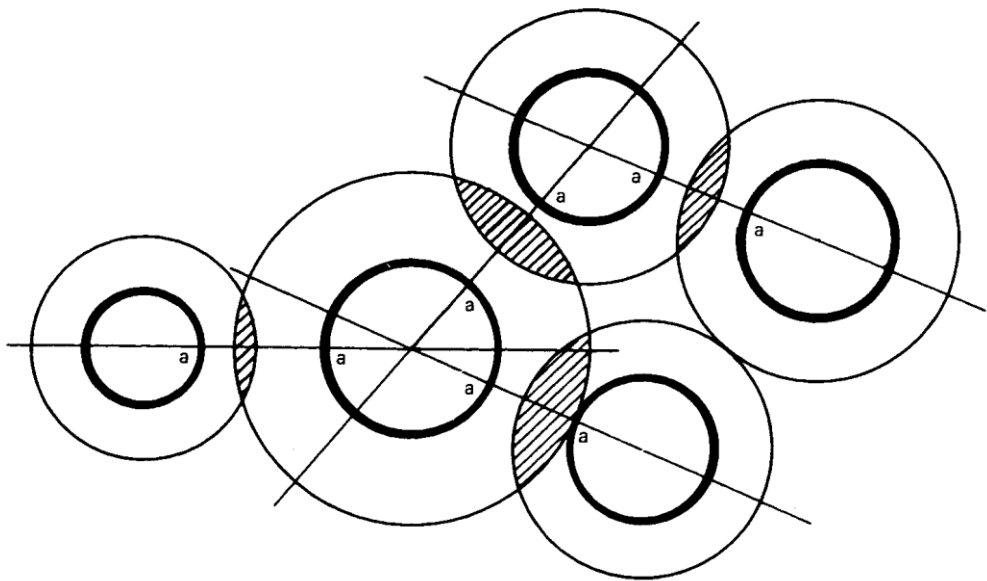
连接接头的强度应按 6.3.3.4 所定义的补强区平面每侧上的全长来考虑。对于长圆形开孔，也应考虑横截于开孔两平行侧面且通过开孔半圆端中心的平面一侧上的连接接头强度。



注1：如果 $L < 2.5t_x$ ，用图（e-1）。

注2：如果 $L \geq 2.5t_x$ ，用图（e-2）。

图6-27 一些代表性结构形式的 $t_e$ 补强尺寸



- 注1：限影面积表示补强范围重叠。
- 注2：通过直线a-a的每一截面，必须研究其补强是否足够。
- 注3：粗实线圆表示开孔，细实线圆表示补强范围。

图6-28 多孔的布置

最小翻边深度：  
当 $d$ 超过150mm时，取 $3t_r$ 和  
 $t_r + 75\text{mm}$ 两者中的较小值。

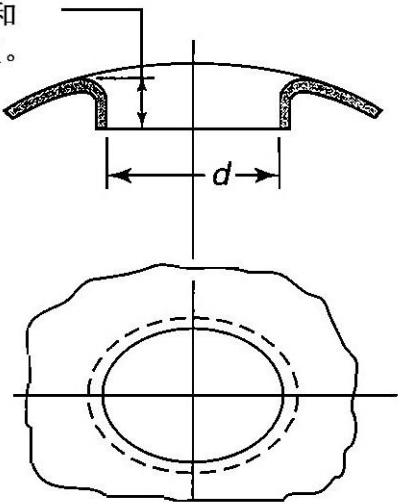


图6-29 翻边开孔的翻边的最小深度

- 6.3.4 不适用
- 6.3.5 焊接结构的设计
- 6.3.5.1 焊接接头分类

术语分类是指接头在容器上的位置，并非接头的形式。本节所确定的分类用于规定有关接头形式及某些焊接接头的检验方法的特殊要求。由于这些特殊要求是根据用途、材料及厚度来确定的，因此并不适用于每个焊接接头，只有包括在分类中的那些特殊要求的接头是适用的。这些特殊要求只适用于特别规定的分类的接头。把各类接头分为A类、B类、C类和D类接头。图6-30示出了各类典型接头的位置。

6.3.5.1.1 A类接头

A类接头包括主壳体、连通室<sup>32)</sup>、直径过渡段或接管上的纵向焊接接头；球体、成型封头或平封头、或箱形容器的侧板<sup>33)</sup>上的任何焊接接头；半球形封头与主壳体、直径过渡段、接管或连通室相连接的环向焊接接头。

6.3.5.1.2 B类接头

B类接头包括主壳体、连通室、接管或直径过渡段上的环向焊接接头，包括过渡段大端或小端与圆筒体之间的连接；半球形封头以外的成型封头与主壳体、直径过渡段、接管或连通室相连接的环向焊接接头。

6.3.5.1.3 C类接头

C类接头包括法兰、翻边搭环、管板或平封头与主壳体、成型封头、直径过渡段、接管或连通室相连接的焊接接头；箱形容器的侧板与侧板相连接的任何焊接接头。

6.3.5.1.4 D类接头

D类接头包括连通室或接管与主壳体、球体、直径过渡段、封头或箱形容器相连接的焊接接头，以及接管与连通室相连的焊接接头。直径过渡段小端上的接管见B类接头。

6.3.5.2 许用的焊接接头形式

容器设计应满足各类接头的要求。对接接头是指大致处于同一平面的板材之间或其他零件之间的全焊透接头。偏斜角 $\alpha$ 不超过30°的板材之间或其他零件之间的B类角接头，被认为满足对接接头的要求。图6-31示出了各类接头的典型对接焊缝。

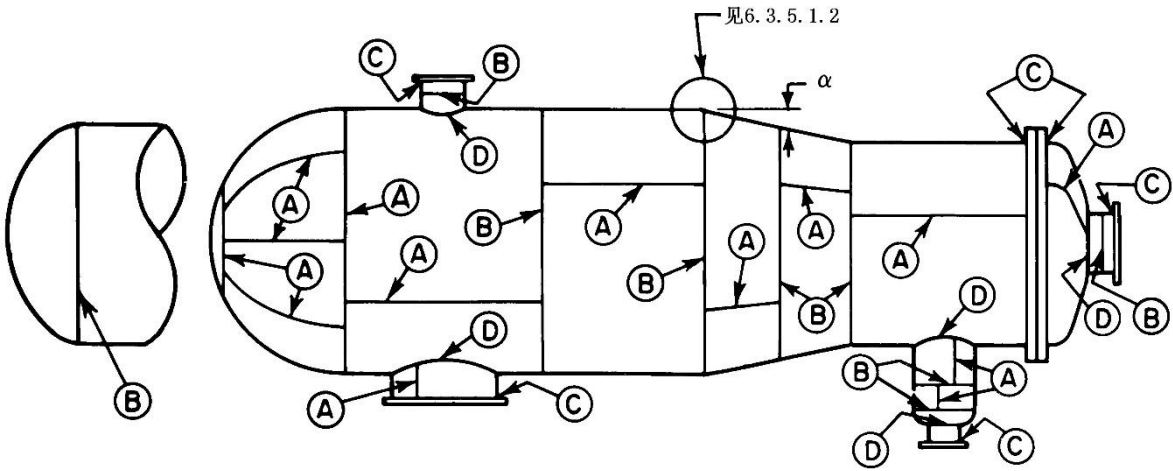


图6-30 A类、B类、C类、D类焊接接头的典型部位示意图

6.3.5.2.1 A类接头

所有A类焊接接头都应满足7.2.4.1的制造要求，并能按8.2.1进行检测。

对于3级部件，焊接接头系数不应超过下列a)至e)给出的值：

- a) 当对接焊缝按 8.2.1.1.1 a)的要求进行全部射线检测时，在确定零件厚度的设计计算中所采用的 E 值，对于 1 型对接焊缝不应超过 1.00；对于 2 型对接焊缝不应超过 0.90；

32) 连通室定义为容器的附属体，它与容器的壳体或封头相贯通，并构成承压密封体的一部分，例如贮槽。  
33) 箱形容器的侧板定义为构成承压密封体的任何平板。



- b) 当容器本体或零件按 8.2.1.1.1 b) 进行局部射线检测时, 确定零件厚度的设计计算中所采用的 E 值, 对于 1 型对接焊缝不应超过 0.85; 对于 2 型对接焊缝不应超过 0.80;
- c) 当容器本体或零件在 8.2.1.1.1 c) 允许的条件下, 既不进行全部射线检测, 又不进行局部射线检测时, 在确定零件厚度的设计计算中所采用的 E 值, 对于 1 型焊缝不应超过 0.70; 2 型焊缝不应超过 0.65; 3 型焊缝不应超过 0.60; 4 型焊缝不应超过 0.55; 5 型焊缝不应超过 0.50; 6 型焊缝不应超过 0.45。另外, 设计计算中采用的许用应力不应超过应力表中所列值的 80%。这 80% 系数不适用于在法兰设计中采用的按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 G.3.1.3 定义的许用应力  $S_a$ 、 $S_b$ 、 $S_f$  和  $S_n$ , 也不适用于按 6.3.2.9.1 a) 公式 (11) 和 (12) 计算拉撑及支撑表面厚度的许用应力。仅对按外压设计的容器, E 值可取为 1.00;
- d) 对于用非合金钛建造的容器, 所有 A 类焊接接头应是 1 型或 2 型;
- e) 对于用 SB-443、SB-444 和 SB-446 建造的容器, 所有 A 类焊接接头应是 1 型或 2 型。

#### 6.3.5.2.2 B 类接头

所有 B 类焊接接头都应满足 7.2.4.2 的制造要求, 并能按 8.2.2 进行检测。

对于 3 级部件, 焊接接头系数不应超过下列 a) 至 e) 给出的值:

- a) 当对接焊缝进行全部射线照相检测时, 应采用 6.3.5.2.1 a) 的设计规定;
- b) 当对接焊缝在 8.2.2.1 b) 允许的条件下进行部分射线检测时, 或者当容器本体或零件按 8.2.2.1 c) 的规定进行局部射线检测时, 在纵向应力计算中所采用的 E 值应按 6.3.5.2.1 b) 确定。当具有 B 类对接焊接接头的无缝容器本体或封头是进行局部射线检测时, 在确定容器本体或零件厚度的设计计算中所采用的许用应力不应超过应力表中所列值的 85%。该系数不适用于在法兰设计中采用的并按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 G.3.1.3 定义的许用应力  $S_a$ 、 $S_b$ 、 $S_f$  和  $S_n$ , 也不适用于按 6.3.2.9.1 a) 公式 (11) 和 (12) 计算拉撑及支撑表面厚度的许用应力;
- c) 当容器本体或零件既不进行全部射线检测和部分射线检测, 也不进行局部射线检测时, 应采用 6.3.5.2.1 c) 的设计规定;
- d) 对于用非合金钛制造的容器, 所有 B 类焊接接头应是 1 型或 2 型;
- e) 对于用 SB-443、SB-444 和 SB-446 材料制造的容器, 所有 B 类焊接接头应是 1 型或 2 型。

#### 6.3.5.2.3 C 类接头

所有 C 类焊接接头都应满足 7.2.4.3 的制造要求, 并能按 8.2.3 进行检测。带折边的封头的设计应符合 6.3.5.8 的要求。

对于 3 级部件, C 类对接焊缝的设计要求在下列 a) 至 e) 中给出。

- a) 当 C 类对接焊缝进行全部射线检测时, 应采用 6.3.5.2.1 a) 的设计规定;
- b) 当 C 类对接焊缝进行局部射线检测时, 应采用 6.3.5.2.2 b) 的设计规定;
- c) 当 C 类对接焊缝不进行射线检测时, 应采用 6.3.5.2.1 c) 的设计规定;
- d) 当采用 C 类角接头时, 应符合 6.3.2.5 的要求和 6.3.5.8.3 规定的图 7-7 中的尺寸规定;
- e) 当设计温度为 540℃ 或更高时, 对于用 SB-443、SB-444 和 SB-446 材料制造的容器, 所有 C 类焊接接头应是 1 型或 2 型。

#### 6.3.5.2.4 D 类接头

所有 D 类焊接接头都应满足 6.3.5.9 的要求和下面 a) 到 e) 的要求之一。

- a) 对接焊接管接管应满足 7.2.4.4 a) 的制造要求, 并能按 8.2.4.1 进行检测。此外, 应满足图 7-9 的最小尺寸和几何形状要求, 其中  
 $t$  = 被插入件的名义厚度;  
 $t_n$  = 插入件的名义厚度;

$r_1 = 1/4t$  或 19mm 取其中较小值;

$r_2 =$  最小 6mm。

- b) 全焊透角焊接管接管应满足 7.2.4.4 b) 的制造要求, 并能按 8.2.4.1 的要求进行检测。以分开补强板形式作为附加补强的插入式接管颈部, 应在补强板的外缘和接管周边用焊缝连接。补强板外缘的焊缝应是具有最小焊喉尺寸为  $1/2t_{\min}$  的角焊缝。此外, 应满足图 7-10 的最小尺寸, 其中

$t_{\min} = 19\text{mm}$  或被连接件中较薄者的厚度, 取两者中的较小值;

$t =$  被插入件的名义厚度;

$t_n =$  插入件的名义厚度;

$t_c = 0.7t_n$  或 6mm 取其中较小值;

$r_1 = 1/4t$  或 19mm 取其中较小值;

$r_2 =$  最小 6mm;

$t_e =$  补强件的厚度。

- c) 熔敷焊接金属用于开孔和接管

1) 接管应满足 7.2.4.4 c) 的要求, 并按 8.2.4.1 进行检测。

2) 当熔敷焊接金属用作补强时, 母材、焊缝金属和接管的热膨胀系数之差应不大于它们之中最小系数的 15%。

3) 应满足图 7-11 中的最小尺寸要求, 其中

$t =$  被插入件的名义厚度

$t_n =$  插入件的名义厚度

$t_c = 0.7t_n$  或 6mm 取其中较小值

$r_1 = 1/4t$  或 19mm 取其中较小值

4) 当接管伸出被插入件内表面以外的部分小于  $\sqrt{dt_n}$  时, 其端部应倒圆, 圆角半径应为接管壁厚  $t_n$  的一半或 19mm 两者中的较小值。

- d) 采用部分焊透焊缝的接管连接

1) 部分焊透焊缝应满足 7.2.4.4 d) 的要求, 如图 7-12 所示。对于 2 级部件, 仅限于那些用来连接 DN50 或更小尺寸的接管的焊缝。对于不带补强零件的插入式接管, 两条部分焊透的焊缝可以是采用角焊、单面 V 型和单面 J 型焊的任一种组合形式。以分开补强板形式作为附加补强的插入式接管, 应在补强板外缘和接管周边采用焊缝连接。补强板外缘处的焊缝应是具有最小焊喉尺寸为  $1/2t_{\min}$  的角焊缝。接管与容器壁以及与补强板的连接焊缝, 应是下面 (1) 到 (3) 中的一种组合:

(1) 在壳体板上采用单面 V 型或单面 J 型焊, 在每块补强板上也采用单面 V 型和单面 J 型焊。每条焊缝的尺寸  $t_w$  应不小于  $0.7t_{\min}$  [图 7-12 中的 g)];

(2) 在壳体板上采用全焊透坡口焊, 在每块补强板上采用角焊、单面 V 型或单面 J 型焊, 其焊缝尺寸  $t_w$  不小于  $0.7t_{\min}$  [图 7-12 中的 f)];

(3) 在每块补强板上采用全焊透坡口焊, 在壳体板上采用角焊、单面 V 型或单面 J 型焊, 其焊缝尺寸  $t_w$  不小于  $0.7t_{\min}$  [图 7-12 中的 e)]。这些焊缝应按 8.2.4.1 的要求进行检验。

2) 应满足图 7-12 中的最小尺寸要求, 其中

$t_1 + t_2 = 1/4t_{\min}$ ;  $t_1$  或  $t_2$  不小于 6mm 或  $0.7t_{\min}$  两者中的较小值;

$t_{\min} = 19\text{mm}$  或被连接件中较薄者厚度, 取两者中的较小值

$t_e =$  补强件的厚度

$t =$  被插入件的名义厚度

$t_n =$  插入件的名义厚度

$t_c = 0.7t_n$  或 6mm 取其中较小值

$C = 1/2t_{\min}$

$t_w = 0.7t_n$  但图 e) 中取  $t_w = 0.7t_{\min}$  除外

- e) 带内螺纹的配件连接<sup>34)</sup> 内螺纹配件的连接应满足下面 1) 到 3) 的要求:
- 1) 除了按 2) 和 3) 的规定外, 还应满足 7.2.4.4 e) 的规定。最小焊缝尺寸应按图 7-13 所示, 其中
- $t_{\min} = 19\text{mm}$  或被连接件厚度, 取两者中的较小值;
- $t_c =$  最小 6mm。
- 图 a) 和 b):
- $t_1 + t_2 = 1\frac{1}{4}t_{\min}$
- 图 c):
- $t_w = 160$  系列管子的厚度 (ASME B 36.10M)
- $t_1 + t_2$  不小于 6mm 或  $0.7t_{\min}$  两者中的较小值。
- 图 d):
- $tw = 0.7t_{\min}$
- 2) 图 7-13 中的 a-2)、b-2)、c-2) 和 d) 所示的配件, 对于 2 级部件不超过 DN50, 对于 3 级部件不超过 DN80, 可采用焊缝连接, 这些焊缝只需符合 6.3.5.9 所规定的尺寸要求。
- 3)
- (1) 当有内螺纹的配件和螺栓垫块不超过 DN80, 可用只从外边施焊的角焊缝连接到壁厚不大于 10mm 的容器上, 焊缝应符合图 7-14 所示的尺寸要求。这些开孔如 6.3.3.2.1 中所允许的那样, 不需要结构本身以外的补强。
- (2) 如果开孔在任何方向均超过 135mm 或大于容器直径的一半, 则容器受影响的部分应按 9.7 所要求进行验证性试验, 或按照 6.3.3.2 按相连的接管或其它连接件, 利用图 7-13 中的合适详图进行补强。

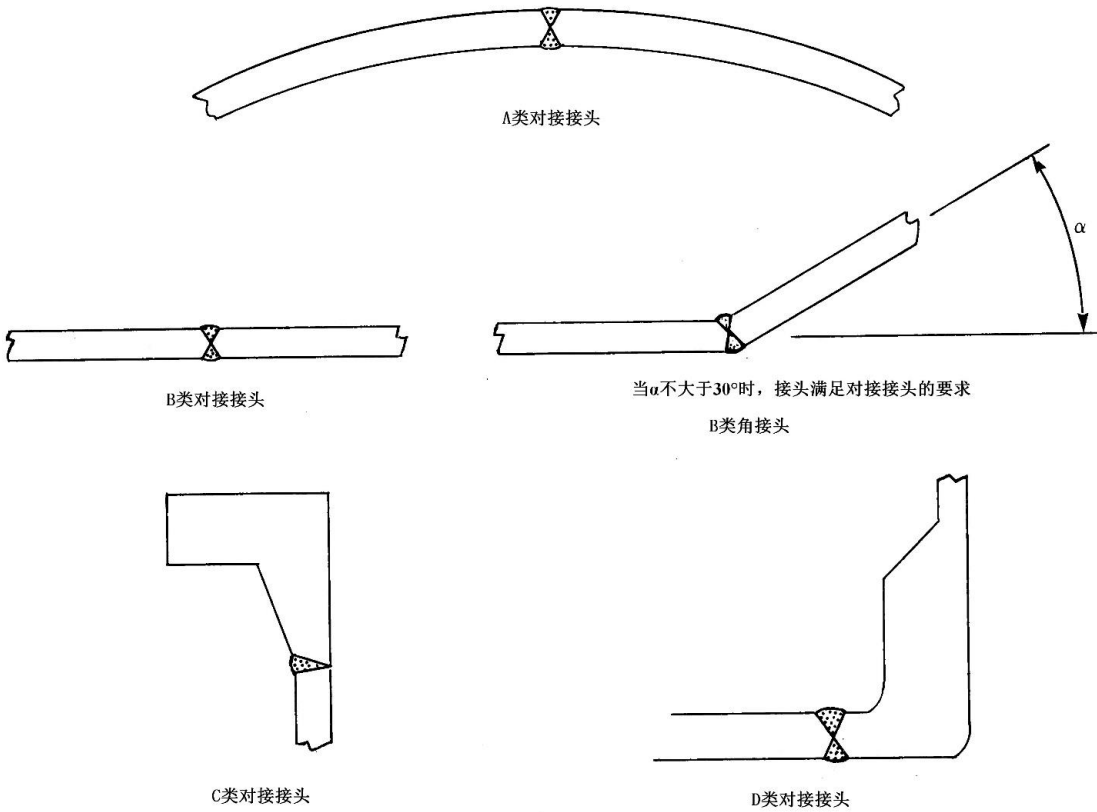


图6-31 典型的对接接头

34) 为带内螺纹的配件而写的, 但亦适用于外螺纹和插套焊或对接焊配件。

- f) 管接头的连接。插入厚壁容器或封头内仅从一面施焊的接管或管子,在容器壁上应有焊接坡口,坡口在开孔纵轴上的深度不大于  $t_n$ 。在坡口底部应设有一个 1.5mm 深的凹槽,使接管在其中对中。连接焊缝尺寸  $t_w$  不应小于  $t_n$ ,也不应小于 6mm。 $t_c$  的最小尺寸应为 6mm[图 7-15 分图 a)和 b)];
- g) 整体补强的接管。用扩大颈部或以鞍形垫板的形式整体补强的接管和其他连接件,其外周焊缝的焊喉尺寸不应小于  $1/2t_{\min}$  [图 7-16]。内周焊缝尺寸  $t_w$  不应小于  $0.7t_{\min}$ , 式中:
- $t_n$ ——接管颈部的名义厚度;
- $t$ ——壳体的名义厚度;
- $t_c$ ——补强件厚度;
- $t_c$ —— $0.7t_n$  或 6mm, 取其较小值;
- $C$ —— $1/2t_{\min}$ ;
- $t_{\min}$ ——19mm 或被连接件中较薄件的厚度, 取其较小值;
- $t_w$ —— $0.7t_{\min}$ 。
- h) 当设计温度为 540℃或更高时,对于用 SB-443、SB-444 和 SB-446 材料建造的容器,其所有 D 类焊接接头应是 1 型或 2 型。

### 6.3.5.3 不适用

### 6.3.5.4 结构附件的焊接

结构附件的焊接应满足7.4.3的要求。

### 6.3.5.5 焊接坡口

除6.3.5.2.4中另外允许的以外,连接坡口的尺寸和形状应允许完全熔合和接头完全焊透。对于第7章所要求的焊接工艺的评定,用于验证其焊接坡口是否满意作为可接受程度。

### 6.3.5.6 角焊缝、搭接接头和塞焊缝

搭接焊缝和塞焊缝的使用仅适用于3级部件。

#### 6.3.5.6.1 角焊缝

- a) 在 6.3.5.2 和图 7-32 给出的限制范围内,角焊缝可作为强度焊缝,为了保证角焊缝的根部完全熔化,在设计采用角焊缝的焊接接头时应特别予以注意;
- b) 角接头或 T 型接头可用角焊缝制成,只要板材不依靠这些焊缝而被妥善地支撑。但是对于支耳或夹片使用的接头不要求独立的支承;
- c) 角焊缝上的许用载荷应等于下述三者的乘积:基于最小焊足尺寸的焊缝面积,被焊材料拉伸时的许用应力值以及 0.55 的接头系数。

#### 6.3.5.6.2 搭接接头

除对6.3.5.8的封头和7.2.4.6的贮罐另有规定外,搭接接头的重叠表面不应小于内板厚度的4倍。

#### 6.3.5.6.3 塞焊缝

- a) 塞焊可用于搭接接头、开孔周围的补强以及结构附件中。塞焊缝应布置适当,以便承受不超过要传递的总载荷的 30%;
- b) 塞焊孔的直径不应小于  $t+6\text{mm}$ ,也不应大于  $2t+6\text{mm}$ ,此处  $t$  代表开孔的板或附件的厚度;
- c) 当需要塞焊的板或附件的厚度为 8mm 或更小时,塞焊孔应用焊缝熔敷金属全部填满。对于较厚的板或附件,塞焊孔的充填深度至少应为板厚的一半或孔直径的  $5/16$ ,取其较大值,但不得小于 8mm;

- d) 塞焊缝上的许用载荷，不论是剪切或拉伸，均应按下式进行计算：

$$P = 0.63S(d - 6)^2$$

式中：

$P$ ——塞焊缝上总的许用载荷；

$d$ ——塞焊孔的底部直径，mm；

$S$ ——最大许用应力（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录A表A.1、A.2）。

### 6.3.5.7 承受弯曲应力的焊接接头

除在其他条款中允许的特殊细节外，凡在需要减小应力集中的地方，都应加角焊缝。采用6.3.5.6 b)的要求。

### 6.3.5.8 封头连接的设计要求

#### 6.3.5.8.1 成形封头的折边长度

- 凹面或凸面受压的椭圆形或其他形式的成形封头，应具有不小于图 6-32 所示的折边长度。装配在壳体里面或外面的封头在焊接前应有较紧密的配合；
- 在成形封头和壳体之间的接头处，其两者之间的截面差大于较薄截面厚度的 1/4 或 3mm 两者中的较小值时，应提供一个如图 6-32 所示的锥形过渡段，其长度应不小于相接截面的相邻表面之间偏距的 3 倍。当厚度大于壳体的任何成形封头上需要一个便于对接焊连接的锥体时[图 6-32]。其折边长度应足以使所需的锥体长度不超出切线。
- 当封头厚度等于或小于壳体厚度时，所有凹面受压并指定用对接焊连接的成形封头不必具有一个整体的折边。当提供折边时，其厚度至少应为相同直径无缝壳体所要求的厚度。

#### 6.3.5.8.2 与壳体相焊的无支撑平封头

6.3.2.5、6.3.5.8.3以及6.3.5.8.4给出了与壳体相焊的无支撑平封头的连接要求。

#### 6.3.5.8.3 采用角接头的封头连接

当壳体、封头或其他承压部件与锻造或轧制板材相焊，并构成如图 7-5 和图 7-6 所示的角接头时，该接头应满足下面 a)到 f)的能适用的要求。

- 在通过焊接接头的横截面上，焊接金属与被连接的锻造或轧制板材之间的熔合线，应投影到平行于和垂直于被连接板表面的两个平面上，以便分别确定尺寸 a 和 b。
- 对于螺栓法兰连接的法兰环，以及对于带有螺栓连接孔的凸台的平封头和无支撑管板，a 与 b 之和应不小于相接承压部件名义厚度的 3 倍。
- 对于带有凸台的螺栓连接孔的有支撑管板，a 与 b 之和应不小于相接承压部件名义壁厚的 2 倍。有支撑管板的定义是：管板上 80%以上的压力载荷由管子、撑杆或拉条来承受。
- 对于其他部件，a 与 b 之和应不小于相接承压部件名义壁厚的 2 倍。这种部件的例子有：不带有螺栓连接孔凸台的平封头以及有支撑与无支撑的管板，以及长方形容器的侧板。
- 2 级部件接头的其他尺寸应符合图 7-5 和图 7-6 所示的详图，其中：

##### 1) 图 7-5：

图 a)、b) 和 c)

- 对于带有焊接坡口角度不大于 45°的锻造管板、锻造平封头和锻造法兰，从面上量起：

$$t_c = 0.7 t_n \text{ 或 } 6\text{mm 取其中较小值；}$$

$$t_w = t_n/2 \text{ 或 } t/4 \text{ 两者中的较小值；}$$

$$t、t_n = \text{被焊接零件的名义厚度；}$$

(2) 对于所有其它材料的构件, 以及对于带有焊接坡口角度大于  $45^\circ$  的锻造管板、锻造平封头和锻造法兰, 从面上量起:

$t_c = 0.7t_n$  或 6mm 取其中较小值;

$t_w = t_n$  或  $t/2$  两者中的较小值;

$t$ 、 $t_n$  = 被焊接零件的名义厚度;

图 d):

$t$ 、 $t_n$  = 被焊接零件的名义厚度, 角焊缝的任何一条焊足  $= 0.25t_n$ , 但不小于 6mm。

图 e) 和 f):

$t$ 、 $t_n$  = 被焊接零件的名义厚度,

$t_c = 0.7t_n$  或 mm, 取其中较小值。

2) 图 7-6:

图 a):

$a+b$  不小于  $2t_s$

$t_w$  不小于  $t_s$

$t_s$  = 壳体的实际厚度

$t_p$  不小于  $t_s$

图 b):

$a+b$  不小于  $2t_s$

$t_s$  = 壳体的实际厚度

图 c)

$t_s$  = 壳体的实际厚度

$t_r$  = 壳体所需的厚度

对于有支撑的管板:

$c$  不小于  $0.7t_s$  或  $1.4t_r$ , 取其中较小值

$a+b$  不小于  $2t_s$

对于法兰环、平封头和无支撑的管板

$c$  不小于  $t_s$  或  $2t_r$ , 取其中较小值

$a+b$  不小于  $3t_s$

图 d)

$t_s$  = 壳体的实际厚度

$t_r$  = 壳体所需的厚度

$a+b$  不小于  $3t_s$

$c$  不小于  $t_s$

f) 3 级部件接头的其他尺寸应符合图 7-7 所示的详图:

分图 a):

$a+b$  不小于  $2t_s$ , ( $b=0$ )

$t_w$  不小于  $t_s$

$t_s$  = 壳体的实际厚度

分图 b):

$a+b$  不小于  $2t_s$

$t_w$  不小于  $t_s$

$t_p$  不小于  $t_s$

$t_s$  = 壳体的实际厚度

分图 c):

$a+b$  不小于  $2t_s$

$a$  不小于  $t_s$

$t_p$  不小于  $t_s$

$t_s$ =壳体的实际厚度

分图 d):

$a+b$  不小于  $2t_s$

$a$  不小于  $t_s$

$t_p$  不小于  $t_s$

$t_s$ =壳体的实际厚度

分图 e):

$a+b$  不小于  $2t_s$ , ( $b=0$ )

$t_s$ =壳体的实际厚度

分图 f):

$a+b$  不小于  $2t_s$

$t_s$ =壳体的实际厚度

分图 g):

$a+b$  不小于  $2t_s$

$a_1$  不小于  $0.5a_2$ , 亦不大于  $2a_2$

$a_1+a_2=a$

$t_s$ =壳体的实际厚度

分图 h) 至 j)

$t_r$ =壳体的要求厚度

$c=0.7t_s$

$t_w=2t_r$ , 但不小于  $1.25t_s$

$t_w$  不必大于  $t$

$t_s$ =壳体的实际厚度

分图 k) 至 o)

对于有支撑的管板:

$a+b$  不小于  $2t_s$

$c$  不小于  $0.7t_s$  或  $1.4t_r$ , 取较小值

$a_1$  不小于  $0.5a_2$

$t_s$ =壳体的实际厚度

对于法兰环, 平封头和无支撑的管板:

$a+b$  不小于  $3t_s$

$c$  不小于  $t_s$  或  $2t_r$ , 取较小值

$a_1$  不小于  $0.5a_2$

$t_s$ =壳体的实际厚度

分图 p)

$a$  不小于  $3t_n$ , ( $b=0$ )

$c$  不小于  $t_n$  或  $t_D^{35)}$ , 取较小值

分图 q)

$a+b$  不小于  $3t_n$

$c$  不小于  $t_n$  或  $t_D^{14)}$  中较小者。

g) 在图 7-5 中:

$t_c = 0.7 t_n$  或 6mm 取其中较小值

$t_w = t_n$  或  $t/2$  两者中的较小值

35)  $t_n$  的定义在 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 G.3.1.3。

$t$ 、 $t_n$  = 名义厚度

- h) 接头详图中出现接头尺寸小于壳体、封头或其他承压部件的厚度的情况，或出现偏心连接的情况，都是不允许的[图 7-7 分图 r)、s)和 t)]。

#### 6.3.5.8.4 中间封头

- a) 图 7-17 分图 f)所示的无厚度限制的中间封头，可用于各种类型的容器，只要封头折边的外径在筒体相接长度的搭接端范围内是紧配合的；
- b) 对接焊缝和角焊缝应设计成能承受可能存在的最大压差的 1.5 倍的剪应力。对接焊缝的许用应力值应是容器材料应力值的 70%，角焊缝的许用应力值应是容器材料应力值的 55%。角焊缝的面积是最小焊脚尺寸与焊缝长度的乘积。承受剪切的对接焊缝的面积是焊缝根部宽度或被连接的容器壳体厚度与焊缝长度乘积的较小值；
- c) 当容器壳体部分的厚度不超过 16mm 时，这种结构亦可用于端部的封闭。

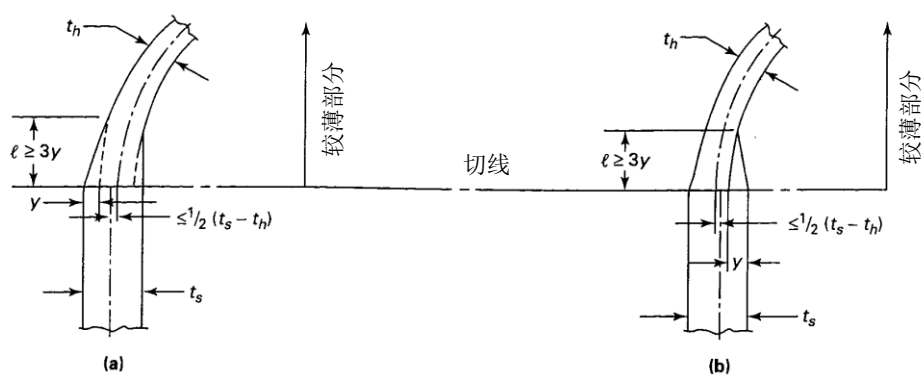
#### 6.3.5.8.5 凹面受压的封头

凹面受压的封头，可通过使一块板弯边，然后用对接焊与壳体焊接，如图 7-17 分图 k)所示。弯边应平滑、对称，并且不应采用机械加工或使厚度减薄的其他方法加工。在焊缝根部处，应有一个均匀压配合的配合段。

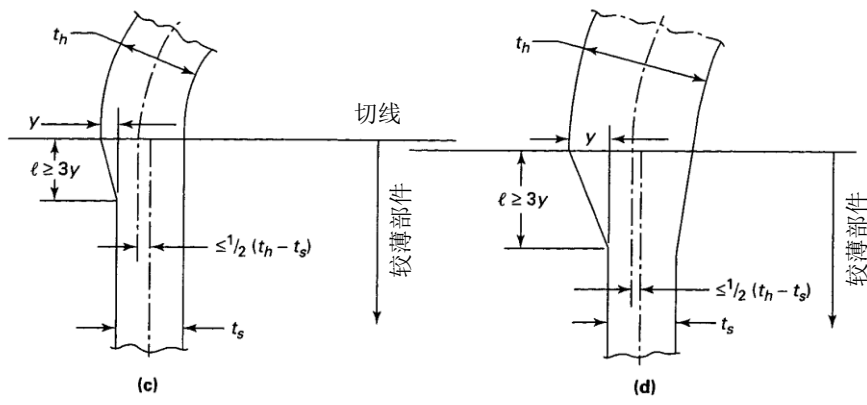
#### 6.3.5.8.6 带颈部的平封头和管板

与相邻壳体、封头或其它承压部件对接焊的颈部，如图 7-8 所示，不应用轧制板材加工制造。带颈部的设备应按这样的一种方式锻造出来，即在颈部中的平行于容器轴线方向上具有所用材料规定的最小抗拉强度和延伸率。尽可能可能靠近实际的颈部沿上述方向取一拉伸试样（必要时可取小尺寸试样）以做检验。在图 7-8 中，最小尺寸如下：





- 总注[简图(a)和(b)]:
- (a) 所需的锥体长度  $l$  可包括焊缝宽度在内。
  - (b) 在任何情况下, 锥体的投影长度  $l$  应不小于  $3y$ 。
  - (c) 壳体板中心线可位于封头板中心线的任一側。



- 总注[简图(c)和(d)]:
- (a) 当  $t_h > 1.25t_s$  时, 在任何情况下  $l$  应不小于  $3y$ ; 除有必要提供所需的锥体长度以外, 折边的最小长度为  $3t_h$ , 但不超过  $38\text{mm}$ 。
  - (b) 当  $t_h \leq 1.25t_s$  时, 折边应足够长, 以适应所需的锥体长度。
  - (c) 所需的锥体长度  $l$  可包括焊缝宽度在内。
  - (d) 壳体板中心线可位于封头板中心线的任一側。

图6-32 封头与壳体的连接

- 图 a)
- $r$  不小于  $1.5t_s$
- 图 b)
- $r$  不小于  $1.5t_s$
- $e$  不小于  $t_s$ ;
- 图 c)
- $h$  不小于  $1.5t_s$
- 图 d)
- $t_f$  不小于  $2t_s$
- $r$  不小于  $3t_f$ ;
- 图 e)

$t_f$  不小于  $2t_s$   
 $r$  不小于  $3t_f$   
 $e$  不小于  $t_f$

6.3.5.9 接管连接焊缝的设计要求

除 6.3.5.2.4 的要求外，接管连接焊缝的最低设计要求在下面 a) 和 b) 中规定。

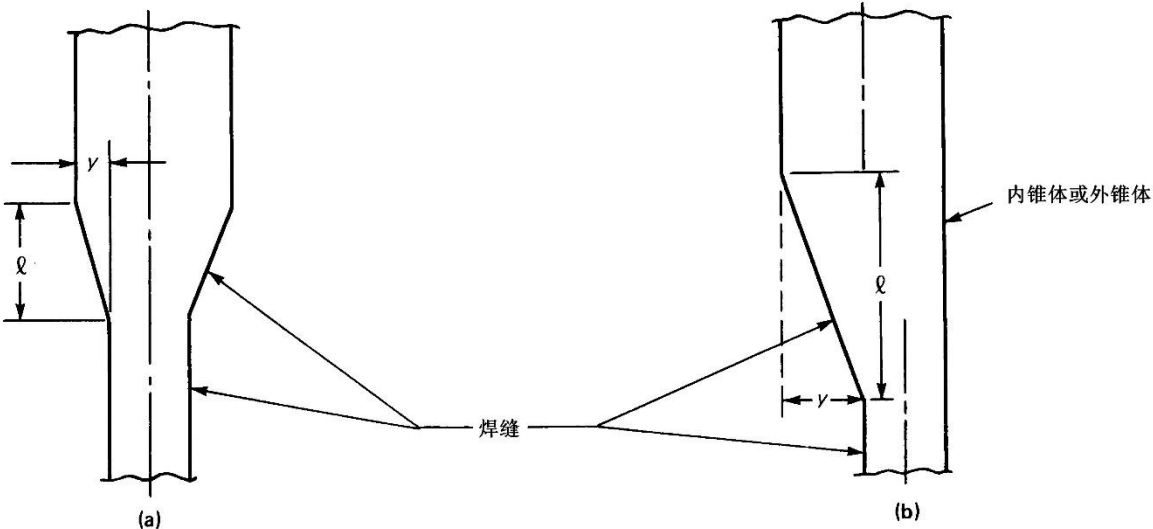
- a) 要求的焊接强度在通过开孔中心且平行于壳体纵轴的直线的每一侧应提供足够的焊接，以便通过焊缝中的剪力或拉力（视何者适用），按 6.3.3.6 所要求的来发挥补强部件的强度。坡口焊缝的强度应根据其承受剪切或拉伸的面积而定。角焊缝的强度应根据其承受剪切的面积（按最小焊足尺寸计算的）而定。计算角焊缝长度时，应采用其内径。当采用全焊透焊缝时，不必进行计算。
- b) 焊缝的许用应力值坡口焊缝和角焊缝的许用应力值以及接管的剪切许用应力值，以容器材料应力值的百分比计，规定如下：
- |           |     |
|-----------|-----|
| 接管壁的剪切应力  | 70% |
| 坡口焊缝的拉应力  | 74% |
| 坡口焊缝的剪切应力 | 60% |
| 角焊缝的剪切应力  | 49% |

6.3.6 容器的特殊要求

6.3.6.1 锥形过渡段、交错焊缝和螺纹连接件

6.3.6.1.1 锥形过渡段

在各截面之间的接头处，当其厚度差大于较薄截面厚度的 $1/4$ 或3mm两者中的较小值时，应设置一个锥形过渡段，其长度应不小于相接截面的相邻表面之间偏距的3倍（图6-33）。过渡段可以用能提供均匀锥度的任何工艺方法成形。焊缝可以位于锥形段内或其邻近区。当球形壳体或圆筒形壳体筒体内有厚度减薄时，本款也是适用的，并且也适用于成形封头中A类接头处的锥形段。连接成形封头与主壳体的环向对接接头处的锥形段的规定，列在6.3.5.8.1 b)中。



注1 任何情况下l不应小于3y。  
注2  $l \geq 3y$ ，此处l是所需锥体长度，y是对接焊件相邻表面间的偏距。  
注3 所需锥体长度l可以包括焊缝宽度。

图6-33 不等厚度截面板材的对接焊

6.3.6.1.2 交错焊缝

除了对每个焊缝交叉点的每侧100mm进行射线检测外，凡由两个或两个以上筒节制成的容器，其相邻筒节上的纵向焊接接头的中心线应错开或离开一个至少等于较厚板五倍厚度的距离。

6.3.6.1.3 螺纹连接件

- a) 符合管螺纹标准 ANSI/ASME B1.20.1 的管道、管子和其他螺纹连接件，只要对容器壁的曲率作了考虑，管子能与表 6-18 中规定的最少螺纹齿数相啮合，便可拧入容器的螺孔中。当需要时，可采用加厚垫板或合适的连接板或配件，以提供表 6-18 中所要求的金属厚度和螺纹齿数，或在有要求时提供补强；
- b) 当最大允许压力超过 860kPa 时不能采用大于 DN 80 的螺纹连接件。但是，这种不超过 DN 80 的限制不适用于检查孔、端头封盖或类似用途所用的堵头。

表6-18 连接件的最少管螺纹齿数

管道连接件的尺寸 DN	啮合的螺纹齿数	所需的最小板厚 mm
15,20	6	11
25,32,40	7	16
50	8	18
65,80	8	25
100-150	10	32
200	12	38
250	13	41
300	14	45

6.3.6.2 螺栓法兰和双头螺栓连接

- a) 一般推荐螺栓法兰与外部管道连接的尺寸要求应符合下列标准：ASMEB16.5《钢制管法兰和法兰配件》；MSS SP-42《150 lb 耐腐蚀铸造法兰阀门》；ASME B16.47 标准《大直径碳钢法兰》；GBT 13402《大直径钢制管法兰》或 GBT 9112《钢制管法兰类型与参数》。这些法兰及法兰配件可用于相应标准中规定的压力—温度额定值。其他标准的法兰及法兰配件也可采用，只要其设计符合 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 G 关于容器设计载荷的规则，并在由此确定的压力—温度额定值范围内使用。
- b) 凡供双头螺栓用的螺孔，其螺纹应当完整和洁净，且与双头螺栓的啮合长度不小于  $d_s$  或

$$0.75d_s \times \frac{\text{双头螺栓材料在设计温度下的最大许用应力值}}{\text{螺孔材料在设计温度下的最大许用应力值}}$$

两者中的较大值，其中  $d_s$  是双头螺栓的直径，但螺纹啮合长度不必超过  $1.5d_s$ 。

6.3.6.3 检修孔或检查孔<sup>36)</sup>

6.3.6.3.1 通用要求

- a) 所有用于盛压缩空气的容器（除另有允许者外）和那些遭受内部腐蚀或部分受到侵蚀或机械磨损的容器，应备有供检验和清洗用的合适的人孔、手孔或其它检查孔。

36) 给出的所有尺寸均为名义尺寸。

- b) 内径大于 300mm 的承受空气压力并也容纳其他防腐蚀物质的容器，如果它具有可方便地进行检查的合适开孔，且这些开孔的尺寸和数量上相当于 6.3.6.3.3 中检查孔的要求时，就不必备有仅供检查用的开孔。
- c) 所谓压缩空气，并不包括脱水至常压下露点低于 $-45^{\circ}\text{C}$ 的空气。当未设置检查孔时，证书持有者的资料记录应注明：“供无腐蚀情况下使用”。
- d) 当具有符合下面 e) 规定的讯号孔时，在仅受腐蚀的容器中可以省去如 6.3.6.3 所要求的检查孔。本规定不适用于供压缩空气用的容器。
- e) 当厚度已减薄到危险的程度时，讯号孔可以用于提供某些确实的指示。当设有讯号孔时，其直径至少应为 5mm，其深度不小于同样尺寸的无缝壳体所需厚度的 80%。这些孔应设置在预计会破损处的反面。

#### 6.3.6.3.2 内径等于和小于 300mm 容器的要求

对于内径等于和小 300mm 的容器，如果至少有两个不小于 DN20 的可拆卸式管接头，则不需设置仅供检查用的开孔。

#### 6.3.6.3.3 内径大于 300mm 但不超过 400mm 容器的要求

内径大于 300mm 但不超过 400mm 的容器，其安装应使得可以把它从组件上拆卸下来以便进行检查，如果至少有两个不小于 DN40 的可拆卸式管接头，就不需设置仅供检查用的开孔。

#### 6.3.6.3.4 需要检修孔或检查孔的容器上的装置

需要检修孔或检查孔的容器，应按下面 a) 到 f) 的要求来装备。

- a) 内径超过 300mm 而小于 450mm 的所有容器，应至少有 2 个手孔，或 2 个不小于 DN40 的螺纹管塞式检查孔。
- b) 内径自 450mm 到 900mm 的所有容器，应有一个人孔或至少有 2 个手孔，或 2 个小于 DN50 的螺纹管塞检查孔。
- c) 内径超过 900mm 的所有容器，应有一个人孔，但是那些由于其形状或用途使人孔无法实现的容器，应至少有 2 个 100mm×150mm 的手孔，或两个相等面积的同等孔。
- d) 当手孔或管塞开孔能作为检查孔代替人孔时，则在每个封头上或靠近每个封头的壳体上应有一个手孔或一个管塞开孔。
- e) 供其他用途的带有可拆卸封头或盖板的开孔，只要该开孔尺寸至少等于所要求的检查开孔的尺寸，即可用来代替所需的检查开孔。
- f) 带有可拆卸封头和盖板的一个单独开孔，如果其尺寸和位置至少提供相等的内部可见区域时，则可用来代替所有较小的检查开孔。

#### 6.3.6.3.5 检修孔和检查孔的尺寸和形式

当需要检查孔或检修孔时，它们至少应符合下面 a) 和 b) 的要求。

- a) 椭圆形或长圆形人孔应不小于 275mm×375mm 或 250mm×400mm；圆形人孔的内径应不小于 375mm。
- b) 手孔开孔应不小于 50mm×75mm，但其大小应与容器的尺寸和开孔的位置相适应。

#### 6.3.6.3.6 壳体和封头上的检修孔和检查孔的设计

壳体或无支撑封头上的所有检修孔和检查孔，应按照开孔规则进行设计。

#### 6.3.6.3.7 人孔盖板垫片的最小支撑宽度

凡内压强迫盖板压紧平垫片的这种形式的人孔，其垫片最小支承宽度应为 17mm。

#### 6.3.6.3.8 带螺纹的开孔

当带螺纹的开孔供检查和清理之用时，密闭塞或密闭帽应采用适应这种压力的材料，且材料的使用温度不得超过该材料所允许的最高温度。螺纹应是标准的锥形管螺纹。如果备有其它的防漏密封措施，可采用等强度的直螺纹。

#### 6.3.6.4 附件

用做传递支承载荷的附件应满足6.1.3.5的要求。

#### 6.3.6.5 支承件

所有容器的支承和支承构件的布置或其与容器壁的连接，应能承受最大的施加载荷（6.1.1.1和T/CNEA XXX.5-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第5部分：支承件》）。

#### 6.3.6.6 波纹管型膨胀节

波纹管型膨胀节可以为容器提供挠性。容器管道部分的膨胀节应满足 6.6.4.9 的要求。凡构成容器的一部分或附属体的膨胀节，其设计、材料、制造、检测和试验应符合下面 a) 到 i) 的要求。

- a) 波纹管可以用来吸收轴向位移、侧向挠曲、角转动或这些运动的任何组合。通常不用它们来吸收扭转。波纹管的布置、锚固、导向和支承应能使其免受设计以外的运动和力的作用。
- b) 在有波纹管的所有系统中，由于压力或波纹管弹力，或由于这两者所引起的端部静压力，应由刚性固体件、膨胀节端部的十字形接头或其它措施来承受。
- c) 膨胀节应安装在为进行定期检查而便于接近的位置。
- d) 膨胀节应设置一些拉杆或其它合适的构件，以便在运输和安装过程中保持正确的面对面尺寸。不应以拉长或压缩波纹管来弥补长度的不足，或不应偏移波纹管去适应本来没有对准的连接件，除非这种位移已由系统设计师规定，或能被膨胀节制造商证明是合适的。
- e) 如有可能，膨胀节应当标出介质流动的方向，并按这个标记进行安装。
- f) 当流速超过下列数值时，直径超过 150mm 的膨胀节应设置内套管：
  - 1) 空气、蒸汽和其它气体 7.5m/s；
  - 2) 水和其它液体 3.0m/s。
- g) 膨胀节中的承压材料应符合第 5 章的要求。
- h) 所有焊接接头应符合 7.4 的要求。
- i) 波纹管型膨胀节的设计应符合 6.6.4.9.4 的要求。

## 6.4 泵的设计

### 6.4.1 离心泵通用要求

泵的设计除应满足6.1、6.2或6.3中的要求外，还应满足本节的专门要求。必须遵守上述各节所涉及的应力极限，特别是规定载荷，包括管道施加的载荷。在校核这些应力极限时，可以采用经验证的满足要求的一切方法。本节的要求优先于6.2节或6.3节。

#### 6.4.1.1 范围

##### 6.4.1.1.1 适用范围

本规则适用于下列a)到j)项：

- a) 泵壳；
- b) 泵的入口管和出口管；
- c) 泵盖；
- d) 夹紧环；
- e) 密封腔、密封压盖和填料盖；
- f) 相关的螺栓连接件；
- g) 泵内部热交换器管道；
- h) 泵的辅助连接接管，直到第一个法兰面或焊接连接中不包括焊缝的环形接合处；
- i) 与泵连为一体，外接于承压边界并构成承压边界的一部分，随泵一起供货的管件；
- j) 外接和内接承压边界的整体附件。

密封压盖和填料盖不要求进行水压试验。

##### 6.4.1.1.2 免除

本规则不适用于下列a)到c)项：

- a) 泵轴和叶轮。泵轴可按压水堆核电厂部件建造辅助规则附录 AC 来设计；
- b) 非结构性的内部构件；
- c) 密封部件。

##### 6.4.1.2 合格要求

泵的设计要求见下列a)和b)：

- a) 设计应满足 6.1 的要求；
- b) 应满足本节的规则。

##### 6.4.1.3 设计技术规格书

在设计技术规格书(T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.2.3)中应规定设计和使用工况(T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4.2)。设计技术规格书中应包括由热膨胀和静重产生的载荷和来自连接管道的相应的地震力。

##### 6.4.1.4 设计和使用工况

6.1的设计总则，包括定义，以及6.3.2、6.3.3、6.3.6.1和6.3.6.2的要求都适用于泵的设计，泵的设计应符合本节的要求。对于规定的设计和使用工况，应采用1.6给出的应力限制。可采用经典的弯曲和正应力方程，自由体图解法确定的简单应力分布与作用载荷相平衡，或可以采用已经证明是令人满意的任何设计公式。

6.4.1.5 连接管道的载荷

在泵壳的设计中应考虑由连接管道施加给泵入口和出口的载荷。

6.4.1.6 设计和使用工况下的应力限制和压力限制

在表6-19中规定了设计和使用工况下的应力<sup>37)</sup>限制。表6-19中所使用的符号定义如下：

$S=T/CNEA\ XXX.8-20XX$ 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、表A.2和表A.5中给出的许用应力值，该许用应力是相应于所考虑工况下所考虑截面最高金属温度时的值。

$\sigma_b$  = 弯曲应力，该应力等于通过所考虑的实心截面的应力线性变化部分。它不包括不连续应力和应力集中，而只是由压力和其他机械载荷产生的应力。

$\sigma_L$  = 局部薄膜应力，该应力除了包括不连续效应的影响外，其他与总体薄膜应力 $\sigma_m$ 相同。

$\sigma_m$  = 总体薄膜应力，该应力等于通过所考虑的实心截面的平均应力，它不包括不连续应力和应力集中，而只是由压力和其它机械载荷产生的应力。

表6-19 设计和使用载荷的应力限制和压力限制

使用限制	应力限制 <sup>注1</sup>	$P_{max}$ <sup>注2</sup>
A 级 <sup>注3</sup>	$\sigma_m \leq S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.5S$	1.0
B 级	$\sigma_m \leq 1.1S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.65S$	1.1
C 级	$\sigma_m \leq 1.5S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.8S$	1.2
D 级	$\sigma_m \leq 2.0S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 2.4S$	1.5
<p>注1：用于泵设计验收的这些要求不意味着保证泵的可运行性。</p> <p>注2：最大压力不应超过设计压力乘上表中 <math>P_{max}</math> 下面所列的系数。</p> <p>注3：3 级泵为“设计和 A 级”。</p>		

6.4.1.7 地震载荷

- a) 在泵、泵支承和约束件的设计中应考虑地震效应。由地震效应产生的应力应与由压力及其它载荷所产生的应力合成。
- b) 如果泵配有装在延伸支承结构上的驱动装置，而这些结构对于保持压力完整性有着重要的作用，当设计技术规格书有要求时，应进行分析。分析时可在外伸质量重心处施加与地震引起的加速度等效的一组静力来进行。

6.4.1.8 腐蚀

采用6.1.2.1的要求。

6.4.1.9 堆焊层

泵设计中所采用的堆焊层的尺寸应符合6.1.2.2的要求。

37) 该应力指最大的法向应力。

6.4.2 定义

6.4.2.1 径向剖分泵壳

径向剖分泵壳应解释为主密封连接围绕泵轴呈径向布置的一种泵壳。

6.4.2.2 轴向剖分泵壳

轴向剖分泵壳应解释为主密封连接相对于泵轴呈轴向布置的一种泵壳。

6.4.2.3 单涡壳和双涡壳

图6-34和图6-35分别示出了典型的单涡壳和双涡壳。

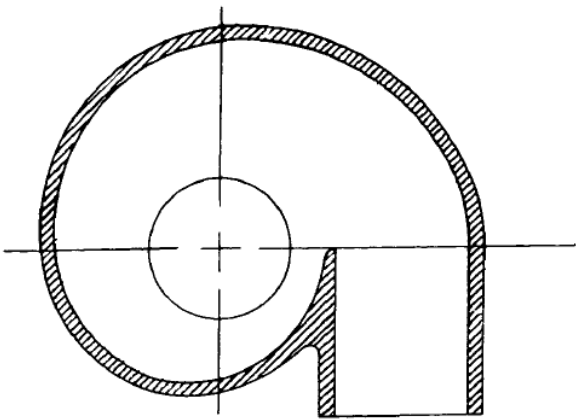


图6-34 典型的单涡壳

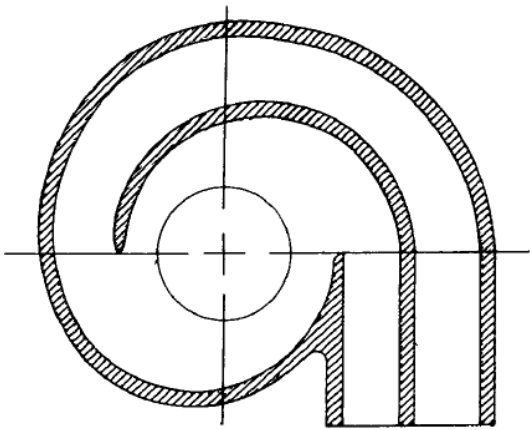


图6-35 典型的双涡壳

6.4.2.4 密封套

密封套定义为具有密封并包含主要承压边界的那部分泵盖或泵壳组件。

6.4.2.5 各种型式泵的典型实例

图 6-38 到图 6-69 是帮助确定泵型式的典型实例，而不应看作是限制。

6.4.3 离心泵的设计要求



#### 6.4.3.1 焊接结构的设计

- a) 焊接结构的设计应按 6.3.5 进行。
- b) 对于像放气管和排水接管以及仪表开孔接管等，允许采用部分焊透焊缝。所有这些接管的名义管道尺寸应不超过 DN50。对这些接管，全部补强应与被穿透的泵壳部分构成整体。部分焊透焊缝应具有足够的尺寸，以增强接管的整体强度。

#### 6.4.3.2 法兰连接件

##### 6.4.3.2.1 压力设计

- a) 带有与泵壳整体铸造的法兰连接的泵，而且各种法兰配件的法兰尺寸和要求的壁厚满足 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》中表 2.1-1 的所有尺寸要求（包括其公差），应被考虑为满足本节压力设计的要求，而且使用的材料按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 C 所示的压力—温度范围内选择是恰当的。
- b) 不满足上述 a) 条要求的法兰连接件应按照 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 G.3 或附录 V.3 的要求进行设计。
- c) 满足 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》中表 2.1-1 所有要求的泵法兰，以及焊接到泵壳上并形成泵壳进口和出口整体部件的泵法兰，应被考虑为满足本节压力设计的要求，同时泵的进口和出口法兰的壁厚必须符合标准法兰配件的要求。然而，泵壳的接管与法兰的焊接应满足 4.3 的要求。

##### 6.4.3.2.2 外载荷

当外载荷作用于泵时，很有可能泵的可运行性将决定于最大容许载荷。涉及的主要问题是泵壳的变形，以及驱动和被驱动设备的不对中。泵壳应能承受外载荷加上在设计技术规格书中提供的设计压力，而不会产生降低泵的可运行性的变形。另外，泵的支撑件应能承受外载荷，而不致产生将引起转动零件不容许的不对中的任何过大的位移。

- a) 满足 3.2.1 要求的法兰连接件，当满足 6.6.5.8.2 或 6.6.5.8.3 的全部要求时，不要求进行更进一步的分析。所有其他法兰连接件应全部满足以下 b) 的要求。
- b) 法兰连接件应满足 6.6.5.8.1 的要求。

#### 6.4.3.3 泵壳入口和出口的补强

##### 6.4.3.3.1 轴向入口和出口

- a) 轴向的泵壳入口或出口应按类似于容器上的开孔考虑，并应补强。应按 6.3.3 的要求处理。
- b) 为避免应力集中，图 6-40 和图 6-52 中的外侧圆角半径  $r_2$  应不小于已补强的入口和出口壁厚的一半。

##### 6.4.3.3.2 径向入口和出口

径向入口和出口需要补强，并应满足 6.3.3 适用部分的要求。

##### 6.4.3.3.3 切向入口和出口

除 3.3.4 中所修正的以外，可采用对规定的设计载荷已证明是满意的任何设计方法。

##### 6.4.3.3.4 切向入口和出口的最小壁厚

图 6-36 中的  $l$  值，mm，应由下例关系式确定：

$$l = 0.5\sqrt{r_m t_m}$$

式中：

$$r_m = r_i + 0.5t_m, \text{ mm}$$

$r_i$  = 入口或出口内半径，mm

$$= d_i / 2$$

$t_m$  = 取自  $x-x$  截面和平行的  $y-y$  截面之间的入口或出口的平均壁厚，mm

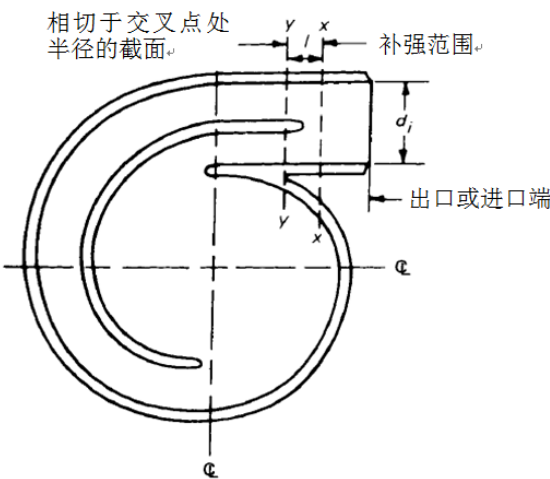


图6-36 切向入口或出口处的最小壁厚

入口和出口壁厚应不小于如图6-36所示的泵壳在间距 $l$ 处的最小壁厚。间距 $l$ 以外的壁厚可以减小到连接管道的最小壁厚。壁厚的变化应是平缓的，并应具有如图7-24所示的最大坡度。

6.4.3.4 螺栓连接件

6.4.3.4.1 径向剖分结构

对于径向剖分结构，承压边界内的轴对称布置的螺栓连接件应按T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录G中所述的步骤进行设计。K型泵的螺栓连接件按4.1.9 a) 3) 和 b) 1)给出的要求进行设计。L型泵的螺柱连接件按4.1.11 b)和c)给出的要求进行设计。

6.4.3.4.2 轴向剖分结构

对于轴向剖分结构上的螺栓连接件，应按4.1.7中给出的关于G型泵的步骤进行设计。

6.4.3.5 管道

6.4.3.5.1 承受外压的管道

位于泵承压边界内的管道应按6.6.3设计。

6.4.3.5.2 承受内压的管道

与泵连为一体、外接于承压边界或构成承压边界一部分的管道，例如与辅助水的连接管，应按6.6.3设计。

6.4.3.6 附件

- a) 泵的内部和外部附件的设计，应不致在泵上引起过大的局部弯曲应力或有害的温度梯度，应考虑应力集中的效应。
- b) 附件应满足 6.1.3.5 的要求。

6.4.3.7 泵盖

泵盖应按6.3.2.5或6.3.2.6设计。对于在6.3.2.5或6.3.2.6中没有给出专门设计规则的泵盖，可以采用经分析或实践证明是令人满意的任何方法进行设计。

6.4.3.8 支承件

除1.1.1j) 规则的规定外，泵支承件应按T/CNEA XXX.5-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第5部分：支承件》的要求进行设计。

6.4.3.9 泵壳

应按6.2对泵壳进行详细分析。

6.4.4 特定型式泵的设计

6.4.4.1 标准型式泵

6.4.4.1.1 A型泵的设计

A型泵是具有单涡壳，带单吸入口的径向拼合泵壳的泵，如图6-38和图6-39所示。出口接管小于或等于DN100的A型泵的设计，应按本节a)~e)的要求进行。大尺寸A型泵的设计，允许按本节 f) 的规定进行。

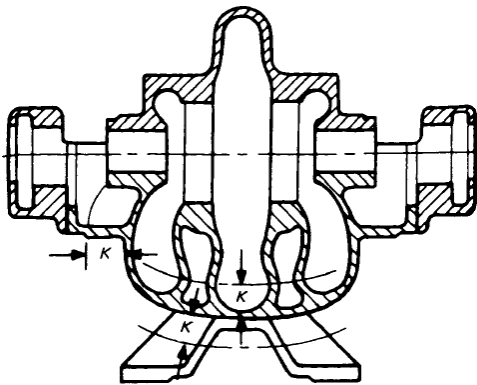


图6-37 外部和内部附件

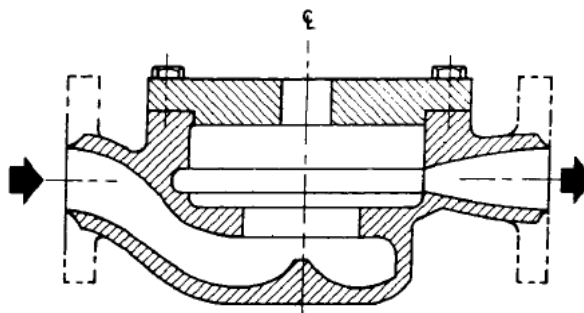


图6-38 A型泵(1)

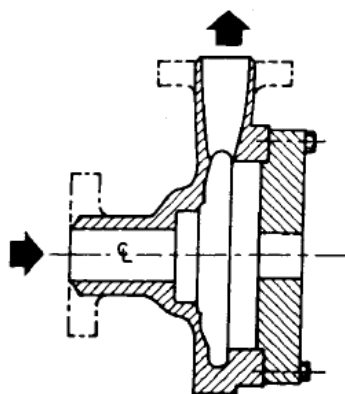


图6-39 A型泵(2)

## a) 泵壳壁厚

除在本规则中特别指明以外，泵壳任何部分壁厚都应不小于  $t$ ， $t$  为下述 3 个值中最大值：

$$t_1=6\text{mm};$$

$$t_2=PA_1/S_1;$$

$$t_3=0.5A_2(KP/S_2)^{0.5}$$

式中：

$t$  = 最小允许壁厚，mm

$P$  = 设计压力（表压），MPa 表压

$A_1$ ， $A_2$ ， $B$ ， $h$ ——如图6-40所示，若尺寸 $A_1$ 的数值超过500mm，则不应采用以上的公式，而应使用以下f) 的规定

$K$ —— $K=f(B/h)$ ，根据自隔舌起180° 截面中的流道形状，见图6-41，图6-42

$S_1$ =包括铸造系数在内的许用应力，MPa（5.5.7.1 和T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、表A.2和表A.5）

$S_2$ =不考虑铸造系数的许用应力，MPa

- b) 隔舌端部隔舌端部半径应不小于  $0.05t$ 。
- c) 隔舌圆角半径所有的隔舌圆角，包括其端部与泵壳壁相交处的最小半径，应取  $0.2t$  或  $6\text{mm}$  中的较大值。
- d) 拐角半径(图 6-40) 拐角半径应不小于  $0.3t$ 。
- e) 泵壳底部在泵壳入口侧，图 6-40 尺寸为  $A_1$  的直径以内的那部分泵壳，通常称为泵壳底部，其壁厚应不小于 4.1.1a) 中所确定的  $t$  值，或  $t_b$  值。 $t_b$  的值应由 6.3，或 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 0 按泵壳形状使用适当的方程，或

T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 I 允许的方法来确定。

f) 泵的“A1”尺寸大于 500mm 或泵出口接管大于 DN100 是允许的。大泵的设计必须按 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D 实验应力分析或 T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 I 以应力分析为基础的容器设计来进行。如果设计是通过分析来验证的，则此分析应按 T/CNEA XXX. 1-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》5. 5. 3. 1 的要求进行确认。

g) 公式适用范围：

—— $P < 80 \text{ bar}$ ；

—— $A_2 < 1200 \text{ mm}$ ；

——除具有层状组织铸铁之外的韧性材料。

对于那些不在此限制范围的情况，可以采用经过验证满意的任何方法。

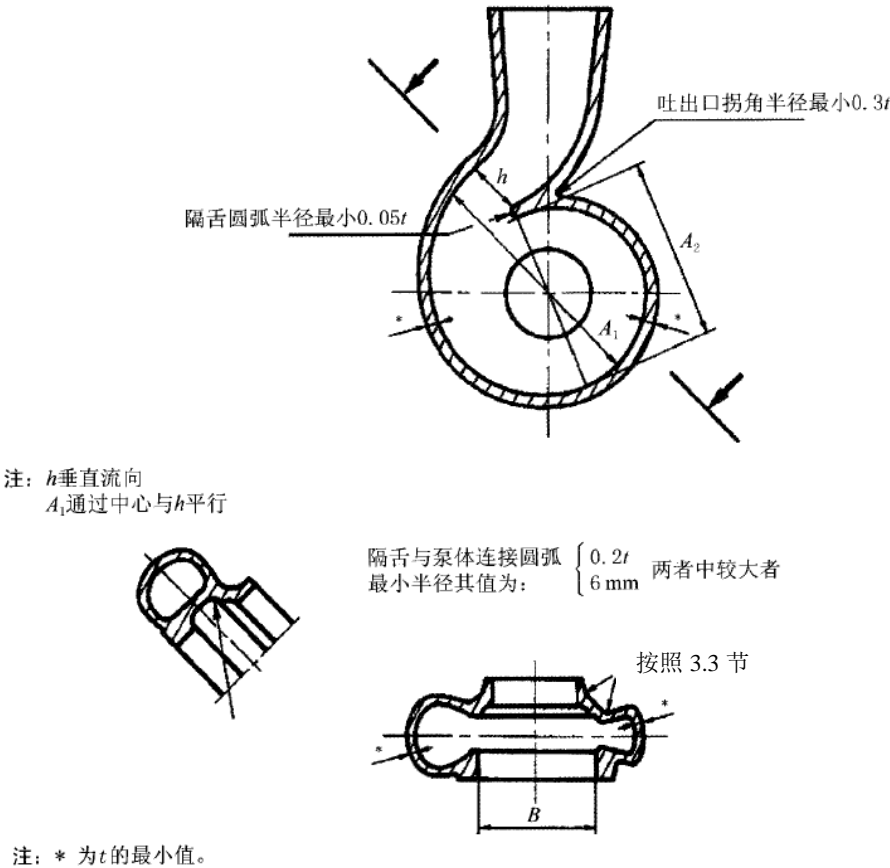
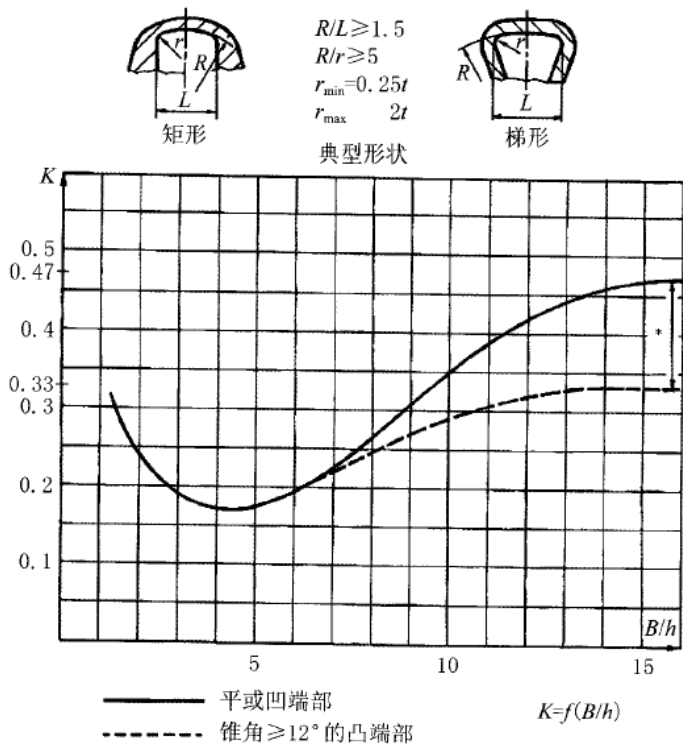


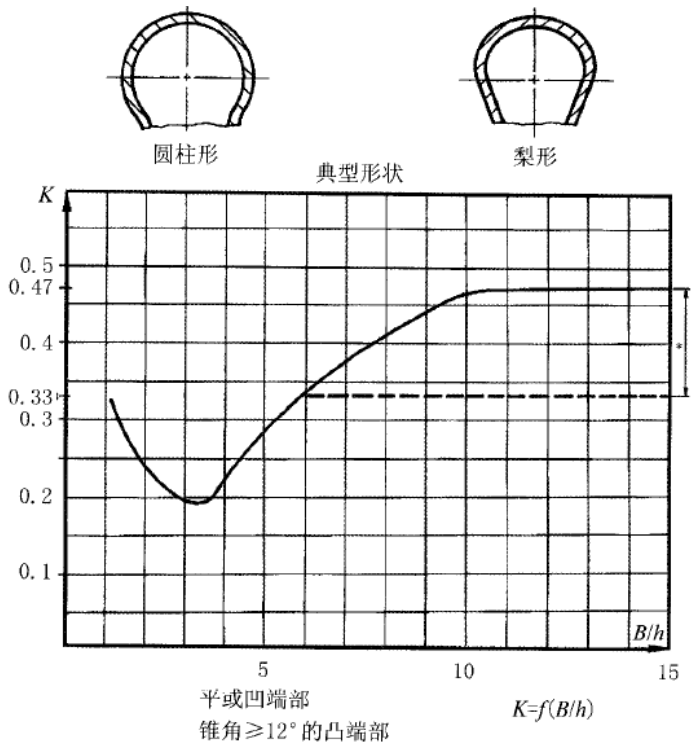
图6-40 A型泵结构



注：\* 锥角 $<12^\circ$ 时线性内插

图6-41 矩形或梯形涡壳的K值

(适用于 A 型泵和 C 型泵单吸入——单或双涡壳)



注：\* 锥角 $<12^\circ$ 时线性内插

图6-42 圆形或梨形涡壳的K值

(适用于 A 型泵或 C 型泵单吸入——单或双涡壳)

h) 带肋板加强的泵壳  
A 型泵带肋板加强的泵体如图 6-43 所示：

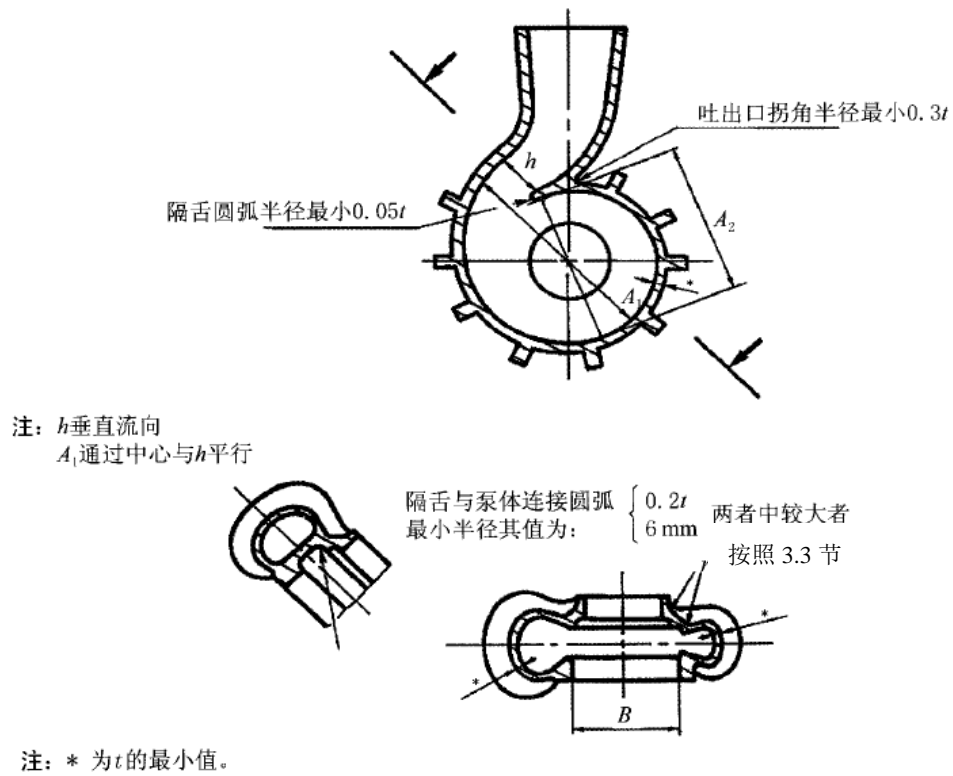
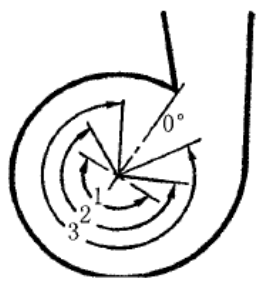


图6-43 A型泵泵体的肋板加强

1) 肋板设置区域(图 6-44)

对于下述泵壳：

- $B/h \leq 2$  扇形区 1:  $90^\circ \sim 270^\circ$ ;
- $2 < B/h \leq 5$  扇形区 2:  $60^\circ \sim 300^\circ$ ;
- $B/h > 5$  扇形区 3:  $30^\circ \sim 330^\circ$ 。



注：扇形区1:  $B/h \leq 2$  的涡壳  $180^\circ$  角；  
扇形区2:  $2 < B/h \leq 5$  的涡壳  $240^\circ$  角；  
扇形区3:  $B/h > 5$  的涡壳  $300^\circ$  角。

图6-44 肋板设置区域

只有肋板处于上述区域内时，在计算中才予以考虑。在配置区内肋板的数目应大于或等于 3，且至少有 1 条肋板装在  $180^\circ \sim 270^\circ$  区域内。

2) 泵壳与肋板的壁厚

加肋板涡壳的特性尺寸在图 6-43 中给出。

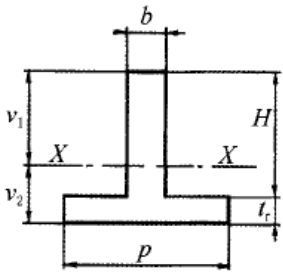
对应与承受相同压力的不加肋板涡壳的剖面图 6-46，其最小厚度  $t_{\min}$  不小于下列 3 值中的最大值：

$t_1=6\text{mm};$

$t_2=0.5PA_1/S_2;$

$t_3=0.7t_0.$

此外，应作如下校核：相对于 X-X 的加肋板涡壳惯性模量  $IV_2$ ，应至少为相对于 X'-X' 未加肋板涡壳相应截面惯性模量的 2 倍（见图 6-45，图 6-46 和图 6-47）。



注：  $t_r$ ——壁厚；

$b$ ——肋厚；

$H$ ——肋高和  $5e$  中的较小值；

$P$ ——按图 6-47 计算的受肋影响的特性长度；

X-X——主惯量轴。

图6-45 加肋板的壳壁和肋的厚度

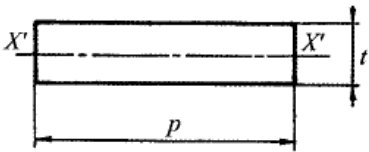


图6-46 不加肋板的壳壁和肋的厚度

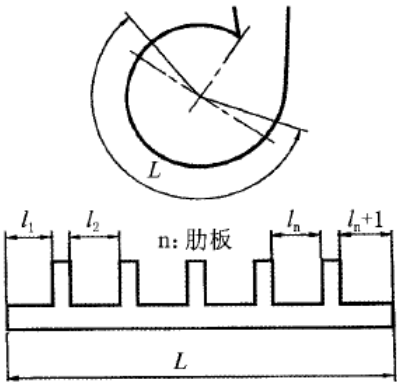


图6-47 P的计算

3) 外形规则（见图 6-48）

厚度  $b$  应大于  $0.5t_r$ ，而小于  $1.5t_r$ 。其中， $t_r$  为涡壳的实际厚度。

注：应指出，肋的外形应遵守现行的铸造规则。



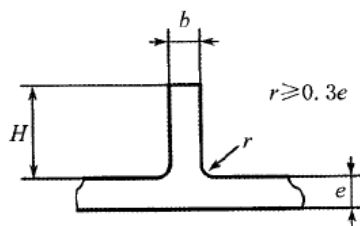


图6-48 外形规则

## i) 外载荷作用分析的一种方法

除按设计压力确定最小壁厚以外,设计者还应验证在各种工况类别的规定外载荷作用下泵的性能符合要求的准则等级。

下面给出了分析外载荷作用的计算的一种方法。如果给出恰当充分的理由,设计者也可采用其他方法。

## 1) 作用于泵吸入管上的载荷

位于涡壳壁和吸入管壁之间的接口截面处的外载荷为:

——轴向载荷  $F$  (不包括压力所造成的轴向推力);

——弯矩  $M_f$ 。

按照规定的准则等级,应力要满足下列公式:

——A 级准则:

$$1.5KP \left( \frac{A_2}{2t_r} \right)^2 + 2K \left( \alpha \frac{F}{t_r^2} + \beta \frac{2M_f}{t_r^2 A_2} \right) \leq 1.5S$$

——B 级准则:

公式相同,但要以 1.65S 替代 1.5S。

——C 级准则

公式相同,但要以 1.8S 替代 1.5S。

——D 级准则

公式相同,但要以 2.4S 替代 1.5S。

公式中的参数定义如下:

$P$ ——对应于所考虑工况的压力;

$t_r$ ——涡壳实际厚度;

$\alpha, \beta$ ——泵吸入管几何形状系数:

$$\alpha = \frac{3}{2\pi} \left( 1 + \frac{2}{\left( 1 - \left( \frac{2b}{A_2} \right)^2 \right)} \cdot \ln \left( \frac{2b}{A_2} \right) \right) \text{ 和 } \beta = 1.15 \left( \frac{A_2}{2b} - 1 \right)$$

上式中,  $2b$  表示泵吸入口直径。

## 2) 作用在泵吐出管上的载荷

(待补充)。

## 6.4.4.1.2 B 型泵的设计

B型泵是具有单涡壳、带双吸入口的径向拼合泵壳的泵,如图6-49所示。

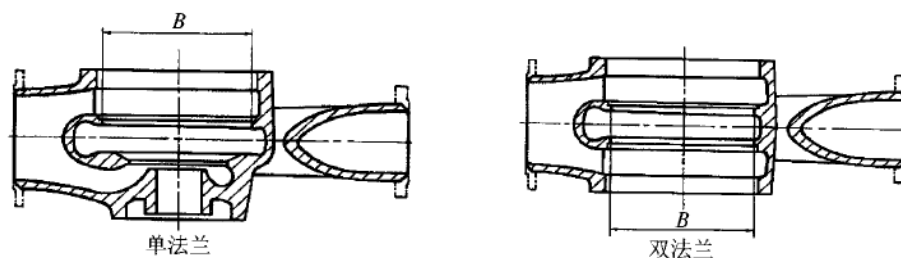


图6-49 B型泵

a) 泵壳壁厚：泵壳任何部位的壁厚都应不小于 $t$ ， $t$ 为下列3个值中的最大值：

$$t_1=6\text{mm};$$

$$t_2=PA_1/S_1;$$

$$t_3=0.5A_2(KP/S_2)^{0.5}$$

式中：

$t$  = 最小允许壁厚，mm

$P$  = 设计压力（表压），MPa表压

$B$ ——图6-49所示尺寸，mm

$A_1, A_2, h$ ——图6-40所示尺寸，mm

$K$ —— $K=f(B/h)$ ，根据自隔舌起180° 截面中的流道形状，由图6-50，图6-51给出

$S_1$  = 包括铸造系数在内的许用应力，MPa（5.5.7.1 和T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、表A.2和表A.5）

$S_2$  = 不考虑铸造系数的许用应力，MPa

b) 吸入段的作用和合理性：

图6-50和图6-51中的曲线 $K=f(B/h)$ 已考虑了吸入管的加强作用。

吸入管的推荐壁厚至少应等于 $0.5t$ 。

如果吸入管壁厚小于 $0.5t$ ，应采用图6-41、图6-42中给出的曲线。

吸入段壁厚的合理性可使用下述规则中的一种来证明：

——壁厚至少应等于 $t$ ；

——壁厚小于 $t$ ，在这种情况下应根据吸入压力使用另一种计算方法证明其合理性。

隔舌：隔舌半径应不小于 $0.05t$ 。

隔舌内圆角：隔舌与泵壳连接处的隔舌内圆角半径应不小于 $0.2t$ 和 $6\text{mm}$ 中的较大值。

出口拐角：出口拐角处的半径（图6-40）应不小于 $0.3t$ 。

公式的适用范围：

—— $P < 80\text{bar}$ ；

—— $A_2 < 1200\text{mm}$ ；

——除具有层状组织铸铁之外的韧性材料。

如果不在此范围之内，可采用经过证明满意的任何方法。

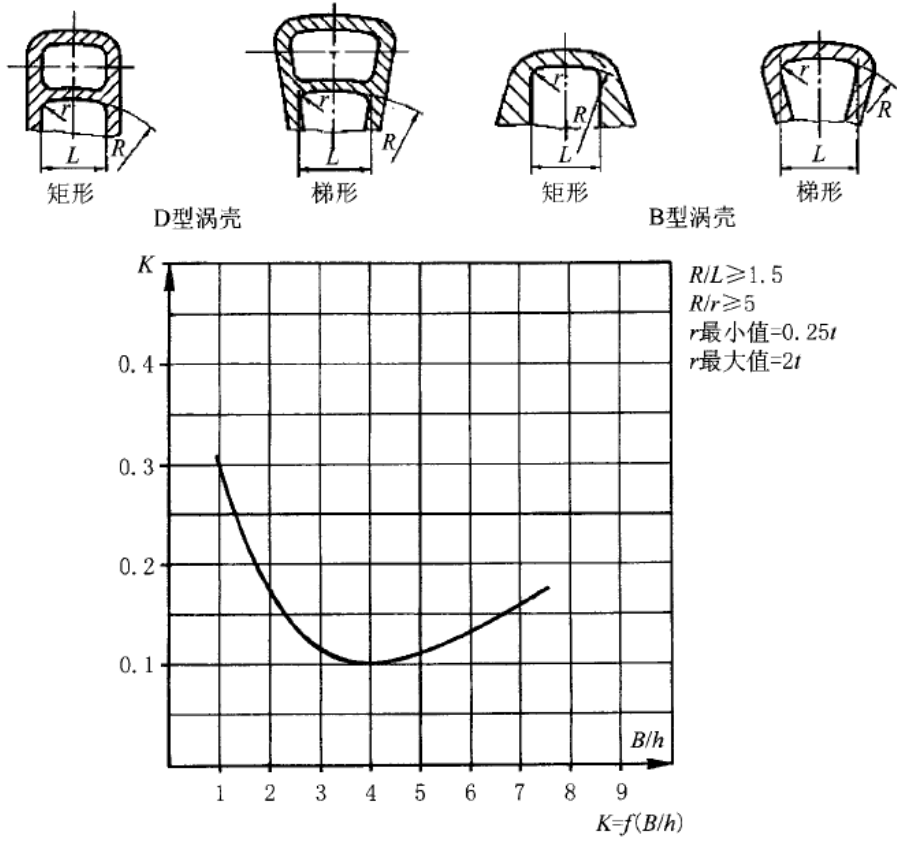


图6-50 矩形或梯形涡壳的K值（B型泵和D型泵双吸入——单或双涡壳）

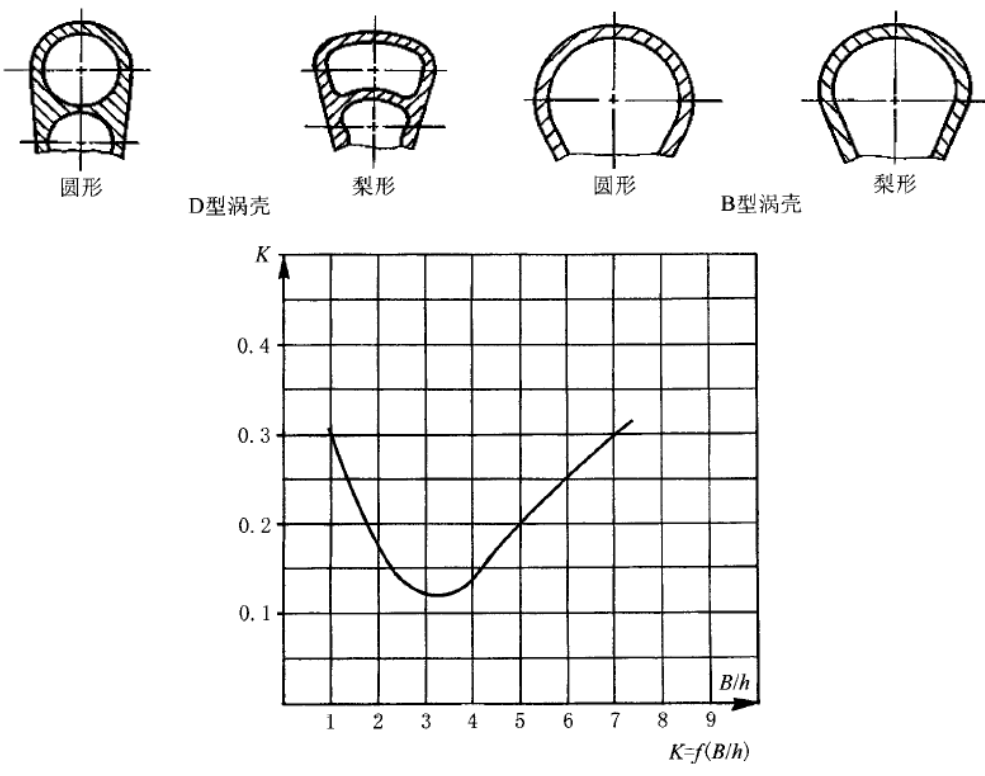


图6-51 圆形或梨形涡壳的K值（B型泵和D型泵双吸入——单或双涡壳）

6. 4. 4. 1. 3 C 型泵的设计

C型泵是具有双涡壳、带单入口的径向剖分泵壳的泵，如图6-52和图6-53所示。分隔板属于泵壳的一部分。C型泵的设计应按本节和以下a)至e)中给出的要求进行。

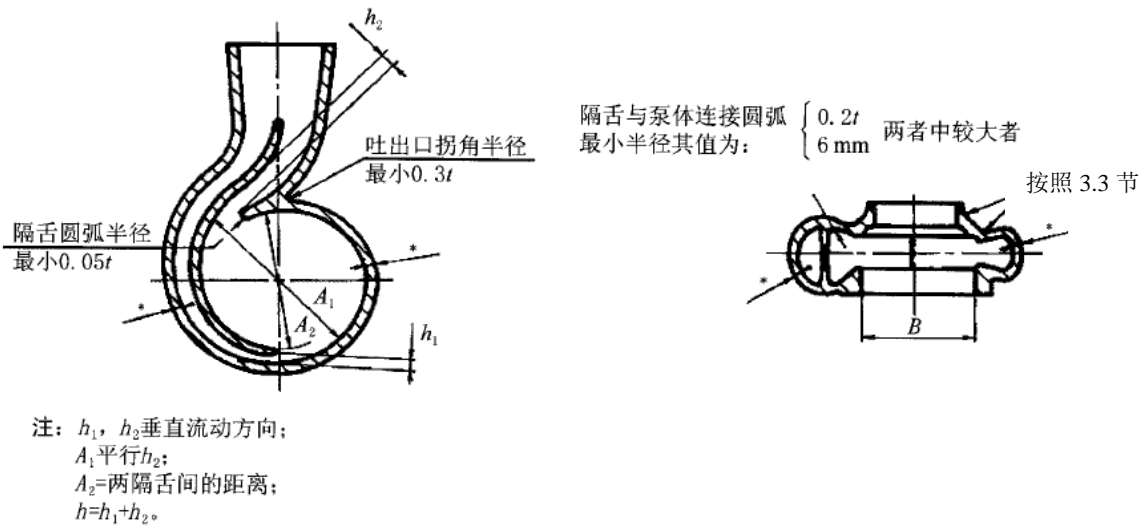


图6-52 C型泵 (1)

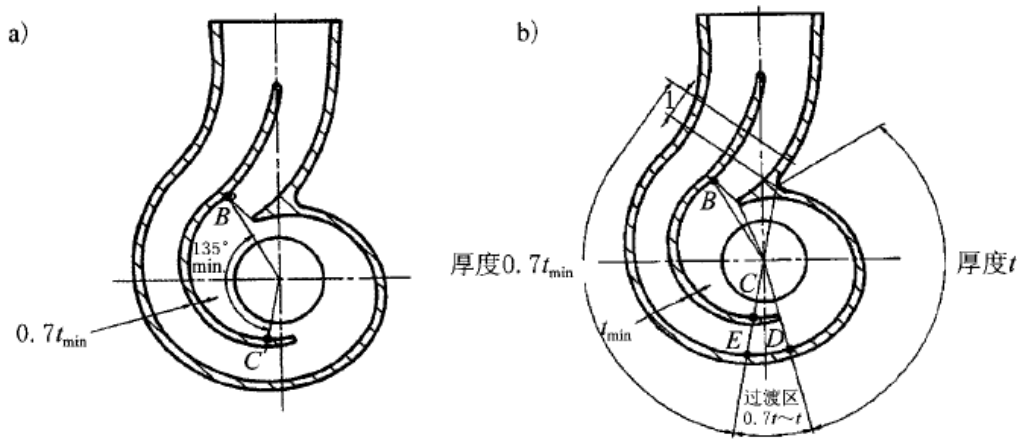


图6-53 C型泵 (2)

- a) 泵壳壁厚
- 除在本规则中特别指明外，泵壳任何部分的壁厚应不小于 $t$ ， $t$ 为下列3个值中的最大值：
- $t_1=6\text{mm}$ ；
- $t_2=PA_1/S_1$ ；
- $t_3=0.5A_2 (KP/S_2)^{1/2}$
- 式中：
- $t$ —最小允许壁厚，mm
- $P$ —设计压力，MPa表压
- $S_1$ —包括铸造系数在内的许用应力，MPa（5.5.7.1 和T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、表A.2和表A.5）
- $S_2$ —不考虑铸造系数的许用应力，MPa
- $A1, A2, B, h$ ——壳体的内部尺寸，如图6-52所示，mm
- $K$ —— $K=f(B/h)$ ，根据与接连两个隔舌的轴线成 $90^\circ$ 截面的流道形状，由图6-41、图6-42给出
- b) 分隔板壁厚

- 1) 分隔板作为泵壳结构的一部分, 最小壁厚应为以上所确定的泵壳壁厚的  $0.7t$ , 并应从图 6-53 a) 中的 B 点最少经过  $135^\circ$  角延伸到 C 点。C 点以外, 分隔板壁厚可以逐渐减小到与隔舌端部半径相切合;
  - 2) 隔舌端部和分隔板端部半径应不小于  $0.05t$ ;
  - 3) 所有隔舌和分隔板(包括端部在内)与泵壳壁相交处的最小半径应取  $0.10t$  或  $6\text{mm}$  中的较大值。
- c) 拐角半径(图 6-52)应不小于  $0.3t$ 。
- d) 图 6-52 尺寸为 A1 的直径以内的那部分泵壳通常称为泵壳底部, 其壁厚应不小于以上 a) 中的确定  $t$  值。
- e) 泵壳壁厚和分隔板壁厚的另一种设计规则。作为以上 a) 和 b) 的另一种设计规则, 当满足以下 1) 至 3) 的要求时, 允许采用较小的泵壳壁厚和较大的分隔板壁厚。
- 1) 从拐角半径切点到分隔板端部径向相对的 D 点(图 6-53 b) ) 的壁厚, 应保持按以上 a) 中确定的泵壳壁厚  $t$  的最小值, D 点以后, 泵壳壁厚应均匀地减小到 E 点。从 E 点沿壳壁到距拐角处为  $l$  的出口接管上的一点, 这段泵壳的最小壁厚应连续为  $0.7t$ , 其中  $l$  由图 6-36 确定;
  - 2) 分隔板除最小壁厚应以  $t$  代替  $0.7t$  外, 分隔板壁厚应按以上 b) 来确定;
  - 3) 应满足以上 b) 1) 和 b) 3) 的要求。
- f) 加强泵壳的肋板
- 4.1.1 h) 的规则在此适用。
- g) 外载荷作用分析
- 该分析可采用 4.1.1 i) 中给出的适用 A 型泵的方法。

#### 6.4.4.1.4 D 型泵的设计

- a) D 型泵是具有双涡壳、带双吸入口的径向剖分泵壳的泵, 如图 6-54 所示。D 型泵的设计应按本节的要求进行。
- b) 确定泵壳壁厚、分隔板壁厚和拐角半径时采用 4.1.3 a)、b) 和 c) 的要求。
- c) 泵盖和泵壳壁之间的泵壳部分, 其壁厚可要求超过  $t$ 。

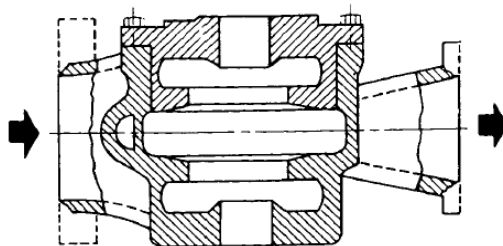


图6-54 D型泵

#### 6.4.4.1.5 E 型泵的设计

E 型泵是具有涡形径向剖分泵壳和构成泵壳结构部分的多级导叶的泵, 如图 6-55 所示。E 型泵的设计没有特殊要求, 任何经过验证满意的方法都可采用。

#### 6.4.4.1.6 F 型泵的设计

- a) F 型泵是带切向或径向出口的具有径向拼合、轴向对称泵壳的泵, 如图 6-56 所示。F 型泵壳的基本结构是一端带有碟形封头, 而另一端带有螺栓连接的法兰。泵的入口穿过碟形封头, 出口可以相切于泵壳一侧或垂直于泵壳中心线。允许改变这些入口和出口的位置。
- b) F 型泵的设计没有特殊要求, 任何经过验证满意的方法都可采用。

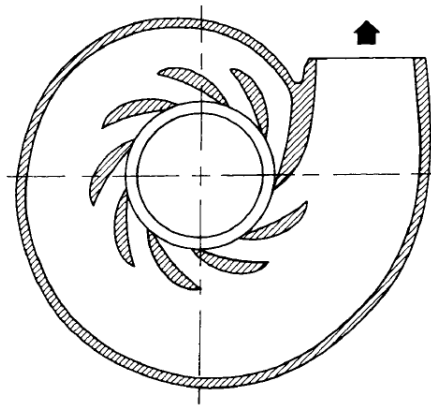


图6-55 E型泵

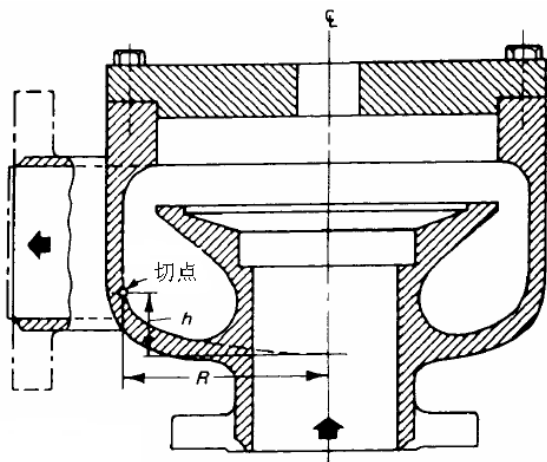
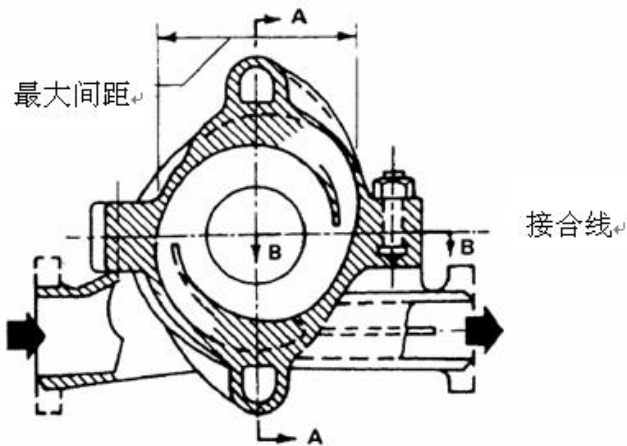


图6-56 F型泵

6.4.4.1.7 G 型泵的设计<sup>38)</sup>

- a) G 型泵是具有轴向剖分、单或双涡形泵壳的泵，如图 6-57 和图 6-58 所示。
- b) 提出这种设计的制造商，为了互换性要求，应充分地审核有关无损检测的要求。



38) 应当承认，可能存在其他的可接受的规程，这些规程也组成了一些合适的设计方法。而且也无意排除这些替代的方法，只要这些方法通过实际使用经验证明是令人满意的。

图6-57 G型泵

- c) 在以下的 1) 和 2) 中给出了一种在泵壳最高应力截面上（例如具有最大间距的截面上）计算应力的可行方法。这个方法不适用于那些在给定截面（图 6-59 B-B 截面）内具有一个以上螺栓的设计。

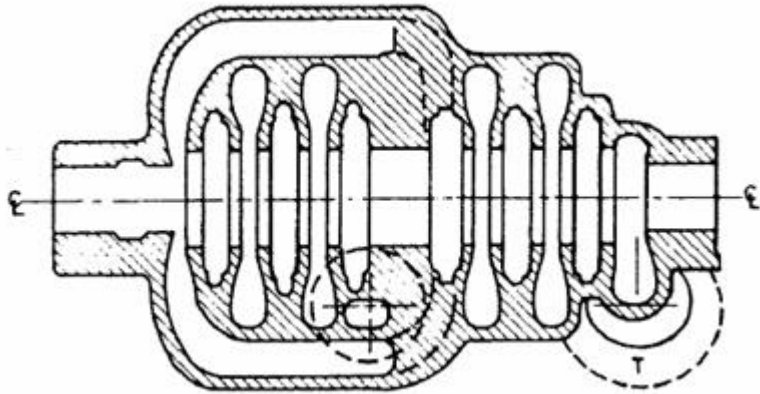


图6-58 G型泵（截面A-A）

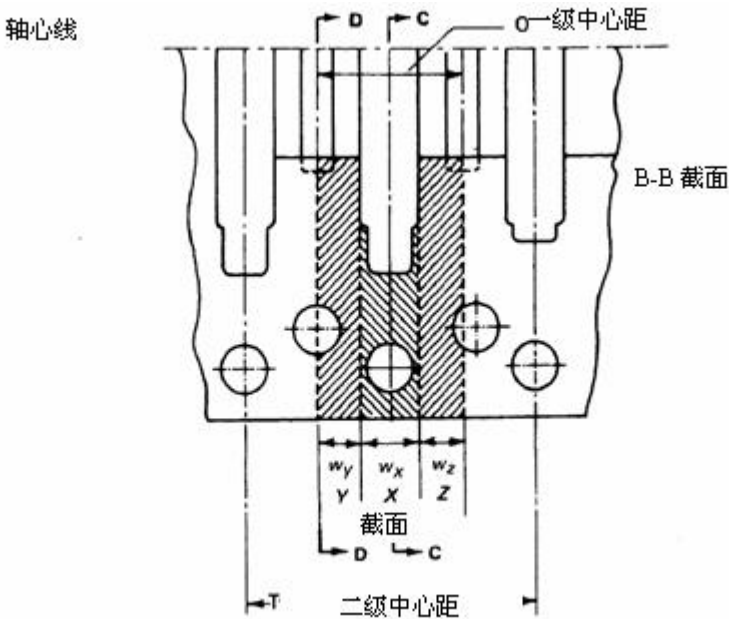


图6-59 G型轴向剖分涡壳泵截面（B-B）为典型的泵壳高应力截面

- 1) 作如下假设：
  - (1) 在 X 截面配置一个螺栓，在 Y 截面配置半个螺栓，在 Z 截面配置半个螺栓（Z 截面与 Y 截面相同）；
  - (2) 法兰和螺栓一起承受弯曲；
  - (3) 最大力矩产生在螺栓上；
  - (4) 总力矩在法兰和泵壳之间的分布与它们的惯性矩成正比。
- 2) 图 6-60、图 6-61、图 6-62 给出了典型截面，以下(a)~(n)给出了计算步骤。
  - (1) 确定设计压力  $P$ ,  $MPa$ 。由图 6-60、图 6-61、图 6-62 确定尺寸  $A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $F$ 、 $R$ 、 $t_c$ 、 $t_f$ 、 $w$  和  $b$ ，并求出下列各数值：  
 $A_b$  = 螺栓根部面积,  $mm^2$

$A_G$  = 垫片有效面积,  $\text{mm}^2$

$D$  = 螺栓孔直径,  $\text{mm}$

$d$  = 螺栓根部直径,  $\text{mm}$

DTF = 设计温度,  $^{\circ}\text{C}$

$E$  = 使用温度下的螺栓弹性模量,  $\text{MPa}$

$e$  = 螺栓的单位热伸长,  $1/^{\circ}\text{C}$

$G = B + 0.5t_c$ ,  $\text{mm}$

$m$  = 垫片系数 (T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录G表G.1)

$R = C - (B + t_c)\text{mm}$

$w$  = 截面宽度,  $\text{mm}$

$W$  = 用于计算初始螺栓应力的载荷,  $\text{N}$

$W = W_X、W_Y、W_Z$

$S_b$  = 螺栓的许用应力,  $\text{MPa}$

$S_c$  = 泵壳的许用应力,  $\text{MPa}$

$y$  = 垫片设计预紧比压,  $\text{MPa}$  (T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录G 表G.1)

- (2) 确定截面 X 和 Y 的有效垫片面积  $A_G$ ,  $\text{mm}^2$

$$A_G = [(A - F)w - \frac{\pi D^2}{4}] \times K$$

关于系数  $K$ , 假如最大接触压力在内缘, 而泵壳表面成拱形时, 则取 0.20; 对于平坦表面取 0.50。

- (3) 确定螺栓载荷,  $\text{N}$ , 及预紧螺栓应力  $\sigma_{\text{预}}$ ,  $\text{MPa}$ :

$$H = G \times w \times P$$

$$H_p = A_G \times m \times P$$

$$W_{m1} = H + H_p$$

$$W_{m2} = 0.5 \times A_G \times y$$

$W = W_{m1}$  或  $W_{m2}$  中的较大者

$$\sigma_{\text{预}} = \frac{W}{A_b}$$

- (4) 确定总载荷  $H_0$ ,  $\text{N}$ :

$$H_D = B \times w \times P$$

$$H_G = H_p$$

$$H_T = H - H_D$$



$$H_0 = H_D + H_G + H_T$$

(5) 确定力臂  $h_D$ 、 $h_G$  和  $h_T$ , mm:

$$h_D = R + 0.5t_c$$

$$h_G = h_D$$

$$h_T = 0.5(R + t_c + h_G)$$

(6) 确定总力矩  $M_0$ , N-mm:

$$M_D = H_D \times h_D$$

$$M_G = H_G \times h_G$$

$$M_T = H_T \times h_T$$

$$M_0 = M_D + M_G + M_T$$

(7) 确定惯性矩:  $I_F$  (法兰)、 $I_B$  (螺栓)、 $I_C$  (泵壳) 和  $I_T$  (总的),  $\text{mm}^4$ :

$$I_F = [w(t_f)^3/12] - [D(t_f)^3/12]$$

$$I_B = 0.049d^4$$

$$I_C = w(t_c)^3/12$$

$$I_T = I_F + I_B + I_C$$

(8) 确定传递的力矩:  $M_F$  (法兰)、 $M_B$  (螺栓) 和  $M_C$  (泵壳), N-mm:

$$M_F = M_0 I_F / I_T$$

$$M_B = M_0 I_B / I_T$$

$$M_C = M_0 I_C / I_T$$

(9) 确定螺栓合成载荷  $F_R$ , N:

$$F_R = [H_D(b + h_D) + H_G(b + h_G) + H_T(b + h_T) - M_C - M_B]/b$$

$$\text{或 } F_R = H_0 + (M_0 - M_C - M_B)/b$$

(10) 确定螺栓合成应力, MPa:

$$\sigma_{\text{载荷}} = F_R / A_b$$

$$\sigma_{\text{温度}} = eE$$

$$\sigma_{\text{拉伸}} = \sigma_{\text{载荷}} + \sigma_{\text{温度}}$$

$$\sigma_{\text{弯曲}} = M_B d / 2I_B$$

(11) 分别确定法兰的剪切应力  $\sigma'_s$  和弯曲应力  $\sigma'_b$ , MPa:

$$\sigma'_s = H_o / wt_f$$

$$\sigma'_b = M_F t_f / 2I_F$$

(12) 确定泵壳的拉伸应力  $\sigma''_t$  和弯曲应力  $\sigma''_b$ , MPa:

$$\sigma''_t = H_D / wt_c$$

$$\sigma_b'' = M_c t_c / 2l_c$$

(13) 在组合截面内，采用下述组合应力方法：

设  $F_X$  = 截面  $X$  上的载荷， $F_Y$  = 截面  $Y$  上的载荷，等。

设  $S_X$  = 截面  $X$  上的应力， $S_Y$  = 截面  $Y$  上的应力，等。

则组合应力  $S_{\text{组合}}$  如下：

$$S_{\text{组合}} = (F_X + F_Y) / [(F_X / S_X + F_Y / S_Y)], \text{ 等}$$

(14) 用以下的①到④的步骤确定最大应力：

①为确定预紧螺栓应力，确定截面  $X$  和截面  $(Y+Z)$  上的载荷  $W$  和应力  $\sigma_{\text{预}}$ ：

$$\sigma_{\text{预组合}} = \frac{\frac{W_X + W_{(Y+Z)}}{\sigma_{\text{初}X} + \sigma_{\text{初}(Y+Z)}}}{\frac{W_X}{\sigma_{\text{初}X}} + \frac{W_{(Y+Z)}}{\sigma_{\text{初}(Y+Z)}}}$$

该应力的许用限值为  $S_b$ 。

②为确定合成螺栓应力，确定截面  $X$  和截面  $(Y+Z)$  上的载荷  $F_R$ 、应力  $\sigma_t$  和  $\sigma_b$ ：

$$\sigma_{t\text{组合}} = \frac{\frac{F_{RX} + F_{R(Y+Z)}}{\sigma_{tX} + \sigma_{t(Y+Z)}}}{\frac{F_{RX}}{\sigma_{tX}} + \frac{F_{R(Y+Z)}}{\sigma_{t(Y+Z)}}}$$

$\sigma_t$  组合的许用限值为  $2S_b$ 。

$$\sigma_{b\text{组合}} = \frac{\frac{F_{RX} + F_{R(Y+Z)}}{\sigma_{bX} + \sigma_{b(Y+Z)}}}{\frac{F_{RX}}{\sigma_{bX}} + \frac{F_{R(Y+Z)}}{\sigma_{b(Y+Z)}}}$$

$\sigma_t$  组合 +  $\sigma_b$  组合的许用限值为  $3S_b$ 。

③为确定法兰应力，确定截面  $X$  和截面  $(Y+Z)$  上的载荷  $H_0$ 、剪应力  $\sigma'_s$  和弯曲应力  $\sigma'_b$ ：

$$\sigma'_{s\text{组合}} = \frac{\frac{H_{oX} + H_{o(Y+Z)}}{\sigma'_{sX} + \sigma'_{s(Y+Z)}}}{\frac{H_{oX}}{\sigma'_{sX}} + \frac{H_{o(Y+Z)}}{\sigma'_{s(Y+Z)}}}$$

$$\sigma'_{b\text{组合}} = \frac{\frac{H_{oX} + H_{o(Y+Z)}}{\sigma'_{bX} + \sigma'_{b(Y+Z)}}}{\frac{H_{oX}}{\sigma'_{bX}} + \frac{H_{o(Y+Z)}}{\sigma'_{b(Y+Z)}}}$$

$$\sigma'_{s\text{ max}} = [(\sigma'_{s\text{ 复合}})^2 + (\sigma'_{b\text{ 复合}}/2)^2]^{1/2}$$

$$\sigma'_{n\text{ max}} = \sigma'_{s\text{ max}} + (\sigma'_{b\text{ 复合}}/2)$$

式中

$\sigma'_{n\text{ max}}$  是最大法向应力。

$\sigma'_{s \max}$  的许用限值为  $S_c$ ,  $\sigma'_{n \max}$  的许用限值为  $1.5 S_c$ 。

④为确定泵壳应力，确定截面 X 和截面 (Y+Z) 上的载荷  $H_D$ 、拉伸应力  $\sigma''_t$  和弯曲应力  $\sigma''_b$ ：

$$\sigma''_{t \text{组合}} = \frac{H_{DX} + H_{D(Y+Z)}}{\frac{H_{DX}}{\sigma''_{tX}} + \frac{H_{D(Y+Z)}}{\sigma''_{t(Y+Z)}}}$$
$$\sigma''_{b \text{组合}} = \frac{H_{DX} + H_{D(Y+Z)}}{\frac{H_{DX}}{\sigma''_{bX}} + \frac{H_{D(Y+Z)}}{\sigma''_{b(Y+Z)}}}$$

$\sigma''_{\text{组合}}$  的许用限值为  $S_c$ ，总应力是  $\sigma''_{\text{组合}} + \sigma''_{\text{组合}}$ ，总应力的许用限值为  $1.5 S_c$ 。

上述程序通常会显示出某些螺栓的应力要超过指定的许用值。在这种情况下，允许取相邻螺栓之间的平均应力。这种平均应力不超过规定的许用值。

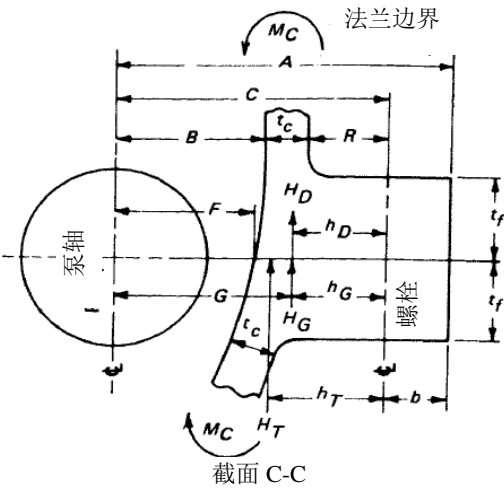


图6-60 G型泵的典型截面 (1)

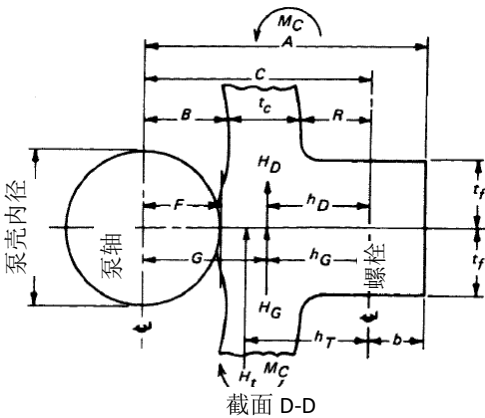


图6-61 G型泵的典型截面 (2)

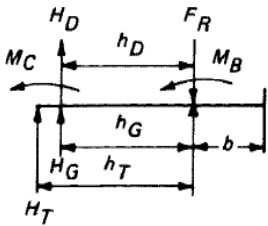


图6-62 G型泵上的典型载荷（等效梁）

6. 4. 4. 1. 8 H 型泵的设计

H型泵是具有轴向剖分、圆筒形泵壳和径向剖分泵盖的泵，如图6-63和图6-64所示。轴向剖分泵壳应按G型泵4. 1. 7的规则进行设计。径向剖分泵盖应按3. 7的规则进行设计。

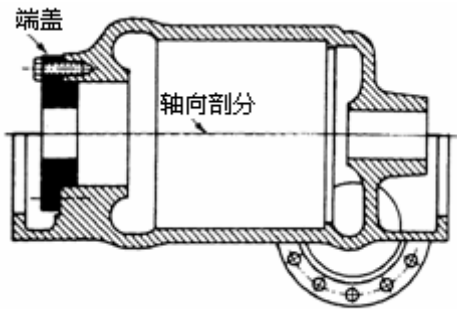


图6-63 H型泵的纵向截面

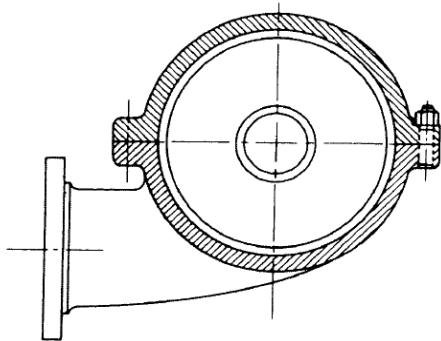


图6-64 H型泵的横向截面

6. 4. 4. 1. 9 K 型泵的设计

K型泵是具有径向剖分泵壳的单级或多级立式泵，如图6-65和图6-66所示。其基本结构包括一个泵壳和一个内部组件。泵壳由筒体和用螺栓法兰连接的泵盖组成；内部组件由泵盖的内腔室、一个或多个圆锥壳和竖筒，以及一个喇叭形吸入口组成，全部采用法兰连接，且其布置使得这些部件的外表面都承受入口压力。这类泵在内部组合件与外部泵壳之间可装或不装有竖筒或横向约束件。

a) 法兰联接件

除符合以下 5) 的法兰连接件外，“RF”型法兰连接件可以使用 T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 G 的方法进行分析和应力评定；“FF”型法兰连接件可以使用 T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 V 的方法进行分析和应力评定，但应按以下 1) 至 4) 或 5) 进行相应修改：

- 1) T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录G或附录V中用于计算H值的设计压力应由下式的法兰设计压力代替：

$$P_{FD} = P + P_{eq} \dots\dots\dots (13)$$

式中：

$P$ ——按T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4所定义的设计或使用压力， $MPa$ ；

$P_{eq}$ ——作用在法兰连接件上的轴向力和力矩引起的等效压力， $MPa$ 。

等效压力 $P_{eq}$ 应由作用在法兰连接件上的地震载荷和外部载荷按下式确定：

$$P_{eq} = \frac{KM_f}{\pi G^3} + \frac{4F}{\pi G^2} \dots\dots\dots (14)$$

式中：

$F$ ——作用在法兰上的轴向载荷， $N$ ；

$G$ ——垫片载荷反作用力处的直径， $mm$ ；

$K$ ——如果载荷包括动态载荷则该系数值应为8；如果载荷是静载荷则该值数应为16；

$M_f$ ——由6.5.4.6得到的作用在法兰上的合成弯矩， $N\cdot mm$ 。

- 2) T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录G3.2.2.3或附录V3.2.2.1中用于确定要求的螺栓最小截面积的公式3)和4)中的许用应力值，应采用T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录A表A.1、A.2所给定的值。
- 3) T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录G.3.2.4中用于确定纵向颈部应力的公式6)应修改为包括一次轴向膜应力的下式：

$$S_H = \frac{fM_o}{L_{g1}^2 B} + \frac{PB}{4g_o}$$

式中：

$P$ ——按T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4定义的设计或使用压力 $MPa$ 。其它术语的定义见T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录G.3.1.3。

- 4) 许用应力限值应为：

$S_H$  不大于  $1.5S$

$S_R$  不大于  $1.5S$

$S_T$  不大于  $1.5S$

- 5) 如果法兰连接件符合T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》中表2.1-1所列标准之一且由公式(13)计算得到的每一PFD小于所用的设计或使用温度下的额定压力，则本款要求已被满足。

#### b) 泵壳

泵壳的筒体和泵盖设计应按6.4和以下1)至3)的要求进行。

##### 1) 筒体

筒体的设计压力应为泵的入口压力或者设计技术规格书(T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.2.3)中另外规定的压力，但决不应小于任何使用工况下泵入口处的最大压力。在确定设计压力时，应考虑静压头。

进口接管载荷应包括设计压力和管道的力矩。等效压力应用公式(13)确定，其中在应用于入口几何尺寸时公式(14)中 $F=0$ 。

筒体的设计应按6.2.2压力容器的要求进行。

##### 2) 泵盖

- (1) 同大气压构成承压边界的泵盖外壁，应按以下规定的压力进行设计。内部腔室的设计压力应为内部组合件所规定的压力。
- (2) 在出口压力和大气压之间构成承压边界的那部分泵盖的设计压力应为出口压力或在设计技术规格书中另外的压力，但决不应小于任何使用工况下泵出口最大压力。

对于设计压力和设计温度不超过 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录 A 表 A.1、A.2 中的各种材料的相应值时，端盖流道的最小壁厚应不低于按下式确定的数值：

$$t_m = \frac{PD_o}{2(SE + Py)} + A$$

式中：

$t_m$ ——端盖流道在完工形状下所需的最小壁厚，mm；

$D_o$ ——端盖流道的外径，mm；

$S$ ——设计温度下材料的许用应力（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录 A 表 A.1、A.2），MPa。

$E$ ——使用的纵向接头型式按 6.2.4 给出接头效率，或按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录 A 表 A.1、A.2 的注释中给出铸造质量系数；

$y$ ——0.4，对于  $D_o/t_m$  大于或等于 6.0；

$y$ —— $\frac{d}{d + D_o}$ ，对于  $D_o/t_m$  小于 6.0；

$d$ ——端盖流道的内径，mm；

$A$ ——按照设计技术规格书中规定的腐蚀或浸蚀余量，mm。如果介质接触二个表面，则必须采用二个表面的腐蚀裕量。

上述的端盖流道最小壁厚是完工成型尺寸。如果流道使用管道弯曲成型，弯管后的最小壁厚应不低于要求值。

出口接管载荷应包括设计压力和管道的力矩。等效压力应由公式(13)确定，只是在用于端盖几何尺寸时，公式(14)中  $F=0$ 。

- (3) 在入口压力和大气压之间构成承压边界的那部分泵盖的设计压力应为入口压力或在设计技术规格书中另外规定的压力，但决不应小于任何使用条件下泵入口处的最大压力。这部分端盖应作为压力容器按 6.2.2 的规定进行设计。
- 3) 入口和出口除外的法兰连接件应按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 G 进行设计。假如在计算螺栓载荷  $W$  和法兰厚度  $t$  中已包括有垫片压缩裕量，则允许使用整体平面垫片的 FF 级法兰。

#### c) 内部组件

内部组件由泵盖内腔室、圆锥壳和竖筒、以及喇叭吸入口的上端法兰构成，它包括泵内承受各种压差的和与大气压不构成压力边界的泵的各种部件。设计规则正在制定中。在这些设计准则生效之前，设计将按分析法或通过实际使用经验表明是令人满意的任何程序进行。但是，内部组件的设计应满足 6.4 的规则和以下 1) 和 2) 给出的规则。

##### 1) 竖筒和泵盖

内腔室竖筒和泵盖内腔室的设计压力应不小于任何使用工况下沿竖筒或腔室壁可能产生的最大压差。

竖筒的设计压力  $P_c$  (MPa) 应包括管道力矩和轴向载荷。它应不低于在任何使用工况下沿筒壁可能产生的最大压差。圆锥壳的重量和叶轮的推力必须考虑在内。 $P_c$  应采用公式(13)和(14)确定, 但“G”等于竖筒体的平均直径。

竖筒的最小壁厚应不低于按下式确定的值:

$$t_m = \frac{P_c D_o}{2(SE + P_y)} + A$$

式中各项的定义均按 4.1.9 b) 2) (b) 中所述, 但应使用竖筒的几何尺寸和材料。

除设计压力为  $P_c$  外, 竖筒法兰联接件应按 4.1.9 a) 进行设计。等效压力应用公式(13)并用

竖筒的几何尺寸确定, 且应不小于在任何使用条件下沿竖筒壁产生的最大压差。可拆卸的法兰连接件也是允许的。

## 2) 圆锥壳和喇叭吸入口

### (1) 圆锥壳

1. 圆锥壳的设计压力不应小于任何使用工况下各个圆锥壳可能承受的最大压差。应考虑不同设计参数圆锥壳的互换性。

圆锥壳体的最小厚度应不低于下式所得到的值 (在消除不连续的影响时):

$$t_m = \frac{P_b D_o}{2(SE + P_b y)} + A$$

式中术语定义见 6.4.4.1.9 b) 2) (b), 但在应用到圆锥壳的形状和材料时:

$D_o$  = 圆锥壳的最大外径, 取自各个圆锥壳组件的吸入端 (图 6-71), mm。

上述圆锥壳最小厚度仅适用于远离不连续影响的圆锥壳之中, 而且可以增加该壁厚以满足以下 2 和 3 的要求。

2. 叶片与壳体的相互影响应考虑壳体在内压下径向膨胀时, 导叶叶片所产生的约束效应。用下面的公式计算上述的效应是一个可以接受的方法:

$$F_D = \frac{2(2 - \mu)P_b A_D^2}{\frac{16l_D t_D}{t_v} + \frac{t_D (\pi A_D)^3}{(n_v t_D)^3}}$$

式中:

$F_D$ ——叶片载荷/组件长度, N/m;

$\mu$ ——泊松比;

$P_b$ ——圆锥壳内最大压差, MPa;

$A_D$ ——圆锥壳的叶片部分按图 6-71 定义的平均直径, mm;

$l_D$ ——图 6-71 定义的叶片径向平均长度, mm;

$t_v$ ——叶片平均厚度, mm;

$t_D$ ——按图 6-71 定义的在叶片—壳体接合面处壳体的厚度, mm;

$n_v$ ——圆锥壳流道中叶片的数量。

壳体的局部弯曲应力  $\sigma_B$  应小于  $1.5SE$ 。 $\sigma_B$  是由下式确定的：

$$\sigma_B = \frac{3F_D \pi A_D}{n_v t_D^2}$$

式中：

叶片的膜应力  $\sigma_v$  应小于  $SE$ ， $\sigma_v$  是由下式确定的：

$$\sigma_v = \frac{F_D}{t_v}$$

3. 圆锥壳法兰在各个圆锥壳出口法兰和下一级圆锥壳进口法兰之间的法兰连接件通常使出口法兰防转约束不足以阻止出口法兰的转动。因此，在平法兰之间的杠杆作用可以忽略，而且出口法兰应按照 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》中附录 G 的规定进行分析。采用带筋板的法兰或附于竖筒组件的最后一级圆锥壳可能不是这样的情况。如果任何一个法兰连接件具有足够的刚度用以支承其杠杆作用，则法兰连接件应按 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》中附录 V 法兰进行分析。分析应按 6.3.4.1.9 a) 公式(13)进行且公式(14)中的  $F=0$ 。用于分析的出口法兰几何尺寸的定义如图 6-71 所示。螺栓圆和圆锥壳外侧或螺栓圆和槽口内侧之间的径向间距应等于或大于一个螺栓直径。
- (2) 喇叭吸入口上端法兰（图 6-65 和图 6-66 中线 A-A 以上部分）的设计压力应不小于任何使用工况下由泵的第一级所产生的最大压差。喇叭吸入口的其余部分不考虑承受压力载荷。  
喇叭吸入口的设计压力  $P_{sb}$  应是按照在任何使用工况下泵的首级产生的最大压差加上用于计算喇叭形吸入口上的力矩的等效压力之和所确定的。等效压力应采用公式(13)进行计算，且在公式(14)中  $F=0$ 。喇叭形吸入口压力  $P_{sb}$ ，仅适用于喇叭形吸入口法兰的设计。
- (3) 每个圆锥壳和喇叭吸入口应满足 5.1.9 规则的材料来制造，并应采用 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.1、表 A.2 和表 A.5 附注（4）中列出的铸造质量系数设计。

#### 6.4.4.1.10 N 型泵

- a) N 型泵是径向剖分带有相对于轴线呈径向布置的单个入口接管嘴和单个出口接管嘴的多级筒式泵如图 33) 所示。泵的设计应按照 6.4 的适用要求。
- b) 适用于筒体的规则
  - 1) 最小设计厚度应按照 6.3 节的规定来确定。  
如果筒体末端带有轴向螺栓连接组件，且厚度  $t_2 < t$ （图 6-67），则应遵守下列 2) 的要求。开孔补强应遵守 6.3.3 的要求。当开孔靠近封头时，即当螺栓孔部分或全部处于 6.3.3.4 所定义的补强边界内，应遵守下列 3) 的要求。
  - 2) 与封头螺栓孔有关的规则：
    - (1) 垂直于筒体轴线平面内的补强（见图 6-67（a））：
      - 垂直于筒体轴线的截面应为如图所示的圆环。不允许通过在外表面设置凸缘管嘴进行补强。
      - 直径为  $d$  的所有孔的面积应不超过  $AC$ （见图 6-67（a））：  

$$AC = \pi/4[d_e^2 - (d_1 + 2t)^2]$$
 此处  $t$  为按 6.3 节计算后得到的最小筒体壁厚。



——镗孔边缘与筒体内壁或外壁之间的距离，既不应小于镗孔直径的 30%，也不应小于最小壁厚  $t$  的 35%。

(2) 包含筒体轴线平面内的补强（见图 6-67（b））：

——孔的最大深度应等于  $2d$ ；

——筒体补强应从距孔的地步距离为  $t$  或  $d$ （取较大值）处开始；

——在上面指出的补强边界内，金属截面  $S_R$ （见图 6-67（b）），至少应等于  $t(L+1)$ 。

3) 靠近螺栓组件的支管连接件的补强

支管连接件的轴向平面内不应镗孔。

除开孔外必须补偿的面积： $A_{S1}=S_1\alpha$

式中：

$S_1$ ——位于支管连接件主平面内，且包括在图 6-71 所规定的补强区的镗孔面积；

$d_2$ ——规定的补强边界；

$\alpha$ ——削弱系数， $\alpha=nd/4c$ ；

$n$ ：镗孔数目；

$d$ ：镗孔直径；

$c$ ：镗孔中心圆直径。

孔底与开孔之间的最小距离  $X$  应大于或等于最小接管壁厚或开孔直径的 50%之较大者。

4) 在筒体危险截面处的最小过渡半径限值为 5mm。

5) 在圆周上的钻孔和螺孔之间的距离至少应为  $2d$ ，其中  $d$  为螺栓或螺柱的名义直径，如图 6-71) 所示。

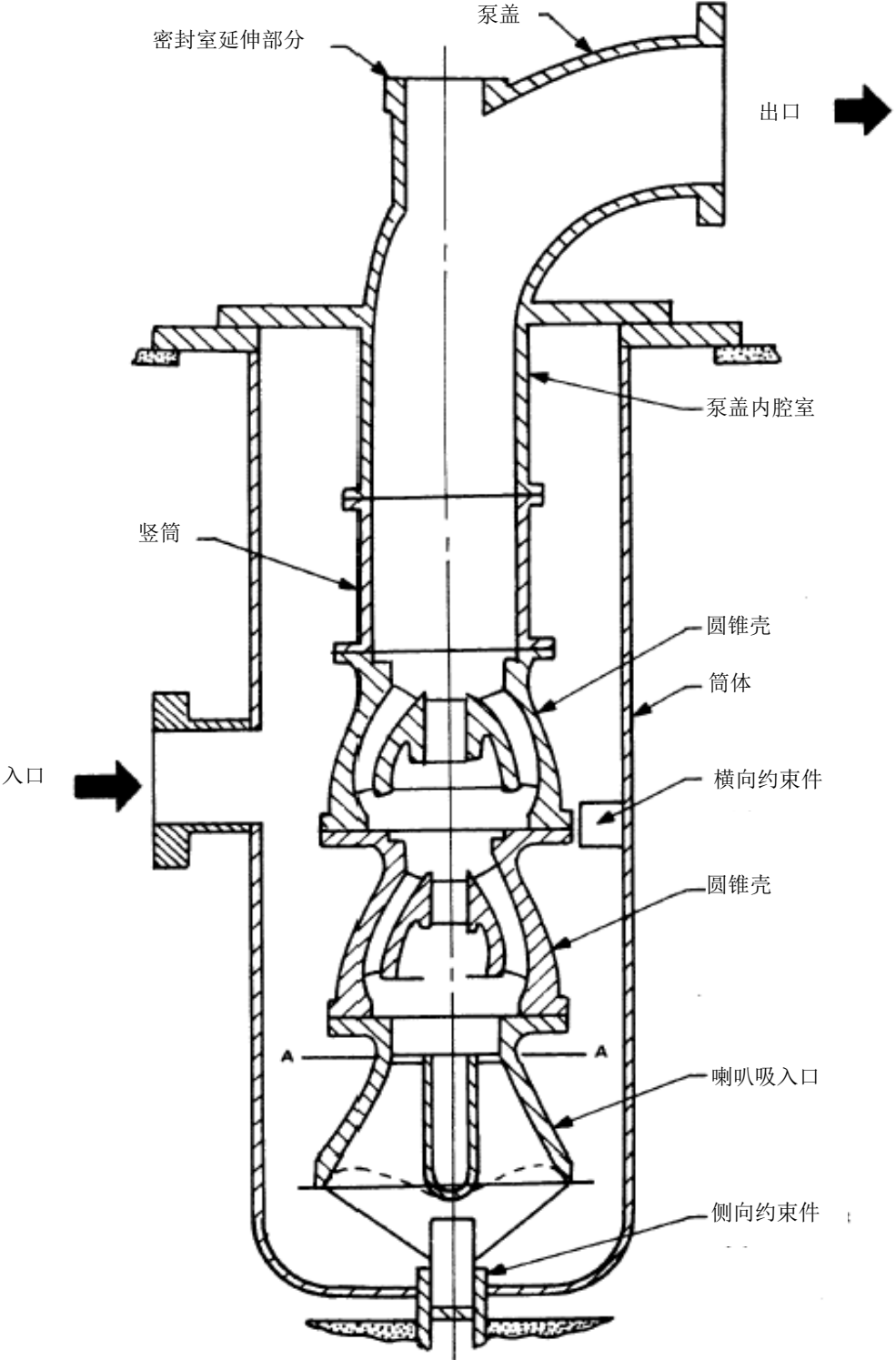


图6-65 K型泵 (1)

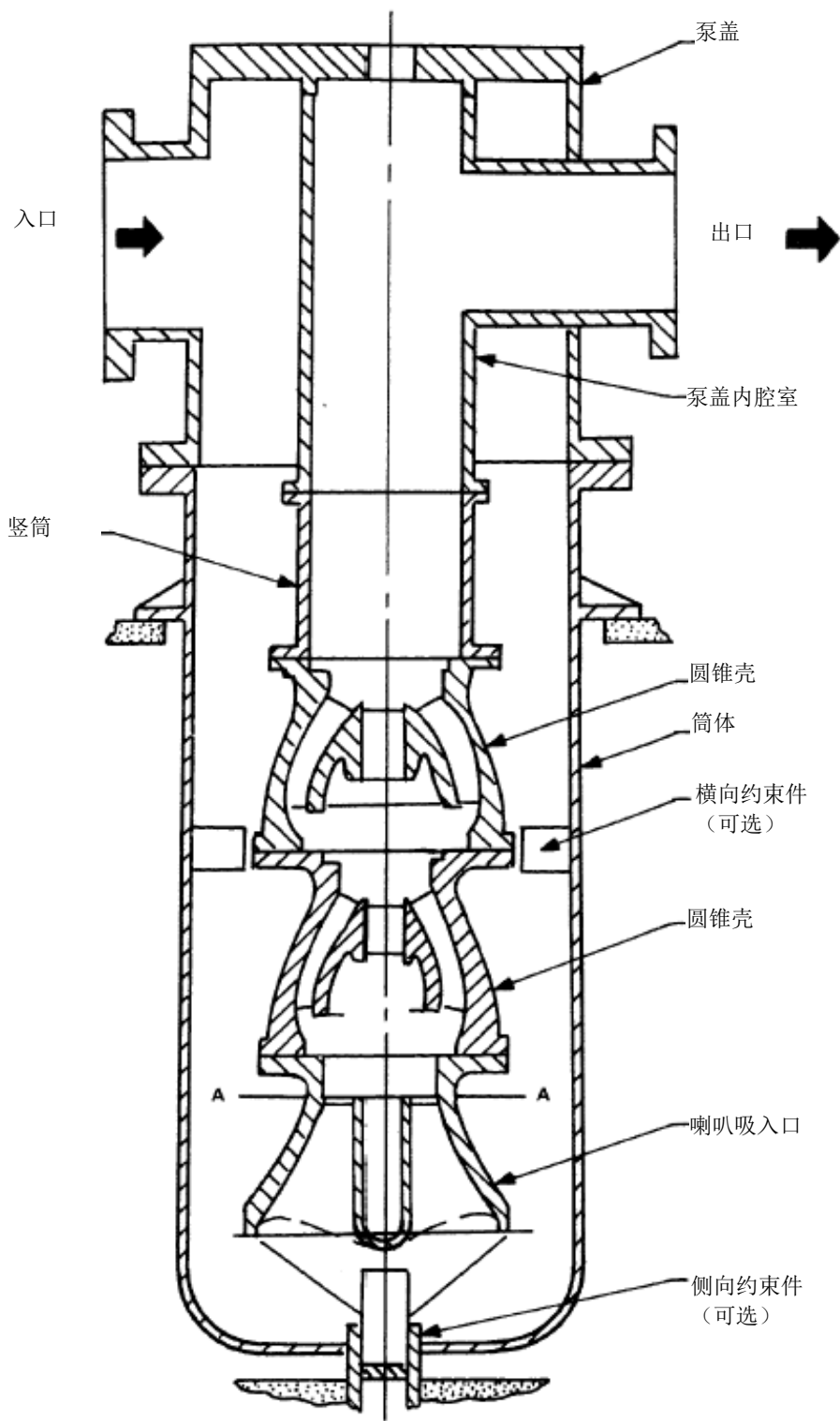


图6-66 K型泵 (2)

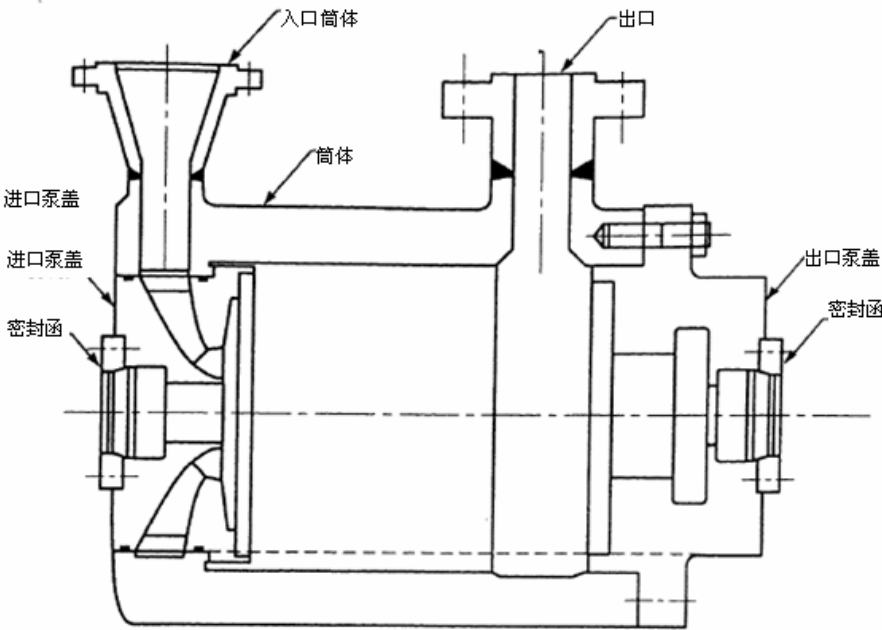


图6-67 N型泵 (1)

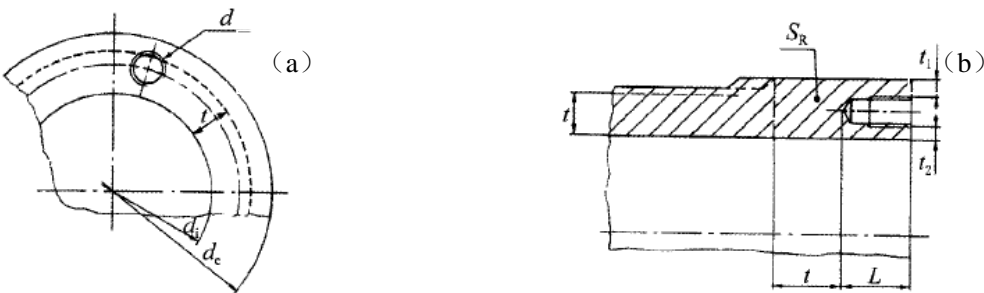


图6-68 N型泵 (2)

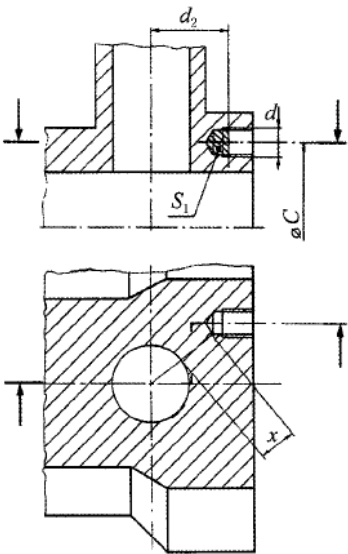


图6-69 N型泵 (3)

6. 4. 4. 1. 11 L 型泵的设计

L型泵是具有径向剖分泵壳的一级或多级立式泵，如图6-70所示。基本结构型式是由带有一个附加支撑板的端盖，一个或多个圆锥壳和竖筒段，和一个喇叭形吸入口组成，所有连接件均采用法兰连接。这类泵可以带有或不带有竖筒的型式。可以在各种位置上提供外部的约束件，以限制各种振动并承受各种外载荷。

泵的结构型式是使在支撑板以上的那些零件的外表面承受大气压力。低于支撑板的零件可以承受大气压力，或大气压力加浸没水头的压力。由于泵的安装和运行，圆锥壳和竖筒组件内的泵送流体可以流动并通过法兰连接件返回流体源内。这种流体的流动不影响整个压力边界的完整性。

L型泵应按6.3的要求和以下a)至e)给出的要求进行设计。另一种方法是，L型泵也可以按T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录D实验应力分析法设计或T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录I应力分析法设计的要求进行设计。

- a) 法兰联接件除符合以下 5) 的法兰联接件外，“RF”型法兰联接件可以用的方法进行分析和应力评定；“FF”型法兰联接件可以用的方法进行分析和应力评定，但应根据以下 1) 至 4) 进行相应修改：

- 1) T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录 G 或附录 V 中用于计算 H 值的设计压力应由下式的法兰设计压力代替：

$$P_{FD} = P + P_{eq}$$

式中：

P——按 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4 定义的设计或使用工况压力，MPa；

$P_{eq}$ ——作用在法兰连接件上的力矩引起的等效压力，MPa。

地震载荷和作用在法兰连接件上的外部载荷引起的等效压力  $P_{eq}$  应由下式确定：

$$P_{eq} = \frac{KM_f}{\pi G^3} + \frac{PB}{\pi G^2}$$

式中：

$M_f$ ——按 6.5.4.6 确定的作用在法兰上的组合力矩，N-mm；

F——作用在法兰上的轴向载荷，N；

G——垫片载荷反作用力处的直径，mm；

K——如果载荷包括动态载荷则该系数值应为 8；如果载荷是静载荷则该数值应为 16。

- 2) 附录 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录 G.3.2.2.3 公式(3)和公式(4)或附录 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录 V.3.2.2.1 用于确定要求的螺栓最小截面积的许用应力值，应采用 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录 A 表 A.1、A.2 所给定的值。
- 3) 附录 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录 G.3.2.4 中用于确定纵向颈部应力的公式(6)应修正为包括一次轴向膜应力的下式：

$$S_H = \frac{fM_o}{Lg_1^2 B} + \frac{PB}{4g_o}$$

式中 P 是按 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4 定义的设计或使用压力 MPa。其它术语的定义见 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录 G.3.1.3。

- 4) 许用应力极限值应为：

- (1)  $S_H$  不大于 1.5S
- (2)  $S_R$  不大于 1.5S
- (3)  $S_T$  不大于 1.5S

- 5) 如果法兰连接件符合 T/CNEA XXX. 1-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》中表 2. 1-1 中所列标准中的一条，且由公式 (13) 计算得到的每一  $P_{FD}$  小于所用的设计

或使用温度下的公称压力，则本节要求已被满足。

- b) 端盖水力通道在出口压力和大气压力之间构成承压边界的端盖部分的设计压力  $P$ ，应是出口压力或在设计任务书中另行规定，但是在任何情况下都不应小于在任何使用条件下泵出口处的最大压力。对于设计压力和温度不超过 T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》中附录 A 表 A. 1、A. 2 各种材料相应值的情况下，端盖水力通道必须的最小厚度应不低于下式所确定的值：

$$t_m = \frac{PD_o}{2(SE + Py)} + A$$

式中：

$t_m$ ——端盖流道在最终加工形状下所必须的最小壁厚，mm；

$D_o$ ——端盖水力通道的外径，mm；

$S$ ——在设计温度下材料的许用应力 (T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》中附录 A 表 A.1、A.2)，MPa；

$E$ ——按 6.2.4 给出的用于纵向接头型式的接头效率，或按 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》中附录 A 表 A.1、A.2 给出铸造质量系数；

$y$ ——0.4，对于  $D_o/t_m$  大于或等于 6.0；

$y$ —— $\frac{d}{d + D_o}$ ，对于  $D_o/t_m$  小于 6.0；

$d$ ——端盖水力通道的内径，mm；

$A$ ——按照设计技术规格书中规定的腐蚀或侵蚀余量 mm，如果介质接触 2 个表面，则必须采用二个表面容许的腐蚀裕量。

上述的端盖水力通道最小壁厚是完工形状的尺寸要求。如果水力通道使用管道弯曲成型，则弯管后的最小壁厚应不低于要求值。

- c) 竖筒竖筒的设计压力  $P_c$  应包括管道力矩和轴向载荷的影响。它应不小于在任何使用工况下沿竖筒壁可能产生的最大压差。泵圆锥壳的重量和叶轮的推力也应考虑在内。 $P_c$  应采用公式 (13) 和 (14) 确定，但“G”等于竖筒体的平均直径。

- 1) 竖筒厚度竖筒的最小壁厚应不低于按下式确定的值：

$$t_m = \frac{P_c D_o}{2(SE + Py)} + A$$

式中各项的定义均按以上 b) 中所述，用于竖筒的几何尺寸和材料除外。

- 2) 竖筒法兰除设计压力采用  $P_c$  外，竖筒法兰连接件应按 4.1.11 a) 设计。其等效压力应根据公式 (13) 用竖筒的几何尺寸来确定，且应不小于在任何使用工况下沿竖筒壁产生的最大压差。可拆卸的法兰连接件也是允许的。

- d) 圆锥壳圆锥壳的设计压力  $P_b$  由在任何使用工况下圆锥壳可能经受的最大压差来确定的。对于无筋板支撑的圆锥壳结构，圆锥壳的设计应完全按下列的 1) 至 3) 的要求进行。对于那些使用外部筋板增加圆锥壳和法兰刚度的圆锥壳结构，圆锥壳的设计应采用在实际使用中已得到证实的方法进行。在上述二种情况下，在设计中应采用作用在泵的圆锥壳上的最大载荷。除非制定专门的措施以保证防止圆锥壳之间的互换，所有的圆锥壳均应按照相同的要求进行设计。

- 1) 圆锥壳的最小厚度圆锥壳体的最小厚度应不低于下列公式所得到的值(应消除不连续的影响)：

$$t_m = \frac{P_b D_o}{2(SE + Py)} + A$$

式中：

$D_o$ ——圆锥壳的最大外径，取自各个圆锥壳组件的吸入端（图 6-71），mm。

上述圆锥壳最小厚度仅适用于远离不连续影响的圆锥壳的设计，而且可以增加该壁厚以满足以下 2) 和 3) 的要求。

- 2) 叶片与壳体的相互影响应考虑壳体在内压下径向膨胀时，导叶叶片所产生约束效应。用下面的公式计算上述的效应是一个可以接受的方法：

$$F_D = \frac{2(2-\mu)P_b A_D^2}{\frac{16l_D t_D}{t_v} + \frac{t_D (\pi A_D)^3}{(n_v t_D)^3}}$$

式中：

$F_D$ ——叶片载荷/单位长度，N/m；

$P_b$ ——圆锥壳内最大压差，MPa；

$A_D$ ——图 6-71 定义的圆锥壳叶片部分的平均直径，mm；截面应取圆锥壳毂部基本上可认为实心的部分；

$l_D$ ——图 6-71 中定义的叶片径向平均长度，mm；

$t_v$ ——叶片平均厚度，mm；

$t_D$ ——图 6-71 中指明的在叶片—壳体接合面处的壳体厚度，mm；

$n_v$ ——圆锥壳水力通道中叶片的数量；

$\mu$ ——泊松比。

壳体的局部弯曲应力  $\sigma_v$  应小于 1.5SE。其值是由下式确定的：

$$\sigma_v = \frac{F_D}{t_v}$$

- 3) 圆锥壳法兰除设计压力应为  $P_b$  外，圆锥壳法兰连接件的设计应根据 4.1.10 a) 来进行。等效压力应根据公式(13)应用圆锥壳的几何尺寸来确定，且应不小于在任何使用工况下沿圆锥壳壁产生的最大压差，可拆卸的法兰连接件是允许的。单个圆锥壳出口法兰和下一级圆锥壳进口法兰之间的法兰连接件通常应使出口法兰防转约束件不足以限制出口法兰的转动。因此，在平法兰之间的杠杆作用可以忽略，且出口法兰应按 T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》中附录 G 的规定进行分析。对于带筋板的法兰或附于竖筒组件的最后一级圆锥壳可能不是这样的情况。供分析用的出口法兰几何尺寸的定义如图 6-71。
- e) 喇叭形吸入口喇叭形吸入口的设计压力  $P_{sb}$  应是按照在任何使用工况下泵的首级所产生的压差加上用于计算喇叭形吸入口上的力矩的等效压力之和确定的。除了使用喇叭形吸入口的几何尺寸以外，等效压力应采用公式(13)进行计算，其中公式(14)中  $F=0$ 。喇叭形吸入口压力  $P_{sb}$ ，

仅适用于喇叭形吸入口法兰的设计。喇叭形吸入口法兰以下部分（图 6-70 中 A-A 截面），喇叭形吸入口的其余部分以及与其相接的过滤器托架不考虑承受压差载荷。

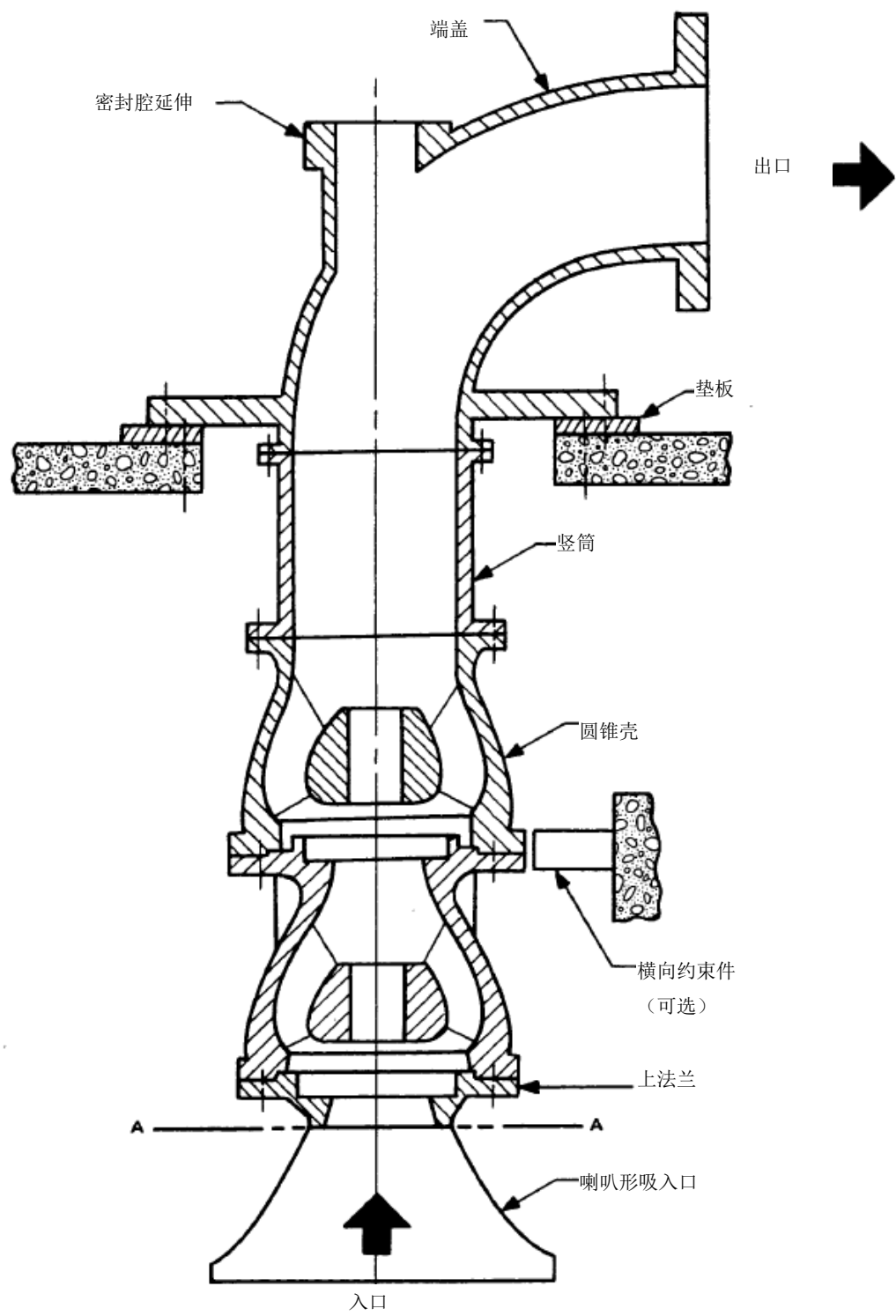


图6-70 L型泵



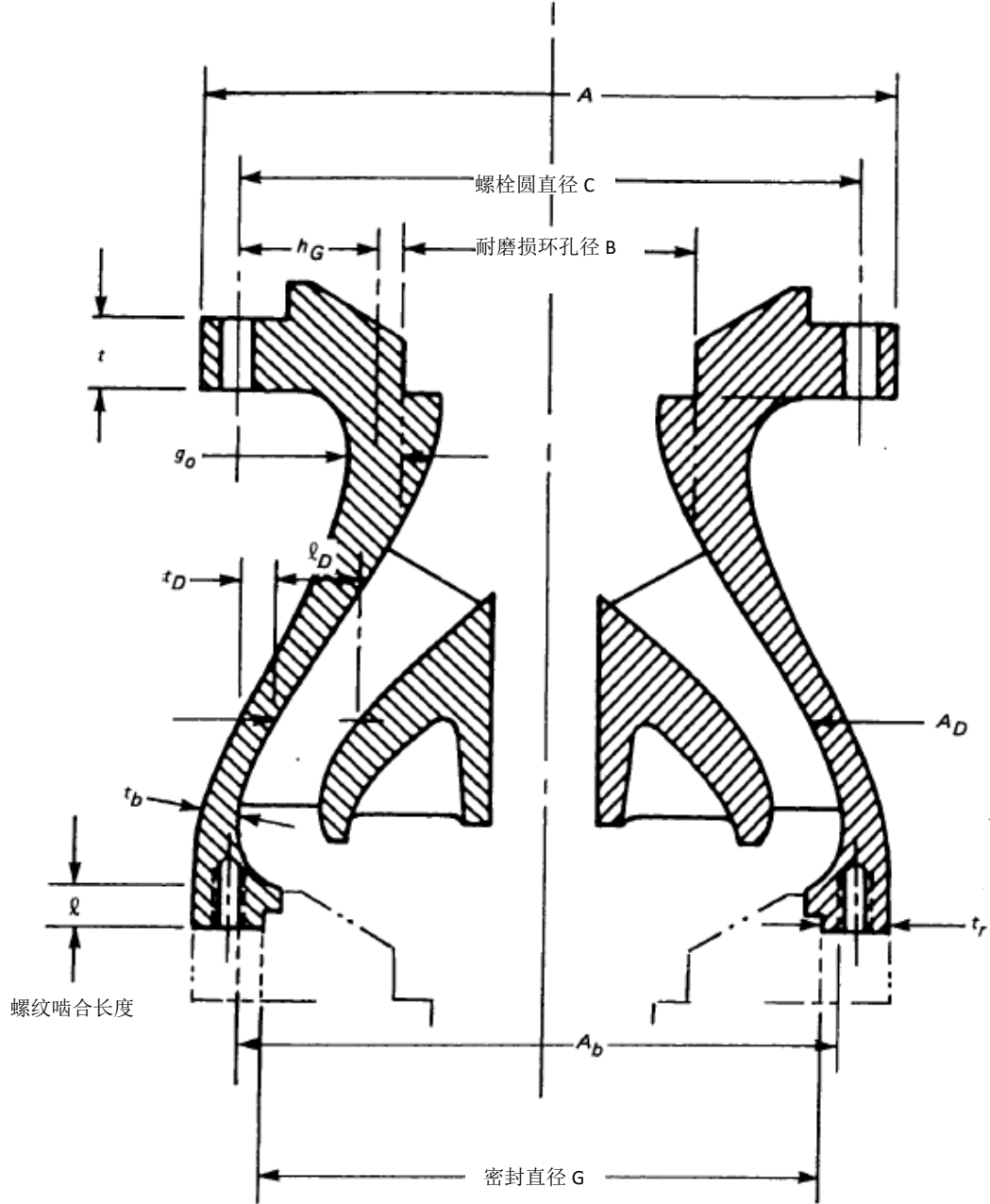


图6-71 L型泵圆锥壳

6.4.4.2 特殊型式泵

6.4.4.2.1 J型泵（离心式）的设计

- a) J型泵是指不能归入上述类型中的任何一类泵。
- b) 可以采用对于规定的设计条件已被证明是令人满意的任何设计方法。

6.4.4.2.2 往复泵的设计

见 6.4.5。

6.4.5 二、三级往复泵的设计

6.4.5.1 范围

- a) 这些规则包括液压端结构部件的强度及承压的完整性（图 6-72），而这些零件的失效会妨碍承压边界。这些零件包括：
  - 1) 液压缸和阀腔；
  - 2) 阀盖；
  - 3) 液压缸盖；
  - 4) 填料函；
  - 5) 填料压盖；
  - 6) 集流腔；
  - 7) 由泵制造商供应的，通常与泵连为一体的管道和接管嘴；
  - 8) 有关的螺栓连接件；
  - 9) 与承压边界部分连为整体的外部和内部附件。
- b) 这些规则不适用于柱塞或活塞、非结构上的内部构件，包括阀、阀座、垫片，填料和液压缸安装螺栓连接件。填料压盖不要求进行水压试验。

#### 6.4.5.2 合格要求

承压边界部件应能承受规定的设计压力，除本节规则外，设计还应满足6.1的要求。

#### 6.4.5.3 材料和应力

材料和许用应力应符合第5章的要求。

#### 6.4.5.4 设计要求

##### 6.4.5.4.1 焊接结构的设计

- a) 焊接结构的设计应按 6.3.5 进行。
- b) 对于像放气管和疏水管以及仪表开孔连接等，允许采用部分焊透焊缝。接管不应超过 DN50，对这些接管，全部补强应与穿透的泵壳部分构成一体。部分焊透焊缝应具有足够的尺寸，以增强接管的整体强度。

##### 6.4.5.4.2 管道

位于泵承压边界内并与泵连成一体的管道应按6.6设计。

##### 6.4.5.4.3 液压端

可采用对于规定的设计已证明是令人满意的任何设计方法。

##### 6.4.5.4.4 疲劳

液压缸和承压螺栓连接件承受很大的疲劳载荷，在设计上应考虑这些载荷。可以采用对于规定的设计已证明是令人满意的任何设计方法。

##### 6.4.5.4.5 地震载荷

在泵的设计中应考虑地震的影响。由地震效应引起的应力应包括在由压力或其它使用载荷引起的应力内。

##### 6.4.5.4.6 腐蚀

在设计中，如材料的腐蚀是一种因素，则在有腐蚀的地方应留有腐蚀裕量。

##### 6.4.5.4.7 螺栓连接件

包含在承压边界内的轴对称布置的螺栓连接件，应按T/CNEA XXX. 8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录G中所述的步骤进行设计。

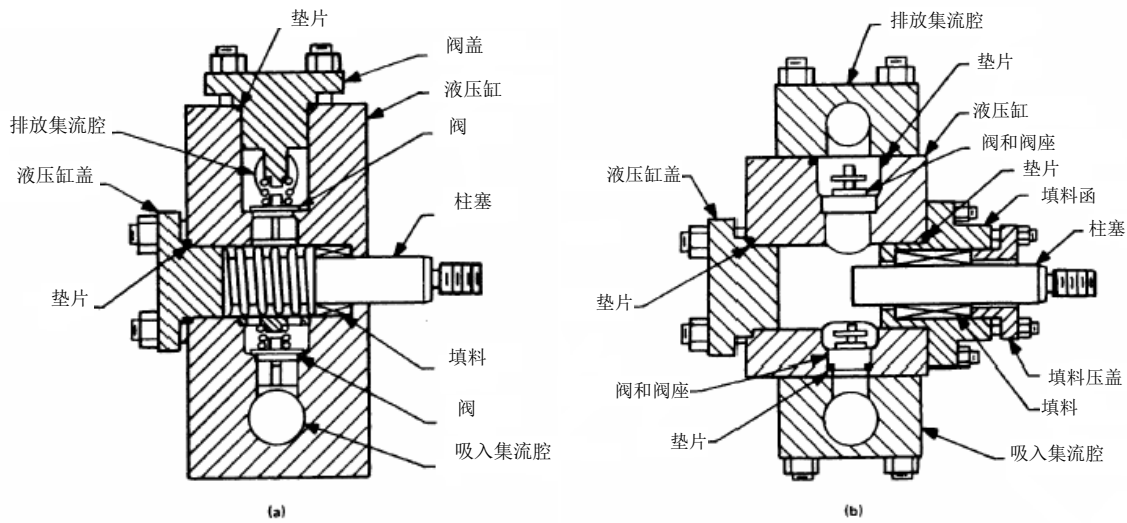


图6-72 卧式单作用液压泵液压端

## 6.5 阀门设计

### 6.5.1 通用要求

#### 6.5.1.1 设计技术规格书<sup>39)</sup>

设计技术规格书(NCA-3250)中应规定设计和使用工况(NCA-2142)。除非设计技术规格书将所属边界扩大到 4.1.3.1 的最小范围以外,否则可认为使用 4.1.3.1 的最小范围已满足规定阀门边界所属位置 NCA-3254(a)的要求。规定边界条件的 NCA-3254(b)的要求不适用于阀端连接。

#### 6.5.1.2 标准设计规则

##### 6.5.1.2.1 带法兰端和对接焊端的阀门

除下面 a)和 b)中规定的以外,带法兰端和对接焊接端的阀门设计应符合 ASME B16.34 标准级类别的阀门可适用的要求。

- a) 尺寸大于 DN 600 的带法兰端和对接焊接端的阀门,假如满足下列附加要求,则可按 75 级进行设计。

- 1) 液体温度从-30℃到 175℃的最大额定压力应为 520kPa。
- 2) 不包括腐蚀裕量的最小阀体壁厚应按下式计算:

$$d \leq 1270 \text{ mm 时, } t_m = 0.4t_o + 0.2$$

或

$$d > 1270 \text{ mm 时, } t_m = 0.008d + 0.2$$

式中:

$t_m$ ——阀体最小壁厚, mm

$t_o$ ——在 ASME B16.34 中列出的 150 级的阀体最小壁厚, mm

$d$ ——阀体内径, mm

法兰应按附录 XI、ANSI/AWWA-C207E 级、MSS-SP-44 或 ASME B16.47 的要求进行设计。

- 3) 阀门壳体最小水压试验压力应为 860KPa,并应在此压力下最少保持 10 分钟。
  - 4) 阀门关闭最小试验压力应为 590kPa,并应在此压力下最少保持 10 分钟。
- b) 假如满足下列附加要求,则可采用尺寸大于 DN 600 的带法兰端的阀门。
- 1) 对于 MSS-SP-44,压力等级应限于 600 级或更低的级;对于 ASME B16.47,压力等级应限于 150 级和 300 级。
  - 2) 运行温度应限于-30℃到 345℃范围内。
  - 3) 法兰应按附录 XI、MSS-SP-44 或 ASME B16.47 的要求进行设计。

##### 6.5.1.2.2 带承插焊端和非焊接端阀门

带承插焊端和非焊接管道端连接(而不是 ASME B16.5 法兰连接)阀门的设计,除端部连接应符合 6.6.6.1 或 6.6.7.1 的相应要求外,均应符合 ASME B16.34 标准级类别阀门的对接焊的现行要求。

##### 6.5.1.2.3 膜片式或无法兰阀门

法兰之间可用螺栓连接的阀门(也即蝶阀)的设计应符合 ASME B16.34 标准级类别的阀门相应要求和下面 a)到 e)的要求。

39) 某些双阀座型阀门,当处在关闭位置时,在阀体或阀盖的空腔内会积存液体。如果这样的空腔内积聚了液体且处在关闭状态,当邻近的管子升温时,可能在阀体或阀盖的空腔内引起严重的无法控制的压力升高。在可能出现这种情况的场合下,业主或其代理人有责任提供或要求提供保护措施,防止在这样的阀门中产生有害的超压。

- a) 设计应按规定法兰提供螺栓连接的全部螺栓孔和螺栓圆。
- b) 与阀体流道平行的螺栓孔,可以是带螺纹孔或不带螺纹孔。带螺纹的螺栓孔可适用于双头螺栓的盲孔。
- c) 阀体所需的最小壁厚应从阀体内圆周到阀体任一外圆周或与螺栓孔内切圆周上量得,取其中较小值。
- d) 在阀杆穿孔附近的通孔或盲螺纹孔与阀杆穿孔之间的内接孔带,应不小于所需阀体颈部厚度的 25%。
- e) 与阀体流道平行的单独孔与阀体流道之间的内接孔带,应不小于所需阀体壁厚的 25%。且这种孔的直径不得大于 10mm。

#### 6.5.1.2.4 设计载荷和使用载荷

6.5.1.2.1 和 6.5.1.2.2 的设计要求包括指定为 A 级限制的设计载荷和使用载荷的压力-温度额定值。当规定的任何使用载荷在设计技术规格书中定为 B 级, C 级或 D 级限制时, 应满足 6.5.2 的要求。

#### 6.5.1.2.5 辅助连接件的开孔

诸如疏水、旁通和排气等辅助连接件的开孔应满足 ASME B16.34 的要求和 6.3.3 的相应要求。

#### 6.5.1.3 替代设计规则

对于端部连接符合 6.6.6.1 要求的对接焊的阀门和承插焊的阀门, 如果满足下列要求, 且当设计技术规格书允许时, 则可用 ASME B16.34 的特殊级阀门的设计要求代替 6.5.1.2。

- a) 对于按 5.5 的检测方法和验收标准的所有规格的对接焊接端和承插焊接端的阀门, 均应满足 ASME B16.34 特殊级的无损检测要求。
- b) 当规定任何使用载荷在设计技术规格书中定为 B 级、C 级和 D 级限制时, 应满足 6.5.2 的要求。
- c) 诸如疏水、旁通和排气等辅助连接件的开孔应满足 ASME B16.34 的要求和 6.3.3 的适用的补强要求。

#### 6.5.1.5 金属波纹管 and 金属膜片阀杆密封阀门的合格性

采用金属波纹管或金属膜片阀杆密封的阀门应按本节的规则制造, 其根据是假设波纹管或膜片不承受压力和设计压力施加在一个所要求的备用阀杆密封(如填料密封)上。波纹管或膜片不必按本卷的要求制造。

#### 6.5.1.6 橡胶隔膜阀门的合格性

采用橡胶隔膜阀门应按 6.5 节在备用阀杆密封上, 且满足下列附加要求。

- a) 设计温度应不超过 175℃;
- b) 阀门尺寸和压力等级应不超过 DN 300、150 级 (PN 20)和 DN 100、300 级 (PN 50);
- c) 应设置一个备用密封阀杆;
- d) 隔膜应满足 MSS-SP-100 的要求。

### 6.5.2 B 级、C 级和 D 级使用限制

#### 6.5.2.1 设计要求

- a) 当配有阀门的管道系统按 6.6 节的要求设计时, 假如满足下面 1)和 2)的条件, 则可认为阀体足以承受管道端部载荷。容许用 T/CNEA XXX.2-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 2 部分: 1 级部件》6.5.4.5.2 的设计规程替代 1)和 2)。
- 1) 在垂直于流道并通过阀体拐角区的平面(也即图 6-73 中的平面 A-A)内的断面模数和金属面积应不小于与阀体进出口接管连接的管道的断面模数和金属面积的 110%。

- 2) 阀体材料的许用应力大于等于连接管道材料的许用应力。如果阀体材料许用应力小于连接管道材料的许用应力,则阀门断面模数和金属面积应不小于所连接管道的断面模数和金属面积的 110%乘以  $S_{\text{管道}}/S_{\text{阀}}$  的比值。

表6-20 A 级、B 级、C 级和 D 级使用限制

使用限制	应力限制 <sup>a,b,c,d</sup>	$P_{\text{最大}}^e$
A 级	$\sigma_m \leq S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.5S$	1.0
B 级	$\sigma_m \leq 1.1S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.65S$	1.1
C 级	$\sigma_m \leq 1.5S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.8S$	1.2
D 级	$\sigma_m \leq 2.0S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 2.4S$	1.5
<p><sup>a</sup> 为满足这些应力极限,应假定铸造质量系数为 1。</p> <p><sup>b</sup> 这些阀门设计的合格要求并不确保阀门的性能完好。</p> <p><sup>c</sup> 本表所列的设计要求不适用于阀瓣、阀杆、阀座或包容在阀体和阀盖范围内的其它阀门部件。</p> <p><sup>d</sup> 这些规则不适用于安全释放阀。</p> <p><sup>e</sup> 最大压力应不超过 <math>P_{\text{最大}}</math> 列系数与设计压力或与相应使用温度下的额定压力的乘积。</p>		

- b) 定为 A 级、B 级、C 级和 D 级限制的使用载荷引起的最大内压应不超过表 6-20 中所列的系数乘上设计压力或相应使用温度下的额定压力。如果满足这些压力限制,则也可认为满足表 6-20 中应力限制的载荷。同样的,如果满足表 6-20 的应力限制,则  $P_{\text{最大}}$  压力限制系数不必满足。
- c) 当阀门配备有带外伸机构的操作装置,且这些机构对保持压力完整性是必需的时,如果设计技术规格书有要求,应根据作用在外伸部分重心处的当量地震加速度引起的静力来进行分析。阀体应符合 6.5.2.2 中列出的应力限制。在自由体简图确定了与施加载荷处于平衡的简单应力分布的场合,可以采用经典的弯曲应力公式和正应力公式。

6.5.2.2 应力限制和压力限制

表 6-20 中规定了使用载荷的应力限制。表 6-20 中所采用的符号定义如下:

$\sigma_m$  = 总体薄膜应力,  $MPa$ 。该应力等于作用在所考虑实心横截面上的平均应力。它不包括不连续和应力集中,而仅由压力和其它机械载荷所产生。

$\sigma_L$  = 局部薄膜应力,  $MPa$ 。该应力除了包括不连续效应外,其余与  $\sigma_m$  相同。

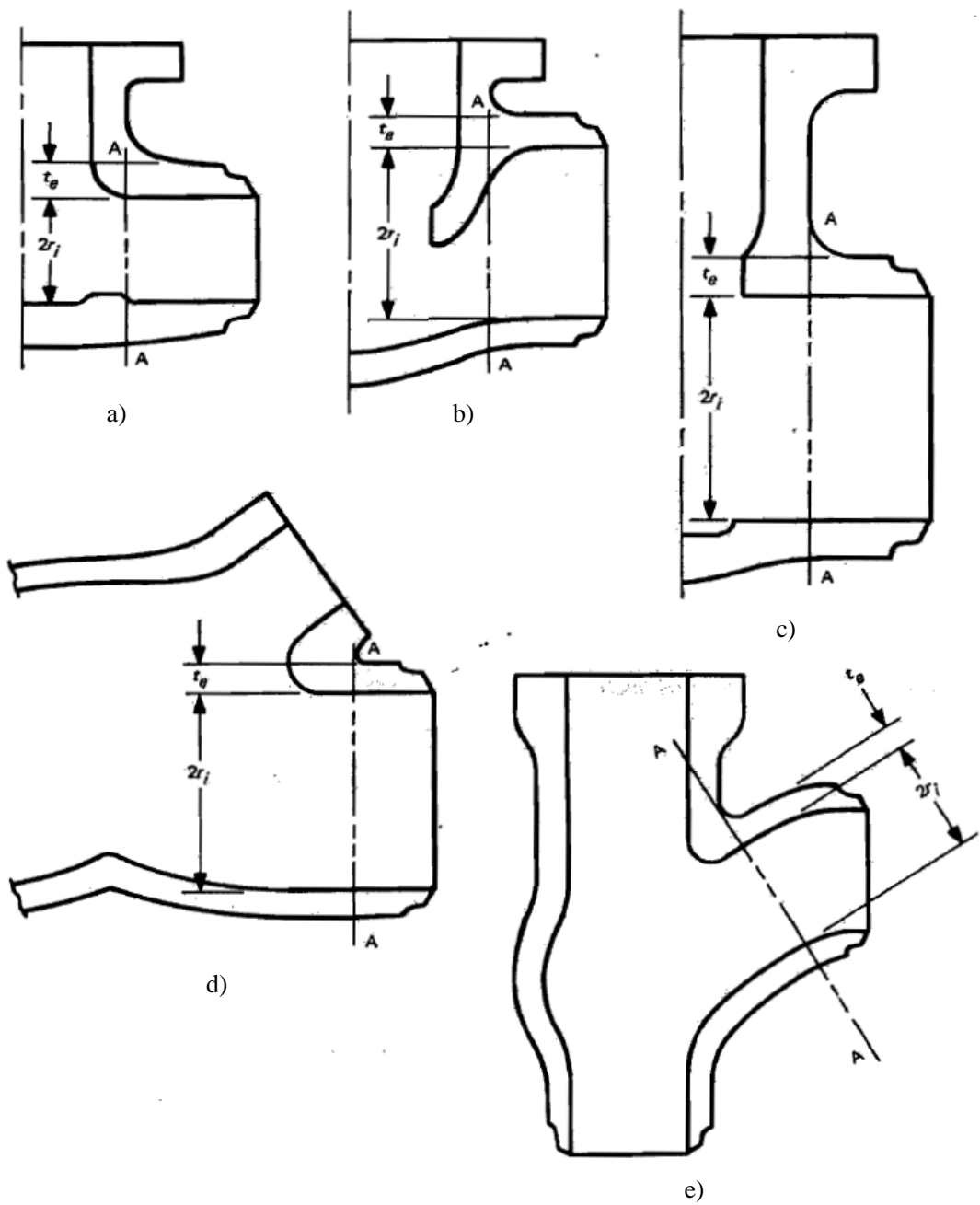


图6-73 阀体的典型断面

$\sigma_b$  = 弯曲应力,  $MPa$ 。该应力等于作用在所考虑实心横截面上的应力的线性变化部分。它不包括不连续性和应力集中, 而仅由压力和其它机械载荷所产生。

$S$  = 第Ⅱ卷 D 篇第 1 分篇表 1A、1B 和表 3 中给出许用应力值,  $MPa$ 。该许用应力对应于所考虑载荷作用下在所考虑截面上的最高金属温度。

6.5.3 通用规则

6.5.3.1 液压试验

下列要求适用于按 6.5.1.2 或 6.5.1.3 设计的阀门。

6.5.3.1.1 壳体水压试验

壳体水压试验应当用水或空气按 ASME B16.34 要求进行。液压试验时允许阀杆密封泄漏。金属波纹管 and 金属膜片阀杆密封的阀门，其液压试验应包括阀体、阀盖、阀体与阀盖的连接处以及波纹管或膜片或所要求备用阀杆密封的液压试验。为使焊接端阀门内液体保持在试验压力下，端部封闭密封可以放置在 ASME B16.34 所定义的焊接端过渡处，适当地靠近阀门的端部平面，以保证安全施加试验压力。

#### 6.5.3.1.2 阀门关闭试验

壳体水压试验之后，除了所有规格的阀门在其阀瓣上应承受一个不小于 38℃ 时压力额定值 110% 的试验压差之外，阀门关闭试验应按 ASME B16.34 进行。试验期间，阀座处的泄漏值由设计技术规格书规定。

#### 6.5.3.1.3 保压时间

壳体液压试验持续的时间应满足 9.2.2.3 的要求。阀门关闭试验的持续时间应为 2.5sec/mm，按最小壁厚  $t_m$  计算或 ASME B16.34 的试验时间要求而取两者中的较大值，但不小于 1 分钟。

#### 6.5.3.1.4 阀门关闭试验的豁免

- a) 对于在关闭件两边具有压差(压差值限制为小于 38℃ 下的压力额定值)，或关闭件或驱动装置(直接式、机械、液压或电动驱动装置)在高压差下易遭受损坏的使用工况下设计的阀门，其试验压力可降到关闭位置时最大规定压差的 110%。这种例外情况应在设计技术规格书中加以标明，且最大规定压差应在阀门铭牌上和取得国务院核安全监管部门认可的单位的数据报告表格上注明。
- b) 对于不作隔离使用而设计的阀门，其主要作用是调节流量，且根据它们的设计不要求全关，则不要求按 6.5.3.1.2 中规定进行阀门关闭试验。这种例外情况应在设计技术规格书中加以标明，并在阀门铭牌上和取得国务院核安全监管部门认可的单位的数据报告表格上加以注明。

### 6.5.4 承压零件的设计

不适用。

### 6.5.5 循环载荷的要求

不适用。

### 6.5.6 设计报告

不适用。

### 6.5.7 压力释放阀的设计

#### 6.5.7.1 合格性

##### 6.5.7.1.1 概述

本段规则构成了对弹簧加载式压力释放阀的设计合格要求。在 6.5 中包括了导阀驱动和动力驱动压力释放阀的设计规则。本段规则涉及的是阀门进口连接件、接管、阀瓣、阀体结构、阀盖（支架）以及阀体与阀盖（支架）螺栓连接的承压完整性的要求。本段规则还包括其它物项，如弹簧、阀轴(阀杆)、弹簧垫圈以及整定压力调节螺钉。本段规则不适用于导向件、调节环、支座、定位螺钉以及其它非承压物项。图 6-74 和图 6-75 是典型的压力释放阀的图例。

##### 6.5.7.1.2 定义

本段使用的压力释放阀术语的定义在美国国家标准 ANSI B95.1-1977《压力释放装置专用术语》和



第 10 章中给出。压力释放阀的特点是在阀内有多个压力区，即一个一次压力区和一个二次压力区，如图 6-74 和图 6-75 所示。

#### 6.5.7.1.3 小尺寸压力释放阀的合格性

入口管连接件等于和小于 DN 50 的压力释放阀应符合 6.5.7.5.1 壁厚要求。阀门的其它零件应根据在相当的使用工况下取得成功经验所确定的合适的设计实例进行设计，以保证压力完整性。

#### 6.5.7.1.4 大尺寸压力释放阀的合格要求

设计应满足本段要求。

#### 6.5.7.2 设计考虑事项

##### 6.5.7.2.1 设计工况

当考虑了一次和二次压力区的设计工况时，6.1 的通用设计总则要求是适用的。当 6.1 和 6.5.7 相抵触时，应以 6.5.7 的要求为准。关闭和开启(全排放)位置的机械载荷均应和使用工况一起来考虑。此外，还应满足第 10 章的要求。

##### 6.5.7.2.2 规定的使用载荷的应力限制

- a) A 级使用载荷阀门的 A 级使用载荷的应力限制应按下列要求：
  - 1) 总体薄膜应力应不超过  $S$ 。
  - 2) 总体薄膜应力加弯曲应力应不超过  $1.5S$ 。
  - 3) 不需要对与支座或阀座表面接触载荷有关的局部应力进行校核。
  - 4)  $S$  值应符合第 II 卷 D 篇第 1 分篇表 1A、1B 和表 3。
- b) B 级、C 级和 D 级使用载荷表 6-21 规定了 B 级、C 级和 D 级使用载荷的应力限制。表 6-21 中所采用的符号在 6.5.2.2 中已作了规定。

表6-21 二级压力释放装置 B 级、C 级和 D 级使用载荷

使用载荷	应力限制
B 级	$\sigma_m \leq 1.1S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.65S$
C 级	$\sigma_m \leq 1.5S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.8S$
D 级	$\sigma_m \leq 2.0S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 2.4S$
<p>注1：不要求铸件质量系数来满足这些应力限制。</p> <p>注2：这些阀门设计的合格性并不确保阀门的功能适用性。但是，设计师应注意满足与整定压力、开启高度、排放以及关闭等有关的第10章的要求。</p> <p>注3：本表所列的设计要求适用于那些承压的阀门部分、或对阀门承压件有影响的那些部分。</p>	



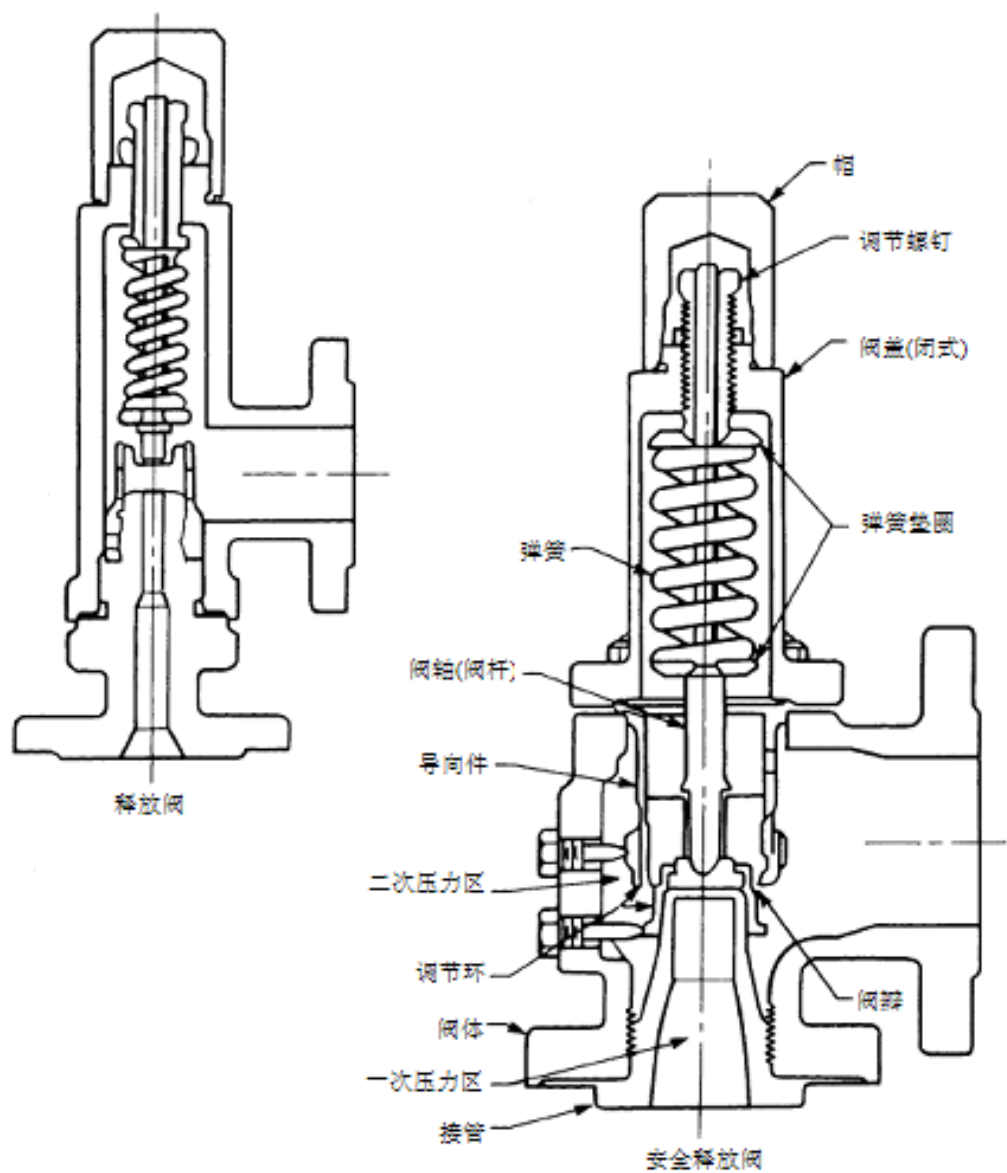


图6-75 典型的压力释放和安全释放装置

6.5.7.3 特殊设计规则

6.5.7.3.1 水压试验

压力释放阀壳体水压试验应按 6.5.3.1.1 和 6.5.3.1.3 进行，但压力释放阀入口部分(保持一次压力)应至少等于阀上标记的整定压力的 1.5 倍压力进行壳体水压试验。用于闭式系统的阀门，压力释放阀的出口部分应按二次设计压力的 1.5 倍进行壳体水压试验(10.1.1.1)。

6.5.7.3.2 标记

除了按 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》和第 10 章的要求标记外，二次设计压力应在阀门上或阀门的铭牌上作出标记。

6.5.7.4 B 级、C 级和 D 级使用载荷的设计要求

- a) 当配有阀门的管道系统按 6.6 的要求设计时，假如满足下列 1)和 2)的条件，则可以认为阀体足以承受管道端部载荷。
  - 1) 在垂直于流道并通过阀进出口区域(图 6-74 和图 6-75)的平面内的断面模数和金属面积应

不小于与阀进出口相连接的管道的断面模数和金属面积的 110%。

- 2) 阀体材料的许用应力应等于或大于所连接管道材料的许用应力。如果阀体材料许用应力小于所连接管道材料的许用应力,则阀的断面模数和金属面积应不小于所连接管道的断面模数和金属面积的 110%乘以  $S_{\text{管道}}/S_{\text{阀}}$  的比值。
- b) 压力释放阀的承压部件应符合表 6-21 所列的对于规定为 B 级、C 级或 D 级使用载荷的应力限制。
- c) 压力释放阀带有外伸机构,而这些机构对保持压力完整性是必需的。如果设计技术规格书有要求,应根据作用在外伸部分重心处的当量地震加速度引起的静力来进行分析。在自由体简图确定了与施加载荷处于平衡的简单应力分布的场合,可以采用经典的弯曲应力公式和正应力公式。

#### 6.5.7.5 压力释放阀的部件设计

##### 6.5.7.5.1 阀体

当考虑到一次和二次区的尺寸和压力工况时,阀体的最小壁厚应满足 ASME B16.34 的标准级类别阀门的相应要求。邻近进口接管(其离进口法兰背面平面的距离等于阀体最小壁厚)处阀体的最小壁厚应根据 ASME B16.34 标准级阀门按进口法兰尺寸和压力等级的要求来确定。二次压力区内阀体的其它地方的最小壁厚应根据 ASME B16.34 标准级类别阀门按出口法兰尺寸和压力等级,包括可适用的 ASME B16.34 的其它规则和条件的要求来确定。在出口法兰为阀盖延伸部分的阀门设计中,阀盖设计应符合上述规则。当进口法兰几何形状包含有进入在 ASME B16.5 的表 9、12、15、18、21、24 或 27 中用尺寸 B 表示的金属截面边界内轮廓部分时,设计的合理性应按照 6.6.5.8 通过应力计算加以证明。由于工作应力、非圆形的形状、应力集中以及阀颈拐角区为承受可能施加于阀门上的弯曲应力和安装应力的足够结构强度所需的附加金属厚度必须由制造厂来确定。

##### 6.5.7.5.2 阀盖(支架)

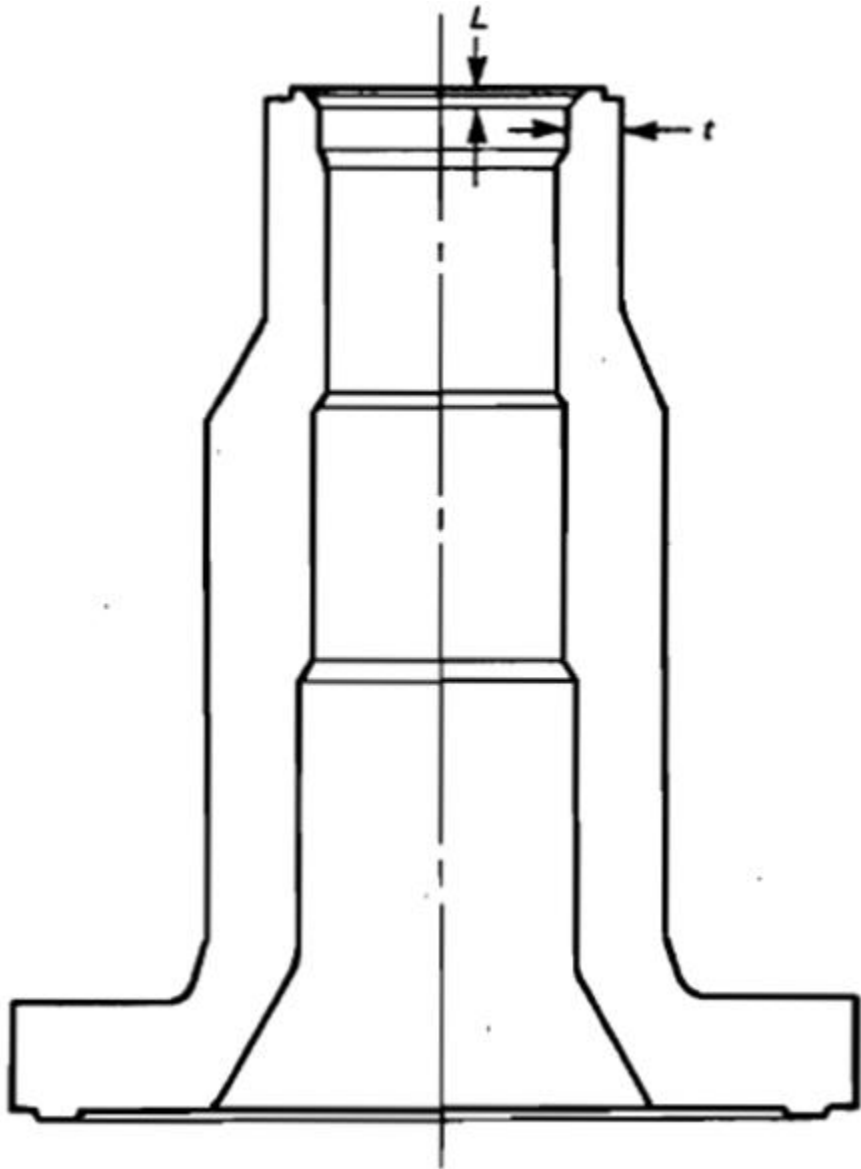
阀盖(支架)可以使用具有合适的自由体简图的经典的弯曲应力和正应力公式进行分析。总体薄膜应力和总体薄膜应力加弯曲应力应不超过 6.5.7.2.2 的应力限制。

##### 6.5.7.5.3 接管

接管的最小壁厚应根据对总体薄膜应力的限制来确定。替代方法是可采用 T/CNEA XXX.2-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 2 部分:1 级部件》6.5.7.4.3 的规则。如果尺寸  $L$  小于名义壁厚  $t$ ,则这些要求不适用于由图 6-76 中的  $L$  限定的接管阀座接触区的过渡区。

##### 6.5.7.5.4 阀体及阀盖的连接

对于入口管道连接件小于等于 DN 50 的阀门,阀体与阀盖之间可采用螺纹连接。考虑了所有载荷后的螺纹剪应力应不超过许用应力  $S$  的 0.6 倍。阀体与阀盖螺栓连接件应设计成能承受额定最大二次设计压力与全开升程时总的弹簧载荷组合的静压端部力,以保持有足够的压力作用在垫片或连接的接触表面上而不致泄漏。在这些载荷作用下的螺栓应力应不超过第 II 卷 D 篇第 1 分篇表 3 的许用应力值。



$t$  = 接管壁厚, mm;  
 $L$  = 阀门过渡区的长度, mm;  $\leq t$

图6-76 阀门接管

6.5.7.5.5 阀瓣

对在阀瓣上引起最大应力的条件应进行应力评定。弯曲应力应不超过 6.5.7.2.2 的应力限制。

6.5.7.5.6 弹簧垫圈

剪应力应不超过  $0.6S$ 。弯曲应力应不超过 6.5.7.2.2 的应力限制。

6.5.7.5.7 阀轴(阀杆)

总体薄膜应力应不超过 6.5.7.2.2 的应力限制。

6.5.7.5.8 调节螺钉

调节螺钉应按 ASME B1.1 的方法对螺纹应力进行分析, 该应力应不超过  $0.6S$ 。根据螺纹根部直径计算的调节螺钉的总体薄膜应力应不超过 6.5.7.2.2 的应力限制。

#### 6.5.7.5.9 弹簧

阀门弹簧的设计应使全开升程时弹簧压缩量不大于名义压实变形量的 80%。弹簧的永久变形(定义为自由高度和将弹簧在室温预调后将弹簧再压实三次至少 10 分钟后测得的高度之差)应不超过自由高度的 1.0%。

#### 6.5.7.6 设计报告

##### 6.5.7.6.1 通用要求

制造商应按 T/CNEA XXX.1-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》第 6.5.7 节的规定证明符合本节的要求。

6.6 管路设计

6.6.1 通用要求

6.6.1.1 合格要求

管道系统合格要求由下列各款给出。

6.6.1.1.1 许用应力值

管道系统设计所使用的许用应力值在T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、A.2和A.5中给出。

6.6.1.1.2 应力限制

- a) 设计和使用  
在设计技术规格书中应对载荷作出规定。
- b) 设计载荷  
由于设计内压、重量和其他持续载荷产生的应力之和应满足 6.6.5.2 公式（26）的要求。
- c) 使用载荷  
下列使用限制应适用于设计技术规格书中指定的使用载荷。
  - 1) A 级和 B 级使用限制对于设计技术规格书中定为 A 级和 B 级使用限制的使用载荷，应满足 6.6.5.3 的要求。当采用 B 级使用限制时，峰值压力  $P_{\max}$  应不超过按 6.6.4.1.1 公式（24）计算出的压力  $P_a$  的 1.1 倍。
  - 2) C 级使用限制对于设计技术规格书中定为 C 级使用限制的使用载荷，应力之和应满足 6.6.5.4 的要求。
  - 3) D 级使用限制对于设计技术规格书中定为 D 级使用限制的使用载荷，应力之和应满足 6.6.5.5 的要求。
  - 4) 试验工况试验应按 6.0 进行，试验时应不考虑偶然载荷的作用。
- d) 外压应力  
承受外压的管道应满足 6.6.4.1.2 的要求。
- e) 膨胀应力的许用应力范围  
许用应力范围  $S_A$  由公式（20）给出。

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h)$$

(20)

式中：

- $S_c$  = 最低（冷态）温度下的母材许用应力，MPa；
- $S_h$  = 最高（热态）温度下的母材许用应力，MPa；
- $f$  = 在系统预期的总使用年限内，与全幅温度循环总次数  $N$  相对应的应力范围减弱系数，由表 6-22 查得

表6-22 应力范围减弱系数

等效全幅温度循环次数 $N$	$f$
$\leq 7000$	1.0
7000~14000	0.9



等效全幅温度循环次数 $N$	$f$
14000~22000	0.8
22000~45000	0.7
45000~100000	0.6
$\geq 100000$	0.5

- 1) 确定母材许用应力  $S_c$  和  $S$  时, 不需要应用焊接接头系数。
- 2) 应力减弱系数主要适用于非腐蚀性的使用条件和耐腐蚀性材料, 上述条件可将由腐蚀作用造成的循环寿命减至最小。
- 3) 如果温度变化范围不同, 则等效全幅温度循环次数可按下式计算:

$$N = N_E + r_1^5 N_1 + r_2^5 N_2 + \dots + r_n^5 N_n \quad (21)$$

式中:

$N_E$  = 用于计算膨胀应力  $S_E$  的全幅温度变化范围为  $\Delta T_E$  的循环次数

$N_1, N_2, \dots, N_n$  = 较低的温度变化为  $\Delta T_1, \Delta T_2, \dots, \Delta T_n$  时的循环次数

$r_1, r_2, \dots, r_n = (\Delta T_1)/(\Delta T_E), (\Delta T_2)/(\Delta T_E), \dots,$

$(\Delta T_n)/(\Delta T_E)$  = 用以计算膨胀应力  $S_E$  的任何较低温度循环次数之比

- f) 非重复应力的许用应力

按 6.6.5.3.2b) 公式 (28a) 计算的任何单向非重复锚固点移动 (例如预计的建筑物下沉) 引起应力的许用应力应为  $3.0S_c$ 。

### 6.6.1.1.3 替代分析方法

6.6中所规定的设计要求是基于简化的工程方法。可以采用 T/CNEA XXX.2-20XX 《压水堆承压部件设计与制造 第2部分: 1级部件》第6.6节或 T/CNEA XXX.2-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第2部分: 1级部件》第6.2节中所述的更严格的分析进行应力计算。这些应力计算结果必须与本部分规定的许用应力进行比较, 在这种情况下, 设计师应在提交经确认的设计报告对上述方法的合理性给予适当的阐述。

### 6.6.1.2 管道制品的压力—温度额定值

#### 6.6.1.2.1 规定额定值的管道制品

- a) 已制定了某些管道制品的压力—温度额定值, 并把它放在表 6-1 列出的一些标准内。不应超过表 6-1 所列标准中给出的对应温度下的压力额定值, 且管道制品不应在超过 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 中对管道制品材料所给出的温度下使用。
- b) 在管道制品已规定的压力—温度额定值尚未达到本部分所允许的材料温度上限时, 则在规定的额定值和材料温度上限之间的压力—温度等级可按本部分的规则来确定。

#### 6.6.1.2.2 不规定额定值的管道制品

如果希望采用本部分尚未包括的管道制品的制造或设计方法, 制造商应满足 6.6.4 和 6.6.9 的要求以及本部分所包括的设计载荷的其他相应要求。不应超过制造商推荐的压力额定值。

#### 6.6.1.2.3 对局部条件和瞬态的考虑

- a) 当在不同压力下运行的管道系统用一个或多个阀门连接时,所有阀门都应按较高压力系统的压力和温度要求来设计。较低压力系统应按下列 1)、2) 或 3) 来设计。
- 1) 应满足较高压力系统的要求。
  - 2) 应包括压力释放装置或安全阀,以便按 10.3.1.1 和 10.3.2.1 的要求低压保护系统。
  - 3) 保证符合下列(1)到(5)的所有条件
    - (1) 在相互连接处,应采用多重串联的止回阀或多个远距离操纵阀,或者一个止回阀串联一个远距离操纵阀。
    - (2) 当装有机械或电气控制时,应安装多重而多样的控制装置。这些控制装置在高压系统的压力超过低压系统的设计压力时,将防止相连接的阀门打开。
    - (3) 应提供各种方法,以便通过试验验证所有部件、控制装置和连锁装置的可操作性。
    - (4) 应提供各种方法,以保证相连接阀门的泄漏不超过低压系统释放装置的释放量。
    - (5) 应充分考虑控制两个阀门之间积存的流体受热所引起的流体压力。
- 当满足上述(1)到(5)的要求时,可根据相连接阀门关闭时规定的泄漏率,按照 10.3.1.1 和 10.3.2.1 确定低压系统的释放量。压力排放装置或安全阀应接近或尽可能地靠近相连接的阀门,并应很好地排放到可以容纳排放流体的系统中去。超压保护系统应根据设计技术规格书中规定的压力瞬态值来设计,并应满足 10.0 的所有其他相应要求。
- b) 当采用减压阀并装有一个或多个压力排放装置或安全阀时,可在减压阀周围设置旁通阀。如果减压阀在开启位置失灵,与此同时旁通阀又打开时,压力释放装置、安全阀和排放管道的综合释放量,应使低压系统的使用压力不超过该系统设计压力 10%以上。如果减压阀及其旁通阀是机械或电气连锁的,以致在高压系统的压力高于低压系统设计压力的任何时候只能开启其中一个阀,则释放装置、安全阀和释放管道的释放量至少应等于两个阀门中较大者的最大量。连锁装置应设多重,且形式不同。
- c) 在任何使用条件和压力条件下的排气管路和泵吸入管路,都应安装合适规格的释放阀,除非管路及其相连接设备是按照偶尔或其他原因可能受到的最大压力和最高温度设计的。
- d) 如果对排出物的处置作了规定,则可以将释放装置的排出物排放到安全壳之外。
- e) 按不同压力工作的集汽管、总管、分离器或其他设备的凝水管,其管路不应经过同一收集器进行排放。当几台收集器向一个承压的或可能承压的单一水箱排放时,应在每台收集器的排放管路上装设一台截止阀和一台止回阀。收集器排放管的设计压力不应低于它可能经受的最大排放压力。除非排放管向一个在低压下工作的系统排放且中间没有截止阀的情况下,否则,收集器排放管应取收集器进口管相同的压力进行设计。
- f) 来自蒸汽发生系统水空间的排污管路、排空管路和排水管路应按下面给出的压力和温度的饱和蒸汽进行设计。

容器压力, MPa	设计压力, MPa	设计温度 ℃
≤ 4.0	1.7	210
4.01~6.0	3.0	230
6.01~10.0	4.0	255
≥10.01	6.0	280

- 这些对排污管路、排空管路和排水管路的要求适用于排污阀之外的排污箱,或到其他压力被减至接近大气压且不会由于关闭一台阀门而使压力升高的其它部位的整个系统。设计中应考虑可能因计算的压降或其他原因使压力升高的情况。这种管道应按它可能经受的最大压力进行设计。
- g) 泵的排出管应按泵在任一负荷下产生的最大压力和实际存在的相应最高温度进行设计。
- h) 在流体是通过几台串接的热交换器的情况下,系统中每一段管道的设计温度应和该段热交换器预计产生的最严重的温度条件相一致。

6.6.1.3 裕量

6.6.1.3.1 腐蚀或侵蚀

当预计将有腐蚀或侵蚀时，管道的壁厚应增加到超过其设计要求所需的数值，这个余量应与管道的规定设计寿命一致。

6.6.1.3.2 车螺纹和开槽

需要车制螺纹或开槽的管道，最小计算壁厚应增加一个等于切削深度的余量。

6.6.1.3.3 机械强度

当需要防止管道由于支承或其他原因引起的附加载荷产生损伤、垮塌或屈曲时，应增加管道壁厚，如果做不到或增加壁厚后会产生过大的局部应力，则应采用其他设计方法来消除或降低附加载荷或其他原因。

6.6.1.3.4 钢铸件的质量系数

T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 中要求的铸件质量系数适用于按本部分包括的应力进行设计的铸件。这些铸件要求的最低限度的检测在相应的材料技术规格书和 5.5.7 中都有规定。满足这些最低要求的铸件应按质量系数 1.00 来设计。

6.6.1.3.5 对接焊缝承压设计的焊缝有效系数(仅对 3 级管道适用)

在表6-23所列的对接焊缝承压设计中纵向焊缝接头有效系数应适用于T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》中附录A表A.1、A.2中给出的许用应力值。

表6-23 焊缝接头有效系数

纵向接头的形式	焊缝接头有效系数 <i>E</i>
电弧焊	
单面对接焊	0.80
双面对接焊	0.90
下面情况的单面或双面对接焊	
按 2.5.6 进行 100%射线检测的填充金属焊，或按 2.5.5 进行超声检测的无填充金属焊	1.00
电阻焊	0.85

6.6.2 设计考虑事项

6.6.2.1 设计载荷和使用载荷

除本节内修改的以外，应采用6.1.1的规定。

6.6.2.1.1 冷却对压力的影响

当流体的冷却可使管道内的压力降低到低于大气压时，管道应按承受外压来设计，或应采取破坏真空的措施。

6.6.2.1.2 流体膨胀的影响

当流体的膨胀可使压力增加时，管道系统应按增大后的压力来设计，或应采取释放超压的措施。

6.6.2.2 动态效应

6.6.2.2.1 冲击

在管道设计中应考虑由外部载荷或内部载荷产生的冲击力。

6.6.2.2.2 交变动态载荷

交变动态载荷是指在平均值上、下循环的载荷，其包括建筑物滤过的载荷和地震载荷。当除地震之外的交变动态载荷的循环次数超过20时，在运用6.6的准则时应把该交变动态载荷当作非交变动载荷来处理。

6.6.2.2.3 振动

管道的布置和支承应使振动减到最小限度，设计师应负责通过设计和通过对启动或初始状态的观测，以确保管道系统的振动处在可接受范围内。

6.6.2.2.4 露天管道

露天管道应按承受风载荷来设计，风力大小用气象资料来确定。当国家、州或市（地方）在实施中的有关建筑结构的法令规定了风载时，应以这些规定值作为最小设计值。但不需考虑地震和风载荷的同时作用。

6.6.2.2.5 非交变动态载荷

非交变动态载荷（见图6-77）是指不在平均值上、下循环的载荷，其包括由于阀门突然开启或关闭，以及两相流系统中由于水团引起的水锤而产生的初始推力。在管系中由于流体瞬态所产生的反射波被分类为非交变动态载荷。

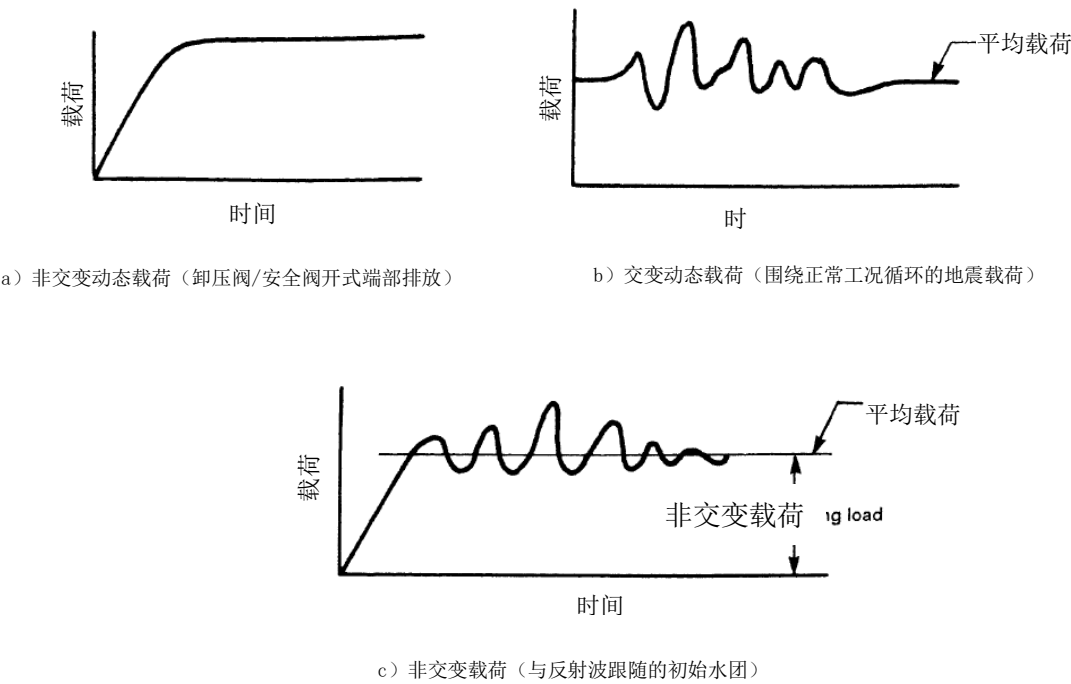


图6-77 交变动态载荷与非交变动态载荷示例

6.6.2.3 重量的影响

管道系统应按下列各款规定的活重和恒重的影响进行支承，并应适当地布置或加约束以防止在设备上产生过分的应变。

6.6.2.3.1 活重

活重应包括被输送流体的重量或者做试验或清洗用的流体重量，取其中较重者。

#### 6.6.2.3.2 恒重

恒重应包括管道、保温层的重量和永久施加在管道上的其他载荷。

#### 6.6.2.4 热膨胀载荷和收缩载荷

##### 6.6.2.4.1 通用要求

- 管道系统的设计应考虑由于热膨胀和收缩以及膨胀节的影响产生的力和力矩。
- 最好用弯管、弯头、沿管线方向的偏移或改变等方法来补偿热膨胀和收缩。
- 吊架和支架应允许锚固点间的管道进行膨胀和收缩。

##### 6.6.2.4.2 膨胀节

如果符合6.6.4.9.1到6.6.4.9.7的要求，可采用带滑套的波纹管型、球铰型或铰链型的膨胀节，这些膨胀节的结构和工作零件应根据管道系统的最大压力和最高温度进行设计，而且其设计要防止工作零件在使用过程中完全脱开。

#### 6.6.4 管道制品的承压设计

##### 6.6.4.1 直管

##### 6.6.4.1.1 受内压的直管

对设计压力和不超过T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、A.2和A.5中所列各种材料的温度所要求的2级管道的最小管道壁厚（包括机械强度裕量）应不小于由下面公式（22）和公式（23）所确定的最小壁厚的较大值：

$$t_m = \frac{PD_o}{2(S + Py)} + A \quad (22)$$

$$t_m = \frac{Pd + 2SA + 2yPA}{2(S + Py - P)} \quad (23)$$

式中：

$t_m$  = 要求的最小壁厚，mm。如果管子按名义壁厚订货，必须考虑壁厚的制造公差。按公式（23）

确定最小管道壁厚  $t_m$  后，此最小壁厚应增加一个量，能足以保证相应管子技术规格书所允许的或加工所要求的制造公差，然后再应从标准壁厚系列（例如 ASME B36.10M 或 GBT 17395 包括的系列）或从制造商的非标准壁厚系列中选取下一个较厚的商品壁厚；

$P$  = 设计内压，MPa；

$D_o$  = 管子外径，mm。设计计算求  $t_m$  值时，应使用各种标准和规格书的表所给出的外径。当计算现有的或贮备的管子的许用压力时，可使用管子较薄一端的实测外径和实测最小壁厚来计算此压力；

$d$  = 管子内径，mm。使用公式（23）时， $d$  值是订货技术规格书所允许的最大可能内径。

$S$  = 设计温度下材料的最大许用应力（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.1、A.2）

$A$  = 附加厚度，mm；

- a) 对于做机械连接时，因加工螺纹或开槽而去掉的材料或壁厚的减薄应进行补偿。表 6-24 中列出的 A 值是加工螺纹时去除的材料最小值。
- b) 增加壁厚以保证管子的机械强度。小直径管、薄壁管道或管子在安装、运行和维修过程中易受到机械损伤。因此，如果不把这些载荷作为设计载荷，必须采取适当方法来保护这样的管道不受这些类型载荷的损伤。增加壁厚是一种有助于提高抗机械损伤能力的方法。
- c) 增加壁厚以防腐蝕或侵蚀。由于各个设备的腐蚀和侵蚀各不相同，因此设计师的职责是针对其中任一种或两种情况来确定必须增加的适当裕量。

对设计压力和不超过T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、A.2和A.5中所列各种材料的温度所要求的3级管道的最小管道壁厚（包括机械强度裕量）应将上述公式（22）和公式（23）修订为如下形式：

$$t_m = \frac{PD_0}{2(SE + Py)} + A$$

$$t_m = \frac{Pd + 2SEA + 2yPA}{2(SE + Py - P)}$$

$E$  =表6-23中给出的纵向焊缝接头有效系数或按6.6.1.3.4 确定的铸件质量系数；  
二级管道的许用工作压力可由下式确定：

$$P_a = \frac{2St}{D_0 - 2yt} \tag{24}$$

式中：  
 $t$ ＝规定的或实际的壁厚，即适当地减去车螺纹去掉的材料、腐蚀或侵蚀裕量、材料制造公差、弯曲裕量（6.6.4.2.1）、和镗孔去掉的材料，mm  
 $P_a$  = 计算的最大许用内压，MPa。对直管至少应等于设计压力；对于压力额定值与直管（见ASME B16.9）相等的管道制品可使用  $P_a$  值；对于标准法兰接头应用压力额定值取代  $P_a$ 。对于压力额定值比直管小的其他管道制品[例如按 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 G 设计的法兰连接件和所需的补强部分位于主管上的补强支管连接件（6.6.4.3）]，应取设计压力代替  $P_a$ 。 $P_a$ 可化整到十进位的下一个较大值；  
 $Y=0.4$  的系数。但对于  $D_0/t_m$  比值小于 6 的管道，应按下式取  $y$  值：

$$y = \frac{d}{d + D_0} \tag{25}$$

对于核三级管道,公式(24)可修订为:

$$P_a = \frac{2SEt}{D_0 - 2yt}$$

表6-24 A 值

管子形式	A, mm
有螺纹的钢管 和非铁基钢管：	
DN 20 及以下	1.65 mm
DN 25 及以上	螺纹的深度
开凹槽的钢管	凹槽深度

和非铁基钢管	加 0.4mm
--------	---------

6.6.4.1.2 承受外压的直管

为了确定承受外压的直管的壁厚和补强要求，应采用 6.1.3.3 中规定的规则。

6.6.4.2 弯曲管段

6.6.4.2.1 弯管

弯管应受下列 a)、b) 和 c) 的限制。

- a) 弯曲后的最小壁厚不应小于直管要求的最小壁厚。
- b) 椭圆度应满足 7.2.2.3.2 的要求。
- c) 表 6-25 给出的数据可指导设计师订购管件<sup>40)</sup>。

表6-25 考虑到弯曲的最小壁厚

弯曲半径	推荐的弯曲前的最小壁厚 <sup>a</sup>
6 倍管子直径或更大	1.06 $t_m$
5 倍管子直径	1.08 $t_m$
4 倍管子直径	1.16 $t_m$
3 倍管子直径	1.25 $t_m$
<sup>a</sup> $t_m$ 由 6.6.4.1.1 中的公式 (22) 或 (23) 确定。	

6.6.4.2.2 弯头

按表6-1所列标准制造的带法兰的弯头，应认为可在同一标准规定的压力—温度额定值下使用。在标准内按名义壁厚制造的对接焊接弯头，应认为这种弯头可与相同名义壁厚和相同材料的管道一起使用。

6.6.4.3 相贯管件

6.6.4.3.1 通用要求

- a) 6.6.4.3 给出了指导承受内压和外压的支管连接件设计的可接受规则。该规则适用于支管的轴线和主管的轴线相交，它们之间的夹角在 45°到 90°之间（包括 45°和 90°），并且又不要求腐蚀或侵蚀裕量的场合。
- b) 支管和主管轴线间较小的一个夹角小于 45°的支管连接件具有特殊的设计和制造问题。可用 45°到 90°（包括 45°和 90°）之间夹角给出的规则作为指南，但必须提供足够的附加强度以保证安全使用。这样的支管连接件的设计应满足 6.6.4.9 的要求。
- c) 管道上的支管连接件可采用下列 1) 到 5) 中给出的任一种制品或方法作成：
  - 1) 按表 6-1 列出的相应标准制造的法兰连接、对接焊接、插套焊接或螺纹配件；
  - 2) 焊接的出口配件，例如铸造或锻造接管、管接头、包括 ASME B16.11 管接头、最大名义直径为 DN80；或带有对接焊接、插套焊接、螺纹或法兰接口以便连接支管的类似物项；这样的焊接配件和出口配件应采用的与主管连接的方法：
    - (1) 通过全焊透焊缝连接，或
    - (2) 对于成直角的分支连接，如果下列①到④项中的要求得到满足，则可通过图 6-79 中 e) 或 f) 所示的角焊缝或部分焊透焊缝连接。
      - ①支管的名义直径不能超过 50mm 与主管名义直径的 1/4 中的小者；
      - ②最小焊缝尺寸， $x_{min}$ ，不能小于 1¼ 倍的补强区部件壁厚；

40) 表 3.6.4.2.1 c) -1 所示的直管最小壁厚应该足以使管道在按所示半径弯曲后最小壁厚要求。

- ③坡口角度,  $\theta$ , 应大于或等于  $45^\circ$ ;
- ④除 ASME B16.11 管接头外, 否则应满足 6.6.4.3.3 中的要求。
- 3) 与主管成直角、按 6.6.4.3.4 要求的挤压出口管, 应采用对接焊接方法与支管相连接。
- 4) 按照下列 (1) 或 (2) 中规定的焊接或螺纹将支管直接连接到主管上。
  - (1) 如果满足下面①到⑤的要求, 可采用插套焊接将支管连接到主管上, 做成直角支管连接件。
    - ①支管的名义尺寸不超过 50mm 或主管名义尺寸的  $1/4$ , 取其中较小值;
    - ②主管中插套的深度至少等于 ASME B16.11 中给出的深度, 且插套底部和主管内径之间带有最小为 1.5mm 的台肩。焊接金属可堆积在主管上, 以保证所要求的插套深度, 并保证所要求的补强;
    - ③在插套的底部和插入管的端部之间应留有最小为 1.5mm 的间隙;
    - ④角焊缝的尺寸应不小于支管名义壁厚的  $1\frac{1}{4}$  倍;
    - ⑤必须满足 6.6.4.3.3 中的要求。
  - (2) 如果满足下列①和②的要求, 可采用 6.6.7.1.3 中规定的螺纹将支管直接连接到主管上做成直管支管连接:
    - ①支管的名义尺寸不超过 50mm 或主管名义尺寸的  $1/4$ , 取其较小值;
    - ② DN 15 和 DN 20 的支管, 螺纹啮合长度最少应有 6 个完整螺纹齿; 对于 DN 25 和 DN 32 和 DN 40 的支管应有 7 个完整螺纹齿; 对于 DN 50 的支管应有 8 个完整螺纹齿。可在主管上堆焊金属, 以提供螺纹连接件所需的足够厚度。
- 5) 分支连接也可以通过以下方式将支管直接连接到主管上:
  - (1) 如果满足 6.6.4.3.3 中的要求, 则可按照图 6-78 中所示全焊透方式连接, 采用或不采用如图 6-80 或图 6-81 中所示的衬垫或衬套的补强方式; 或
  - (2) 对于成直角的分支连接, 如果下列①到④项中的内容得到满足, 则可通过图 6-79 中 a) 到 d) 所示的角焊缝或部分焊透焊缝连接:
    - ①支管的名义直径不能超过 50mm 与主管名义直径的  $1/4$  取其中的小者;
    - ②最小焊缝尺寸,  $x_{\min}$ , 不能小于  $1\frac{1}{4}$  倍的支管名义壁厚;
    - ③坡口角度,  $\theta$ , 应大于或等于  $45^\circ$ ;
    - ④必须满足 6.6.4.3.3 中的要求。

#### 6.6.4.3.2 不需要补强的支管连接件

支管连接件如果按下列 a) 到 c) 的要求去做, 则不需要补强。

- a) 采用按表 6-1 中列出的某个标准制造的并在此标准规定的压力—温度额定值范围内使用的配件, 按 ASME B16.9 或 MSS SP-97 制成的对接焊接配件的名义厚度应不小于连接管道所要求的名义壁厚。
- b) 如果支管的名义直径不超过 DN 50 或主管名义直径的  $1/4$ , 取其较小值。可采用连接管或半连接管直接焊到主管上, 连接管的壁厚不小于支管壁厚。用图 6-78 中 c) 1) 或图 6-79 中 e) 所示的任何一种方法把连接管连接到主管上。连接管的壁厚应不小于超重级或 3000 lb 级的壁厚。
- c) 如果支管的名义直径不超过 DN 50 或主管名义直径的  $1/4$ , 取其较小值, 而且靠近出口凸出端的最小壁厚不小于支管壁所要求的厚度, 可采用挤压出口。

#### 6.6.4.3.3 需要补强的支管连接件

- a) 除 6.6.4.3.2 中规定的支管连接件外, 都应进行计算以确定支管连接件的补强程度。
- b) 可采用在主管上挤压整体补强的出口做成支管连接件。补强要求应按 6.6.4.3.4 的要求。
- c) 如果管道或配件、堆焊件以及其他补强构件满足本款的要求, 可采用焊接将管道直接焊到带或不带附加补强的主管上做成支管连接件。本款给出了承受内压的、支管和主管轴线间夹角成  $45^\circ$  到  $90^\circ$  的支管连接件的设计规则。6.6.4.3.5 给出了承受外压的支管连接件的设计指导规则。



1) 符号

图 6-80 和图 6-81 说明了在支管连接件的压力-温度设计条件下使用的符号如下:

- $\alpha$  = 支管和主管轴线间夹角, 度;
- $b$  = 表示支管的脚注;
- $D_0$  = 主管外径;
- $d_1$  = 直角连接的支管内径; 对于夹角在  $45^\circ$  和  $90^\circ$  之间的连接,  
 $d_1 = (D_{ob} - 2T_b) / \sin \alpha$
- $d_2$  = 补强区的半宽度;
- $d_2 = d_1$  或  $T_b + T_h + (d_1 / 2)$  中的较大值, 但决不大于  $D_{ob}$ ;
- $h$  = 表示主管或集管的脚注;
- $L$  = 主管或补强件外侧的补强区高度, mm,  
=  $2.5 T_b + t_e$  与  $2.5 T_h$  中的小者;
- $t_e$  = 附加补强垫块的厚度, 或由主管和支管外径投影表面上构成的、并完全处在整体补强区域内的最大角为  $60^\circ$  直角三角形的高度, mm [图6-81];
- $T$  = 定货技术规格书中允许的管子名义壁厚、实际测量壁厚或最小壁厚, mm;
- $t_m$  = 在压力和温度设计条件下由, 6.6.4.1.1 公式(22)或(23)确定的管子的最小壁厚, mm。

2) 要求

具有支管连接的管道, 由于在管上必须开孔而减弱, 除非管子的壁厚大大地超过承压时所要求的壁厚, 否则必须给予附加补强。所需要的补强量应按 6.6.4.3.33) 到 6.6.4.3.3c)7)、6.6.4.3.4 或 6.6.4.3.5 来确定;

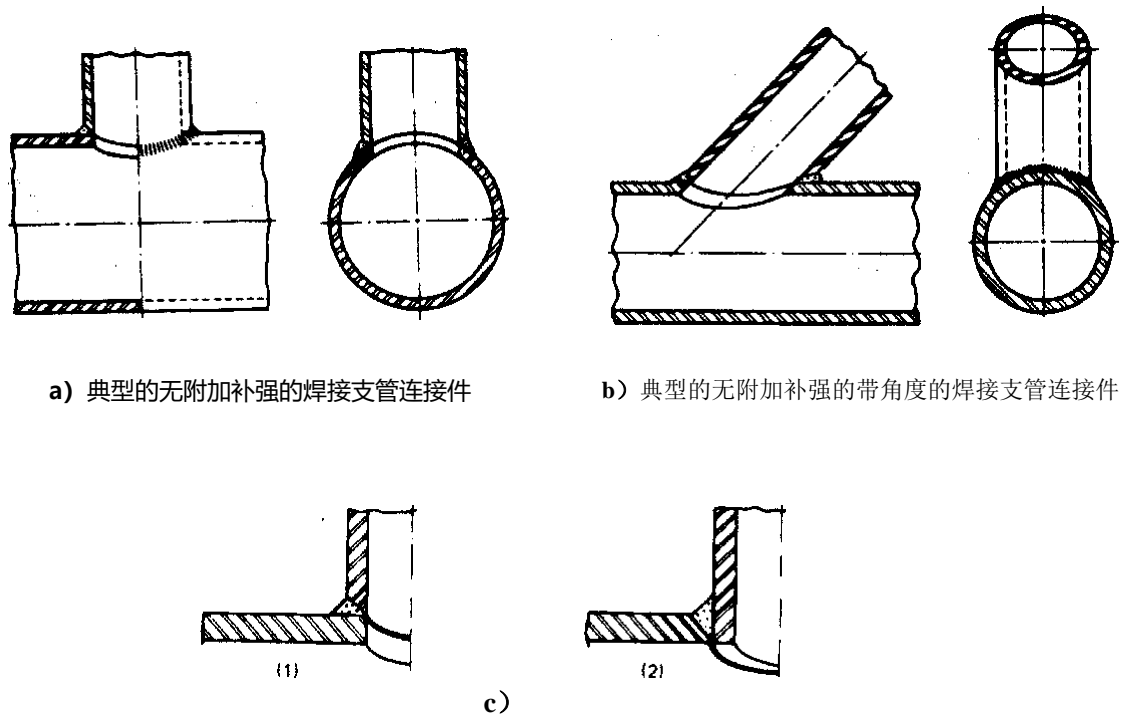
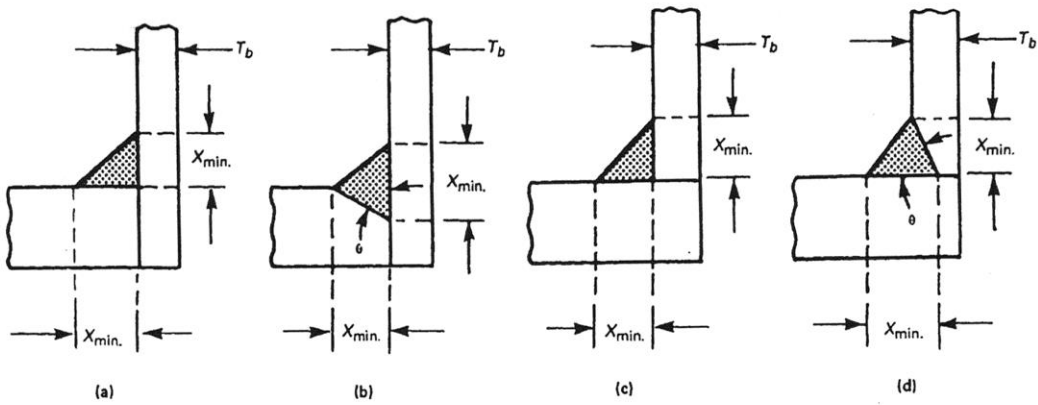


图6-78 典型的焊接支管连接件

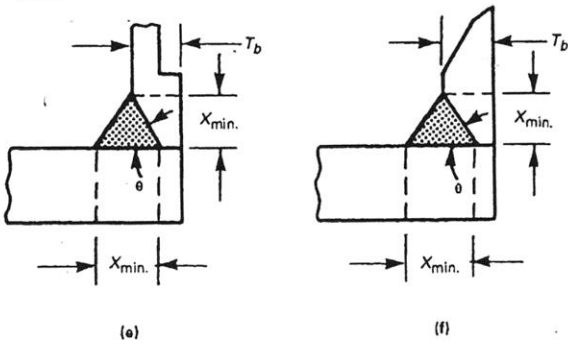


30 d

$T_b$  = 支管名义壁厚  
 $X_{min} = 1^{1/4}T_b$   
 $\theta$  = 部分焊透焊缝的坡口角度 $\geq 45^\circ$

ANSI B16.11 管接头

焊接出口管配件



30

$T_b$  = 补强区内的管配件壁厚 (若在该区域内其壁厚锥形过渡则取平均值)  
 $X_{min} = 1^{1/4}T_b$   
 $\theta$  = 部分焊透焊缝的坡口角度 $\geq 45^\circ$

图6-79 利用角焊缝或部分焊透焊缝制成的典型直角支管连接件

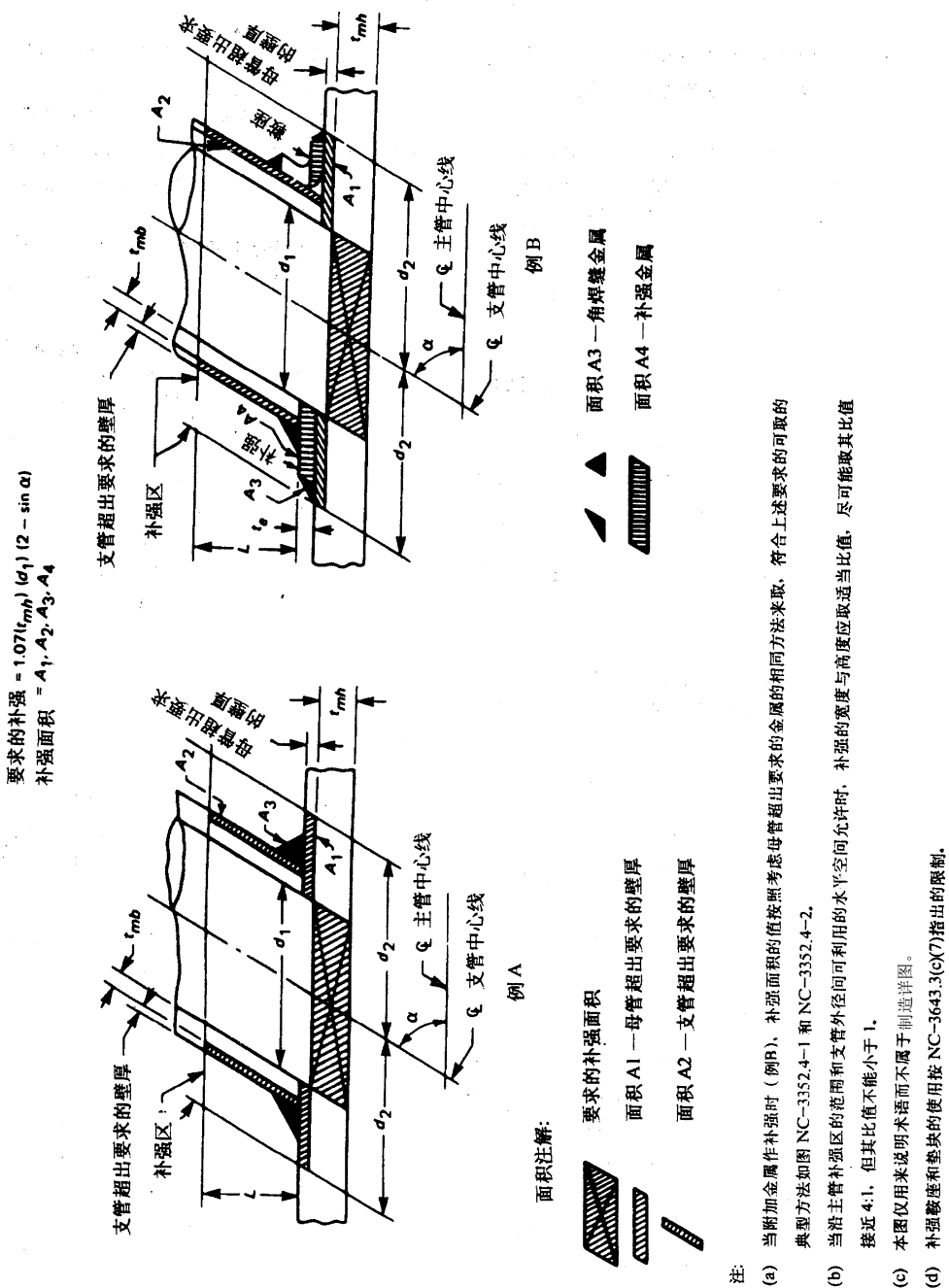


图 68 支管连接件的补强

图6-80 支管连接件的补强

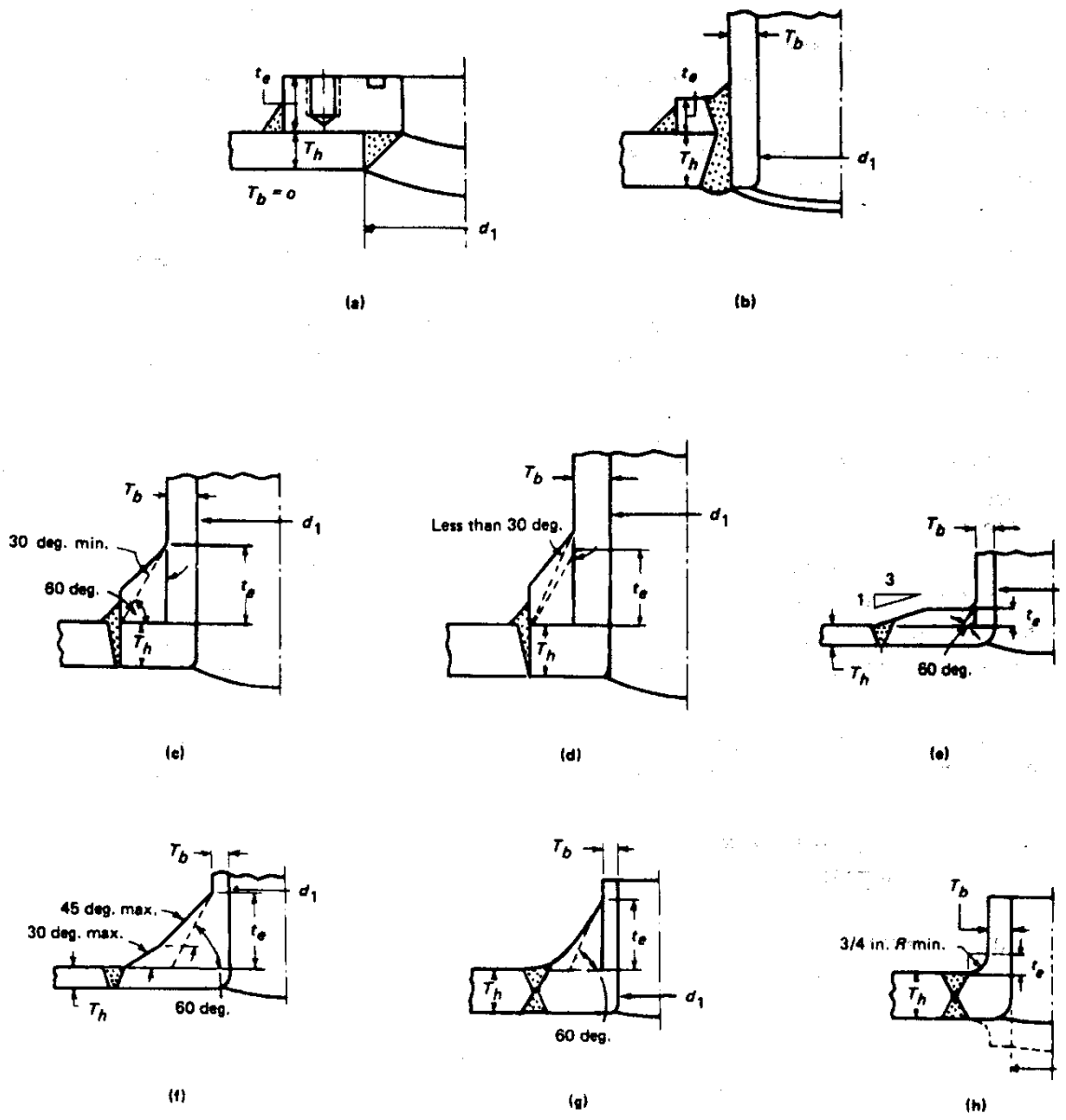


图6-81 一些代表性结构型式的 $t_r$ 补强尺寸

## 3) 补强面积

支管连接件所需的补强面积  $\text{mm}^2$  应为 $(t_{mh})(d_1)(2-\sin\alpha)$ ;

(1) 对于直角连接件, 所要求的补强则为 $(t_{mh})(d_1)$ ;

(2) 所需的补强必须处在6.6.4.3.3c) 5) 中所规定的补强范围之内。

## 4) 起补强作用的面积

满足 6.6.4.3.3c) 补强要求所需要的金属必须处在 6.6.4.3.3c) 5) 中确定的补强区范围内, 并可包括下列面积:

$A_1$  = 主管中超出要求的管壁所提供的面积,  $\text{mm}^2$ ;

=  $(2d_2 - d_1) [(T_h - T_h \text{的轧制公差}) - t_{mh}]$ ;

$A_2$  = 在主管上方距离 $L$ 内支管超出要求的管壁所提供的面积,  $\text{mm}^2$ ;

=  $2L/\sin\alpha [(T_b - T_b \text{的轧制公差}) - t_{mb}]$ 。

当规定以最小壁厚代替名义壁厚时, 在面积 $A_1$ 和 $A_2$ 中, 轧制公差变为零;

$A_3$  = 主管和支管外径以外堆焊接金属所提供的面积,  $\text{mm}^2$ ;

$A_4$  = 补强所提供的面积,  $\text{mm}^2$ 。

当补强面积是用比主管许用应力低的材料构成时, 这样的补强面积应按许用应力的反比增加, 当采用比主管材料许用应力高的材料时, 补强面积不必调整。这样的补强面积在满足 6.6.4.3.3c) 的补强要求进行面积组合之前, 应按许用应力的比相应减少。

## 5) 补强区

当在支管连接件的平面内测量时, 补强区是一个平行四边形, 平行四边形的长度在支管中心线的每一侧应延长一个距离  $d_2$ , 平行四边形的宽度应在主管内表面开始并从主管的外表面延长到距离  $L$ 。

## 6) 多个开孔的补强

(1) 当两个或两个以上的相邻开孔位置接近到使它们的补强区发生重叠时, 则这两个或两个以上的开孔应按 6.6.4.3.3c) 3) 用组合补强来补强。组合补强的强度等于所有单个开孔所需补强的综合强度。在综合面积内, 任何截面部分都不得认为适用于一个以上开孔, 或适用于多于一次的计算。

(2) 当两个以上相邻的开孔成为一个组合补强时, 任何两个开孔间的最小中心距最好为其平均直径的  $1\frac{1}{2}$  倍, 且两者间的补强面积至少应等于这两个开孔所需总面积的 50%。

## 7) 环、垫板和鞍座

(1) 以环、垫板和鞍座形式提供的补强, 边缘处不应明显地窄于拐角处。

(2) 在环、垫板或鞍座上应备有排气孔, 以便焊接和热处理时排气。

(3) 如果各块板之间采用全厚度焊接进行连接, 并且每块板上备有排气孔, 则环、垫板或鞍座可用多块板制成。

(4) 采用鞍座或垫板做补强时, 由于鞍座或垫板与主管之间不同金属温度的急剧改变, 可能导致附件焊缝处增加应变的可能性, 这必须在设计评定中予以考虑。

## 6.6.4.3.4 挤压出口管的特殊要求

下列 a) 到 h) 的定义、限制、符号和要求, 专门用于挤压出口管。

## a) 定义

挤压的出口汇流管是在出口处带有挤压凸缘的汇流管, 该凸缘在主管表面以上的高度等于或大于出口外轮廓部分的曲率半径, 即  $h_0 \geq r_0$  [图 6-82]

## b) 规则适用的情况

这些规则仅适用于出口管的轴线与主管的轴线垂直相交的情况。

## c) 符号

这里所用的符号在图 6-82 中作了说明, 全部尺寸单位是 mm.:

$d$  = 支管外径, mm;

$d_c$  = 无腐蚀裕量的支管内径, mm;

$D$  = 主管外径, mm;

$D_c$  = 无腐蚀裕量的主管内径, mm;

$D_0$  = 无腐蚀裕量的主管外表面处测得的挤压出口管的内径, mm;

$h_0$  = 挤压凸缘的高度, mm。除 6.6.4.3.4d) 4) 中允许的以外, 此值应等于或大于  $r_0$ ;

$L$  = 补强区高度, mm;

$$= 0.7 \sqrt{dT_0};$$

$t_b$  = 6.6.4.1.1 壁厚公式 (22) 或 (23) 所要求的支管壁厚, 但不包括任何腐蚀厚度, mm;

$T_b$  = 不包括腐蚀裕量的支管实际壁厚, mm;

$t_r$  = 6.6.4.1.1 公式 (22) 或 (23) 所要求的主管壁厚, 但不包括任何腐蚀裕量, mm;

$T_r$  = 不包括腐蚀裕量的主管实际壁厚, mm;

$T_0$  = 在主管外表面以上等于  $r_0$  高度处测得的挤压出口管无腐蚀裕量的最终壁厚, mm;

$r_1$  = 补强区的半宽度, mm= $D_0$ ;

$r_0$  = 在包含主管和支管轴线组成的平面内测得的出口管外轮廓部分的曲率半径, mm。该值受下面 d) 中给出的条件限制。

## d) 半径

- 1) 除支管直径大于 750mm 时不需要超过 38mm 外, 最小半径应不小于 0.05d。
- 2) 对于 DN 150 或更大的出口管, 最大半径应不超过  $0.10d+13\text{mm}$ , 对于管子尺寸小于 DN 150 的出口管, 该尺寸应不大于 32mm。
- 3) 当外部轮廓包含一个以上的半径时, 任何近似 45° 弧形段的半径应满足上述 1) 和 2) 的要求。
- 4) 不应采用机械加工来满足上述要求。

## e) 需要的面积

需要的面积定义为  $A = K (t_r \times D_0)$ 。式中  $K$  的选取规则如下:

1)  $d / D > 0.6$ ,  $K = 1.00$

2)  $0.15 < d / D \leq 0.6$ ,

$$K = 0.6 + 2d / 3D$$

3)  $d / D \leq 0.15$ ,  $K = 0.70$

## f) 补强面积

补强面积应为下列 1)、2) 和 3) 中定义的面积  $A_1$ 、 $A_2$  和  $A_3$  之和。

1) 面积  $A_1$  为补强区内由主管超过要求的壁厚构成的面积:

$$A_1 = D_0 (T_r - t_r)$$

2) 面积  $A_2$  为补强区内由支管超过要求的壁厚构成的面积:

$$A_2 = 2L (T_b - t_b)$$

3) 面积  $A_3$  为补强区内由挤压出口管凸缘超过要求的壁厚构成的面积:

$$A_3 = 2r_0 (T_0 - T_b)$$

## g) 多个开孔的补强

当任意两个或两个以上相邻开孔位置接近到使补强区发生重叠时, 两个或两个以上开孔应按 6.6.4.3.4 采用组合补强来补强。组合补强的强度等于各单个开孔所需补强的组合强度。在组合面积内, 任何截面部分都不应认为适用于多于一个以上的开孔或适用于多于一次的计算。

## h) 标记

除上述外,取得国务院核安全监管部门认可的单位应有责任在有挤压出口管的管段上确定并标出设计压力和设计温度、取得国务院核安全监管部门认可的单位的名称或商标。

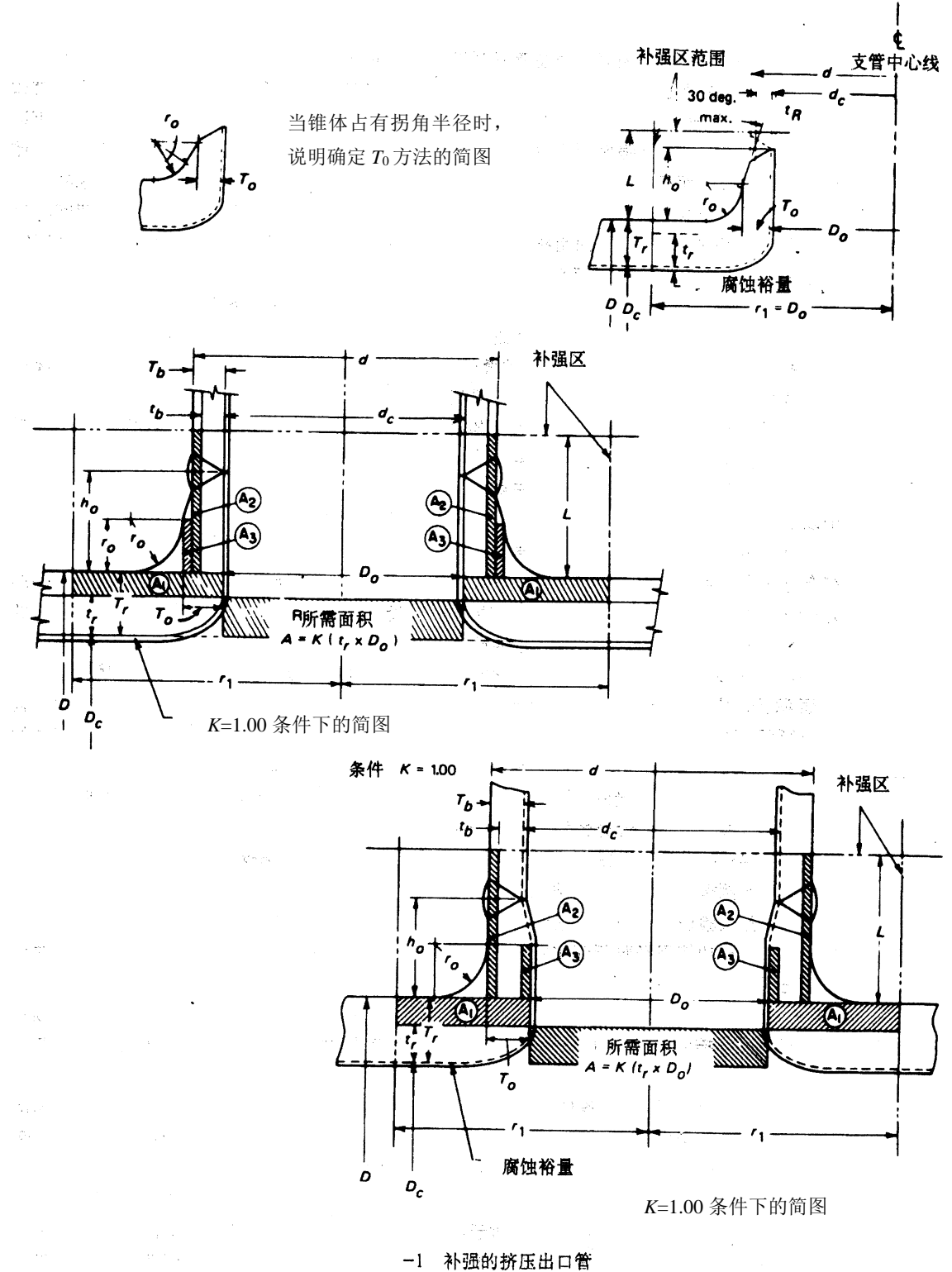


图6-82 补强的挤压出口管

#### 6.6.4.3.5 承受外压的支管连接件

- a) 承受外压的支管连接件要求的补强面积应为  $0.54(t_{mh})(d_i)(2-\sin\alpha)$ , 除了  $t_{mh}$  是由 6.6.4.1.2 确定的最小要求壁厚外, 其余符号见 6.6.4.3.3c) 1)。
- b) 为承受内压的连接件所确定的步骤可用于承受外压的连接件。

#### 6.6.4.3.6 其他设计的补强

不能应用 6.6.4.3 补强要求的设计, 其合适程度应通过在比例模型上或全尺寸结构件上进行的爆破试验或验证试验 (6.6.4.9) 加以证明, 或者通过以前类似设计的成功使用经验所证实的计算方法加以证明。

#### 6.6.4.4 斜接件

在下列 a) 到 e) 规定的条件下, 管道系统中可以使用斜接接头。

- a) 斜接件扇形段的厚度应按 6.6.4.1.1 确定。所确定的要求厚度不允许在扇形段之间的连接处存在不连续应力。对于给定的斜接件, 其不连续应力随着段数的增加而减小。对于压力等于和小于 700kPa 不可压缩流体的非循环使用的斜接件, 和将气体排入大气用的斜接件, 这些不连续应力可以忽略不计。在其他使用中或在更高压力下使用的斜接件, 应满足 6.6.4.9 的要求。
- b) 在管道系统预期的寿命期间, 完整压力循环或热循环的次数应不超过 7,000 次。
- c) 图 6-85 中的  $\theta$  角应不大于  $22.5^\circ$ 。
- d) 相邻斜接件之间的中心线距离应按图 6-85 来确定。
- e) 在连接斜接件的扇形段时, 应采用全焊透焊缝。

#### 6.6.4.5 附件

- a) 同管道相连的外部 and 内部附件的设计, 应使管道不致压扁、不致产生过大的局部弯曲应力、或不致在管壁中产生有害的温度梯度。重要的是在设备预期的寿命内, 在压力或温度影响产生的应力循环次数比较高的情况下, 设计这样的附件要把使用中的应力集中减到最小。
- b) 附件应满足 6.1.3.5 的要求。
- c) 应采用非强制性 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 GG 中的方法评定焊在直管上的矩形和圆形截面焊接附件的影响。

#### 6.6.4.6 封闭件

- a) 管道系统的封闭可采用封闭件来完成, 例如盲法兰、螺纹管塞、焊接管塞或管帽等。这些封闭件应按表 6-1 中列出的标准制造, 并在规定压力—温度额定值范围内使用, 或按下列 b) 的规定来制造。
- b) 不是按表 6-1 所列标准制造的封闭件, 可按本部分 6.3 所包括的规则来制造, 使用公式  $t_m = t + A$ , 其中:

$t_m$  = 所需的最小厚度, mm

$t$  = 根据给定的封闭件形状和加载方向, 使用 3000 中适当的公式和步骤计算的承压设计厚度, mm;

$A$  = 加工裕量之总和(6.6.1.3), mm。

- c) 封闭件的连接可采用焊接、挤压或螺纹来完成, 封闭件的连接应按 6.6.4.3 中对于支管连接件所规定的限制来进行。如开孔尺寸大于封闭件内径的一半, 则开孔应按 6.6.4.8 作为渐缩管来考虑。
- d) 封闭件内的其他开孔应按支管连接的补强要求进行补强。在通过开孔中心并垂直于封闭件表面的任何平面上, 补强要求的截面积应不小于  $d_5 t$ , 其中:

$d_5$  = 加工后的开孔直径, mm;



$t$  = 封闭件的承压设计厚度, mm

6.6.4.7 法兰接头和盲板的承压设计

6.6.4.7.1 法兰接头

- a) 按表 6-1 所列标准制造的、受 6.6.1.2.1 限制的法兰接头, 应认为是符合 6.6.4 的要求。
- b) 未包括在表 6-1 中的法兰接头, 应按 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》附录 G 来设计。

6.6.4.7.2 永久盲板

永久盲板 (图6-83) 的最小所需的厚度应由下式来计算:

$$t_m = t + A$$

式中:

- $t_m$  = 所需最小厚度, mm;
- $t$  = 由下列公式计算的承压设计厚度, mm;
- $A$  = 加工裕量的总和 (6.6.1.3), mm;

$$t = d_6 \left( \frac{3P}{16S} \right)^{\frac{1}{2}}$$

式中:

- $d_6$  = 凸面法兰或平面法兰垫片的内径, 或带夹紧垫片法兰的垫片节圆直径, mm;
- $P$  = 设计压力, MPa;
- $S$  = 按T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表A.1、A.2规定的许用应力。

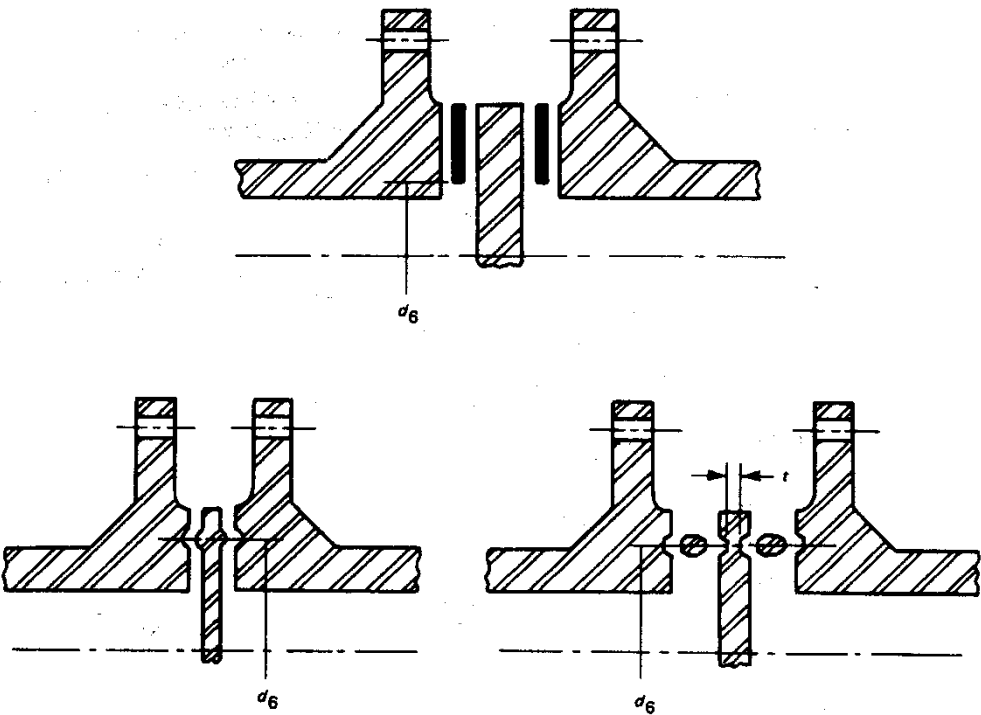


图6-83 永久性盲板的形式

6.6.4.7.3 临时盲板

仅做试验用的盲板的最小厚度，应不小于上面6.6.4.7.2中计算的承压设计厚度 $t$ ，但 $P$ 应不小于试验压力，而许用应力 $S$ 可取为盲板材料（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.8）规定的最小屈服强度95%。

#### 6.6.4.7.4 法兰

法兰与管道应成为整体，或用焊接、钎焊、螺纹或表6-1中规定的适用标准内的其他方法连接到管道上。

#### 6.6.4.7.5 垫片

- a) 垫片应采用不受流体或设计温度范围内的温度所损坏的材料制成。
- b) 如果预计的正常使用压力超过  $5\text{MPa}$  或温度超过  $400^{\circ}\text{C}$ ，则在平面法兰和凸面法兰上只能使用金属垫片或石棉金属垫片。但是，压制的包层石棉垫片只要垫片材料适应这种温度，则不受压力限制。
- c) 如果垫片材料适合流体的设计温度，则金属垫片或金属石棉垫片的使用不受压力限制。

#### 6.6.4.7.6 螺栓连接件

- a) 螺栓、双头螺栓、螺帽和垫圈应符合表 6-1 中列出的相应标准和规定。除非另有规定，螺栓连接应符合 ASME B16.5 的最新版的规定。螺栓和双头螺栓应完全伸出螺母。
- b) 如果螺纹部分的长度至少为螺栓直径的  $1\frac{1}{2}$  倍，则螺栓应在其全长度上加工螺纹，或应将其非螺纹部分的直径加工成等于螺纹根径。如满足下列要求，则长度超过 8 倍直径的螺栓可以具有一个非螺纹部分，该部分的直径应等于螺纹的名义直径：
  - 1) 螺纹段长度至少为直径的  $1\frac{1}{2}$  倍；
  - 2) 在距螺纹段至少为 0.5 倍直径的长度范围内，其非螺纹段的直径应等于螺纹的根径。
  - 3) 直径从螺纹根径到非螺纹段直径之间的变化应保证有合适的过渡。
- c) 碳钢螺栓应为方头或厚六角头螺栓，并应配有半精制厚六角螺母。
- d) 合金钢双头螺栓应配有厚六角螺母，不推荐带头部的合金钢螺栓。
- e) 推荐所有合金钢螺栓或双头螺栓和附带的螺母，按 ASME B1.1 中的 2A 级车外螺纹和按 2B 级车内螺纹。

#### 6.6.4.8 渐缩管

按表6-1中所列标准制造的渐缩管配件应认为是适用的。按名义管子壁厚制造的对接焊接渐缩管，应认为这种渐缩管适用于相同名义壁厚的管子。

#### 6.6.4.9 其他承压管道制品的承压设计

按表6-1所列标准制造的其他承压管道制品，应认为适用于与其压力—温度等级相应的管道系统。表6-1所列标准中未包括的、或本部分未给出设计公式或步骤的承压管道制品，当与其形状、比例及尺寸类似部件的设计在类似的使用条件下被证明具有成功的运行经验时，该管道制品也可以使用。在有这种成功的使用经验的情况下，对几何形状类似的其他尺寸管道制品可采用内插法。如果没有这样的使用经验，承压设计应根据本部分的一般设计原理进行分析，并至少用下列一种方法进行核实。

- a) ASME B16.9 叙述的验证试验；
- b) 实验应力分析（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 D）。

#### 6.6.4.9.1 膨胀节—通用要求

为使管道系统具有柔性，可采用波纹管型、滑动型、球型或铰链型膨胀节。管道系统的设计和膨胀节的设计、材料、制造、检测及试验应符合本部分规定，并应满足下列a)到e)的要求。

- a) 管道系统的布置、固定、导向和支承应避免将适于和设想要其吸收以外的运动或力强加在膨胀节上。波纹管膨胀节的设计一般不吸收扭矩；滑动型膨胀节的设计一般不吸收弯曲。在用于吸收轴向位移的滑动型和波纹管型膨胀节中，由于流体压力产生的流体静压端部力，以及由于摩擦阻力或弹簧力或由此两者产生的力，应由刚性的端部固定件、膨胀节端部的十字接头或其他装置来承受。在流体静压端力的反作用力作用在管道上的情况下，应装有导向装置以防止在任何方向上产生屈曲。对于波纹管膨胀节，管道的导向和固定应符合 GBT 12777 标准<sup>41)</sup>。
- b) 膨胀节应装在能接近的位置，以便进行定期检查和维修，以及能直接地或采用其他适当方法进行拆卸和更换。
- c) 采用机械密封的膨胀节应足以防止泄漏以满足安全要求。为此，管道系统的设计者应规定防漏准则。
- d) 除波纹管膨胀节的挠性元件不使用经淬火、老化或空气淬火处理的板材外，其余材料应符合第 2 章的要求。如果需要热处理，则应在元件焊成完整的圆筒之后，或完成波纹管的全部成型之后进行。经过这样的热处理后，唯一允许进行的焊接是将元件与管道或端部法兰相连接的焊接。
- e) 所有的焊接接头应符合 7.8 的要求。

#### 6.6.4.9.2 波纹管膨胀节

波纹管型膨胀节可用来为管道系统提供柔性。膨胀节的设计、材料、制造、检测和试验应符合本部分规定并满足下面 a) 到 f) 的要求。

- a) 管道系统的布置、固定、导向和支承应避免设计规定以外的位移或力强加在波纹管上。
- b) 在装有波纹管的所有系统中，由压力和波纹管弹力产生的流体静压端的力应用刚性固定、膨胀节端部的十字接头或其他设施来适应或承受。在波纹管用于直管段中以吸收轴向位移，而且波纹管的流体静压端的力又作用在象圆柱一样的管道上时，必须装设导向装置以防止管道在任何方向发生屈曲。管道的导向和固定应符合连接管道设计技术规格书的要求。
- c) 膨胀节应装在可接近的位置。以便作定期检查。
- d) 膨胀节应装有拉杆或其他合适的构件，以便在运输和安装过程中保持端面对端面的正确尺寸。除非系统设计师对管道对中误差作出规定，否则波纹管不应拉伸或压缩来补偿由连接管道不对中造成的偏移长度不足。
- e) 如果适用的话，膨胀节上应作标记以表明介质流动方向，并按此标记安装。
- f) 除非设计技术规格书中另有说明，否则当流速超过下列数值时，应装有内套管：
  - 1) 空气、蒸汽和其他气体：
    - (1) 直径  $\leq$  DN150  
— 0.05m/sec/mm 直径
    - (2) 直径  $>$  DN 150  
— 7.5m/sec 直径
  - 2) 水和其他液体：
    - (1) 直径  $\leq$  DN 150  
— 0.024m/sec/mm 直径
    - (2) 直径  $>$  DN 150  
— 3.0m/sec 直径

#### 6.6.4.9.3 波纹管膨胀节的材料

膨胀节的承压材料应符合第5章的要求。

#### 6.6.4.9.4 波纹管膨胀节的设计

41) 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。

波纹管可以是不补强的或补强的、可做成圆环型的或螺旋管型的。设计应符合第3章和下面a)到 j)的要求:

- a) 波纹管补强构件内由于压力而产生的环向薄膜应力应不超过 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 中给出的许用应力。
- b) 波纹管由于内压产生的经向薄膜应力和弯曲应力之和, 应不超过以 1.5 倍设计压力(根据温度修正)作压力试验后导致相邻旋圈间距产生 7% 永久性压缩变形的应力值。
- c) 波纹管失稳(扭曲)的内压与当量冷态使用压力的比值应超过 2.25。按照定义, 如在内压作用下, 初始对称的波纹管其相邻两个波纹在圆周上的任何位置上产生了波纹不平行或环之间间距不均匀的变形, 就应认为发生了“扭曲”。除非另有规定, 当内压下波纹的最大节距与受压之前波纹的节距之比超过 1.15(对于不加强的波纹管)或 1.20(对于加强的波纹管)时, 这种变形应认为是不可接受的扭曲。对于万向膨胀节, 这种膨胀节由一个圆筒段连接两个波纹管组成, 其整体组件也应满足这些准则。在扭曲试验中, 波纹管上不应使用外部约束, 除非安装后存在外部约束。
  - 1) 对于轴向或横向移动的单个膨胀节, 扭曲试验可用固定于长度等于预期使用中最大长度的直管段上的波纹管来完成; 对于转动的和万向膨胀节, 波纹管应安装在最大设计转动角度或偏矩的位置处。在承受旋转位移的单个膨胀节或承受横向偏移位移的万向膨胀节的情况下, 可能出现或不出现前述不稳定情况, 由于外加的转动和横向内压力分量叠加, 波纹可能产生位移。在这样的情况下, 由于设计转动角度或偏移位移产生的那部分波纹管变形, 应不包括在用于确定扭曲的变形之内。
  - 2) 在扭曲试验中, 等效冷态使用压力定义为设计压力乘以比值  $E_c / E_h$ , 其中  $E_c$  和  $E_h$  分别定义为波纹管材料在室温和正常使用温度下的弹性模量。
- d) 由于内压和偏移在波纹管产生的经向薄膜和弯曲应力的合成应力  $S$  乘以应力系数  $K_s^{42)}$ 。应不超过下列公式所确定的值:

$$K_s \times S = S_f$$

式中:

$K_s = K_{sc} \times K_{ss}$  但不小于 1.25;

$K_{sc} =$  在设计疲劳曲线上温度高于 38℃ 时的偏差系数;  
 $= 2S_c / (S_c + S_h)$ ;

$K_{ss} =$  试验结果的统计偏差系数;  
 $= 1.470 - 0.044 \times \text{重复试验的次数}$ ;

$S =$  由于压力和偏移产生的径向薄膜和弯曲应力的合成应力, MPa。单个应力分量和其合成应力的计算, 必须用确定  $S_f$  所用的相同方法来确定。在承受旋转位移的单个膨胀节和承受横向偏移位移的万向膨胀节中, 在确定合成应力时应包括由横向内压分量产生的挠曲应力的增量;

$S_f =$  设计循环寿命(达到失效的循环次数)下达到破坏的总的合成应力, MPa。该应力从绘制的应力——循环寿命图求得, 该图是根据给定温度(通常为室温)下一系列的波纹管疲劳试验数据, 通过最佳拟合的连续曲线或曲线族估算绘制的。 $S_f$  图线应平行于最佳拟合曲线, 并应处在所有数据点以下;

$S_c =$  室温下母材许用应力, MPa, 取自 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表 A.1、A.2;

$S_h =$  正常使用温度下母材的许用应力, MPa, 取自 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》表 A.1、A.2。

- e) 应由下列 1)、2) 和 3) 的任何一个规程来证明符合上述 a)、b)、c) 和 d) 的要求。

42) 见附录 D, D.1.5.20。

- 1) 计算各个应力、它们的合成和与疲劳寿命的关系,可采用根据弹性薄壳理论的任何分析方法来进行。为了证实爆破压力、经向屈服、扭曲和循环寿命的可预测性,所得的公式应由每个制造商通过具有相同基本设计的相应系列的波纹管(不补强的、补强的、和螺旋型波纹管作为单独设计考虑)的实际试验关系来证实。不同尺寸的、不少于 3 个波纹数的波纹管,至少应进行 5 次爆破试验,以验证分析方法是否充分满足上述 a) 和 b) 的要求。试样在低于 4 倍当量冷态压力额定值下不应破裂。各种直径和波纹数的波纹管至少应进行 10 次扭曲试验,以验证分析方法是否充分满足上述 c) 的要求。因为直径小于 500mm 且波纹长度大于直径的波纹管最有可能产生竖筒失稳,因此试验试样应反映出考虑了这些因素。对于万向膨胀节,应进行两个附加试验,以验证分析方法是否充分满足上面 c) 的要求。应采用不同直径、厚度和环断面的波纹管进行至少 25 次疲劳试验,从该结果中获得用于 6.6.4.9.4d) 分析评定的循环寿命与组合应力的关系曲线。这些曲线可用于试验以外的各种直径和环断面的波纹管,只要这些尺寸的变化已包括在与试验数据关联的关系中。在确定  $K_s$  时,在各种波纹管上进行的,每 5 次为一组的这种试验可以认为相当于一次重复试验。
- 2) 各个膨胀节的设计可通过完全相同的波纹管的试验来证明是满足要求的。该试验至少需要两个试样,一个试样按上述 a)、b) 和 c) 的要求用来证明承压能力;另一个按上述 d) 的要求来验证疲劳寿命。在破裂试验和疲劳试验情况时,如果试样的波纹数不少于 3,但其直径、厚度、深度和节距与被验证部件相同,则该试样不需要具有相同的波纹数:扭曲试验的试样则应具有相同的波纹数。
  - (1) 如果冷态使用压力定义为设计压力乘以比值  $S_c/S_b$  (对于爆破试样) 和  $E_c/E_b$  (对于扭曲试样),则上面 e) 1) 或 e) 2) 中任何一项或所有的试验都可以在室温下进行。
  - (2) 试样的疲劳寿命应超过对应于最大重要循环位移所规定的设计循环次数的  $k_s^{4.3}$  倍。该试验应包括内压的影响。如果设计有横向位移和旋转位移,则可将这些位移转换成循环试验的当量轴向位移;在单向旋转膨胀节和万向膨胀节的扭曲试验中,由内压力的横向分量导致的波纹的偏移在确定疲劳寿命时应加到机械偏移上。在采用加速疲劳试验的情况下,偏移量及其循环次数应符合 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》附录 D 的规定。通过假设疲劳曲线的斜率为 4.3 且通过试验点,则按照 6.6.4.9.4g) 的规定即可满足累积疲劳的要求,而不需要附加试验。
- 3) 各个设计可遵循 6.2 的要求进行设计分析以证明其满足要求。波纹管上每一点的应力,应由弹性薄壳理论或塑性分析来确定,具体视其适用性。在使用弹性分析时,可使用 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》表 A.3、A.4 的应力强度值和 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》附录 C 中的疲劳曲线进行设计评定。
  - (1) 6.6.4.9.4 c) 的稳定性要求可用下列规定之一来验证。
    - ①弹性稳定性计算,其条件是预计使波纹管失稳的内压与当量冷态使用压力的比值超过 10; 或
    - ②9.2.3 的压力试验。其条件是该试验在  $2^{1/4}$  倍当量冷态设计压力下,而且试验期间单向旋转膨胀节和万向膨胀节保持在其设计转动角度或偏移位移内,而且使此试验不超过 6.6.4.9.4 b) 的要求。
- f) 取得国务院核安全监管部门认可的单位的数据报告应说明采用了上述哪些方法对设计进行了验证。
- g) 如果有两种或两种以上重要的应力水平下的应力循环,则其累积效应应按下面规程 1 到 5 的规定来评定。

步骤1: 将寿命期间规定为1, 2, ...,  $n$ 型的每种应力循环类型所对应的循环次数分别表示为 $n_1$ ,  $n_2$ , ...,  $n_n$ 。

注1: 确定 $n_1$ ,  $n_2$ , ...,  $n_n$ 时, 应考虑所产生的总应力差 $S_1$ ,  $S_2$ , ...,  $S_n$ 大于单个循环的应力差的各种循环来源的叠加作用。例如, 假若一种应力循环产生应力差从零到413.69MPa变化的循环次数为1000次。而另一种应力循环产生应力差从零到-344.74MPa变化的循环次数为10000次。则所考虑的两种循环应按下列参数确定:

循环类型1:  $n_1=1000$

$$S_1 = (413.69 + 344.74) = 758.43 \text{ MPa}$$

循环类型2:  $n_2=9000$

$$S_2 = (344.74 + 0) = 344.74 \text{ MPa}$$

步骤2: 如果只有一种循环, 则对于每一个 $S_1$ ,  $S_2$ , ...,  $S_n$ 值使用适当的设计疲劳曲线和相应的分析方法, 以确定许用的最大应力循环次数, 将这些最大应力循环次数称作 $N_1$ ,  $N_2$ , ...,  $N_n$ 。所用的疲劳曲线可以是6.6.4.9.4d)中确定的 $S_f$ 图线, 或是与6.6.4.9.4e) 2) 或 3)一致的曲线。如疲劳曲线已根据总的应力差值求出, 则必须使用步骤1的 $S_1$ ,  $S_2$ , ...,  $S_n$ 的全值来确定 $N$ ; 但是, 如果疲劳曲线是根据交变应力求出的, 则 $S_1$ ,  $S_2$ , ...,  $S_n$ 值应除以2, 这样,  $S_1$ ,  $S_2$ , ...,  $S_n$ 就变成交变应力。

步骤3: 对每种应力循环类型, 由 $U_1=n_1/N_1$ ,  $U_2=n_2/N_2$ , ...,  $U_n=n_n/N_n$ 计算使用系数 $U_1$ ,  $U_2$ , ...,  $U_n$ 。

步骤4: 由 $U=U_1+U_2+\dots+U_n$ 计算累积使用系数 $U$ 。

步骤5: 累积使用系数 $U$ 应不超过1.0。

- h) 取得国务院核安全监管部门认可的单位应提交一份证明符合 6.6.4.9 的报告。
- i) 在需要承受压力的情况下, 波纹管的圆筒形端部可用合适的套环加强, 采用的设计方法应保证产生的应力不使波纹管材料或焊缝过早的失效。包括波纹管的端部连接件之间的连接焊缝。
- j) 取得国务院核安全监管部门认可的单位应提供膨胀节组件的弹簧刚度系数, 由于变形后能产生滞后回线, 波纹管的弹簧刚度系数可用几种方法确定; 由于变形后需要一个恢复力使波纹管返回到原来的自然位置。当适用时, 设计技术规格书应说明可以施加在连接部件上的最大许用力, 或应要求取得国务院核安全监管部门认可的单位确定波纹管变形一个给定距离(例如吸收的最大位移)所需施加的最大力。

#### 6.6.4.9.5 金属编制柔性软管

金属编制柔性软管可以按照T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》HH来构造。

### 6.6.5 管道设计的分析

#### 6.6.5.1 通用要求<sup>43)</sup>

- a) 整个管道系统的设计, 应将热膨胀、重量和其他持续载荷及偶然载荷对固定件之间的管道影响进行分析。管道系统设计应满足 6.6.5 的限制。公式 (26)、(27)的压力部分可用下式替代:

$$S_{LP} = B_1 \frac{2Pd^2}{D_0^2 - d^2}$$

公式 (29)的压力部分可用下式替代:

43) 公式 (26)、(27) 和 (29) 中的压力项对波纹管和膨胀节不适用。

$$S_{LP} = \frac{Pd^2}{D_0^2 - d^2}$$

式中的符号与6.6.5.2中的符号相同，只是

$P = P$ 或 $P_{\max}$ , MPa

$D =$ 管子名义内径, mm

- b) 当估算膨胀节附近的应力时，必须考虑膨胀节具有的实际横截面面积。
- c) 对法兰连接接头的分析见 6.6.5.8。

#### 6.6.5.2 设计工况的考虑

压力、重量和其他持续机械载荷的影响必须满足公式（26）的要求。

$$S_{SL} = B_1 \frac{PD_0}{2t_n} + B_2 \frac{M_A}{Z} \leq 1.5S_h \quad (26)$$

$B_1$ 、 $B_2 =$  所考虑特殊制品的一次应力指数（图6-85）；

$P =$  内部设计压力, MPa;

$D_0 =$  管道外径, mm;

$t_n =$  名义壁厚, mm;

$M_A =$  由于重量和其他持续载荷加在横截面上的合成力矩, (6.6.5.3.3)；

$Z =$  管道的截面模量, mm<sup>3</sup>;

$S_h =$  设计温度下母材的许用应力, MPa。

#### 6.6.5.3 A级和B级使用限制的考虑

##### 6.6.5.3.1 偶然载荷<sup>44)</sup>

对于指定为B级使用限制的壓力、重量、其他持续载荷和偶然载荷，包括变交和非交变动态载荷的影响，必须满足6.6.5.3.1 a)或6.6.5.3.1 b)的要求：

- a) 应满足以下要求：

$$S_{OL} = B_1 \frac{P_{\max} D_0}{2t_n} + B_2 \left( \frac{M_A + M_B}{Z} \right) \leq 1.8S_h \quad (27a)$$

但不大于1.5 $S_y$ 。符号同6.6.5.2，只是：

$M_B =$  由于偶然载荷（例如由压力和流体瞬态引起的卸压阀和安全阀载荷的推力）和交变和非交变动态载荷（如果设计规格书要求对交变和非交变动态载荷引起的力矩计算）引起的横截面上的合成力矩, N-mm。对于交变和非交变动态载荷，仅用其范围的一半。如公式(28a)或(29)(6.6.5.2.2)包括了交变和非交变动态载荷引起的锚固点位移的影响，则在公式(27a)中可以排除交变和非交变动态载荷引起的锚固点位移的影响。

$P_{\max} =$  最大压力, MPa

$S_y =$  所考虑的载荷相对应温度下的材料屈服强度, MPa

$S_h =$  所考虑的载荷相对应温度下的材料许用应力, MPa

- b) 作为对 6.6.5.3.1 a)的另一选择，如果在 B 级使用限制包括了不要求与非交变动态载荷组合的交变动态载荷(6.6.2.2.4)，那么，对于  $D_0/t_n \leq 40$  且用 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.3 中指定为 P-No.1 至 P-No.9 材料制造的管道，下列要求应满足：

44) 如设计技术规格书指出不需要把最大压力和地震看作同时作用，则可采用设计压力。

$$S_{OL} = B_l \frac{P_{\max} D_0}{2t_n} + B_2' \left( \frac{M_A + M_B'}{Z} \right) \leq 1.8S_h \quad (27b)$$

但不大于 $1.5S_y$ 。符号同6.6.5.2，只是：

$B_2' =$  定义在6.6.5.5 b)3)中

$M_B' =$  由于交变动态载荷加在横截面上形成的合成力矩，N·mm。如公式(28a)或

(11)(6.6.5.2.2)包括了交变和非交变动态载荷引起的锚固点位移的影响，则在公式(27a)中可以排除该影响。

$P_{\max} =$  最大压力，MPa)

$S_y =$  所考虑的载荷相对应温度下的材料屈服强度，MPa)

$S_h =$  所考虑的载荷相对应温度下的材料许用应力，MPa)

### 6.6.5.3.2 热膨胀

对于指定为A级和B级使用限制的使用载荷，必须满足公式(28a)或公式(29)和公式(28b)的要求。

a) 热膨胀的影响必须满足公式(28a)的要求；

$$S_E = \frac{iM_c}{Z} \leq S_A \quad (28a)$$

符号与上面相同，只是：

$i =$  应力增强系数(6.6.7.3.2)

$M_c =$  由于热膨胀产生的合成力矩的范围，N·mm。如公式(27a)或(27b)(6.6.5.3.1)略去了锚固点位移的影响，则还包括由于交变动态载荷和非交变动态载荷引起的锚固点位移的力矩影响

$S_A =$  膨胀应力的许用应力范围(6.6.1.1.2)，MPa；

b) 任何单独的非重复的锚固件位移的影响，应满足公式(28b)的要求：

$$\frac{iM_D}{Z} \leq 3.0S_c \quad (28b)$$

符号同6.6.5.3.2，只是：

$M_D =$  由于任何单独的非重复的锚固点位移(例如预计的建筑物下沉)引起的合成力矩，N·mm。

c) 压力、重量、其他持续载荷和热膨胀的影响应满足公式(29)的要求：

$$S_{TE} = \frac{PD_0}{4t_n} + 0.75i \left( \frac{M_A}{Z} \right) + i \left( \frac{M_c}{Z} \right) \leq (S_h + S_A) \quad (29)$$

0.75i不应小于1.0。

### 6.6.5.3.3 力矩和截面模量的确定

a) 对公式(26)、(27)、(28)和(29)来说，直通部件、弯管或焊接弯头的合成力矩可按下式计算。确定合成力矩：

$$M_j = \left[ M_{xj}^2 + M_{yj}^2 + M_{zj}^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

式中：

$j =$  6.6.5.2、6.6.5.3.1和6.6.5.3.2中定义的 $M_A$ 、 $M_B$ 、 $M_C$ 和 $M_D$ 的脚注A、B、C和D。

b) 对于相贯管道(如分支连接或三通)，按照上述 a) 中的规定分别计算各管段端的作用弯矩。对于整个接管座，应取交贯点的弯矩(图6-84)。



- c) 对于缩径的出口管，按上述 a) 分别计算每条支管的合成力矩。除  $r'_m/r < 0.5$  时，主管外表面处的支管力矩可用于该支管外，力矩都取在支管的接合点处（图 6-84）。
- d) 对于交贯管道，用于计算应力的截面模数应取有效截面模数：

$$Z = \pi(r'_m)^2 T'_b, \text{ 对于支管}$$
$$Z = \pi(r)^2 T_r, \text{ 对于主管}$$

式中：

- $r$  = 主管平均截面半径， mm  
 $r'_m$  = 支管平均截面半径， mm  
 $T'_b$  = 支管名义壁厚， mm  
 $T_r$  = 主管名义壁厚， mm

- e) 对于交贯管道以外的部件和街头，用于确定应力的截面模数应采用经典的公式：

$$Z = \frac{2I}{D_o}$$

这里：

- $D_i$  = 内径， mm  
 $I$  = 惯性矩，  $\text{mm}^4$   
=  $0.0941 (D_o^4 - D_i^4)$

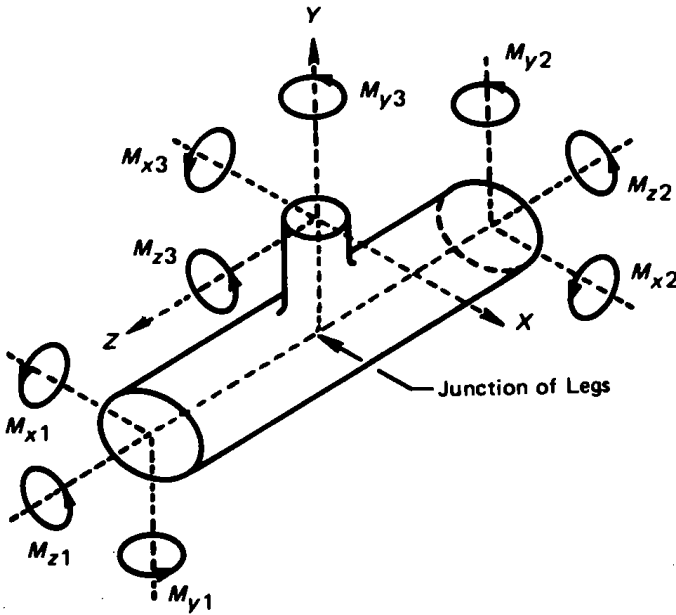


图6-84 缩径或等径支管接头或三通

6.6.5.4 C级使用限制的考虑

6.6.5.4.1 许用应力

当规定C级使用限制时[T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4.2.4 b) 3) 和6.1.1.3b) ]，许用压力不应超过6.6.4.1.1公式（24）计算压力的1.5倍。

6.6.5.4.2 管道部件的分析

对于指定为C级使用限制的使用载荷[T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4.2.4b) 3) 和T/CNEA XXX.2-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第2部分：1级部件》第6.1.1.3节]，应运用下述a) 或b) 的要求：

- a) 除下述 b) 所允许以外, 对于指定为 C 级使用限制的使用载荷, 采用导致最大计算应力的 C 级使用相一致的压力  $P$  和力矩  $(M_A + M_B)$ , 应满足 6.6.5.3.1 公式 (27) 的要求。对于该工况采用的许用应力是  $2.25S_h$ , 但不大于  $1.8S_y$ 。  
此外, 如果在 6.6.5.3 中没有考虑交变型动态载荷引起锚固点移动作用  $M_{AM}$ , 则满足 6.6.5.5b)4) 的要求, 许用应力取 6.6.5.5b)4) 中的许用应力 70%。
- b) 对于指定为 C 级使用限制的使用载荷 (包括不要求与非交变动态载荷 (6.6.2.2.5) 组合的交变动态载荷 (6.6.2.2.4)), 应符合 6.6.5.5 b) 的要求, 6.6.5.5b) 2) 中的许用应力、6.6.5.5 b) 3) 中的许用应力的 70% 和 6.6.5.5b) 4) 中的许用应力的 70% 都适用于 C 级使用限制。

#### 6.6.5.4.3 变形限制

应考虑设计技术规格书中规定的与 C 级使用限制中有关的任何变形或挠度的限制。

#### 6.6.5.5 D 级使用限制的考虑

如果设计技术规格书中规定了指定为 D 级使用限制的任何使用载荷 [T/CNEA XXX.1-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分: 通用要求》 NCA-4.1.4.2.2b)4)], 则应运用下述要求:

- a) 对于指定为 D 级使用限制的使用载荷除下面 b) 允许外应采用下述 1)2) 和 3) 的要求:
- 1) 许用压力不应超过 6.6.4.1.1 公式 (24) 计算压力的 2 倍。
  - 2) 会导致最大计算应力的 D 级使用限制下的压力  $P$  和力矩  $(M_A + M_B)$  应满足 6.6.5.3.1 公式 (27) 的要求, 该工况下采用的许用应力是  $3.0S_h$ , 但不大于  $2S_y$ 。
  - 3) 如果在 6.6.5.3 中没有考虑交变型动态载荷引起的锚固点移动作用  $M_{AM}$ , 则应满足 6.6.5.5 b) 4) 的要求。
- b) 作为 6.6.5.5a) 的替代, 按 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A.3 中 P-No.1 至 P-No.9 指定材料制造的管件, 且限定  $D_o/t_n \leq 40$ , 如用于指定为 D 级使用限制 (包括不要求与非交变动态载荷 (6.6.2.2.5) 组合的交变动态载荷 (6.6.2.2.4)), 应满足下述 1) 至 5) 的要求:
- 1) 与地震或其它交变形式的载荷同时发生的压力不应超过设计压力。
  - 2) 由于重量载荷产生的持续应力不应超过下述之值:

$$B_2 \frac{D_0}{2I} M_w \leq 0.5S_h$$

式中:

$M_w$  = 由于重量影响产生的合力矩。

- 3) 由重量载荷和交变动态惯性载荷与 D 级使用同时发生的压力组合而产生的应力不应超过下述之值:

$$B_1 \frac{P_D D_0}{2t} + B_2' \frac{D_0}{2I} M_E \leq 3S_h$$

式中:

$B_2' = B_2$ , 见图 6-85, 但以下情况除外

$B_2' = 1.33$ , 名义壁厚不相同的两个物项之间的环向对接焊缝 T/CNEA XXX.2-20XX

《压水堆承压部件 设计与制造 第 2 部分: 1 级部件》第 6.6.8.3.4 节 b)]

$B_2' = 0.87/h^{2/3}$ , 对于弯管或对接焊弯头 ( $h$  的定义见图 6-85), 但不小于 1.0

$B_{2b}' = 0.27(R_m/T_r)^{2/3}$

$B'_{2r} = 0.33(R_m/T_r)^{2/3}$ , 对于 ASME B16.9 或 MSS SP-87 环向对接三通(其定义见图 6-85, 但不小于 1.0

$P_D$  =与交变动态载荷同时发生的压力

$M_E$  =合力矩幅值, N·mm。在载荷组合中, 在确定合成力矩之前应先把各个方向的力矩在同一方向的分量进行组合, 然后确定合成力矩, 假如分析方法仅得到的是数值大小, 而没有相应的代数符号, 则应采取最保守的组合

$S_h$  = 由 6.6.5.3.1 所定义

- 4) 由地震和其它交变型动态载荷引起锚固点移动而产生的合成力矩  $M_{AM}$  的范围和轴向力

$F_{AM}$  的幅值不应超过下列数值:

$$C_2 \frac{M_{AM} D_0}{2I} < 6S_h$$

$$\frac{F_{AM}}{A_M} < S_h$$

式中:

$A_M$ =管道部件金属壁横截面积

$C_2$  =T/CNEA XXX.2-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第2部分: 1级部件》表 NB-6.6.8.1a) 中的应力指数

- 5) 在 6.6.5.5b) 4) 中,  $6S_h$  的使用, 基本上假设整个管道系统的线性特性。该假设对于在很多

点或相对较宽区域出现塑性应变的系统是足够精确的, 但在管道的小部分经历塑性应变的不均衡系统中, 它不能反映真实的应变分布。在这些情况下, 由于较刚或较弱受力部分的弹性随动, 较低(或较高)应力部分将承受应变集中, 不均衡可能由下列情况产生:

- (1) 通过采用与直径较大或刚度较大的管道相连接的小直径管道, 在小直径管线产生相对高的应力。
- (2) 通过局部削减尺寸或截面积, 或局部使用强度较低的材料。

在不均衡系统的情况下, 应修改设计以消除其不均衡, 或让管道按 6.6.5.5b) 4) 给出的

$6S_h$  作为  $3S_h$  的公式来评定。

- 6) 管道位移应满足设计规格书的限制。

- c) 作为 6.6.5.5a) 和 b) 的替代, 包括在 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分: 辅助规则》附录 T 中的规则可用于评定与所有其它设计和使用载荷无关的这些使用载荷。

## 6.6.5.8 法兰接头的分析

6.6.4.7.1 已涉及法兰接头设计压力的内容, 承受力矩和压力组合载荷的法兰接头应满足 6.6.5.8.1 和 6.6.5.8.2、6.6.5.8.3 中任何一个要求。此外, 管子与法兰的连接焊缝应满足 6.6.5.1 至 6.6.5.5 的要求, 并应采用图 6-85 中的相应的应力增强系数。下列符号说明应用于 6.6.5.8:

$P$  =T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分: 通用要求》4.1.4 中定义的设计或使用工况的压力, MPa;

$P_{eq}$  =在设计或使用工况下引起作用于法兰接头上的力矩的当量压力, MPa;

$M_{fs}$ =在设计或使用工况下, 由于作用于管道的重量、管系热膨胀、支承锚固点的持续移动、卸压阀

稳态推力和其他持续的机械载荷引起的作用于法兰接头上的弯矩或扭矩（分别考虑），N·mm。  
假如采用管道冷回弹，力矩可以减少至6.6.7.3.5允许的范围

$M_{fd}$  = 弯矩或扭矩（分别考虑）与 $M_{fs}$ 的定义相同，但其包括设计或使用工况下作用于法兰接头上的动态载荷， N·mm；

$G$  = 按T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录G3.1.3定义的垫片承载处的直径， mm；

$A_b$  = 受力状态下螺纹根部或最小直径处螺栓总的横截面积，  $\text{mm}^2$ ；

$C$  = 螺栓圆直径， mm；

$S$  = 螺栓材料的许用应力，  $\text{MPa}$ ；

$S_y$  = 设计温度下法兰材料的屈服强度（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.8和A.9），  $\text{MPa}$ ；

$D_f$  = 凸面的外径， mm；

$P_{fd}$  = 与力矩 $M_{fd}$ 同时存在的压力，  $\text{MPa}$ 。

#### 6.6.5.8.1 任何法兰连接接头

法兰连接接头可采用T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录G中给出的、按6.6.5.8.1a)或6.6.5.8.1b)修改的方法进行分析和应力评定。法兰连接接头另可按T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录I进行分析。

- 如果法兰连接接头符合表 6-1 所列标准之一，以及如果按 6.6.5.8-1b) 计算的每个  $P'$  值小于设计温度或使用温度下的额定压力，则 6.6.5.8 的要求得到满足。
- 对于 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 G 中的 H 计算，设计压力应由法兰设计压力代替。

$$P' = P + P_{eq}$$

式中：压力 $P_{eq}$ 取下列计算的较大值：

$$P_{eq} = 16M_{fs} / \pi G^3$$

$$\text{或 } P_{eq} = 8M_{fd} / \pi G^3。$$

#### 6.6.5.8.2 中等压力和温度下的标准法兰连接接头

符合ASME B16.5、MSS SP-44，ASME B16.47，或ANSI/AWWA C207 E级[1.9MPa]的法兰连接接头，在设计压力或使用压力都不超过0.7MPa和设计温度或使用温度都不超过95℃的情况下，在使用时若满足下列公式，则满足6.6.5.8的要求：

$$M_{fs} \leq A_b CS / 4$$

而

$$M_{fd} \leq A_b CS / 2$$

#### 6.6.5.8.3 带高强度螺栓连接件的 ASME B16.5 法兰连接接头

法兰连接接头采用ASME B16.5中规定的法兰、螺栓及垫片、且所用的螺栓材料在38℃下的S值不小于138MPa时，可按下列规则进行分析。

- 设计限制及 A 级、B 级使用限制

- 压力不应超过 A 级使用限制的额定压力，或不应超过 B 级使用限制的额定压力的 1.1 倍。
- 公式（30）和（31）的限制应得到满足：

$$M_{fs} \leq 21.7(S_y / 250)CA_b \quad (30)$$

$$M_{fs} \leq 43.4(S_y / 250)CA_b \quad (31)$$

式中： $S_y / 36000$ 及 $S_y / 250$ 的值不应大于1.0。

- C 级使用限制

- 压力不应超过额定压力的 1.5 倍。
- 应满足公式（32）的限制

$$M_{fs} \leq [78.1A_b - (\pi/16)D_f^2 P_{fd}]C(S_y/250) \quad (32)$$

式中： $S_y/36000$ 及 $S_y/250$ 的值不应大于1.0。

c) D 级使用限制

- 1) 压力应不超过额定压力的 2.0 倍。
- 2) 应满足公式 (32) 的限制, 其中  $P_{fd}$  和  $M_{fd}$  是同时存在的压力, MPa 和力矩, N·mm。

d) 试验载荷

对于试验载荷不要求进行分析。

## 6.6.6 焊缝设计

### 6.6.6.1 焊接接头

#### 6.6.6.1.1 通用要求

焊接接头应按7.2制造。

#### 6.6.6.1.2 插套焊接<sup>45)</sup>

- a) 插套焊接的管道接头, 应限于尺寸为 DN 50 或更小的管子。
- b) 插套焊接的管道接头应符合 7.4.2.7 的要求。
- c) 规格为 DN 100 或以下的疏水管和旁通管可用插套焊接连接到阀门或配件上对于 3 级管道的插套焊接, 仅满足上述的 b)即可。

#### 6.6.6.1.3 支管连接处的角焊缝及部分焊透焊缝

- a) 在 6.6.4.3.1c) 中规定的范围内使用角焊缝和部分焊透焊缝<sup>46)</sup>。
- b) 对于角焊缝应在设计图纸上注明焊缝尺寸。
- c) 对于部分焊透焊缝, 应在设计图纸上注明焊缝尺寸、坡口深度和坡口角度。

## 6.6.7 管道的特殊要求

### 6.6.7.1 非焊接管道接头的选择和限制

所采用的管道接头形式应适合设计载荷, 选择时应考虑接头的密封性、机械强度以及所输送流体的性质。

#### 6.6.7.1.1 法兰连接接头

法兰连接接头应符合6.6.4.7和6.6.5.8的要求。

#### 6.6.7.1.2 胀接或滚压接头

当经验或试验 (6.6.4.9) 已证明接头适合于设计载荷, 而且已采取了足够的预防接头脱开措施时, 可以采用胀接或滚压接头。

#### 6.6.7.1.3 螺纹连接接头

在下列a)、b)和c)中规定的限制范围内, 可采用螺纹连接接头。

- a) 管道制品上的所有螺纹应符合表 6-1 所列相应标准的锥形管螺纹, 对于接头密封性是取决于密封焊接或压紧面而不取决于螺纹的管道部件, 当经验或试验 (6.6.4.9) 已证明这样的螺纹是适合的时候, 可采用锥形管螺纹以外的螺纹。

45) 在存在缝隙而能加速腐蚀的地方, 不应采用插套焊接接头。

46) 存在缝隙而能加速腐蚀的地方, 不应采用插套焊接接头。

- b) 当预计会发生严重侵蚀、缝隙腐蚀、冲击或振动时，不应采用螺纹连接接头。当用于超过 104℃ 的蒸汽和热水时，管子尺寸限制如下：

最大名义管子尺寸，	最大压力，
DN	MPa
80	2.8
50	4.1
25	8.3
20或更小	10.3

- c) 壁厚小于 ASMEB36.10 或 GBT 17395 钢管的标准重量的管子，不论使用条件如何，均不应车螺纹。当钢管是螺纹连接的，而又用在超过 1.7MPa 的蒸汽中或超过 0.700MPa 和 104℃ 的水中时，管子至少应为系列 80 的无缝管。

6.6.7.1.4 扩口接头、无扩口接头和压配接头

对于在表6-1中适用的标准和规格范围内，满足下列a)到e)要求的、外径不超过50mm的管子，可以采用扩口、无扩口和压配连接形式的管子配件。

- a) 配件及其连接接头应与其配合使用的管子相一致，并应符合制造商推荐的壁厚范围和装配方法。
- b) 配件应在不超过制造商推荐的压力—温度额定值下使用。在使用时，应考虑使用工况，例如振动和热循环。
- c) 管道制品上的所有螺纹应是符合表 6-1 中所列适用标准的锥形管螺纹。对于连接接头的密封性取决于压紧面，而不取决于螺纹的管道部件，当经验或试验（6.6.4.9）已证明这样的螺纹是适用的时候，可以采用锥形管螺纹以外的螺纹。
- d) 在没有标准或技术规格书的时候，设计师应按照下列要求确定选择对于设计载荷是合适的和安全的配件形式。
  - 1) 压力设计应满足 6.6.4.9 的要求。
  - 2) 所用的配件样品应很好地满足性能试验（6.6.4.9），以确定在模拟的使用载荷下连接接头的安全性，当预计将有振动，疲劳、循环工况、低温，热膨胀或水力冲击的时候，则在试验中应包括这些相应的条件。
- e) 无扩口配件的设计应有夹紧件或套筒。夹紧件或套筒应以足够的强度夹紧或咬入管子的外表而，以使管子承受压力，但不使管子的内径产生明显的变形，夹紧件还应构成装配件的压力密封。
  - 1) 当使用紧固型配件时，对于紧固件咬入的适当深度和管子的状况应通过拆卸和重新组装所选择的接头进行现场校验。
  - 2) 按照制造商的规定紧固的夹紧型配件不需要拆卸校验。

6.6.7.1.5 填隙连接接头

不得使用填隙或灌铅连接接头。

6.6.7.1.6 硬钎焊和软钎焊接头

- a) 硬钎焊接接头  
硬钎焊接接头应是插套型的，且其最小插套深度对于预期的使用应是足够的，但不应小于（图 121）规定的。
- b) 软钎焊接接头  
软钎焊接接头应是插套型的，并应符合表 6-1 所列适用的标准。
- c) 硬钎焊和软钎焊接头的限制
  - 1) 硬钎焊插套型连接接头，不应在装有易燃或有毒流体的系统中或有火灾危险的区域内使用。

- 2) 软钎焊插套型连接接头，应限于装有不易燃和无毒流体的系统。
- 3) 软钎焊插套型连接接头，不应在承受机械或热冲击或振动的管道中使用。
- 4) 完全靠角焊缝，而不是主要靠管道与插套之间的硬焊料或软焊料的硬钎焊或软钎焊接头是不允许的。
- 5) 软钎焊连接接头，除不应在超过  $1.2\text{MPa}$  的压力下或超过  $120^\circ\text{C}$  的温度条件下使用，应在按表 6-1 中适用的标准额定的压力和温度条件下使用。

#### 6.6.7.1.7 套筒连接接头和其他取得专利的连接接头

在经验或试验已证明满足了设计师的要求：接头对于设计载荷是安全的情况下，且又采取了足够的措施防止接头脱开时，可以采用套筒连接型、机械密封型和其他取得专利的连接接头。

#### 6.6.7.2 膨胀和挠性

##### 6.6.7.2.1 通用要求

- a) 除压力、重量和其他载荷的设计要求外，承受热膨胀或收缩、或者承受由其他原因引起的类似位移的管道系统，应按本条所规定的挠性和应力的评定和分析要求进行设计。
- b) 管道应满足本节的膨胀和挠性要求，但 2 级管道连接到 1 级管道上的情况除外，此时 1 级管道的膨胀和挠性要求应适用于 2 级管道上第一个锚固点以外的 2 级管道。但是，膨胀应力和其他原因引起的应力的综合影响，应按照 6.6.5 进行评定。下面各项中给出的其他例外情况是适用的。

##### 6.6.7.2.2 特性

热膨胀数据和弹性模量应由 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.10-A.14 和表 A.16-A.20 确定，该表包括了较常用的管道材料，对于没有包括在这些表中的材料，可参考权威来源的数据，例如国家标准和技术协会出版物的数据。

##### 6.6.7.2.3 热膨胀范围

热膨胀范围应根据 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.10-A.14 按使用工况和停用工况引起的最高金属温度下出现的单位热膨胀和最低金属温度出现的单位热膨胀之间的差值来确定。

##### 6.6.7.2.4 弹性模量

材料的冷态和热态弹性模量  $E_c$  和  $E_h$ ，如 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.16-A.20 所示，应根据 6.6.7.2.3 中规定的温度来确定。

##### 6.6.7.2.5 泊松比

当要求进行挠性计算时，对所有金属材料在所有温度下的泊松比都取 0.3。

##### 6.6.7.2.6 应力

应力计算应根据管道或配件的最小横截面积，使用局部应变处的名义尺寸。膨胀应力  $S_E$  的计算应根据室温下的弹性模量  $E_c$  进行。

###### a) 应力范围

由于热膨胀产生的应力，当具有足够的初始应力值时，在热态条件下由于局部屈服或蠕变而松弛。当部件恢复到冷态时，应力减小，而且通常是作为一个相反符号的应力出现。这种现象称作管线自身回弹；而且在效果上与冷回弹类似。自身回弹的程度取决于材料、初始膨胀和加工应力的量值、热态使用温度以及经历的时间。当在热态条件下的膨胀应力随时间趋向于减小时，

在任何一次循环中，热态和冷态的膨胀应变的总和基本上保持不变，这个总和称为应变范围。但是，为了便于与许用应力结合使用，应按管道热工设计准则来选择应力范围。

#### b) 局部超应变

管道柔度分析的所有通用方法，都假定整个管道系统处在弹性状态。这种假定，对于在很多点上或相当广的范围内产生塑性变形的系统是足够精确的。但是，由于在不平衡系统中只有一小部分管道承受塑性应变，或对于在蠕变范围内运行的管道来说，应变分布是很不均匀的，不能反映出不平衡系统的实际应变分布。在这些情况下，有较弱和较高应力的部分，将承受由于较强或较低的应力部分弹性重新分布，而产生的应变集中。以下几种情况可能引起不平衡：

- 1) 小管与较大的或较刚的管道串联使用，小管道与应力较高的小管路串联使用。
- 2) 尺寸或横截面的局部减小，或局部使用强度较低的材料。
- 3) 在尺寸均匀的系统，采用线性布置，这种布置使中性轴或推力线处于接近管线本身的主要部分，只用管线很小的偏移部分来吸收绝大部分膨胀应变。

c) 应尽量避免使用延性低的材料，如果不能避免，应适当使用冷回弹来减轻。

d) 建议奥氏体材料的管道系统设计，应对消除局部应力增高、检测、材料选择、制造质量和安装给予更全面的注意。

### 6.6.7.2.7 挠性

管道系统应设计有足够的挠性，以便防止管道位移造成管道材料或锚固件过度应力引起的失效、接头泄漏，或过大的推力和力矩引起的相连接设备的有害变形。挠性应通过使用弯管、环管或支管改变管道的方向来提供，或应采取膨胀节、旋转接头或球形接头、或波纹管等措施来吸收热位移。

### 6.6.7.2.8 膨胀节、旋转接头或球形接头

如果采用膨胀节、旋转接头或球形接头，应符合6.6.4.9的要求和限制。

### 6.6.7.3 分析

#### 6.6.7.3.1 分析方法

所有系统应通过结构分析以证明其具有足够的柔性，除非其能满足以下任一条件：

- a) 通过与以前分析过的系统进行工程对比，能技术评价该系统具有充分柔性。
- b) 该系统的运行温度不大于 65℃，且按照 6.6.7.2.7 中所描述的采用了柔性布置。
- c) 该系统的运行温度不大于 120℃，且采用手册或图表等简化计算方法以证明其具有足够的柔性。

#### 6.6.7.3.2 基本假设和要求

- a) 当计算固定点之间管道系统的挠性时，应将固定点之间的管道系统作为一个整体处理。管线的所有部件和全部约束，例如支承和导向装置，包括为了降低设备或减小支管上的力矩和力而采用的中间约束的作用都应考虑。
- b) 详细计算应考虑除直管外的找到管道制品或接头的柔度系数。可以相信在这样的管道制品或接头上存在特定的挠性。对通常用于管道制品和接头的柔度系数和应力增强系数示于图 6-85 中。应采用图 6-85 中所示的部件柔度系数和应力增强系数，除非有特定的试验或分析数据以证明可以采用更低的应力增强系数或更高的柔度系数。
- c) 系数在此用  $k$  表示，并配以合适的下标，其一般定义如下：

$$k = \theta_{ab} / \theta_{nom}$$

式中：

$\theta_{ab}$  = 在弯矩  $M$  作用下  $a$  端相对于  $b$  端在  $M$  同方向上的转角

$\theta_{nom}$  = 假设作用在具有管道名义尺寸特性的梁所对应的名义转角。例如弯头， $\theta_{nom}$  即为



假设作用在其为曲梁时的名义转角；

图6-85中对特定部件的柔度系数有详细定义。

- d) 应力增强系数在此用  $i$  表示，该系数是在低碳钢管件弯曲疲劳试验的基础上确定的，其可表述为：

（国际单位）

$$iS = 1700N^{-0.2}$$

式中：

$S$  = 外加于失效部位的弯曲应力幅值，  $MPa$

$N$  = 失效的循环次数

$i$  = 应力增强系数

= 环向对接焊直管疲劳失效的弯矩载荷与所考虑部件在相同循环次数下导致失效的弯矩载荷的比值。

- e) 对于在图 6-85 中没有列出的管道制品或接头，其柔度系数和应力增强系数应通过试验或分析获得。
- f) 柔度系数的试验确定应遵循 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D.1.9，应力增强系数的试验确定应遵循 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 D.2。
- g) 柔度系数的分析确定应与以上的定义相一致。
- h) 应力增强系数的分析确定可根据以下经验关系：

$$i = C_2 K_2 / 2, \text{ 但不小于 } 1.0$$

其中  $C_2$  和  $K_2$  为 T/CNEA XXX.2-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 2 部分：1 级部件》第 6.6.8.1 节 (a) -1 中所列的 1 级管道或连接件的应力指数，或由以下方法确定：

应根据疲劳试验结果对应力增强系数的分析确定进行修正。用于修正的试验结果可以是新的试验数据，也可以取自类似产品或接头的试验数据的已有文献报告。可以采用有限元分析方法或其他应力分析方法来确定  $C_2$ ；然而，应采用试验或已定的应力集中系数数据来确定  $K_2$ 。

- i) 某些管道制品或接头的应力增强系数会随着作用弯矩的方向不同而发生变化，例如弯头或分支。对于这种情况，按照上述 f) 或 h) 中的方法确定 6.6.5.3.2 的公式 (28a)、(28b) 和 (29) 中应力增强系数时，应取所有载荷方向情况下的最大值。
- j) 遵循上述 f) 中的方法确定的应力增强系数应按照 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 G.2 的要求归档，且可以包括试验报告，该试验报告可与单独管系的设计报告（T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》5.5.5.1.1 和 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》5.5.5.5）一起或分别呈交确认（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 G.2）。
- k) 遵循上述 h) 中的方法确定的应力增强系数应编制足够详细的报告以便可以进行独立审查。审查应由相关领域有资质的工程师按照 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》附录 I 的要求进行。该报告作为管道系统设计报告的一部分应被确认（T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》5.5.5.1.1 和 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》5.5.5.5）。
- l) 不论管道是否有冷回弹，所有的计算中都应采用按 6.6.7.2.3 确定的总膨胀范围。管线的膨胀量和设备、支承、约束和固定件的线位移和角位移，都应在确定总膨胀范围时加以考虑。
- m) 在计算或模型试验中使用简化假设的情况下，应对可能低估的力、力矩和应力，包括应力增强的影响进行评定。
- n) 在柔度计算中，使用的管道和配件的尺寸应为名义尺寸。
- n) 据实验方法确定应力增强系数时，不应采用 6.6.5.3.3 d)，而应采用所考虑点（裂纹位置、最大应力点等）上的名义应力。

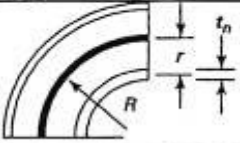
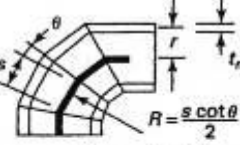
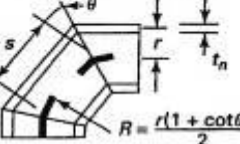
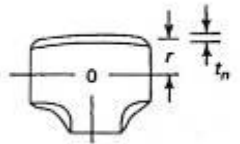
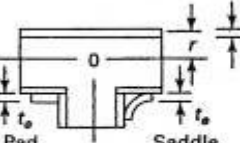
说明	一次应力指数		挠性特性 $h$	挠性系数 $k$	应力增强系数 $i$	简图
	$B_1$	$B_2$				
焊接弯头或 弯管 注 (4) and (5)]	$0.4 h - 0.1 \leq 0.5$ and $> 0$	$\frac{1.30}{h^{3/4}}$	$\frac{t_n R}{r^2}$	$\frac{1.65}{h}$	$\frac{0.9}{h^{3/4}}$	
密节距斜接 弯管 $s < r(1 + \tan \theta)$	[Note (6)]	[Note (6)]	$\frac{s t_n \cot \theta}{2 r^2}$	$\frac{1.52}{h^{3/4}}$	$\frac{0.9}{h^{3/4}}$	
宽节距斜接 弯管 [Notes (4) and (7)] $s \geq r(1 + \tan \theta)$	[Note (6)]	[Note (6)]	$\frac{t_n (1 + \cot \theta)}{2 r}$	$\frac{1.52}{h^{3/4}}$	$\frac{0.9}{h^{3/4}}$	
焊接三通 ANSI B16.9 [Note (8)]	0.5	支管端 : $B_{2s} = 0.4 \left( \frac{r}{t_n} \right)^{3/2}$	$\frac{4.4 t_n}{r}$	1	$\frac{0.9}{h^{3/4}}$	
		主管端 : $B_{2r} = 0.5 \left( \frac{r}{t_n} \right)^{3/2}$			对缩进管 接头的支 管, 用 $\frac{0.9 (r'_b)}{h^{3/4} (T_r)}$	
补强制造三 通 [Notes (8)-(10)]	0.5	[Note (6)]	$\frac{\left( t_n + \frac{t_r}{2} \right)^{3/2}}{r (t_n)^{3/2}}$	1	$\frac{0.9}{h^{3/4}} \geq 2.1$ 对缩进管 接头的支 管, 用 $\frac{0.9 (r'_b)}{h^{3/4} (T_r)}$ $\geq 2.1$	

图6-85 应力指数、柔度系数和应力增强系数

说明	一次应力指数		挠性系数 $k$	应力增强系数 $i$	简图
	$B_1$	$B_2$			
支管连接 或无补强制 造三通 [Notes (8), (10), and (11)]	0.5	支管端: for $(r'_m/R_m) \leq 0.9$ $B_{2b} = 0.75 \left( \frac{R_m}{T_r} \right)^{2/3} \left( \frac{r'_m}{R_m} \right)^{1/2} \left( \frac{T'_b}{T_r} \right) \left( \frac{r'_m}{r_p} \right)$ for $(r'_m/R_m) = 1.0$ $B_{2b} = 0.45 \left( \frac{R_m}{T_r} \right)^{2/3} \left( \frac{r'_m}{r_p} \right)$ for $0.9 < (r'_m/R_m) < 1.0$ , 使用线性插值  主管端: $B_{2r} = 0.9 \left( \frac{r'_m}{t_b} \right)^{1/4}$	1	支管端: for $(r'_m/R_m) \leq 0.9$ $i_b = 1.5 \left( \frac{R_m}{T_r} \right)^{2/3} \left( \frac{r'_m}{R_m} \right)^{1/2} \left( \frac{T'_b}{T_r} \right) \left( \frac{r'_m}{r_p} \right) \geq 1.5$ for $(r'_m/R_m) = 1.0$ $i_b = 0.9 \left( \frac{R_m}{T_r} \right)^{2/3} \left( \frac{r'_m}{r_p} \right) \geq 1.5$ for $0.9 < (r'_m/R_m) < 1.0$ , 使用线性插值  主管端: $i_r = 0.8 \left( \frac{R_m}{T_r} \right)^{2/3} \left( \frac{r'_m}{R_m} \right) \geq 2.1$	图 NC-3673.2(b)-2
角焊和部分 焊透分支连 接 [Notes (8), (10), and (12)]	0.5	支管端: $B_{2b} = 2.25 \left( \frac{R_m}{T_r} \right)^{2/3} \left( \frac{r'_m}{R_m} \right)^{1/2} \left( \frac{T'_b}{T_r} \right) \left( \frac{r'_m}{r_p} \right) \geq 1.5$ 主管端: $B_{2r} = 1.3 \left( \frac{r'_m}{t_b} \right)^{1/4} \geq 1.5$	1	支管端: $i_b = 4.5 \left( \frac{R_m}{T_r} \right)^{2/3} \left( \frac{r'_m}{R_m} \right)^{1/2} \left( \frac{T'_b}{T_r} \right) \left( \frac{r'_m}{r_p} \right) \geq 3.0$ 主管端: $i_r = 0.8 \left( \frac{R_m}{T_r} \right)^{2/3} \left( \frac{r'_m}{R_m} \right) \geq 2.1$	图 NC-3643.2(b)-2
环向对接焊	0.5	1.0	1	1.0	
环向角焊或 承插焊接连接 [Note (13)]	$0.75 \left( \frac{t_n}{c_x} \right) \geq 0.5$	$1.5 \left( \frac{t_n}{c_x} \right)$	1	For $C_x \geq 1.09 t_n$ $i = 1.3$ For $C_x < 1.09 t_n$ $i = 2.1 (t_n/C_x) \geq 1.3$	图 NC-4427-1 sketches (c-1), (c-2), and (c-3)
钎焊接头	[Note (6)]	[Note (6)]	1	2.1	图 NC-4511-1
30° 锥形过渡 (ANSI B16.25) $t_n < 0.237$ in.	0.5	1.0	1	英制 $1.3 + 0.0036 \frac{D_o}{t_n} + 0.113/t_n \leq 1.9$ 公制 $1.3 + 0.0036 \frac{D_o}{t_n} + 2.87/t_n \leq 1.9$	
30° 锥形过渡 (ANSI B16.25) $t_n \geq 0.237$ in.	0.5	1.0	1	$1.3 + 0.0036 D_o/t_n \leq 1.9$	

图 6-85 应力指数、柔度系数和应力增强系数 (续)

说明	一次应力指数		挠性系数 $k$	应力增强系数 $i$	简图
	$B_1$	$B_2$			
同心和偏心 渐缩管 (ANSI B16.9) [Note (14)]	0.5 当 $\alpha \leq 30 \text{ deg}$ 1.0 当 $30 \text{ deg} < \alpha \leq 60 \text{ deg}$	1.0	1	$0.5 + 0.01 \alpha \left(\frac{D_2}{t_2}\right)^{1/2} \leq 2.0$	
螺纹管接头 或螺纹法兰	[Note (6)]	[Note (6)]	1	2.3	
波纹弯头或 波纹直管或 褶形弯头 [Note (15)]	[Note (6)]	[Note (6)]	5	2.5	

表 NC-3673.2(b)-1 注:  
(1)使用的符号含义如下:  
 $D_o$  ——公称外径, in (mm);  
 $r$  ——平均内径, in (mm) (与三通、弯管相配的管道);  
 $r'_m$  ——支管平均内径, in (mm);  
 $R$  ——弯管或弯头公称半径, in (mm);  
 $R_m$  ——主管平均半径, in (mm);  
 $\theta$  ——相邻斜接件轴线之间的夹角之半,  $^\circ$  ;  
 $s$  ——斜接件中心线间距, in (mm);  
 $t_b$  ——补强区支管厚度, in (mm);  
 $t_c$  ——衬垫和鞍座厚度, in (mm);  
 $t_n$  ——公称壁厚, in (mm);  
 $T'_b$  ——支管公称壁厚, in (mm);  
 $T_c$  ——主管公称壁厚, in (mm);

图 NC-3673.2(b)-2 (a) 和 (b):

$$t_b = T_b \text{ if } L_1 \geq 0.5(2r'_m T_b)^{1/2}$$
$$= T'_b \text{ if } L_1 < 0.5(2r'_m T_b)^{1/2}$$

图 NC-3673.2(b)-2 (c):

$$t_b = T'_b + (2/3)y \text{ if } \theta \leq 30 \text{ deg}$$
$$= T'_b + 0.385L_1 \text{ if } \theta > 30 \text{ deg}$$

图 NC-3673.2(b)-2 (d):

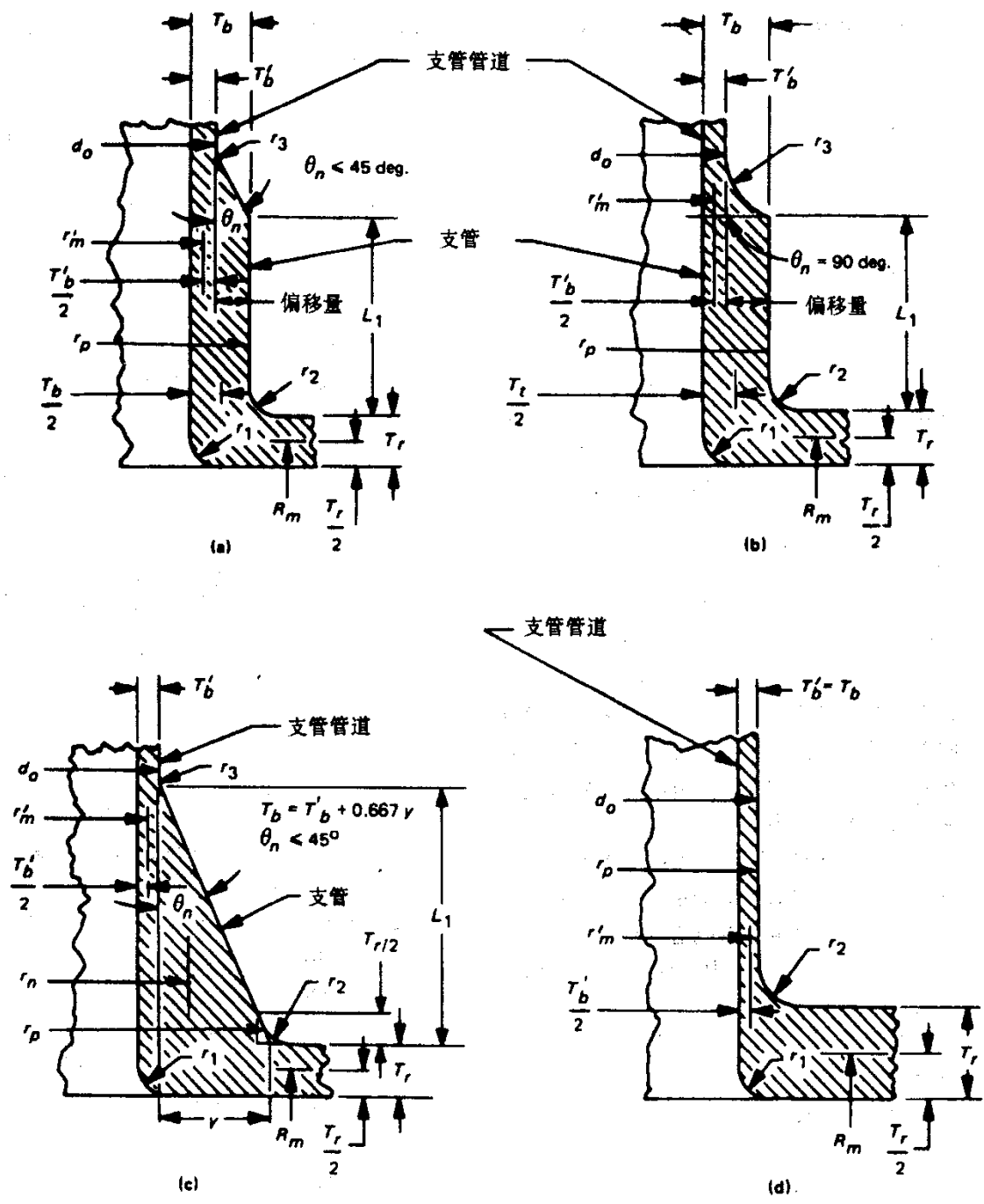
$$t_b = T'_b = T_b$$

对于支管连接的术语, 参考图 NC-3643.2(b)-2 和 NC-3673.2(b)-2。

图 6-85 应力指数、柔度系数和应力增强系数 (续)

- 2) 柔度系数 $k$ 、应力增强系数 $i$ 和应力指数 $B_2$ 适用于配件任何平面的弯曲，应不取小于1的值。柔度系数适用于弯头和斜接弯头整个的有效弧长（简图中用粗中心线表示），并适用于三通的交汇点。
- 3) 一次应力指数适用于 $D_0/t_n \leq 50$ 的管件，应力增强系数适用于 $D_0/t_n \leq 100$ 的管件。对于 $50 < D_0/t_n \leq 100$ 的制品和接头，图73的应力指数 $B_1$ 仍有效，应力指数 $B_2$ 应乘以系数 $1/(XY)$
- 其中 $X=1.3-0.0006(D_0/t_n)$ ，但不超过1.0
- $Y=1.033-0.00033T$ ，对铁基材料，不超过1.0； $T$ =设计温度（°F）
- $Y=1.0224-0.000594T$ ，对铁基材料，不超过1.0； $T$ =设计温度（°C）
- $Y=1.0$ ，对其他材料
- 4) 当一端或两端都连接有法兰时， $k$ 和 $i$ 的值应采用以下给出的系数 $c$ 修正。
- a) 一端连接的法兰， $c = h^{1/6}$ ；
- b) 二端连接的法兰， $c = h^{1/3}$ ；
- 但乘上系数 $c$ 后， $k$ 和 $i$ 的值不能小于1.0。
- 5) 设计师应注意到铸造的对接焊弯头的壁厚可能比与它们一起使用的管子壁厚大得多，如果不考虑这些较大壁厚的影响，可能产生很大的误差。
- 6) 这些管件的一次应力指数 $B_1$ 和 $B_2$ 现正在制定之中。在此过渡期间，取 $B_1=0.5$ 、 $B_2=0.75i$ 。
- 7) 还包括单个斜接接头。
- 8) 对于支管应力的校核， $Z = \pi(r'_m)^2 T'_b$ ；对于主管应力的校核， $Z = \pi(R_m)^2 T_r$ 。
- 9) 当 $t_e > 1.5t_n$ 时， $h=4.05t_n / r$ 。
- 10) 如果满足下列条件，公式才适用：
- a) 满足6.6.4.3的补强面积要求；
- b) 支管轴线垂直于主管管壁表面；
- c) 对于管道上的支管连接接头，沿主管表面测得的相邻支管中心线之间的弧间距，在轴方向上不能小于它们内半径之和的3倍；或沿主管的环向不小于它们的半径之和的2倍；
- d) 主管是直管。
- 11) 如果外半径 $r_2$ 不小于 $T_b/2$ 、 $(T'_b + y)/2$  [图6-86中的c)]或 $Tr/2$ 中的较大值，则 $i_b$ 和 $i_r$ 的计算值可以除以2，但须满足 $i_b \geq 1.5$ 及 $i_r \geq 1.5$ 。
- 12) 当 $r'_m / R_m \leq 0.5$ 时，此公式适用。
- 13) 在图118c-1)和c-2)中，取 $C_X$ 为 $X_{\min}$ 而 $C_X \geq 1.25t_n$ 。在图118c-3)中， $C_X \geq 0.75t_n$ 。对于不等焊脚长度 $C_X$ ，取其中较小的焊脚长度。
- 14) 只有满足下述条件，该公式才适用：
- a) 圆锥角不超过60°；
- b)  $D_1 / t_1$ ，和 $D_2 / t_2$ 中的较大者不超过100；
- c) 渐缩管的整体壁厚不小于 $t_1$ ，但小端圆筒部分和紧靠小端圆筒部分除外，该处的壁厚应不小于 $t_2$ ；
- d) 对于偏心渐缩管， $\alpha$ 是最大圆锥角。
- 15) 所示系数适用于弯曲；抗扭挠性系数等于0.9。

图6-85 应力指数、柔度系数和应力增强系数（续）



$d_o$  = 支管管道半径, in;  
 $r_m$  = 支管管道的平均半径, in;  
 $T'_b$  = 支管名义壁厚, in;  
 $R_m$  = 主管平均半径, in;  
 $T_r$  = 主管名义壁厚, in.

注:  
(1)  $T_b$ ,  $\theta$ ,  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $r_3$ ,  $r_p$  和  $Y$  在此图中定义。  
(2) 如果  $L_1$  等于或大于  $0.5\sqrt{r_b T_b}$ , 则  $r'_m$  取到  $T_b$  中心的半径。

图6-86 分支连接术语示意图

6.6.7.3.3 冷回弹

适当的冷回弹的有效作用可使一个系统达到其最合适的位置。因为，在循环条件下的系统寿命，取决于应力范围，而不取决于任何一个时刻的应力水平。不能认为允许冷回弹是应力的关系。在计算作用在设备上的端部推力和力矩时，应使用在任何一个时间的实际反作用力，而不是使用它们的范围。如果规定和使用了求出设计冷回弹的方法，则在计算推力和力矩时，认为冷回弹是允许的。

#### 6.6.7.3.4 位移

应确定由热膨胀和载荷产生的位移，以便考虑障碍物和设计合适的支承。

#### 6.6.7.3.5 热态和冷态反作用力的计算

- a) 在没有冷回弹或在各个方向上冷回弹百分比相等的管道系统中，热态和冷态反作用力  $R_h$  和  $R_c$  应根据反作用力  $R$  分别用公式 (33) 和 (34) 求得。反作用力  $R$  根据室温下的弹性模量  $E_c$  由柔度计算求得。

$$R_h = (1 - \frac{2}{3}C)(\frac{E_h}{E_c})R \quad (33)$$

$$R_c = CR = \left[ 1 - \frac{(S_h)}{(S_E)} \cdot \frac{(E_c)}{(E_h)} \right] R \quad (34)$$

取其中较大值，并满足下述条件

$$\frac{(S_h)}{(S_E)} \cdot \frac{(E_c)}{(E_h)} < 1$$

式中：

$C$  = 冷回弹系数，该系数从无冷回弹到100%，冷回弹的变化范围为0~1.00；

$S_E$  = 计算的膨胀应力，MPa，[6.6.5.3.2 a) ]；

$E_c$  = 冷态弹性模量，MPa；

$E_h$  = 热态弹性模量，MPa；

$R$  = 基于  $E_c$  的全膨胀范围内的最大反作用力，假设在最苛刻条件下（无论是使用或不使用100%冷回弹）求得，N；

$R_c$ 、 $R_h$  = 分别在冷态和热态条件下估算的最大反作用力，1b (N)。

- b) 如果设计的管道系统，在各方向上的冷紧的百分数不同，则不能应用公式 (33) 和 (34)。在这种情况下，管道系统应按综合方法进行分析。热态反作用力应根据理论冷回弹来计算，理论冷回弹系数在各个方向上均不大于规定的或测量的冷回弹的三分之二。

#### 6.6.7.3.6 反作用力的限制

计算所得的反作用力应不超过所连接附加的设备能够安全承受的限制。

#### 6.6.7.4 管道支承件的设计

管道支承件应按T/CNEA XXX.5-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第5部分：支承件》的要求进行设计。

#### 6.6.7.7 压力释放管道

##### 6.6.7.7.1 通用要求

在本节范围内的压力释放管道的支承，应使其承受反作用力，并应满足下列各款的要求。

##### 6.6.7.7.2 通向压力释放安全装置的管道

- a) 压力释放装置同管道系统相连接的用于释放的管道,其设计应符合该系统管道的级别的全部要求;
- b) 除 10.1.4.2 中规定的以外,在被保护的系统和它们的一个或几个保护装置之间不应装有中间截流阀;

#### 6.6.7.7.3 压力释放安全装置接出的排放管道

- a) 压力释放装置的排放管道应满足适用于运行工况的管道级别要求。
- b) 除 10.1.4.2 中的规定外,在一个或几个保护装置与排放点之间不应装有中间截流阀。
- c) 当直接排到大气时,排放物不应冲击到其他管道或设备上,并应避开操作员使用的平台和其他区域。
- d) 建议采用单独的排放管线,排放管道要求见 10.1.4.1 f)。
- e) 在本节范围内接自压力释放安全装置的排放管线应设计得易于疏水。
- f) 当使用伞形或滴盘型的连接时,排放管道的设计应防止由于膨胀位移产生的约束。应为排放安全阀阀座上积存的水提供疏水器。

#### 6.6.7.8 临时管道系统

管道系统和有关设备投入使用之前,可安装某些临时管道以便通入蒸汽或空气,或通过酸液或碱液循环,或其他冲洗方法进行清洗。这样的临时管道的设计应防止断裂或可能危及健康或安全的其他事故。

#### 6.6.9 管道制品的尺寸要求

##### 6.6.9.8 标准管道制品

标准管道制品的尺寸,符合表6-1中所列的标准和规格。

##### 6.6.9.9 非标准管道制品

非标准管道制品的尺寸,除6.6.4.1中允许的外,应能具有相当于标准管道制品的强度及性能。



## 6.7 机械贯穿件

## 6.8 常压贮罐的设计

### 6.8.1 通用要求

#### 6.8.1.1 合格要求

常压贮罐的合格要求由下列各款给出。

##### 6.8.1.1.1 范围

常压贮罐的设计规则适用于处在大气压力下安装在地面上<sup>47)</sup>的直立圆筒形平底焊制贮罐。这些容器可装纳换料水、冷凝水，含硼的反应堆冷却剂或放射性废液等。依据所装的液体类别，这些贮罐可放在建筑物内，也可放在露天，高出地面以上。

##### 6.8.1.1.2 设计要求

常压贮罐的设计规则，除按本节的要求可作修改以外，应符合6.1和6.3的设计要求。对于3级常压贮罐，焊接接头系数 $E$ 应符合6.3.5.2的要求。特殊的设计要求应在设计技术规格书中加以规定。

#### 6.8.1.2 设计报告

按照本节设计要求而制造的贮罐的证书持有者，需把提供设计报告作为达到贮罐结构完整性所应尽的一部分职责，当T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.5.5有要求时，则设计报告应被确认。

### 6.8.2 设计考虑事项

#### 6.8.2.1 设计载荷和使用载荷

- a) 载荷应区分为设计载荷或使用载荷。如果是使用载荷，则有A级、B级、C级或D级四级规定的使用限制（T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》4.1.4.2）。
- b) 应采用6.1.1的各项规定。
- c) 应满足6.8.2.1.5中给出的应力限制。

##### 6.8.2.1.1 设计压力

设计压力<sup>48)</sup>应为大气压力。

##### 6.8.2.1.2 设计温度

设计温度应不大于95℃。

##### 6.8.2.1.3 载荷

应满足6.1.1.1的要求。

##### 6.8.2.1.4 焊接接头的限制

47) 这些规则也适用于安装在低于地面或地下的贮罐，只要这些贮罐不承受来自土壤或填充物引起的外压作用。

48) 不倾向把设计压力限制为大气压力，以排除在蒸汽压力略高或略低于正常要求操作排气阀的常压范围内使用这些贮罐。如果这些压力或真空度超过0.2kPa特别是在和大直径贮罐结合在一起时，对涉及到的这些力在设计上可能需要作特殊的考虑。

接头或焊缝的形式和尺寸的限制应采用下列a)到c)的规定。

- a) 在完工的构件中，定位焊不应认为有任何强度值。
- b) 角焊缝的最小尺寸应按 7.2.4.6.6 的规定。
- c) 所有接管焊缝应按 7.2.4.6.5 的规定。

6.8.2.1.5 设计载荷和使用载荷的计算应力限制

表 6-26 规定了设计载荷和使用载荷的应力<sup>49)</sup>限制。表中所采用的符号定义如下：

$\sigma_m$  = 总体薄膜应力，MPa。该应力等于通过所考虑的实心截面的平均应力，不包括不连续和应力集中，而仅由压力和其它机械载荷所产生；

$\sigma_L$  = 局部薄膜应力，MPa。除了包括不连续的影响外，该应力与  $\sigma_m$  相同；

$\sigma_b$  = 弯曲应力，MPa。该应力等于通过所考虑的实心截面上应力的线性变化部分，不包括应力的不连续和应力集中，而仅由压力和其它机械载荷所产生；

S = 在 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.1-A.2 和 A.5 中给出的许用应力值，MPa。该许用应力对应于载荷作用下的所考虑的截面的最高金属温度值。

可适用  $\sigma_m$ 、 $\sigma_L$  及  $\sigma_b$  的部位及载荷的典型例子表示在 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 I.1 中。 $\sigma$  相当于 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 I.1 中的 P。

表6-26 设计及使用限制

使用限制	应力限制
设计及 A 级	$\sigma_m \leq 1.0S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.5S$
B 级	$\sigma_m \leq 1.1S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.65S$
C 级	$\sigma_m \leq 1.5S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.8S$
D 级	$\sigma_m \leq 2.0S$
	$(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 2.4S$
注1：符号定义见6.8.2.1.5；	
注2：这些应力限制未考虑薄壁容器中可能发生的局部屈曲或总体屈曲。	

6.8.3 罐底设计

6.8.3.1 板材尺寸

- a) 除去设计技术规格书所要求的腐蚀裕量外，所有罐底板材的最小名义厚度，应为 6mm。
- b) 订购的罐底板材应有足够的尺寸，使板材修整以后，罐底板外缘伸到底板与壳体连接焊缝外面的宽度至少有 25mm。
- c) 在贮罐底板和焊缝的设计中，应考虑到支承贮罐的基础形式。对于基础建造的推荐方法见 API-650 附录 B。

49) 应力指最大的法向压力。

6.8.3.2 建造方法

罐底应按7.2.4.6.1给出的任何一种可供选择的建造方法来建造。

6.8.3.3 壳体与罐底的连接

壳体与罐底的连接要求见7.2.4.6.2。

6.8.4 壳体设计

6.8.4.1 载荷

- a) 壳体厚度应根据所贮物质的比重进行计算，但比重决不应小于 1.0。每圈壳板中的拉应力应按下部水平接缝中心线以上 300mm 处计算。在计算这些应力时，贮罐的直径应取底层壳体的名义直径。
- b) 贮罐壳体上的孤立的径向载荷，例如贮罐之间的平台与高空通道上的重载荷引起的径向载荷，应采用轧制的结构型材、板肋或组装构件，最好使其分布在一个水平位置上。

6.8.4.2 壳体板的直径和厚度

- a) 确定壳体板最小厚度<sup>50)</sup>的方法，见 6.3.2.4.3。对于承压材料见 5.1.2.1。
- b) 壳体板的名义厚度<sup>51)</sup>决不可小于下列数值：

贮罐名义直径 <sup>52)</sup> m	名义厚度 mm
<15	5
≥15 至≤37	6

- c) 贮罐壳板的最大名义厚度应为 38mm。

6.8.4.3 构件的布置

- a) 贮罐壳体应设计成使各筒节均呈垂直。除另有规定外，相邻壳体板在水平接缝处应具有一条公共垂直于厚度的中线。各相邻壳体筒节的垂直方向接缝不应互相对齐，至少应错开 150mm。
- b) 除对下列 c) 中所述的自支撑罐顶板和具有翻边的罐顶板—壳体结构的贮罐所作的规定外，贮罐壳体应设置顶撑角钢，其尺寸不应小于下列尺寸：

贮罐直径 D m	顶部角钢最小尺寸 mm
≤11m	64mm×64mm×6mm
>11m 至≤18m	64mm×64mm×8mm
>18m	75mm×75mm×10mm

顶撑角钢的突出边可伸向贮罐壳体内侧或外侧

- c) 1) 对直径不超过 11m 并具有支撑锥形罐顶的贮罐，其壳体的顶部边缘可采用翻边方法来代替设置的顶撑角钢，翻边的弯曲半径和宽度应符合图 7-19 中的 c) 所示的结构。

50) 所规定的对壳体板任何腐蚀裕量应加到计算厚度上去。  
51) 壳体板的名义厚度系指贮罐壳体的建造厚度，所规定的厚度是依据贮罐垂直安装要求决定的；  
52) 贮罐的名义直径均应为壳体板的中线直径，除非设计技术规格书中另有规定。

- 2) 如果接头的总横截面积能满足顶撑角钢结构规定的面积要求,上述翻边结构可以用于具有自支撑罐顶板的任何贮罐,而无需给翻边的罐顶板—壳体结构加装诸如角钢、棒材之类的附加构件。
- d) 对于直径不超过 11m 并具有有支承平顶的贮罐,其顶板可以翻边并与壳体对接焊。翻边的贮罐顶板应采用对接焊,转角的内半径应不小于  $1.75t$ ,也不应大于  $8t$ 。

## 6.8.5 罐顶设计

### 6.8.5.1 罐顶的种类

罐顶的种类在下列各款中加以定义。

#### 6.8.5.1.1 有支撑的锥形罐顶

有支撑的锥形罐顶的表面形状近似为一个直角圆锥形,其主要支撑是由桁梁和立柱上的椽子,或由带有立柱或不带立柱的桁梁上的椽子所构成。

#### 6.8.5.1.2 有支撑的平罐顶

有支撑的平罐顶,其顶基本上是平的,它的主要支撑由无柱壳体支撑的椽子或由与梁和有柱或无柱支撑的桁架连接的椽子所构成。

#### 6.8.5.1.3 自撑式锥形罐顶

自撑式锥形罐顶的表面大致为直角圆锥形,仅仅在其周边有支撑。

#### 6.8.5.1.4 自撑式圆形罐顶

自撑式圆形罐顶板的表面大致为球形,仅仅对其周边上有支撑。

#### 6.8.5.1.5 自撑式伞形罐顶

自撑式伞形罐顶板是一种改进的圆形罐顶。其任意一个水平方向的截面都是一个正多边形,多边形的边数等于顶板的板数,且仅仅在其周边上有支撑。

### 6.8.5.2 罐顶设计通用要求

#### 6.8.5.2.1 载荷要求

所有罐顶及其支撑结构,除非另有规定,均应按承受恒载荷加上作用在投影面积上不小于  $120\text{kg/m}^2$  的均匀动载荷进行设计。但是,安装在不暴露于自然环境中的密闭区域内的贮罐,按承受恒载荷加上作用在投影面积上不小于  $50\text{kg/m}^2$  的均匀活载荷进行设计。

#### 6.8.5.2.2 罐顶板的最小厚度

罐顶板的最小名义厚度应为  $5\text{mm}$ ,自撑式的罐顶可要求更厚些。自撑式罐顶板材的厚度应为计算厚度加上所规定的腐蚀裕量。有支撑的罐顶板材的厚度,也应在最小名义厚度上加上所规定的腐蚀裕量。

#### 6.8.5.2.3 支撑构件的最小厚度

在任何部件上,所有内部和外部结构的最小名义厚度应为  $4\text{mm}$ 。

#### 6.8.5.2.4 罐顶板的连接

顶板应按7.2.4.6.3的规定连接到贮罐顶撑角钢上。有支撑的罐顶板不应与内部支撑构件相连接。

#### 6.8.5.2.5 罐顶板的焊接

- a) 如果罐顶板与顶撑角钢之间的连续角焊尺寸不超过 5mm，而在顶撑角钢连接处的罐顶坡度又不大于 167mm/m (16.7%)，则该接缝可以考虑用作事故放空装置。当内部超压时，该接头就会在贮罐壳体上的接缝或壳体与罐底接头发生失效之前首先破裂。罐顶与壳体接缝处的失效可能伴随发生顶撑角钢的屈曲。
- b) 当连续的角焊缝尺寸超过 5mm，或在顶撑角钢连接处罐顶坡度大于 167mm/m (16.7%) 时，应设置符合 API 标准 2000<sup>53)</sup>所规定的事故放气装置。证书持有者应为该装置提供与贮罐连接的适当方法。
- c) 罐顶板应按 7.2.4.6.4 的规定进行焊接。

#### 6.8.5.2.6 许用应力<sup>54)</sup>

结构的各部分应按比例配合，以使静应力的总和不得超过下列a)到d)给出的数值。

- a) 拉伸应力
  - 1) 轧制钢材，在净截面上，135MPa；
  - 2) 在较薄板区域的全焊透坡口焊缝内，125MPa。
- b) 压缩应力
  - 1) 轧制钢材，在阻止横向变形时，135MPa；
  - 2) 在较薄板区域的全焊透坡口焊缝内，135MPa；
  - 3) 在立柱横截面上，MPa：

$$\text{对于 } L/r \leq 120 \quad \left[1 - \frac{(L/r)^2}{34,700}\right] \frac{CY}{FS}$$

式中 C=228。

$$\text{对于 } 120 < L/r \leq 131.7 \quad \frac{\left[1 - \frac{(L/r)^2}{34,700}\right] \frac{CY}{FS}}{1.6 - (L/200r)}$$

式中 C=228。

$$\text{对于 } L/r > 131.7 \quad \frac{CY}{(L/r)^2 (1.6 - L/200r)}$$

式中，

$C=1.03 \times 10^6$ ；

$L$ =柱的无支撑长度，mm；

$r$ =柱的最小回转半径，mm；

$$FS=\text{设计系数，} = \frac{5}{3} + \left[ \frac{(L/r)}{350} \right] - \left[ \frac{(L/r)^3}{18300000} \right]；$$

53) API 标准 2000，1968 年版，与大气相通的贮罐和低压贮罐，（美国石油协会）1220L，N.W. Washington. D.C. 20005-4070。

54) 应考虑在设计温度下屈服应力的降低。

$Y = 1.0$ , 对于  $t/R$  值等于或超过 0.015 的结构截面或管状截面;

$$Y = \left( \frac{200}{3} \times \frac{t}{R} \right) \left( 2 - \frac{200}{3} \times \frac{t}{R} \right), \text{ 对于 } t/R \text{ 值小于 } 0.015 \text{ 的管状截面};$$

$t$  = 管状截面的厚度, mm; 对于主要受压构件, 最小厚度为 6mm; 对于拉撑和其它次要构件, 最小厚度为 5mm;

$R$  = 管状截面的外半径, mm。

对于主要受压构件,  $L/r$  比值应不超过 180; 对于拉撑和其它次要构件,  $L/r$  比值不应超过 200。

c) 弯曲应力

- 1) 对于载荷平面上有一对称轴的轧制型钢和组装构件, 在其最外层纤维层受拉或受压的情况下 (若承压翼缘的横向无支撑长度不大于其宽度的 13 倍, 承压翼缘的宽度与厚度比不超过 17, 以及腹板高度与厚度比不超过 70 时, 许用弯曲应力为 150MPa。
- 2) 对于不对称构件的最外层纤维层受拉和压的情况下 (若构件的横向支撑间距不大于其承压翼缘宽度在 13 倍时), 许用弯曲应力为 135MPa。
- 3) 其它轧制型钢、组装构件以及板式梁, 当它们的最外纤维层受拉伸时, 许用弯曲应力为 135MPa。
- 4) 对于载荷平面上有一个对称轴的其他轧制型钢、板梁及组装构件, 其许用弯曲应力按下列公式计算, 取其中的较大值, MPa。

$$138 - 0.394 \left( \frac{l}{r} \right)^2$$

或

$$\frac{83,000}{(ld/A_f)} \leq 138$$

式中:

$l$  = 承压翼缘的无支撑长度, mm;

$r$  = 截面绕承载平面轴线的回转半径, mm;

$d$  = 截面的高度, mm;

$A_f$  = 承压翼缘的面积, mm<sup>2</sup>。

其他不对称截面的最外层纤维层受压缩时, 其许用弯曲应力为:

$$\frac{83000}{(ld/A_f)} \leq 138;$$

d) 剪应力

- 1) 在角焊、塞焊、槽焊及部分焊透坡口焊的截面焊喉区域, 其许用剪应力为 94MPa。
- 2) 在梁和桁架的腹板的总面积上当腹板边缘间的净距离  $h$  不大于腹板厚度  $t$  的 60 倍, 或当腹板适当加强后, 其许用剪应力为 90MPa。
- 3) 在梁和桁架的腹板总面积上, 如果腹板并未加强, 致使  $h$  大于  $60t$ , 则最大的平均剪应力  $V/A$ , MPa, 应不超过:

$$\frac{134}{1 + h^2 / 7200t^2}$$

式中:

$V$  = 总剪力, N;

$A$ ＝腹板总面积， $\text{mm}^2$ 。

### 6.8.5.3 有支撑的锥形罐顶-通用要求

#### 6.8.5.3.1 罐顶的坡度

罐顶的坡度应为 $62\text{mm/m}$ （ $6.25\%$ ）或更大些，如果椽子直接装在弦梁上，而使椽子坡度产生微小的变化时，则最平坦的椽子坡度应符合规定的罐顶坡度。

#### 6.8.5.3.2 主要支撑构件

主支撑构件包括那些支撑椽子的构件，可以采用轧制的或加工的型钢或构架。虽然这些构件可与罐顶板接触，但构件的承压翼缘或构架的顶弦梁应认为没有从罐顶板上得到横向支承。如必要时，应采用其它容许的方法予以横向固定。在这些构件内的许用应力按6.8.5.2.6的规定。

#### 6.8.5.3.3 椽子的设计

用作椽子的结构件可采用轧制的或加工的型钢，但在任何情况下都应符合6.8.5.2到6.8.5.3的规则。与罐顶板直接接触的椽子，受到罐顶板所加载荷的作用，可以认为这些椽子由于罐顶板与椽子的承压翼缘之间的摩擦而得到了足够的横向支承，但下列情况例外：

- a) 构架和开式腹板接合处用作椽子；
- b) 椽子名义高度大于  $375\text{mm}$ ；
- c) 椽子坡度大于  $167\text{mm/m}$ （ $16.7\%$ ）。

#### 6.8.5.3.4 椽子的间距

在外环上，沿贮罐圆周量得的椽子中心间距应不大于 $1.9\text{m}$ ，在内环上量得的椽子中心间距应不大于 $1.7\text{m}$ 。

#### 6.8.5.3.5 罐顶支柱

罐顶支柱应采用结构型钢或钢管来制成。

#### 6.8.5.3.6 椽子卡箍的连接和柱底座导向夹板的连接

外面一排的椽子卡箍应焊在贮罐的壳体上。柱底座导向夹板应焊在贮罐底部，以防止柱底座横向移动。所有其他的结构附件连接，应采用螺栓连接或焊接连接。

#### 6.8.5.3.7 罐顶板的焊接

罐顶板应按7.2.4.6.4的规定进行焊接，罐顶与顶撑角钢之间的焊缝尺寸应为 $5\text{mm}$ 或更小些。

### 6.8.5.4 有支撑的平罐顶

#### 6.8.5.4.1 通用要求

采用有支撑的平罐顶应限于直径不大于 $11\text{m}$ 的贮罐，除下面6.8.5.4.2注明的以外，有支撑平罐顶的设计应按6.8.5.3的规定进行。

#### 6.8.5.4.2 主支撑构件

- a) 6.8.5.3.1 的要求不适用。
- b) 支撑结构件可以装在罐顶板的里面或外面。



- c) 外部的椽子不应焊到顶撑角钢上，也不能连到壳体板上。
- d) 外部的椽子应焊到罐顶板上。焊缝尺寸应能承受罐顶板上的恒载荷及活载荷的综合作用。

#### 6.8.5.5 自撑式锥形罐顶

##### 6.8.5.5.1 公式中的符号说明

所采用的符号定义如下：

$A_t$  = 顶板、壳体板和壳体顶撑角钢的组合横截面积， $\text{mm}^2$

$D$  = 贮罐壳体的名义直径， $\text{m}$

$f$  = 顶板、壳体板或壳体顶撑角钢等材料在使用温度下的拉伸工作应力，取其最小值， $\text{MPa}$

$P$  = 罐顶上的恒载荷加活载荷， $\text{kg/m}^2$

$R$  = 罐顶的曲率半径， $\text{mm}$

$t_r$  = 顶板的名义厚度， $\text{mm}$

$\theta$  = 锥体母线与水平面的夹角，度

##### 6.8.5.5.2 设计要求

自撑式锥形罐顶应符合下列a)到c)的要求<sup>55)</sup>

###### a) 坡度

最大  $\theta=37^\circ$  (正切=9:12)

最小  $\sin\theta=0.165$  [坡度 167mm/m(16.7%)]

###### b) 板厚

###### 1) 最大/最小

最小  $t_r = D / (4.8 \sin \theta)$ ，但不小于 5mm

最大  $t_r = 13\text{mm}$

2) 用型钢焊到罐顶板上进行加强的自撑式罐顶，不必符合最小厚度要求，但应不小于 5mm。

###### c) 顶撑角钢与罐顶与壳体的连接顶撑角钢的横截面积 $\text{mm}^2$ ，加上壳体板和顶板的横截面积（分别从顶部角钢连接的最远一点测量到各自厚度 16 倍距离以内的横截面积），应等于或大于

$$\frac{D^2}{0.43 \sin \theta}$$

#### 6.8.5.6 自撑式圆形和伞形罐顶

##### 6.8.5.6.1 公式中的符号说明

见6.8.5.5.1。

##### 6.8.5.6.2 设计要求

自撑式圆形和伞形罐顶应符合下列a)到c)的要求

###### a) 曲率半径

$R=D$  (除非另有规定)

最小  $R=0.80D$

55) 适用于自撑式罐顶的这些公式规定的均布动载荷为 1.2kPa。

最大  $R=1.2D$

b) 板厚

1) 最小/最大

最小  $t=R/2.4$ , 但不小于 5mm

最大  $t_r=13\text{mm}$

2) 用型钢焊到贮罐顶板上进行加强的自撑式罐顶, 不必符合最小厚度要求, 但不应小于 5mm。

c) 顶撑角钢与罐顶与壳体的连接顶撑角钢的横截面积  $\text{mm}^2$ ，加上壳体板和顶板的横截面积（分别从顶部角钢连接的最远一点测量到各自厚度 16 倍的距离以内的横截面积），应等于或大于

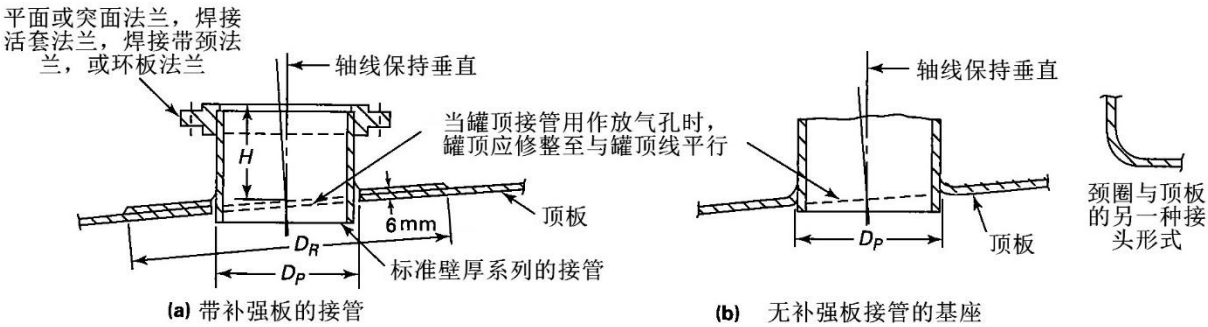
$$\frac{DR}{0.21}$$

表6-27 罐顶人孔

人孔尺寸	颈圈内径 $I.D.$	盖板直径 $D_c$	螺栓圆直径 $D_B$	螺栓数量	垫片直径 内径外径		顶板或补强板上的孔径 $D_P$	补强板的外径 $D$
mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	mm
500	500	660	588	16	545	660	525	1070
600	600	750	700	20	650	750	625	1170
注：见图6-87。								

6.8.6.2 罐顶接管

- a) 带法兰的罐顶接管应符合图 6-88 和表 6-28 的规定。带螺纹的接管符合图 6-89 和表 6-29 的规定。带法兰的罐顶接管和带螺纹的接管，在已征得业主其代理人的同意下，可采用另外的设计，只要这些接管具有等效强度。
- b) 不要让罐顶接管承受来自管道的反作用力载荷，也不必考虑地震载荷。



注1：见表6-28。

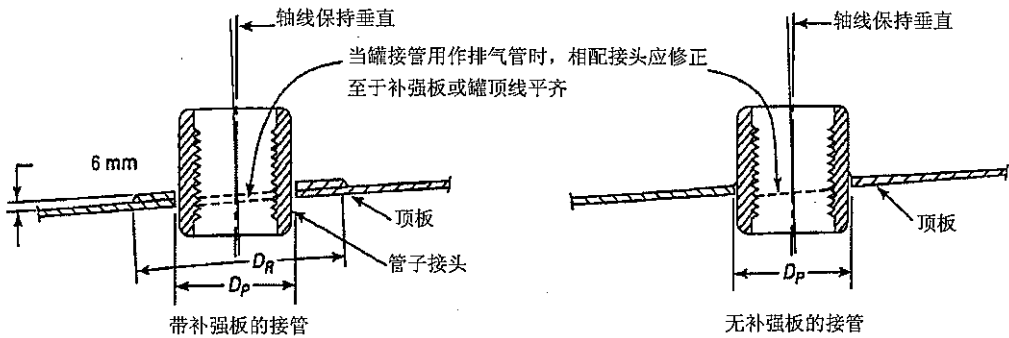
注2：活套焊接法兰和焊接带颈法兰应符合ASME B16. 5对1501b锻制碳钢突面法兰的要求。

注3：除法兰背面伸展的颈部可以略去的情况以外，环板式法兰应符合活套焊接法兰的所有尺寸要求。

图6-88 带法兰的罐顶接管

表6-28 带法兰的罐顶接管

接管名义尺寸 mm	管子颈圈外径 mm	顶板或补强板上的 孔径 $D_P$ mm	接管高度 $H$ mm	补强板外径 $D_R$ mm
DN40	48	50	150	125 <sup>a</sup>
DN50	60	64	150	180 <sup>a</sup>
DN80	89	92	150	230 <sup>a</sup>
DN100	114	117	150	280 <sup>a</sup>
DN150	168	170	150	380 <sup>a</sup>
DN200	219	225	150	450
DN250	273	280	200	560
DN300	324	330	200	600
注1：见图6-88。				
<sup>a</sup> 等于或小于 DN150 的接管不需要补强板，但如果也可采用。				



注1：见表6-29，6.8.6.4。

图6-89 带螺纹的或插套焊的罐顶接管

表6-29 带螺纹的或插套焊的罐顶接管

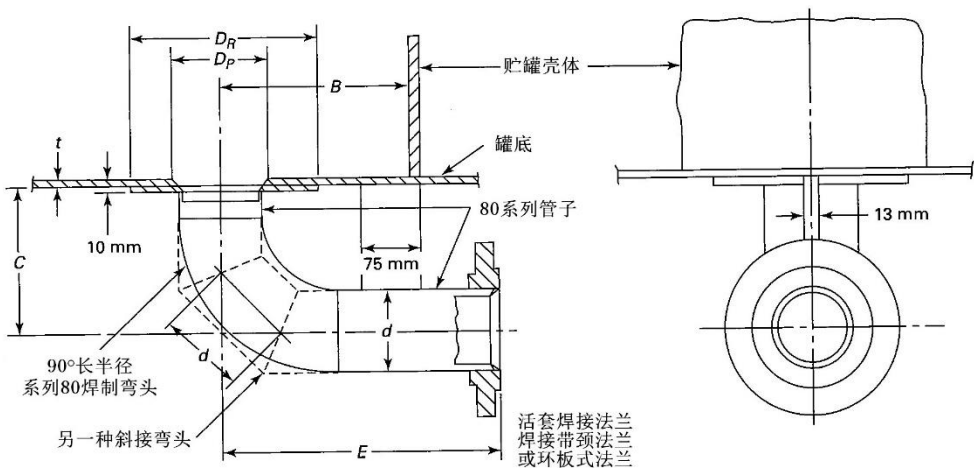
接管名义尺寸 mm	相配接头的名义尺寸 mm	罐顶板或补强板上的孔径 $D_P$ mm	补强板外径 $D_R$ mm
DN20	DN20	37	100 <sup>a</sup>
DN25	DN25	44	113 <sup>a</sup>
DN45	DN45	60	125 <sup>a</sup>
DN50	DN50	76	180 <sup>a</sup>
DN80	DN80	105	230 <sup>a</sup>
DN100	DN100	136	280 <sup>a</sup>
DN150	DN150	191	380 <sup>a</sup>
DN200	DN200	251	450
DN250	DN250	305	560
DN300	DN300	362	600
注1：见图6-89。			
<sup>a</sup> 等于或小于 DN150 的接管不需要补强板，但如果也可采用。			

6.8.6.3 罐底出口弯头

罐底出口弯头应符合图6-90和表6-30的规定。

表6-30 焊制罐底出口弯头

管道名义尺寸 [注(1)] mm	弯头中心到壳体的 距离 B mm	出口中心 到罐底的距离 C mm	罐底上的 孔径 $D_P$ mm	补强的 外径 $D_R$ mm	弯头中心到出口法兰面的距离 E mm
DN50	191	152	79	159	305
DN80	216	178	108	197	330
DN100	241	198	133	248	356
DN150	279	238	187	324	406
DN200	330	314	238	419	457
注1：见图6-90。					
<sup>a</sup> 厚壁钢管，参考 ANSI B36.10M 或 GB/T 17395。					



注1：见表6-30。  
注2：活套焊接法兰和焊接带颈法兰均应符合ASME B16. 5对150lb锻制碳钢突面法兰的要求。  
注3：注3：除法兰背面伸展的颈部可以略去的情况以外，环板式法兰应符合活套焊接法兰的所有尺寸要求。

图6-90 典型的焊制罐底出口弯头

6.8.6.4 带螺纹的管接头

带螺纹的管接头应是锥形的内螺纹。螺纹应符合ANSI/ASME B1.20.1标准中锥形管螺纹的要求。

6.8.6.5 平台、走道和扶梯

平台、走道和扶梯应按表6-31到表6-33的规定。

6.8.6.6 接管管道过渡段

除按6.8.6.7中规定以外，表6-26中所列的应力限制，应适用于在6.3.3.4中给出的补强范围内的接管的所有部分。但6.8.6.7中规定的除外。在补强范围以外的任何接管延伸段内的应力应符合3.6的应力限制。

6.8.6.7 标准补强的考虑

- a) 当接管与壳体接合处按 6.3.3.4 的规则进行补强时，该区域内由内压力引起的应力可以认为满足表 6-26 的应力限制。在这些情况下，无需用分析法来证明接管区域内由压力产生的应力是符合要求。
- b) 在设计有外部管道载荷的地方，应该计算这些载荷在接管内产生的薄膜应力加弯曲应力，并应计算这些载荷在接管与壳体接合处的局部区域产生的薄膜应力。这些应力连同由压力引起的应力应满足表 6-26 对  $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b$  规定的应力限制。在这种情况下，对于某一规定的载荷，由压力引起的应力在  $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b$  类别中可以假定不大于表 6-26 中对  $\sigma_m$  规定的限制。

表6-31 平台和走道

1.所有构件都用金属制成。
2.台面的最小宽度为 600mm。
3.台面由格栅状或不打滑材料制成。
4.台面到栏杆顶部的高度为 1050mm
5.踢脚板的最小高度为 75mm。
6.台面的顶面到踢脚板底边之间的最大空隙为 6mm。

7.中间栏杆的高度：大约等于从走道上表面到栏杆顶部距离之半。
8.栏杆支柱之间的最大距离为 2,400mm。
9 .竣工的结构应能承受 4450N 移动的集中载荷，扶手结构应能承受从任何方向作用在栏杆顶部任何一点上的 890N 的载荷。
10 .扶手栏杆设在平台的两侧，在需要出入的地方可中断。
11 .在扶手栏杆的空当处，凡贮罐和平台之间宽度大于 150mm 的任何空隙处都应补设台板。
12 .从贮罐的一部分延伸到邻近贮罐的任何部分，或到地面或其它结构上去的贮罐架空道。其支承应允许架空道连接的结构自由地相对移动，为此可使架空道与一贮罐之间固定连接。而在架空道与另一贮罐的接触点上采用滑动连接。这种方法可以允许任一贮罐下沉或爆破损坏而不致危及其他贮罐。

表6-32 扶梯

1.所有构件都用金属制成。
2.扶梯的最小宽度为 600mm。
3.扶梯与水平线之间的最大角度[注(1)]为 50°
4.扶梯踏板的最小宽度为 200mm[扶梯踏步板的踏步（定义为在连续踏板前缘之间的水平向距离）和梯级级高的尺寸，应使梯级级高的 2 倍加上级宽不应小于 600mm。也不应大于 650mm 整个扶梯的梯级级高应该均匀。]
5.踏板应采用格栅状材料或不打滑材料制成。
6.扶梯的顶部栏杆与平台的扶手栏杆连接应对正，顶部栏杆到踏板的前缘之间的垂直高度应为 750mm 到 850mm。
7.栏杆支柱之间的最大距离，沿栏杆的坡度测量应为 2,400mm。
8 .竣工的结构应能承受 4450N 移动的集中载荷，扶手栏杆结构应能承受从任何方向作用在栏杆顶部任意点上的 890N 的载荷。
9 .直扶梯两侧都应设置扶手栏杆；当贮罐壳体与扶梯斜梁之间的空隙超过 200mm 时，盘梯的两侧也应设置扶手栏杆。
10 .盘梯应完全由贮罐壳体支承，且扶梯斜梁下端不应接触地面。
注1：建议在一组贮罐内或厂区内的所有扶梯都应采用同一角度。

表6-33 扶梯级高、级宽与倾斜角的关系

级高 $R$ mm	$2R+r=600\text{mm}$			$2R+r=650\text{mm}$		
	级宽 $r$ mm	倾斜角		级宽 $r$ mm	倾斜角 $\alpha$	
		度	分		度	分
133	343	21	15	-----	-----	-----
140	330	22	56	381	20	9
146	318	24	43	362	21	38
152	305	26	34	356	23	12
159	292	28	30	343	24	53
165	279	30	35	330	26	34
171	267	32	45	318	28	23
178	254	35	0	305	30	15
184	241	38	20	292	32	13

级高 $R$ mm	$2R+r=600\text{mm}$			$2R+r=650\text{mm}$		
	级宽 $r$ mm	倾斜角		级宽 $r$ mm	倾斜角`	
		度	分		度	分
191	229	39	50	279	34	18
197	216	42	22	267	36	26
203	203	45	0	254	38	40
210	191	47	43	241	41	0
216	-----	-----	-----	229	43	23
222	-----	-----	-----	216	45	49
229	-----	-----	-----	203	48	22

## 6.9 0~100kPa 贮罐的设计

### 6.9.1 通用要求

#### 6.9.1.1 合格要求

##### 6.9.1.1.1 范围

0~100kPa贮罐的设计规则适用于安装在地面上<sup>56)</sup>的焊制贮罐。这些贮罐可以容纳换料水、冷凝水、含硼的反应堆冷却剂或放射性废物等液体或气体。这些贮罐通常置于建筑物内。

##### 6.9.1.1.2 设计要求

- 除按本节要求修改以外，0~100kPa 贮罐的设计要求应符合 6.1 和 6.3 的设计规则。特殊的设计要求应在设计技术规格书中加以规定。
- 贮罐的液体总容量应定义为在最高设计液位以下的液体的总体积容量。贮罐的名义液体容量应定义为在最高设计液位与紧靠罐壁处的贮罐底面标高平面之间，或与证书持有者规定的最低设计液位之间的液体总体积容量。

##### 6.9.1.2 设计报告

符合本节设计要求的贮罐证书持有者，有责任提供设计报告以验证贮罐结构的完整性。当T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》5.5.5有要求时，则设计报告应确认。

### 6.9.2 设计考虑事项

#### 6.9.2.1 设计载荷和使用载荷

- 载荷应区分为设计载荷或使用载荷，若为使用载荷，应指定为 A 级、B 级、C 级或 D 级的使用限制（T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》4.1.4.2）。
- 应采用 6.1.1 的规定。
- 应满足 6.9.2.1.8 的应力限值。

##### 6.9.2.1.1 设计压力

- 贮罐顶部最高液位<sup>57)</sup>以上的气体或蒸汽空间的罐壁和贮罐的其它部件，其设计应使此空间的压力不小于压力释放阀的整定值<sup>58)</sup>，以及在空气、气体或蒸汽通过真空释放阀的流入量为其规定的最大流量时，使此空间可能产生<sup>59)</sup>的最高部分真空度来进行设计。所设计的该空间的最高正表压应认为是贮罐的名义压力额定值，且不应超过 100kPa。
- 最高液位以下的贮罐的所有部分，应按气体压力、部分真空度和液体静压头的最苛刻组合情况来设计。

56) 这些规则亦适用于安装在低于地面或地下的贮罐，只要这些贮罐不承受来自土壤或填充物引起的外压的作用。

57) 贮罐在运行期间的任何时候也不使液位达到罐顶，但在水压试验时却被充到罐顶的最高处。对于此类贮罐应按此两种最高液位情况设计，每种情况的计算应取所用液体的密度。如贮罐并不按使液位充到罐顶最高处来设计，则需装溢流保护装置。

58) 在气体或蒸汽空间中正常存在的压力和释放阀整定压力之间应留有适当的裕量。以允许由于罐内贮存液体温度或比重的变化，以及其它影响气体或蒸汽空间内压力的因素所引起的压力增加。

59) 这部分真空度应大于真空释放阀的整定开启值。



6.9.2.1.2 设计温度

设计温度不得超过95℃。

6.9.2.1.3 贮罐形状

贮罐壁的形状应避免内侧有袋形，以免当液位升高时气体被收集；应避免外侧袋形，以免积存雨水。

6.9.2.1.4 载荷

应满足6.1.1.1的要求。

6.9.2.1.5 腐蚀裕量

当腐蚀发生在贮罐壁的任意一个部位或者发生在事关整个贮罐安全性的外部或内部支撑或者拉杆部件时，应该额外增加超过设计计算值要求的金属厚度，或者采用一些用来保护表面不受腐蚀的更好的方法。这种增加的厚度在和贮罐内外暴露的区域不需要一样厚。

6.9.2.1.6 衬里

当包括接管在内的贮罐壁的任何部分附有防腐蚀衬里时，衬里的厚度不应该被包括在要求的壁厚计算值内。

6.9.2.1.7 焊接接头的限制

对接头或焊缝的形式和尺寸的限制应采用下列a)到c)的规定。

- a) 在完工的结构上的定位焊缝不应认为有任何强度值。
- b) 角焊缝的最小尺寸应按 7.2.4.7.6 的规定。
- c) 所有的接管焊缝均应按 7.2.4.4 的规定。

6.9.2.1.8 设计载荷和使用载荷的计算应力限制

表6-34规定了设计载荷和使用载荷的应力限制<sup>60)</sup>。表6-34所采用的符号定义如下：

$\sigma_m$ ＝总体薄膜应力，MPa。该应力等于通过所考虑的实心截面的平均应力。它不包括不连续性和应力集中。而仅由压力和其它机械载荷所产生。

$\sigma_L$ ＝局部薄膜应力，MPa。除了包括不连续的影响以外，该应力与 $\sigma_m$ 相同。

$\sigma_b$ ＝弯曲应力，MPa。该应力等于通过所考虑的实心截面上的应力的线性变化部分。它不包括不连续性和应力集中，而仅由压力和其他机械载荷所产生。

S＝在T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、A.2和表A.5中给出的许用应力值，MPa。许用应力对应于所考虑载荷作用下的所考虑截面上的最高金属温度。

$\sigma_m$ 、 $\sigma_L$ 及 $\sigma_b$ 适用的部位和载荷的典型例子在T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表I.1中给出。表6-34中的 $\sigma$ 相当于T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表I.1中的P。

表6-34 钢制贮罐的设计及使用限制

使用限制	应力限制 <sup>a,b</sup>
设计及A级	$\sigma_m \leq 1.0S$ $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.5S$

60) 应力是指最大正应力。

B级	$\sigma_m \leq 1.1S$ $(\sigma_m \text{或} \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.65S$
C级	$\sigma_m \leq 1.5S$ $(\sigma_m \text{或} \sigma_L) + \sigma_b \leq 1.8S$
D级	$\sigma_m \leq 2.0S$ $(\sigma_m \text{或} \sigma_L) + \sigma_b \leq 2.4S$
<sup>a</sup> 符号定义见 6.9.2.1.8; <sup>b</sup> 这些应力限制未考虑薄壁容器中可能发生的局部屈曲或总体屈曲。	

6.9.2.2 贮罐的最大许用应力值

6.9.2.2.1 公式中的符号说明

所采用的符号定义如下：

$c$  = 腐蚀裕量；

$M$  = 压应力 $S_c$ 与最大许用压应力 $S_{cs}$ 的比值（图6-92）；

$N$  = 拉应力 $S_t$ 与简单拉伸下的最大许用应力 $S_{ts}$ 的比值；

$R$  = 贮罐壁的曲率半径；

$t$  = 侧壁、罐顶或者罐底的厚度，包括腐蚀裕量；

$R_1$  = 经向平面内贮罐壁的曲率半径；

$R_2$  = 从贮罐壁到其回转轴测得的贮罐壁的法线长度，mm；

$S_{ts}$ = 简单拉伸下的最大许用应力，MPa。（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、A.2和表A.5）；

$S_{cs}$ = 最大许用纵向压应力，MPa。它是圆筒形容器壁受到轴向载荷作用时，而在圆周方向上既不受拉力又不受压力同时作用时的许用纵向压应力，其数值是根据所涉及的厚度与半径之比，按6.9.2.2.3a)来确定；

$S_{ta}$ = 许用拉应力，MPa，由于在与它垂直的方向上同时存在压应力，所以该许用应力低于 $S_{ts}$ ；

$S_{ca}$  = 许用压应力，MPa，由于在与它垂直的方向上同时存在拉应力或压应力，所以该许用压应力低于 $S_{cs}$ ；

$S_{tc}$  = 在所考虑点上的计算拉应力，MPa；

$S_{cc}$ = 在所考虑点上的计算压应力，MPa；

$S_t$ = 表示拉应力的一般符号，MPa，它可以是许用值，也可以是计算值，视使用该符号的上下文内容而定；

$S_c$  = 表示压应力的一般符号，MPa，它可以是许用值，也可以是计算值，视使用该符号的上下文内容而定；

$T_1$  = 纬向弧长上储罐壁内的经向单位力，N/mm；

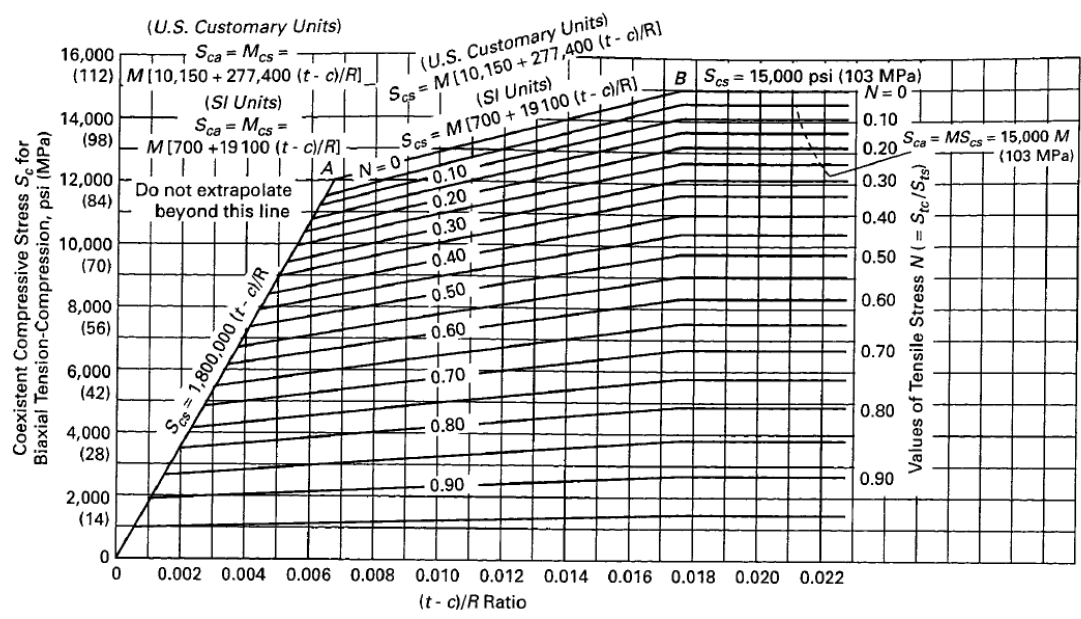
$T_2$  = 经向弧长上储罐壁内的纬向单位力，N/mm。

6.9.2.2.2 最大拉应力

按任何载荷或这些载荷的任何同时联合作用所确定的贮罐外壁上的最大拉应力不应超过按下列a)或b)所确定的相应应力值。

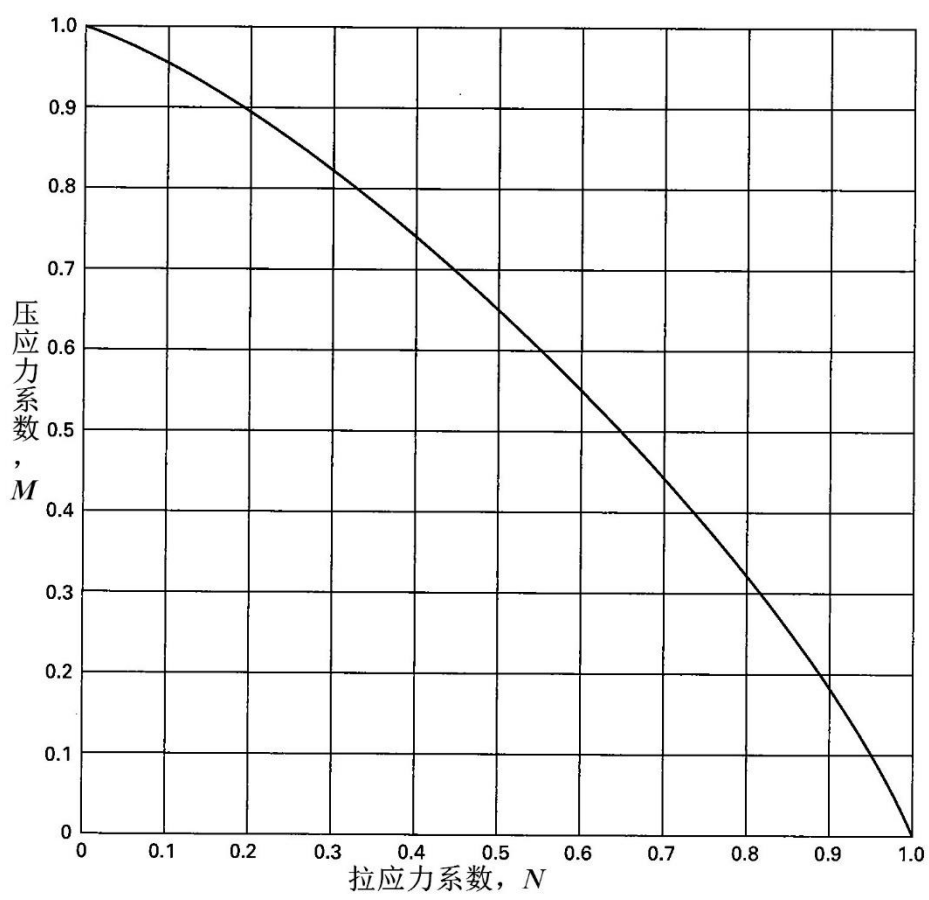
- a) 如经向和纬向两个单位力  $T_1$  和  $T_2$  都是拉力，或者其中的一个为拉力，另一个等于零，则计算的拉应力  $S_{tc}$  应不超过在 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.1、A.2 和表 A.5 中给出的适用应力值。

- b) 如经向单位力  $T_1$  是拉力，而同时存在的纬向单位力  $T_2$  是压缩力，或者相反， $T_2$  为拉力而  $T_1$  是压缩力，则计算的拉应力  $S_{tc}$  应不超过许用拉应力值  $S_{ta}$ ， $S_{ta}$  由 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 中给出的适用应力值乘以从图 6-91 中根据压应力值 ( $S_c = S_{cc}$ ) 和有关的  $(t-c)/R$  比值查得的合适的  $N$  值而得到。但是，在单位压缩力不超过与它垂直的同时作用的单位拉力的 5% 的情况下，设计师可采用上述 a) 中所规定的拉应力值。但  $S_{ta}$  的值决不应超过在 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 中所示的简单拉伸下的许用应力值。



- 注1：对特定的  $(t-c)/R$  值的压应力，不应超过曲线OABC所示的  $S_{cs}$ ，压应力值或  $M$  值决不允许落在该曲线的左边或上面（系数  $M$  与  $N$  之间的关系，见图6-92）。
- 注2：如果压应力是纬向的，用  $R=R_i$ 。
- 注3：如果压应力是经向的，用  $R=R_o$ 。

图6-91 屈服强度205MPa-260MPa钢材的拉伸和压缩联合作用的双轴应力图



注：

$$N^2 + MN + M^2 = 1$$

或

$$\left(\frac{S_t}{S_{ts}}\right)^2 + \left(\frac{S_t}{S_{ts}}\right)\left(\frac{S_c}{S_{cs}}\right) + \left(\frac{S_c}{S_{cs}}\right)^2 = 1$$

式中

$$N = S_t / S_{ts}$$

$S_t$  = 在所考虑点上的拉应力, MPa

$S_{ts}$  = 简单拉伸时的最大许用应力, MPa

$$M = S_c / S_{cs}$$

$S_c$  = 在所考虑点上的压应力, MPa

$S_{cs}$  = 最大许用纵向压应力, 是圆筒壁受到轴向载荷作用, 而在圆周方向既无拉力也无压缩力同时作用的许用纵向压应力, 其数值是根据所涉及的厚度与半径比值, 按6.9.2.2.3 (a) 来确定, MPa

图6-92 考虑到相反符号的双向应力而要求设计应力的降低

6.9.2.2.3 最大压应力

除6.9.3.3.4 b) 中规定的以外, 根据载荷所确定的贮罐外壁的最大压应力应不超过按下列a)到d)所确定的相应应力值。

- a) 如果圆筒体壁或该壁的一部分受一个纵向压缩力作用, 而在圆周方向上既无拉力也无压缩力同时作用时, 则计算压应力  $S_{cc}$  应不超过按下列适用的厚度与半径的比值所确定的  $S_{cs}$  值<sup>61)</sup>

61) 当作用的圆筒体壁上的周向应力为压应力时, 如在受外压作用下的圆筒体一样, 则这些规则不适用。

当 $(t-c)/R < 0.00667$  时

$$S_{cs}=12400(t-c)/R$$

当  $0.00667 \leq (t-c)/R \leq 0.0175$  时

$$S_{cs}=700+19100(t-c)/R$$

当 $(t-c)/R > 0.0175$ 时

$$S_{cs}=100MPa$$

但是，当所考虑的单位压缩力为纬向力时，取 $R=R_1$ ；或者当单位压缩力是经向力时，取 $R=R_2$ ；则按上述所计算的 $S_{cs}$ 值就为下面b)、c)和d)中给出的适用于双曲率罐壁的规则建立了根据。

- b) 如经向和纬向两个单位力  $T_1$  和  $T_2$  都是压缩力，并且大小相等时，则计算的压应力  $S_{cc}$  应不超过按下列相应的厚度与半径比值所确定的  $S_{ca}$  值：

当 $(t-c)/R < 0.00667$  时

$$S_{ca}=69000(t-c)/R$$

当  $0.00667 \leq (t-c)/R \leq 0.0175$  时

$$S_{ca}=390+10600(t-c)/R$$

当 $(t-c)/R > 0.0175$ 时

$$S_{ca}=575MPa$$

- c) 如经向和纬向两个单位力  $T_1$  和  $T_2$  都是压缩力，但大小不等时，则应对较大和较小的计算压应力值加以限制，以使其值满足下列要求<sup>62)</sup>：

$$\frac{(\text{较大的应力})+0.8(\text{较小的应力})}{\text{对较大的单位力用}R\text{确定的}S_{cs}} \leq 1.0$$

$$\frac{1.8(\text{较小的应力})}{\text{对较小的单位力用}R\text{确定的}S_{cs}} \leq 1.0$$

- d) 如经向单位力  $T_1$  是压缩力，而同时存在的单位力  $T_2$  是拉力，或者相反，如  $T_2$  是压缩力而  $T_1$  是拉力，则计算的压应力  $S_{cc}$  应不超过许用压应力值  $S_{ca}$ ，而  $S_{ca}$  是根据计算出的  $N$  值和与单位压缩应力有关的 $(t-c)/R$  值代入到图 6-91 而读出的对应点的  $S_c$  值。该  $S_c$  值就是给定条件下  $S_{ca}$  的限制值。

#### 6.9.2.2.4 最大剪应力

在将人孔、接管、补强件或其他附件连接到贮罐壁上去所采用的焊缝中，以及用作为补强附件的人孔或接管颈部的截面内，其最大剪应力应不超过相应的最大许用拉应力值 $S_s$ 的80%。

#### 6.9.2.3 结构件的最大许用应力值

##### 6.9.2.3.1 通用应力限制

按6.9.2.3.2c)的规定，在内外隔板、腹板、桁架、柱子和其它构件中，对任何载荷所确定的最大应力均不应超过表6-35中给出的适用的许用应力值。

62) 在这些公式中，如单位力是纬向力时，应取  $R=R_1$ ；如单位力是经向力时，应取  $R=R_2$ 。

表6-35 结构件的最大许用应力值

	第 1 栏 不承受压力所加载荷的构件 <i>MPa</i>	第 2 栏 承受压力的内部构件 <i>MPa</i>
(a) 拉伸  轧制钢材，在净截面上。  对接焊，在焊缝内或焊缝边缘处的最小横截面积上 <sup>b</sup>  螺栓及其它螺纹件，在螺纹根部的净面积上。  (b) 压缩  对轴向加载的结构柱子、结构支撑件及结构次要构件，在总截面上。  对轴向加载的管状柱子、管状支撑件及管状次要构件，在总截面上（最小允许厚度为 6.4mm）  式中： <i>l</i> ＝柱子的无支撑长度，mm； <i>r</i> ＝相应的柱子最小回转半径，mm； <i>R</i> ＝管状柱子的外半径，mm； <i>t</i> ＝管状柱子的壁厚，mm；  <i>Y</i> ＝1.0，当 $\frac{t}{R} \geq 0.015$ 时；	  125  125  125  $\frac{18}{1 + \frac{l^2}{18000r^2}} \left( \frac{125}{1 + \frac{l^2}{18000r^2}} \right)$ 但不超过 100  $\frac{18Y}{1 + \frac{l^2}{18000r^2}} \left( \frac{125Y}{1 + \frac{l^2}{18000r^2}} \right)$ 但不超过 100Y	  (注 1)  (注 1)  (注 1)  与第 1 栏相同  与第 1 栏相同
$Y = \frac{2}{3} \left( \frac{100t}{R} \right) \left[ 2 - \frac{2}{3} \left( \frac{100t}{R} \right) \right] \text{ 当 } \frac{t}{R} < 0.015 \text{ 时。}$		
对接焊，在焊缝内或焊缝边缘处的最小横截面积上(受挤压)	125	100
板梁加强件，在总截面上。  (c) 弯曲  轧制型钢，板式梁及组装构件最外层纤维的拉力。  轧制型钢，板式梁及组装构件最外层纤维的压力。  当 $\frac{ld}{bt} \leq 600$ 时  当 $\frac{ld}{bt} > 600$ 时，  式中： <i>l</i> ＝构件的无支撑长度，mm，但为防止平移或转动对外端没有充分支撑的悬臂梁， <i>l</i> 应取受压长度的 2 倍； <i>d</i> ＝构件的高度，mm； <i>b</i> ＝受压翼缘的宽度，mm； <i>t</i> ＝受压翼缘的厚度，mm。	  125  125  125  $\frac{10,800}{ld/bt} \left( \frac{74,400}{ld/bt} \right)$	  100  (注 1)  与拉应力值同（注 1）  $\frac{600 \times \text{拉应力值}}{ld/bt} \text{（注 1）}$

销钉最外纤维层的应力： 同时承受轴向和弯曲两种载荷的构件，应设计成使轴向和弯曲的最大组合应力值不超过仅为轴向载荷的许用值。 在对接焊中由弯曲载荷引起的纤维应力，应不超过前述的对拉应力和压应力分别规定的数值（对受拉的焊缝，这些数值必须乘上相应的接头系数） (d) 剪切 装在绞孔或钻孔内的销钉和精制螺栓。 非精制螺栓 $t/h \leq 60$ ,梁和板式桁架的腹板，或当腹板适当地加强时，在腹板的总截面上 梁和板式桁架的辐板，当 $h/t > 60$ 时腹板未经适当地加强，在腹板的总截面上	185      93 70  83 $\frac{18}{1 + \frac{h^2}{7,200t^2}} \left[ \frac{125}{1 + \frac{h^2}{7,200t^2}} \right]$	138      83 55  2/3 拉应力值（注 1） $\frac{\text{拉应力值}^{(1)}}{1 + \frac{h^2}{7,200t^2}}$
式中： h=腹板两翼缘之间的净距离， mm  t=腹板的厚度， mm 角焊，当载荷垂直于焊缝长度，在焊喉的横截面上 <sup>(2)</sup> 角焊，当载荷平行于焊缝长度，在焊喉的横截面上 <sup>(2)</sup> 塞焊或槽焊，在焊缝内的有效接合表面上 <sup>(2)</sup> 对接焊，在焊缝内或焊缝边缘处的最小横截面上 <sup>(2)</sup> (e) 支承 装在绞孔或钻孔中的销钉和精制螺栓； 载荷仅从所连构件的一侧作用于螺栓上。 载荷在所连构件的厚度上大致均匀分布。 非精制螺栓： 载荷仅从所连构件的一侧作用于螺栓上。 载荷在所连构件的厚度上大致均匀分布	   88 62 80 99   165 30.0(205)  110 140	   70%拉应力值（注 1） 50%拉应力值（注 1） 65%拉应力值（注 1） 80%拉应力值（注 1）   1.33 拉应力值（注 1） 1.67 拉应力值（注 1）  0.9 拉应力值（注 1） 1.1 拉应力值（注 1）
<sup>a</sup> T/CNEA XXX. 8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A. 1、A. 2 和表 A. 5。 <sup>b</sup> 所有受拉或受剪的对接焊缝，其数值应乘上适用的有效焊接接头系数。这些数值由下列各项综合而成：对于焊缝金属的剪切强度系数值为 80%；对于角焊缝的有效接头系数值约为 85%；对于塞焊缝或槽焊缝的系数值为 80%；对垂直载荷的系数值为 100%；对于平行载荷的系数值约为 75%。		

6.9.2.3.2 长细比的限制

受压构件和棒材以外的受拉构件的长细比（即无支撑长度*l*与最小回转半径*r*之比），除下面a)中规定的以外，应不超过下列数值：

	最大 <i>l/r</i>
主要受压构件	120
受压的支撑构件 和其他次要构件	200

主要受拉构件	240
受拉的支撑构件 和其他次要构件	300

- a) 如贮罐内的主要受压构件平时并不受到冲击或振动载荷的作用,而且在全部设计载荷下的单位应力不超过根据构件的实际  $l/r$  比值由表 6-35 给出的应力值的下述百分率时,则长细比可超过 120,但不应超过 200:

$$f = 1.6 - \frac{l}{200r}$$

- b) 结构件的总截面和净截面应由下列的 1) 到 5) 来确定。
- 1) 构件任何部位上的总截面应为沿垂直于该构件轴线方向上量得的各元件的厚度与总宽度的乘积之总和。净截面应以净宽度代替总宽度来确定。若构件在任何对角线或 Z 字形线内具有一连串孔洞,则计算净宽度时应从总宽度中减去孔链所有孔洞直径的总和,同时对成孔链的每个行距应加上如下数值:

$$\frac{s^2}{4g}$$

式中:  
s=任何两个连续孔的纵向间距(节距), mm;  
g=同样两个孔的横向间距(行距), mm。

- 2) 就角钢来说,在相对两条边上孔的间距应为从角钢背面量得的各行距的总和减去厚度。
- 3) 确定横贯塞焊或槽焊的净截面时,不应把焊缝金属加到净截面中去。
- 4) 对于拼接构件,所考虑的厚度仅仅是在所考虑的截面以外由焊缝或其它连接所构成的构件的那部分厚度。
- 5) 除锻制的带环拉杆以外,在销子连接的受拉构件中,穿过销孔横截于构件轴线的净截面应不小于构件本身净截面的 135%;销孔以外平行于构件轴线的净截面应不小于构件本身净截面的 90%,除非防止了侧向屈曲,则通过销孔且横截于构件轴线的销子连接构件的净宽度应不超过销子处构件厚度的 8 倍。
- c) 承受风载荷和 6.9.2.1.4 规定的其它相应载荷组合产生的应力的室外结构或管式立柱和构架,假如所要求的这些构件的截面不小于在表 6-35 规定的单位应力基础上与所有其它相应载荷相组合所需的截面,则其单位应力可以比表 6-35 规定的许用应力相应大 25%。连接螺栓或焊缝中的许用单位应力也可相应的增加。

6.9.3 设计规程

6.9.3.1 罐壁设计

- a) 在设备使用中,会遇到气体压力或部分真空和液体压头的各种联合作用,这种情况对设计有着决定性的影响。为了确定在这种情况下处于危险程度时罐壁内的经向和纬向单位力的大小和性质,就应对贮罐从顶到底的各个高度上逐层做自由体分析。为此,有时需要在贮罐某一给定的高度上进行几种分析,以便确定气体压力和液体压头在该高度上决定因素。然后,贮罐主壁所需的厚度应按 6.9.3.2.3 中给出的适用的规程进行计算。
- b) 对于在经向切线方向上具有明显不连续点的贮罐,例如圆锥形或碟形罐顶或罐底与圆筒体侧壁之间的接合处,或圆锥形变径段与圆筒体侧壁的接合处,则靠近这些部位的贮罐部分应按 6.9.3.3 的规定来设计。

6.9.3.2 侧壁、罐顶和罐底的设计



### 6.9.3.2.1 公式中的符号说明

所采用的符号定义如下：

$A_T$  = 在所考虑的高度上，贮罐内部的横截面积， $\text{mm}^2$ 。

$F$  = 所有内部和外部拉杆、支撑、隔板、桁架、柱子、裙板或其他结构装置或支架等，作用在自由体上的作用力的垂直分量的总和， $\text{N}$ ，当 $F$ 与自由体的水平面上的压力作用方向相同时， $F$ 与 $P$ 的符号应相同；当作用方向相反时，则符号相反。

$P = P_L + P_G$  = 总压力， $\text{kPa}$ ，在特定的载荷条件下作用于贮罐某一给定高度上的总压力。

$P_G$  = 在液面以上的气体压力， $\text{kPa}$ ，压力不超过 $100\text{kPa}$ （表压）的最大值为贮罐的名义压力额定值。除了在研究贮罐承受部分真空的能力而进行的计算中取 $P_G$ 为负值外，其他情况下 $P_G$ 均为正值。

$P_L$  = 在所考虑的高度上由液体压头在贮罐内产生的压力， $\text{kPa}$ 。

$R_1$  = 在所考虑的高度上，贮罐壁在经向平面上的曲率半径， $\text{mm}$ ，除了按6.9.3.2.2f)的规定以外，当 $R_1$ 位于与 $R_2$ 相反的贮罐壁一侧时， $R_1$ 取负值。

$R_2$  = 在所考虑的高度上，从贮罐壁到其回转轴之间测得的垂直于贮罐壁的长度， $\text{mm}$ ，除了按6.9.3.2.2f)的规定以外， $R_2$ 始终取正值。

$S_{ts}$  = 简单拉伸时的最大许用应力， $\text{MPa}$ ，（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表A.1、A.2和表A.5）。

$S_{ta}$  = 按6.9.2.2b)要求的许用拉应力， $\text{MPa}$ 。

$S_{ca}$  = 许用压应力， $\text{MPa}$ ，由于在与它垂直的方向上同时存在拉应力或压应力，所以该许用压应力低于 $S_{cs}$ 。

$S_{tc}$  = 在所考虑点上的计算拉应力， $\text{MPa}$ 。

$S_{cc}$  = 在所考虑点上的计算压应力， $\text{MPa}$ 。

$T_1$  = 在所考虑的高度的纬向弧长上，贮罐壁内的经向单位力， $\text{N/mm}$ ，拉伸时 $T_1$ 为正值。

$T_2$  = 在所考虑的高度的经向弧长上，贮罐壁内的纬向单位力， $\text{N/mm}$ ，拉伸时 $T_2$ 为正值。在圆筒体侧壁上，纬向单位力就是圆周方向的单位力。

$W$  = 所考虑的那部分贮罐及其贮存物的总重量， $\text{N}$ ，总重量可以为所考虑高度的以上部分，如图6-93中的b)所示；也可以为所考虑高度的以下部分，如图6-93中的a)所示。在对上述高度进行计算时，均按自由体处理。当总重量与自由体水平面上的压力作用方向相同时，则 $W$ 的符号应与 $P$ 相同；当作用方向相反时，两者符号则相反。

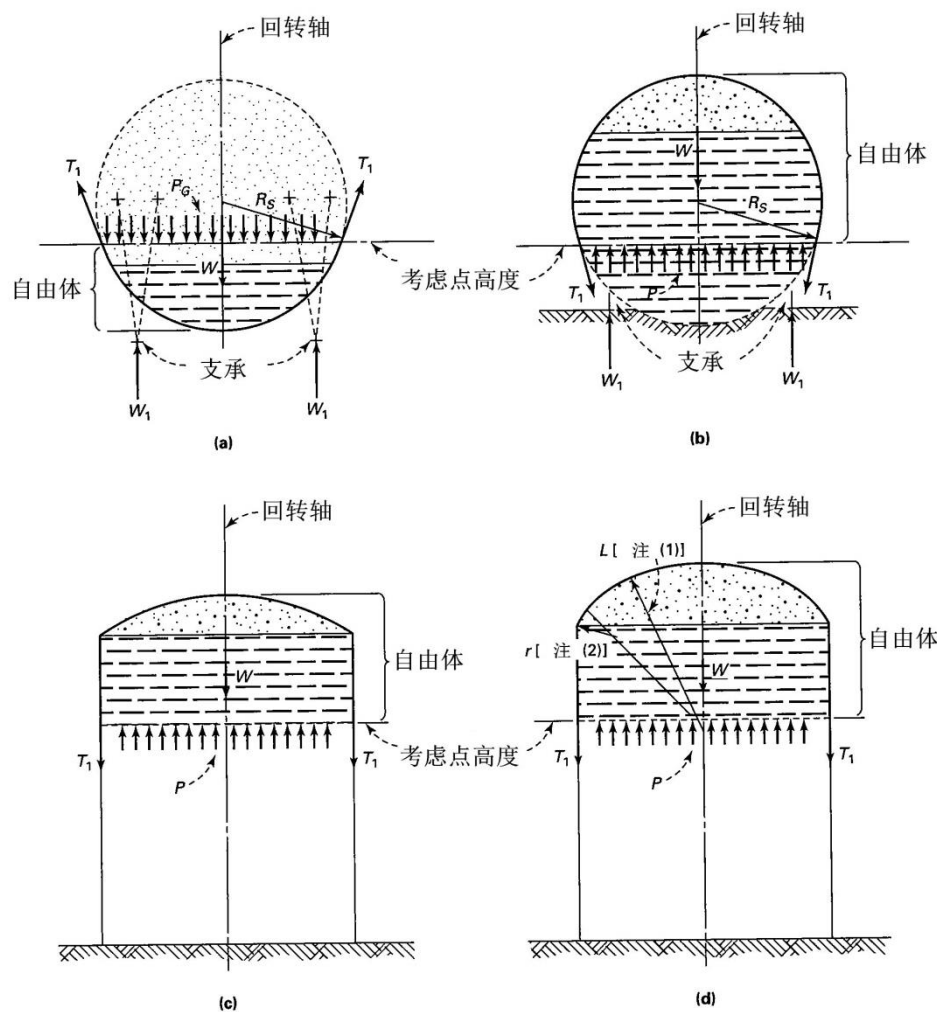
### 6.9.3.2.2 单位力的计算

- a) 按 6.9.3.1 规定进行自由体分析所选的贮罐的每个高度上（图 6-93），以及对于在此高度上必须研究的每种气体和液体载荷条件下，贮罐壁的经向和纬向单位力的大小，除了按 6.9.3.2.6 或 6.9.3.3 的规定外，应由下列的公式（35）和（36）计算<sup>63)</sup>

63) (a) 公式(36)由作用在只受压力 $P$ 作用的单位罐壁面积上的力 $T_1$ 和 $T_2$ 的垂直于表面的分力之和推导出的。为求技术上正确起见，其它载荷(例如金属、雪或保温层的重量)垂直于表面的分力可以与 $P$ 相加或相减。对于通常的内部设计压力的情况，这些附加的载荷与压力 $P$ 相比显得很小，可以略去而不致带来较大的误差。当压力 $P$ 较小时，包括部分真空载荷的情况，其它载荷分量对所计算的力 $T_2$ 和罐壁的最终厚度会有很大的影响。

(b) 1970年2月版的美国石油协会API 620附录F中的例F.3.01计算了低真空下在公式(35)到(38)中考虑了金属，保温层和雪载荷时所需要的罐顶厚度。设计师应注意，如略去这些载荷时，计算厚度就会远远小于精确值。

(c) 在公式(35)、(37)、(40)和(42)中， $W$ 系指包括具有重要价值的载荷，例如金属重量。不在罐顶垂直中心线上的各点，用公式(50)、(52)和(54)进行厚度计算时所需的 $T_2$ 值，以及公式(36)、(38)和(41)中的 $P$ 值，必须用附加载荷的垂直分量加以修正，以便精确地确定 $T_2$ 。



注：  
(1)  $L$ 是球冠半径。  
(2)  $r$ 是转角半径。

图6-93 某些贮罐形状的几种典型自由体图

$$T_1 = \frac{R_2}{2} \left( P + \frac{W + F}{A_r} \right) \quad (35)$$

$$T_2 = R_2 \left( P - \frac{T_1}{R_1} \right) = R_2 \left[ P \left( 1 - \frac{R_2}{2R_1} \right) - \frac{R_2}{2R_1} \left( \frac{W + F}{A_r} \right) \right] \quad (36)$$

- b)  $T_1$  和  $T_2$  为正值表示拉力，负值表示压缩力。
- c) 在贮罐的侧壁、罐顶和罐底的每个水平接缝的高度上，和在任何曲率中心显著改变的中间高度上，进行这种分析通常是很必要的。而且，在某一给定高度上可能存在的最大总压力（液体压头加气体压力）不一定是该高度上的决定性条件，还应在每一高度上进行充分的分析，以便确定液体压头和气体压力或部分真空的组合作用，连同许用拉应力和压应力一起，将支配着该高度上的结构设计。即使贮罐可能在固定的液体贮存物高度上正常地工作，但还应该使贮罐在灌注或卸空时可能产生的任何情况下都是安全的。

- d) 在水平半轴长度  $a$  为垂直半轴长度  $b$  的 2 倍的罐顶或罐底中, 离罐顶或罐底垂直轴的水平距离为  $x$  的一点的数值  $R_1$  和  $R_2$  可用长度  $a$  乘以表 6-36 中的系数来确定。其它比例的椭球形罐顶或罐底的值  $R_1$  和  $R_2$  可由下式计算:

表6-36 确定 2：1 椭球形罐顶和罐底  $R_1$  和  $R_2$  值的系数

$x/a$	$u=R_1/a$	$v=R_2/a$
0.00	2.000	2.000
0.05	1.994	1.998
0.10	1.978	1.993
0.15	1.950	1.983
0.20	1.911	1.970
0.25	1.861	1.953
0.30	1.801	1.931
0.35	1.731	1.906
0.40	1.651	1.876
0.45	1.562	1.842
0.50	1.465	1.803
0.55	1.360	1.759
0.60	1.247	1.709
0.65	1.129	1.653
0.70	1.006	1.591
0.75	0.879	1.521
0.80	0.750	1.442
0.85	0.620	1.354
0.90	0.492	1.253
0.95	0.367	1.137
1.00	0.250	1.000

其中:

$x$ =从罐顶或罐底上的一点到回转轴的水平距离。

$a$ =椭球形罐顶或罐底横截面的水平半轴。

$R_1=ua$ 。  $R_2=va$ 。

$$R_1 = \frac{b^2}{a^4} \left[ \frac{a^4}{b^2} + \left( 1 - \frac{a^2}{b^2} \right) x^2 \right]^{3/2} = \frac{b^2(R_2)^3}{a^4}$$

$$R_2 = \left[ \frac{a^4}{b^2} + \left( 1 - \frac{a^2}{b^2} \right) x^2 \right]^{1/2}$$

- e) 公式 (35) 和 (36) 是通用公式, 它适用于任何具有单根垂直回转轴的贮罐, 也适用于被水平面 (该平面仅在一个圆内与罐壁相交) 隔开的任何自由体[6.9.3.2.2 f) ]。对于最通用的贮罐形状, 这些公式可根据以下 1) 到 3) 指定的形状进行简化。

- 1) 对于球形贮罐或贮罐的球形部分:

当球形贮罐或贮罐的球形部分半径  $R_1=R_2=R_s$  时, 则公式 (35) 和 (36) 变成:

$$T_1 = \frac{R_s}{2} \left( P + \frac{W+F}{A_r} \right) \tag{37}$$

$$T_2 = R_s P - T_1 \tag{38}$$

如果球体部分仅承受气体压力, 而且如果 $(W+F)/A_T$ 与 $P_G$ 相比可忽略不计时, 公式(37)和(38)简化为:

$$T_1 = T_2 = \frac{1}{2} P_G R_s \quad (39)$$

2) 对于圆锥形罐顶和罐底:

$R_1$ =无穷大;  $R_2 = R_3 / \cos \alpha$

式中:

$R_3$ —在所考虑的高度上, 圆锥体底部的水平半径, mm;

$\alpha$ —圆锥形罐顶或罐底的半锥顶角。

对这种情况, 公式(35)和(36)可简化为:

$$T_1 = \left( \frac{R_3}{2 \cos \alpha} \right) \left( P + \frac{W + F}{A_T} \right) \quad (40)$$

$$T_2 = \frac{P R_3}{\cos \alpha} \quad (41)$$

3) 对于立式贮罐的圆筒形侧壁:

$R_1$ =无穷大;

$R_2 = R_c$ =筒体半径,

则公式(35)和(36)变成:

$$T_1 = \frac{R_c}{2} \left( P + \frac{W + F}{A_T} \right) \quad (42)$$

$$T_2 = P R_c \quad (43)$$

如果筒体只承受气体压力, 而且 $(W+F)/A_T$ 与 $P_G$ 相比可忽略不计时, 公式(42)和(43)简化为:

$$T_1 = \frac{1}{2} P_G R_c \quad (44)$$

$$T_2 = P_G R_c \quad (45)$$

f) 如图 6-93 d)所示的碟形封头情况, 碟形部分壁内的径向和纬向单位力的适用公式为公式(46)和(47):

$$T_1 = (\text{在编制中}) \quad (46)$$

$$T_2 = (\text{在编制中}) \quad (47)$$

### 6.9.3.2.3 要求的厚度

在任何给定高度上, 贮罐壁的厚度应不小于按下列a)到d)指出的方法对该高度所确定的 $t$ 的最大值。此外, 对于6.9.2.1.4所列的内压力或可能的部分真空以外的载荷, 在必要的地方, 应该采取增加金属的措施; 如贮罐壁在经向的切线方向上有显著的不连续部位, 例如圆锥形或碟形的罐顶或罐底与圆筒形侧壁之间的接合处, 则靠近这些部位的贮罐部分应按6.9.3.3的规定进行设计。

a) 如果在贮罐的给定高度上, 对于气体压力或部分真空和液体压头的重要组合, 使单位力 $T_1$ 和 $T_2$ 都是正值时, 则应采用两个力中的较大力按下式来计算该高度上的所需厚度:

$$t = \frac{T_1}{S_{ts}} + c \text{ 或 } t = \frac{T_2}{S_{ts}} + c \quad (48)$$

- b) 如在贮罐的给定高度上, 对于气体压力或部分真空或液体压头的重要组合, 使单位力  $T_1$  为正,  $T_2$  为负; 或相反, 使  $T_2$  为正,  $T_1$  为负。则在该种情况下求贮罐所需的壁厚时, 应先假定一些不同的厚度, 直到能找到一个厚度值, 使计算拉应力  $S_{tc}$  和计算压应力  $S_{cc}$  分别能满足 6.9.2.2.2b) 和 6.9.2.2.3d) 的要求为止, 采用图解法会使厚度计算得到简化, 例如采用 1970 年 2 月版的 API 标准 620 附录 F 第 F.2 节的图解算法, 如作用的单位压缩力不超过同时垂直作用于该方向上的单元拉力的 5% 时, 对于这种情况下所需的厚度, 设计师可按上述 a) 中所规定的方法进行计算。
- c) 如在贮罐的给定高度上, 对于主要载荷条件, 单位力  $T_1$  和  $T_2$  均为负值, 且大小相等, 则所需的贮罐壁厚可用下式计算:

$$t = \frac{T_1}{S_{ca}} + c = \frac{T_2}{S_{ca}} + c \quad (49)$$

- d) 如在贮罐的给定高度上, 对于主要载荷条件, 单位力  $T_1$  和  $T_2$  均为负值, 且大小不等, 对于这种情况所需的贮罐壁厚应为按下列规程计算出的厚度值中的最大值。该规程表示了与所涉及的厚度与半径比值的一种特有关系 (步骤 2 和步骤 4)。

步骤 1: 计算厚度值  $t$

$$t = \frac{\sqrt{(T' + 0.8T'')R'}}{1342} + c \quad (50)$$

$$\text{和 } t = \frac{\sqrt{T''R''}}{1000} + c \quad (51)$$

取  $T'$  值等于两个同时存在的单位力中的较大值;  $T''$  值等于两个单位力中的较小值; 如较大的单位力呈纬向时, 取  $R'$  和  $R''$  分别等于  $R_1$  和  $R_2$ ; 相反如较大的单位力呈经向时, 取  $R'$  和  $R''$  分别等于  $R_2$  和  $R_1$ 。

步骤 2: 从步骤 1 算出的两个厚度中各减去腐蚀裕量, 并对每种厚度, 根据公式 (50) 或 (51) 中所采用的  $R$  值, 分别验算厚度与半径的比值  $(t-c)/R$ , 如这两者的厚度与半径的比值都小于 0.00667, 则由步骤 1 计算得的两个厚度中的较大值就是所考虑情况下的要求厚度。否则, 按步骤 3 进行。

步骤 3: 如由步骤 2 确定的两个厚度与半径比中有一个或两个超过 0.00667 时, 则按下式计算厚度  $t$  值:

$$t = \frac{T' + 0.8T''}{15000} + c \quad (52)$$

$$\text{和 } t = \frac{T''}{8340} + c \quad (53)$$

步骤 4: 从步骤 3 计算出的两个厚度中各减去腐蚀裕量, 采用步骤 1 所定义的与由公式 (52) 所确定的与厚度有关的  $R = R'$ , 以及与由公式 (53) 所确定的与厚度有关的  $R = R''$ , 分别验算厚度与半径的比值  $(t-c)/R$ , 如这两个厚度与半径的比值都大于 0.0175, 则由步骤 3 算出的两个厚度中的较大值就是所考虑情况下要求的厚度。否则按步骤 5 进行。

步骤 5: 如步骤 2 或步骤 4 中确定的一个或一个以上厚度与半径的比值在 0.00667 和 0.0175 之间, 而且有关的厚度是用公式 (50) 或 (52) 计算时, 则找出一个能满足下式的厚度:

$$\frac{10150(t-c) + 277400(t-c)^2}{R'} = T' + 0.8T'' \quad (54)$$

或者，如果有关的厚度是用公式（51）或（53）计算时，则寻求一个能满足下式的厚度：

$$\frac{5650(t-c) + 154200(t-c)^2}{R''} = T'' \quad (55)$$

步骤 6：从计算所得的值中选取一个厚度值，用  $T_1$  和  $T_2$  计算  $S_{cc}$  值，并验算  $S_{cc}$  值是否满足 6.9.2.2.3c) 的要求，为使  $S_{cc}$  值满足 6.9.2.2.3c) 的要求，可能需要调整厚度值。

注：6.9.3.2.3d) 所述的程序是根据下述假定为基础的：考虑的问题以大小不等的单位力双轴压缩为支配条件。但在很多情况下，可先由其它设计依据确定一个初步的厚度。而后仅仅需要对外压或部分真空条件进行验算。在这种情况下，使问题大大简化了，因为设计师仅需根据  $T_1$  和  $T_2$  计算出  $S_{cc}$  值，然后再按步骤 6 中的规定验算这些数值，视其是否满足 6.9.2.2.3c) 的要求（见 1970 年 2 月版的 API 标准 620 附录 I 第 F.3 节中说明 6.9.3.2.3a) 应用的例子）。

#### 6.9.3.2.4 最小容许厚度

承受压力施加的薄膜应力的任何板材，经制造之后，其不包括腐蚀裕量在内的净厚度，不应小于 5mm，对于有圆筒形侧壁的贮罐，其直径为 18m 到 37m（但不包括 37m）的侧壁板的净厚度，不包括腐蚀裕量，应不小于 6mm。

#### 6.9.3.2.5 外压限制

按 6.9.3.2 中所规定的公式和规程，并采用负的  $P_G$  值等于贮罐设计的部分真空所计算得的厚度，将保证双曲率贮罐表面具有抗塌陷的稳定性，在这种贮罐中，经向半径  $R_1$  等于或小于  $R_2$ ，或者只比  $R_2$  略大一些，关于扁球形容器，侧壁表面的稳定性方面的数据还很缺乏，所以不打算采用这些公式和规程来估算这种表面或圆筒形表面的抗外压稳定性。但是，按这些规则设计的装存液体的直立式贮罐的圆筒形侧壁<sup>64)</sup>，其上段的厚度不小于 6.9.3.2.4 中对有关贮罐尺寸的规定，而且壁厚从顶部到底部又是按气体和液体组合载荷的要求来增加的，该侧壁就可以在贮罐从充满到排空的任何运行液位上能安全地承受气体或蒸汽空间内不超过 0.43kPa<sup>65)</sup> 的部分真空。

#### 6.9.3.2.6 适用于罐底直接安放在基础上的贮罐的特殊考虑

- a) 上举力的考虑当贮罐侧壁为圆筒形而底为平板形时，由作用于罐顶下面的压力所产生的上举力<sup>66)</sup>，必须不超过侧壁重量与没有上举力存在时侧壁上所存在的那部分的罐顶重量之和，除非超过重量和的那一部分力用增加一个向下作用的力来予以平衡，这个问题应有证书持有者和业主之间协商解决，其他形式的平底贮罐也必须采取类似的措施。在这些计算中所用的全部重量应根据材料的净厚度，不包括腐蚀裕量。
- b) 基础的考虑在设计底板和焊缝时，应该考虑支承贮罐所用的基础类型。关于基础建造的推荐做法，见 1970 年 2 月版美国石油协会标准 API 620 附录 C。

#### 6.9.3.3 罐顶和罐底的转角区和压紧环的设计

64) 这些规则未包括有关装存气体或蒸汽而建造的贮罐圆筒形侧壁承受罐内部分真空时的设计规定。

65) 真空释放阀或阀门应整定到在较小部分真空下开启，以致当空气或气体以规定的最大速度通过此阀时，部分真空不会超过 0.43kPa。

66) 如果外部地脚螺栓来承受这些上举力，建议螺栓的名义直径不小于 25mm。并加上在直径上至少为 6mm 的腐蚀裕量。

### 6.9.3.3.1 公式中的符号说明

采用的符号定义如下：

$A_c$  = 压紧环区所需金属的垂直横截面的净面积，不包括全部腐蚀裕量， $\text{mm}^2$ ；

$Q$  = 作用在压紧环区垂直横截面上的总周向力，N；

$R_c$  = 圆筒形侧壁在它与罐顶或罐底接合处的水平半径，mm；

$R_2$  = 在罐顶或罐底与侧壁之间的接合处，从罐顶或罐底到贮罐的垂直回转轴线量得的垂直于罐顶或罐底的长度，mm；

$S_{ts}$  = 简单拉伸的最大许用应力值，MPa（T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》表 A.1、A.2 和表 A.5）；

$t_c$  = 在接合处及其附近的圆筒形侧壁的相应厚度，mm；

$t_h$  = 在罐顶或罐底与侧壁接合处及其附近的罐顶板或罐底板的厚度，包括腐蚀裕量，mm；

$T_1$  = 贮罐的罐顶或罐底在它们与侧壁接合处的周向弧上的经向单位力，kN/m；

$T_2$  = 罐顶或罐底的经向弧上相应的纬向单位力<sup>67)</sup> N/mm；

$T_{2s}$  = 贮罐的圆筒形侧壁在它与罐顶或罐底接合处沿圆筒母线上测得的周向单位力<sup>62)</sup>，N/mm；

$w_c$  = 起分担作用的侧壁板的相应宽度，mm；

$w_h$  = 认为承受作用在压紧环区上的周向力的罐顶板或罐底板的宽度，mm；

$\alpha$  =  $T_1$  方向与垂线之间的夹角。在圆锥形表面内，该夹角也是半锥顶角；

### 6.9.3.3.2 通用要求

当贮罐的罐顶或罐底是圆锥体或部分球体，并与圆筒形侧壁相连接时，罐顶或罐底上的薄膜应力从侧壁的周围向内拉，其结果在接合处引起周向压缩力，该力应由罐顶或罐底的转角弯曲部位来承受，或者由罐顶板或罐底板与侧壁板相交的接合处的有限区域来承受，在某些情况下，侧壁板可采用角钢、方钢或环形桁架来加强。

### 6.9.3.3.3 对转角区的要求

- 如有一个曲面的转角区，就不应使用环形桁架或其它形式的压紧环，而且在经线方向上的任何部位上也不应有突然的变化。此外，在经向平面上转角的曲率半径应不小于侧壁直径的 6%，最好不小于 12%<sup>68)</sup>。按下面 b) 的规定，转角区所有各点上的厚度应满足 6.9.3.2 的要求。
- 如 6.9.3.2.2 中的公式用于接近某一点的上下二个高度上，在该点两个不同的经向曲率的面具有共同的正切线的切点，例如碟形罐顶的转角区和球凸形部分之间的接合处，就会在同一点上算出两个大小不等，甚至连符号也不同的纬向单位力，该点的纬向单位力应在上述两个计算值之间，具体量值应根据该处贮罐壁的几何形状而定。

### 6.9.3.3.4 对压紧环的要求

- 如没有曲面转角区，周向压缩力应该在贮罐壁压紧环区采用其它方法来承受。罐顶或罐底与侧壁接合处的罐壁区域，应包括接合处每边的板宽，认为它们参与了承受这些压缩力[图 6-94]，在该接合处任一侧的壁板厚度应不小于满足 6.9.3.2 要求所需的厚度，构成压紧环区的壁板宽度应由下式计算：

67) 这些力按 6.9.3.2 中可适用的公式计算。

68) 当采用转角半径小到侧壁直径的 6% 时，常常会使转角区要求的厚度过厚，如采用较大的转角半径，就会使转角区的厚度要求显得更合理。

$$w_h = 0.6\sqrt{R_2(t_h - c)} \quad (56)$$

$$w_c = 0.6\sqrt{R_c(t_c - c)} \quad (57)$$

b) 作用于任何通过压紧环区的垂直横截面上的总周向力，其大小应按下式计算：

$$Q = T_2 w_h + T_{2s} w_c - T_1 R_c \sin \alpha \quad (58)$$

而压紧环区提供的净横截面积应不小于按下式求得的结果：

$$A_c = \frac{Q}{66700} \quad (59)$$

根据公式 (58) 求出的  $Q$  值的正负<sup>69)</sup>而定。

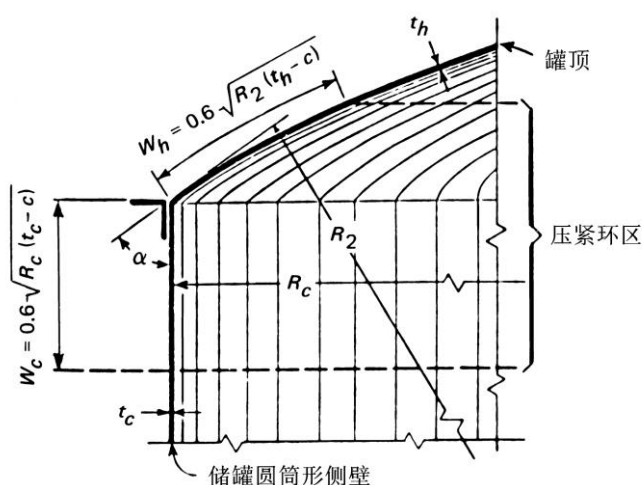


图6-94 压紧环区

#### 6.9.3.3.5 压紧环区的细则

- 如果力  $Q$  负值，表示压缩力，则有效压紧环区在半径方向上的水平投影的宽度，应不小于罐顶或罐底与侧壁接合处高度上贮罐壁水平向半径的 0.015 倍，如该投影宽度不满足这个要求，则应按本款规定采取相应的措施予以修正。
- 当按 6.9.3.3.4 确定的周向力  $Q$  的大小，使压紧环区按 6.9.3.2 要求确定的最小板材厚度不能提供按公式 (59) 所需的面积时，或当  $Q$  是压缩力，且  $w_h$  水平投影宽度小于 6.9.3.3.5a) 中的规定时，压紧环区可选择如下方式予以加强：将罐顶或罐底与侧壁板按要求加厚，以使压紧环区具有必要的横截面积以及根据较厚的板材求得的宽度<sup>70)</sup>，或在罐顶或罐底与侧壁板的接合处增加一根角钢、或一根方钢或一个环形桁架，或将上述的这些办法联合使用。
- 如果用上述的角钢、方钢或环形桁架时，可以把它们装在贮罐的内侧或外侧<sup>71)</sup>，且其横截面积的尺寸如下：

69) 由于压紧环区的不连接和其它情况，不能认为双轴应力的设计准则适用于按公式 (58) 求得的压紧力。经验证明，假如满足了 6.9.3.3.5 的要求，在公式 (59) 中列出的 103MPa 量级的压应力在这种情况下是允许的。

70) 应该注意，除非单位力  $T_2$  和  $T_{2s}$  对参与承受作用在该区的周向力的板材加宽影响能完全地忽略不计，否则较厚板材的采用不仅需要重算  $w_h$  和  $w_c$ ，而且还需按增加了的板厚重算  $Q$  和  $A_c$ ；因此，在这种情况下，压紧环区的设计就成了逐次逼近的设计方法。

71) 见图 6-94 许用的压紧环结构详图。



- 1) 这些结构的截面积应补偿由公式 (59) 所要求的面积  $A_c$  和贮罐壁压紧环区所提供的横截面积之间的差值。
- 2) 角钢、方钢或环形桁架在罐顶或罐底与侧壁接合处的高度上, 其水平宽度不小于贮罐壁水平半径  $R_c$  的 0.015 倍。但下列情况例外: 假如仅仅是参与承受作用在该区的周向力的罐顶或罐底的板宽度  $w_h$  的水平向投影等于或大于  $0.015R_c$  时; 或者在贮罐外侧装有角钢或方钢的情况下, 宽度  $w_h$  的投影与所加的角钢或方钢的水平宽度的总和等于或大于  $0.015R_c$ , 当附加的角钢或方钢的横截面积不超过按公式 (59) 所要求的总面积的一半时, 则对这些构件的水平宽度要求可以忽略不计。
- 3) 当按 6.9.3.3.5h) 的规定必须提供拉撑时, 其横截面积对水平轴线的惯性矩应不小于公式 (60) 的计算结果。
- d) 当角钢环的垂直边或环形桁架的垂直翼缘位于贮罐侧壁上时, 如果其厚度不小于邻接的壁板厚度, 则可把它们当成贮罐侧壁的一部分。但是, 如果不采用这种结构, 应该使靠近贮罐的压紧环的角边、肋或翼缘应该沿整个圆周使它与贮罐壁良好接触, 除按下列 e) 中的规定外, 还应采用连续的角焊缝沿顶部和底部边缘将其连接起来, 这些焊缝应具有足够的尺寸, 以便将总的周向力  $Q$  的一部分  $Q_p$  传递到压紧环的角钢, 方钢或桁架上去。假如由如图 6-95 中的 a) 和 d) 所示的结构件的一个角边或翼缘的宽度将焊缝隔开时, 则只有最靠近顶部或底部的那一条焊缝才是有效的, 表 39 中的构件厚度和焊缝尺寸是指未扣除腐蚀裕量的焊缝状态的尺寸, 但除此之外, 本款所涉及的所有其它构件的厚度和焊缝尺寸都是指扣除腐蚀裕量之后的尺寸。
- e) 如果根据强度或抗腐蚀件的密封要求, 没有必要采用连续焊缝时, 假如满足下述条件, 则沿着贮罐外侧的压紧环下翼缘的连接焊缝可采用间断焊:
  - 1) 焊缝长度的总和不少于贮罐周长的一半;
  - 2) 贮罐壁上各焊缝端部之间的未连接宽度不超过不包括腐蚀裕量的贮罐壁厚的 8 倍;
  - 3) 焊缝具有强度所要求的尺寸, 但不得小于表 39 中的规定。
- f) 压紧环的突出部分应尽可能靠近罐顶板或罐底板与贮罐侧壁板的接合处。
- g) 如果贮罐的内侧或外侧的压紧环的形状会使液体滞留时, 则沿其长度应设置均匀分布的适当的疏水孔。同样, 如果贮罐内侧压紧环的形状在向贮罐内充液时会使气体封在其下边中, 则沿其长度应设置适当的排气孔。如有可能, 这种疏水孔或排气孔的直径应不小于 19mm。
- h) 假如压紧环突出部分的宽度在径向垂直平面上不超过其厚度的 16 倍, 则没有外侧垂直翼缘的压紧环的突出部分无需加固。此外, 压紧环的水平向部分应沿着贮罐的周边以一定的间距予以加强, 可用托架或其它合适的构件牢固地连接到压紧环上和贮罐壁上, 以防止这部分环横向屈曲。当需要这种加强时, 角钢、方钢或环形桁架横向截面对水平轴的惯性矩应不小于按下式的计算结果:

$$I_1 = \frac{1.12Q_p R_c^2}{29000000k} = 5 \frac{Q_p R_c^2}{k} \times 10^{-8} \quad (60)$$

式中:

$I_1$  = 钢制压紧环的横截面对通过截面形心的水平轴所需的惯性矩, 不计贮罐壁的任何部分  $\text{mm}^4$ 。但只有在角钢压紧环的垂直边与罐壁相连或构成罐壁的一部分时, 才应考虑水平边的惯性矩, 并应计算相对于通过该边形心的水平轴的惯性矩<sup>72)</sup>;

$Q_p$  = 在总周向力  $Q$  [公式 (58)] 中, 根据压紧环的横截面积与压紧区的总面积之比计算的, 由压紧环角钢、方钢或桁架所承受的那部分力, N;

$R_c$  = 贮罐的圆筒形侧壁与罐顶或罐底接合处的水平向半径, mm;

72) 注意由公式 (60) 计算的所需  $I_1$  值不适用于钢材以外的材料。

$k$ ＝常数，其值随两个相邻的托架或其它支撑件之间的间距与贮罐中心轴上所形成的夹角  $\theta$  的大小而定。 $\theta$  由下表确定。表中  $n$  为沿贮罐周边均匀配置的托架或其他支撑件的数目。

6.9.3.4 接管管道的过渡

除了在6.9.9.5中规定的以外，表6-34的应力限制应适用于6.3.3.4中给出的位于补强范围以内的接管的所有部分。在补强范围以外的任何接管延伸段内的应力应符合6.6的应力限制。

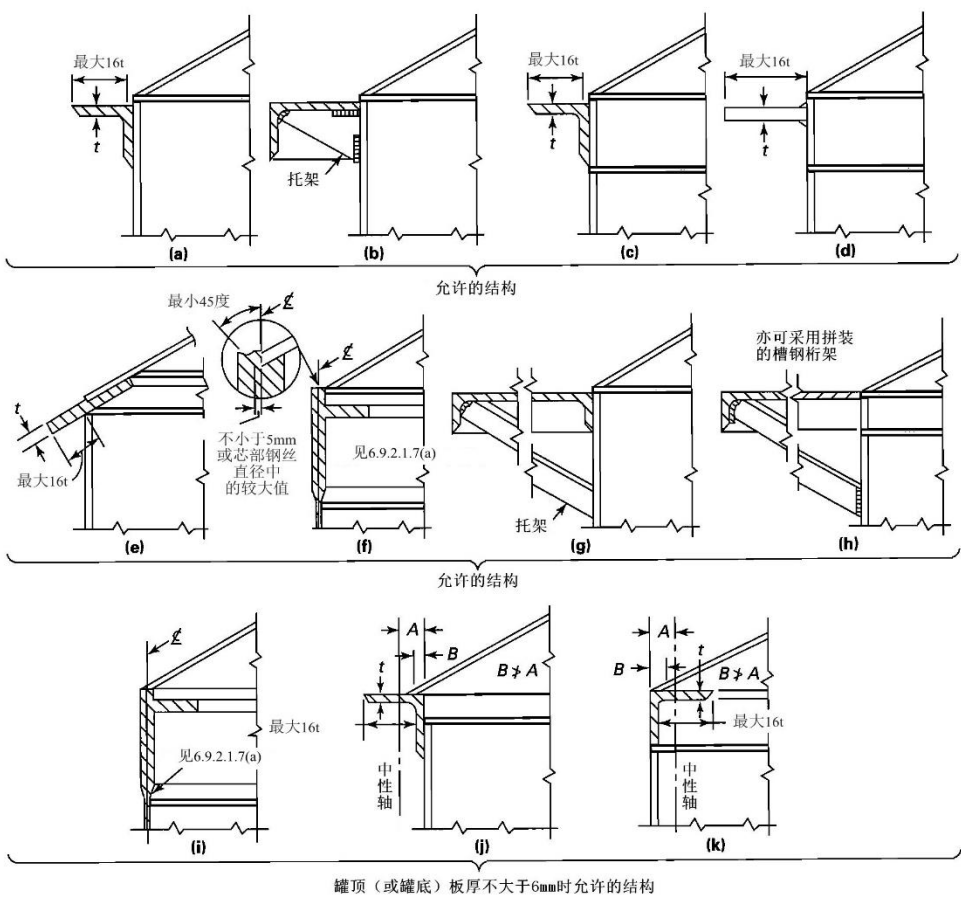
根据  $n$  和  $\theta$  而定的某些  $k$  值

$n$	30	24	20	18	15	12
$\theta$ ,度	12	15	18	20	24	30
$k$	186.6	119.1	82.4	66.6	45.0	29.1
$n$	10	9	8	6	5	4
$\theta$ ,度	36	40	45	60	72	90
$k$	20.0	16.0	12.5	6.7	4.4	2.6

$\theta$  角决不应大于 90°。

6.9.3.5 标准补强的考虑

- a) 当接管与壳体接合处按 6.3.3.4 的规则进行补强时，可以认为由于内压在接管区内引起的应力满足表 6-34 的应力限制。在这种情况下，无需用分析法来证明接管区内由压力引起的应力是否符合要求。
- b) 当设计有外部管道载荷时，应计算这些载荷在接管内产生的薄膜应力加弯曲应力，并应计算这些载荷在接管与壳体接合处的局部区域内的薄膜应力。这些应力连同压力引起的应力应满足表 6-34 对  $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b$  的限制，在这种情况下，对于某一给定条件，压力引起的应力在  $(\sigma_m \text{ 或 } \sigma_L) + \sigma_b$  类别中可以假定不大于表 6-34 中对  $\sigma_m$  规定的限制。



注1：对可用各类焊接连接处的位置限制，见 6.3.5；  
注2：对分图（j）和（k），尺寸 B 应不大于 A。

图6-95 容许的压紧环结构详图

## 7 制造和安装

### 7.1 通用要求

#### 7.1.1 引言

- a) 部件、零件和配件应按本章的要求制造和安装，并应采用符合第5章要求的材料进行制造。
- b) 按6.2的要求设计的2级容器，应采用7.2.6的要求，且应满足本章除7.2.4和7.4.3.3以外的要求。
- c) 常压和0~100kPa表压的贮罐，应按本章的规则制造。

#### 7.1.2 由民用核设施营运单位对材料和制造的确认

##### 7.1.2.1 确认的内容

每一物项民用核设施营运单位应通过使用相应的规范符号、并按照T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》第8章填写相应的数据报告，以确认所用的材料满足第5章的要求，以及制作或安装满足本章的要求。

##### 7.1.2.1.1 处理、试验和检测的确认

如果民用核设施营运单位或分包商按本分卷其他章的要求进行处理、试验、修补或检测，则民用核设施营运单位应确认已满足T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第1部分：通用要求》相应章节的要求。应当备有所有要求进行加工的报告以及所有要求的试验、修补和检测结果的报告，供专业责任工程师所用。

##### 7.1.2.1.2 拉伸或冲击试验的复验

在物项的制造或安装过程中，如果材料经受的热处理未能被试样热处理范围所覆盖（5.2），并且这种热处理可能使拉伸或冲击性能降低到要求值以下，则应由民用核设施营运单位重新进行拉伸和冲击试验。复验试样应取自按照第5章的要求进行切取和热处理过的试件。

##### 7.1.2.1.3 机加工后表面检测的复验

在物项的制造和安装过程中，如承压零件的材料经受过机加工，则在下列情况下民用核设施营运单位应按5.5的要求对材料表面进行复测。

- a) 材料表面要求按5.5用磁粉法或液体渗透法进行检测。
- b) 从表面切除的材料厚度要超过3 mm或零件最小要求厚度的10%，取两者中的较小值。

##### 7.1.2.2 材料的识别

- a) 制造承压零件的材料应带有识别标记。这种识别标记直到部件组装或安装完毕时仍能保持辨别，如果原来的识别标记被切除，或材料被分割，则应将标记移植到被切割后的零件，或采用编码标记，以保证在以后的制造或安装中能识别每块材料。在这两种情况下，均应绘制材料竣工简图或材料表，以便注明每块材料的经确认的材料试验报告和编码标记。对于双头螺栓、螺栓、螺帽和热交换器管子，允许在每个部件上标注材料的经确认的材料试验报告作识别标记，来代替在每一块材料上标注的经确认的材料试验报告和编码标记。应严格识别和控制具有合格

证书的材料、焊接材料和钎焊材料,以便在每个部件或管道系统的安装中均能追溯到这些材料。否则,应采用一种控制规程,以保证使用规定的材料。

- b) 对于丢失识别标记的材料,在进行适当的试验或其它方法验证并提供文件证明材料的标识前,应作为不符合项进行处理。除非能用其它文件证实确切的识别标记,否则应进行试验。然后材料可以依据确切的信息重新标记。

#### 7.1.2.2.1 材料标记

材料应该按5.1.5打上标记。

#### 7.1.2.3 检测

对于没有引用其它特殊检测规范条款,而只是用来验证与第7章要求相一致的目视检测活动,可以由执行或指导该工作的人员进行。除非另有规定,这些目视检测的实施人员和规程不要求分别按8.1和8.5的要求进行考核。

#### 7.1.2.4 焊接材料和钎焊材料的试验

所有焊接材料和钎焊材料均应满足5.4的要求。

#### 7.1.3 材料的修补

如果在原先交付时已经验收的材料在制造或安装过程中又得知或发现超过5.5节限制的缺陷,则该材料是不可直接接受的。在这种情况下,应按5.5的要求对产品进行修补,除了:

- a) 补焊深度不作限制
- b) 对焊缝坡口补焊后的检测时间应符合 8.1.3 的规定
- c) 厚度等于和小于 6 mm 而密封薄膜材料焊补时,不要求进行射线检测
- d) 如果贮罐材料的焊接接头不要求进行射线检测,则贮罐所用材料的补焊也不必进行射线检测,但补焊表面积不得超过 6,500 mm<sup>2</sup>,并已按 5.5.3.9.4 的要求对补焊进行磁粉检测或液体渗透检测。

### 7.2 成形、切割和对中

#### 7.2.1 切割、成形和弯曲

##### 7.2.1.1 切割

材料可以通过切削、剪切、凿削或磨削等机械方法,或通过热切割方法,加工到所需的形状和尺寸。

##### 7.2.1.1.1 热切割前的预热

当采用热切割予制焊缝接头或坡口、去除焊接附件或材料缺陷、或用于其他目的时,应考虑用 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分:辅助规则》附录R中建议的预热制度对材料进行预热。

##### 7.2.1.2 成形和弯曲工艺

当要求达到的尺寸(见7.2.1.4和7.2.2)及材料的冲击性能(如要求)不低于最小规定值以下,或在成形后,能通过热处理使冲击性能有效地恢复,则承压材料(包括焊缝金属在内)可以采用任何方法进行冷

/热成形或冷/热弯曲(7.2.2.3)。热成形定义为材料在高于材料的下转变温度值以下56℃的温度下成形。需要时,该工艺应按7.2.1.3作冲击性能评定,按7.2.2.3.1对壁厚要求作评定。

### 7.2.1.3 考虑冲击性能要求的成形工艺评定

当设计技术规格书要求作冲击试验时,应进行工艺评定试验,试验材料应与部件中所用的材料具有同样的规格、等级或类别、热处理制度,并且具有相似的冲击性能。这些试样应经受与部件材料相同的成形或弯曲过程以及热处理制度,且应进行相应的试验以确定变形后仍满足5.3冲击性能要求。

#### 7.2.1.3.1 免除试验的材料

对于下列 a) 到 f) 所列的材料。不需要进行工艺规程评定试验:

- a) 在切取冲击试样前已由金属材料制造单位完成热成形的材料,例如锻件;
- b) 由试件来代表的热成形材料,该试件已经受的热处理能代表零件要经受的热成形工艺和热处理制度;
- c) 按 5.3 不要求冲击试验的材料;
- d) 最终应变小于 0.5% 的材料;
- e) 最终应变小于预先评定的工艺规程的中的应变的材料;
- f) 在成形后,每炉和每批按 5.3 要求进行冲击试验的材料。

#### 7.2.1.3.2 工艺评定试验

工艺评定试验应按下面a)到f)规定的方法进行。

- a) 应在变形以前及变形和热处理以后,各用三个不同炉号的材料进行试验,以确定成形和随后的热处理操作的影响。
- b) 试样应按第 5 章的要求切取,并应取自变形材料的拉伸侧。
- c) 应变率应按下列公式确定:

对于筒体:

$$\% \text{ 应变} = \frac{50t}{R_f} \left( 1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$$

对于球形或碟形表面:

$$\% \text{ 应变} = \frac{75t}{R_f} \left( 1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$$

对于管道:

$$\% \text{ 应变} = \frac{100r}{R}$$

中

- $t$  = 名义厚度
- $R_f$  = 到壳体中心线的最终半径
- $R_o$  = 初始半径(对于平板状零件,此值等于无穷大)
- $R$  = 到管道中心线的名义弯曲半径
- $r$  = 管道的名义半径

- d) 工艺评定应使用与材料制造中采用的相似的弯曲过程,或在试样直接拉伸,来模拟表面最大应变率。

- e) 应对三炉材料的每一炉切取足够的夏氏 V 形缺口试样，以确定表示出上、下平台的转变曲线。对每一炉材料，三个冲击试样的试验应在整个转变区域内分布的至少五种不同温度分布下进行。上、下平台各用一个试样测定。按产品形式，可能需要绘制横向膨胀量和吸收能量值的转变曲线（5.3）。此外，如 5.3 有要求，还应进行落锤试验。
- f) 用三炉材料的每一炉在变形前后的冲击试验数据结果，确定任一项：
  - 1) 无延性转变温度（NDT 温度）随下列变化而发生最大的变化：
    - (1) 在所考虑的温度下，横向膨胀量和吸收能量的最大变化，或
    - (2) 在所考虑的横向膨胀量和吸收能量水平下，温度的最大变化；或
  - 2) 当横向膨胀量是验收准则（5.3）时，最大温度变化或最大横向膨胀量变化。

### 7.2.1.3.3 成形材料的验收标准

作为部件上使用的合格成形材料，在成形前应具有足够的冲击性能，以补偿由所用的评定成形过程引起的冲击性能的最大损失。

### 7.2.1.3.4 重新评定

当发生下面a)、b)和c)中的任何一种变化时，要求进行新的工艺评定试验。

- a) 在某一温度下的实际焊后热处理保温时间大于按 5.1.1.1 节已评定过的时间。如果材料没有进行焊后热处理，则应在不进行焊后热处理的条件下进行工艺评定试验。
- b) 材料的最大应变计算值超过以前已评定应变值 0.5% 以上。
- c) 在成形或弯曲过程中，所用的预热温度高于 120℃，而后不进行焊后热处理。

### 7.2.1.4 加工后材料的最小厚度

如果任何一种加工过程将使厚度减薄到低于为满足 5.1.2.4 和第 6 章规则所要求的最小值，则此材料可按 7.1.3 节规定进行修补。

## 7.2.2 成形公差

### 7.2.2.1 容器壳体的公差

除 7.2.2.2 包括的成形封头外，完工容器的筒体、锥体或球形壳体的所有横截面，都应符合下列各款要求。

#### 7.2.2.1.1 横截面直径的最大偏差

在任一横截面上，最大和最小直径之差（mm），不应超过  $(D + 1250) / 200$  和  $D / 100$  两者中的较小值，其中， $D$  为所考虑的横截面的名义内径（mm）。可以在容器内壁或外壁测量直径。若测外壁直径，则应按所考虑的横截面处的板厚修正直径（图 7-1）。当此横截面通过开孔时，则该处内径的允许差值可按开孔内径的 2% 增大。对于具有纵向搭接接头 3 级容器，其内径的允许差值可以增加一块板材的名义厚度。

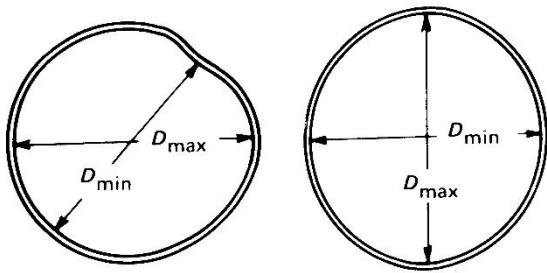


图7-1 横截面直径的最大偏差

7.2.2.1.2 外压容器偏离真实理论形状的最大偏差

按外压设计的容器应满足下列a) 到e) 的公差要求。

- a) 部件的外壁或内壁偏离筒体真实圆形或其他形体的理论形状所测量的最大正负径向偏差，不应超过由图 7-2 得到的最大允许偏差。应用扇形样板测量偏差，样板圆弧半径根据测量部位，分别等于设计内半径或外半径，样板弦长等于图 7-3 得到的弧长的两倍。对于图 7-2，最大允许偏差  $e$  不必小于  $0.3t$ 。对于图 7-3，弧长不必大于  $0.30D_0$ 。测量点不应取在焊缝或其他突起部位。
- b) 对于等厚度的截面，任一横截面的  $t$  值，mm，等于名义板厚减去腐蚀裕量；对于具有几种板厚的截面， $t$  值等于最薄板的名义厚度减去腐蚀裕量；对于具有纵向搭接接头的 3 级容器， $t$  值等于名义板厚，而允许偏差等于  $(t + e)$ ；
- c) 图 7-2 和图 7-3 中的  $L$  值，按下列 1)、2) 和 3) 的规定来确定。
  - 1) 对于筒体， $L$  为 6.1.3.3.2 给出的值。
  - 2) 对于锥体，如果不使用加强圈， $L$  值为圆锥部分的轴向长度；当使用加强圈时，则  $L$  值为从锥体由大端的封头弯曲线到第一道加强圈的轴向长度。 $D_0$  取为锥体大端的筒体外径 mm。
  - 3) 对于球形， $L$  值为球体外径  $D$  的一半，mm。
- d) 可以通过不削弱材料强度的任何方法将完工容器的尺寸控制在要求范围以内。
- e) 除设计中另有规定外，不允许有尖角和平直段。



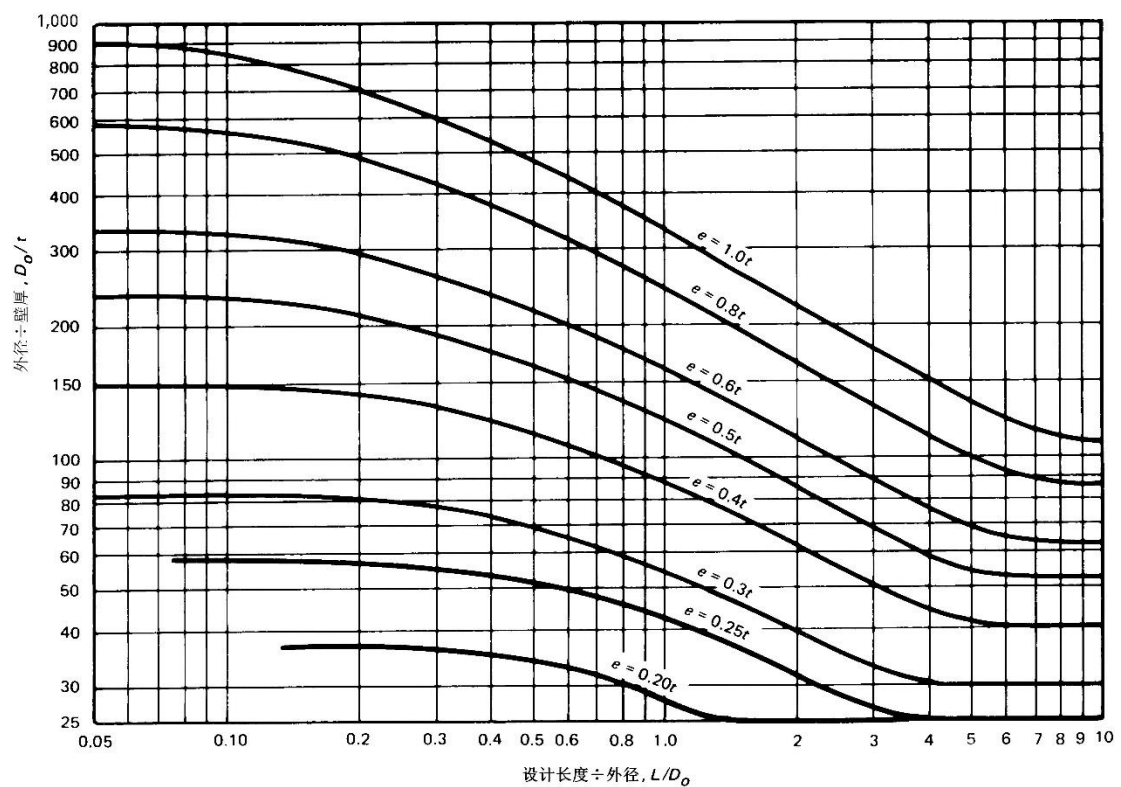


图7-2 偏离准确圆形的最大允许偏差  $e$

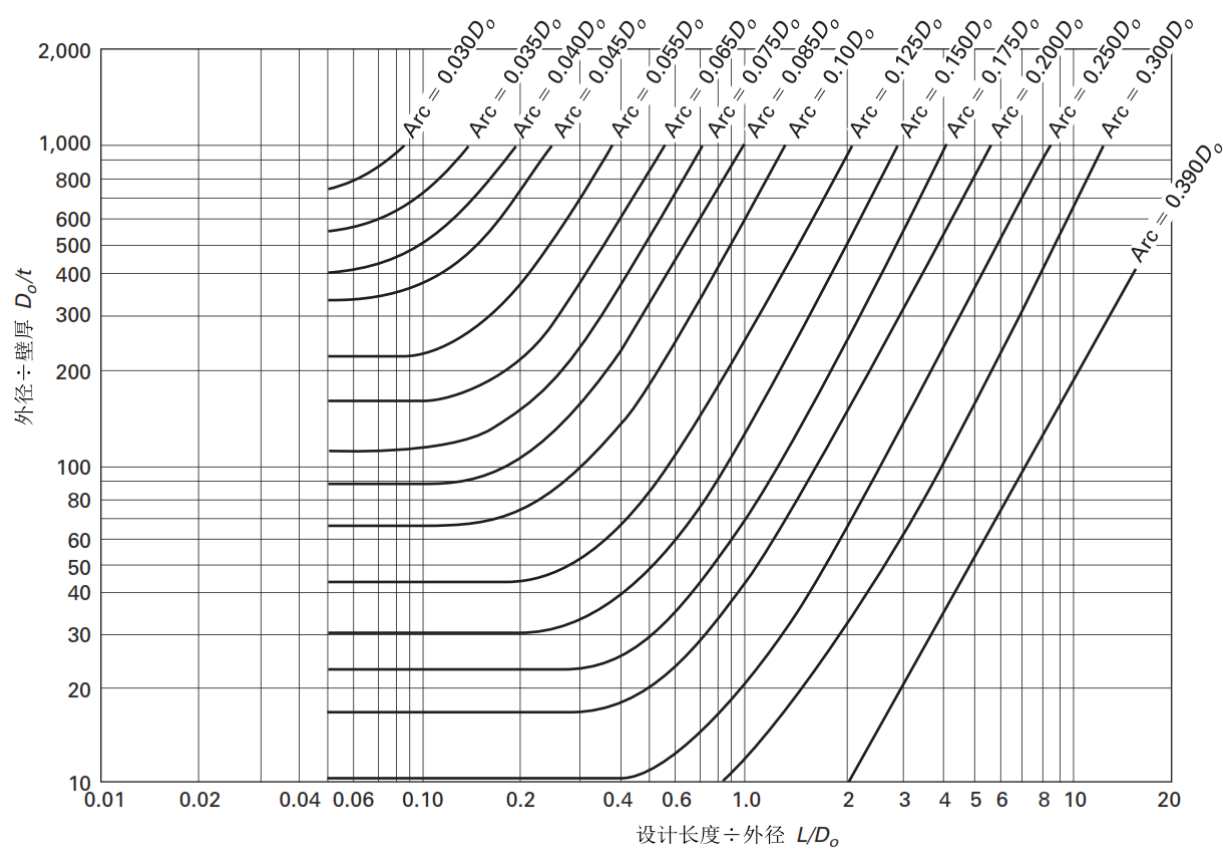


图7-3 确定正负偏差的最大弧长

### 7.2.2.1.3 偏离公差要求的偏差

若图纸中规定的偏差超过7.2.2.1.1和7.2.2.1.2的要求,经过分析计算满足要求,则这种偏差是允许的。

### 7.2.2.1.4 由管道制造的容器零件的公差偏差

对于由管道制造的、承受内压或外压的容器零件、如满足本分卷所有其他要求,则可允许有该管道规格的直径变化和不圆度偏差。

### 7.2.2.1.5 局部减薄区域

如果每个减薄区周围的邻区有足够的厚度,能按6.3.3的补强规则提供必要的补强,则局部减薄区域是允许的。

### 7.2.2.2 成形成器封头的公差

成形成器封头的公差应按下列各款所述。

#### 7.2.2.2.1 横截面直径的最大偏差

成形成器的边缘或筒体端,其不圆度应在下列范围内:最大直径和最小直径之差(mm),应不超过 $(D+1250)/200$ 和 $(D+300)/100$ 中的较小值,其中, $D$ 为名义内径(mm);当与相连接零件的圆筒形边缘相配时,对中公差应在7.3.3.2规定的范围内。

#### 7.2.2.2.2 偏离规定形状的偏差

- 碟形或椭球形封头的内表面偏离规定形状的偏差,向外不大于 $1.25\%D$ 、向内不大于 $0.625\%D$ ,其中 $D$ 为容器的名义内径。这种偏差应沿垂直于规定形状的方向测量,并且应无突变。转角半径不应小于规定值。对于2:1的椭球形封头,其转角半径可以考虑为容器直径的17%。
- 半球形封头和成形成器的球形部分应满足7.2.2.1.2给出的球形局部公差要求,用 $L$ 作为球形的外半径(mm), $D_o$ 为 $L$ 的两倍。
- 偏差应在母材表面上测量,而不应在焊缝上测量。

### 7.2.2.3 管道成形或弯曲的公差

管道成形或弯曲的公差应按下列各款所述。

#### 7.2.2.3.1 最小壁厚

- 为了保证设计计算壁厚要求,应测量实际壁厚,否则应经过评定证明该工艺能保证壁厚的要求。
- 可以采用表6-25的要求,以代替a)的规定。

#### 7.2.2.3.2 椭圆度公差

除设计计算另有证明外,弯曲后管道的椭圆度不应超过下式确定的8%:

$$100 \times (D_{\max} - D_{\min}) / D_o$$

式中:

$D_o$  = 管道名义外径

$D_{\min}$  = 弯曲或成形后的最小外径

$D_{\max}$  = 弯曲或成形后的最大外径

### 7.2.2.4 贮罐的公差

贮罐的水平圆形横截面应是足够真实的圆,在任一截面上圆筒内外壁测得的最大直径与最小直径之差,不超过平均直径的1%或300 mm两者中的较小值。直径的测点分别离顶部和底部接缝2 m,或一块板的宽度。这里假定这些接缝的类型是当贮罐充满介质或在规定的最大蒸气压力下提供严重的约束。当侧壁的任何截面上有双曲率时。则上述直径之差应不超过平均直径的0.5%或150 mm两者中的较小值。

7.2.2.4.1 双曲率贮罐横截面直径的最大偏差

对于双曲率贮罐,板表面经线方向的曲率与设计形状沿径向测量的偏差不应大于半径的0.5%,且不应有突变。板表面与邻接表面在任何方向上都应平滑过渡。局部向内的偏差,如扁平凹坑,应限制在7.2.2.4.2规定的范围内。

7.2.2.4.2 局部向内的偏差

如果在具有双曲率的壁面或底面上有局部向内的偏差,如扁平凹坑,则其值不应大于板厚度,且其直径 $d$ 不应大于 $\sqrt{8Rt}$ , 其中, $R$ 为贮罐半径, $t$ 为该处的板厚。当 $d$ 为经线方向弦长时, $R$ 应取作 $R_1$ ;当 $d$ 为纬线方向弦长时, $R$ 应取作 $R_2$ 。

7.2.2.4.3 公差的测量

当贮罐空着的时候,用钢皮尺测量公差,并对温度、下垂度和风力进行修正。

7.2.3 装配和对中

7.2.3.1 装配和对中方法

采用焊接连接的零件,在施焊时,可用芯棒、千斤顶、夹具、定位焊或临时性附件在应有位置上进行装配,对中和定位。

7.2.3.1.1 定位焊

用来保持对中的定位焊,在完成后应完全清除,或采用磨削或其他合适的方法适当地修整其起弧端和收弧端,使它们与最终焊缝能很好地熔合。定位焊应由合格的焊工采用合格的焊接工艺来焊接。当定位焊将成为完工焊缝的一部分时,应对它们作目视检验,并应清除有缺陷的定位焊焊缝。

7.2.3.2 双面焊部件的对中要求

- a) 双面焊接的部件,其截面应准确地对中,以使完工焊缝的最大错边不大于表 7-1 所规定的相应值,其中  $t$  为接头处较薄截面的名义厚度。
- b) 球形容器上的接头、封头内的接头,以及圆筒形壳体和半球形封头之间的接头,应满足表 7-1 纵向接头的要求。

表 7-1 最终焊接接头的最大允许错边值

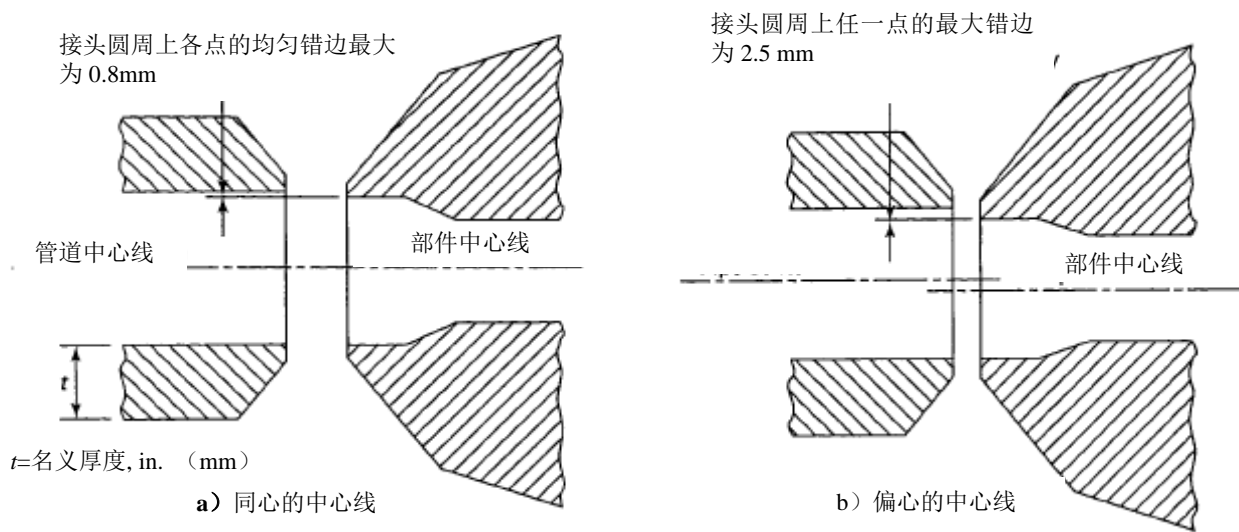
截面厚度, $t$ , mm	接头方向	
	纵向	环向
$t \leq 13$	$1/4t$	$1/4t$
$13 < t \leq 19$	3 mm	$1/4t$
$19 < t \leq 38$	3 mm	5 mm
$38 < t \leq 50$	3 mm	$1/8t$
$t > 50$	$1/16t$ 或 10 mm 的较小值	$1/8t$ 或 19 mm 的较小值

7.2.3.2.1 错边的修整

在上面规定的允许公差范围内的任何错边应修整成平滑过渡,在完工的焊缝宽度范围内的斜度至少为3:1。必要时,在焊缝边缘的外侧堆焊附加焊缝金属。

7.2.3.3 不可达内表面的对中要求

- a) 当物项内表面不能接近,因而不能按 7.2.3.2 进行焊接或修整时,其截面对中应满足下面 1)和 2)的要求:
- 1)
- (1) 对于环向接头,其内径之差应在 1.5mm 以内。当物项同心地对中时,则沿接头圆周上各点的均匀错边量可达 0.8 mm,如图 7-4 简图 a)所示。然而,与物项直径无关的其他偏差往往导致对中错位,而是不同心。在这些情况下,接头沿圆周上任意一点的最大错边不应超过 2.5 mm,如图 7-4 简图 b)所示。当直径、壁厚、不圆度等的公差使内径的变化不符合这些限值时,如能满足 7.2.5 的要求,则内径应扩孔、定径或研磨,以便得到在这些规定限值内的孔径。
- (2) 外表面的偏差在完工焊缝宽度范围内应修整,使斜度至少为 3:1。必要时,可堆焊附加的焊缝金属。
- 2) 对于纵向接头,内表面的错边不超过 2.5 mm,外表面的偏差在完工焊缝宽度范围内应修整,使斜度至少为 3:1。必要时,可堆焊附加的焊缝金属。
- b) 单面焊接接头可满足上述 1) 和 2) 的对中要求,以代替表 7-1 的要求。



总注: 焊接端过渡是典型的, 且不作为要求, 焊接端过渡要求见 7.2.5

图7-4 当部件中单面焊接且不进行修整时, 不等内径和外径的对接焊缝的对中和错边公差

7.2.4 部件中焊接接头的要求<sup>73)</sup>

7.2.4.1 容器中的 A 类焊接接头和其他部件中的纵向焊接接头

73) 参见 7.2.4.6 节和 7.2.4.7 节 贮罐特殊焊接接头的要求。

对于 2 级部件，容器中的 A 类焊接接头和其他部件中的纵向焊接接头应为全焊透对接接头。采用带有衬垫而焊后要拆除衬垫的单面焊接接头，以及不带衬垫的单面焊接接头，如果接头根部符合 7.4.2.4 的要求，就可作为全焊透焊缝验收。

对于 3 级部件，容器中的所有 A 类焊接接头和其他部件中的纵向焊接接头应满足下面 a)、b) 和 c) 的要求。

- a) 当按照 6.3.5.2.1 a) 或 6.3.5.2.1 b) 所允许的焊缝系数设计时，则容器中的所有 A 类焊接接头和其他部件中的纵向焊接接头应为 4.2.4.5 中所述的 1 型或 2 型接头；
  - b) 当按照 6.3.5.2.1 c) 所允许的焊缝系数设计时，如能符合接头的有关规定，则可采用 7.2.4.5 中所述的任一接头形式；
- 当部件采用 P-No.11A 第 1 组材料建造时，应采用 7.2.4.5 中的所述的 1 型接头。

#### 7.2.4.2 容器中的 B 类焊接接头和其他部件中的环向焊接接头

对于 2 级部件，容器中的 B 类焊接接头和其的环向焊接接头和其他部件中的环向焊接接头，除等于和小于 DN 50 的管道可采用插套焊外，其余应为全焊透对接接头。由两个反方向的突出部构成的整体垫环而制成的接头。以及焊后不拆除条状垫板的接头，如能满足 6.3.5.2.2 的要求，则可以验收。

对于 3 级部件，容器中的 B 类焊接接头和其他部件中的环向焊接接头，除等于和小于 DN 50 的管道可采用插套焊外，其余应满足下面 a) 和 b) 的要求。

- a) 当按照 6.3.5.2.1 a) 或 6.3.5.2.1 b) 所允许的焊缝系数设计时，或当焊接 P-No.11A 第 1 组的材料时，则压力容器中的所有的 B 类焊接接头和其他设备中的环向焊接接头都应为 7.2.4.5 中所述的 1 型或 2 型接头；

当按照 6.3.5.2.2 c) 所允许的焊缝系数设计时，如能符合接头的有关规定，则可采用 7.2.4.5 中所述的任一接头形式。

#### 7.2.4.3 容器中的 C 类焊接接头和其他部件中的类似焊接接头

对于 2 级部件，容器中 C 类焊接接头和其他部件中类似焊接接头，除可采用等于和小于 DN 50 的插套焊接法兰以及可采用活套法兰外，其余应为全焊透接头，如图 7-5 和 7-6 所示。

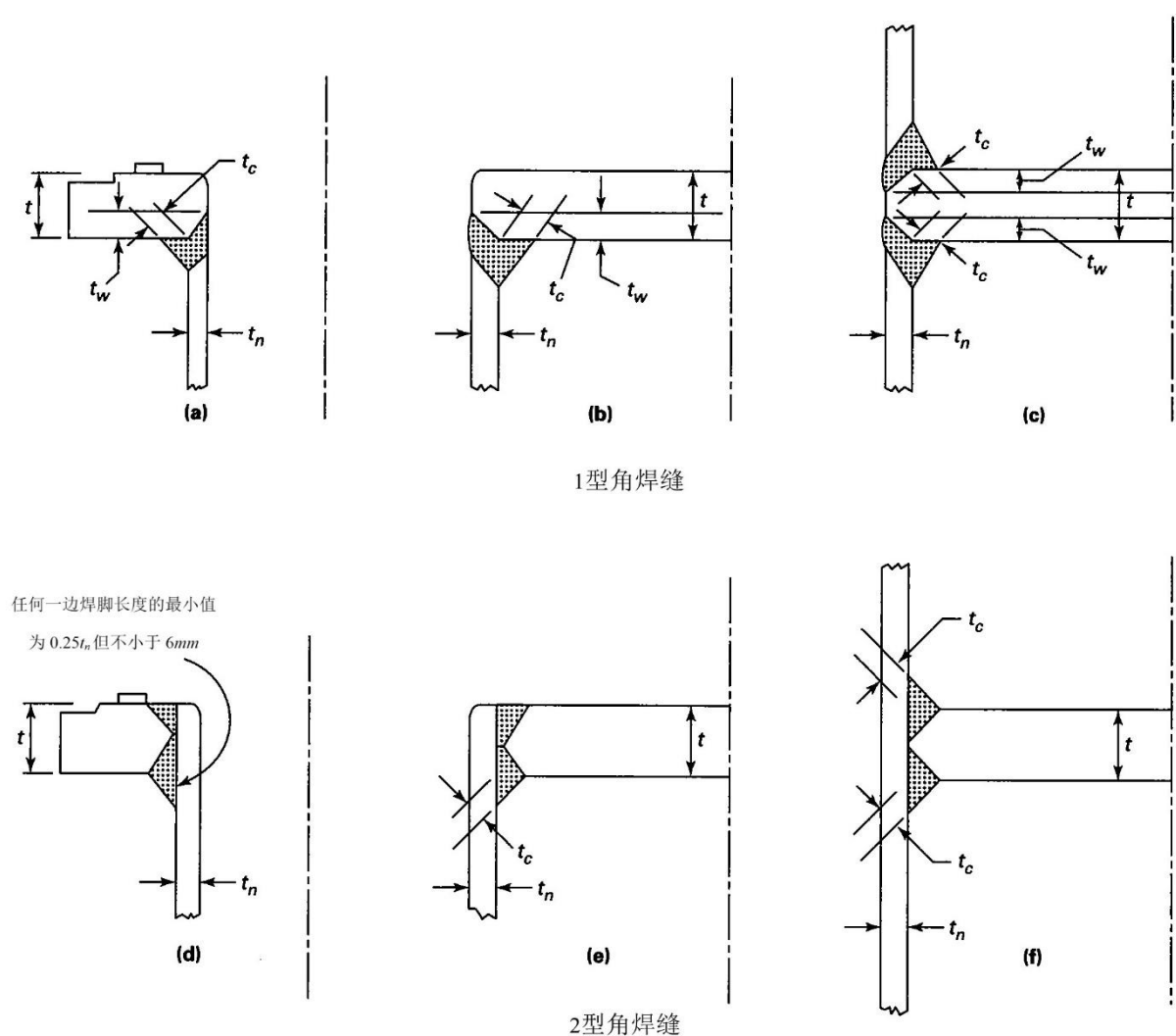
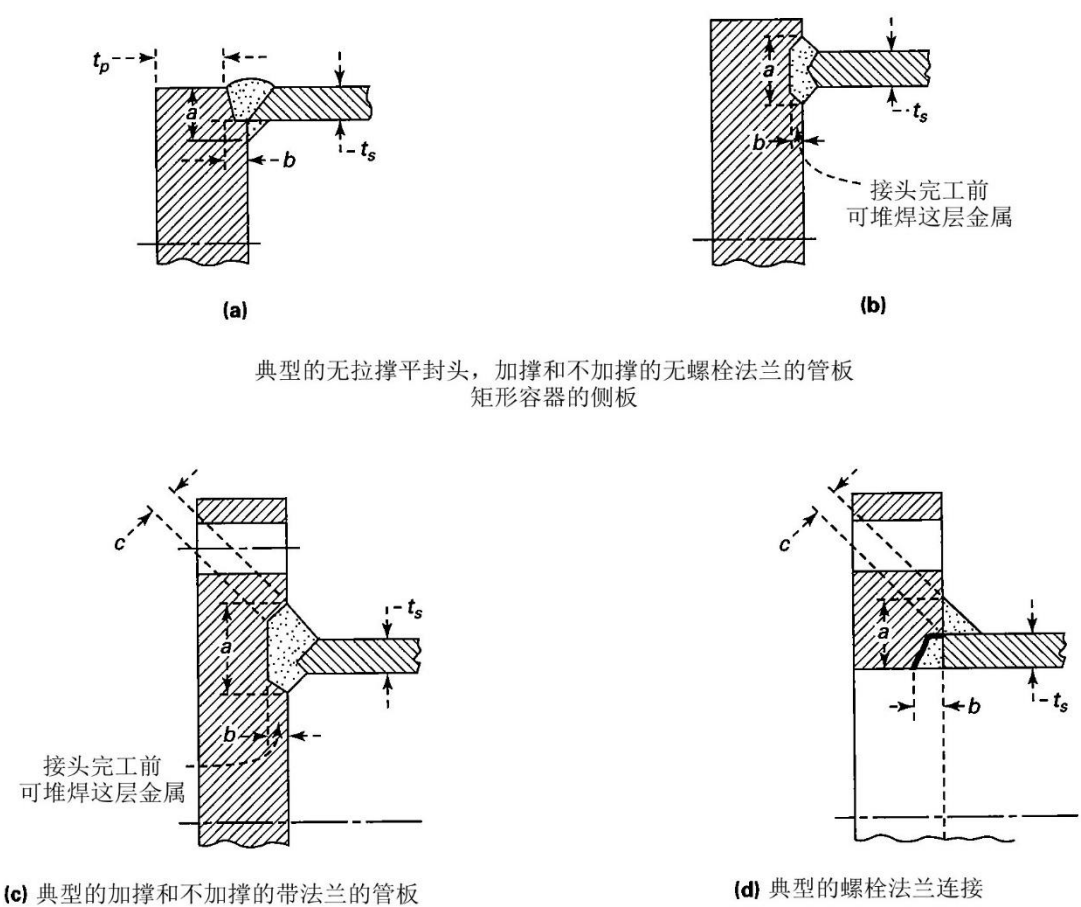


图7-5 C类焊接接头允许的全焊透焊缝详图  
[符号定义见 6.3.5.8.3 e) 1)]

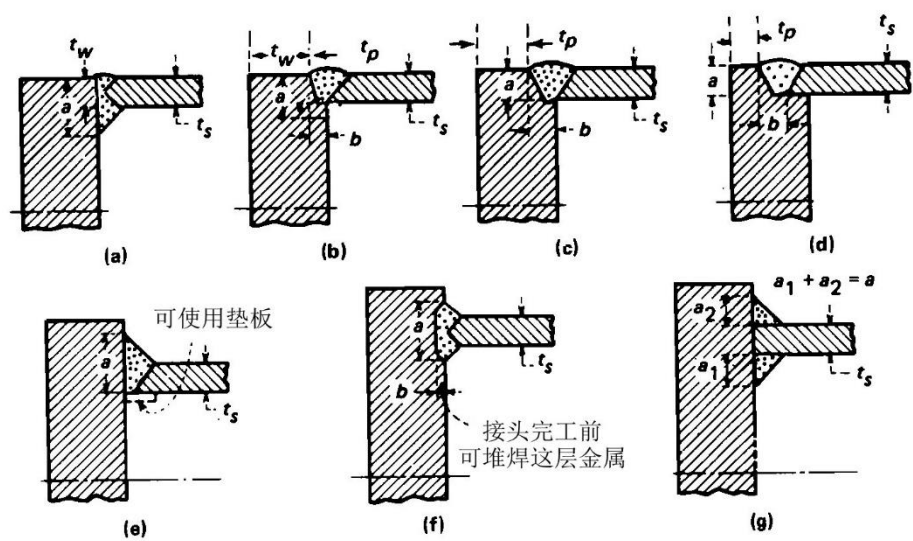


[符号定义见 6.3.5.8.3 e) 2)]

图7-6 受压部件焊到板材上形成的角焊缝接头的连接型式

对于3级部件，容器中的C类焊接接头和其他部件中的类似焊接接头，除可采用等于和小于DN 50 的插套焊接法兰以及可采用活套法兰外，其余接头应满足下面a)、b)和c)的要求。

- a) 当采用对接焊接头、且按 6.3.5.2.1 a)或 6.3.5.2.2 b)的规定，C 类焊接接头和类似的焊接接头应为 7.2.4.5 a)中所述的 1 型或 2 型接头。当要求对接头进行射线照相时，则这些接头应为 1 型或 2 型对接焊接头；
- b) 典型的 C 类角接接头如图 7-7 和 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》中附录 G 中所示；
- c) 所有 P-No.11A 第 1 组材料的 C 类焊接接头，都应是在整个接头截面内焊透的全焊透焊接接头。



典型的无支撑平封头和矩形容器的侧板

注1：对于无支撑平封头见6.3.2.5；  
注2： $t_s$ 、 $t_p$ 和 $t_w$ 的定义见6.3.2.5.1。

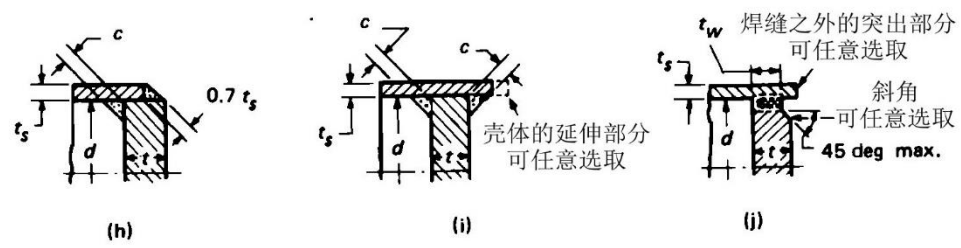


图7-7 承压零件与板材构成角接接头的连接方法



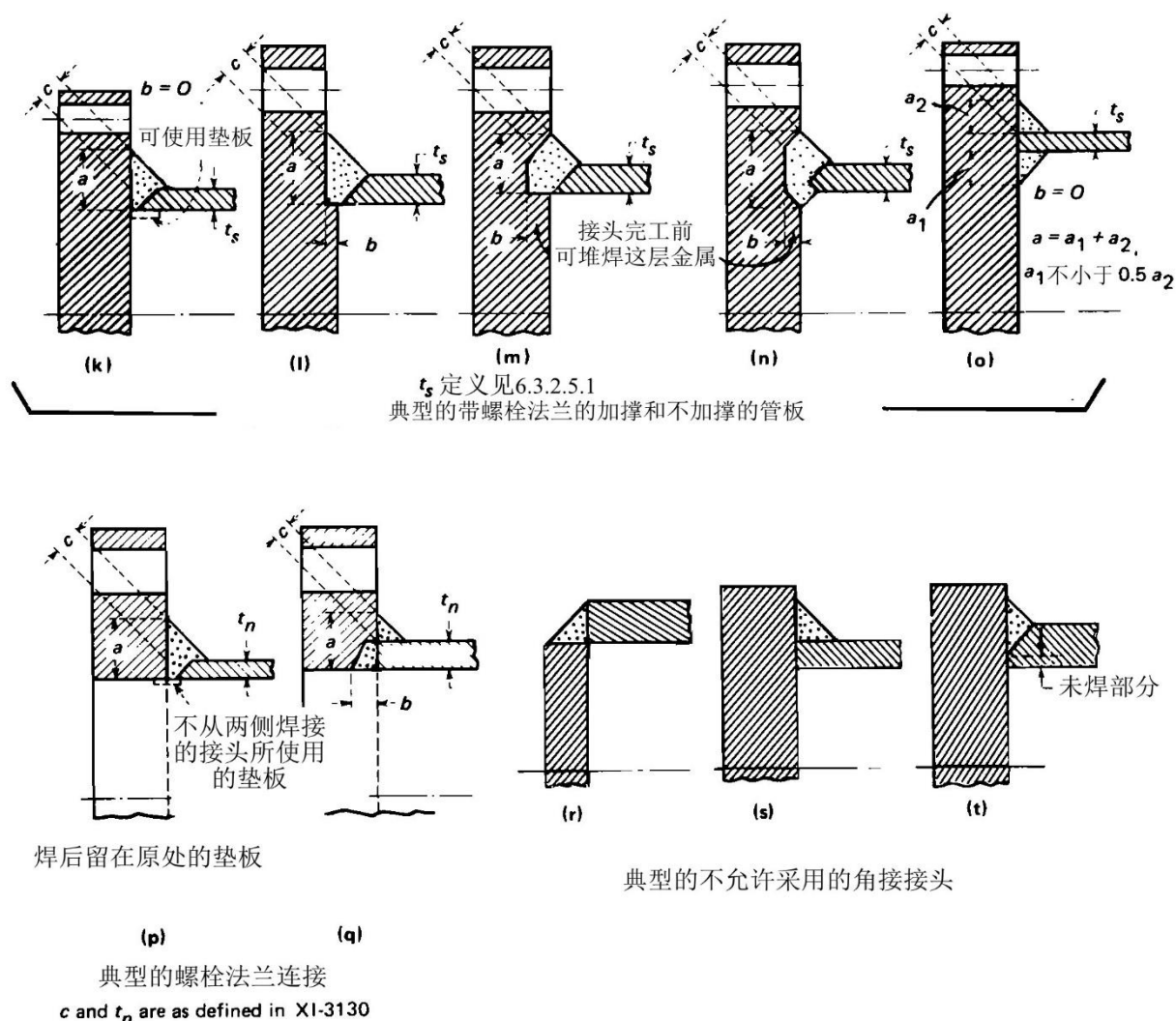
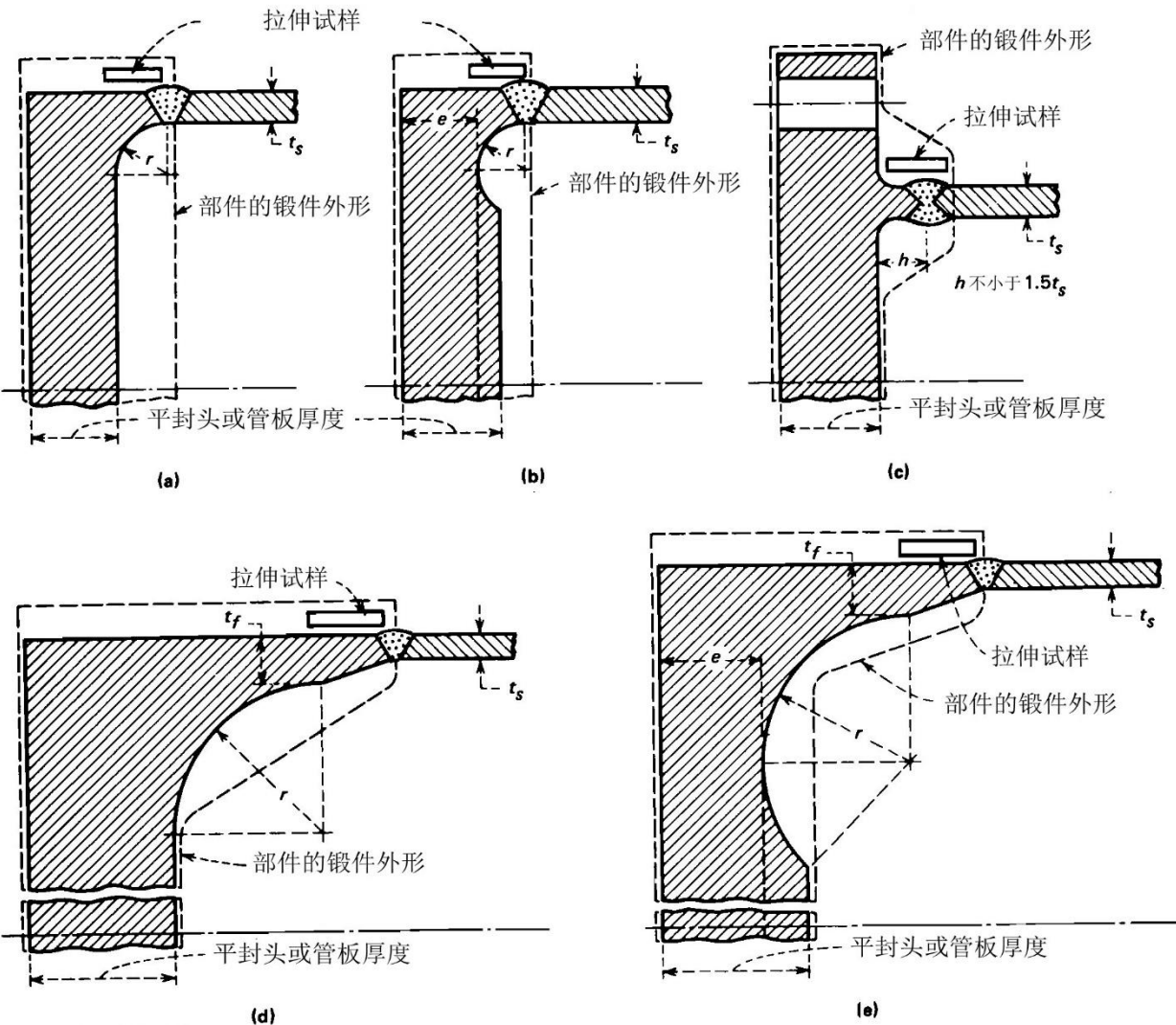


图 7-7 承压零件与板材构成角接接头的连接方法（续）

7.2.4.3.1 带毂的平封头和管板

用于与邻近壳体、封头或其他受压零件对接焊的毂部如图 7-8 所示，不应由轧制板材加工而成。带毂部的部件应锻造，锻造方法应使毂部在平行于容器轴线的方向上具有该材料所规定的最小抗拉强度和延伸率应通过拉伸试样（必要时用缩小尺寸的试样）证实这一点，试样取自与容器轴线平行的方向，并尽可能靠近毂部<sup>74)</sup>。毂部的高度决不应低于与之相焊的受压零件厚度的 1.5 倍。

74) 一个试样可以代表具有同一名义尺寸，同一炉号材料和同一热处理批号，且采用同一锻造方法的一组锻件。



注：不允许用轧制板材加工，如有可能，拉伸试样可以取自锻制颈部的内部，而不在外部，如图所示。

图7-8 典型的带颈部的平封头及加撑和不加撑的管板

[符号定义见 6.3.5.8.4]

7.2.4.4 容器中的D类焊接接头和其他部件中的支管和管道连接件焊接接头

对于2级部件，容器中的D类焊接接头和其他部件中的类似焊接接头应采用下列a)到e)详图之一的连接方式进行焊接。

对于3级部件，容器中的D类焊接接头和其他部件中的支管连接件焊接接头，应采用下面a)到g)的分图之一的连接方式进行焊接。但用P-No.11A第1组材料的接头，应是在整个部件或接管的壁厚都焊透的全焊透焊接接头，如图7-9、图7-10和图7-11所示。

- a) 接管和支管的对接焊接接管和支管的连接应采用穿过部件、接管或支管管壁的全焊透对接焊缝，如图 7-9 所示。如果使用条状垫板，焊后可留在原处。
- b) 接管和支管的角焊缝连接接管和支管的连接应采用穿过部件、接管或支管管壁的全焊透焊缝连接到部件上，如图 7-10 所示。当不能用目视检测或许用的其他检测方法以验证整个接头完全焊透时，应采用加衬垫条或相当于衬垫条的单面堆焊的全焊透焊缝。如果使用衬垫条，焊后可留在原处。

- c) 接管和支管连接处开孔部位的熔敷焊缝金属层接管和支管连接处应采用全焊透焊缝连接到部件上，部件、接管或支管上堆焊的熔敷金属层如图 7-11 所示。如果使用衬垫条，焊后可留在原处。在此类接头中，角焊缝仅用于提供相连的两零件之间的一个过渡段或一个密封段。当采用角焊缝时，角焊缝表面应打磨光滑，使相连的两零件的交接处有一个过渡半径。
- d) 接管和支管的部分焊透连接部件和支管接头之间的部分焊透焊缝应满足 6.3.5.2.4d)和 6.3.3.5.9 的焊接设计要求。接管的焊接应如图 7-12 所示。焊在容器外壁上的接管的补强板，至少应有一个讯号孔，装上最大尺寸为 6 mm 的螺纹旋塞，用于对容器内壁密封焊缝进行压缩空气和肥皂水密封试验。在容器运行时，这些讯号孔可以敞开，也可以堵塞。如果这些孔被堵塞，则所用的堵头材料应不承受补强板和容器壁之间的压力。

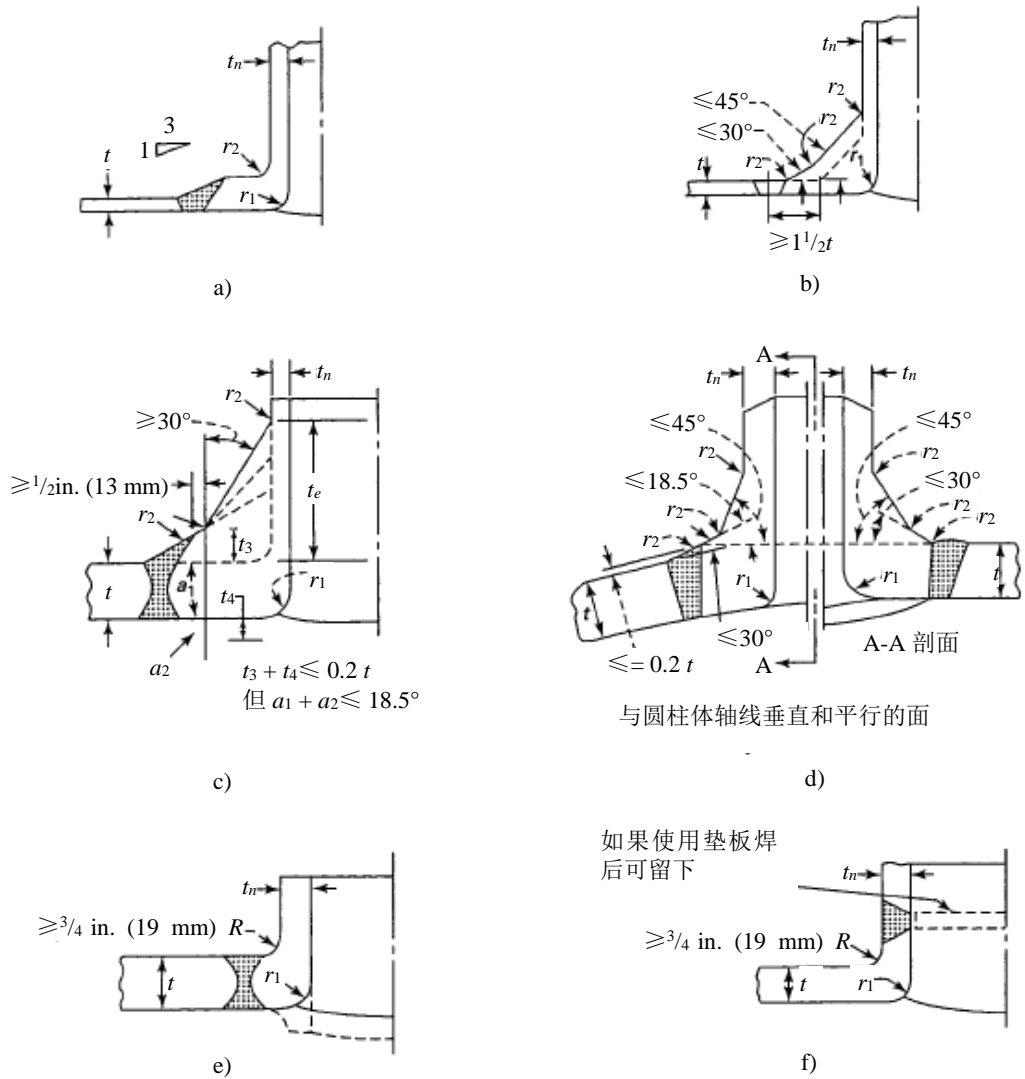


图7-9 用全焊透对接焊缝的接管、支管和管道的连接接头

[符号定义见 6.3.5.2a)]

- g) 带内螺纹的配件的连接<sup>75)</sup> 带内螺纹配件的连接应采用全焊透坡口焊，对等于或小于 DN 80 的内螺纹配件，则应采用双面填角焊缝或部分焊透焊缝，即在容器内外壁各焊一条焊缝；或采

75) 带内螺纹配件的规定，也适用于外螺纹配件、插套焊接配件或对接焊配件。

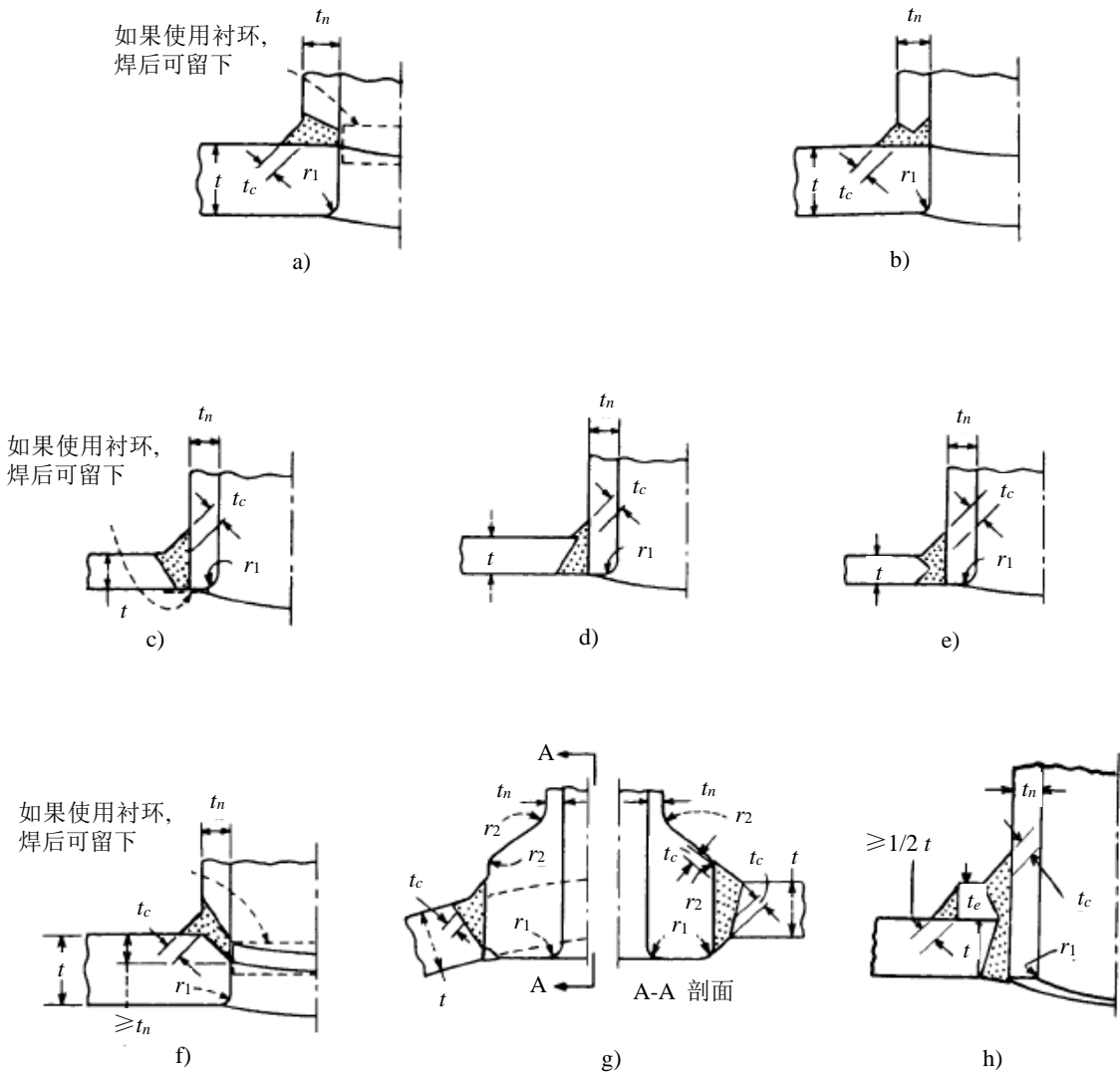
用仅从外面焊接的一条带坡口的填角焊缝，如图 7-13 简图 c-3) 所示。不超过 DN 80 的内螺纹配件和螺栓凸缘，如图 7-14 所示，可以采用仅从外面焊一条填角焊缝，连接到壁厚不大于 10 mm 的部件上。所有部件都应满足 6.3.5.2.4e) 的设计要求。

h) 管子的连接

如果满足 6.3.5.2.4 f) 的要求，则嵌入厚壁部件或零件凹槽中的接管或管子可以仅从单面进行焊接。典型的连接形式如图 7-15 所示；

i) 带有整体补强的接管

以外颈形式或鞍座形式作整体补强的接管和其他连接件，应采用全焊透焊缝连接，或采用沿着连接件外壁的角焊缝单面坡口或沿着内面连接件的单面 J 形焊缝进行连接。典型的连接形式如图 7-16 所示。



垂直及平行于圆筒形部件轴线的剖面

图7-10 用全焊透角接焊缝的接管、支管和管道的连接接头

[符号定义见 6.3.5.2.4b) ]

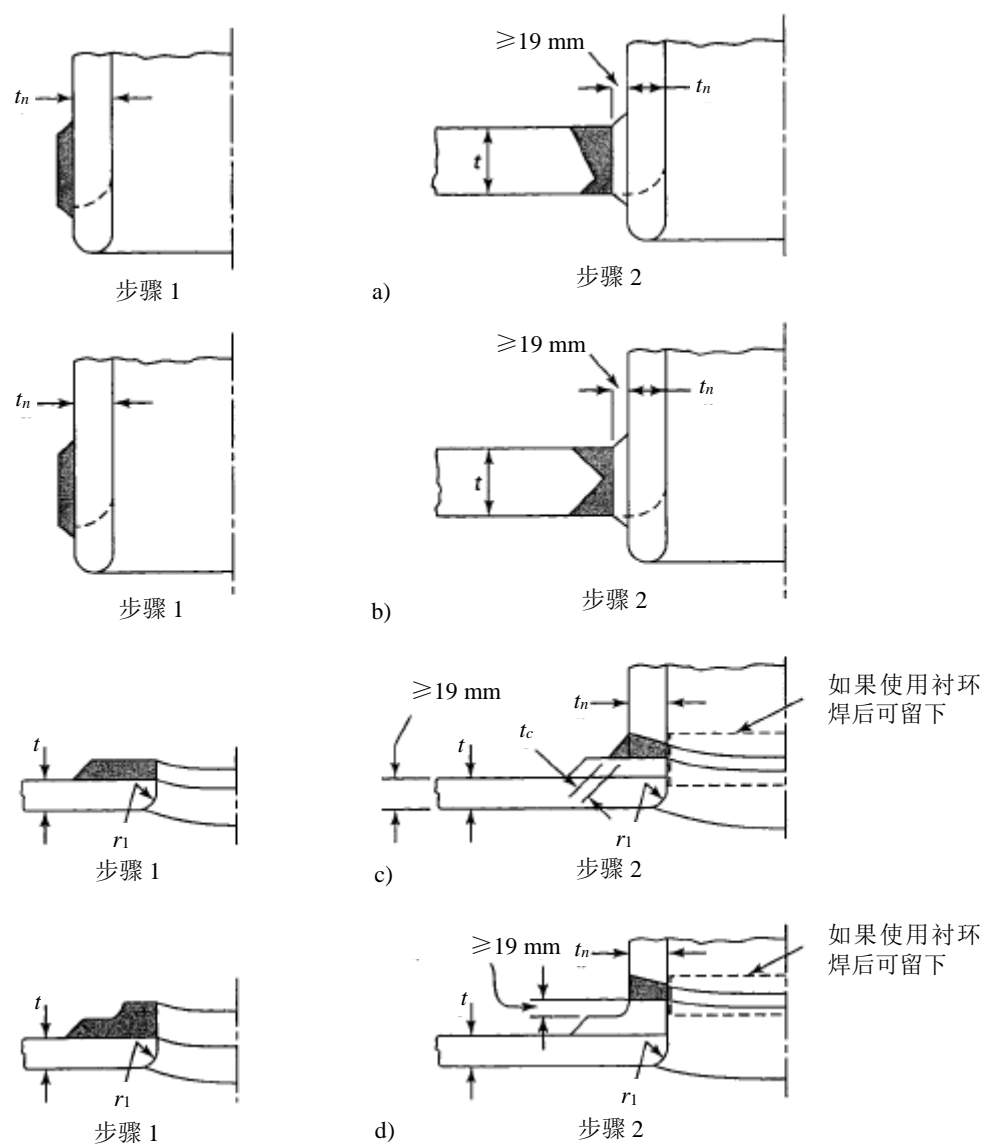
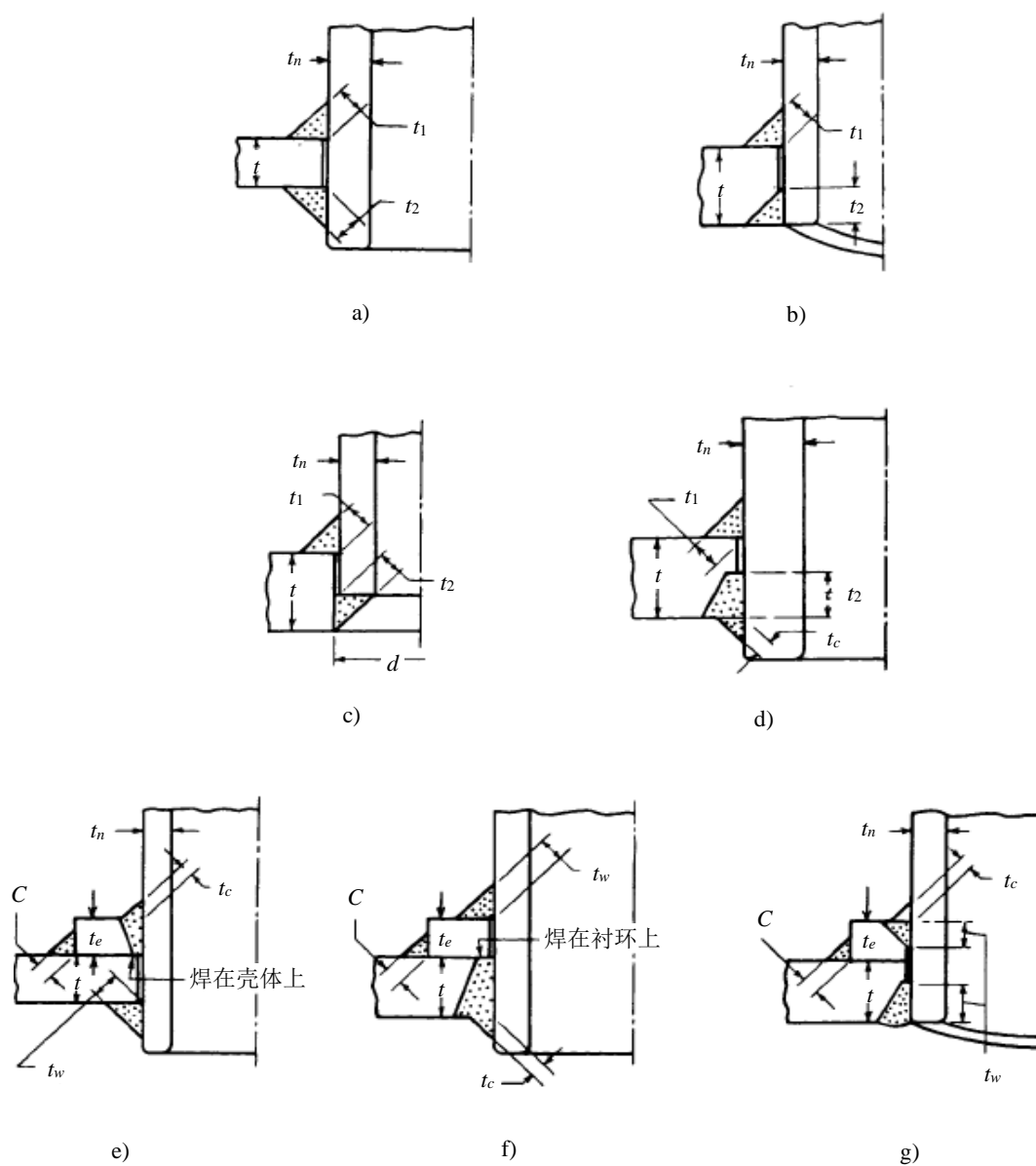


图7-11 用作接管、支管和管道连接处开孔补强的熔敷金属层  
[符号定义见 6.3.5.2.4c) ]



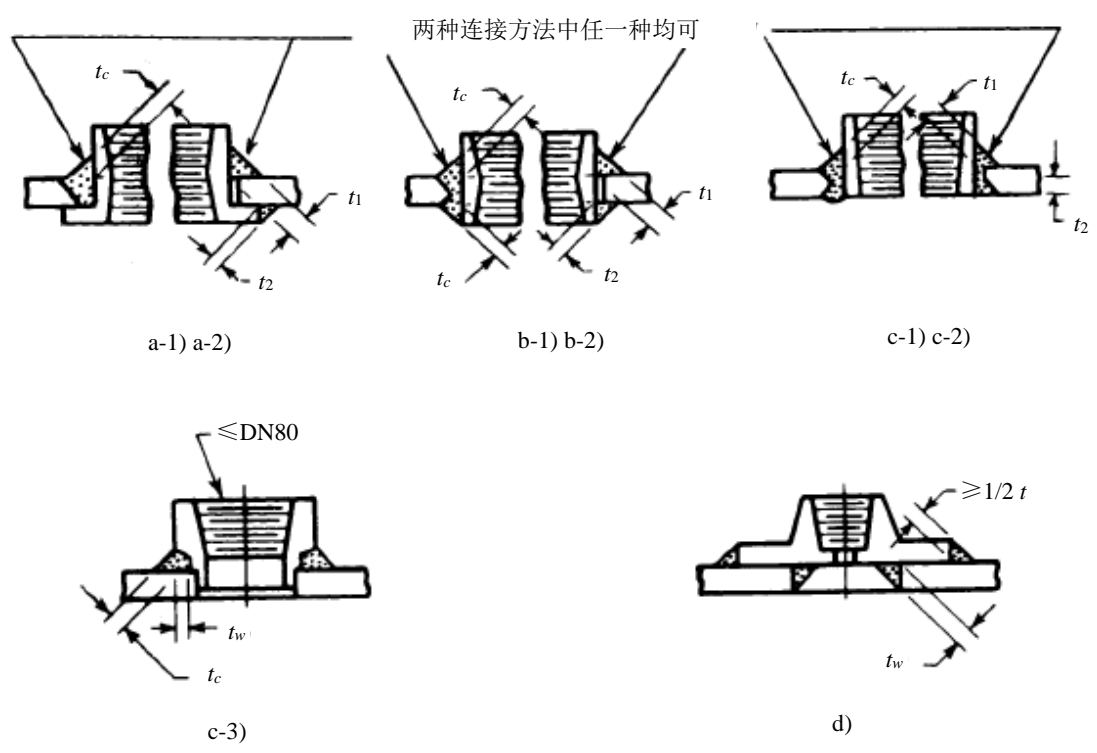
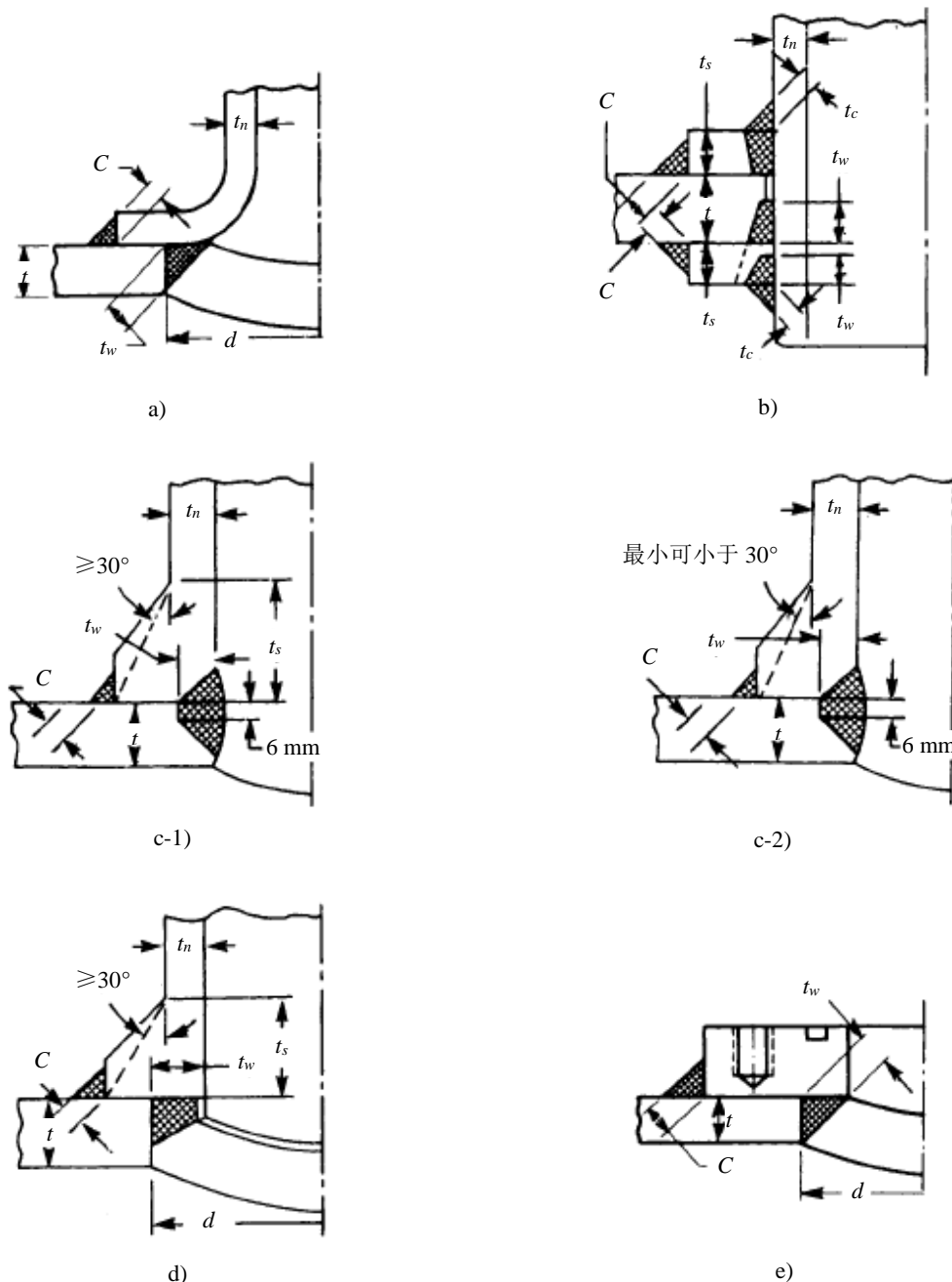


图7-13 焊接接管的一些许用接头形式

[符号定义见6.3.5.2.4e)]







注：符号定义见6.3.5.2.4 g)。

图7-16 焊接接管、支管和管道连接的一些许用接头形式

7.2.4.5 接头形式的说明和限制

对于2级部件，根据本卷要求进行检验并验收合格可以认为是全焊透焊缝，不需要进行其他的检测。  
对于3级部件：

a) 部件的接头形式说明如下：

形式	说明
1	采用双面焊或其他焊接方法连接的对接接头，在接头的内外表面均会得到符合 7.4.2.6 要求的质量相同的熔敷金属层。但不包括使用金属衬垫条焊后留在原处的焊缝。
2	除 1 型以外的带衬垫条的单面焊对接接头。
3	不使用衬垫条的单面焊对接接头。
4	双面角焊搭接接头。
5	采用符合 6.3.5.6.2 的带塞焊的单面角焊搭接接头。
6	无塞焊的单面角焊搭接接头。

b) 对每种焊缝形式的限制如下。

一些典型的结构形式如图 7-17 所示。

形式	限制
1	该种接头形式的使用范围不受限制。
2	该种接头形式的使用范围不受限制，但采用一块补偿板的对接焊焊缝除外，这种对接接头仅能用于环向接头，且受 6.3.5.8.5 规定的限制（图 7-17 中的分图 k））。
3	该种接头形式仅限于壁厚不超过 16 mm、外径不超过 600 mm 的环向接头。
4	该种接头形式限于壁厚不超过 10 mm 的纵向接头和壁厚不超过 16 mm 的环向接头。
5	该种接头形式限于连接外径不超过 600 mm 的半球形封头以外的各种封头与壁后不超过 13 mm 的壳体的环向接头。该种接头形式不能用于半球形封头与壳体的连接。
6	该种接头形式限于在壳体内壁采用角焊缝连接凸面受压的封头与所需厚度不超过 16 mm 的壳体；或用于采用仅在封头法兰外侧施焊的角焊缝来连接两侧均有压力的封头与内径不超过 6 mm，所需要厚度不超过 6 mm 的壳体。

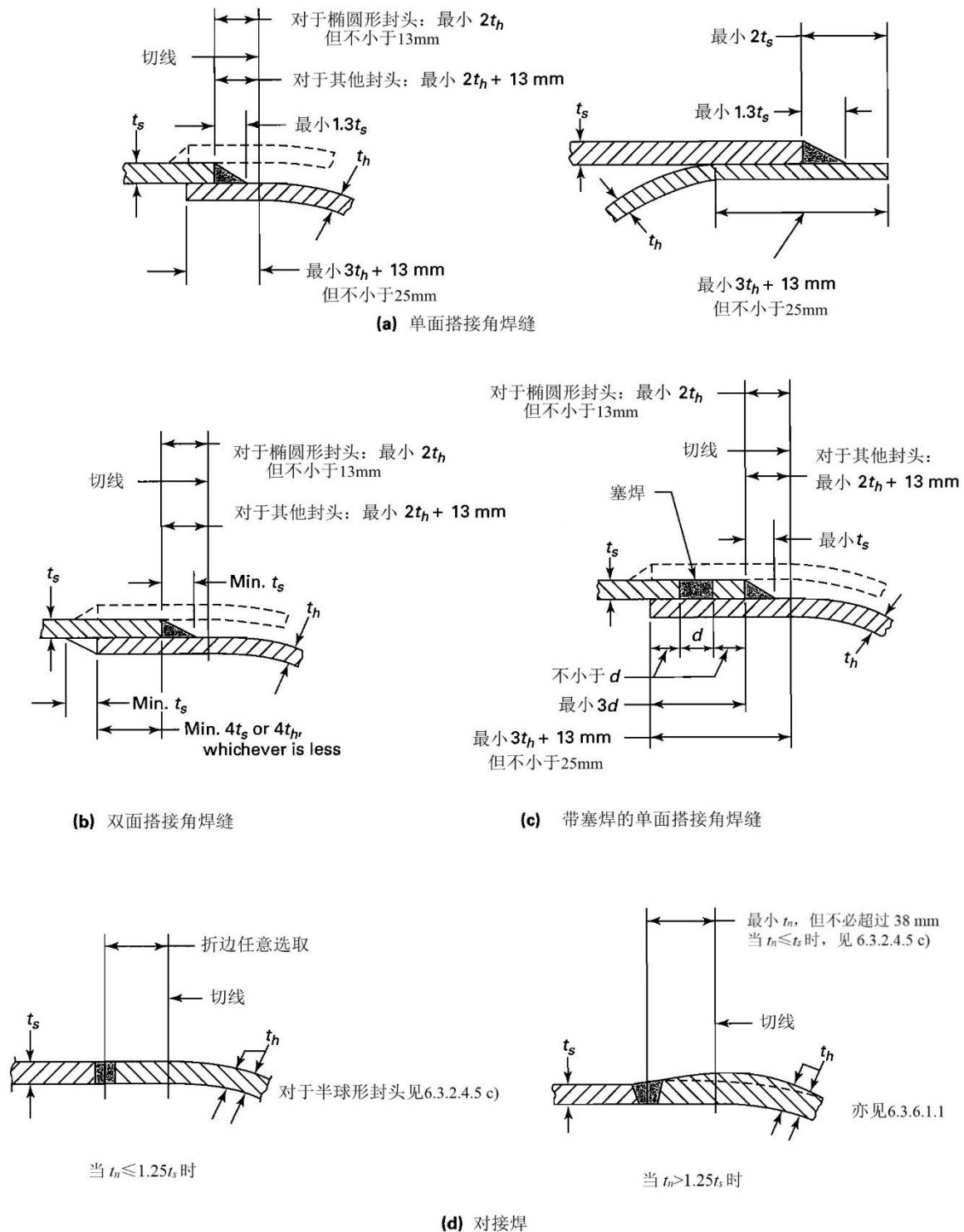
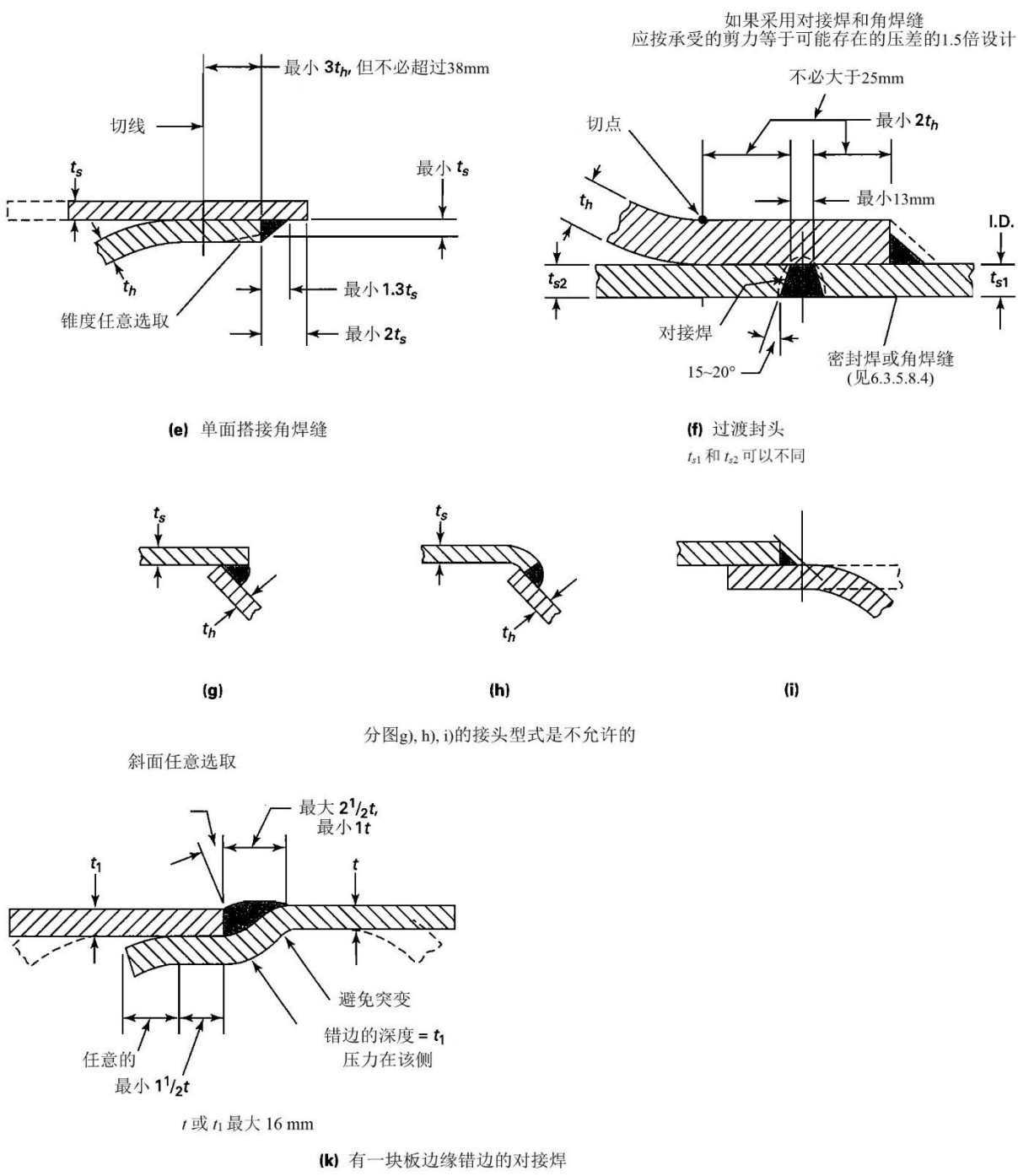


图7-17 附件焊缝



注：对于分图k中连接半球形封头与壳体的接头,下述各条应适用：

a)  $t$  或  $t_1 \leq 10\text{ mm}$ ；

b)  $t$  和  $t_1$  之间最大的厚度差为 2.5 mm；

c) 对于使用这种图形结构的半球形封头与壳体的连接接头，应在数据报告表的“备注”栏内注明。

图 7-17 附件焊缝（续）

#### 7.2.4.6 常压贮罐特殊接头

对常压贮罐特殊接头的要求如下。

##### 7.2.4.6.1 底板

底板应按下列a)和b)两种拼接方法之一进行建造。

- a) 搭焊底板边缘大致应为矩形和正方形。贮罐底板三块板搭接接头的相互间距以及离贮罐壳体的距离应不小于 300mm。底板所有接缝只在上部用连续的满角焊缝进行焊接[图 7-18]。最下面一节筒体环形接头下面的板应在外端修配和搭接焊,以便为筒体板提供平滑的支承,如图 7-18 所示。
- b) 对接焊底板应有为对接焊而加工的带方形或 V 形槽的平行坡口。如果采用方形坡口,则焊根间隙应不小于 6 mm。对接焊应采用 3 mm 或更厚的条状垫条,用定位焊把条状垫条焊在底板下面[图 7-18],必要时,应采用金属塞块,以保证相连两板坡口间的焊根间隙。证书持有者可以提出业主认可的底板对接焊的其他方法。贮罐底板中三块板的焊接接头彼此间距应不小于 300 mm,同样它们离贮罐壳体的间距也不小于 300 mm。

##### 7.2.4.6.2 壳体与底板的连接

最下面一节壳体板的底边与底板之间的连接应为在壳体板两侧采用填角焊的、整个壁厚全焊透的连续焊缝[图7-18],或对于直径不超过11 m的贮罐,底板可以翻边并用对接焊焊在最下面一节壳体上,带折边的贮罐底板应采用对接焊拼制而成,其厚度与最下面一节壳体厚度相等。内弯曲半径应不小于 $1.75t$ ,但不得大于 $3t$ 。

##### 7.2.4.6.3 顶板与侧壁的连接

顶板应采用连续角焊缝仅在上部焊接在贮罐的顶部角钢上(图7-19)。带有支撑的锥形罐顶的顶板不应连接在支承件上,对于锥形顶,角焊缝高度应为5 mm或更低。

##### 7.2.4.6.4 顶板

顶板至少应采用在上面的连续搭接满角焊缝连接(图7-19)。对于自撑式罐顶的顶部角钢应采用全焊透对接焊连接。

##### 7.2.4.6.5 接管、人孔和罐底出口

接管、人孔和罐底出口应采用满角焊缝连接,如图7-20到7-23所示。

##### 7.2.4.6.6 罐顶接管、人孔和罐底出口的法兰

对于2级部件,罐顶接管、人孔和罐底出口法兰应采用角焊缝连接,如图7-20、7-21和7-23所示。

##### 7.2.4.6.7 特殊要求

贮罐的特殊焊接要求按下列a)到d)规定。

- a) 角焊缝的最小尺寸如下:板厚 5 mm,采用满角焊缝;板厚超过 5 mm 时,焊缝尺寸不小于接头中较薄板厚的三分之一,但最小应为 5 mm。
- b) 搭接焊接头,如定位焊,搭接重叠部分应不小于相连两板中较薄板的名义厚度的五倍;在双面搭接焊情况下,搭接部分不必超过 50 mm;在单面搭接情况下,搭接部分不必超过 25 mm。

- c) 当贮罐的侧壁、顶板或底板的板厚大于 13 mm,且对接焊在一起的相邻两板厚度之差大于 3 mm 时,则应将其中较厚的一块板修整成平滑的锥形过渡段,过渡段的长度至少应为相邻两平面高度差的三倍,使相邻边缘的厚度大致相等(图 6-33)。所要求的锥形过渡段的长度可以包括焊缝宽度。
- d) 对于自撑式罐顶,顶部角钢应采用全焊透对接焊连接。

7.2.4.6.8 其他焊接接头

对于7.2.4.6中未明确包括的焊接接头,诸如侧壁焊接接头和接管与法兰的焊接接头,它们的制造要求与7.2.4对容器的A类、B类和C类的焊接接头的制造要求相同。

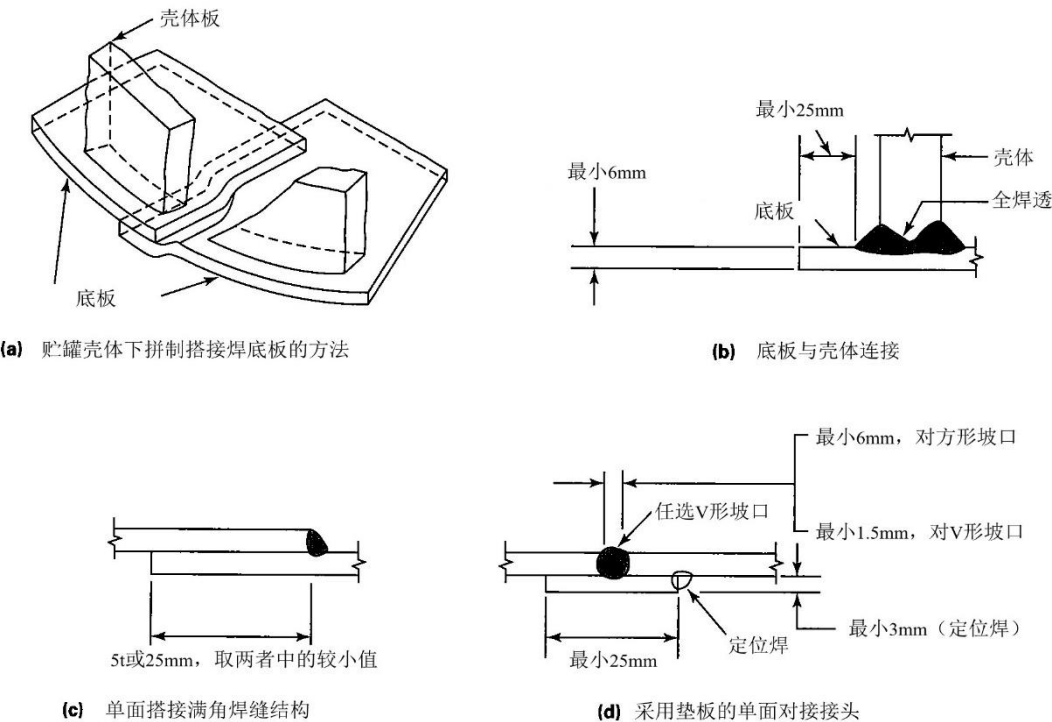


图7-18 典型的底板以及底板与壳体接头

[符号定义见 6.3.5.2.4d) ]

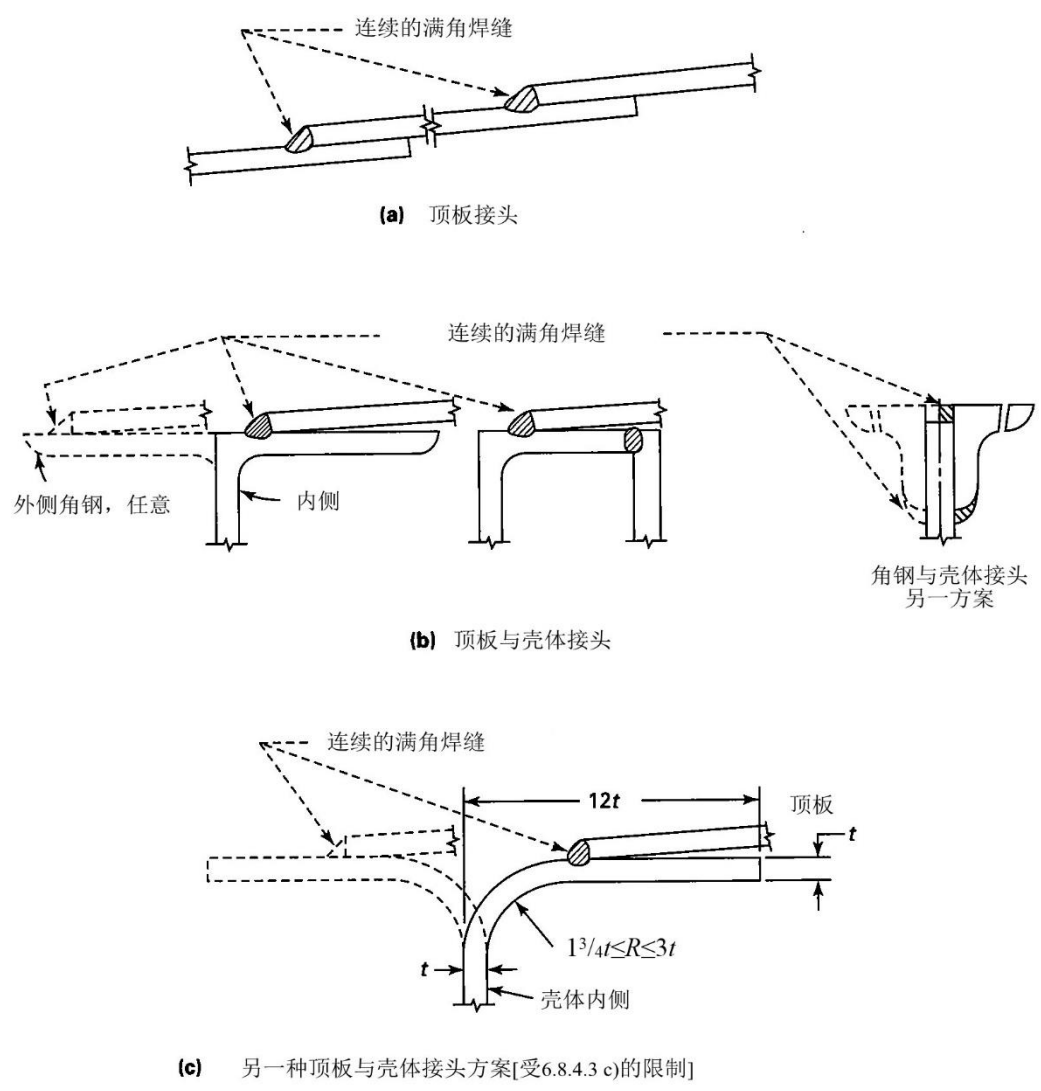


图7-19 典型的顶板以及顶板与壳体接头

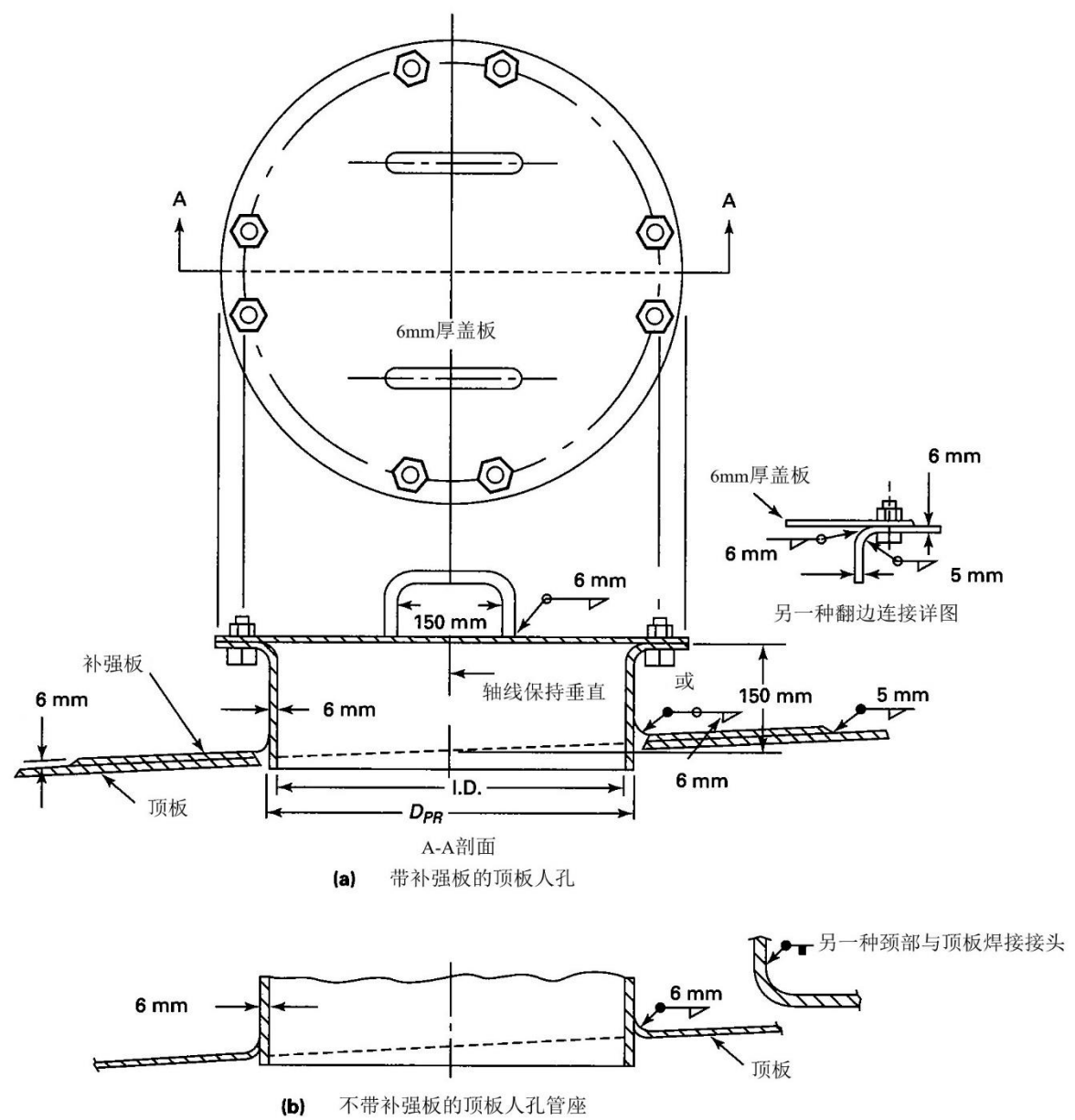
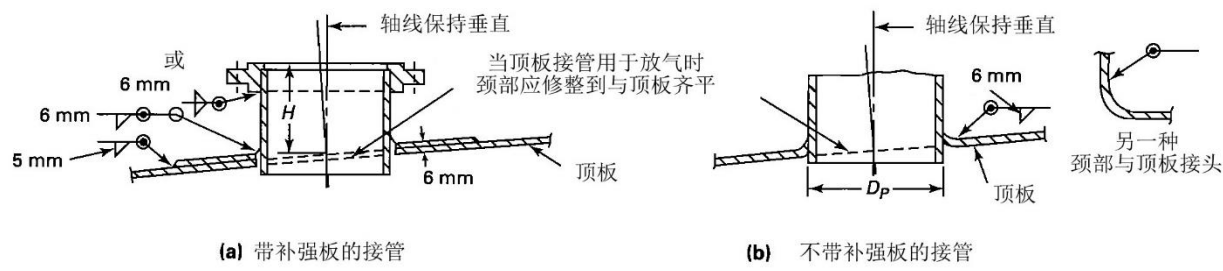


图7-20 顶板人孔



注1: 活套焊接法兰和焊接带颈法兰应符合ANSI B16.5给定的150 lb锻制碳钢凸面法兰的要求。

注2: 平板环形法兰, 除法兰背面加长的颈部尺寸可以略去以外, 其余尺寸均应符合活套焊接法兰的所有尺寸要求。

图7-21 带法兰的罐顶接管



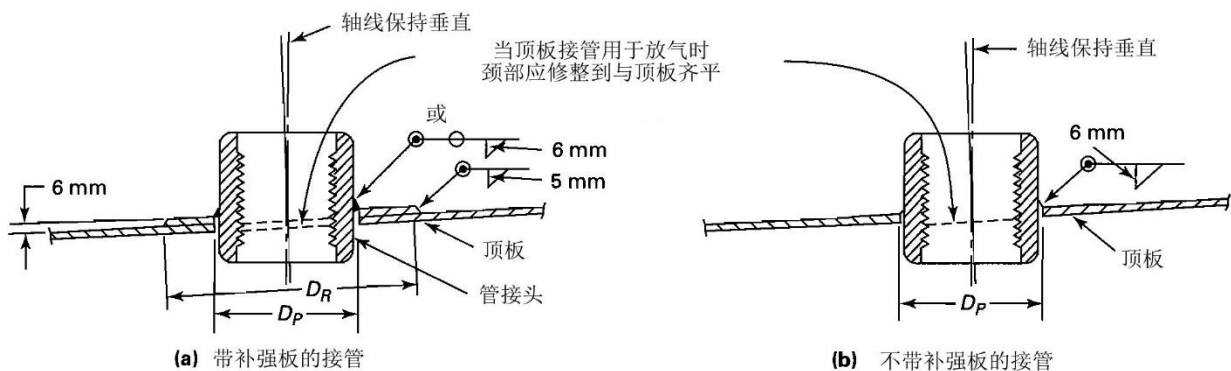


图7-22 带螺纹或插套焊接的罐顶接管

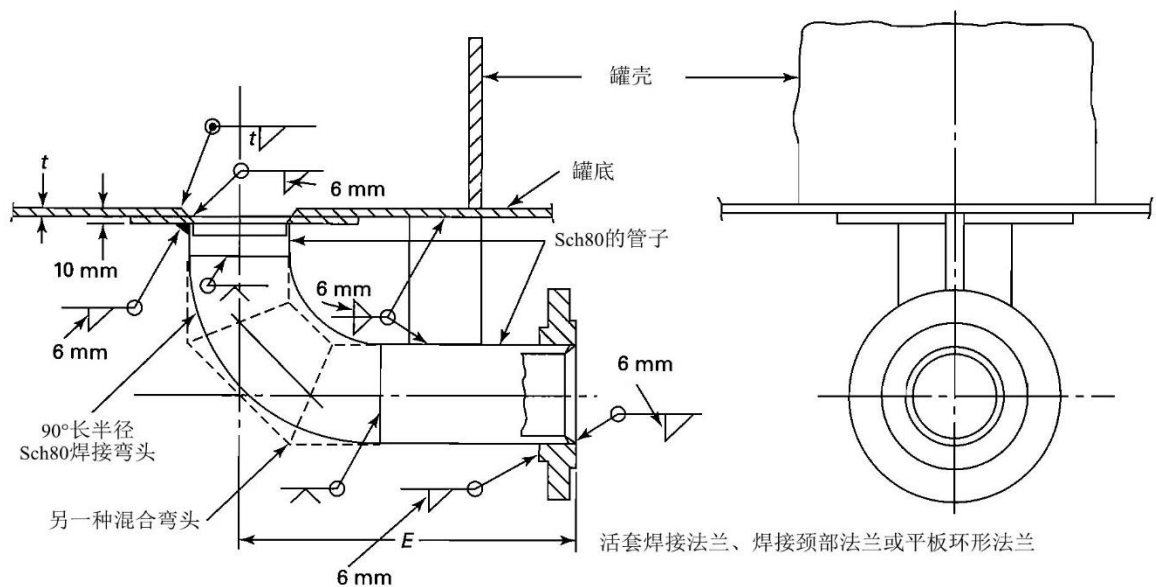


图7-23 焊接的罐底出口弯头

7.2.4.7 0~100 KPa 贮罐的特殊接头

0~100 KPa贮罐的特殊接头要求如下:

7.2.4.7.1 底板

直接支承在底座上的平罐底的所有焊缝的最低要求应为单面搭接满角焊缝。对于其他的底板，所有焊缝均为对接焊缝。

7.2.4.7.2 底板与侧壁的连接

底板与侧壁的所有焊缝均应满足6.9.3.3的设计要求。平底与侧壁的连接应采用全焊透焊缝焊接，每个侧壁起码应采用角焊缝焊接。

7.2.4.7.3 顶板与侧壁的连接

顶板与侧壁的焊接接头应符合6.9.3.3的设计要求。这些接头的最低要求应为连续的根部填满的角焊缝。

7.2.4.7.4 顶板

顶板应符合6.9.3.3的设计要求，并满足7.2.4.1的要求。

7.2.4.7.5 接管

接管的所有焊缝均应满足7.2.4.4的要求。

7.2.4.7.6 特殊要求

贮罐的特殊焊接要求由下面a)到d)给出。

- a) 角焊缝的最小尺寸应如下：板厚 5 mm 时，应采用满角焊缝；板厚超 5 mm 时，焊缝尺寸不小于接头中较薄板厚的三分之一，但最小应小于 5 mm。
- b) 搭接焊接头，如定位焊，搭接重叠部分应不小于相连两板中较薄板的名义厚度的五倍；在双面搭接情况下，搭接部分不必超过 50 mm；在单面搭接情况下，搭接部分不必超过 25 mm。
- c) 当贮罐侧壁、顶板或底板的板厚大于 13 mm，且对接焊在一起的相邻两板厚度之差大于 3 mm 时，则应将其其中较厚的一块板修整成平滑的锥形过渡段，过渡段的长度至少应为相邻两平面高度差的三倍，使相邻边缘的厚度大致相等（图 6-33）。所要求的锥形过渡段的长度可以包括焊缝宽度。
- d) 沿压缩环任一边的各焊缝的尺寸均应不小于两零件中较薄零件的厚度或 6 mm 中的较小值，且壳体和桁架梁之间角焊缝的尺寸，如图 6-95 简图 d) 和 e) 所示，或压缩环组件中的水平和垂直构件之间的角焊缝尺寸，如图 6-95 简图 f) 和 i) 所示，均不应小于表 7-2 中规定的相应值。

表 7-2 角焊缝的最小尺寸

相连两零件中较厚者的厚度, $t$ ,mm	角焊缝的最小尺寸,mm
$t \leq 6$	5
$6 < t \leq 19$	6
$19 < t \leq 32$	8
$t > 32$	10

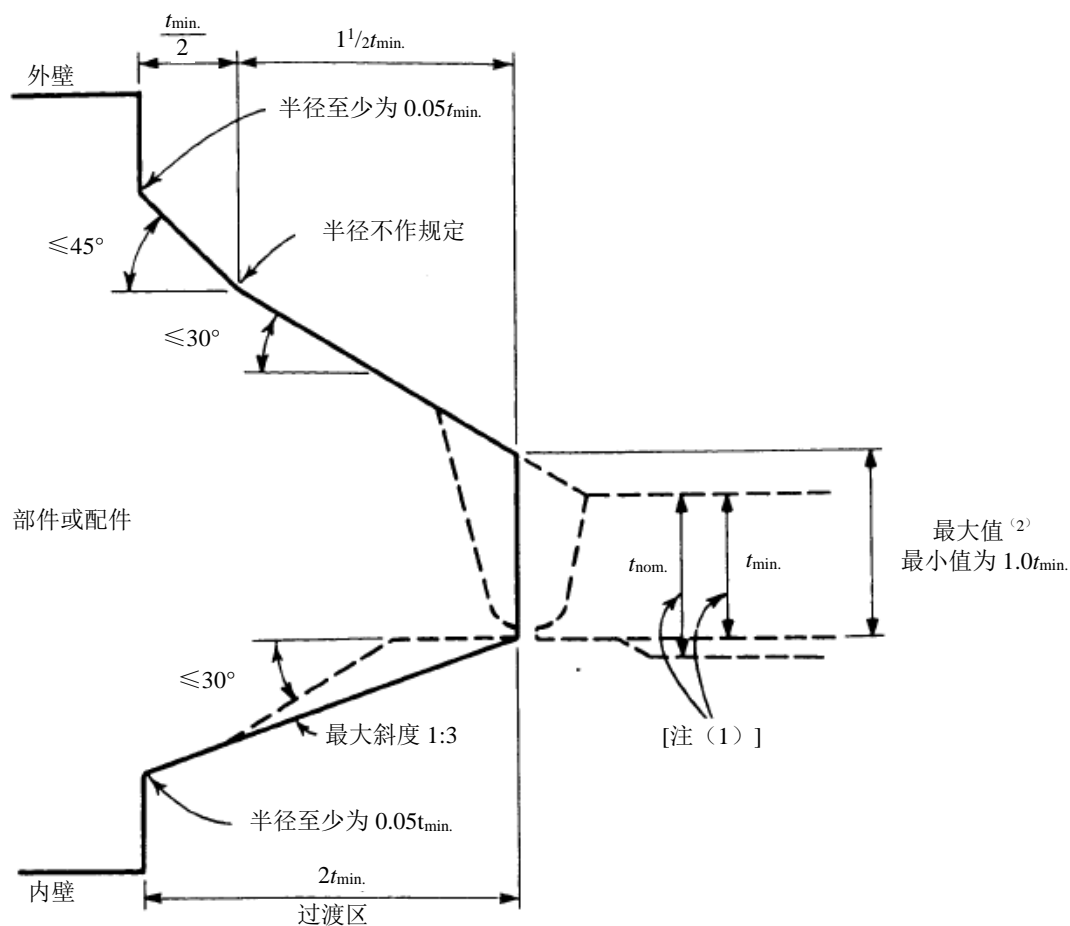
7.2.4.7.7 其他焊接接头

对于7.2.4.7中未明确包括的焊接接头，诸如侧壁焊接接头和接管与法兰的焊接接头，它们的制造要求与7.2.4对容器的A类、B类和C类焊接接头的制造要求相同。

7.2.5 焊接端过渡段——最大斜度

物项或配件的焊接端应使由一个物项或配件到另一个相连物项在厚度上缓慢地变化，如能符合下列规定，则全部位于图7-24所示斜度之内的任何焊接端过渡段是可以采用的。

- a) 过渡区的壁厚不小于相连物项的最小壁厚；
- b) 在过渡区应避免尖锐的凹角和突变的斜度。当锥形过渡段相邻的任两个表面之间的夹角小于 150°时，则在相交处或拐角处的最小圆角半径（除焊缝余高外），应为  $0.05t_{\min}$ 。



总注: a) 焊接坡口仅作为例子。  
b) 7.4.2.6 许可的焊缝补强可以位于最大斜度以外。

注:

- 1) 部件端部的最大厚度为:
  - a) 当按照最小壁厚订货时, 取  $t_{\min} 3.8 \text{ mm}$  或  $1.15 t_{\min}$  中的较大值;
  - b) 当按照名义壁厚订货时, 取  $t_{\min} 3.8 \text{ mm}$  或  $1.0 t_{\min}$  中的较大值。
- 2)  $t_{\min}$  值为下列中的任意一个:
  - a) 管子订货壁厚的最小值;
  - b) 管子订货有 12.5% 的标号壁厚负公差时, 管子名义壁厚的 0.875 倍;
  - c) 当接头在两部件之间时, 部件或配件 (或两者中的较薄者) 的圆筒形焊接端的最小订货壁厚。

图7-24 焊接端过渡段的最大斜度

### 7.2.6 按 6.2 设计的容器中焊接接头的特殊要求

#### 7.2.6.1 通用要求

除7.2.4外，第7章中的所有其他要求都适用，7.2.6的要求将用来代替7.2.4的要求。

#### 7.2.6.2 接头形式的描述和限制

接头形式的描述如下。

- a) No.1 型对接焊接头 No.1 型对接焊接头是采用双面焊,或在焊缝内外表面采用同样质量的熔敷焊缝金属层的其他方法做成的。焊后在原处留下条状垫条的焊缝不能视作 No.1 型对接焊接头, No.1 型对接焊接头应为全焊透并全熔合的接头,且应满足 7.4.2.4 和 7.4.2.6 的要求。
- b) No.2 型对接焊接头 No.2 型对接焊接头为焊后在原处保留条状垫条的单面焊对接接头。6.2.5.2.2 给出了需要疲劳分析时适用于 No.2 型接头的应力集中系数。当采用 No.2 型对接接头时,应注意相连两部件的对中和间距调整,使接头底部在全长范围内完全焊透和熔合。但仅在条状垫条背面的一侧需要焊缝补强,并应满足 7.4.2.4 和 7.4.2.6 的要求。
- c) 全焊透角接焊接头全焊透角接焊接头是连接两个彼此以 L 形或 T 形近似成直角的部件的接头,应采用全焊透焊缝焊成。
- d) 角焊缝焊接头本节规则所允许的角焊缝接头是近似为三角形截面的接头,它连接两个彼此近似成直角的平面,且焊缝厚度尺寸至少为相连两零件中较薄厚度的 70%,但不小于 6 mm。

### 7.2.6.3 A 类接头

A 类焊接接头应为 No.1 型对接焊接头。

### 7.2.6.4 B 类接头

B 类焊接接头应为 No.1 型或 No.2 型对接焊接头,条状垫条均应从 No.2 型接头中拆除,除非其所处状态妨碍其拆除。条状垫板应为连续的。且任何接缝处均为对接接头。禁止在单面焊的环向对接接头中采用两块偏置板来构成条状垫条。

### 7.2.6.5 C 类接头

C 类焊接接头应为 No.1 型对接焊接头,或全焊透角接焊接头。全焊透角接焊接头的焊缝至少在相连两零件的一个零件范围内应为全部连续的坡口焊缝,且应同每个零件完全熔合。典型的角接焊接头详图如图 7-25 和 7-26 所示。

#### 7.2.6.5.1 带毂部的平封头和管板

- a) 用于与邻近壳体、封头或其他受压零件进行对接焊的毂部,如图 7-8 所示用于平封头的毂部,不应由平板加工制成。毂部应锻造,其锻造方式应能使毂部在平行于容器轴线方向具有该材料所规定的最小拉伸强度和延伸率。应通过拉伸试样(必要时用缩小尺寸的试样)证实这一点。试样切取方向与容器轴线平行,尽可能靠近毂部<sup>76)</sup>。毂部最小高度应为与之相焊的受压零件厚度 1.5 倍或 19 mm 两者中的较小值,但不必大于 50 mm。
- b) 带毂部的法兰,如 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分:辅助规则》图 G.1 简图 6)、6a) 和 6b) 所示,不应由平板加工而成。

76) 一个试样可以代表具有同一名义尺寸,同一炉号材料和同一热处理批号,且采用同一锻造方法的一组锻件。

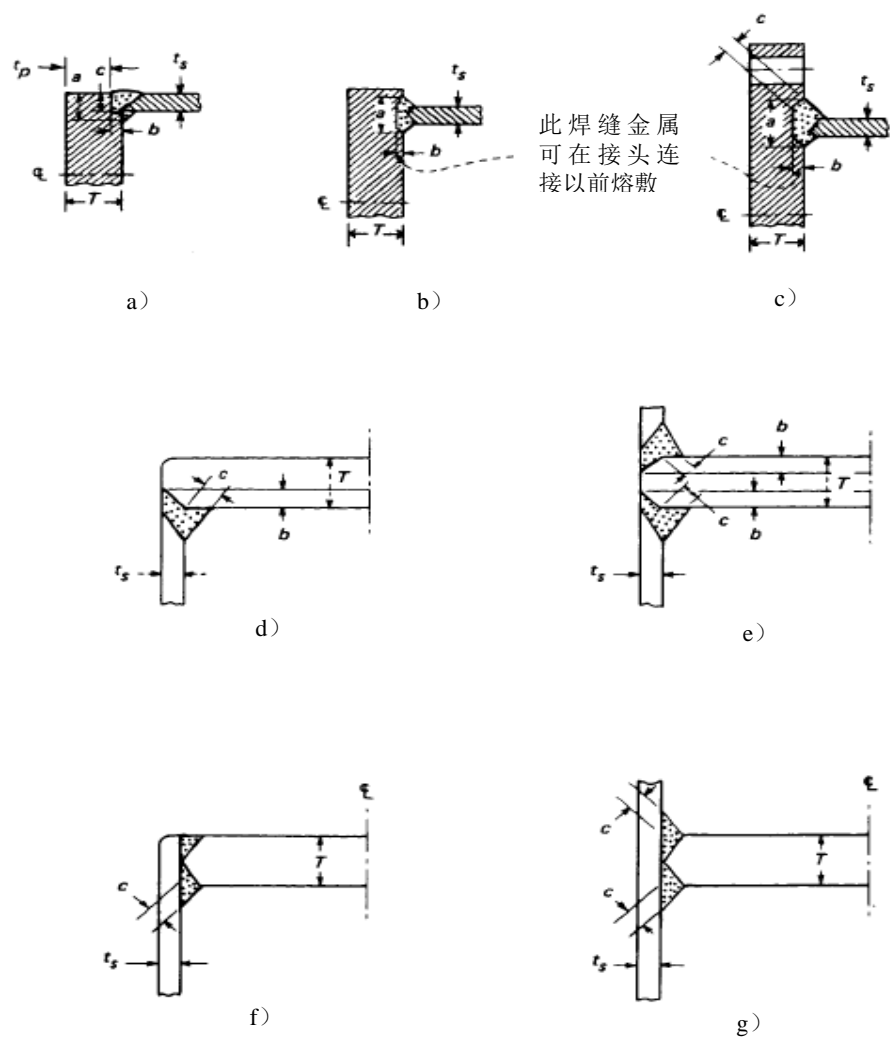


图7-25 构成角接焊接头的许用全焊透焊缝详图

[a)、b) 和 c) 的符号定义见 6.3.5.8.3e) 2) ]  
[d)、e)、f) 和 g) 的符号定义见 6.3.5.8.3e) 1) ]

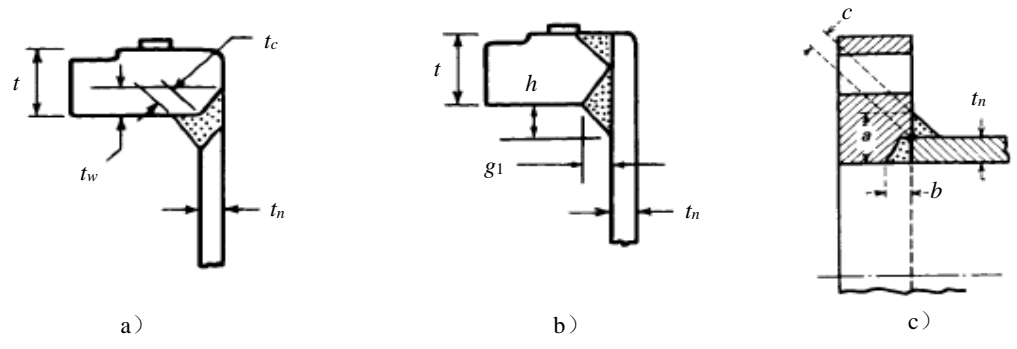


图7-26 C 类接头的许用全焊透焊缝详图

7.2.6.6 D 类接头

D类和类似D类的焊接接头应采用下列a)到d)焊缝详图之一的接头形式进行焊接。

- a) 对接焊连接接管应采用穿过容器壁或穿过接管管壁 No.1 型对接焊接头进行连接, 如图 7-27 所示。
- b) 全焊透角焊缝连接接管应采用穿过容器壁或穿过接管管壁的全焊透焊缝进行连接, 如图 7-28 所示。至少在相连两个零件的一个零件范围内, 焊缝应为全部连续的坡口焊缝, 且应同每个零件完全熔合。当采用仅从单面熔敷焊缝时, 或当不能以目视检验证明整个接头完全焊透时, 应采用条状垫条。当使用条状垫条时, 焊后应将垫条拆除。
- c) 凸缘型及螺纹配件型的焊接接管
  - 1) 带附加补强板的插入式接管颈用一块或几块单个补强板作为附加补强的插入式接管颈, 补强板应在外侧边缘焊接及在接管颈周边焊接的方式相连接。在补强板外侧边缘的焊缝应为角焊缝, 其最小角焊缝尺寸为  $0.7t_e$  或  $0.7t$  中的较小值。将接管颈与容器壁和、补强板相连接的焊缝应为全焊透坡口焊缝。许用的焊接接头形式, 如图 7-29 中的 a)、b) 和 c) 所示。

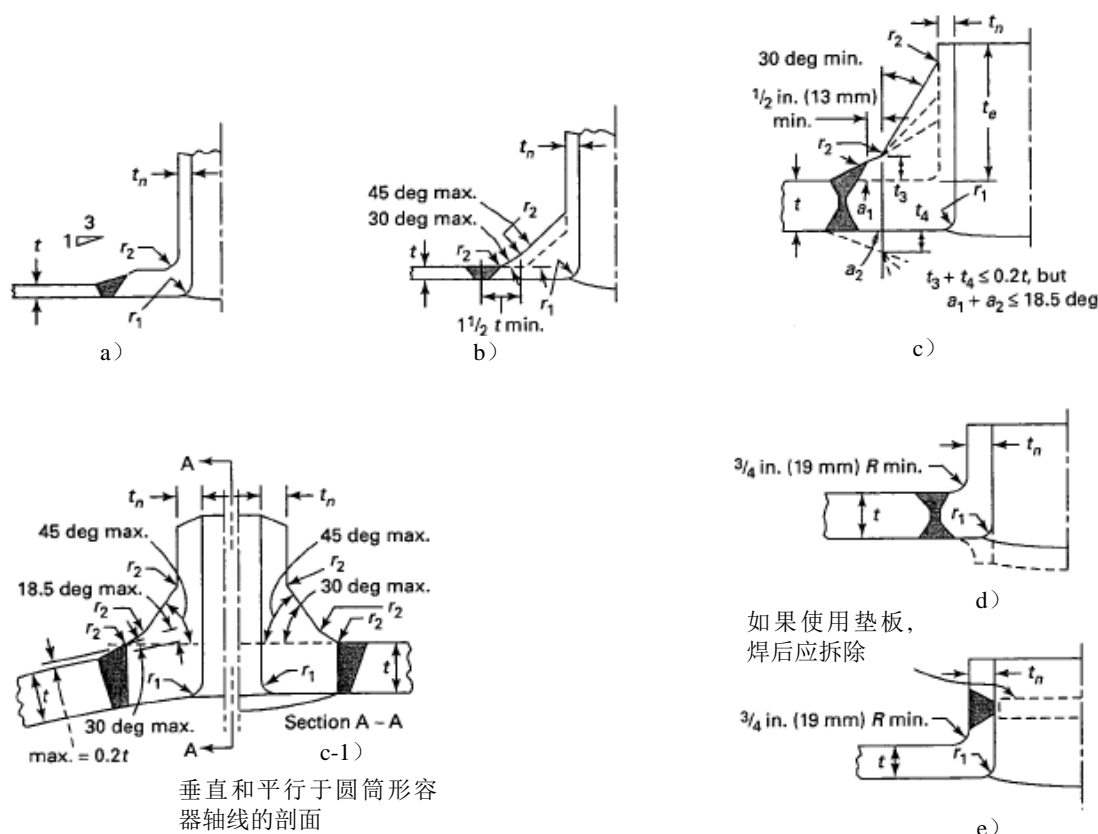


图7-27 用全焊透对接焊缝连接的接管

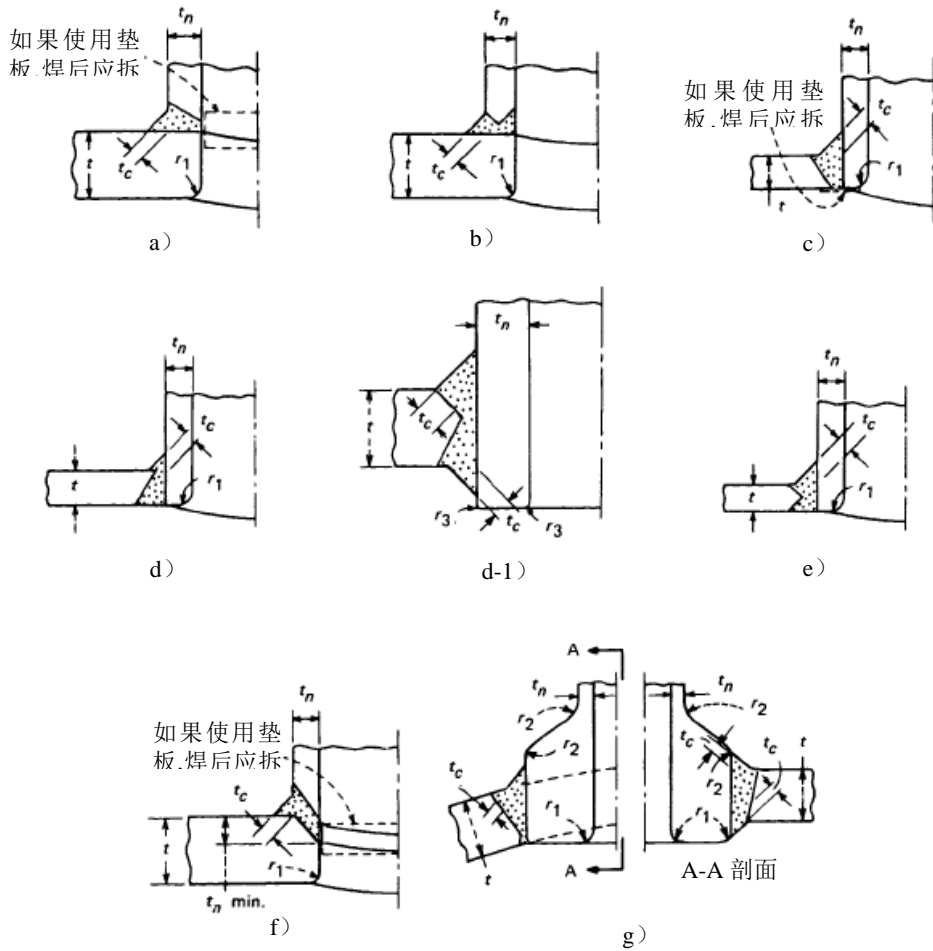


图7-28 全焊透角焊缝连接的附件

## 2) 螺栓连接件

- (1) 可以承受外加载荷的螺栓连接件应有符合 6.2.6.2.4 要求的螺纹孔。在容器或整体焊缝堆焊壳体上应加工出一个用于连接的平面。为攻螺纹而钻的孔不应穿过容器壁，孔底离容器内壁的厚度应大于扣除腐蚀裕量后容器壁厚的四分之一，否则，要采用在容器内壁增加金属的办法来保证上面所要求的最小壁厚。
- (2) 如果满足 6.2.3.8.8 的要求，螺纹凸缘型连接件可以用于基本上不受外部机械负荷的连接件，例如人孔和仅仅用作检查孔或热电偶套管连接件的探测孔。螺纹凸缘应采用沿外缘的角焊缝，和沿内缘的单面坡口焊缝来连接。许用的焊接接头形式，如图 7-29 简图 d) 所示。用于装螺栓的螺纹孔应符合 6.2.6.2.4。
- 3) 带内螺纹的配件内螺纹配件应限制在 DN 50 以内。除图 7-29 简图 h) 所示的螺纹凸缘型配件以外，其余内螺纹配件应采用图 7-29 简图 e)、f) 和 g) 所示的全焊透坡口焊缝进行连接。前者可用于角焊缝连接，但最小焊缝厚度尺寸为  $0.7t_e$  或  $0.7t$  两者中的较小值，如图 7-29 简图 h) 所示。
- d) 采用部分焊透焊缝的接管的连接部分焊透焊缝受 6.2.5.2.4d) 规定的限制。焊缝尺寸应使焊透深度  $t_w$  至少为  $1.25 t_n$ 。典型的焊缝详图如图 7-30 所示。

## 7.2.6.7 永久性结构附件焊缝的形式

凸耳、托架、加强圈和其他永久性结构附件应采用连续焊缝与承压零件相连接。在任何一侧的角焊缝或部分焊透焊缝都应是连续的。如图 7-31。

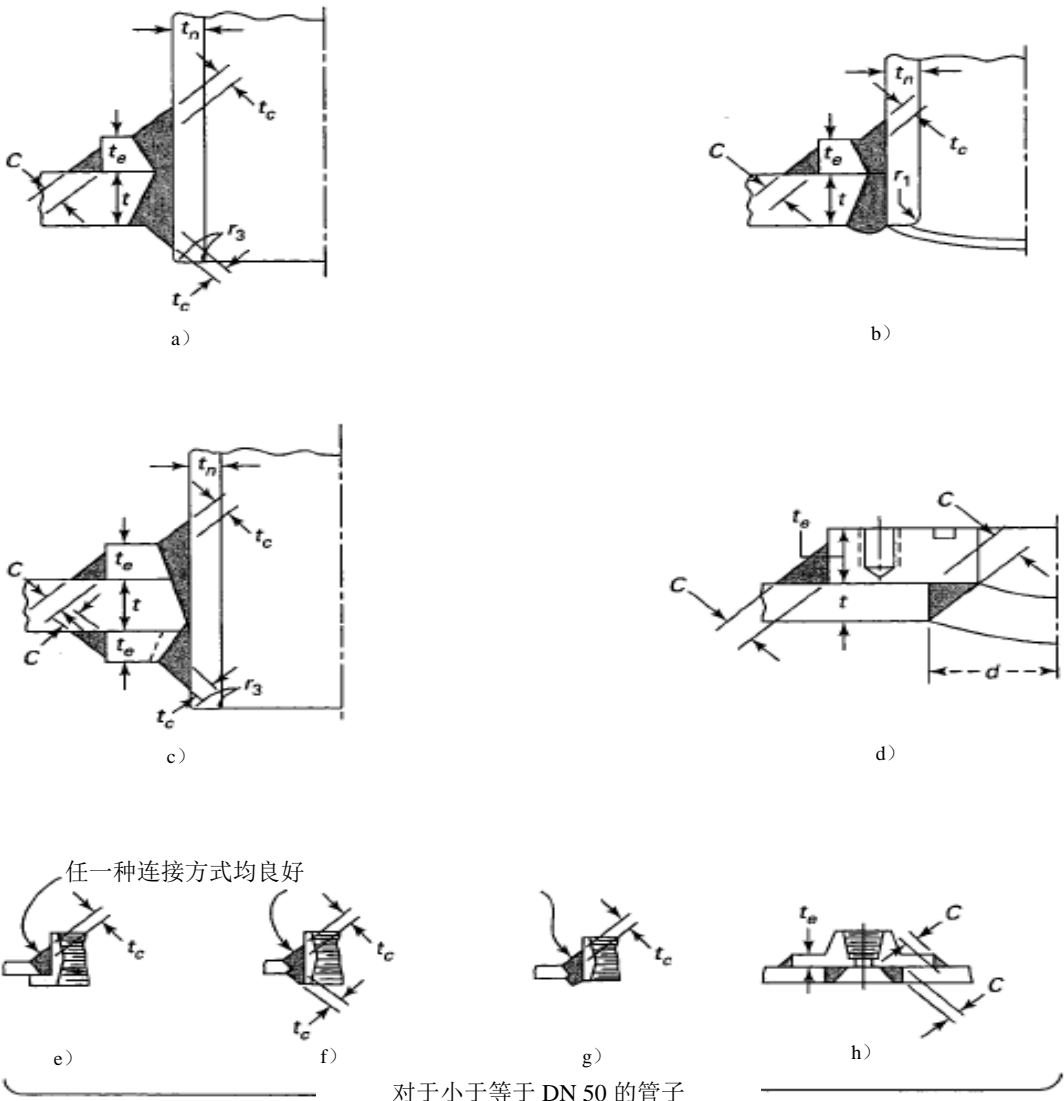


图7-29 凸缘和螺纹配件型焊接接管以及焊到壳体、筒体和封头上的其他连接



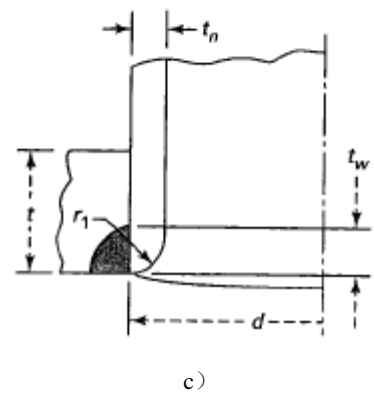
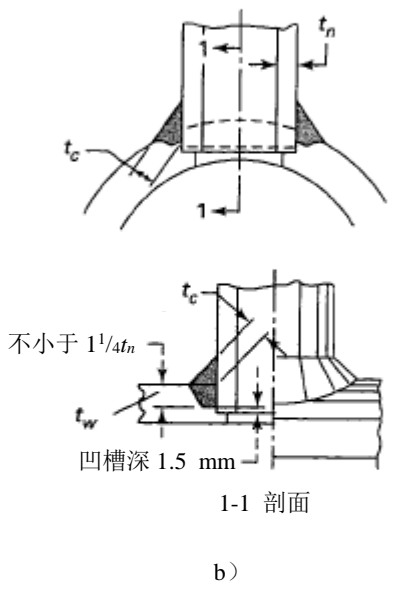
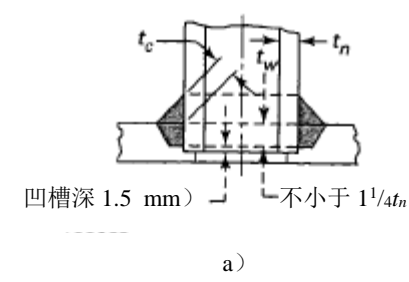


图7-30 部分焊透焊缝的连接

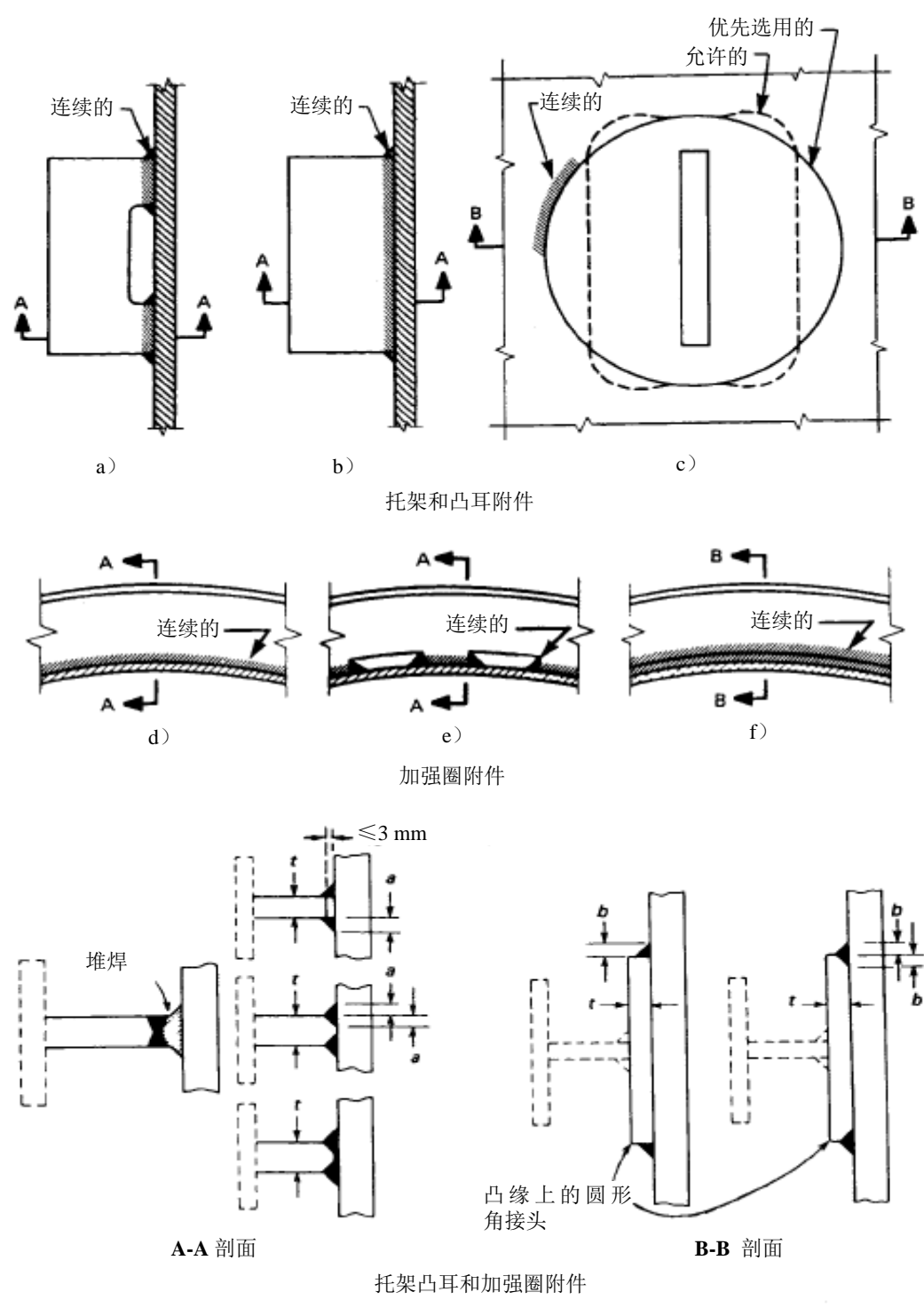
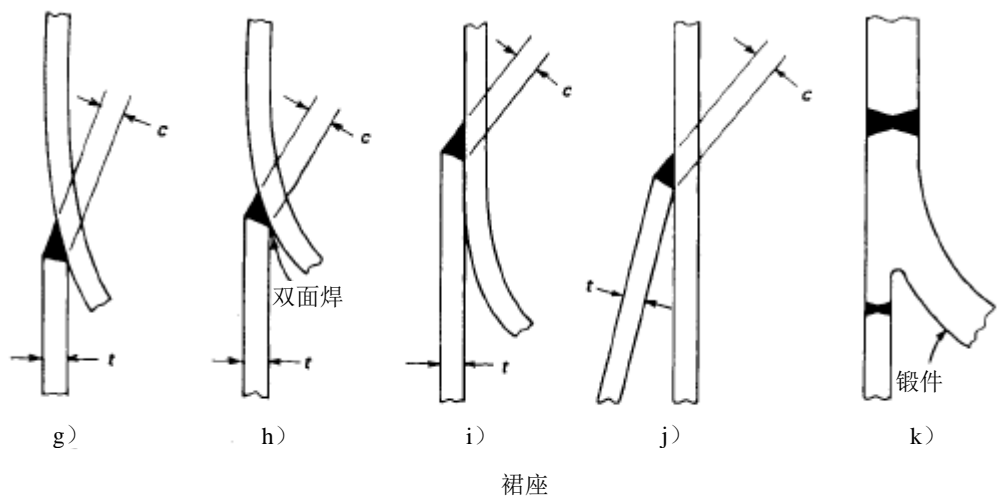


图7-31 附件



$a \geq t/4$ ;  $b \geq t/2$ ;  $c \geq t$   
 $t$  = 被连接构件的厚度  
 $c$  = 焊缝金属由焊根到焊缝表面的最小厚度  
总注：所有焊缝均为连续的。

图 7-31 附件（续）

7.3 焊接评定

7.3.1 通用要求

7.3.1.1 允许采用的焊接工艺类型

凡能按照T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》和本部分要求制成焊缝的焊接方法仅可用于焊接承压材料或其他连接的附件。所采用的任何方法都应按照7.3.2的要求作出记录。但是，对于螺柱焊缝的记录应可追踪焊工和焊机操作工，而不必查明每条具体的焊缝。

7.3.1.1.1 螺栓焊的限制

螺栓焊只可用于非结构和临时性附件（7.4.3.5）。当在平直位置焊接时，圆形螺栓以及其他形状取等效横截面积的螺栓，其最大直径应限制在25mm以下。当在所有其他位置焊接时的螺栓最大直径应限制在19mm以下。焊后热处理应符合7.6的要求，但是对于任何母材厚度，保温时间都不必超过半小时。焊接工艺和技能评定应遵照本规范第IX卷的要求。

7.3.1.1.2 电容器贮能焊

- 电容器贮能焊可用于焊接临时性附件和永久性非结构附件，但须满足下列（a）至（c）的要求：
- a) 临时性附件按 7.4.3.5(b)的规定拆除；
  - b) 对应变计和热电偶等永久性非结构附件，能量输出须限制在 125W·Sec 内，与附件相焊的材料的最小厚度应大于 2.5mm；
  - c) 焊接工艺规程的内容应说明电容器贮能焊设备、被焊材料的组合以及采用的技术，不要求进行焊接工艺评定。

7.3.1.1.3 不适用

7.3.1.1.4 惯性和连续驱动摩擦焊

- a) 惯性和连续驱动摩擦焊不适用于管道的制作。
- b) 连接两部件的焊缝应是全焊透焊缝。

### 7.3.1.2 （仅 3 级部件）产品的试板

如果纯钛结构的焊制容器包括 A 类和 B 类焊接接头，则应制作一块与产品具有相同规格、等级和厚度的产品试板，并具有足够大的尺寸，至少应提供一个面弯试样和一个背弯试样。当容器有纵向接头时，试板应与容器的纵向接头一端相连并连续焊接而成。当产品内仅有环向接头时，试板不必与容器的环向接头相连，但应与产品的环向接头同时焊接。假如 A 类或 B 类焊接接头的长度不超过 30 m，则对每台容器、每个在该容器上进行焊接的焊工或焊机操作工，要求制作一块试板。A 类或 B 类焊接接头的长度每增加 30 m，就需要增加一块与上述要求相同的试板。弯曲试样应按照本规范第 IX 卷的要求进行试验。两个弯曲试样中如有任何一个不合格，则该焊缝定为判废。

### 7.3.1.3 （仅 3 级部件）纯钛

纯钛不应与其他材料焊接。

## 7.3.2 焊接评定、记录和识别标记

### 7.3.2.1 要求的评定

- a) 每个证书持有者应对其机构所进行的焊接工作负责，并应制定焊接工艺和进行本章及 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第 2 部分：焊接工艺评定》所要求的试验，以评定焊接工艺【以及采用此工艺的焊工和焊机操作工的技能】。
- b) 凡在承压零件上焊接永久性或临时性附件，以及在这类焊接中焊接永久性或临时性的定位焊缝所采用的工艺规程【焊工和焊机操作工】，亦应满足本章的评定要求。
- c) 当制作对接焊缝的工艺试板时，应考虑工件角度约束、横向约束和端部约束对焊件的影响。对于抗拉强度等于或高于 80.0ksi (550MPa) 的材料和焊缝金属，以及不论抗拉强度高和低的厚截面材料，都应特别注意上述各项约束。焊接时增加约束可能会产生裂纹，反之可能不会产生裂纹。
- d) （仅 3 级部件）当焊接工作是分包或中间机构不持有相应的授权证书时，NCA-3131 提出专门的补充要求。

### 7.3.2.2 记录的保存和确认

证书持有者应保存一份经评定的焊接工艺以及焊工和焊机操作工的记录。记录应表明试验的日期和结果，以及指定每个焊工的识别标记。这些记录应由证书持有者通过签字的方式或者符合证书持有者质保程序的其它方法进行审查、验证和授权。经授权的核检验师应能得到这些记录。

#### 7.3.2.2.1 由焊工或焊机操作工焊接的接头识别标记

- a) 每个焊工或焊机操作工应在他所焊接的所有永久性焊接接头或一系列接头上或其附近，打上证书持有者指定适用的识别标记。识别标记的间距不应超过 1m，并应采用连续的或不连续的钝头印模做成。另一种方法是：证书持有者应保存每个物项上的永久性焊接接头的记录，以及焊接每一个接头所雇用的焊工和焊机操作工的记录。
- b) 当在产品上焊接多条永久性结构附件焊缝、非结构附件焊缝、角焊缝，插套焊缝、特殊密封焊缝、焊缝金属的堆焊、硬质表面和管子与管板等焊缝时，如能符合下述规定，则证书持有者不需鉴别焊接各个接头的焊工或焊机操作工：

- 1) 证书持有者应保存一份能识别焊工或焊机操作工在每个物项上焊接这类焊缝的记录,使检验师能验证焊工或焊机操作工都是已评定合格的;
  - 2) 每一类焊接接头中的各条焊缝的形式和结构都相同,且均采用相同的焊接工艺规程(WPS)进行焊接。
- c) 对于定位焊缝,不要求有焊工或焊机操作工的识别标记。

### 7.3.2.3 评定前的焊接

直到所采用的焊接工艺规程被评定合格前不能从事焊接【应只雇用按 NC/ND-4320 和第IX卷评定合格的焊工和焊机操作工】。

### 7.3.2.4 评定的转让

由某一证书持有者进行的焊接工艺评定,以及焊工和焊机操作工的技能评定试验,除 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第2部分:焊接工艺评定》规定的以外,不能证明这些焊接工艺对任何其他证书持有者也是合格的,亦不能证明该焊工或焊机操作工能够为任何其他证书持有者进行合格的焊接。

## 7.3.3 焊接工艺评定试验的通用要求

### 7.3.3.1 与 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第2部分:焊接工艺评定》要求的一致性

所有的焊接工艺评定试验应符合 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第2部分:焊接工艺评定》的要求和本章的补充要求或修订要求。

### 7.3.3.2 不适用

### 7.3.3.3 铁素体材料的评定焊缝热处理

工艺评定焊缝的焊后热处理应与 7.6 和本规范第IX卷的相应要求相一致。焊后热处理的保温时间应至少等于部件焊缝材料所采用的最长时间的 80%。焊后热处理的总时间可以在一个热循环内完成。

### 7.3.3.4 试件和试样的制备

- a) 从试验焊缝上切取试件,以及由该试件制成的试样尺寸,除切取冲击试件和制成冲击试样的尺寸应按照下列 b) 的要求外,都应符合 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第2部分:焊接工艺评定》的要求。
- b) 在多种工艺的焊缝中,应尽可能把每一种工艺的熔敷金属包含在冲击试样内,当不可能把每种工艺的熔敷金属包含在本卷要求的  $t/4$  部位处切取的全尺寸冲击试样内时,则应从该试验焊缝中切取附加的全尺寸冲击试样,其部位应能确保每种工艺的熔敷金属至少有一部分包含在这些全尺寸冲击试样内。另一种方法是:可以用每种工艺的熔敷金属制成附加的试验焊缝,使每种工艺都能进行全尺寸试样的试验。

#### 7.3.3.4.1 代表焊缝熔敷金属的试件

冲击试样和试验方法应与 5.3.2.1 的要求相一致。每个冲击试样的取样部位应使试样的纵轴离试验组件的焊缝表面至少为  $t/4$ 。当试验组件的厚度允许时,则该距离应不小于 10mm。此外,当焊后热处理温度超过 7.6.2 规定的最高温度、且试验组件被快速冷却时,则试样的纵轴离试验组件的边缘至少等于  $t$ 。试样应垂直于焊缝的轴线,且试样的缺口应位于焊缝中。夏比 V 型缺口冲击试样缺口的长度方向应垂直于焊缝表面。

### 7.3.3.4.2 代表热影响区的试件

当根据 7.3.3.5.3 的要求进行热影响区的冲击试验时，试样应按下列（a）到（c）的要求由焊接工艺评定的试验组件上切取。

- a) 如果评定试验的材料是板材或锻件，焊缝轴线应取平行或垂直于轧制或锻造的主方向。
- b) 热影响区冲击试样和试验方法应与 5.3.2.1 的要求相一致。试样的切取部位应尽可能靠近表面与厚度中心之间实际深度的中间部位上。热影响区冲击试样的试件应在垂直于焊缝轴线的方向上切取。试件应进行侵蚀，以确定热影响区的位置。夏比 V 型缺口试样的缺口应大致垂直于材料的表面，使最后的断口中包括尽可能多的热影响区。当材料厚度允许时，试样的轴线可以是倾斜的，使缺口的根部平行于熔合线。对于用电渣焊工艺或气电焊工艺焊成的焊缝，如果焊后不进行细化晶粒的热处理时，则冲击试样的缺口应位于粗晶区内。
- c) 为了比较热影响区和母材的冲击性能数值（7.3.3.5.2(b)），应从未受影响的母材中切取夏比 V 型缺口试样，试样离母材表面的距离与热影响区的试样大致相同。未受热影响的母材试样的轴线应与热影响区的试样轴线平行，且缺口的轴线应垂直与母材表面。此外对于 2 级部件，当按 7.3.3.5.2(b)(4) 的要求制备落锤试样时，其切取位置应尽可能靠近未受热影响的母材厚度中心与表面之间的中间部位上，并按 5.3.2.1.1 的要求进行试验。

### 7.3.3.5 冲击试验要求

当材料由 5.3 要求进行冲击试验时，应按下列各款的要求进行焊缝金属和热影响区的冲击试验。如果所采用的特殊焊缝金属未列于表 5-1，则 5.3.1.1(a)(8) 关于免除冲击试验的规定不适用于焊缝金属。这些母材的热影响区不允许按 5.3.1.1(a)(8) 规定免除冲击试验。焊接工艺评定的冲击试样应按 5.3.3 和 7.3.3.4 的相应要求进行制备和试验。允许按 5.3.5 的规定进行复验。

#### 7.3.3.5.1 焊缝金属的冲击试验

- a) 当在母材表面或穿过母材进行焊接、且母材又要求按 5.3.1 的规定进行冲击试验时，则对于制品焊接接头厚度超过 16mm 的焊接工艺评定试验，都应进行焊缝金属的冲击试验。此外，当母材要求按 5.3.1 进行冲击试验时，则对母材进行任何补焊的焊接工艺评定试验，不论补焊深度如何，也要求进行焊缝金属的冲击试验。如果所采用的特殊焊缝金属未列入表 5-1，则 5.3.1.1(a)(8) 关于免除冲击试验的规定不适用于制品焊接接头或母材补焊的焊接工艺评定试验的焊缝金属。
- b) 在焊接工艺评定试验中，对焊缝的冲击试验要求和验收标准应与 5.3.3 对母材的焊接或返修的规定相同，在焊接具有不同断裂韧性要求的两种材料时，除 NCA-1280 或本卷其他章节另有规定外，可将任何一种材料的冲击试验要求和验收标准用于焊缝金属。
- c) 对于 2 级部件，按照 1 级部件或 MC 级部件的冲击试验要求评定合格的焊接工艺规程，可用来代替本分卷有冲击试验要求的焊接工艺规程。对于 3 级部件，按照 1 级部件、2 级部件或 MC 级部件的冲击试验要求评定合格的焊接工艺规程，可用来代替本分卷有冲击试验要求的焊接工艺规程。采用这种替代时，应在焊接工艺评定报告中注明。

#### 7.3.3.5.2 不适用

#### 7.3.3.5.3 热影响区的冲击试验

- a) 当焊接接头的焊缝厚度超过 16mm，且任一母材又要求按 5.3.1 的规则进行冲击试验时，亦要求进行焊接工艺评定试验组件的热影响区的夏比 V 型缺口冲击试验。5.3.1.1(a)(8) 关于母材免除冲击试验的规定不适用这类材料的热影响区或未受热影响的母材的焊接工艺评定。但是下

列要求除外：

- 1) 对于用 P-1、P-3 和 SA-336F12 材料焊成的焊缝评定，如果焊后已进行热处理、且采用电渣焊、气电立焊或热剂焊以外的任何焊接方法焊成时，可不进行上述试验；
  - 2) 对于任何母材上的熔敷堆焊层或耐磨堆焊层的焊接工艺评定，可不进行上述试验。
  - 3) 对于用钨极气体保护电弧焊（GTAW）熔敷金属打底焊的热影响区部分，根部堆焊两层或 5mm 厚度中的较小值时，可不进行上述试验。
- b) 应按照 7.3.3.5.2(b)(1)至 7.3.3.5.2(b)(6)中的规定进行夏比 V 型缺口冲击试验。
- 1) 对于热影响区和未受热影响的母材应取出代表性的夏比 V 型缺口试样进行试验。未受热影响的母材试样应在小于或等于最低使用温度的温度下进行试验。
  - 2) 未受热影响母材的夏比 V 型缺口试验应满足表 5-2 或表 5-3（对 2 级部件）、表 5-4 或表 5-5（对 3 级部件）的适用要求，或者应在更高温度下进行附加试验直到满足上述任一要求。
  - 3) 热影响区试样应在由 7.3.3.5.2(b)(2)中确定的温度下进行试验。热影响区试样适用的平均冲击韧性值应大于或等于未受热影响的母材适用的平均冲击韧性值，或者应按 7.3.3.5.2(b)(4)至 7.3.3.5.2(b)(6)中的要求进行调整。另一种方法，可以焊接另一个试板并进行试验。
  - 4) 当三个试样的适用韧性值都在不低于 7.3.3.5.2(b)(2)中的规定的温度下测得，应进行附加的夏比 V 型缺口冲击试验，附加的夏比 V 型缺口试验在热影响区或未受热影响的母材，或者在两者上进行。应将满足上述要求的每次试验的适用的平均冲击韧性值绘制成适用的冲击韧性值-温度曲线。在热影响区和未受热影响母材的适用的平均冲击韧性值相同并且不小于 7.3.3.5.2(b)(2)的规定的地方，应用温度  $T_{HAZ}$  和  $T_{UMB}$  的差值来确定修正的温度  $T_{ADJ}$ ：
$$T_{ADJ}=T_{HAZ}-T_{UMB}$$

如果  $T_{ADJ} \leq 0$ ，取  $T_{ADJ}=0$ 。

  - 5) 作为 7.3.3.5.2(b)(4)的替代方法，如果热影响区试样冲击韧性值不小于表 5-2 或表 5-3（对 2 级部件）、表 5-4 或表 5-5（对 3 级部件）中的规定值，并且热影响区试样的平均冲击韧性值低于未受热影响母材的平均冲击韧性值的 10Nm 或 0.13mm 以内时，则修正温度  $T_{ADJ}$  可以取 8°C。
  - 6) 作为 7.3.3.5.2(b)(4)的第二种替代方法，如果热影响区试样适用的冲击韧性值不小于表 5-2 或表 5-3（对 2 级部件）、表 5-4 或表 5-5（对 3 级部件）的规定值，则应计算热影响区和未受热影响母材试样适用的平均冲击韧性值之差，并且采用 7.3.3.5.2(c)(3)所述的要求。
- c) 至少应采取下列任一种方法来补偿由于焊接工艺规程而导致的热影响区韧性降低：
- 1) 对于由焊接工艺评定报告（PQR）支持的制品焊接工艺规程（WPS）中所要焊接的所有材料，应通过加上修正温度  $T_{ADJ}$  来提高设计技术规格书规定的最低使用温度。
  - 2) 可以通过减去修正温度  $T_{ADJ}$  来降低制品材料的规定试验温度。
  - 3) 如果材料的冲击韧性值不低于 5.3 韧性最低要求值加上在 7.3.3.5.2(b)(6)中所确定的适用平均冲击韧性值之差，则要焊接的材料可以按焊接工艺规程规定（WPS）进行焊接。
- d) 夏比 V 型缺口冲击试验结果应记入焊接工艺评定报告中，任何修正温度  $T_{ADJ}$  或者增加的韧性要求都应记录在焊接工艺评定报告和焊接工艺规程中。在焊接工艺评定报告中可以采用等同的多种补偿方法中的一种。
- e) 对于 2 级部件，满足 1 级部件或 MC 级部件的冲击试验要求的焊接工艺规程（WPS），可用来代替本分卷满足冲击试验要求的焊接工艺规程（WPS）。对于 3 级部件，满足 1 级部件、2 级部件或 MC 级部件的冲击试验要求的焊接工艺规程（WPS），可用来代替本分卷满足冲击试验要求的焊接工艺规程（WPS）。

### 7.3.3.6 堆焊熔敷金属的评定要求

母材补强用的堆焊熔敷金属应按 7.3.3.1 到 7.3.3.5 的要求进行评定。

#### 7.3.4 不适用

#### 7.3.5 管子—管板焊缝的特殊评定要求

##### 7.3.5.1 通用要求

作为一个新的工艺规程时,对管子—管板的焊接工艺应进行评定;当工艺规程作了下面所述的任何一个变更时,则该工艺应全部进行重新评定。当工艺发生下述变更之外的一些变更时,如果工艺规程已作修改以表明这些变更时,则不需重新评定。

##### 7.3.5.2 所有焊接方法的重要变素

所有焊接方法的重要变素如下面(a)到(k)所述:

- a) 从一种焊接方法改变为任何其它焊接方法或几种焊接方法的组合;
- b) T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第2部分:焊接工艺评定》分类有变更;对于不属于任何P值的每种管材要求独立地进行评定;
- c) 管板母材的P值有变更。母材可以是整体材料、或者是锻造型的或焊缝堆焊型的堆焊材料。如果在管子与堆焊层之间进行焊接,则应把堆焊层看作母材。当管子与不属于任何P值母材或堆焊材料进行焊接时,则要求分别进行评定;
- d) 焊接熔敷金属的成分发生了下列(1)和(2)所给出的变更:
  - 1) 从本规范第IX卷 QW-442 的一种A值改为另一种A值、或改为 QW-432 的任何一种F值、或改为表中未列入的任何一种成分,除类似于 QW-442A-7 或 A-8 的每种 AISI 类型的材料外,都要求独立进行评定。
  - 2) 从 QW-432 的一种F值改为任何其它F值、或改为 QW-442 的任何一种A值、或改为表中未列入的任何一种成分的材料。
- e) 对于规定的壁厚小于或等于 2.5mm 的管子,其规定壁厚或规定直径增加或减少 10 % ;
- f) 当规定壁厚大于 2.5mm 时,只要求作一次评定试验;
- g) 当管孔桥的规定宽度小于 10mm 或三倍规定管壁厚度中的较大值时,则管孔间孔桥的规定宽度减少 10%或更多;
- h) 除已评定的焊接位置外(见 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第2部分:焊接工艺评定》),又增加了其它焊接位置;
- i) 规定的预热温度范围的变更;
- j) 规定的焊后热处理温度的变更;
- k) 从多道焊改为单道焊或反之。

##### 7.3.5.3 手工电弧焊的重要变素

手工电弧焊的一个附加重要变素是增大电焊条直径。

##### 7.3.5.4 钨极气体保护焊和熔化极气体保护焊的重要变素

钨极气体保护焊和熔化极气体保护焊的附加重要变素如下列(a)到(f)所述:

- a) 在管孔边缘处管板形状的变更,包括加或不加预置金属嵌条;
- b) 预置金属嵌条的尺寸或形状的变更;
- c) 从一种保护气体改为另一种保护气体、或改为混合保护气体;
- d) 当采用混合保护气体时,次要气体的流量变化 $\pm 25\%$ 或 $\pm 0.14\text{m}^3/\text{hr}$ 中的较大值;
- e) 对于钨极气体保护焊,加或不加填充金属的变更;



f) 填充金属名义直径的变更。

### 7.3.5.5 爆炸焊的重要变素

爆炸焊的附加重要变素如下述(a)到(e)所述:

- a) 对于所有壁厚和直径的管子,其允许的增减量为规定壁厚或直径的 10%,以代替 7.3.5.2(e)的规定;
- b) 压力施加方法的变更;
- c) 爆炸形式的改变或能量变更 $\pm 10\%$ ;
- d) 管板面炸药布置的变更 $\pm 10\%$ ;
- e) 管子与管板间规定的间隙量的变更为 $\pm 10\%$ 。

### 7.3.5.6 试验组件

工艺评定应在试验组件上进行,该组件在管孔布置及在 7.3.5.2 到 7.3.5.4 中所述的重要变量方面应模拟生产条件。此外,试验组件所用的管板厚度应与制品厚度相同,但厚度不超过 50mm 除外。焊接接头的数量要求最少为 10 个。

### 7.3.5.7 试验组件的检测

试验组件应按 8.1.1 的要求,用液体渗透法进行检测,并应满足 8.3.5 的验收标准。随后,通过每根管子沿纵向剖开组件。在剖开以前,该组件的厚度可减到 13mm。每根管子剖开后四个面应抛光,并用适当的浸蚀剂浸蚀,然后用目视检测有无裂纹。焊缝厚度(即最小泄漏通道)应不小于规定管壁厚度的三分之二,且用 10 倍放大镜进行目视检测,焊缝必须无裂纹。

### 7.3.5.8 技能评定

#### 7.3.5.8.1 焊工

对焊工的技能评定试验的要求与工艺评定试验的要求相同,但试验组件中要求的管子数量最少应为 6 根。

#### 7.3.5.8.2 焊机操作工

对焊机操作工(自动焊)的技能评定试验的要求应与工艺评定试验的要求相同,所不同的是:

- a) 技能评定的重要变素列于 7.3.5.2(a)、(b)、(c)、(d)和(h);
- b) 试验组件中要求的管子数量最少应为 6 根。

### 7.3.6 (仅 2 级部件)特殊设计的焊接密封焊缝的评定要求

#### 7.3.6.1 (仅 2 级部件)通用要求

- a) 特殊设计的焊接密封定义为封闭液体的壁或薄膜,例如  $\Omega$  形的密封薄膜,其强度是由另一个装置承担。
- b) 作为一个新的工艺规程时,焊接工艺应进行评定;当所规定的重要变素或下述各款的任一重要变素有变更时,则该工艺规程应全部重新评定。如果工艺规程只改变这些变素以外的另一些变量,且工艺规程已作修改以表明这些改变时,则不必重新评定。此外,本规范第 IX 卷中所规定的基本变素对工艺评定和技能评定都适用。

#### 7.3.6.2 (仅 2 级部件)自动焊、机械焊和半自动焊的重要变素

作为一个新的工艺规程时，焊接工艺应进行评定。当列于本条或T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》的重要变素有任一变更时，则该焊接工艺应全部重新评定。

- a) 当预置的填充金属熔化后成为焊缝的全部或一部分时，母材或填充金属从一种类型或级别的合金改为任何另一种类型或级别的合金，即使以前评定合格的母材和填充金属是属于同一 P 值或 A 值，也应重新评定；
- b) 自动焊接头的任何尺寸变更或半自动、机械焊接头的任何尺寸大于已评定的 10%的变更；
- c) 加到电弧中的填充金属的名义尺寸和形状的任何变更；
- d) 对于自动焊，密封焊缝长度增加或减少超过 30%；
- e) 对于自动焊，焊接电流的改变大于评定时所用的电流最大和最小值之差的 50%；重新评定时只需要焊接两个试验组件；
- f) 焊条、工件和填充金属任何两者之间的角度或距离的任何变更超过了已评定的范围；
- g) 增加或减少定位焊缝或定位夹具，以便于对中或保持焊接接头的根部间隙；
- h) 增加或减少可熔性嵌条。

### 7.3.6.3 （仅 2 级部件）手工焊的重要变素

作为一个新的工艺规程，焊接工艺应进行评定，当工艺规程发生下列(a)和(b)的任何变更时，则该焊接工艺应全部重新评定：

- a) 除坡口角度外，焊接接头横截面的任何尺寸变更超过 $\pm 10\%$ ，但下列情况除外：当焊接的两个材料的厚度相同时，母材厚度的改变可以从评定厚度的 90%到 2.5 倍；或当把薄的密封薄膜焊到厚壁构件上时。薄壁构件的厚度变更可以从评定厚度的 90%到 2 倍；
- b) 当预置的填充金属熔化后成为焊缝的全部或一部分时，母材或填充金属从一种型号或类别的合金改为任何另一种型号或类别的合金，即使以前评定合格的母材和填充金属是属于同一 P 值或 A 值，也应重新评定。

### 7.3.6.4 不适用

### 7.3.6.5 不适用

### 7.3.6.6 （仅 2 级部件）试验组件

除焊缝允许有7.3.6.2(b)或7.3.6.3(a)所规定的偏差外，试验组件应由与产品相同的焊缝组成。除自动焊外，如果考虑产品焊缝的长度大于评定焊缝所需的长度，则证书持有者可以采用300mm的焊缝长度进行评定。

#### 7.3.6.6.1 （仅 2 级部件）自动焊

对于自动焊，至少应要求连续焊接6个代表评定尺寸范围的试验组件，以确定焊接工艺的重复性。此外，进行产品焊接的证书持有者，在采用以前已评定合格的工艺进行产品焊接以前，应连续焊接2个试验组件，以验证技能。

#### 7.3.6.6.2 （仅 2 级部件）手工焊、机械焊和半自动焊

对于手工焊、机械焊和半自动焊应要求焊接2个试验组件。

### 7.3.6.7 （仅 2 级部件）试验组件的检测

- a) 当要求 100%焊透时，必要时应将试验组件剖开，使能检测整个焊缝的下表面。
- b) 从每个试验组件上，至少应切取 4 个横截面进行检测。在焊接开始和停止部位应各取一个横

截面试样，其余横截面应随机选取。当 4 个横截面检测后对焊缝是否合格有怀疑时，检验师可以要求制备附加的金相横截面，以检测焊缝及邻近的母材，所有横截面应按 8.3.7 进行检测。

#### 7.3.6.8 （仅 2 级部件）技能评定试验

技能评定的试验组件，应满足 7.3.6.6 对工艺评定试验组件所规定的同样要求，并按 7.3.6.7 进行检测。焊机操作工应对焊机的使用进行评定。评定所用的焊机应是焊接产品焊缝的焊机，并要求焊机操作工能对焊机进行影响焊接性能的调整和整定，要求焊接 1 个试验组件。

### 7.4 指导焊缝的施焊、检测和返修的规则

#### 7.4.1 焊前应采取的预防措施

##### 7.4.1.1 焊接材料的识别、贮存和保管

每个证书持有者应对用于部件制作和安装（7.1.2）的焊条及其他材料的控制负责。焊条、焊剂和其他材料应保持适当的识别、贮存和保管。应采取预防措施尽量减少焊条和焊剂的吸潮量。

##### 7.4.1.2 焊接表面的清洁度和保护

母材焊前准备所用的方法应能使焊接坡口具有适当光滑的表面。要焊接的表面应没有氧化皮、铁锈、油、油脂和其他有害物质。焊接时应保护工件不受有害的污染，以及雨、雪和风的影响，不允许在潮湿的表面上进行焊接。

#### 7.4.2 制作焊接接头的规则

##### 7.4.2.1 衬环

对于 2 级部件，对于管道，可以按 6.6.6.1.2 要求采用永久性衬环，衬环的材料应与母材相容。但是，衬垫销钉不应熔入焊缝内。

对于 3 级部件，焊后留在原处的垫板和衬环以及贮罐的压缩环或加强板，如角钢、棒材和环形槽钢都可以采用。它们的材料应与母材相容。但定位销钉不应熔入焊缝内。

##### 7.4.2.2 （仅 2 级部件）贮罐的衬板、衬环、压缩环或加强板

贮罐的永久性衬板、衬环、以及压缩环或加强板，例如角钢、棒材和环形槽钢，都可以采用。这些衬板、衬环及压缩环或加强板所用的材料都应与母材相容。但是，衬垫销钉不应熔入焊缝内。

#### 7.4.2.3 双面焊接头、单面焊接头和塞焊

##### 7.4.2.3.1 双面焊接头

在焊接全焊透双面焊接头的第二面以前，应采用适当的方法，例如风铲、打磨或热刨等方法加工焊缝根部。但是。当用其它焊接方法能够获得完全熔合和焊透，且该方法由焊接工艺评定证明是良好时，则在焊接第二面以前可不清理焊根。

##### 7.4.2.3.2 单面焊接头

当采用单面焊接头时，应特别注意使被连接的两个部件对中，并离开一定距离，使接头的底部在接头全长上完全焊透和熔合。

##### 7.4.2.3.3 锤击

为使变形减到最小，可以进行有控制的锤击。除非焊缝进行焊后热处理，否则对于第一层焊缝和焊缝金属的根部，以及最后一层焊缝都不得采用锤击。

7.4.2.3.4 （仅3级部件）塞焊

进行塞焊时，应首先在孔的底部周围堆焊焊缝金属。

7.4.2.4 焊缝的表面

除了储能焊和连续驱动摩擦焊的毛刺应去除以圆滑过渡到母材外，允许使用焊后状态表面。对于管道应采用图6-85所给定的相应的应力系数。但是焊缝表面应完全没有粗糙的波纹、沟槽、焊瘤以及突起的凸块和凹坑，以满足下列(a)到(f)的要求。

- a) 完工焊缝应有良好的表面状态，以便于正确地分析焊缝的射线照相和所需进行的其它无损检测。在分析射线照片时，如对焊缝表面状态有怀疑，则应将照片与实际的焊缝表面进行对比，以分析并确定是否合格。
- b) 对于容器、泵和阀门，允许的余高按照 7.4.2.6.1 的规定；对于管道，允许的余高则应按照 7.4.2.6.2 的规定。
- c) 咬边不应超过.8mm，且不应侵入所要求的截面厚度以内。
- d) 当焊缝的最终厚度满足第 6 章的要求时，单面焊对接环焊缝在根部侧的凹陷是允许的。
- e) 如果焊缝表面需要打磨来满足上述准则时，则应注意避免把焊缝或母材减薄到低于所要求的厚度。
- f) 对于储能焊和连续驱动摩擦焊，焊缝顶锻量应在规定量的±10%内。

7.4.2.5 不同直径工件的焊接

对于2级部件，当不同直径的工件焊在一起时，两个表面之间应逐步地过渡。过渡段的斜度应使过渡段的长度与偏差之比不小于3:1(见图6-33和图7-4)，但是对于按6.2设计的容器，根据分析允许比较大的斜度时除外。过渡段的长度可以包括焊缝。

对于3级部件，当不同直径的部件焊在一起时，两个表面之间应逐步地过渡，按照6.3.6.1的规定过渡段的长度可包括焊缝。

7.4.2.6 焊缝的余高

7.4.2.6.1 容器、泵和阀门的焊缝余高厚度

容器、泵和阀门所有的对接接头的余高表面可以与母材齐平，或可以有均匀的凸起。焊缝每一侧的余高不应超过下表的数值。

名义厚度, mm	最大余高,mm
$t \leq 25$	2.5
$25 < t \leq 50$	3
$50 < t \leq 75$	4
$75 < t \leq 100$	5.5
$100 < t \leq 125$	6
125	8

7.4.2.6.2 管道焊缝余高厚度

对于双面焊对接接头，下表第1列的余高厚度限值应分别用于接头的内外表面。对于单面焊对接接

头，第2列的余高厚度用于接头的内表面；而第1列的余高厚度用于接头的外表面。余高厚度应根据所涉及的两个相邻表面中较高的一个来确定。

材料的名义厚度,mm	最大余高,mm	
	第 1 列	第 2 列
$t \leq 3$	2.5	2.5
$3 < t \leq 5$	3	2.5
$5 < t \leq 13$	4.0	3
$13 < t \leq 25$	5	4.0
$25 < t \leq 50$	6	4.0
$t > 50$	6mm 或焊缝宽度的 1/8 倍,取两者中的较大值	4.0

7.4.2.7 角焊缝的形状和尺寸

- a) 除了下列(b)允许外，角焊缝的形状可以是凸形到凹形。角焊缝的形状和尺寸应符合图 7-32 的要求。如果尺寸不足的焊缝段总长不超过焊缝全长的 10%，则任何单面连续焊的角焊缝尺寸可以小于规定的角焊缝尺寸，但其差值不大于 1.5mm。单个尺寸不足的焊缝段长度应不超过 50mm。插套式焊接时，焊接前须预留一个图 7-32 所示的间隙，焊接后该间隙不需存在也不必验证。对于没有内肩的插套式接头，应在管道或管子的对接端面之间留有间隙。
- b) 如果满足第 6 章的要求，则可以采用比图 7-32 中规定的插套焊缝。

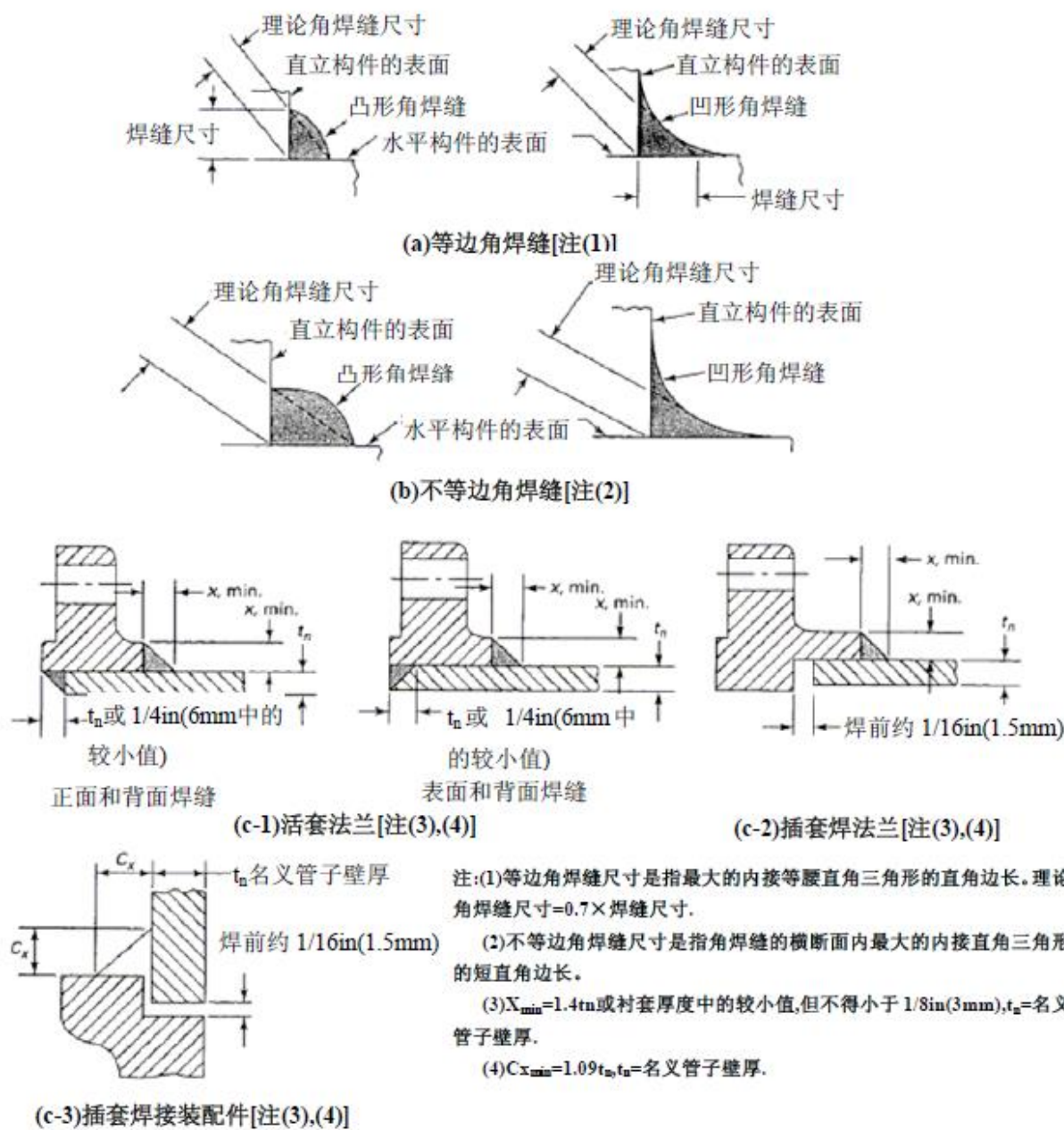


图7-32 角焊缝、插套焊缝的尺寸和详图

7.4.2.8 螺纹接头的密封焊缝

当螺纹管接头进行密封焊接时,暴露的螺纹应全部去除或者用焊缝金属覆盖。

7.4.3 附件的焊接

7.4.3.1 附件的材料

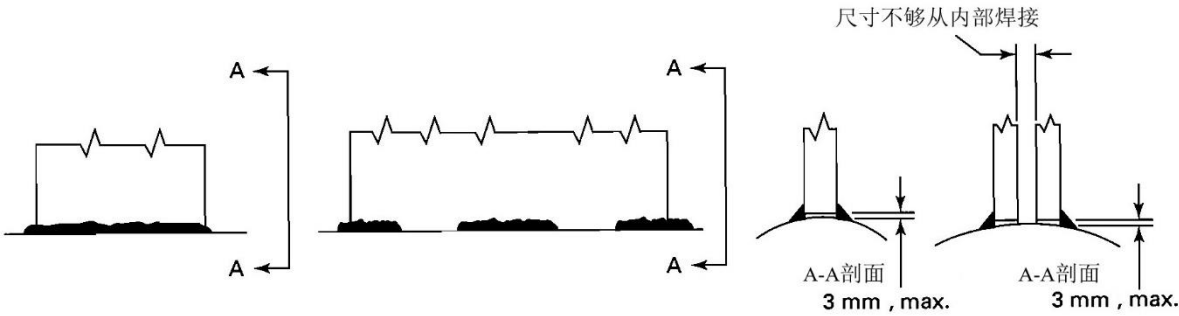
焊接到承压部件上的非承压附件(4.1.3.2.1)的材料应满足5.1.9的要求承压附件材料应满足5.1.2的要求。

7.4.3.2 结构附件的焊接

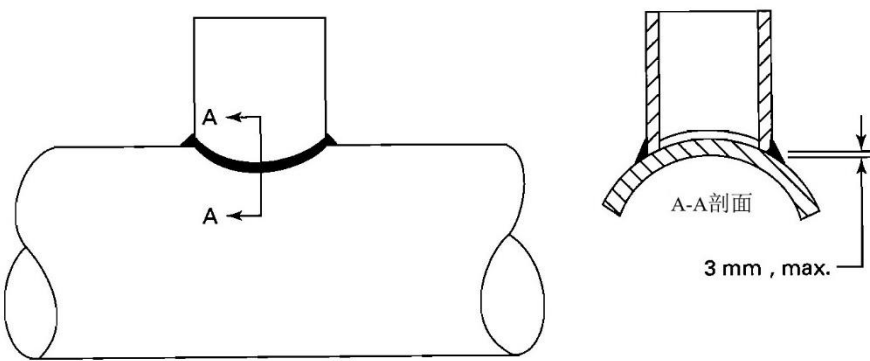
指导焊接评定的规则7.3.2.1应适用于承压材料上的结构附件的焊接。

7.4.3.3 结构附件

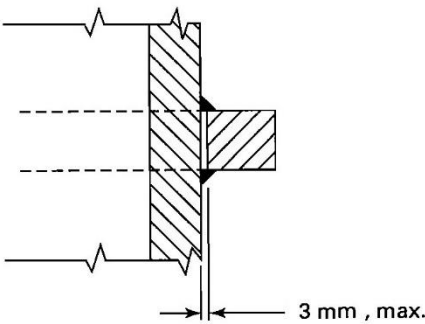
结构附件应与相连表面的曲率基本一致，它们应采用连续或断续的全焊透焊缝、角焊缝、或部分焊透焊缝来连接。图7-33例举了结构附件与部件之间采用全焊透焊缝的典型形式。如果阀座有紧贴压力边界的台肩，可采用角焊缝或部分焊透焊缝与压力边界部件连接。



(a) 凸耳、滑块、管道鞍座、和托架等附件的安装



(b) 耳轴的连接



(c) 环的连接

注：焊缝可以是部分焊透焊缝，也可以是角焊缝。

图7-33 附件焊缝的型式

#### 7.4.3.4 2级部件内部结构支承件与堆焊层部件的焊接、3级部件永久性结构附件的类型

带堆焊层表面上的内部结构支承件，除焊缝的堆焊层外，应焊在母材，而不应焊在堆焊层上。

#### 7.4.3.5 非结构附件和临时性附件的焊接和拆除

- a) 非结构附件（4.1.3.2）焊到部件的承压部件上不必满足第5章的要求，可以采用连续的或间断的角焊缝或部分焊透焊缝进行焊接，但应满足下列(1)到(4)的要求。
  - 1) 焊接工艺和焊工已按7.3.2.1的要求评定合格。
  - 2) 材料已鉴别且与相连接的材料相容。
  - 3) 焊接材料已鉴别且与被焊材料相容。
  - 4) 当7.6.2有要求时，焊缝应进行焊后热处理。
- b) （仅2级部件）除罐或罐部件外，当临时性的非结构附件拆除时，应按下列要求完成。
  - 1) 在临时性附件周围的邻近区域用适当的方法进行标记，以使在附件拆除后，直到按照下列(3)要求完成检测后，该区域一直能被识别。
  - 2) 临时性附件应按照7.2.1.1的工艺完成拆除。
  - 3) 在临时性附件已经拆除后，标记区域应按8.1.1的要求用液体渗透或磁粉方法进行检测，并满足8.3.4或8.3.5的验收标准。
  - 4) 上述(a)(4)的焊后热处理可以延迟到附件拆除以后再进行。
- c) （仅2级部件）对于罐和罐部件，临时性附件的拆除应符合上述(b)(2)和(b)(4)的要求。
- d) （仅3级部件）当临时性的非结构附件拆除时，应按下列要求完成：
  - 1) 临时性附件应按照7.2.1.1的工艺完全拆除。
  - 2) 上述(a)(4)的焊后热处理可以延迟到附件拆除以后在进行。

#### 7.4.3.6 与试验后的管道系统相连的附件的安装

如果满足下列要求，则可将附件焊在经耐压试验后的管道系统上：

- a) 按7.6.2.2.7焊缝不要求进行焊后热处理；
- b) 焊缝应限制在：角焊缝的焊缝高度不超过10mm，全焊透的焊缝附件材料的厚度不超过13mm；
- c) 角焊缝的焊缝总长度不超过600mm，全焊透的焊缝总长度不超过300mm；
- d) 焊缝按照第8章的要求进行检测。

#### 7.4.3.7 加强圈的安装

##### 7.4.3.7.1 通用要求

加强圈与壳体的所有永久性和临时性的连接，包括定位焊缝，都应由评定合格的焊工，用评定合格的焊接工艺进行焊接。

##### 7.4.3.7.2 加强圈与壳体的连接

- a) 当采用加强圈时，加强圈可以安装在容器的内部和外部，并应采用焊接或螺栓连接在壳体上。加强圈应与壳体相接触。
- b) 加强圈可以用连续的或间断的焊缝与壳体相连接。加强圈每侧间断焊缝的总长度应是：
  - 1) 对于安装在外部的加强圈，焊缝总长度应不小于部件外边周长的一半；
  - 2) 对于安装在内部的加强圈，焊缝总长度应不小于容器周长的三分之一。
 间断焊缝允许的排列和布置如图7-34所示，加强圈的相对两侧的焊缝可以交错排列，也可以并列排列。



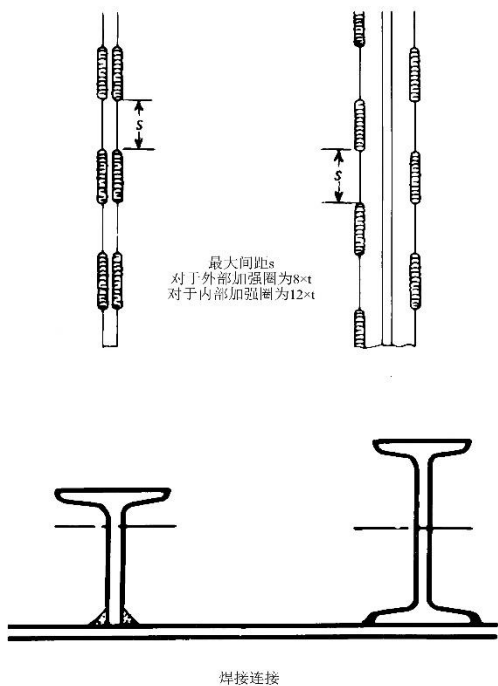


图7-34 加强圈与承受外压的圆筒形容器壳体的几种许用的连接方法

- c) 加强圈的所有焊接都应符合本分卷的要求。在设计技术规格书中规定腐蚀裕量的部位，加强圈应采用连续的角焊缝、密封焊缝或全焊透焊缝与壳体相连接。

7.4.4 不适用

7.4.5 焊缝金属缺陷的修补

7.4.5.1 通用要求

按照第8章的检测要求或第9章的试验要求探测到的焊缝金属缺陷，必要时应予以去除和进行修补，或使缺陷减小到允许的限度。

7.4.5.2 表面缺陷的去除

如能满足下列(a)、(b)和(c)的要求，焊缝金属的表面缺陷可以用打磨或机加工方法去除，而不必用焊接方法修补。

- a) 剩下的截面厚度不低于第6章的要求。
- b) 缺陷去除后，凹陷与周围表面平滑过渡。
- c) 平滑过渡后，该部位须按8.1.1的要求用磁粉法或液体渗透法进行检测，检测结果应满足8.3的验收标准，以保证缺陷被完全去除，或已降低到允许的限值内的瑕疵。用目视方法或体积方法探测的位于内表面的缺陷，如果无法对此内表面进行表面检测，须再对此内表面用原来发现缺陷的检测方法进行复检。

7.4.5.3 焊缝修补的要求

当采用补焊时，焊缝金属中所挖的凹坑应满足下列各项要求。

7.4.5.3.1 缺陷的去除

缺陷可以采用机械方法或热刨方法去除。准备修补的区域应按8.5.1用液体渗透法或磁粉法进行检

测，检测结果应满足8.3.4或8.3.5的验收标准。当去除缺陷要求除去焊缝的全部厚度时，以及当焊接接头的背面不易于除去检测物质时，则不要求进行上述检测。

#### 7.4.5.3.2 焊接材料、工艺和焊工的要求

焊缝修补应采用按7.1.2.5和7.3的要求评定合格的焊接材料、焊工和焊接工艺来进行。

#### 7.4.5.3.3 修补区的过渡

修补后的表面与周围表面应平滑过渡。

#### 7.4.5.3.4 修补焊缝的检测

- a) 修补焊缝应按原始焊缝的要求重新进行检测。但是，当原来用液体渗透法或磁粉法进行探测到不可接受的缺陷显示时，以及当补焊的凹坑尺寸不超过下列尺寸时，则只需用液体渗透法或磁粉法重新检测：
  - 1) 当  $t \leq 19 \text{ mm}$  时，补焊凹坑尺寸不超过  $1/3t$ ；
  - 2) 当  $19 \text{ mm} < t \leq 64 \text{ mm}$  时，补焊凹坑尺寸不超过  $6 \text{ mm}$ ；
  - 3) 当  $t > 64 \text{ mm}$  时，补焊凹坑尺寸取  $10 \text{ mm}$  或  $10\%t$  中的较小值。
 这里  $t$  为焊缝的厚度。
- b) 当连接 P-No.1 和 P-No.3 材料的焊接接头的修补要求按上述(a)的要求采用射线照相法进行检测，而结构组件又妨碍进行射线照相时，如能满足下述规定，则可用超声检测来代替：
  - 1) 以前已进行焊缝射线检测，且检测结果满足相应的验收标准；
  - 2) 超声检测按照 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测》的规程并按 8.3.3 的验收标准进行；
  - 3) 用超声检测代替射线检测，只限于容器中的 A 类和 B 类焊缝以及其它物项中的同类焊缝。缺少合适的射线照相设备，不能成为用超声检测替代的正当理由。

#### 7.4.5.3.5 修补区的热处理

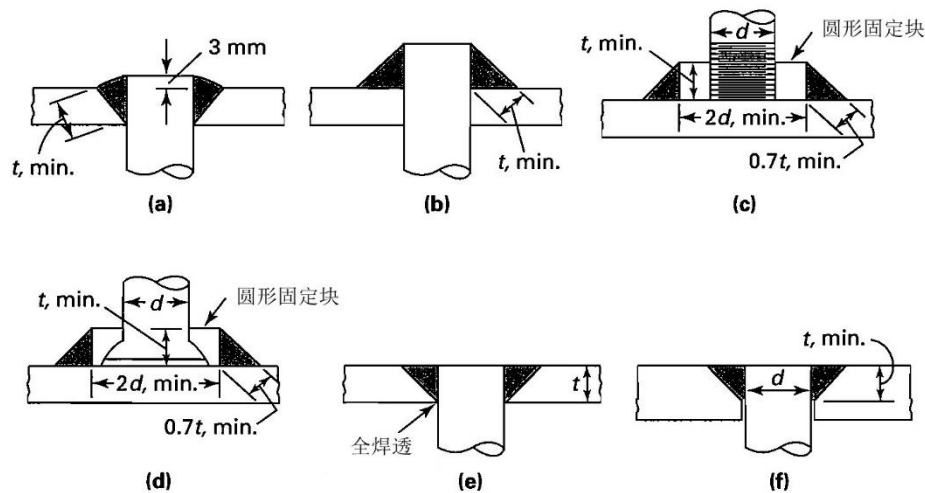
修补区须按7.6.2进行热处理。

#### 7.4.6 （仅3级部件）焊接试板

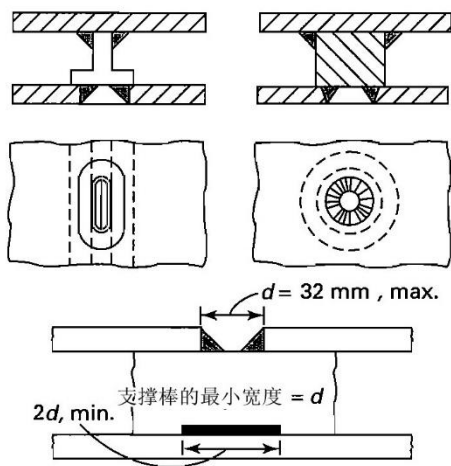
- a) 对于用不进行焊后热处理的 405 型材料建造的焊接容器，应制作若干块焊接试板。试板应包括容器中所用的每炉钢板，两种不同炉号的钢板可以焊接在一起，并可以用一块试板来代替。
- b) 从每块焊接试板上，按照本规范 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》的规定，切取两个面的弯曲试样，试样应满足 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第2部分：焊接工艺评定》的要求。

#### 7.4.7 （仅3级部件）焊接的支撑结构

焊接的支撑螺栓，应采用类似于图7-35所示的详图进行连接，其中 $t$ 等于内部支撑板的名义厚度。



(a) 焊接支撑螺栓的典型型式



(b) 支撑板的塞焊和开槽焊的应用

图7-35 焊接的支撑结构

7.5 不适用

7.6 热处理

7.6.1 焊接预热要求

焊接预热和道间温度应符合T/CNEA XXX.3-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第3部分：产品焊接》的要求。

7.6.2 焊后热处理

焊后热处理应符合T/CNEA XXX.3-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第3部分：产品焊接》的要求。

7.6.3 最终焊后热处理以外的焊缝热处理

最终焊后热处理以外的热处理保温温度、保温时间、加热速率和冷却速率不必满足本章要求。

#### 7.6.4 不适用

#### 7.6.5 管道、泵和阀门在弯曲或成形后的热处理

##### 7.6.5.1 弯曲或成形后要求热处理的条件

- a) 经过热弯或其它热成形的铁素体合金钢管、或泵或阀门的成形部件，应按 7.6.2 的规定进行一种热处理，即完全退火、正火和回火处理、或淬火和回火处理。
- b) T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第 2 部分：焊接工艺评定》中 P-No.1 组材料中的碳钢管道、或泵或阀门的成形部件，其壁厚大于 19mm 者，则在冷弯或冷成形后应按 7.6.2 的要求进行热处理。
- c) T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 焊接 第 2 部分：焊接工艺评定》中 P-No.3 到 P-No.5 组材料中的铁素体合金管、泵或阀门的成形部件，凡外径大于 100mm 和壁厚大于 13mm 者，在冷弯或冷成形后，应按 7.6.2 的要求进行热处理。

##### 7.6.5.2 弯曲或成形后要求热处理的情况

如果满足下列(a)到(d)所述的条件，则弯曲和成形之后不要求进行热处理。

- a) 在 900℃或更高温度条件下热弯或热成形的碳钢管道、泵或阀门的成形部分，如果满足 7.2.1.3 的要求，应不要求随后进行热处理。
- b) 除设计技术规格书要求在弯曲或成形后进行热处理外，由热弯曲或其它热成形的奥氏体不锈钢管道、泵或阀门的成形部分，可以在这种热弯后状态下使用。
- c) 除设计技术规格书要求在弯曲或成形后进行热处理外，冷弯或冷成形的奥氏体不锈钢管道、泵或阀门的成形部分可以在这种冷弯后状态下使用。
- d) 碳钢和铁素体合金钢管道、泵或阀门的成形部分，凡尺寸和壁厚小于 7.6.5.1(b)和 7.6.5.1(c)所规定者，可以进行冷弯或冷成形，而冷弯后不必进行热处理。

#### 7.6.6 电渣焊焊缝的热处理

接头厚度超过38mm的铁素体材料的电渣焊焊缝应进行细化晶粒的热处理。

#### 7.7 机械接头

##### 7.7.1 螺栓件和螺纹

###### 7.7.1.1 螺纹的啮合

所有螺栓或双头螺栓的螺纹均应按设计要求啮合。

###### 7.7.1.2 螺纹的润滑剂

用于螺纹接头中的任何润滑剂或化合物应适合于使用条件，且不应与系统中的使用流体或任何部件材料起不利的化学反应。

###### 7.7.1.3 螺纹润滑剂的清除

应将全部螺纹润滑剂或化合物从要进行密封焊的表面上清除。

##### 7.7.2 螺栓连接法兰接头

在螺栓连接垫片式法兰接头中，法兰的接触面应均匀地压在垫片上。且垫片的压缩应符合所用垫片形式的设计原则。所有法兰接头的装配应使螺栓应力相对地均匀。

7.7.3 电气和机械贯穿组件

- a) 除起导电和绝缘作用的部分以外，电气和机械贯穿组件均应按部件规则进行建造。
- b) 等于或小于名义管道尺寸 DN 50 的管子或管道可按 7.3.5 的规则与贯穿组件相连接。
- c) 贯穿组件的密封焊缝。如能满足下面 1) 到 5) 的要求，可以采用多道单面搭接角焊缝构成，如图 7-36 所示。
  - 1) 贯穿组件的封头之一应符合 6.3.5.2.3 的要求；
  - 2) 贯穿组件的外径不应超过 450mm；
  - 3) 贯穿组件的设计压力不应超过 700KPa，且设计温度不应超过 205℃；
  - 4) 角焊缝应按 6.3.5 的液体渗透法进行检测；
  - 5) 角焊缝和封头应符合 6.7.2b) 的要求。

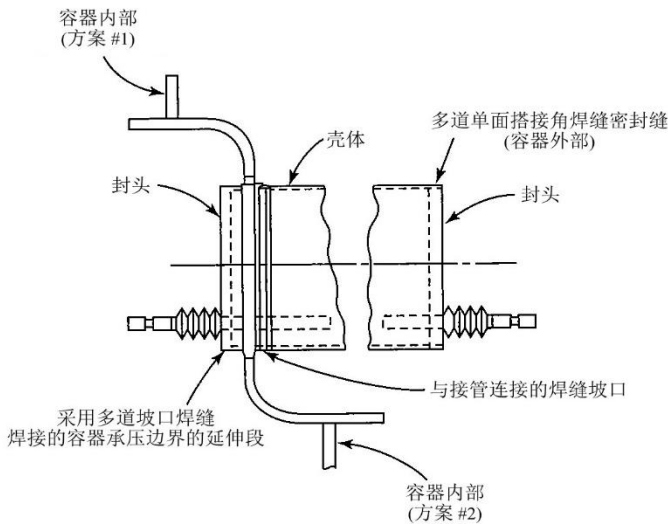


图7-36 贯穿组件

7.8 膨胀节

7.8.1 波纹管膨胀节的制造和安装规则

- 波纹管型膨胀节应满足下列a) 至f) 的要求。
- a) 所有焊接接头应与第 7 章的要求相一致。
  - b) 波纹管的纵向焊缝应为全焊透的对接焊缝。
  - c) 膨胀节的波纹管应采用完全穿过波纹管壁厚的全焊透环向对接焊缝与焊接端头或法兰连接，如图 7-37 所示。
  - d) 除连接焊缝外，波纹管元件中不允许有环向焊缝。
  - e) 波纹管膨胀节在系统中安装以前，不允许在波纹管母材上补焊。
  - f) 参见 6.6.4.9.2 关于制造和安装的适用要求。

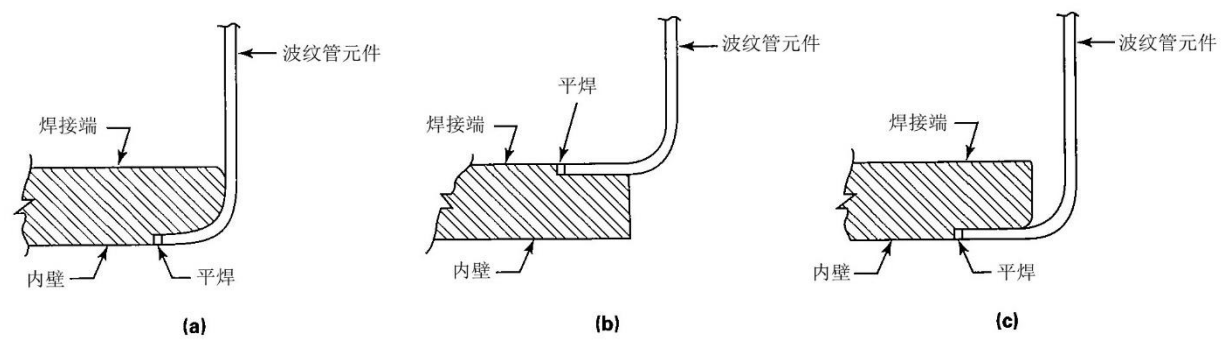


图7-37 波纹管连接焊缝的许用形式

## 8 检测

### 8.1 检测的通用要求

#### 8.1.1 规程、考核和评定

##### 8.1.1.1 通用要求

对于2级部件，应满足以下要求：

- a) 无损检测除按本章要求进行变更的以外，应按 T/CNEA XXX.1~8-XXXX《压水堆承压部件 无损检测》的检测方法进行。除不允许用荧光屏的情况以外，射线检测应按 T/CNEA XXX.3-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第3部分：射线检测》表4,5,6的规定进行，几何不清晰度不得超过射线检测表4,5,6的范围，并应采用表8-1的像质指示计(IQI)代替 T/CNEA XXX.3-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第3部分：射线检测》表4,5,6中列出的透度计。电子和数字射线透视图象的保存要求与胶片射线照相法的要求相同。超声检测应按 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测》进行；磁粉检测应按 T/CNEA XXX.5-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第5部分：磁粉检测》进行；液体渗透检测应按 T/CNEA XXX.4-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第4部分：渗透检测》进行；泄漏试验必须按 T/CNEA XXX.8-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第8部分：泄漏检测》进行。
- b) 按照6.2要求设计的2级压力容器应满足8.2.5要求，以取代8.2.1到8.2.4的要求。
- c) 在8.2.8中给出了对贮罐的无损检测要求。
- d) 按本章要求或参考本章的所有要求的检测应由已按本章要求考核合格的人员执行。检测的结果应按本章的验收标准进行评定。

对于3级部件，应满足以下要求：

- a) 除按本章要求可能作出的变更外，无损检测应按 T/CNEA XXX.1~8-XXXX《压水堆承压部件 无损检测》的检测方法执行。射线检测应按 T/CNEA XXX.3-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第3部分：射线检测》第3部分射线检测中表4、5、6进行，但几何不清晰度不应超过射线检测表4,5,6的范围。超声检测应按 T/CNEA XXX.2-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第2部分：超声检测》进行；磁粉检测应按 T/CNEA XXX.5-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第5部分：磁粉检测》进行；液体渗透检测应按 T/CNEA XXX.4-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第4部分：渗透检测》进行；泄漏试验应按 T/CNEA XXX.8-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第8部分：泄漏检测》进行；
- b) 射线照相的范围应满足6.3.5.2对于设计中所用的焊接接头系数的要求；
- c) 选点射线照相的要求在8.4中给出；
- d) 对贮罐的无损检测的要求在8.2.8中给出；
- e) 本章要求的检测或参照本章的检测应由按本章要求取得资格的人员执行。检测结果应按本章的验收标准评定。

表8-1 厚度、像质指示计、基本孔和线径

像质指示计—孔型或线型 <sup>a</sup>								
	射线源侧				胶片侧			
单壁材料的厚度范围，mm	编号	孔径 mm	基本孔	要求的线径 IQI mm	编号	孔径 mm	基本孔	要求的线径 IQI mm
≤6.4	5	1.02	4T	0.15	5	1.02	4T	0.15
6~10	7	1.02	4T	0.15	7	1.02	4T	0.15
10~13	10	1.02	4T	0.25	10	1.02	4T	0.25
13~16	12	1.27	4T	0.33	12	1.27	4T	0.33
16~19	15	1.52	4T	0.41	12	1.27	4T	0.33
19~25	20	1.02	2T	0.41	17	0.89	2T	0.33
25~32	25	1.27	2T	0.51	17	0.89	2T	0.33
32~38	30	1.52	2T	0.64	20	1.02	2T	0.41
38~50	35	1.78	2T	0.81	25	1.27	2T	0.51
50~64	40	2.03	2T	1.02	30	1.52	2T	0.64
64~75	45	2.29	2T	1.02	35	1.78	2T	0.81
75~100	50	2.54	2T	1.27	40	2.03	2T	1.02
100~150	60	3.05	2T	1.60	45	2.29	2T	1.02
150~200	80	4.06	2T	2.54	50	2.54	2T	1.27
200~250	100	5.08	2T	3.20	60	3.05	2T	1.60
250~300	120	6.10	2T	4.06	80	4.06	2T	2.54
300~400	160	8.13	2T	6.35	100	5.08	2T	3.20
400~500	200	10.16	2T	8.13	120	6.10	2T	4.06
<sup>a</sup> 孔（板）型像质指示计可用于平板和不使像质指示计孔的影像变形的几何形状的工作件。								

8.1.1.2 无损检测规程

凡按本章要求进行的所有无损检测，都应按经过专业责任工程师认为满意的实践验证证明的详细书面规程实施。所用的规程应符合 T/CNEA XXX.1~8-XXXX《压水堆承压部件 无损检测》各章对特定检测方法的规定。射线照相胶片和射线透视图像的数字化处理应满足 T/CNEA XXX.3-XXXX《压水堆承压部件 无损检测 第3部分：射线检测》4.2节的要求。当专业责任工程师需要时，应能取得书面规程，以及证明规程效能和检测人员考核的记录。所有有关的无损检测人员至少应持有一份检测规程的副本，以便工作时参考及使用。

8.1.1.3 检测后的清洗



凡在检验工件上应用检测材料的任何无损检测,在检测以后应根据所用的检测材料或检测规程的说明将检验工件进行彻底清洗。

### 8.1.2 焊缝和焊缝金属堆焊层的检测时间

在制造和安装过程中按 8.2 要求进行的焊缝和焊缝金属堆焊层的验收检测,应按下列 a) 到 e) 的规定时间进行。

- a) 除下列 1) 和 2) 的规定外,焊缝的射线检测应在所要求的中间焊后热处理<sup>77)</sup>或最终焊后热处理以后进行。
  - 1) 由 P-No.1 材料制成的物项上的所有焊缝,其射线检测可在任何所要求的焊后热处理之前进行。
  - 2) 在 P-No.3 材料上的焊缝,如果在中间焊后热处理或最终焊后热处理之后要作超声检测,其射线检测可以在中间焊后热处理或最终焊后热处理之前进行。超声检测和验收标准应按本章要求。
- b) 除 P-No.1 材料上的焊缝可在焊后热处理之前或之后进行检测以外,焊缝的磁粉或液体渗透检测都应在任何所要求的焊后热处理以后进行。
- c) 所有异种金属的焊接接头,如奥氏体或高镍材料与铁素体材料的焊接,或用奥氏体材料或高镍合金填充金属连接铁素体材料贯穿壁厚的,应在最终焊后热处理以后进行检测。
- d) 被焊缝金属堆焊层所覆盖的焊缝表面的磁粉检测或液体渗透检测,应在熔敷焊缝金属堆焊之前进行。对于焊后热处理以后不可及的焊缝表面的磁粉检测或液体渗透检测,必须在造成不可及的工序以前进行。这些检测可在焊后热处理之前进行。
- e) 铁素体材料的电渣焊缝中超声检测,在有细化晶粒热处理工序时,应在这一工序之后进行,否则应在最终焊后热处理之后进行检测。

### 8.1.3 焊缝坡口制备表面的检测

对于 2 级部件,所有 A 类、B 类、C 类和 D 类焊接接头的全焊透焊缝,和材料厚度等于或大于 50mm 的类似焊接接头,其焊缝的坡口制备表面都应采用磁粉或液体渗透法进行检测。缺陷显示应按下列 a)、b) 和 c) 的验收标准进行评定。

- a) 只有主要尺寸大于 1.5mm 的缺陷显示才应被认为与缺陷有关。
- b) 长度不超过 25mm 的层状缺陷是可以接受的,不必进行修补。长度超过 25mm 范围的各种层状缺陷,应由超声检测来确定。长度超过 25mm 的缺陷应用焊接方法进行修补,补焊深度应为 10mm 或缺陷深度两者中的较小值。除非超声检测发现为满足该产品形状的超声检测要求而需要附加补焊深度。
- c) 下面 1) 到 3) 的非层状缺陷显示是不可接受的:
  - 1) 任何长度大于 5mm 的线状显示;
  - 2) 尺寸大于 5mm 的圆形显示;
  - 3) 在一条直线上有 4 个或 4 个以上的显示,且缺陷边缘的间距等于或小于 1.5mm。
- d) 对 A 类、B 类、C 类和 D 类焊缝或类似焊缝上所制备的焊缝坡口在进行补焊时,应在其表面成为不可接近以前用磁粉或液体渗透法进行检测。检测可在焊后热处理以前或以后进行。

### 8.1.4 按 6.2 设计的容器上开孔处的检测

77) 这里的中间焊后热处理定义为对焊缝进行温度范围不低于焊缝作最终焊后热处理时的最低保温范围的焊后热处理。

对于用颈圈与容器壁对焊的接管[图 7-28 中简图 a)和 b)], 容器壁上径向布置的开孔表面应按本章的要求用磁粉法或液体渗透法进行检测。检测发现的不合格缺陷应按有关章节要求去除和修补。

8.2 焊缝的检测

8.2.1 容器的 A 类焊接接头以及管道、泵和阀门的纵向焊接接头

8.2.1.1 容器的焊接接头

对于 2 级部件, 应满足以下要求:

- a) 当所连接的两个焊件中任何一个的厚度超过 5mm 时, A 类焊接接头应全部进行射线检测。
- b) 当所连接的两个焊件的每个厚度等于或小于 5mm 时, A 类焊接接头表面可用磁粉或液体渗透法检测以代替射线检测。

对于 3 级部件, 应满足以下要求:

8.2.1.1.1 通用要求

- a) 在下列情况下, 应对 A 类焊接接头 (6.3.5.1.1) 全部进行射线检测:
  - 1) 厚度超过 8.2.1.1.2 或 8.2.1.1.3 的限定;
  - 2) 焊缝根据 6.3.5.2.1 a) 允许的焊接接头系数;
  - 3) 连接到需按以上 1) 或 2) 全部进行射线检测的容器筒节或封头上的接管或连通室中的对接焊缝;
  - 4) 由电渣焊工艺制成的焊缝。
- b) 对于按上述 a) 不要求作全部射线检测的焊缝, 除下述 c) 允许者外, 应按 8.1.1.1 的要求进行选点射线检测。在使用 6.3.5.2.1 b) 中所述的焊接接头系数时, 也要求选点射线检测;
- c) 当容器或零件在设计上仅承受外压, 或设计符合 6.3.5.2.1 c) 的要求, 则不要求作射线检测。

8.2.1.1.2 铁素体材料

对焊接接头处的板厚或容器壁厚两者中较薄一边的厚度超过表8-2的厚度限的每个对接焊接头, 应全部进行射线检测。

表8-2 对接焊接接头必须全部进行射线检测的厚度界限

材料的 P-编号类别	名义厚度/mm 超过此厚度的对接焊接接头必须全部进行射线检测
1	32
3	19
4	16
5	0
7	16
8	38
10	16
11	16

8.2.1.1.3 非铁基金属材料

- a) 非铁基金属材料建造的容器或容器零部件应按 6.3.5.2 的要求进行射线检测；
  - b) 用 SB-163（只取合金 800）、SB-333、SB-334、SB-335、SB-336、SB-407、SB-408、SB-409、SB-443、SB-444 和 SB-446 等技术规格书涉及的材料建造的容器中的对接焊接头，当焊接接头处的板厚或容器壁厚两者中较薄一边的厚度超过 10mm 时，应对焊缝的全长进行射线检测；
  - c) 用纯钛建造的容器的 A 类和 B 类焊接接头应全部进行射线检测；
  - d) 用 SB-333、SB-334、SB-335 和 SB-336 材料制造的零部件的所有坡口焊缝和角焊缝，都应使用液体渗透法进行检测，探测其是否存在裂纹；
  - e) 用纯钛建造的容器中的全部焊接接头都应使用液体渗透法进行检测；
- 用 SB-163（只取合金 800）、SB-407、SB-408、SB-409、SB-443、SB-444 和 SB-446 材料建造的部件或零件中不要求射线检测的所有焊接接头，都应使用液体渗透法进行检测。

### 8.2.1.2 管道、泵和阀门的焊接接头

对于 2 级部件，6.3.5.1.1 中规定的纵向对接焊接接头应进行射线检测。

对于 3 级部件，名义管径大于 DN50 的管道中的纵向焊接接头应按 5.5 的要求进行检测。名义管径大于 DN50 的泵和阀门的承压零件中的纵向焊接接头，应按 5.5 中对应产品形式的相应要求进行检测。用电渣焊工艺制成的对接焊缝应对焊缝的全长进行射线检测。

### 8.2.2 容器的 B 类焊接接头以及管道、泵和阀门的环向焊接接头

#### 8.2.2.1 容器的焊接接头

对于 2 级部件，应满足以下要求：

- a) 当所连接的两个焊件中任何一个的厚度超过 5mm 时，B 类焊接接头应全部进行射线检测。
- b) 当所连接的两个焊件的每个厚度等于或小于 5mm 时，B 类焊接接头表面可用磁粉或液体渗透法检测以代替射线检测。

对于 3 级部件，应满足以下要求：

- a) 在下列情况下，应对 B 类焊接接头（6.3.5.1.2）全部进行射线检测：
  - 1) 除以下 b) 允许者外，厚度超过 8.2.1.1.2 或 8.2.1.1.3 的限制；
  - 2) 除以下 b) 允许者外，焊缝根据 6.3.5.2.1 a) 允许的焊接接头系数；
  - 3) 连接到要求作射线检测的容器筒节或封头上的接管或连通室中的对接焊缝，并且名义管径超过 DN250 或壁厚超过 29mm；
  - 4) 由电渣焊工艺制成的焊缝。
- b) 根据上面的 a) 2) 所述，对于按以上 a) 的厚度或位置不要求作全部射线检测的 B 类焊缝的类似形式的焊缝，最低的要求是应进行部分射线检测。部分射线检测应包括在焊缝任何部分随机选取长度至少为 150mm 的射线检测，再加上与所有的 A 类焊缝和类似 A 类的焊缝交叉的焊缝任何交叉点处的类似检测，其中 A 类焊缝和类似 A 类的焊缝无论在相连接处的哪个部分上。部分射线检测的焊缝的验收标准按 8.3.2.1 中的规定；
- c) 对按以上 a) 或 b) 不需要作射线检测的焊缝，除以下 d) 允许者外，应进行选点射线检测。当采用 6.3.5.2.1 b) 中所述的焊接接头系数时，也要求作选点射线检测；
- d) 当容器或零件设计仅承受外压，或当设计符合 6.3.5.2.1 c) 要求时，则不要求作射线检测；
- e) 应满足 8.2.1.1.2 和 8.2.1.1.3 的要求。

#### 8.2.2.2 管道、泵和阀门的焊接接头

对于 2 级部件：

- a) 对接焊接接头应进行射线检测。
- b) 角焊和部分焊透焊接接头应采用磁粉或液体渗透法进行检测。
- c) 经 7.3.3.7 评定合格的仪表管对接焊缝应进行液体渗透检测。

对于 3 级部件：

对名义管径大于 DN50 的管道、泵和阀门中的环焊缝焊接接头，应使用磁粉、液体渗透或射线照相中的任何一种方式进行检测。验收标准应如 8.3 中所述。

### 8.2.3 容器的 C 类焊接接头和其他部件上类似的焊接接头

对于 2 级部件：

- a) 当所连接的两个焊件中任何一个的厚度超过 5mm 时，C 类全焊透对接焊焊接接头和其他部件上类似的焊接接头应全部进行射线检测。
- b) 当所连接的两个焊件中任何一个的厚度超过 5mm 时，C 类全焊透角焊焊接接头和其他部件上类似的焊接接头应进行超声或射线检测。
- c) 当所连接的两个焊件的每个厚度等于或小于 5mm 时，C 类焊接接头表面和其他部件上类似的焊接接头可用磁粉或液体渗透法检测以代替射线或超声检测。
- d) C 类部分焊透和角焊焊接接头及其他部件上类似的焊接接头，在所有的可及表面上应采用磁粉或液体渗透法进行检测。

对于 3 级部件容器：

- a) 在下列情况下，应对 C 类全焊透焊缝进行全部射线检测：
  - 1) 厚度超过 8.2.1.1.2 或 8.2.1.1.3 的要求；
  - 2) 连接到要求作射线检测的容器筒节或封头上的接管或连通室中的对接焊缝，并且名义管径超过 DN250 或壁厚超过 29mm；
  - 3) 用电渣焊工艺制成的焊缝。
- b) 采用 6.3.5.2.1 a) 的焊接接头系数，按厚度和位置不需要全部射线照相的任何 C 类对接焊缝，应满足 8.2.2.1 b) 的要求；
- c) 对按以上 a) 不需要全部射线照相的焊缝，除以下 d) 允许者外，应进行选点射线检测。当对接焊缝按 6.3.5.2.1 b) 所述的焊接接头系数设计时，要求进行选点射线检测；
- d) 当容器或零件在设计上仅承受外压，或当设计符合 6.3.5.2.1 c)，或当接头不是对接焊接接头时，不需要作射线检测。

对于 3 级部件管道、泵和阀门：

对类似 C 类的焊接接头的要求应与 8.2.2.2 所给出的相同。

### 8.2.4 容器的 D 类焊接接头和其他部件上类似的焊接接头

#### 8.2.4.1 容器的焊接接头

对于 2 级部件：

- a) 当所连接的两个焊件中任何一个的厚度超过 5mm 时，D 类全焊透对接焊焊接接头和其他部件上类似的焊接接头应全部进行射线检测。
- b) 当所连接的两个焊件中任何一个的厚度超过 5mm 时，D 类全焊透角焊焊接接头和其他部件上类似的焊接接头应进行超声检测或射线检测。
- c) 当所连接的两个焊件中任何一个的厚度超过 5mm 时，D 类焊接接头表面和其他部件上类似的焊接接头可用磁粉或液体渗透法检测以代替射线或超声检测。

- d) D类部分焊透和角焊焊接接头及其他部件上类似的焊接接头,在所有的可及表面上应采用磁粉或液体渗透法进行检测。

对于3级部件:

- a) 当D类全焊透对接焊缝(6.3.5.1.4)位于下列部位时,应进行全部射线检测:
- 1) 按6.3.5.2.1 a)允许的焊接接头系数设计的容器或零件中;
  - 2) 连接到要求全部射线检测的容器筒节或封头上的接管或连通室中。
- b) 对按以上a)不要求全部射线检测的对接焊缝,除下述c)允许者外,应进行选点射线检测;
- c) 当容器或零件在设计上仅承受外压,或当设计符合6.3.5.2.1 c)时,对接焊接接头不需要作射线检测。非对接的焊接接头不需要射线检测。

#### 8.2.4.2 管道、泵和阀门上的焊接支管<sup>78)</sup>和接管

对于2级部件:

- a) 名义管径大于DN100焊接支管和接管应进行射线检测。
- b) 名义管径等于和小于DN100的焊接支管和接管的外部焊缝表面和可及的内部焊缝表面,应采用磁粉或液体渗透法检测。

对于3级部件:

对类似D类焊接接头的焊接接头的要求应按8.2.2.2中所述。

#### 8.2.5 按6.2设计的容器焊缝的检测

##### 8.2.5.1 A类焊接接头

A类焊接接头应全部进行射线检测。

##### 8.2.5.2 B类焊接接头

B类焊接接头应全部进行射线检测。

##### 8.2.5.3 C类焊接接头

- a) C类全焊透对接焊焊接接头应全部进行射线检测。
- b) C类全焊透角接焊焊接接头应进行超声或射线检测。
- c) 对于图7-25简图b)和c)所示的角接焊焊接接头结构,除了尺寸 $b$ 等于或大于 $t_s$ 以外,无支撑的平封头在焊接前应按SA-435的要求用超声方法进行100%的检测。除此之外封头中应无分层才能接受。

##### 8.2.5.4 D类焊接接头

- a) D类全焊透对接焊焊接接头应全部进行射线检测。
- b) D类全焊透角接焊焊接接头应进行超声或射线检测。
- c) D类部分焊透或角焊焊接接头应在所有的可及表面上进行液体渗透或磁粉法检测。

##### 8.2.5.5 不适用

##### 8.2.5.6 不适用

78) 支管管路上的焊缝应按8.2.1.2和8.2.2.2的要求进行检测。

#### 8.2.5.7 按 6.2 设计的容器的其他焊接接头

8.2.6、8.2.7、8.4.1 的要求也适用于按 6.2 设计的容器

#### 8.2.6 角焊、部分、插套和结构附件的焊缝

对于2级部件：

##### 8.2.6.1 角焊、部分焊透和插套焊接接头

除了非结构附件（4.1.3.2.1）以外，角焊、部分焊透及插套焊缝应采用磁粉或液体渗透法进行检测。

##### 8.2.6.2 结构附件的焊接接头

承压材料上结构附件的焊接接头应采用磁粉或液体渗透法进行检测。

对于3级部件：

焊接的支撑螺栓不需要射线检测。当焊接撑条用于支撑带外套的容器时，应在连接外封板之前对内部焊缝进行目视检测。

#### 8.2.7 特殊焊缝

##### 8.2.7.1 特殊设计的密封焊缝

对于2级部件：这种类型的焊缝应采用磁粉或液体渗透法进行检测。

##### 8.2.7.2 焊缝金属堆焊层

焊缝金属堆焊层应采用液体渗透法进行检测。

##### 8.2.7.3 硬质表面层

硬质表面层应按 5.5.4.6 要求用液体渗透法进行检测，并应采用与材料厚度小于 16mm 的相应验收标准。对于入口接管名义管径等于或小于 DN100 的阀门上的硬质表面层，不要求进行液体渗透法检测。

##### 8.2.7.4 管子与管板的焊缝

管子与管板的焊缝应采用液体渗透法进行检测。

##### 8.2.7.5 钎焊接头

检测前所有表面上的焊剂和焊渣应清除。所有可接近的表面应进行目视检测，以确定钎料是否已经充满整个接头。不能进行直接目视检测的接头，可借助光学仪器作间接目视检测。

##### 8.2.7.6 惯性摩擦焊和连续驱动摩擦焊焊缝

对于 2 级部件：

- a) 当本章要求对惯性摩擦焊和连续驱动摩擦焊的焊缝进行射线检测时，也应采用超声方法进行检测，以验证整个区域的焊合。
- b) 所用的材料应是“水堆核电厂核岛机械设备焊接另一规范”指定 P 值的材料，且不包括沸腾钢和半镇静钢。
- c) 所焊接的两个零件中的一个必须保持在一个固定位置上，另一个可转动。所焊接的两个面必须对称于旋转轴。

d) 在两个焊件之间的焊缝应是全焊透焊缝。

对于3级部件：

当按本章要求对惯性摩擦焊和连续驱动摩擦焊的焊缝进行射线检测时，也应进行超声检测，以验证整个区域的焊合。

#### 8.2.7.7 不适用

#### 8.2.7.8 电渣焊焊缝

除受检测的焊缝形式要求外，用电渣焊工艺焊成的所有铁素体材料的全焊透焊缝应采用超声进行检测。

#### 8.2.7.9 特殊例外

当接头部分的结构不允许按本章规程进行射线检测时，可用超声检测加液体渗透或磁粉法检测代替射线检测对完工焊缝进行检测。缺少适用的射线照相设备不应是这种替代的正当理由。如果检测是按详细的书面规程进行，而这个规程已经专业责任工程师认为满意的由实践验证证明它具有本分卷所述的探测和定位缺陷的能力，则可用超声检测代替射线检测。无损检测应按8.1.1的规定进行，并符合8.3的验收标准。

### 8.2.8 贮罐上的焊接接头

#### 8.2.8.1 检测规程

贮罐上焊缝的无损检测应按“核电厂核岛机械设备无损检测另一规范”第1部分通用要求第5.4节的检测规程进行。

#### 8.2.8.2 常压贮罐

##### 8.2.8.2.1 侧壁焊接接头

对于2级部件：侧壁焊接接头应全部进行射线检测。

对于3级部件：侧壁焊接接头应按8.2.1.1和8.2.2.1进行检测。

##### 8.2.8.2.2 顶部焊接接头和顶部与侧壁的焊接接头

顶部焊接接头和顶部与侧壁的焊接接头应进行目视检测。

##### 8.2.8.2.3 底部焊接接头

底部焊接接头应从贮罐内侧进行检测检测的方法是在焊接接头处涂上能起泡的肥皂水，用有透明顶盖的真空盒局部抽真空至少为20kPa。

##### 8.2.8.2.4 底部与侧壁的焊接接头

对于2级部件：

底部与侧壁的焊接接头应采用8.2.8.2.3所述的真空盒法并用磁粉或液体渗透法进行表面检测。

对于3级部件：

底部与侧壁的焊接接头应用8.2.8.2.3要求的真空盒方法检测。作为另外一种办法，如果焊接接头的外侧在按第9章要求的试验期间对目视检测来说是可达的，也可以用磁粉检测或液体渗透检测代替真空盒试验。

#### 8.2.8.2.5 接管与贮罐的焊接接头

接管与侧壁或底部的焊接接头应采用磁粉或液体渗透法进行检测。接管与顶部的焊接接头应进行目视检测。

#### 8.2.8.2.6 接管焊接接头

对于2级部件：

在顶部接管上的所有焊接接头应进行目视检测。其他接管上的对接焊接接头应进行射线检测，其他类型的接管焊接接头应采用液体渗透或磁粉法进行检测。

对于3级部件：

在顶部接管上的所有焊接接头应进行目视检测。其他接管上的焊接接头应使用液体渗透或磁粉法进行检测。

#### 8.2.8.2.7 其他焊接接头

在8.2.8.2中未明确包括的焊缝接头，应根据本节要求按容器上类似焊接接头所用的相同方法进行检测。

### 8.2.8.3 压力为 0~100kPa 贮罐上的焊接接头

#### 8.2.8.3.1 侧壁焊接接头

对于2级部件：

侧壁焊接接头应全部进行射线检测。

对于3级部件：

侧壁焊接接头应按8.2.1.1进行检测。

#### 8.2.8.3.2 顶部焊接接头

对于2级部件：

顶部焊接接头应全部进行射线检测。

对于3级部件：

顶部焊接接头应按8.2.1.1进行检测。

#### 8.2.8.3.3 顶部与侧壁的焊接接头

对于2级部件：

如果设计允许，顶部与侧壁的焊接接头应全部进行射线检测。如不进行射线照相，这些焊接接头应采用磁粉或液体渗透法进行检测。

对于3级部件：

如果设计允许，顶部与侧壁的焊接接头应按8.2.1.1进行射线检测。如不进行射线照相，这些焊接接头应用磁粉或液体渗透法进行检测。

#### 8.2.8.3.4 底部焊接接头

直接支承在标高地基上的底部焊接接头应采用8.2.8.2.3所述的真空盒法进行检测。不直接支承在标高地基上的焊接接头应全部进行射线检测。

#### 8.2.8.3.5 底部与侧壁的焊接接头



对于2级部件：

底部与侧壁的焊接接头应采用8.2.8.2.3所述的真空盒法并用磁粉法或液体渗透法进行检测。

对于3级部件：

底部与侧壁的焊接接头应用8.2.8.2.3要求的真空盒方法检测。作为另外一种办法，如果焊接接头的外侧在按第9章要求的试验期间对目视检测来说是可达的，也可以用磁粉检测或液体渗透检测代替真空盒试验。

#### 8.2.8.3.6 接管与贮罐的焊接接头

接管与贮罐的焊接接头应采用磁粉或液体渗透法进行检测。

#### 8.2.8.3.7 接管焊接接头

对于2级部件：接管上的对接焊接接头应全部进行射线检测。其他焊接接头应采用磁粉或液体渗透法进行检测。

对于3级部件：

接管上的焊接接头应使用磁粉或液体渗透法进行检测。

#### 8.2.8.3.8 其他焊接接头

在8.2.8.3中未明确包括的焊接接头，应根据本节要求按容器上类似焊接接头所用的相同方法进行检测。

### 8.3 验收标准

#### 8.3.1 不适用

#### 8.3.2 射线检测验收标准

由焊缝射线照相发现的和具有缺陷特性的下列a~e情况均为不可接受的显示，对于3级部件同时适用f~g。

- a) 任何具有裂纹、未完全熔合或未焊透特性的显示；
- b) 任何长度大于下列值的条状显示：
  - 1) 厚度  $t$  小于或等于 19mm 时，显示长度为 6mm。
  - 2) 厚度  $t$  大于 19mm 到 57mm 时，显示长度为  $t/3$ ；
  - 3) 厚度  $t$  大于 57mm 时，显示长度为 19mm。
 这里  $t$  为焊缝较薄部分的厚度。
- c) 内部焊根的状态在射线照相所示的黑度或图像亮度差异无突变是可接受的；但如果这种焊根状态的任一侧上，射线照相的条状显示达到上述 b) 的规定时，是不可接受的。
- d) 在  $12t$  长度内，任一组的全连形显示且累计长度大于  $t$  的任一组显示，但最小距离超过  $6L$  的相邻显示可除外，此时累计长度不限。 $L$  为最大的显示长度。
- e) 超过 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第8部分：辅助规则》附录 F 规定可接受范围的圆形显示。
- f) 如果某一条 B 类或 C 类对接焊缝，根据 8.2.2.1 b) 或 8.2.3.1 b) 的要求进行部分射线照相后，按上述 a) 到 e) 的要求是可以验收，那么由这个部分射线照相所代表的整条焊缝长度也可以验收；
- g) 如果某一条 B 类或 C 类对接焊缝，根据 8.2.2.1 b) 或 8.2.3.1 b) 的要求进行射线照相后，在任何射线照相上发现有不符上述 a) 到 e) 的最低质量要求时，应在同一焊缝单元的其他部位，

对每张发现有这类焊接缺陷的底片，至少选取总数为 2 个其长度至少为 152.4mm 的附加部位进行射线检测。这些附加射线照相的部位应为专业责任工程师所接受。

- 1) 如果对附加部分所作的检测表明焊接状态满足上述 a)到 e)的最低质量要求，则由全部射线照相所代表的整条焊缝是可以接受的。由部分射线照相发现的有缺陷的焊合处应除去，并用焊接修补这个部位。经焊接修补的部位应作射线检测；
- 2) 如果对附加部分所作的检测中，有任何一个表明不符合上述 a)到 e)的最低质量要求时，则附加检测所代表的整条焊缝应拒收。被拒收的整条焊缝应重焊，或者对整条焊缝进行全部射线检测，并对焊缝中任何不满足上述 a)到 e)要求的部分作修补后重新进行射线照相检测。重焊的焊接接头应按 8.2.2.1 b)或 8.2.3.1 b)的要求进行部分射线检测，或者应对焊缝修补的部位重新进行射线检测。

对于 3 级部件，用选点射线检测的焊缝是否可验收应根据下述 a)、b)和 c)来确定。

- a) 射线照相显示有任何形式的裂纹或未熔合或未焊透区域的焊缝不可接受；
- b) 当射线照相显示焊缝中有夹渣或空洞时，如果这样的缺陷长度大于  $2/3T$  时（ $T$  是焊缝处较薄板的厚度）则不可接受。当在一条线上有数个大小在上述限定范围以内的缺陷时，如果在  $6T$  的长度或者按射线照相成比例地小于  $6T$  的长度内，所有这类缺陷的最长尺寸的总和不大于  $T$ ，而且所考虑的最长缺陷之间有至少为  $3L$ （ $L$  是最长缺陷的长度）的可接受的焊缝金属间隔，应对焊缝判定为可以接受的。可接受缺陷的最大长度应为 19mm。对任何板厚来说任何长度小于 6mm 的这类缺陷都可以接受；
- c) 对于不要求进行全面射线检测的焊缝，圆形显示不作为验收的因素；
- d) 评定和复检
  - 1) 当用于选点射线检测的部位按上述 a) 和 b) 为可以接受时，则由这个射线照相所代表的整个焊缝长度也为可以接受；
  - 2) 当对某个选点进行检测后，在射线照相上发现有不符合上述 a) 和 b) 最低质量要求的焊接状态时，应在同一个焊缝上离开原先选点的部位上再取两个附加点进行射线照相检测。这些附加选点的部位应由专业责任工程师或由生产商按 8.4.2 c)中对原先选点检测的规定加以确定。

如果对两个附加选点的检测表明焊接状态满足上述 a)和 b)的最低质量要求，则由这三张射线照相所代表的整个焊缝为可以接受。对于这三张射线照相中第一张所发现有缺陷的焊接状态，可以去除后再用焊接修补这个部位，也可以允许按原状留在焊接接头里，均按专业责任工程师的处理意见确定；

如果对两个附加选点中的任一选点的检测表明焊接状态不符合上述 a)和 b)的最低质量要求，则所代表的整个焊缝应拒收。整个拒收的焊缝应去除，接头应重焊，或者在生产商愿意的情况下，应对所代表的整个焊缝进行全部射线检测，这样只需修补有缺陷的焊缝部分；

焊接修补应按评定合格的工艺规程和为专业责任工程师能接受的方式执行。重焊的接头或经焊接修补的部位应在一个按前面已经提到过的按 8.4.2 要求确定的位置上进行选点射线检测。

### 8.3.3 超声检测验收标准

对于反射波幅度大于基准波幅度 20%的所有缺陷应扩大探测范围，直至操作员能确定所有这些缺陷的形状、性质和位置，并根据下列 a) 和 b) 给出的验收标准来评定。

- a) 显示波幅超过基准波，且长度超过下列规定的缺陷，均为不可接受。
  - 1) 厚度  $t$  小于或等于 19mm 时，显示长度为 6mm；

2) 厚度  $t$  大于 19mm 到 57mm 时, 显示长度为  $t/3$ ;

3) 厚度  $t$  大于 57mm 时, 显示长度为 19mm。

这里  $t$  为被检测焊缝的厚度, 如果焊缝是由两个不同厚度的焊件焊接而成, 则  $t$  为较薄焊件的厚度。

b) 如果显示具有裂纹、未完全熔合或未焊透的特征, 则不论长度如何均为不可接受。

### 8.3.4 磁粉检测验收标准

#### 7.7.1.1 显示的评定

- a) 表面上的机械不连续性通过检测介质的滞留来显示。但并非所有的显示都是缺陷, 因为某些冶金上不连续和磁导率变化都可能产生类似的显示, 而这类显示与缺陷是无关的。
- b) 任何被认为是无关显示, 应采用相同的或其他的无损检测方法作复测, 以验证实际上是否有缺陷存在。复测前可先进行表面修整。在一个显示被证实为无关显示后, 不需要再对同类型的无关显示进行复测。如果无关显示掩盖了缺陷, 则这样的无关显示为不可接受。
- c) 相关缺陷是由缺陷引起的显示。线状显示是长度大于 3 倍宽度的显示。圆形显示是圆形或长度等于或小于 3 倍宽度的椭圆形显示。

#### 7.7.1.2 验收标准

- a) 只有产生主要尺寸大于 1.5mm 显示的缺陷才被认为是相关缺陷。
- b) 出现下列显示的缺陷, 均为不可接受:
  - 1) 任何裂纹或线状显示;
  - 2) 尺寸大于 5mm 的圆形显示;
  - 3) 在一条直线上有 4 个或 4 个以上且边缘相距小于或等于 1.5mm 的圆形显示;
  - 4) 在与受评定的显示有关的最不利部位上, 任取一个面积为 4000mm<sup>2</sup> 其主要尺寸不超过 150mm 的表面, 在这个面积上有 10 个或 10 个以上的圆形显示。

### 8.3.5 液体渗透检测验收标准

#### 8.3.5.1 显示的评定

- a) 表面上的机械不连续性通过渗透剂的渗出来显露。但例如机械加工的痕迹、表面状态或堆焊层与母材的结合不完全等局部的表面不连续也可能引起类似显示, 这类显示为无关显示。
- b) 任何被认为是无关显示应进行复测, 以验证实际上是否有缺陷存在。复测前可先进行表面修整。无关显示且存在会掩盖缺陷大面积渗透剂沉淀的, 属于不可接受的。
- c) 相关显示是缺陷引起的显示。线状显示是长度大于 3 倍宽度的显示。圆形显示是圆形或长度等于或小于 3 倍宽度的椭圆形显示。

#### 8.3.5.2 验收标准

- a) 只有产生主要尺寸大于 1.5mm 的显示的缺陷才被认为是相关缺陷。
- d) 出现下列显示的缺陷, 均为不可接受:
  - 1) 任何裂纹或线状显示;
  - 2) 尺寸大于 5mm 的圆形显示;
  - 3) 在一条直线上有 4 个或 4 个以上且边缘相距小于或等于 1.5mm 的圆形显示;
  - 4) 在与受评定的显示有关的最不利部位上, 任取一个面积为 4000mm<sup>2</sup> 其主要尺寸不超过 150mm 的表面, 在这个面积内有 10 个或 10 个以上的圆形显示。

### 8.3.6 钎焊接头的目视检测验收标准

应通过接头端部连续和狭窄的可见钎焊合金线的呈现来证明钎焊金属已均匀充满整个接头。

### 8.3.7 不适用

### 8.3.8 气体和气泡形成试验

气体和气泡形成试验的试验规程应按“核电厂核岛机械设备无损检测另一规范”第 8 部分泄漏检测附录 A、B 进行。当使用真空罩试验时，保真空时间至少 10s。因泄漏而形成气泡或使连续的肥皂膜破裂都为泄漏的显示，而任何这样的泄漏显示均为不可接受状态。

## 8.4 部件的最终检测及选点检测<sup>79)</sup>

对于 2 级部件，由通过淬火和回火提高性能的铁素体材料制成的部件在要求的压力试验后，应在所有可接近的表面上对全部承压焊接接头进行磁粉或液体渗透法检测。

对于 3 级部件，其选点检测应满足以下要求：

### 8.4.1 通用要求

按本部分要求作选点检测不作全长射线照相的容器和贮罐上的对接焊接头，除那些在设计上仅承受外压的容器或贮罐之外，都应按本节所述的选点射线照相方法进行局部检测。

### 8.4.2 选点射线检测的最小范围

- a) 在每个容器最初焊接的 15.2m 长度上，应选一个点进行检测。然后，除了按本部分规则制作的完全一样的容器或贮罐单个焊缝长度不足 15.2m 者外，对每增加 15.2m 焊缝长度或按焊缝长度的比例增加部分，应选一个点进行检测。一个点的选点检测可以代表 15.2m 的焊缝增量；
- b) 对这种有可能需要增加的选点，这一选点检测部位应选择在由每个焊工或焊机操作工焊接的焊缝上。在两个或两个以上的焊工或焊机操作工焊接同一接头中不同焊缝道次的情况下，或是各自焊接双面对接焊接头一侧焊缝的情况下，一个选点检测可以同时代表两个焊工或焊机操作工的工作；
- c) 在完成每个有待检测的焊缝增量后，应尽快进行选点检测。选点的位置应当由专业责任工程师来选取。但如果事先已及时通知专业责任工程师，而专业责任工程师未能到场或未选取应当由他选取的检测点，则属例外情况，这时，证书持有者可以自己决定选取检测点。

### 8.4.3 选点射线检测的标准

用射线照相法进行选点检测应按照 T/CNEA XXX.3-XXXX 《压水堆承压部件 无损检测 第 3 部分：射线检测》中所述的技术。选点射线检测的最小长度应为 150mm。

### 8.4.4 评定和复验

---

79) (a) 焊接接头进行选点射线检测是一种公认的有效检测手段，同时，也都认为选点射线照相的规则是质量控制的辅助工具。在焊工或焊机操作工完成一个焊缝单元后立即进行选点射线检测，能证明完成的工作是否已经满足规程的要求。如工作没有满足要求，随之可采取纠正措施，使下一个单元的焊接有所改进，这无疑会提高焊缝的质量。

(b) 按照这里所述的这些规则而进行选点射线检测并不保证所制作的产品完全达到预定的质量水平。必须清楚，按照这些选点射线检测的规则验收的容器或贮罐，有可能还留有缺陷，如果再作进一步的检测便有可能发现这些缺陷。如果要求从容器或贮罐上除去所有射线检测能发现的不可接受的焊缝缺陷，则应使用 100% 的射线检测。

- a) 当选点射线检测的部位根据 8.3.2.2 中 a)、b)为可以接受时, 由这张射线照片所代表的整个焊缝长度亦为可以接受;
- b) 当选点射线照相的部位已经检测完毕, 而射线照相上发现焊接状态不符合 8.3.2.2 中 a)、b)的最低质量要求时, 应在同一个焊缝上, 离开原来选点的部位再选两个附加点进行射线检测。这些附加点的位置, 应由专业责任工程师或证书持有者按照 8.2.4 c)中对原先的选点检测规定予以确定。
  - 1) 如果两个附加点的检测显示的焊接状态满足 8.3.2.2 中 a)、b)的最低质量要求, 由这三张射线照片所代表的整个焊缝为可以接受。而这三张射线照片中的第一张所发现有缺陷的焊接部位, 可以去除后再焊接修补或者按原状留在焊缝接头里, 这均应按专业责任工程师的意见处理;
  - 2) 如果两个附加选点中的任一选点的检测显示的焊接状态不符合 8.3.2.2 中 a)、b)的最低质量要求, 则所代表的整个焊缝应拒收。整个拒收的焊缝应去除, 接头应重焊, 或者, 在证书持有者同意的情况下, 对所代表的整个焊缝进行全部射线检测, 而只需修补有缺陷的部分;
  - 3) 焊接修补应按评定合格的工艺规程和专业责任工程师能接受的方式进行。重焊的接头或经焊接修补的部位应按前面所提到的 8.4.2 的要求确定一个位置进行选点射线检测。

## 8.5 无损检测人员要求

从事《民用核安全设备目录(第一批)》范围内核岛机械设备无损检测活动的人员, 依据《民用核安全设备无损检验人员资格管理规定》(HAF 602)参加考核并取得资格证书后, 方可从事相应方法和级别的无损检测活动。

无损检测人员技术资格等级分为Ⅲ(高)级、Ⅱ(中)级和Ⅰ(初)级。取得不同无损检测方法各资格等级的人员, 应从事与该方法和该资格等级相应的无损检测工作, 并承担相应的技术责任。

## 8.6 膨胀节的检测要求

### 8.6.1 不适用

### 8.6.2 纹管膨胀节

为了验证在部件中安装的波纹管膨胀节的完整性, 要求按下列 a)到 f)的规定进行检测。

- a) 成形的波纹管应进行目视检测, 以确定是否存在有害的缺陷, 例如: 缺口、裂纹、材料增厚或镦粗、焊接飞溅物等。对可疑的表面部位应按 8.1.1 的规定用液体渗透法作进一步检测。
- b) 应按 8.1.1 的规定用液体渗透法检测波纹管上的纵向焊缝。当单层厚度超过 3mm 时, 还应按 8.1.1 的规定对该纵向焊缝进行射线检测。这些检测可以在波纹管成形以前或以后进行。
- c) 当波纹管的总厚度等于或小于 6mm 时, 应按 8.1.1 的规定用液体渗透法检测波纹管和管道或法兰间的环向连接焊缝。当总厚度超过这个限值时, 还应按 8.1.1 的规定对该焊缝进行射线照相检测。但在射线照相检测无意义的部位, 如焊缝厚度小于要进行射线总厚度的 20%时, 可用液体渗透法检测来代替。
- d) 在用液体渗透法检测波纹管焊缝的情况下, 出现下列显示的缺陷均不得验收:
  - 1) 裂纹或线状显示;
  - 2) 在一条直线上有 4 个或 4 个以上且边缘相距小于或等于 1.5mm 的圆形显示;
  - 3) 在长度为 150mm 的焊缝内有 5 个或 5 个以上随机分布的圆形显示;
  - 4) 任何直径超过波纹管厚度一半或 1.5mm 中较小值的圆形显示。
- e) 在膨胀节上所有其他焊缝的检测应符合第 8 章的规定。

- f) 成形波纹管圆筒端部的厚度与名义厚度或规定厚度的偏差不应超过 SA-480 表 2 规定的值。在设计和选择材料厚度时，应考虑成形时波纹管材料的减薄，但不必局限于 SA-480 表 2 规定的数值。

## 9 试验

### 9.1 通用要求

#### 9.1.1 部件、附件和系统的压力试验

##### 9.1.1.1 压力试验的范围

除了以下 a) 至 d) 的规定外,所有的承压部件、附件和完工的系统应进行压力试验。免除试验的部分管道系统应在设计技术规格书和 N-5 数据资料报告表格中确定。当液压试验系统平衡时,授权核专业责任工程师可利用该设计技术规格书。

- a) 螺栓、双头螺栓、螺母、垫圈和垫片不进行压力试验。
- b) 以下管道系统中部分管道的用途只是从敞开在大气中的喷水池、湖泊、水库或水箱中输送液体,这些部分可不进行压力试验:
  - 1) 管子排放到喷水池、湖泊、水库或水箱之前最后隔离阀的管道下游部分;
  - 2) 吸入泵入口隔离阀的管道上游部分。
- c) 从系统内排入 2 级或 3 级容器处,或 MC 安全壳容器穿过喷雾器或喷淋嘴的气体区域内,只有系统外面到容器的那一部分需要进行压力试验。
- d) 在 MC 或 CC 安全壳容器的安全壳弛压水池内,置于最低设计液位下面水中的 2 级或 3 级安全阀和安全释放阀排放管道的一部分是不进行压力试验的。该最低设计液位应在设计技术规格书中特别指明。

##### 9.1.1.2 气压试验

当 9.1.1.2.1a) 允许时,可按 9.3 的气压试验来代替水压试验。

##### 9.1.1.2.1 气压试验的限制

- a) 只有在具备下列任一条件时,才可用气压试验代替水压试验:
  - 1) 当部件、附件或系统的设计或支承使它们不能安全地充满液体<sup>80)</sup>时;
  - 2) 当部件、附件或系统不容易干燥,而使用时又不允许有微量试验介质残存时。
- b) 可在水压试验或气压试验以前进行压力不超过试验压力 25%的气压试验,作为寻找泄露部位的手段。

##### 9.1.1.2.2 气压试验所采取的预防措施

用压缩气体作为试验介质是危险的。因此,当采用有压力的气体作为试验介质时,为保护人员安全应采取特殊预防措施。

##### 9.1.1.3 压力试验的见证

本章要求的压力试验,应有专业责任工程师在场见证下进行。对于与名义管径等于和小于 DN 100 的管道连接的每个管道阀门和泵,可不需专业责任工程师在场见证。对于名义管径小于和等于 DN100 的各种管道阀门和泵,专业责任工程师对证书持有者的试验记录的审核和验收将授权签署在数据报告表

---

80) 如有必要,可将要试验的设备部分充水以进行这些试验。

格上，并在 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》第 7.2.9 节 NCA-5280 规定的试验以前进行。

#### 9.1.1.4 压力试验的时间

##### 9.1.1.4.1 系统的压力试验

安装完工的系统的压力试验，应在初始运行以前进行。可对安装完工的部分系统逐段进行压力试验。

##### 9.1.1.4.2 部件和附件的压力试验

- a) 除下列 b) 中允许的情况外，部件和附件应在安装到系统上以前进行压力试验。
- b) 如符合下列情况，可用系统的压力试验来代替部件和附件的压力试验：
  - 1) 如由于系统压力试验的结果而要求补焊时，部件可按 7.1.3 和 7.4.5 的规则进行补焊；
  - 2) 如有要求，部件的补焊可按 7.6.2 进行焊后热处理，如适用，无损检测可按 7.1.3 和 7.4.5 相应的规则进行；
  - 3) 如补焊要求按 7.4.5.3.4 进行射线照相检测，则部件在补焊和检测后要再进行所要求的系统压力试验。
- c) 阀门在安装到系统上以前要求按 6.5 进行压力试验。
- d) 组装后形成完整的泵或阀门的零部件，如符合下列情况，可按分组件的形式进行试验：
  - 1) 试验压力按 9.2.2.1 的要求；
  - 2) 分组件进行压力试验的载荷状态要模拟泵或阀门组装完工后承压时的载荷；
  - 3) 民用核设施营运单位批准该部件分组件的任何压力试验；
  - 4) 民用核设施营运单位规定压力试验的要求和使用的试验压力；
  - 5) 每个分组件的压力试验由证书持有者进行，进行时要求授权核专业责任工程师在场；
  - 6) 除 T/CNEA XXX.1-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 1 部分：通用要求》中规定的情况外，由非民用核设施营运单位进行的每个分组件的压力试验，要打上 NPT 符号的印记，试验压力应在零部件数据报告表中加以注明；（印记是否符合国情？）
  - 7) 由非民用核设施营运单位进行压力试验的每个分组件要在规范数据报告表中列出；
  - 8) 泵或阀门的分组件在压力试验后，只能用机械方法组装；
  - 9) 在分组件压力试验时已进行检测的焊缝，在系统压力试验时不需再检测。

##### 9.1.1.4.3 材料的压力试验

如符合下列情况，部件或附件的压力试验可用于代替该部件或附件所用的零件或材料的技术规格书所要求的任何这种试验，只要：

- a) 如材料技术规格书要求作无损检测，该无损检测可在部件或附件压力试验后进行；
- b) 如由于压力试验的结果而要求修补时，材料可按 7.1.3 的规则进行补焊；
- c) 如补焊后要求作焊后热处理，可按 7.6.2 的要求进行。

##### 9.1.1.5 压力试验后的机加工

在压力试验期间，已完工的部件上要求机加工到精确尺寸和公差的部分。留有不超过壁厚 10% 或 10mm 两者中较小的材料余量是允许的。

#### 9.1.2 试验的准备



### 9.1.2.1 接头的暴露

为了试验时进行检测，所有接头（包括焊接接头）不应加保温层而应暴露。

### 9.1.2.2 附加的临时支承件

设计用于装盛蒸汽或气体的部件，必要时可设置临时支承件，以承受试验液体的重量。

### 9.1.2.3 膨胀接头的约束或隔离

如有要求对试验期间的附加压力载荷，膨胀接头应装临时约束件。

### 9.1.2.4 不承受压力试验设备的隔离

在试验时不承受压力试验的设备应与部件或系统断开，或用盲板法兰或类似的方法隔离。如关闭阀门能承受预定的试验压力，则可采用阀门。

### 9.1.2.5 装有盲板的法兰接头的处理

试验时装入盲板使其与其他设备隔离的法兰接头，无需再作试验。

### 9.1.2.6 防止试验介质膨胀的措施

如果压力试验需要保持一段时间，而系统中的试验介质会受热膨胀，则必须采取预防措施以避免超压。

### 9.1.2.7 加压前试验装置的校验

加压前应检测试验装置，以确保其密封性，以及所有低压充水管路和不应经受试验的其他物项都已断开或隔离。

## 9.2 水压试验

本节的要求适用于除贮罐以外的所有部件，贮罐则按 9.5 的要求。

### 9.2.1 水压试验规程

#### 9.2.1.1 充水时的放气

要进行试验的部件或系统应在充水时排除空气，使空气泡减小至最低程度。

#### 9.2.1.2 试验介质和试验温度

- a) 水压试验应采用水或设计技术规格书允许的其他液体进行。
- b) 推荐水压试验应在发生脆性断裂的可能性为最小的温度下进行。在部件、附件或系统与加压液体未达到大致相同的温度时不应施加试验压力。

### 9.2.2 水压试验的压力要求

#### 9.2.2.1 水压试验的最低压力

- a) 安装完工的系统，其水压试验压力不应低于在超压保护装置所保护的边界内任何部件的最低设计压力的 1.25 倍，该超压保护装置满足第 10 章的要求。
- b) 按 6.2 要求设计的容器，水压试验压力不得低于设计压力的 1.25 倍。

- c) 阀门的水压试验应按 6.5 的规则进行,
- d) 其他部件的水压试验压力, 不得低于其设计压力的 1.25 倍。
- e) 作为替代上述 9.2.2.1 a) 的方法, 离心泵的排放端和第一道截止阀之间的管道可在泵的截流端进行水压试验。压力应维持足够的时间, 使有可能检查所有的接头、连接处和高应力区。

#### 9.2.2.2 最高允许压力

- a) 如任何部位超过按 9.2.2.1a)或 d)所规定的最低试验压力的 6%, 则应通过分析来确定试验时可能存在的所有载荷的上限值。
- b) 对于按 6.2 设计的容器, 应采用 6.2.1.8 的应力限值来确定最大允许压力。
- c) 系统水压试验时, 其试验压力不应超过系统中任何部件的最高试验压力。

#### 9.2.2.3 水压试验压力的保持时间

在按 9.2.2.4 的要求进行检漏以前, 水压试验压力至少应保持 10 分钟。

#### 9.2.2.4 加压后的检漏

水压试验压力施加一定时间后 (9.2.2.3), 必须对所有接头、连接处和高应力区, 例如开孔周围区域和厚度过渡段进行检漏。除泵和阀门应在试验压力下检测以外, 这种检测应在设计压力或 3/4 的试验压力两者中的较大值下进行, 并应有专业责任工程师在场见证。为进行水压试验而设置的且在试验后就要更换的临时垫片和密封件的泄漏是允许的, 但在要求的全部时间内的泄漏量不得超过为保持系统试验压力的容量。其他泄漏, 例如在部件上的永久密封装置、阀座和设备的垫片接头处的泄漏, 当设计技术规格书有明确规定时, 是可以允许的。应把临时密封处的泄漏或设计技术规格书所允许的泄漏从部件表面引走, 以免掩盖其他接头处的泄漏。

#### 9.2.3 波纹管膨胀节

波纹管膨胀节的水压试验应按下列 a) 到 c) 的要求进行。

- a) 完工的膨胀节必须按本章相应的规定及设计技术规格书的补充要求进行水压试验。
- b) 当波纹管按 6.6.4.9.4e)1)或 e)2)设计时, 可将它固定在直线位置, 在自由长度状态下进行试验。如果按 6.6.4.9.4e)3)设计时, 应将波纹管固定在最大设计转角或偏位移动状态下进行试验。
- c) 在试验时, 专业责任工程师除了检查膨胀节的泄漏和总的结构完整性外, 还应目视检查波纹管有无 6.6.4.9.4b)规定的经线方向屈服迹象和 6.6.4.9.4c)规定的扭曲迹象。如果按 6.6.4.9.4e)3)设计时, 则应按 6.6.4.9.4b)和 c)的规定, 在压力实验前、试验中和试验后对波纹管进行实际测量。

#### 9.2.4 管道中预埋的或不可达的焊接接头的措施

如管道分组件或管道系统的焊接接头是预埋的或在系统水压试验时是不可达的, 可采用下列替代方法之一进行检验。替代方法 b) 不适用于钎焊接头。

- a) 管道分组件或管道系统的一部分是预埋的或是不可达的, 应在进行预埋或成为不可达以前的制造或安装过程中对某些部位进行水压试验。
- b) 按第 8 章要求, 所有环向对接焊缝应进行射线照相检测, 所有角焊缝或插套焊缝应进行磁粉或液体渗透检测。纵向对接焊缝应满足第 5 章的要求。水压试验可在预埋以后进行, 仅对这些焊缝用保持压力作为验收准则。系统应加压到水压试验压力, 然后切断加压能源。保持压力时间为 2min./mm 壁厚, 但不得小于 1 小时, 在试验时间内压力不应下降<sup>81)</sup>。

81) 管道系统中的温度波动可能影响压力, 必须采取预防措施以保证试验不受温度影响而发生偏差。

### 9.3 气压试验

#### 9.3.1 气压试验规程

##### 9.3.1.1 通用要求

气压试验应按本节和 9.1 的要求进行。

##### 9.3.1.2 试验介质和试验温度

- a) 用作试验介质的气体应是不可燃的。
- b) 试验温度应符合 9.2.1.2b) 的规定。

##### 9.3.1.3 加压规程

系统中的压力应逐渐增加到不大于试验压力的一半，然后，应按试验压力的 1/10 左右，逐级升压到所要求的试验压力。

#### 9.3.2 气压试验的压力要求

##### 9.3.2.1 气压试验所要求的最低压力

- a) 系统安装后的气压试验压力应不低于超压保护装置所保护的边界内任何部件的最低设计压力的 1.1 倍，该超压保护装置满足第 10 章的要求。
- b) 阀门的气压试验应按 6.5 的规则进行。
- c) 部件的气压试验压力应不低于其设计压力的 1.1 倍。

##### 9.3.2.2 最高允许试验压力

最高试验压力应限制在 9.2.2.2 规定的范围内。

##### 9.3.2.3 试验压力保持时间

按 9.3.2.1 规定的试验压力至少应保持总时间为 10 分钟。

##### 9.3.2.4 加压后的检漏

按 9.3.2.3 规定的时间施加压力后，气压试验压力必须降低到设计压力或 3/4 的试验压力两者中的较大值，并保持足够的时间，以便可按 9.2.2.4 的规定进行检测。

#### 9.3.3 波纹管膨胀节

当波纹管膨胀节用气压试验以代替水压试验时，应满足 9.2.3 的要求。

### 9.4 试验用压力表

#### 9.4.1 试验用压力表的要求

##### 9.4.1.1 所用的压力表形式及其设置部位

压力试验中所用的压力表应是指示型压力表，并直接接在设备上。如果该指示型压力表不易被控制加压的操作人员看到，则应在整个试验过程中操作员能看到的地点，另外装一只附加的指示型压力表。对大容积的系统，除了所用的指示型压力表外，建议附加装一只记录型仪表。

#### 9.4.1.2 指示型压力表的量程

- a) 在试验中采用模拟式指示型压力表时,其刻度范围应不小于试验压力的  $1\frac{1}{2}$  倍,但不大于 4 倍。
- b) 可采用不受量程的限制数字式压力表,但其标定和可读度的综合误差应不超过试验压力的 1%。

#### 9.4.1.3 试验压力表的标定

所有试验压力表应对照标准静重试验机或经标定的标准压力表进行标定。试验压力表必须在每次试验或一系列试验以前进行标定。一系列试验是指在不超过两星期时间内,用同一只或几只相同的试验压力表在同一部位进行的一组试验。

### 9.5 常压贮罐和 0~100kPa 贮罐

#### 9.5.1 常压贮罐试验

##### 9.5.1.1 补强垫板试验

在 8.2.8.2.5 规定的检测以后,以及在试验用水充入贮罐以前,应对补强垫板进行气压试验。利用指示器孔对贮罐壁和每个开孔的补强垫板之间施加 100kPa 的压力;当每个上述那样的空间承受上述压力时,在贮罐内外补强垫板周围的所有连接焊缝上涂上肥皂水、亚麻仁油或其他适当的物质,以检验泄漏。

##### 9.5.1.2 试验的准备

贮罐试验的准备工作应符合 9.1.2 的相应要求。直接支承在地基上的平底部分不需遵照 9.1.2 的规定。

##### 9.5.1.3 贮罐壳体的水压试验

贮罐完工时应应对壳体进行试验。对于有支撑的锥形罐顶、自支撑锥形罐顶、自支撑圆形罐顶和自支撑伞形罐顶的贮罐,罐内应充满水,并在充水过程中经常进行检查。充水高度应为角钢顶边以上 50mm。对于平顶贮罐,充水高度应为贮罐设计液位或限制充水高度的任一溢流孔底部的高度。

#### 9.5.2 0~100kPa 贮罐的试验

##### 9.5.2.1 补强垫板试验

在 8.2.8.3.6 所规定的检测以后,以及在进行预备性气压试验之前,应对补强垫板用按 9.5.1.1 相同的方法进行试验。

##### 9.5.2.2 试验的准备

贮罐试验的准备工作应符合 9.1.2 的相应要求。直接支承在地基上的平底部分不需遵照 9.1.2 的规定。

##### 9.5.2.3 预备性气压试验

在水压试验或水压—气压组合试验以前,贮罐应充以空气,其压力为 15kPa 或压力  $P_G$  之半,取两者中的较小值,  $P_G$  为贮罐顶部蒸汽空间的设计压力。在设计高液位高度以上的贮罐壁上的所有接头应涂以肥皂水。如出现任何泄漏,应消除缺陷,并重新进行相应的预备性密封试验。当贮罐底部直接搁在贮罐地基上且在接触边界处未用地脚螺栓固定时,如果贮罐用空气作气压密封试验时,底部在边界处稍为升高离开地基,则应在贮罐充压时,应用砂子将贮罐底部缝隙填实。

#### 9.5.2.4 水压—气压组合试验

下列要求适用于试验液位不高于规定的容量液位的贮罐设计。

##### 9.5.2.4.1 加压

在 9.5.2.3 规定的预备性试验完成后，应封闭压力释放阀或阀门。贮罐应充水到高液位高度，充水时将罐顶与大气连通以防压力积累。然后，应关闭罐顶放气阀，将空气缓慢地注入罐顶，直至水气空间的压力等于该空间的设计压力  $P_G$  的一半。此后，试验压力必须以每次 15kPa 或预定试验压力的 1/4，取两者中的较小值逐级升高，直至水气空间的压力为其设计压力  $P_G$  的 1.25 倍。应采取措施以不超过要求的试验压力。

##### 9.5.2.4.2 承压时间

贮罐内的压力按规定每升高一级，应保持一段适当的时间，使能仔细检测贮罐是否有损坏迹象。最高试验压力（水气空间设计压力的 1.25 倍）至少应保持 1 小时，然后，慢慢降压到蒸气空间的设计压力。

##### 9.5.2.4.3 肥皂泡试验

蒸气空间的设计压力应保持足够长的时间，以便能仔细地目视检测贮罐壁上的所有焊接接头，以及人孔、接管和其他连接部位周围的所有焊缝。做这种试验时，必须将肥皂水涂到位于贮罐的设计高液位高度以上的所有焊接接头，包括罐顶和侧壁的焊接接头。对于经受射线检测的焊缝不需作这种试验。

##### 9.5.2.4.4 气压试验所采取的预防措施

按 9.5.2.3 和 9.5.2.4 所规定的空气气压试验带有一定危险性。由于在进行这种试验时存在大量的空气，故建议在第一次加压试验时，任何人不得接近贮罐。当贮罐中压力超过蒸气空间的设计压力时，必要时应在离贮罐适当距离处借助光学仪器进行检查，以观察特殊区域。

#### 9.5.2.5 水压试验

下列要求适用于设计和建造允许使液体充到贮罐顶部的情况。

##### 9.5.2.5.1 充水

在 9.5.2.3 规定的预备性试验以后，应关闭压力释放阀或阀门。在向罐内充水到贮罐顶部时，应将罐顶与大气连通，让所有空气放出，以防压力累积。然后关闭罐顶放气阀。罐内压力必须缓慢增加，直至罐顶最高处的压力为  $P_G$  的 1.25 倍， $P_G$  是贮罐运行时充水到规定的高液位高度蒸气空间所承受的设计压力。

##### 9.5.2.5.2 加压

试验压力可用下列 a) 或 b) 的方法来产生：

- a) 关闭所有放气阀，向贮罐内泵水；
- b) 在贮罐顶部装一根名义管径不小于 DN150 的竖直管，其溢流高度仅由管内静压头能提供所要求的试验压力，然后，向管子充水到上述溢流高度。

##### 9.5.2.5.3 承压时间

试验压力至少应将罐顶的水压保持 1 小时。然后降到设计压力，并在此压力下保持足够的时间，

以便仔细目视检测贮罐壁上的所有焊接接头以及人孔、接管和其他连接部位周围的所有焊缝。

#### 9.5.2.6 部分真空试验规程

在 9.5.2.4 和 9.5.2.5 所规定的试验以后,应释放贮罐中的压力,并将压力表与蒸气空间连接。然后,在关闭所有放气阀的情况下,从贮罐中抽水或抽空气,直到在贮罐顶部形成设计所要求的部分真空,以此来校核贮罐顶部承受设计所要求的部分真空的能力。在上述载荷状态下,应仔细进行观察,以确定贮罐的外形是否发生任何显著的变化。

### 9.5.3 试验用压力表

#### 9.5.3.1 指示型压力表及其设置部位

在要进行试验的贮罐上,指示型压力表应直接接在贮罐顶部的最高处。但对于设计仅用于贮存气体或蒸气并仅用空气试验的贮罐,压力表可以接在贮罐较低的位置上。如该指示型压力表不易被控制加压的操作人员看到,则必须在整个试验过程中操作人员能看到的地点,另外装一个附加的指示型压力表。应采取措施使不超过要求的试验压力。

#### 9.5.3.2 记录型压力表及其设置部位

每个贮罐还应使用一个记录型压力表,并应记录整个试验各阶段的压力。该压力表应接在指示型压力表的引出管上,或直接接在贮罐上靠近指示型压力表的部位。

#### 9.5.3.3 压力表上静压头积累

如果压力表装在低于它与贮罐的连接部位或低于连接压力表的引出管的某一部分,则应采取适当措施,以防止由于压力表高度以上的连接管中湿气的凝结或其他来源的水所产生的静压头积累。

#### 9.5.3.4 试验压力表的标定

所有压力表应对照标准静载荷试验机或经标定的标准压力表进行标定。试验压力表应在每次试验或一系列试验以前进行标定。一系列试验是指在不超两星期时间内,用同一只或几只相同的试验压力表在同一部位进行的一组试验。

### 9.6 试验压力的特殊情况

#### 9.6.1 按外压设计的部件

对于只按外压设计的部件,应进行一次内压或外压试验,其试验压力不大于设计外压的 1.25 倍。压力应恰当控制,即要求的试验压力的超过量绝不大于 6%。

#### 9.6.2 组合装置的压力试验

##### 9.6.2.1 按单独运行设计的承压腔室

按单独运行设计的组合装置的承压腔室,应按单独的容器进行水压试验,即每个腔室试验时其相邻腔室不加压力的情况下进行试验。

##### 9.6.2.2 按最大压差设计的共用元件

- a) 组合装置的承压腔室有按最大压差设计的共用元件时,此最大压差能在启动、运行和停用时出现,且此压差小于相邻腔室的较高设计压力时,共用元件应承受的水压试验压力至少为最大压差的 1.25 倍。
- b) 共用元件按 9.6.2.2a)要求进行试验和对它们进行检查后,相邻腔室应进行水压试验(9.2.2.1)。共用元件试验时应注意限制腔室之间的压差。

## 9.7 确定设计压力的验证试验

### 9.7.1 通用要求

#### 9.7.1.1 用试验确定设计压力

除按 6.2 设计的部件外,对于没有充分把握准确计算其强度的部件、管道或部件的零件,其设计压力应按本节的要求,用一个适用于载荷形式和结构材料的试验规程来确定。

##### 9.7.1.1.1 验证试验的类型

对确定设计内压的两种试验类型的规则作了规定:

- a) 根据零件屈服强度的试验(这些试验仅限于规定的最小屈服强度与最小抗拉极限强度之比等于或小于 0.625 的材料);
- b) 根据零件爆破的试验。

##### 9.7.1.1.2 验证试验的目的

本节的试验仅用确定元件或部件的零件的设计压力,这些元件或部件的零件的厚度不能用本部分给出的设计规则来确定。所有其他元件或部件的零件的设计压力不应大于按相应设计规则确定的数值。

##### 9.7.1.1.3 允许预先加压的部件或零件

要确定设计压力的部件或零件,其预先加压不得大于要求的或预期的设计压力的 1.5 倍,此设计压力已按 9.7.1.1.9 的规定根据设计温度作了修正。

##### 9.7.1.1.4 相同的部件或零件的试验要求

当部件或零件已用验证确定了其设计压力时,对于具有相同材料、设计和建造的相同零件不需再作验证试验,但应按 9.2 的规定进行水压试验或按 9.3 的规定进行气压试验。用于试验的结构尺寸和最小厚度必须与实际使用的结构没有本质的区别。几何形状相似的零件可由包括受压零件的全尺寸范围的一系列试验来评定。

##### 9.7.1.1.5 压力的施加

在 9.7.2.1、9.7.2.3 和 9.7.2.4 所给出的规程中,规定部件或部件的零件在水压试验时必须逐渐加压,直至达到预定设计压力的一半左右。然后,试验压力必须以不大于预定设计压力的 1/10 左右逐级升压,直至达到试验规程所要求的压力。每级升压终了后必须保持足够的时间,以便在恒定的压力下进行试验规程所要求的观察。每级升压终了后应将压力释放到零,以确定任何一级升压后的任何永久应变,它表示超过前一次等量升压时应变或位移的增加。

##### 9.7.1.1.6 测量的校验

对最危险区域要进行测量,作为校验,专业责任工程师可提出要求,按 9.7.2.3 和 9.7.2.4 所给出的

试验规程,对所有可能是高应力集中区域涂以石灰水或其他脆性涂层。在涂层前,表面应适当清除污垢,以便获得良好的附着力。涂层工艺应与涂层材料相适应。

#### 9.7.1.1.7 具有腐蚀裕量的部件或零件的设计压力的确定

在本节中的试验规程是按试验材料的厚度来给出设计压力的。当试验材料的厚度包括 6.1.2.1 所规定的附加厚度时,部件允许运行的设计压力应由试验得到的设计压力乘以下列比值来确定:

$$(t - c) / t$$

式中:

$t$  = 材料最弱部位的名义厚度

$c$  = 考虑腐蚀、浸蚀和磨蚀而增加的余量

#### 9.7.1.1.8 屈服强度和抗拉强度的确定

- 对于以屈服为依据的验证试验(9.7.2.1、9.7.2.3 或 9.7.2.4),试验零件材料的屈服强度(或由应力—应变图中急剧拐弯部分来表示材料屈服性能的屈服点),应采用相应材料技术规格书中规定的方法和 ASTM E8 所叙述的方法来确定。对于以爆破为依据的验证试验(9.7.2.2),应采用类似的方法来确定试验零件材料的抗拉强度,而不是屈服强度。
- 这样确定的屈服强度或抗拉强度应是从已试验的零件上切取的 3 个或 4 个试样的平均值。试样应从试验时应力不超过屈服强度的部位切取。试样不得用火焰切割,因为这样可能影响材料的强度。如果不是从受压试验零件切取试样来确定屈服强度或抗拉强度,则可用 9.7.2.1、9.7.2.2、9.7.2.3 和 9.7.2.4 给出的评定验证试验结果的另外一些方法确定设计压力。
- 当利用同一块锻件材料的余料,并作与受压零件相同的消除应力热处理时,则试样可从该余料上切取。试样不得用火焰切割或其他具有热量足以影响试样性能的方法切取。

#### 9.7.1.1.9 较高温下的设计压力

对于在运行温度下材料许用应力值小于试验温度下许用应力值的部件和部件的零件,其设计压力应按下列公式确定:

$$P_0 = P_t \left( \frac{S_0}{S_t} \right)$$

式中:

$P_0$  = 在设计温度下的设计压力, MPa 表压

$P_t$  = 在试验温度下的设计压力, MPa 表压

$S_0$  = 在设计温度下的最大许用应力值, MPa

$S_t$  = 在试验温度下的最大许用应力值, MPa

#### 9.7.1.2 复验

如试验结果明显是错误的或不符合规律的,则必须允许对相同的部件或部件的零件进行复验。

#### 9.7.1.3 专业责任工程师在场见证试验

确定部件或部件的零件的设计压力的试验,应由专业责任工程师在场见证和认可。

#### 9.7.1.4 安全措施



当进行验证试验时，必须认真考虑试验人员的安全；按 9.7.2.2 进行爆破试验时，更应特别注意安全。

## 9.7.2 规程

### 9.7.2.1 脆性涂层试验规程

- a) 根据 9.7.1.1.1a) 的限定，本规程仅适用于有明显屈服点的材料所制造的承受内压的部件或部件的零件。需要进行验证试验的部件的零件，应按 9.7.1.1.6 涂石灰水或其他脆性涂层，并按 9.7.1.1.5 施加压力。在两次压力增量之间检查验证试验的零件，以脆性涂层剥落或出现应变线作为屈服迹象的证明。在第一个屈服迹象出现时（或需要时，可在较低压力下）停止施加压力。
- b) 按 9.7.2.1 进行试验的部件或部件的零件，在试验温度下的设计压力  $P$  应按下列 1) 到 4) 的规定计算：

- 1) 如果按 9.7.1.1.8 确定平均屈服强度，则：

$$P = 0.5H \left( \frac{Y_s}{Y_a} \right)$$

- 2) 为了免于切取拉力试样和通过试验来确定实验材料的实际屈服强度，可用下列公式之一确定设计压力：

A.1.1 对于满足 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 中相应规格的碳钢，其规定的最小抗拉强度不超过 480MPa 时：

$$P = 0.5H \left( \frac{S}{S + 34.5} \right) \quad (73)$$

A.1.2 对于 T/CNEA XXX.8-20XX《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分：辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 所列的任何其他可接受的材料：

$$P = 0.4H \quad (74)$$

式中：

$H$  = 试验停止时的水压试验压力

$S$  = 规定的最小抗拉强度

$Y_a$  = 由试样实测得到的平均屈服强度

$Y_s$  = 规定的最小屈服强度

- 3) 当用公式 (73) 或 (74) 时，承压零件的材料不应采用过多的冷加工或其他处理，使其屈服强度提高到正常值以上；
- 4) 其他温度下的设计压力应按 9.7.1.1.9 的规定来确定。

### 9.7.2.2 爆破试验规程

- a) 本规程适用按本部分规则允许采用的任何材料所制成的承受内压的部件或部件的零件。用本方法进行验证试验的任何部件的零件的设计压力，应根据承压零件的全尺寸试件在水压试验时的破裂来确定。应确定发生破裂时的水压试验压力。
- b) 对按 9.7.2.2 进行试验的零件，在试验温度下的设计压力  $P$  应按下列 (1) 至 (3) 的规定计算：

- 1) 非铸造材料制成的零件：

$$P = \frac{B}{5} \times \frac{S}{S_{ave}}$$

或

$$P = \frac{B}{5} \times \frac{S}{S_{\max}} \quad (75)$$

2) 铸造材料制成的零件（不允许用的铸铁和球墨铸铁除外）：

$$P = \frac{Bf}{5} \times \frac{S}{S_{\text{ave}}} \quad \text{或} \quad (76)$$

式中：

$B$  = 爆破试验压力；

$f$  = 铸造质量系数；

$S$  = 规定的最小抗拉强度；

$S_{\text{ave}}$  = 试样实测的平均抗拉强度；

$S_{\max}$  = 材料规格范围内的最大抗拉强度。

$$P = \frac{Bf}{5} \times \frac{S}{S_{\max}}$$

3) 其他温度下的设计压力应按 9.7.1.1.9 的规定来确定。

### 9.7.2.3 应变测量试验规程

- a) 根据 9.7.1.1.1a) 的限定，本规程仅适用于按本分卷规则允许采用的任何材料所制造的承受内压的部件或部件的零件。应在最高应力部位(见 9.7.1.1.6)的最大应力方向上，用能指示应变值 0.0005mm/mm(0.005%)的任何形式的应变仪来测量应变。应按 9.7.1.1.5 的规定加压。
- b) 每增加一级压力以后，应读出应变仪和水压试验压力读数，并作记录。在每次增加压力以后，应卸压并确定每一应变仪的永久应变，他表示本次压力增量超过前一次相同压力增量时应变的增加。要求每次压力增量只进行一次。
- c) 随着试验的进展，应对每个应变仪画出两条应变与试验压力的曲线，一条表示承压时的应变，另一条表示卸压后的永久应变。当试验压力达到用公式计算要求的设计压力的  $H$  值，但不超过应变仪的最高应变测点达到所用材料下列应变值时的压力时，试验可以停止：
  - 1) 对于铝基合金或镍合金为 0.2% 永久应变；
  - 2) 对于含碳低合金钢和高合金钢为 0.2% 永久应变；
  - 3) 对于铜基合金为承压时应变的 0.5%。
- d) 对于按本条要求试验的零件，在试验温度下的设计压力  $P$  (kPa 表压) 应按下列 1) 到 3) 的规定计算：
  - 1) 如平均屈服强度按 9.7.1.1.8 确定，则：

$$P = 0.5H \left( \frac{Y_s}{Y_a} \right) \quad (77)$$

2) 如实际平均屈服强度不是由试样确定，则：

$$P = 0.4H \quad (78)$$

式中：

$H$  = 按上述 c) 停止试验时的水压试验压力，MPa 表压

$Y_a$  = 由试样实测得到的平均屈服强度，MPa

$Y_s$  = 规定的最小屈服强度，MPa

3) 其他温度下的设计压力应按 9.7.1.1.9 的规定来确定。

### 9.7.2.4 位移测量试验规程

- a) 根据 9.7.1.1.1a) 的限定, 本规程仅适用于有明确可测的屈服点的材料所制造的承受内压的部件或部件的零件。位移的测量应在最高应力部位 (9.7.1.1.6) 用能测 0.02mm 的任何形式的测量装置测量。位移可以在对称结构直径上两个相对参考点之间或在一个参考点与一个固定基准点之间进行测量。应按 9.7.1.1.5 的规定加压。
- b) 每增加一级压力以后, 应读出位移和水压试验压力读数, 并作记录。在每次增加压力以后, 应卸压并确定永久位移, 它表示本次压力增量超过前一次相同压力增量时实测位移的增加。要求每次压力增量只进行一次。应注意保证读数只代表被测零件的位移, 而不包括测量装置的任何滑移或固定基准点的移动或受压零件的整体移动。
- c) 随着试验的进展, 应对每个参考点画出两条位移与试验压力的曲线, 一条表示承压时的位移, 另一条表示卸压后的永久位移。当通过代表承压时各位移点的曲线显示偏离直线时, 则应停止加压。
- d) 确定对应与材料比例极限的压力时, 应注意代表承压时位移曲线偏离直线时的压力。从永久位移曲线上找出永久位移开始随压力的进一步增加而有规律地增加的部位, 可以作为校核比例极限下的压力。由于应力均匀化和材料不规则性而引起在曲线起点的永久变形可以忽略不计。
- e) 对于按本条要求试验的零件, 在试验温度下的设计压力  $P$  (MPa 表压) 应按下列 1) 至 4) 的规定计算:

- 1) 如果平均屈服强度按 9.7.1.1.8 确定, 则:

$$P = 0.5H \left( \frac{Y_s}{Y_a} \right) \quad (79)$$

- 2) 为了免于切取拉力试样和通过试验确定材料的实际屈服强度, 可用公式 (80) 或 (81) 来确定设计压力。

A.1.1 对于碳钢, 符合 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 中相应的规格, 其规定的最小抗拉强度不超过 480MPa, 则:

$$P = 0.5H \left( \frac{S}{S + 34.5} \right) \quad (80)$$

A.1.2 对于列入 T/CNEA XXX.8-20XX 《压水堆承压部件 设计与制造 第 8 部分: 辅助规则》表 A.1、A.2 和 A.5 的任何其他可接受的材料:

$$P = 0.4H \quad (81)$$

式中

$H$  = 与试验设备零件最弱元件的比例极限相对应的水压试验压力

$S$  = 规定的最小抗拉强度

$Y_s$  = 规定的最小屈服强度

$Y_a$  = 由试样实测得到的平均屈服强度

- 3) 当使用公式 (80) 或 (81) 时, 承压零件的材料不应采用过多的冷加工或其他处理, 使其屈服强度提高到正常值以上;
- 4) 其他温度下的设计压力应按 9.7.1.1.9 的规定来确定。

### 9.7.3 具有特殊形状腔室的部件承受垮塌能力的规程

- a) 部分形状不是完整的圆筒或成形封头的部件压力腔室,以及仅在圆周一部分延伸的圆筒形容器夹套,不能按 6.1.3.3 和 6.3.2.9 的要求完全用螺栓支撑,则在不低于设计压力三倍的压力下进行水压试验时,不应产生过度的变形。
- b) 其他温度下的设计压力应按 9.7.1.1.9 的规定来确定。

## 10 超压保护

### 10.1 通用要求

#### 10.1.1 范围

- a) 本章节适用于核设施中核二、三级的压力泄放装置。
- b) 应提供系统<sup>82)</sup>超压保护，避免因压力和温度超出设计技术规格书规定的设计值或使用限制。
- c) 当超压分析中的预期运行工况会超出设计技术规格书规定的使用限制时，应采用压力泄放装置。
- d) 本章不涉及压力短时升高的系统瞬态（如阀门快速关闭引起的水锤），该内容应包括在设计技术规格书内。

##### 10.1.1.1 定义

- a) 超压：指超过设计压力并且由于热量不平衡、流量过大，以及其他类似现象造成的系统压力升高，压力增加的持续时间足以与本章所列压力泄放装置的动态反应特性相适应。
- b) 压力泄放装置：通过开启来防止压力瞬态引起内部流体压力升高，造成系统超过规定的限值。压力泄放装置可以是压力释放阀或非再闭式压力泄放装置。
- c) 一次侧压力：压力泄放装置入口处的流体压力。
- d) 二次侧压力：压力泄放装置的实际排放处与出口之间通道内存在的压力。

#### 10.1.2 完整的超压保护

应按下列方法之一提供其完整的超压保护：

- a) 采用压力泄放装置和相关的压力传感器；
- b) 当不超过设计技术规格书规定的使用限制时，无需采用压力泄放装置。

#### 10.1.3 再闭式压力泄放装置的可运行性验证

##### 10.1.3.1 建造

- a) 再闭式释放装置的建造应能通过试验或检测来确定由于使用接触流体可能造成对超压保护功能的潜在损害；
- b) 再闭式压力泄放装置及其相关的压力传感元件的建造，应能按照管辖核电厂厂址的管理或执行当局的要求，在使用或试验工况下验证其正确运行。

#### 10.1.4 安装

##### 10.1.4.1 压力泄放装置

- a) 根据系统超压分析结果，确定压力泄放装置的安装位置，并尽可能靠近预期的超压源。
- b) 压力泄放装置与系统连接的内径不得小于压力泄放装置入口的名义内径，且保证排放管路通畅。

---

82) 系统，是指超压保护报告中所述的被提供超压保护的部件或部件组合。

- c) 系统与安全阀之间的连接不应长于 ANSI B16.5, ANSI B16.9 或 ANSI B16.11 中相应的同样通径和压力等级三通的面到面长度。其沿程阻力不应大于释放压力的 2%。
- d) 系统与安全释放阀或释放阀之间（包括连接件）的沿程阻力不应大于释放压力的 3%。
- e) 安全阀、安全释放阀和释放阀应竖直安装。
- f) 压力泄放装置的入口流通面积不应小于压力泄放装置的出口流通面积。若管路设置有两个或两个以上的压力泄放装置，则管路的面积不应小于排放入管路的阀门组合出口面积。潜在背压不应将泄放装置的泄放量减小到系统所需的泄放量，且应考虑急剧蒸发工况。
- g) 如果符合下列条件，可不按照上述(c)、(d)、(e)和(f)的要求进行阀门的安装：
  - 1) （从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位已确认该阀门的安装和设计能满足设计技术规格书要求；
  - 2) 通过调节阀门后，可满足设计技术规格书要求；
  - 3) 超压保护报告中提供了阀门安装合理性的论证，包括验证满足以上 1) 和 2) 的要求。
 当核三级系统设置爆破膜装置作为泄压装置时：
- h) 当爆破膜装置作为唯一压力泄放装置使用时，爆破膜装置任一侧的连接管道名义尺寸不应小于爆破膜装置的名义尺寸，除非在确定装置释放量时已考虑尺寸变化。
- i) 当爆破膜装置作为唯一压力泄放装置使用时，若爆破膜装置入口的介质淤积不影响爆破膜的正常爆破和打开，则该爆破膜装置可安装在任何位置。

#### 10.1.4.2 隔离阀

- a) 隔离阀或其他装置的布置位置，不应造成压力泄放装置的释放量低于本章规定的要求，除非该隔离阀带有控制器和联锁器，使所有工况满足 10.3 释放量要求。
- b) 隔离阀阀位单一的管理控制是不可接受的。
- c) 隔离阀应有独立而多样的联锁，以防止在系统所有运行工况期间，当压力泄放装置需要满足 10.3 要求时，阀门正处在被关闭状态。
- d) 隔离阀应有独立而多样的联锁，以确保在系统所有运行工况期间，当压力泄放装置需要满足 10.3 要求时，阀门能自动打开并保持开启状态。
- e) 应提供措施以验证控制和联锁的正常动作。

#### 10.1.4.3 压力泄放装置的疏排

- a) 若液体或残渣会妨碍正常的释放操作，压力泄放装置的安装应在其能收集液体或残渣的最低处设置疏排孔；
- b) 若压力泄放装置的在阀盘会排出侧积聚液体或残渣，并可能妨碍正常的释放操作，则应该在压力泄放装置会积聚上述物质的位置设置疏排孔，以尽量减少液体或残渣的积聚。

#### 10.1.5 合格的压力泄放装置

##### 10.1.5.1 压力释放阀<sup>83)</sup>

可以按照 10.1.7 和 10.5 的规定采用压力释放阀。

##### 10.1.5.2 非再闭式压力泄放装置<sup>84)</sup>

可以按照 10.1.7 和 10.6 的规定采用非再闭式压力泄放装置。

83) 压力释放阀是一种设计成在恢复正常工况后能重新闭合并阻止流体继续外流的压力泄放装置。

84) 非再闭式压力泄放装置是一种设计成在动作后保持开启状态的压力泄放装置。

### 10.1.6 不合格的压力泄放装置

#### 10.1.6.1 自重式压力释放阀

不应采用自重式压力释放阀。

### 10.1.7 容许采用的压力泄放装置

#### 10.1.7.1 安全阀<sup>85)</sup>

满足10.5.1要求的安全阀可在下列工作条件下使用：

- a) 蒸汽工作条件；
- b) 空气和气体工作条件。

#### 10.1.7.2 安全释放阀<sup>86)</sup>

满足10.5.1要求的安全释放阀可在下列工作条件下使用：

- a) 蒸汽工作条件；
- b) 空气和气体工作条件；
- c) 液体工作条件。

#### 10.1.7.3 释放阀<sup>87)</sup>

满足10.5.1要求的释放阀可在液体工作条件下使用。

#### 10.1.7.4 先导式压力释放阀<sup>88)</sup>

对满足10.5.2要求的先导式压力释放阀，可在下列工作条件下使用：

- a) 蒸汽工作条件；
- b) 空气和气体工作条件；
- c) 液体工作条件。

#### 10.1.7.5 动力驱动的压力释放阀<sup>89)</sup>

满足10.5.3要求的动力驱动的压力释放阀可在下列工作条件下使用：

- a) 蒸汽工作条件；
- b) 空气和气体工作条件，主阀能在不超过整定压力下自动开启，且当驱动机构的某些关键零件失效时，仍能满足额定释放量要求；
- c) 液体工作条件。

#### 10.1.7.6 带辅助驱动装置的安全阀

满足10.5.4要求的带辅助驱动装置的安全阀可用于蒸汽工作条件。

---

85) 安全阀是一种由入口静压驱动，并具有快速开启或突跳动作特性的压力泄放装置。

86) 安全释放阀是一种压力释放阀，其特点是突跳动作快速开启，或者其开度通常随着超过开启压力的压力增加按比例地增加。

87) 释放阀是由入口静压驱动的压力释放阀，它有逐渐开启的过程。其开度通常随着超过开启压力的压力增加按比例地增加。

88) 先导式压力释放阀是这样一种压力释放阀，其中的主要释放装置与一个自动作的辅助压力释放阀组合在一起，并受后者控制。

89) 动力驱动的压力释放阀是这样一种压力释放阀，其主要释放装置与需要外部能源的一个装置组合在一起，并由后者控制。

#### 10.1.7.7 真空释放阀<sup>90)</sup>

满足 10.5.5 要求的真空释放阀可用于空气和气体工作条件。

#### 10.1.7.8 非再闭式装置

- a) 按照 10.6 规定,除了用于主蒸汽以外,爆破膜装置<sup>91)</sup>可用于空气、气体或蒸汽的工作条件。
- b) 核三级设备可应用在液体的工作介质,确保安装在系统上的爆破膜装置开启高度能够满足 10.3 节系统排放要求。

### 10.2 超压保护报告

#### 10.2.1 报告的任务

应由业主或其代理人编制超压保护报告,证明设计满足本章要求的规定。

#### 10.2.2 报告的内容

超压保护报告应明确被保护的系统并提供完整的超压保护。该报告至少应包括下列内容:

- a) 标明超压保护系统设计所采用的标准规范;
- b) 包括压力泄放装置在内的保护系统的布置图;
- c) 运行工况的范围,包括排放管背压的影响;
- d) 导致最大压力释放要求的工况分析,但不包括在反应堆以额定功率热输出时,丧失受保护系统的热阱作为确定释放量的工况分析;
- e) 防止任何部件内部压力升高超过 10.3 限制所需的排放量;
- f) 预期释放量、最高压力和温度下被保护系统的运行控制和安全控制;
- g) 应考虑压力泄放装置及其相关的压力传感器和控制器的冗余性和独立性,防止任何压力泄放装置、传感元件、相关的控制器或外部电源发生故障时,造成超压保护功能的丧失;

对于核二级设备,报告需要增加如下内容:

- a) 个别部件可从总体系统超压保护隔离开来的程度,以及需要增加个别部件超压保护的工况分析;
- b) 分析包括对压力泄放装置设计技术规格书中的阀的二次侧设计压力值的合理性;
- c) 提供包括压力释放阀的反应时间、液体和两相流相关的压力瞬态工况分析;
- d) 整定压力和排放限制的设计考虑,包括压力泄放装置的开启压差和超压;
- e) 应提供爆破膜装置的爆破压力容差和制造设计的范围;
- f) 若不设置压力泄放装置,则须验证无需设置的原因。应包括分析每个部件的设计报告和适用要求,证明所计算出的应力强度水平均未超过设计技术规格书中的使用限制。

#### 10.2.3 报告的确认

超压分析报告应由一位或多位资质认可的专业责任工程师进行确认。

#### 10.2.4 安装后的报告审核

所有变更均应以附录形式体现在超压报告中,包括一份竣工图复印件,还应包括下述内容:

- a) 验证竣工系统已满足超压保护报告要求;

90) 真空释放阀是一种压力泄放装置,设计成防止内部流体过高真空;在恢复正常条件后能再关闭并防止流体进一步流动。

91) 爆破膜装置是一种非再闭式压力泄放装置,它由入口静压力控制并设计成由一个承压薄膜的爆破来起作用。



- b) 最新版超压保护报告已体现竣工系统；
  - c) 超压保护报告体现竣工系统所作的变更。
- 附录应由一位或多位资质认可的专业责任工程师进行确认

### 10.2.5 报告归档

在专业责任工程师签署业主数据报告之前，应将一份超压保护报告的副本存入核电厂档案中。该报告应该供授权专业责任工程师和管辖核电厂的管理和执法当局按需使用。

## 10.3 释放量

### 10.3.1 预期的系统压力瞬态工况<sup>92)</sup>

#### 10.3.1.1 压力泄放装置的释放量

- a) 压力泄放装置的总释放量(已证明符合按 10.7 为范围内超压保护所预期的释放量,并符合 10.5 或 10.6 的要求)应已考虑流经管道和其它部件所造成的压力损失。
- b) 任何预期的系统压力瞬态工况的总释放量,不得造成被保护系统内任何部件的压力超出设计压力以上 10%或 20kPa 的较大值。
- c) 每个真空释放阀的额定释放量不应低于为防止压差超过设计技术规格书和超压保护报告规定值所需的释放量。

#### 10.3.1.2 与减压装置并用的压力泄放装置的释放量

当减压装置与压力泄放装置的组合使用时，在下述情况下，应保证满足10.3.1.1的要求：

- a) 减压装置和它们的旁路阀完全开启；
- b) 减压装置低压侧的所有排放通道都被阻塞

#### 10.3.1.3 所需的压力泄放装置数量和释放量

- a) 在核二级的蒸汽和给水系统所需的释放量，应至少采用两个压力泄放装置来提供。
- b) 需要个别保护的部件或系统可以设置一台或一台以上的装置。当核二级系统中使用动力驱动的压力释放阀时，应至少采用两个阀来提供需要的释放量。
- c) 当采用一台以上的装置时，单台装置的释放量不应少于系统最大释放量的 50%。

### 10.3.2 可隔离部件所需的压力泄放装置的数量和释放量

一个可隔离部件所需的释放量至少应由一个满足10.5或10.6要求的压力泄放装置来提供。  
对于核二级设备，若部件的设计（当隔离时）满足10.1.2，则不要求压力泄放装置。

#### 10.3.2.1 真空释放阀的释放量

- a) 每台真空释放阀的释放量不应低于设计技术规格书中规定值防止超压所需的释放量。
- b) 每个系统至少应提供两台独立的真空释放阀。每台真空释放阀的释放量不应低于保护该系统所需要的释放量。
- c) 已按最大可承受压差来设计的系统，不必设置真空释放阀。

### 10.3.3 未能预期的系统超压瞬态工况<sup>93)</sup>

92) 预期的系统压力瞬态工况是那些与正常系统瞬态工况有关的工况，例如丧失给水或甩负荷。

### 10.3.3.1 压力泄放装置的释放量

- a) 压力泄放装置的总释放量(已证明符合按 10.7 范围内超压保护所预期的释放量, 并符合 10.5 或 10.6 的要求)应已考虑流经管道和其它部件所造成的压力损失
- b) 总释放量应保证超压保护的系统中每个部件不超过设计压力以上 10%或 20kPa 的较大值, 超压保护报告应提供各种未能预期系统超压瞬态工况下产生的最大系统压力。

### 10.3.3.2 真空释放阀的释放量

- a) 每台真空释放阀的释放量不应超过设计技术规格书所规定的防止系统超压所需的释放量。
- b) 每个系统至少应提供两台独立的真空释放阀。每台真空释放阀的释放量不应低于保护该系统所需的量。
- c) 按承受最大压差来设计的系统, 不必设置真空释放阀。

### 10.3.4 系统事故工况

本章不提供系统事故工况超压保护的规则。

## 10.4 压力泄放装置的整定压力

### 10.4.1 对预期系统压力瞬态工况整定压力的限制

在与系统连接的压力泄放装置中, 至少应有一个装置的铭牌整定压力不大于被保护系统承压边界内任一部件的设计压力。其他压力泄放装置可设置较高的铭牌整定压力, 但不应造成系统总压力超过在 10.3.1中规定的系统限值。

### 10.4.2 对未能预期系统超压瞬态工况整定压力的限制

铭牌整定压力的确定应考虑10.3.2的要求。

## 10.5 压力释放阀和真空释放阀的运行和设计要求

### 10.5.1 安全阀、安全释放阀和释放阀

#### 10.5.1.1 通用要求

##### 10.5.1.1.1 弹簧加载式阀门

阀门应在流体压力的直接作用克服弹簧起跳力而自动开启。

##### 10.5.1.1.2 平衡式阀门

平衡式阀门是一种其运行与背压无关的阀门, 如果能提供可验证平衡装置的完整性的手段, 则可使用这种阀门。

##### 10.5.1.1.3 防微开式阀门(适用于 2 级部件)

如果满足下列条件, 可以采用装有防微开装置(其作用是提高阀门在系统正常运行时的整定压力)的阀门:

---

93) 未能预期的系统超压瞬态工况是那些不常见或异常的系统瞬态, 但仍认为在设计基准之内, 如, 甩负荷同时反应堆紧急停堆失效。

- a) 万一辅助加载装置的任一零件发生故障，设计应使阀门在不超过系统设计压力以上 10%或 20kPa 中的较大值下能自动开启，并排出其确认的释放量；
- b) 在一任何信号发生故障或能源丧失事件中，动作信号和能源设施能使阀门恢复到正常整定压力；
- c) 施加于这类阀门上的辅助加载力，使阀门不致提高到整定压力以上的 10%或 20kPa 两者中的较大值；
- d) 在系统压力不大于阀门整定压力时，增加阀门弹簧加载力的辅助加载力会自动卸去载荷。

#### 10.5.1.1.4 限制升程阀门

只要满足以下限制的条件，其释放量可由阀门制造商予以降低。

- a) 阀门尺寸等于或大于 DN 20。
- b) 阀门设计应做试验，释放量应按 10.7.3.1 和 10.7.3.4 规定的规则进行确认。
- c) 除采用升程限制装置变更阀门升程外，阀门设计未作变更。
- d) 只允许采用升程限制装置限制阀门的释放量，升程限制装置应限制阀门的升程，而不应在其他方面干扰通过阀门的流量。
- e) 如将升程限制装置设计为可调节的，则可调节部件应按 10.5.1.5 进行封印。
- f) 对用于主蒸汽的 2 级结构，安全阀或安全释放阀应不和爆破膜装置联合使用，并且没有阀门升程应小于 70%的限制。
- g) 对用于空气和气体以及对 2 级和 3 级的用于蒸汽而不是用于主蒸汽的阀门，如果已经试验的阀门设计，按 10.0 的要求和爆破膜联合使用，本设计的限制升程阀门可用于联合使用而不要进一步试验。阀门不需具有对他们的升程限制小于全部额定升程的 30%，也不小于 2.0 mm 的规定。
- h) 在产品试验期间，制造商应保证整定压力，排放和阀门的性能符合本章适用的要求和阀门设计技术规格书。  
由于尺寸或流量原因，阀门试验超出了产品试验设施的能力，则可以根据试验或经验数据，或符合本章和阀门设计技术规格书要求的其他充分的技术理由来调整试验阀门的排放和性能。制造商调整回路位置的根据，应在超压保护报告中用文件确证。
- i) 在挑选和确定阀门尺寸时，限制升程的能力应由全部额定升程能力的倍率确定。
- j) 阀门应按 10.8 有关铭牌印记规定的以下变更进行标记：
  - 1) 用“限制升程释放量”替换“释放量”。
  - 2) 增加“限制升程\_\_\_\_\_ mm”。

#### 10.5.1.2 安全阀的运行要求

##### 10.5.1.2.1 防频跳和升程要求

- a) 安全阀应建造成使其在动作时不发生频跳，并能在不超过其整定压力以上的 3%或 15kPa 两者之中较高压力下达到额定升程。
- b) 对用于主蒸汽的 2 级阀门，应通过在蒸汽中并在铭牌整定压力下的试验，确定每个产品阀门与上述 a) 款要求的符合情况。试验应考虑在阀门设计技术规格书中规定的排放管道背压。

##### 10.5.1.2.2 整定压力容差

- a) 整定压力的正负容差为：压力等于或小于 500kPa 时，不超过 15kPa；压力在 500kPa 至 2000kPa 时，不超过 3%；压力在 2000kPa 至 7000kPa 时，不超过 70kPa；压力在 7000kPa 以上时，不超

过 1%。除非在超压保护报告（10.2）和安全阀设计技术规格书中允许规定更大的容差，否则均应采用上述规定的整定压力容差。

- b) 应通过试验来确定每个产品阀门是否符合上述 a) 款的要求。蒸汽阀应该用蒸汽进行试验。如果满足 10.5.6 的要求，可以更换用作试验介质的流体。

### 10.5.1.2.3 回座压力

- a) 安全阀应作调整到使其回座压力到压力不低于阀门设计技术规格书规定的压力值后关闭，设定的依据应在超压保护报告（10.2）中述及。
- b) 对于主蒸汽的 2 级阀门，每个产品阀门应通过在蒸汽中以铭牌整定压力做试验，确定与上述 a) 款要求符合情况。试验应考虑在阀门设计技术规格书中规定的排放管道背压。
- c) 对不用于主蒸汽的阀门，调整量应由试验来确定，或从（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位回座压力试验数据按比例分配得到。如果满足 10.5.6 的要求，可以更换用作试验介质的流体。

### 10.5.1.3 安全释放阀和释放阀的运行要求

安全释放阀和释放阀应建造成在不高于整定压力以上的 10% 或 20kPa 两者中之较大压力值下达到额定的升程。

#### 10.5.1.3.1 整定压力容差

- a) 安全释放阀和释放阀的整定压力正负容差，对于压力小于或等于 500kPa 时，不得超过 15kPa；对于压力超过 500kPa 时，不得超过 3%。除非在超压保护报告（10.2）和阀门设计技术规格书中允许确定更大的容差，否则应采用上述的整定压力容差。
- b) 应通过试验来确定每个产品阀门是否符合上述 a) 的要求。蒸汽阀、空气或气体阀及液体阀均应相应地用蒸汽、空气或气体及液体进行试验。如果满足 10.5.6 的要求，可以更换用作试验介质的流体。

#### 10.5.1.3.2 回座压力

安全释放阀和释放阀应作调整，使其回座压力到不低于阀门设计技术规格书中规定的压力之后关闭，其设定的依据应在超压保护报告（10.2）中提及。这种调整应通过试验来确定，或通过（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位回座压力试验数据按比例分配来确定。如果满足 10.5.6 的要求，可以更换用作试验介质的流体。

#### 10.5.1.4 可信的释放量

安全阀、安全释放阀和释放阀的可信的释放量应以已经确认的释放量为依据。此外，也可按 10.7 允许的比例分配方法确定。

#### 10.5.1.5 调节机构的封印

所有阀门设计都应提供封印的措施，封住一切外部调节机构或封住能不拆卸阀门而可接近的调节机构的地方。对于导阀操纵的压力释放阀，应提供附加的封印，将导阀和主阀一起封印。封印应由（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位在首次调节时设置。设置封印的方式应能防止不拆封印而能改动调节值或拆卸阀门。封印应作为识别（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位作过首次调节的一种措施。

## 10.5.2 导阀操纵的压力释放阀

### 10.5.2.1 通用要求

导阀操纵的压力释放阀应不依赖任何外部能源而动作。

### 10.5.2.2 动作要求

#### 10.5.2.2.1 驱动

导阀控制装置应由被保护系统的流体压力直接驱动。

#### 10.5.2.2.2 反应时间

超压保护报告（10.2）应包括导阀开启（整定）与关闭（回座压力）的压力和主阀达到额定升程并关闭的压力之间偏差的影响。这种偏差由导阀和主阀动作之间固有的时间延迟（例如反应时间）和系统压力变化速率引起。反应时间的限值应在阀门设计技术规格书中规定。

#### 10.5.2.2.3 主阀动作

主阀应对导阀控制装置直接作出反应而动作。在压力稳定工况下，阀门结构的设计应能在下述压力下达到额定升程：对于蒸汽，压力不超过整定压力以上的3%或15kPa（按两者中之较大值）；对于空气、气体或液体，压力不超过整定压力以上的10%或20kPa（按两者中之较大值）。

#### 10.5.2.2.4 传感机构的完整性

对于不采用弹簧加载的直接作用的导阀控制装置，当该装置动作取决于压力传感元件的完整性时，应提供能探测压力传感元件（例如，波纹管）失效的方法。

#### 10.5.2.2.5 整定压力容差

- a) 整定压力容差仅用于导阀。
- b) 整定压力正负容差不应超过下列数值：
  - 1) 压力低于和等于 500kPa 时为 15kPa；
  - 2) 压力超过 500kPa 且小于和等于 2000kPa 时为 3%；
  - 3) 压力超过 2000kPa 且小于和等于 7000kPa 时为 70kPa；
  - 4) 对于蒸汽、空气和气体阀，压力超过 7000kPa 时为 1%。

以上所述的整定压力容差均应遵守，只有按超压保护报告（10.2）和阀门设计技术规格书允许时，才能采用较大的容差。
- c) 每个产品阀门应通过试验验证其符合上述 b) 要求。蒸汽阀门应采用蒸气做试验，空气或气体阀门应采用空气或气体做试验，液体阀门应采用液体作试验。如果满足 10.5.6 的要求，则可采用替代流体作为试验介质。

#### 10.5.2.2.6 回座压力

- a) 回座压力要求仅应用于导阀。
- b) 导阀操纵的阀门应调整到其回座压力后的压力降低到不低于阀门设计技术规格书规定的压力时关闭，其整定的依据也应包含在超压保护报告（10.2）中。
- c) 调整应由试验或从（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位的回座压力试验数据中按比例分配确定。如果满足 10.5.6 的要求，则可采用流体替代作为试验介质。

### 10.5.2.3 可信的释放量

除了 10.5.2.3.1 和 10.5.2.3.2 所要求（仅适用于 2 级部件）的之外，导阀操纵的压力释放阀的可信的释放量应以经确认的释放量为依据。此外，此释放量也可按 10.7 允许的按比例分配方法得到。

#### 10.5.2.3.1 系统异常工况（仅适用于 2 级部件）

对用于主蒸汽系统的异常工况，这些阀门所具有的可信的释放量应不大于：

- a) 当装有两个阀门时，较小阀门的铭牌释放量；
- b) 当装有三个阀门时，两个较小阀门的铭牌释放量；
- c) 当装有三个以上阀门时，总的铭牌释放量的四分之三。

#### 10.5.2.3.2 系统应急工况（仅适用于 2 级部件）

对用于主蒸汽的系统的应急工况，这些阀门的可信的释放量应不大于：

- a) 当装有两个阀门时，较小阀门的铭牌释放量；
- b) 当装有两个以上阀门时，所有阀门（不包括铭牌释放量最大的一个阀门）的释放量。

### 10.5.2.4 调节机构的封印

封印应适合 10.5.1.5 的要求。

## 10.5.3 动力驱动的压力释放阀

### 10.5.3.1 通用要求

如果满足本段的要求，则可采用动力驱动的压力释放阀。这种阀门依靠外部能源，如电力、气压或液压系统，并对来自压力或温度传感装置的信号作出反应。

### 10.5.3.2 动作要求

#### 10.5.3.2.1 反应时间

在由动力操纵的压力释放阀保护的系统中，应考虑从发信号到开启和完成全开位置之间的时间间隔，以及从发信号到关闭和完成全闭位置之间的时间间隔。

#### 10.5.3.2.2 传感器、控制器和外部能源

- a) 阀门动作所需的传感器、控制器和外部能源应具有冗余性和独立性，其数目至少应等于与该系统相关的控制系统和安全保护系统所需的数目。
- b) 释放阀及其辅助装置，作为一个组合看待，应符合下列要求。
  - 1) 当采用自动控制时，阀门开启压力的容差应控制在整定压力的 $\pm 1\%$ （对 2 级部件）或 10.5.1.2.2 规定的整定压力容差范围（对 3 级部件）以内；
  - 2) 阀门的排放应控制在不低于阀门设计技术规格书中规定的压力。

### 10.5.3.3 经确认的释放量

动力驱动压力释放阀的经确认的释放量和释放量的按比例分配应按 10.7 来确定。

### 10.5.3.4 可信的释放量

#### 10.5.3.4.1 预期的系统压力瞬态工况

对于预期的系统压力瞬态工况，动力驱动的压力释放阀的可靠的释放量应不大于：

- a) 当装有 2 个阀门时，较小释放量阀门的经确认的释放量；
- b) 当装有 3 个或 3 个以上的阀门时，所有经确认的释放量的一半。

#### 10.5.3.4.2 不可预期的系统超压瞬态工况

对于未能预期的系统超压瞬态工况，动力驱动的压力释放阀的可靠的释放量应不大于：

- a) 当装有 2 个阀门时，较小释放量阀门的经确认的释放量；
- b) 当装有 3 个至 10 个阀门时，所有阀门（不包括具有最大确认释放量的 1 个阀门）的确认释放量。
- c) 当装有 10 个以上的阀门时，所有阀门（不包括具有最大确认释放量的 2 个阀门）的释放量。

### 10.5.4 带辅助驱动装置的安全阀和安全释放阀

#### 10.5.4.1 通用要求

如果满足 10.5.1 的要求（本段修改的除外），可采用其动作不依靠弹簧载荷的带有辅助驱动装置的安全阀和安全释放阀。

#### 10.5.4.2 建造

- a) 阀门的建造应使阀门即使在其辅助装置的任何一个主要零件发生故障时，仍能在压力不超过安全阀整定压力的流体直接作用下自动开启，并按确认的释放量进行释放。
- b) 辅助驱动装置的建造，应使安全阀在其辅助驱动装置失去能源时，仍能按 10.5.1 的规定进行动作。

#### 10.5.4.3 预期的系统压力瞬态工况（仅适用于 2 级部件）

对于预期的系统压力瞬态工况，按照以下 a) 和 b)，可以认为在辅助驱动装置整定点开启的阀门具有可靠的释放量（10.5.4.6）。

- a) 当装有 2 个阀门时，具有较小确认释放量的阀门在辅助驱动装置的整定点被开启是可信的。具有较大确认释放量的阀门在安全阀的整定压力下开启是可信的。

当阀门组中含有 2 个以上具有相同确认释放量的阀门时，如果阀门的个数是双数，那么半数的阀门在辅助驱动装置整定压力下开启是可靠的；如果阀门总数减去 1 再除以 2 后所得个数的阀门，在辅助驱动装置整定压力下开启是可靠的。

#### 10.5.4.4 不可预期的系统超压瞬态工况（仅适用于 2 级部件）

对于不可预期的系统超压瞬态工况，按以下规定，可以认为在辅助驱动装置整定点开启的阀门，具有可信的释放量。

- a) 当装有 2 个阀门时，具有较小确认释放量的阀门在辅助驱动装置的整定点开启是可信的。具有较大确认释放量的阀门在阀门的整定压力下开启是可信的。
- b) 当装有 3 到 10 个阀门时，可认为所有阀门（除了 1 个最大确认释放量的阀门外）均能在辅助驱动装置的整定点下开启。对假设未能在辅助驱动装置整定点下开启的 1 只阀门，可认为能在阀门整定压力下开启。
- c) 当装有 10 个以上阀门时，可认为所有阀门（除了 2 个最大确认的释放量的阀门外）均能在辅助驱动装置的整定点下开启。对假设未能在辅助驱动装置整定点下开启的 2 个阀门，可认为能在阀门整定压力下开启。

#### 10.5.4.5 辅助装置的传感器和控制器（仅适用于 2 级部件）

用于辅助装置的传感器、控制器和外部能源应符合 10.5.3 的要求。

#### 10.5.4.6 经确认的释放量（仅适用于 2 级部件）

带有辅助驱动装置的安全阀的确认的释放量和按比例分配的释放量应由 10.7 确定。

#### 10.5.4.7 可信的释放量（仅适用于 2 级部件）

这些阀门被认为具有的可信释放量为：

- a) 对于被认为在辅助驱动装置整定点能开启的阀门，其可信释放量是按 10.7 规则在较低释放压力下确定的释放量（这个特定要求应包括规范评定规程中原有的平均试验释放量的 90%）。
- b) 对于被认为在安全阀整定压力下能可信开启的阀门，按 10.7 规则确定确认的释放量。

#### 10.5.4.8 反应时间（仅适用于 2 级部件）

对于被认为能在辅助驱动装置整定点可信开启的阀门，应该考虑开启信号与达到全开位置之间的时间延迟，及关闭信号与达到全关位置之间的时间延迟。

### 10.5.5 真空释放阀

#### 10.5.5.1 通用要求

真空释放阀应满足适用于 2、3 级阀门的建造要求和本章的附加要求。

#### 10.5.5.2 允许的类型

- a) 允许采用平衡式自驱动的卧式回转隔膜阀。
- b) 允许采用立式真空隔膜阀或平板闸阀。
- c) 所有真空释放阀应有压差调节装置。

#### 10.5.5.3 运行要求

依靠一种外部能源（如：电、气动或液压系统）间接操作的真空释放阀不可采用，除非采用至少两个独立的外部动力操作的阀门和控制系统，使得如果任一个阀门或系统不能动作，仍能获得所要求的释放量。

### 10.5.6 可替换的试验介质

#### 10.5.6.1 通用要求

如果压力释放装置的试验符合 10.5.6.2 至 10.5.6.4 的要求外，其整定压力试验可采用与设计不同的另一种流体类型或温度的试验介质来进行。为可压缩流体（蒸汽除外）设计的阀门应采用可压缩流体进行试验，为不可压缩流体设计的阀门应采用不可压缩流体进行试验。在蒸汽条件下工作的阀门应采用蒸汽进行试验。

#### 10.5.6.2 相互关系

压力释放装置运行介质和试验选定的介质，它们之间参数的相互关系应通过两种介质条件的比较来确定。

#### 10.5.6.3 相互关系规程的验证



（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位应确保按照足够准确的规程来确定其相互关系，使采用替换介质的试验或/和调节的压力释放装置要与运行要求相一致。为验证替换的试验介质相互关系的合适性所作的试验结果应列于文件中。

#### 10.5.6.4 规程

一份书面规程应由（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位制订并按照 10.5.6.3 的要求进行确认。规程应说明影响相互关系的所有试验参数，并至少应包括以下内容：

- a) 试验装置的专门描述；
- b) 检测仪器的特殊要求；
- c) 辅助设备（如果有的话）的特殊要求；
- d) 试验条件的特殊要求：试验装置温度、环境温度、环境压力等。

应列出试验参数：开启之间的时间、试验次数等。

### 10.6 非再闭式压力泄放装置

#### 10.6.1 爆破膜装置

##### 10.6.1.1 通用要求

按照 10.7 确认的爆破膜装置，应遵照下列规定：

- a) 除了用于主蒸汽和液体以外（10.6.2.5），爆破膜装置可作为唯一的压力泄放装置来使用。
- b) 只有压力释放阀是全口径型阀门<sup>94)</sup>时（10.6.2.3），可在这种阀门的入口侧使用爆破膜装置。
- c) 爆破膜装置可装在压力释放阀出口侧连同一起使用（10.6.2.4）。

##### 10.6.1.2 爆破压力容差

除非在设计技术规格书中已确定并在超压保护报告中列出另外的值，规定爆破膜膜片温度<sup>95)</sup>下的爆破压力容差，对于铭牌爆破压力小于和等于 300kPa，不得超过±15kPa，对于铭牌爆破压力高于 300kPa，不得超过 10.6.1.3 规则确定的爆破压力的±5%。

##### 10.6.1.3 确定铭牌爆破压力的试验

- a) 每个爆破膜应具有在制造设计范围<sup>96)</sup>内并处于规定温度下，由 10.6.1.2 规则确定的铭牌爆破压力，并应打上一组数字。
- b) 每一批爆破膜<sup>97)</sup>应该按下列方法之一进行试验。在给定批量膜片的所有试验，应采用与该膜片在役时所用的相同形式和相同承压面积尺寸的夹持器上进行。
  - 1) 每一批爆破膜至少有两片爆破膜试样在给定的膜片温度下爆破。试样爆破膜的爆破压力必须在 10.6.1.2 规定的容差以内，以确定铭牌爆破压力。
  - 2) 每一批爆破膜应至少有四个爆破膜试样（但不少于 5%），在四种不同温度下进行爆破。试验应在膜片适用的使用温度内分布进行。应该用这些数据来绘制一条爆破压力对该批爆

94) 在孔径内没有突出部份的压力释放阀，其中的阀盘提升的程度足以使在阀座任何一个截面或低于阀座的最小面积，成为约束孔。

95) 提供给爆破膜制造商的规定膜片温度，应是预期膜片爆破时的膜片温度。

96) 制造设计范围应是铭牌爆破压力必需落在其内的压力范围，此范围包括在设计技术规格书和超压保护报告内。

97) 一批爆破膜是指用一次生产出来的材料制成的那些膜片，并且这些材料具有相同的尺寸、厚度、形式、炉号和制造工艺（包括热处理）。

爆破膜温度的平滑曲线。每个数据点的爆破压力不得偏离 10.6.1.2 中规定的爆破压力容差曲线。

- 3) 只对于预先凸起的定型金属爆破膜或石墨爆破膜，每批材料用一种膜片尺寸，至少有四个爆破膜试样在四种不同温度下进行爆破，此四种不同温度分布在材料使用的合适温度范围内。应该用这些数据来绘制一条该批材料爆破压力对温度的平滑曲线。每个数据点的爆破压力与该曲线的偏离不得超过 10.6.1.2 中规定的爆破压力容差。

本批材料制造且尺寸相同的膜片中至少有两个膜片应在环境温度下爆破，以确定该批膜片的室温爆破压力额定值。应采用曲线确定该批膜片在特定膜片温度下的铭牌爆破压力额定值。

#### 10.6.1.4 爆破压力与压力释放阀整定压力的关系

爆破膜的爆破压力可低于或高于相连的压力释放阀的整定压力，但在任何情况下，爆破膜的爆破压力和阀门整定压力不应使在满释放量时的累积压力超过容许的限值（10.4）。

### 10.6.2 安装要求

#### 10.6.2.1 排气或疏水的规定

当爆破膜用于和压力释放阀相连时，爆破膜与压力释放阀之间的空间应排气或疏水。应提供措施来监测该空间在使用期间的内压。

#### 10.6.2.2 系统阻塞

爆破膜下游的管道及其他部件的建造应不致由于爆破膜材料可能发生逸出而引起阻塞，或损害压力释放阀的功能。

#### 10.6.2.3 压力释放阀入口侧的爆破膜装置

如果满足下列规定，可以将爆破膜装置安装在压力释放阀的入口侧：

- a) 压力释放阀和爆破膜装置的组合释放量，应满足 10.3 的要求。
- b) 在爆破膜的规定膜片温度下的铭牌爆破压力不超过 10.4 的限制。
- c) 爆破膜爆破后的开孔，足以容许流过等于阀门释放量的流量，并且没有干扰阀门正常功能的可能。除非爆破膜和阀门的特定组合的释放量和功能已按 10.7 由试验作了确定，否则开孔流通面积不应小于阀门入口的面积。

#### 10.6.2.4 压力释放阀出口侧的爆破膜装置

如果满足下列规定，可以将爆破膜装置安装在压力释放阀的出口侧：

- a) 阀门的整定压力是与背压无关；或者就非平衡阀而言，阀门的整定压力加上爆破膜的铭牌爆破压力，再加上出口管道的任何压力，不超过 10.4 的限值。
- b) 释放量满足 10.3 的要求；
- c) 在规定膜片温度下的爆破膜的铭牌爆破压力，加上爆破膜装置出口管道的任何压力，不应超过压力释放阀的二次压力及阀门与爆破膜装置之间任何管道或配件的设计压力。然而，在运行温度下爆破膜装置的铭牌爆破压力，加上爆破膜装置出口管道内的任何压力，不应超过 10.4 的限值。
- d) 爆破膜装置爆破后的开孔，足以允许流过等于压力释放阀的确认释放量。

#### 10.6.2.5 做唯一压力泄放装置用的爆破膜装置

如果满足下列规定，爆破膜装置可以作为唯一的压力泄放装置来使用：

- a) 当管辖核电厂的执行当局认为被保护系统内包含放射性物质的释放量可以接受时，作为这方面用的唯一压力泄放装置，至少要用两个爆破膜装置相串联；
- b) 爆破膜装置的尺寸应符合 10.3.2 的要求；
- c) 爆破膜在规定温度下的铭牌爆破压力不超过 10.4 的限值。
- d) 在两个爆破膜装置之间的空间建立压力积蓄的监测以及设有疏水和/或放气装置，以便对爆破膜泄漏或爆破进行校验<sup>98)</sup>。
- e) 爆破膜之间距离的设计，应使爆破第一片膜片时不会接触到第二片膜片。

## 10.7 鉴定

### 10.7.1 压力释放阀和真空释放阀鉴定的责任

- a) （从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位应按本节规定，负责对阀门的释放量作出鉴定。
- b) 按照其他分卷要求获得的并符合本分卷要求的释放量鉴定，可以认为遵照这些规则的释放量鉴定是合格的。

### 10.7.2 非再闭式压力释放装置鉴定的责任

当爆破膜装置用于压力释放阀的入口时，爆破膜装置制造商或（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位应负责对该组合的释放量进行确定。

对于单独使用的爆破阀装置，爆破阀装置制造商应负责对该爆破阀装置的释放阀进行确定（适用于 3 级部件）。

### 10.7.3 压力释放阀的释放量鉴定—可压缩流体

#### 10.7.3.1 通用要求

##### 10.7.3.1.1 释放量鉴定

释放量鉴定的规程应按 10.7.3.2 到 10.7.3.7 的要求进行。

##### 10.7.3.1.2 试验介质

- a) 用于蒸汽的压力释放阀的释放量鉴定试验，应使用干饱和蒸汽。为了试验的目的，应限制蒸汽最低干度为 98% 和最大过热度为 10℃。释放量从这些限制内的值应修正到干饱和蒸汽状态。
- b) 用于空气或气体的压力释放阀的释放量鉴定试验，应使用空气、气体或干饱和蒸汽。

##### 10.7.3.1.3 试验压力

- a) 用于主蒸汽的压力释放阀的释放量鉴定试验，应在不超过整定压力以上的 3% 或 15kPa 两者之中较高的压力下进行。
- b) 用于空气、气体或除主蒸汽外的蒸汽的压力释放阀释放量鉴定试验，应在不超过整定压力以上的 10% 或 20kPa 两者之中较高的压力下进行。

98) 如果背压在两片爆破膜之间的空间建立起来，则爆破膜不会在设计压力下爆破，假如由于腐蚀或其他原因而使爆破膜的泄漏发展，就会发生这种情况。

- c) 用于空气或气体的释放量鉴定试验,应按 10.7.3.1 至 10.7.3.4 的要求,在整定压力 20kPa 表压至(但不包括)100kPa 表压的压力下进行。当试验按 10.7.3.4 进行时,释放量应在不高于实际整定压力以上的 15kPa 处确定。

#### 10.7.3.1.4 回座压力

- a) 整定在或高于 100kPa 表压,具有可调节回座压力结构的阀门,应在试验前进行调整,使回座压力不超过整定压力的 5%。
- b) 整定在低于 100kPa 表压,具有可调节回座压力结构的阀门,应在试验前进行调整,使回座压力不超过 20kPa,并不低于 4kPa。

#### 10.7.3.1.5 图纸

在试验释放量鉴定之前,(从国务院核安全监管部门)取得核级证书的单位应将阀门的建造图纸提交给授权观察员(或监督试验的人员)。

#### 10.7.3.1.6 设计变更

当压力释放阀的设计变更影响到阀门的流道、升程或工作特性时,则必须按本节规定重新进行试验。

#### 10.7.3.1.7 限制升程的阀门

- a) 升程限制装置的设计须经审核。
- b) 对于主蒸汽的所有 2 级阀门,应对每种压力和升程进行释放量试验,试验流量压力不应超过阀门整定压力的 103%。
- c) 用于空气或气体以及用于除了上述 b) 以外的蒸汽阀门,应对每种压力和升程进行释放量试验,按适当的规范条款的要求,流量压力不应超过整定压力的 110%。
- d) 对于每个阀门试验,应验证在限制升程下的实际测量释放量等于或超过在满额定升程下的额定释放量乘以测量限制升程与满额定升程的比值。

### 10.7.3.2 流动模型试验法—导阀或动力操纵的释放阀

#### 10.7.3.2.1 流通能力

因受试验装置的限制而不能进行全尺寸压力释放阀的释放量试验时,可以采用三种不同尺寸的流动模型作为释放量鉴定的依据。这种流动模型的尺寸应与进行这些试验的经认可的试验室的容量相一致,并应准确模拟那些影响流通能力的特征,如孔口尺寸、阀门升程和内部流道形状。如果已按 10.7.3.2.2 的规定对阀门的正常功能设计进行了其它的验证试验,则试验模型不必是起功能作用的压力释放阀。利用流动模型确认的阀门设计释放量,应由类似于 10.7.3.4 所述的泄放系数法来确定。当一给定设计的 K 值已经根据 10.7.3.4 的方法用流动模型试验确定,则该设计的所有尺寸和压力的确认释放量应不超过按 10.7.3.4.2 中适当公式计算的值与系数 K 的乘积。

#### 10.7.3.2.2 功能的验证

设计待确认的三个阀门的功能应通过试验来验证。这种试验可以和上述的释放量鉴定试验一起进行,或者用产品阀门单独进行试验。这种试验的目的是为了证明阀门能在所要求的开启压力容差范围内的整定压力下开启,能达到满升程,并能在所要求的回座压力范围内再关闭。如果这些试验受到试验设备的限制,则可以在降低的流通容量下进行。阀门回座压力的测量也许是不可能的。

#### 10.7.3.3 斜率法

- a) 对一特定设计的压力释放阀,应在每一组进口和孔口尺寸的组合中取四只阀门进行试验。这四只阀门的整定压力应包括阀门使用的适当的压力范围,或在试验装置的能力范围内。
- b) 应对每个试验点计算瞬时斜率并加以平均,斜率定义如下。
  - 1) 对整定压力等于和大于 100 kPa 表压的阀门,斜率定义为测量出的释放量除以入口绝对压力。
  - 2) 对整定压力大于 20 kPa 表压小于 100 kPa 表压的阀门,斜率定义为测量出的释放量除以阀门数量,

$$F[(P)(P - P_o)]^{1/2}$$

式中:

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

式中:

- $P$  = 入口压力, kPa  
 $P_o$  = 排放压力, kPa  
 $k$  = 比热比值,  $c_v/c_p$   
 $r$  = 压力比值,  $P_o/P$

- c) 如果试验确定的斜率中有任一个超出平均斜率 $\pm 5\%$ 的范围,则该阀门不可接受,应该用另外两个相同尺寸和整定压力的阀门替换。在进行这些阀门试验后,应确定新的平均斜率,被替换的阀门的试验结果不应包括在内。如果任一个斜率此时仍超出 $\pm 5\%$ 范围,则应认为试验不满足要求。
- d) 对整定压力等于和大于 100 kPa 表压的阀门,确认的释放量应为平均斜率的 90%与流体额定压力(kPa 表压)的乘积。
- e) 对整定压力大于 20 kPa 表压小于 100 kPa 表压的阀门,确认的释放量应为平均斜率的 90%与下面数值的乘积。

$$F[(P)(P - P_o)]^{1/2}$$

- f) 此外,功能试验的验证应按 10.7.3.2.2 的规定进行。

#### 10.7.3.4 泄放系数法

按照下列条款给出的规程,可以确定特定压力释放阀设计的系数  $K$ 。

##### 10.7.3.4.1 试验的阀门数目

对于每种设计,三种不同阀门尺寸中的每一种尺寸,至少应提供三只阀门进行试验。每个给定尺寸的阀门应整定在不同的压力。对于限制升程的阀门,每种尺寸的阀门应分别在其满额定升程,在需予认可的最小升程,以及在满额定升程和最小升程认可点之间的一半的中间升程点进行释放量试验。三个试验阀门中的每一个都应整定在不同的压力下。

##### 10.7.3.4.2 泄放系数的确定

- a) 应对每个压力释放阀进行试验,以确定其升程、开启压力和排放压力,以及试验所用流体的释流量。每次试验的泄放系数  $K_D$  应按下面的公式确定:

$$K_D = \frac{\text{实际流量}}{\text{理论流量}} = \text{泄放系数}$$

其中实际流量由试验定量确定,而理论流量由下面的公式计算:

- 1) 对于整定压力等于和大于 100kPa 表压的阀门,用于干饱和蒸汽试验时:

压力低于 10.9MPa 表压

$$W_T = 51.5AP$$

压力高于 10.9MPa 表压并低于 22.1MPa 表压,用上面公式计算得的  $W_T$  值应乘以下面因子作修正(该因子只用于其本身等于或大于 1.0 时):

(国际单位)

$$\frac{(27.6P - 1000)}{(33.2P - 1061)}$$

对于用空气作的试验:

$$W_T = 356AP\sqrt{\frac{M}{T}}$$

对于用气体作的试验:

$$W_T = CAP\sqrt{\frac{M}{ZT}}$$

式中:

$W_T$  = 理论流量;

$A$  = 阀门在全开时通过阀门的实际排放面积 ( $\text{mm}^2$ );

$C$  = 气体或蒸汽的气体常数,是比热比值  $k$  的函数;

$k$  = 比热比值  $c_p/c_v$ ;

$P$  = 取(整定压力 $\times 1.03$ )加大气压, kPa(a),或整定压力加 15 kPa 再加大气压两者中取较大值,作为由 10.7.3.1.3 a)款确定的试验压力;

= 取(整定压力 $\times 1.10$ )加大气压, kPa(a),或整定压力加 20kPa 再加上大气压两者中的较大值,作为由 10.7.3.1.3 b)款确定的试验压力;

$M$  = 分子量;

$T$  = 阀门入口处的绝对温度,  $^{\circ}\text{C}+273$ ;

$Z$  = 与  $P$  和  $T$  相对应的可压缩性因子。

所需试验的泄放系数  $K_D$  的平均值应乘以 0.90,其积应作为该设计的系数  $K$ 。设计系数不应大于 0.878 (即  $0.9 \times 0.975$  的积)。

- 2) 对整定压力大于 20kPa 表压和小于 100kPa 表压的阀门,除了饱和蒸汽流量以外,可采用以下公式:

(国际单位)

$$W = 55.8FA \left[ \frac{MP(P - P_o)}{T} \right]^{1/2}$$

(国际单位)

$$Q = 1320FA \left[ \frac{MP(P - P_o)}{MT} \right]^{1/2}$$

式中:

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

或由图 10-1 查得，

- $A$  = 流通面积 (mm<sup>2</sup>);
- $M$  = 分子量;
- $P$  = 入口压力 (MPa);
- $P_0$  = 泄放压力 (MPa);
- $T$  = 温度, 绝对温度 (°K);
- $k$  = 比热比,  $c_p/c_v$ ;
- $r$  = 压力比,  $P_0/P$ ;
- $Q$  = 体积流量, 在 0.101MPa 和 20℃时的 m<sup>3</sup>/hr;
- $W$  = 流量 (kg/hr)。

所需试验的泄放系数  $K_d$  的平均值乘以 0.90，其乘积应为设计系数  $K$ 。设计系数不应大于 0.878 (0.9×0.975 的乘积)。

- b) 如果任一个用试验确定的泄放系数超出平均系数±5%的范围，则阀门不可接受，应由具有相同尺寸和整定压力的另外两个阀门替换。在进行这些阀门试验后，应确定一个新的平均系数，而已被替换的阀门的试验结果不应包括在内。如果任一个泄放系数此时仍超出±5%的范围，则认为此试验不满足要求。

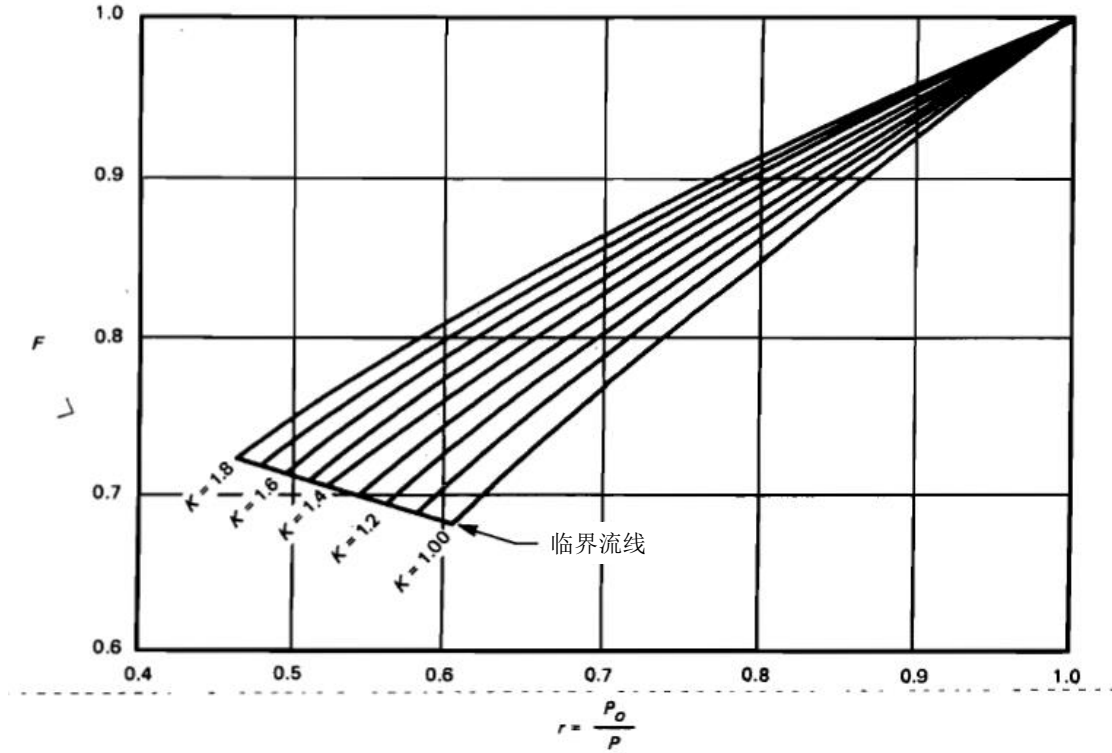


图10-1 非阻塞流动的  $F$  值

#### 10.7.3.4.3 确认的释放量的计算

- a) 已按照 10.7.3.4.2 确定  $K$  值并随即制造给定设计的阀门，其各种尺寸和压力下的确认的释放量不应超过由适当公式计算出的值与系数  $K$  的乘积。
- b) 此系数不得用于  $\beta$  比（阀门喉部直径与入口直径之比）超出 0.15 至 0.75 范围的阀门，除非试验已证明，对处于较宽范围两端限值的阀门，其单个泄放系数  $K_d$  仍在平均泄放系数  $K$  的  $\pm 5\%$  范围内。对于用阀门升程确定流通面积的设计，所有阀门都应有相同的名义升程与阀座直径之比（ $L/D$ ）。

#### 10.7.3.4.4 功能验证

试验应按 10.7.3.2.2 的规定进行。

#### 10.7.3.5 单阀法

##### 10.7.3.5.1 在试验装置限度内的阀门释放量

- a) 当进行单个阀门的释放量试验时，确认的释放量可以根据与要求作释放量鉴定的每一整定压力相关的三次单独的试验作为根据。
- b) 与每一整定压力相关的确认的释放量，不应超过试验确定的平均释放量的 90%。单次试验的释放量未能落在与每一整定压力相关的平均释放量的  $\pm 5\%$  范围内，应作为判废该试验的理由。应找出试验失效的原因并重新进行试验。
- c) 如果具有相同设计的附加阀门建造日期较晚，当原阀门的试验结果可用于所选择的特定试验方法时，也可包括在内。

##### 10.7.3.5.2 超出试验装置限度的阀门释放量

如果孔口的流通截面能达到阻塞流通状态，对于释放量超出试验装置容量的阀门，其确认的释放量可由开口流动阻塞试验或流动模型试验确定的流量系数  $K$ （10.7.3.4.2）为依据。确认的释放量应直接按 10.7.3.4.3 计算求得。

##### 10.7.3.5.3 阀门的功能验证

阀门的正确运行应按 10.7.3.2.2 的规定进行验证。

#### 10.7.3.6 释放量的按比例分配

- a) 对大于已确认的阀门设计的超压，用于该系统所用压力释放阀的释放量可按该超压按比例分配，该超压应仍在系统的容许限值以内。
- b) 用于初始释放量鉴定的相关方法：
  - 1) 按比例分配的释放量应为 10.7.3.3 中确定的平均斜率的 90% 乘以按比例分配的释放压力；
  - 2) 应采用 10.7.3.4.2 中适合的公式（式中  $P$  为按比例分配的释放压力乘以系数  $K$ ）来计算出按比例分配的释放量。

#### 10.7.3.7 释放量换算

除了蒸汽条件下工作的压力释放阀应在蒸汽中做试验外，流体不同于鉴定所用流体的压力释放阀的额定压力释放量应采用适当的换算方法来确定。

#### 10.7.3.8 压力释放量试验的试验室认可



应在试验装置、试验方法、试验规程和授权观察员（或监督试验的人员）等方面均符合 ASME PTC25-2001 “压力释放装置”相应要求的场所进行试验。试验应在授权观察员（或监督试验的人员）的监督下进行，并经其确认。试验装置的认可应每五年内接受一次审查。

#### 10.7.3.9 功能试验验证的试验室认可

（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位应保证进行试验的场所、提供的试验设施、方法和规程有足够的试验能力和流体性能的范围，以满足 10.7.3.2.2 的试验要求。

### 10.7.4 压力释放阀释放量的鉴定—不可压缩流体

#### 10.7.4.1 通用要求

##### 10.7.4.1.1 释放量鉴定

释放量的鉴定规程应按10.7.4.2到10.7.4.5的要求进行。

##### 10.7.4.1.2 试验介质

释放量鉴定试验用的介质应为温度在5℃和50℃之间的水。

##### 10.7.4.1.3 试验压力

试验应在不超过整定压力以上10%或20kPa的压力下进行，取两者之中较大的值。

##### 10.7.4.1.4 回座压力

试验时应记录回座压力。

##### 10.7.4.1.5 图纸

（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位应在释放量鉴定试验前将阀门结构的图纸提交给授权观察员（或监督试验的人员）。

##### 10.7.4.1.6 设计变更

当压力释放阀的设计变更影响阀门的流程、升程或工作特性时，应按本节规定重新做试验。

#### 10.7.4.2 阀门设计超过试验设备限值

- a) 对于试验压力将超过试验设备限值的阀门设计，经认可的容量可以根据泄放系数  $K$ （见 10.7.4.4.2）确定， $K$  是由通过试验设备能够覆盖的压力范围内 4 个压力下的临界流试验确定。
  - 1) 对于要认可的单一尺寸和整定压力下的阀门设计，应按照 10.7.3.2.2 的规定进行特定压力下单个阀门的功能试验证明。
  - 2) 对于一定整定压力范围的单个尺寸的阀门设计，应按照 10.7.3.2.2 的规定，在 2 台阀门上进行功能试验，这 2 台阀门能够覆盖阀门的最小整定压力以及试验台架参数能够提供的最大整定压力。
- b) 对于在一定整定压力和尺寸范围下使用的阀门设计，如试验设备所限使其无法进行全尺寸压力释放阀门的试验，可以使用三个不同的流动模型作为释放量鉴定的依据。10.7.3.2.1 规定的流动模型试验方法应与 10.7.4.4 规定的泄放系数法一起使用。
  - 1) 3 台阀门的功能试验验证应按照 10.7.3.2.2 规定进行。

### 10.7.4.3 斜率法

对于不同管径和孔口尺寸的每一种组合,应有四个阀门进行试验。这四个阀门应在阀门所用的适当压力范围内,或在试验装置的范围内进行压力整定。对每个试验点应计算出瞬时斜率,并将其平均。试验点的斜率定义为测量的释放量除以流量额定压力与阀门排放压力之差的平方根。如果试验确定的斜率中有任何一个处在平均斜率的 $\pm 5\%$ 范围之外,则该阀门不可接受,应由具有相同尺寸和整定压力的另外两个阀门来替换。在进行这些阀门试验后,应确定一个新的平均斜率,但已被替换的阀门的试验结果不应包括在内。如果任一个斜率此时仍超出 $\pm 5\%$ 的范围,则应认为试验不满足要求。确认的释放量应是平均斜率的90%与流体额定压力和阀门排放压力之差的平方根的乘积。

### 10.7.4.4 泄放系数法

单个释放量试验或释放量曲线法的一种替代,而可按照以下各款规定来确定特定压力释放阀的设计系数  $K$ 。

#### 10.7.4.4.1 试验的阀门数

对每个设计,应试验三种不同尺寸中的每种尺寸的3个阀门总共9个阀门。给定尺寸的每个阀门应整定在不同的压力。

#### 10.7.4.4.2 泄放系数的确定

- a) 应在每个释放阀上做试验,以确定其升程、开启和关闭压力以及每小时水的质量数表示的实际释放量。对于每一次试验,泄放系数  $K_D$  应按下式确定:

$$K_D = \frac{\text{实际流量}}{\text{理论流量}} = \text{泄放系数}$$

式中实际流量应由试验定量地确定,理论流量用下式计算:

对于用水做的试验:

(国际单位)

$$W_t = 5092A\sqrt{(P - P_d)w}$$

式中:

$W_t$  = 理论流量 (kg/hr);

$A$  = 在设计升程下,通过阀门的实际最小泄放面积 ( $\text{mm}^2$ );

$P$  = (整定压力 $\times 1.10$ )加上大气压力 kPa(a),或整定压力加上 0.02MPa 再加上大气压力,两者中的较大值;

$P_d$  = 阀门泄放压力 (kPa(a));

$W$  = 阀门进口状态下水的密度 ( $\text{kg/m}^3$ )。

试验的泄放系数  $K_D$  的平均值,应乘上 0.90,其乘积应作为设计系数  $K$ 。设计系数不应大于 0.878 (即  $0.9 \times 0.975$ )。

- b) 如果试验确定的系数超出平均系数 $\pm 5\%$ 的范围,则该阀门不可接受,应由具有相同尺寸和整定压力的另外两个阀门来替换。在这些阀门进行试验后,应确定一个新的平均系数,已被替换的阀门的试验结果不应包括在内。如果任何一个泄放系数此时仍超出 $\pm 5\%$ 的范围,则认为此试验不满足要求。

#### 10.7.4.4.3 确认的释放量的计算

- a) 按照 10.7.4.3.2 规定已经确定了  $K$  值的给定设计, 其所有尺寸和压力的额定释放量不得超过用上述理论公式计算的数值乘以系数  $K$  的乘积。
- b) 泄放系数不得用于  $\beta$  比 (阀门喉部直径与入口直径之比) 超出 0.15 至 0.75 范围的那些阀门, 除非试验已经证明, 对于处于较宽范围两端限值的阀门, 其单个泄放系数  $K_D$  仍在平均泄放系数  $K$  的  $\pm 5\%$  范围内。对于用阀门升程来确定流通面积的设计, 所有阀门应有相同的名义升程与阀座直径之比 ( $L/D$ )。

#### 10.7.4.5 单阀法

当一个阀门在一个单一压力下进行释放量试验时, 可以把该单个阀门在规定的整定压力下所做的三次独立的试验作为释放量的额定值的依据。此阀门的额定确认的释放量, 应不超过由试验确定的平均值的 90%。单次试验释放量超出平均释放量  $\pm 5\%$  的范围, 应作为试验判废的理由。应找出失效的原因, 并重做试验。

如果增添相同设计的阀门建造日期较晚, 当对原阀门的试验结果选用的特殊试验方法能适用时, 也可包括在内。

#### 10.7.4.6 压力释放量试验的试验室认可

应在试验装置、试验方法、试验规程和授权观察员 (或监督试验的人员) 等方面均符合 ASME PTC 25-2001 “压力释放装置” 适用要求的场所进行试验。试验应在授权观察员 (或监督试验的人员) 的监督下进行, 并经其确认。试验装置应每五年内接受一次审查。

#### 10.7.4.7 释放量的按比例分配

- a) 对于超压大于已确认的阀门设计的超压, 但仍在系统的容许累积值以内, 可以按该超压比例分配该系统所用压力释放阀的释放量。
- b) 按用于初始释放量鉴定的相关方法:
  - 1) 按比例分配的释放量应为 10.7.4.2 中确定的平均斜率的 90% 乘以按比例分配的释放压力 (kPa 绝压); 或
  - 2) 应用 10.7.4.2 中适用的公式 [式中  $P$  为按比例分配的释放压力 (绝压 kPa) 乘以系数  $K$ ] 来计算出按比例分配的释放量。

#### 10.7.4.8 释放量换算

如果压力释放阀使用的流体不同于鉴定所用的流体, 其额定压力释放量应采用适当的换算方法来确定, 这种换算不适用于阀门开启时流体会出现闪蒸的情况。

### 10.7.5 真空释放阀释放量鉴定

#### 10.7.5.1 通用要求

##### 10.7.5.1.1 释放量鉴定

释放量鉴定的规程应按 10.7.5.2 到 10.7.5.5 的要求。

##### 10.7.5.1.2 试验介质

对于在空气和气体中使用的真空阀, 其释放鉴定试验应使用干蒸汽、空气或气体进行。对于蒸汽试验, 应限制蒸汽最低干度为 98% 和最大过热度为  $10^\circ\text{C}$ 。释放量应从这些限制修正到干饱和和蒸汽状态。

### 10.7.5.1.3 试验方法和压力

如果阀门（不是容器）的入口条件已知，且入口压力不大于35kPa，加之经过阀门的流动方向在承压情况下与承受真空时相同，则释放量试验可采用使阀门加压的方法进行，而不用真空条件进行。试验应在取两倍整定压力或7kPa中较大压力进行。

### 10.7.5.1.4 回座压力

试验时应记录回座压力。

### 10.7.5.1.5 图纸

（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位应在试验前将阀门建造的图纸提交给授权观察员（或监督试验的人员）。

### 10.7.5.1.6 设计变更

当真空释放阀的设计变更影响阀门的流程、升程或工作特性时，应按本章规定重新进行试验。

## 10.7.5.2 单阀法

- 当单个阀门在一个单一的压力下进行释放量试验时，可以把该单个阀门在规定的整定压力下所做的三次独立且不同的试验作为释放量额定值的依据。此阀门的确认的额定释放量，应不超过用试验确定的平均值的 90%。个别试验释放量超出平均释放量±5%的范围，应作为试验判废的理由。应找出失效的原因，并重做试验。
- 如果增添相同设计的阀门在稍后的日子建造，当对原阀门的试验结果选用的特殊方法能适用时，也可包括在内。

## 10.7.5.3 斜率法

对于管道尺寸和孔口尺寸的每一种组合，应有四个阀门进行试验。这四个阀门应在阀门所用的适当压力范围内的压力下，或在试验装置的范围内进行压力整定。对每个试验应计算出斜率，并将其平均，其中斜率定义为测量的释放量除以参量  $F[P(P-P_0)]^{1/2}$ ，

式中：

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

$P$  = 入口压力

$P_0$  = 排放压力

$k$  = 比热比值， $c_v/c_p$

$r$  = 压力比， $P_0/P$

如果试验确定的斜率中有任何一个处在平均斜率的±5%范围之外，则该阀门不可接受，应由具有相同尺寸和整定压力的另外两阀门替换。在进行这些试验后，应确定一个新的平均斜率，但已被替换的阀门的试验结果不应包括在内。如果任何一个斜率此时仍超出±5%的范围，则应认为试验不满足要求。经确认的释放量应是平均斜率的 90%与参量  $F[P(P-P_0)]^{1/2}$  的乘积。

#### 10.7.5.4 泄放系数法

对每个特定真空释放阀的设计，系数  $K$  可以按 10.7.5.4.1 和 10.7.5.4.2 来确定。

##### 10.7.5.4.1 试验的阀门数

对每一种设计，三种不同尺寸的每一种尺寸应试验3个阀门，总共9个阀门。给定尺寸的每个阀门应整定为不同的压力。

##### 10.7.5.4.2 泄放系数的确定

- a) 应在每个释放阀上做试验，以确定其升程、开启和关闭压力以及实际释放量。对于每一次试验，泄放系数  $K_D$  应按下式来确定：

$$K_D = \frac{\text{实际流量}}{\text{理论流量}} = \text{泄放系数}$$

式中的实际流量由试验定量地确定，而理论流量由相应于试验流体的适当公式计算得到。下列公式可用来计算除了饱和蒸汽以外的流量：

（国际单位）

$$W = 55.8FA \left[ \frac{MP(P - P_0)}{T} \right]^{1/2}$$

（国际单位）

$$Q = 1320FA \left[ \frac{MP(P - P_0)}{MT} \right]^{1/2}$$

式中：

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

或从图 10-2 中得到

$A$  = 流通面积；

$M$  = 分子量；

$P$  = 入口压力 (MPa)；

$P_0$  = 泄放压力 (MPa)；

$T$  = 温度，兰氏度 (°K)；

$k$  = 比热比值， $c_v / c_p$ ；

$r$  = 压力比， $P_0 / P$ ；

$Q$  = 体积流量， $m^3/hr$ ，在 0.101MPa 和 15℃；

$W$  = 重量流量，kg/hr。

试验的泄放系数  $K_D$  的平均值应乘上 0.90，其乘积应为设计系数  $K$ 。设计系数不应大于 0.878（即  $0.9 \times 0.975$ ）。

- b) 如果试验确定的系数超出平均泄放系数  $\pm 5\%$  的范围，则该阀门不可接受，应由具有相同尺寸和整定压力的另外两个阀门替换。在这些阀门进行试验后，应确定一个新的平均系数，而已被替

换的阀门的试验结果不应包括在内。如果任一个系数此时仍超出±5%的范围，则认为此试验不满足要求。

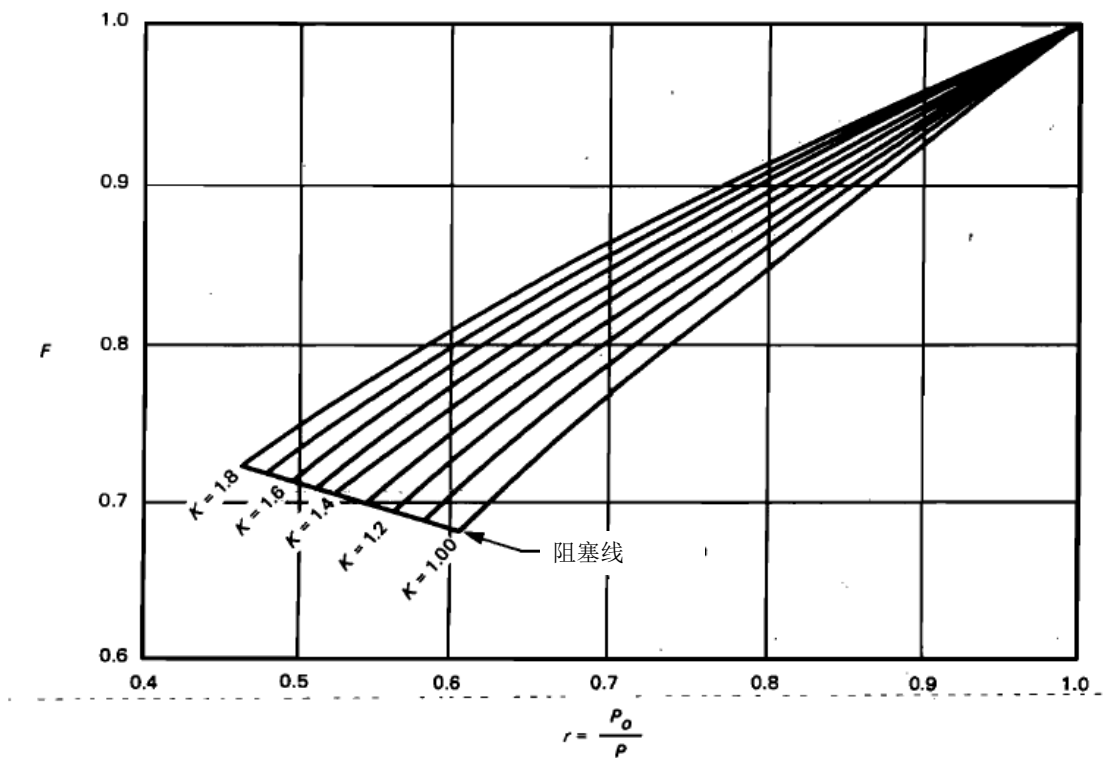


图10-2 非阻塞流动的  $F$  值

10.7.5.4.3 释放量计算

- a) 对于已经确定  $K$  值的一种给定设计，其各种尺寸和压力下经确认的释放量应按以上给出的对应公式计算，并乘以系数  $K$ 。从加压试验得到的值可以从以上公式转换到等效的真空状态。
- b) 对于  $\beta$  比（阀门喉部直径与入口直径之比）超出 0.15 至 0.75 范围的那些阀门，不应采用泄放系数，除非试验已经证明， $\beta$  处于较宽范围端部的阀门，其单个泄放系数  $K_D$  仍在平均泄放系数  $K$  的±5% 范围内。对于用阀门升程来确定流通面积的设计，所有阀门应有相同的名义升程与阀座直径之比（ $L/D$ ）。

10.7.5.5 释放量试验的试验室认可

应在试验装置、试验方法、试验规程授权观察员（或监督试验的人员）等方面均符合 ASME PTC 25-2001 “压力释放装置” 相应要求的场所进行试验。试验应在授权观察员（或监督试验的人员）的监督下进行并经其确认。试验装置应每五年内接受一次审查。

10.7.6 爆破膜装置的释放量确定

10.7.6.1 通用要求

10.7.6.1.1 释放量确定规程（仅适用于 3 级部件）

- a) 如果不做流量试验,则释放量确定规程应按 10.7.6.2.1 和 10.7.6.3.1 的要求。
- b) 如果作流量试验,则释放量确定规程应按 10.7.6.2.2 的要求。

#### 10.7.6.1.2 试验介质

- a) 用于蒸汽的爆破膜装置的释放量试验应用干饱和蒸汽来进行。为了试验的目的,应采用最低干度为 98%和最大过热度为 10℃\*的限制。释放量应在这些限制内修正到干饱和蒸汽状态。
- b) 用于空气或气体的爆破膜装置的释放量试验,应使用空气、气体或干饱和蒸汽。

#### 10.7.6.1.3 试验压力

- a) 爆破膜装置的释放量试验,应在不超过铭牌爆破压力的 110%的压力下进行。
- b) 用于压力释放阀入口侧的爆破膜装置的释放量试验,应不超过阀门整定压力的 110%的压力下进行。(本款仅适用于 2 级部件)

#### 10.7.6.1.4 图纸(仅适用于 3 级部件)

试验前,(从国务院核安全监管部门)取得核级证书的单位应向授权观察员(或监督试验的人员)提交爆破膜装置的结构图纸。

#### 10.7.6.1.5 设计变更(仅适用于 3 级部件)

- a) 当一种型式的爆破膜装置的设计变更可能影响爆破膜装置的流通截面时,每一次这种变更均应作为一种不同系列的爆破膜片来处理,并且应进行试验。
- b) 当一种型式的爆破膜装置在设计上发生变更,而这种变更会影响到爆破膜装置的流通截而或性能特性时,应进行新的试验。

### 10.7.6.2 与压力释放阀并用的爆破膜装置的释放量确定

#### 10.7.6.2.1 不做流量试验释放量的确定

- a) 在阀门入口侧,与爆破膜装置安装在一起的的压力释放阀组合的额定释放量,应不超过该阀门确认释放量的 80%。另一种方法,这种组合的释放量应按 10.7.6.2.2 来确定。
- b) 在阀门出口处,与爆破膜装置安装在一起的的压力释放阀组合的额定释放量,应是该阀门的确认释放量。

#### 10.7.6.2.2 在入口侧装有爆破装置的压力释放阀的释放量

对于压力释放阀设计与爆破膜装置设计的每一种组合,(从国务院核安全监管部门)取得核级证书的单位或爆破膜装置制造商应按下列a)和b)的规定确定这一组合的释放量。

- a) (从国务院核安全监管部门)取得核级证书的单位或爆破膜装置制造商应采用最小的爆破膜装置尺寸和打算用于组合装置的等效尺寸的压力释放阀当量进行试验。要做试验的压力释放阀应有用于特定入口尺寸的最大孔口。
- b) 试验应按下列 1)到 5)的要求进行。要做试验的爆破膜装置与压力释放阀的组合的布置,应与组合部件完全相同。
  - 1) 试验应采用与压力释放阀设计组合在一起时所用的爆破膜装置设计的最低爆破压力。铭牌爆破压力应在阀门的铭牌整定压力的 90%~100%之间。
  - 2) 采用的试验规程如下:
    - (a) 压力释放阀本身应在高于阀门整定压力 10%压力下进行不带爆破膜装置的释放量试验。

- (b) 然后, 应将爆破膜装置安装在压力释放阀的前面, 膜片的爆破使阀门动作。对该组合所做的释放量试验, 应在高于阀门整定压力 10% 的压力下进行, 与上述(a)的试验完全一样。
- 3) 对于和单个阀门一起做试验的总共三片爆破膜, 应该用两个另外的相同额定值的爆破膜重复做试验。试验释放量的结果应该在这三次试验平均释放量的 10% 范围内。如不能满足这一要求, 应确定不符合的原因, 重新做试验。
- 4) 应从试验结果确定组合释放量系数。该组合释放量系数是由组合试验所确定的平均释放量与由上述 a) 的试验所确定的释放量之比值。除了按照 10.7.6.2.3 已经确定了较大尺寸和其他压力的不同系数外, 该组合释放量系数应作为这个设计的所有尺寸的压力释放阀额定释放量的乘数来使用。组合释放量系数的值不得大于 1。组合释放量系数只适用于那些试验过的压力释放阀的相同设计和制造与爆破膜装置的同样设计和制造的各种组合。
- 5) 做试验的试验室应将试验结果提交给授权观察员(或监督试验的人员)供其认可组合释放量系数。

### 10.7.6.2.3 爆破膜装置和压力释放阀的选定试验

- a) 如果需要, (从国务院核安全监管部门) 取得核级证书的单位或爆破膜制造商可以按 10.7.6.2.2 中给出的同样方式进行试验, 采用相同设计的爆破装置和压力释放阀的两个较大尺寸, 以确定对较大尺寸适用的组合释放量系数。如果确定了较大的组合释放量系数并获得批准, 则可将它用于该组合的所有较大尺寸, 但此系数不应大于 1.0。
- b) 如果需要, 可按 10.7.6.2.2 在较高压力下进行附加试验, 以确定最大组合释放量系数, 用于所有比最高试验压力还高的压力, 但该系数不得大于 1.0。

### 10.7.6.3 爆破膜装置的释放量

#### 10.7.6.3.1 计算释放量

- a) 爆破膜装置的计算释放量, 不得超过适用于不同介质的理论公式为依据的值乘上  $K$  值 ( $K$  值取 0.62)。理论公式中的  $A$  应是爆破膜爆破后存在的最小净流通面积。适用于流体的理论公式应为:
- (国际单位)

$$W_t = 5092 A \sqrt{(P - P_d) w}$$

式中:

- $W_t$  = 理论流量 (kg/hr);
- $A$  = 爆破膜爆裂后的最小流通净截面 (mm<sup>2</sup>);
- $P$  = (铭牌爆破压力×1.10) + 大气压 (MPa(a));
- $P_d$  = 爆破膜装置排放压力 (MPa);
- $w$  = 爆破膜装置入口条件下液体的比重 (kg/m<sup>3</sup>)。

- b) 最小净流通面积是爆破膜完全破裂后的计算净面积, 同时对可能减小通过爆破膜装置的净流通面积的构件给以适当的裕量。确定尺寸大小用的净流通面积, 不得超过爆破膜装置的名义管子尺寸的面积。

#### 10.7.6.3.2 试验的释放量

对于  $K_D$ , 制造商可以一般地按照 10.7.3 可适用的规程来批准给定爆破膜装置设计的释放量。

#### 10.7.6.4 压力释放量试验的试验室认可



应在试验设施、试验方法、试验规程和授权观察员（或监督试验的人员）等方面均符合 ASME PTC 25-2001 “压力释放装置”的相应要求的场所进行试验。试验应在授权观察员（或监督试验的人员）的监督下进行并经其确认。试验装置应在每五年内接受一次审查。

## 10.8 标记、印记和数据报告

### 10.8.1 压力释放阀和真空阀放阀

#### 10.8.1.1 标记和印记

每个压力释放阀应由（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位将以下所需数据清楚地予以标记，并使用其在使用中不致被磨掉。数据（字）高度不应低于（2.5mm）为宜。标记应置于阀门上或置于与阀门牢固连接的铭牌上。所需的数据可以盖印、蚀刻、压印或铸造在阀门或铭牌上。标记应包括下列各项目：

- a) （从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位姓名或可接受的缩略代号；
- b) （从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位的设计编号或型号；
- c) 尺寸\_\_\_\_\_ [阀门入口的管道名义尺寸 DN]；
- d) 整定压力 kPa；
- e) 按 10.7 要求经确认的释放量和以百分比或 kPa 表示的超压。
  - 1) 压力释放阀：
    - (a) 对蒸汽确认的阀门，以 kg/hr 饱和蒸汽表示；或
    - (b) 对空气或气体确认的阀门，在 15℃ 和 101kPa 绝对压力时以 m<sup>3</sup>/hr 的空气或气体表示；
    - (c) 对水确认的阀门，在 20℃ 时以 m<sup>3</sup>/s 的水表示。
  - 2) 真空释放阀：
 

在 15℃ 和 101kPa 时以 m<sup>3</sup>/hr 的空气表示。

除上述要求以外，每个压力释放阀还应有单独的铭牌附在部件上。

#### 10.8.1.2 压力释放阀和真空释放阀的报告格式

对每个压力释放阀和真空释放阀，均须由（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位填写和签署的一份 NV-1 数据报告表格，并由专业责任工程师签字。

### 10.8.2 爆破膜装置

#### 10.8.2.1 爆破膜

每片爆破膜应由制造商清楚地作出标记，并使其在使用中不致被磨掉。爆破膜标记可以置于爆发膜的边缘上，也可置于连接在爆破膜上的永久性金属标牌上<sup>99)</sup>。标记应包括以下各项目：

- a) 制造商的名称和标识商标
- b) 制造商的设计编号和型号
- c) 批号
- d) 尺寸\_\_\_\_\_ DN
- e) 印记的爆破压力\_\_\_\_\_ kPa
- f) 规定的膜片温度\_\_\_\_\_ °C
- g) 释放量\_\_\_\_\_ kg/hr 的饱和蒸汽或标准 m<sup>3</sup>/min 的空气 [15℃ 和 101kPa 绝对压力]。

99) 不在每个爆破膜法兰或标记牌上做上所列各项的标记，而采用由制造商编码号构成的标记，这种标记连同包括所需信息并随每批爆破膜提供的证书或标记牌一起，足以识别每个爆破膜。

h) 组装年份

10.8.2.2 爆破膜支架（如果使用）

爆破膜支架应标明以下各项：

- a) 制造商的名称或标识商标
- b) 制造商的设计编号或型号
- c) 尺寸\_\_\_\_\_DN
- d) 组装年份
- e) 产品系列号

10.8.3 使用规范符号印记的授权证书

本章范围内的每个压力释放阀，均应由（从国务院核安全监管部门）取得核级证书的单位制造。

\_\_\_\_\_