

压力容器设计问答

第一章 规程与标准

- 1-1 压力容器设计必须遵循哪些主要法规和规程？
- 1-2 压力容器设计单位的职责是什么？
- 1-3 GB150-1998《钢制压力容器》的适用与不适用范围是什么？
- 1-4 《压力容器安全技术监察规程》的适用与不适用范围是什么？
- 1-5 《容规》和 GB150-1998 对压力容器的范围如何划定？
- 1-6 什么是爆炸极限？
- 1-7 什么是燃点和闪点？
- 1-8 易燃与可燃液体是如何分类的？
- 1-9 什么叫化学危险物质？
- 1-10 何谓易燃介质？
- 1-11 压力容器的介质毒性程度和易燃介质如何划分？
- 1-12 如何划分压力容器的压力等级？
- 1-13 压力容器的品种主要划分为哪几种？
- 1-14 《容规》对容积是怎样定义的？对于管壳式换热器壳程和管程、夹套容器中夹套内的容积如何计算？
- 1-15 《容规》将压力容器分为三类的目的是什么？其划分的原则是什么？
- 1-16 多腔压力容器的类别如何划分？
- 1-17 《容规》与《条例》及标准有何关系？

第二章 材料

- 2-1 如何选择压力容器用钢？
- 2-2 碳素钢镇静钢 Q235 钢号 A 级、B 级、C 级三个等级的区别是什么？

第三章 钢制焊接压力容器

第四章 管壳式换热器

附件 压力容器设计常用标准目录

第一章 规程与标准

1-1 压力容器设计必须遵循哪些主要法规和规程？

- 答：1. 国发[1982]22号：《锅炉压力容器安全监察暂行条例》（简称《条例》）；
2. 劳人锅[1982]6号：《锅炉压力容器安全监察暂行条例》实施细则；
3. 劳部发[1995]264号：关于修改《〈锅炉压力容器安全监察暂行条例〉实施细则》“压力容器部分”有关条款的通知；
4. 质技监局锅发[1999]154号：《压力容器安全技术监察规程》（简称《容规》）；
5. 劳部发[1993]370号：《超高压容器安全监察规程》；
6. 劳部发[1998]51号：《压力容器设计单位资格管理与监督规则》；
7. 劳部发[1995]145号：关于压力容器设计单位实施《钢制压力容器—分析设计标准》的规定；
8. 劳部发[1994]262号：《液化气体汽车罐车安全监察规程》；
9. 化生字[1987]1174号：《液化气体铁路槽车安全管理规定》；
10. 质技监局锅发[1999]218号：《医用氧舱安全管理规定》。

1-2 压力容器设计单位的职责是什么？

- 答：1. 设计单位应对设计文件的正确性和完整性负责；
2. 容器的设计文件至少应包括设计计算书和设计图样；
3. 容器设计总图应盖有压力容器设计单位批准书标志。

1-3 GB150-1998《钢制压力容器》的适用与不适用范围是什么？

答：适用范围：

1. 设计压力不大于 35MPa 的钢制容器；
2. 设计温度范围按钢材允许的使用温度确定。

不适用范围：

1. 直接用火焰加热的容器；
2. 核能装置中的容器；
3. 旋转或往复运动的机械设备（如泵、压缩机、涡轮机、液压缸等）中自成整体或作为部件的受压器室；
4. 经常搬运的容器；
5. 设计压力低于 0.1MPa 的容器；
6. 真空度低于 0.02MPa 的容器；

7. 内直径（对非圆形截面，指宽度、高度或对角线，如矩形为对角线、椭圆为长轴）小于 150mm 的容器；
8. 要求作疲劳分析的容器；
9. 已有其他行业标准的容器，诸如制冷、制糖、造纸、饮料等行业中的某些专用容器和搪玻璃容器。

1-4 《压力容器安全技术监察规程》的适用与不适用范围是什么？

答：适用于同时具备下列 3 个条件的压力容器（第 2 条第 2 款中特指的除外）：

1. 最高工作压力（ p_w ）大于等于 0.1MPa（不含液体静压力）；
2. 内直径（非圆形截面指其最大尺寸）大于等于 0.15m，且容积（V）大于等于 0.025m³；
3. 盛装介质为气体、液化气体或最高工作温度高于等于标准沸点的液体。

不适用于下列压力容器：

1. 超高压容器；
2. 各类气瓶；
3. 非金属材料制造的压力容器；
4. 核压力容器、船舶和铁路机车上的附属压力容器、国防或军事装备用的压力容器、真空下工作的压力容器（不含夹套压力容器）、各项锅炉安全技术监察规程适用范围内的直接受火焰加热的设备（如烟道式余热锅炉等）；
5. 正常运行最高工作压力小于 0.1Mpa 的压力容器（包括在进料或出料过程中需要瞬时承受压力大于等于 0.1MPa 的压力容器，不包括消毒、冷却等工艺过程中需要短时承受压力大于等于 0.1MPa 的压力容器）；
6. 机器上非独立的承压部件（包括压缩机、发电机、泵、柴油机的气缸或承压壳体等，不包括造纸、纺织机械的烘缸、压缩机的辅助压力容器）；
7. 无壳体的套管换热器、波纹板换热器、空冷式换热器、冷却排管。

1-5 《容规》和 GB150-1998 对压力容器的范围如何划定？

答：除压力容器本体外还应包括：

1. 压力容器与外部管道或装置焊接连接的第一道环向焊缝的焊接坡口、螺纹连接的第一个螺纹接头、法兰连接的第一个法兰密封面、专用连接或管件连接的第一个密封面；
2. 压力容器开孔部分的承压盖及其紧固件；
3. 非受压元件与压力容器本体连接的焊接接头。

1-6 什么是爆炸极限？

答：可燃气体、可燃液体的蒸气或可燃粉尘和空气混合达到一定浓度时，遇到火源就会发生爆炸。达到爆炸的空气混合物的浓度范围，称之为爆炸极限。爆炸极限通常以可燃气体、蒸气或粉尘在空气中的体积百分数来表示。其最低浓度称为“爆炸下限”，最高浓度称为“爆炸上限”。当浓度低于爆炸下限或高于爆炸上限时，都不会发生爆炸。

1-7 什么是燃点和闪点？

答：燃点是指可燃物质加温受热，并点燃后，所放出的燃烧热，能使该物质挥发出足够量的可燃蒸气来维持燃烧的继续。此时加温该物质所需的最低温度，即为该物质的“燃点”，也称为着火点。物质的燃点越低，越容易燃烧。

闪点是指可燃液体挥发出来的蒸气与空气形成混合物，遇火源能够发生闪燃的最低温度。闪点与燃点不同，闪点略低于燃点。

1-8 易燃与可燃液体是如何分类的？

答：一般分为四级二类：

第一级 闪点 $<28^{\circ}\text{C}$

第二级 闪点 $\geq 28^{\circ}\text{C}$ 至 $\leq 45^{\circ}\text{C}$

第三级 闪点 $>45^{\circ}\text{C}$ 至 $\leq 120^{\circ}\text{C}$

第四级 闪点 $>120^{\circ}\text{C}$

第一、二级的液体称为易燃液体类；第三、四级的液体称为可燃液体类。

1-9 什么叫化学危险物质？

答：凡是具有各种不同程度的燃烧、爆炸、毒害、腐蚀、放射性等危险特性的物质，受到摩擦、撞击、震动、接触火源、日光曝晒、遇水受潮、温度变化或遇到性能有抵触的其它物质等外界因素的影响，因而引起燃烧、爆炸、中毒、灼伤等等人身伤亡或使财产损坏的物质，都属化学危险物质。

1-10 何谓易燃介质？

答：易燃介质是指与空气混合的爆炸下限 $<10\%$ 或爆炸上限与下限之差 $\geq 20\%$ 的气体，以及闪点 $\leq 45^{\circ}\text{C}$ 的液体。

1-11 压力容器的介质毒性程度和易燃介质如何划分？

答：（一）压力容器中化学介质毒性程度和易燃介质的划分参照 HG20660

《压力容器中化学介质毒性危害和爆炸危险程度分类》的规定。无规定时，按下述原则确定毒性程度：

1. 极度危害（Ⅰ级）最高容许浓度 $<0.1\text{mg}/\text{m}^3$ ；
2. 高度危害（Ⅱ级）最高容许浓度 $0.1\sim<1.0\text{mg}/\text{m}^3$ ；
3. 中度危害（Ⅲ级）最高容许浓度 $1.0\sim<10\text{mg}/\text{m}^3$ ；
4. 轻度危害（Ⅳ级）最高容许浓度 $\geq 10\text{mg}/\text{m}^3$ 。

（二）压力容器中介质为混合物时，应以介质的组分并按上述毒性程度或易燃介质的划分原则，由设计单位的工艺设计或使用单位的生产技术部门提供介质毒性程度或是否属于易燃介质的依据，无法提供依据时，按毒性危害程度或爆炸危险程度最高的介质确定。

1-12 如何划分压力容器的压力等级？

答：按压力容器的设计压力（ p ）分为低压、中压、高压、超高压四个压力等级，具体划分如下：

1. 低压（代号 L） $0.1\text{MPa}\leq p<1.6\text{MPa}$
2. 中压（代号 M） $1.6\text{MPa}\leq p<10\text{MPa}$
3. 高压（代号 H） $10\text{MPa}\leq p<100\text{MPa}$
4. 超高压（代号 U） $p\geq 100\text{MPa}$

1-13 压力容器的品种主要划分为哪几种？

答：按压力容器在生产工艺过程中的作用原理，分为反应压力容器、换热压力容器、分离压力容器、储存压力容器。具体划分如下：

（一）反应压力容器（代号 R）：主要是用于完成介质的物理、化学反应的压力容器，如反应器、反应釜、分解锅、硫化罐、分解塔、聚合釜、高压釜、超高压釜、合成塔、变换炉、蒸煮锅、蒸球、蒸压釜、煤气发生炉等；

（二）换热压力容器（代号 E）：主要是用于完成介质的热量交换的压力容器，如管壳式余热锅炉、热交换器、冷却器、冷凝器、蒸发器、加热器、消毒锅、染色器、烘缸、蒸炒锅、预热锅、溶剂预热器、蒸锅、蒸脱机、电热蒸汽发生器、煤气发生炉水夹套等；

（三）分离压力容器（代号 S）：主要是用于完成介质的流体压力平衡缓冲和气体净化分离的压力容器，如分离器、过滤器、集油器、缓冲器、洗涤器、吸收塔、铜洗塔、干燥塔、汽提塔、分汽缸、除氧器等；

（四）储存压力容器（代号 C，其中球罐代号 B）：主要是用于储存、盛装气体、液体、液化气体等介质的压力容器，如各种型式的储罐。

1-14 《容规》对容积是怎样定义的？对于管壳式换热器壳程和管程、夹套容器中夹套内的容积如何计算？

答：容积是指压力容器的几何容积，即由设计图样标注的尺寸计算（不考虑制造公差）并圆整，且不扣除内件体积的容积。

对于管壳式换热器，壳程容积为不扣除壳程内换热管等内件体积的壳程几何容积，管程容积为管箱几何容积与换热管内容积之和。对于夹套容器，夹套内的容积为扣除内容器所占体积的夹套几何容积。

1-15 《容规》将压力容器分为三类的目的是什么？其划分的原则是什么？

答：为有利用于安全技术监督和管理，将《容规》适用范围内的压力容器划分为三类，划分的原则为：

1. 下列情况之一的，为第三类压力容器：

- (1) 高压容器；
- (2) 中压容器（仅限毒性程度为极度和高度危害介质）；
- (3) 中压储存容器（仅限易燃或毒性程度为中度危害介质，且 pV 乘积大于等于 $10\text{MPa} \cdot \text{m}^3$ ）；
- (4) 中压反应容器（仅限易燃或毒性程度为中度危害介质，且 pV 乘积大于等于 $0.5\text{MPa} \cdot \text{m}^3$ ）；
- (5) 低压容器（仅限毒性程度为极度和高度危害介质，且 pV 乘积大于等于 $0.2\text{MPa} \cdot \text{m}^3$ ）；
- (6) 高压、中压管壳式余热锅炉；
- (7) 中压搪玻璃压力容器；
- (8) 使用强度级别较高（指相应标准中抗拉强度规定值下限大于等于 540Mpa ）的材料制造的压力容器；
- (9) 移动式压力容器，包括铁路罐车（介质为液化气体、低温液体）、罐式汽车[液化气体运输（半挂）车、低温液体运输（半挂）车、永久气体运输（半挂）车]和罐式集装箱（介质为液化气体、低温液体）等；
- (10) 球形储罐（容积大于等于 50m^3 ）；
- (11) 低温液体储存容器（容积大于 5m^3 ）。

2. 下列情况之一的，为第二类压力容器（本条第 1 款规定的除外）：

- (1) 中压容器；
- (2) 低压容器（仅限毒性程度为极度和高度危害介质）；
- (3) 低压反应容器和低压储存容器（仅限易燃介质或毒性程度为中度危害介质）；

(4) 低压管壳式余热锅炉；

(5) 低压搪玻璃压力容器。

3. 低压容器为第一类压力容器（本条第 1 款、第 2 款规定的除外）。

1-16 多腔压力容器的类别如何划分？

答：多腔压力容器（如换热器的管程和壳程、余热锅炉的汽包和换热室、夹套容器等）按类别高的压力腔的类别作为该多腔容器的类别，但应按每个压力腔各自的类别分别提出设计、制造技术要求。对各腔进行类别划定时，应根据各自腔内的设计压力、介质特性、几何容积、材料及各腔的品种分别确定各自的类别，不能将两个及其以上腔体的参数组合起来划分类别。如：有一带夹套的容器，容器内工作压力小于 0.1MPa，介质毒性程度为高度危害；夹套内为 120℃ 的低压饱和蒸汽，该容器应划为第一类压力容器，而不是划为第二类或第三类压力容器。

1-17 《容规》与《条例》及标准有何关系？

答：国务院发布的《锅炉压力容器安全监察暂行条例》（以下简称《条例》），属行政法规，是我国锅炉、压力容器安全监察工作的基本法规，是锅炉、压力容器安全监察工作的依据和准则。依据《条例》制订的《压力容器安全技术监察规程》（以下简称《容规》）也属行政法规，是从安全角度对压力容器安全监督提出最基本的要求。

国家标准、行业标准属民事诉讼范畴，是设计、制造压力容器产品的依据。《容规》是压力容器安全技术监督 and 管理的依据。由于安全技术监督的内容同标准的任务、性质、工作进度和角度不同，有些与标准一致，有些可能不一致，这是正常的，并不矛盾。二者无大小之分，作为产品的设计和制造单位，遵守《容规》和执行标准是一致的，二者不协调时，宜按高的要求执行。但作为压力容器安全监察部门，只要产品符合《容规》要求即可。

第二章 材 料

2-1 如何选择压力容器用钢？

答：选择压力容器用钢应考虑容器的使用条件（如设计温度、设计压力、介质特性和操作特点等）、材料的焊接性能、容器的制造工艺以及经济合理性。一般情况下，按下述原则进行选材：

（1）所需钢板厚度小于 8mm 时，在碳素钢与低合金高强度钢之间，应尽量采用碳素钢钢板（多层容器用材除外）；

（2）在刚度或结构设计为主的场合，应尽量选用普通碳素钢。在强度设计为主的场合，应根据压力、温度、介质等使用限制，依次选用 Q235-A、Q235-B、Q235-C、20R、16MnR 等钢板；

（3）所需不锈钢厚大于 12mm 时，应尽量采用衬里、复合、堆焊等结构形式；

（4）不锈钢应尽量不用作设计温度小于等于 500℃ 的耐热用钢；

（5）珠光体耐热钢应尽量不用作设计温度小于等于 350℃ 的耐热用钢。在必须使用珠光体耐热钢作耐热或抗氢用途时，应尽量减少、合并钢材的品种、规格；

（6）碳素钢用于介质腐蚀性不强的常压、低压容器，壁厚不大的中压容器，锻件、承压钢管、非受压元件以及其它由刚性或结构因素决定壁厚的场合；

（7）低合金高强度钢用于介质腐蚀性不强、壁厚较大（ $\geq 8\text{mm}$ ）的受压容器；

（8）珠光体耐热钢用作抗高温氢或硫化氢腐蚀，或设计温度 350~650℃ 的压力容器用耐热钢；

（9）不锈钢用于介质腐蚀性较高（电化学腐蚀、化学腐蚀）、防铁离子污染或设计温度大于 500℃ 或设计温度小于 -100℃ 的耐热或低温用钢；

（10）不含稳定化学元素且含碳量大于 0.03% 的奥氏体不锈钢需经焊接或 400℃ 以上热加工时，不应使用于可能引起不锈钢晶间腐蚀的环境。

2-2 碳素钢镇静钢 Q235 钢号 A 级、B 级、C 级三个等级的区别是什么？

答：它们的主要区别为冲击试验温度不同：Q235A 级不做冲击试验；Q235B 级做常温 20℃ V 型冲击试验；Q235C 级做 0℃ V 型冲击试验。

2-3 碳对钢的焊接性能有何影响？其他合金元素又有何影响？

答：钢材焊接时，焊缝热影响区被加热到 A_{c3} 以上，快速冷却后会被淬硬。钢材含碳量愈高，热影响区的硬化与脆化倾向愈大，在焊接应力作用下容易产生裂纹。钢的化学成分对钢淬硬性的影响通常折算成碳当量，用 C_E 表示。一般认为钢可焊性好坏的临界碳当量为 0.45%。国际焊接协会推荐的碳素钢和低合金钢常用碳当量计算公式为：

$$C_E \% = C\% + \frac{1}{6}Mn\% + \frac{1}{5}Cr\% + \frac{1}{5}Mo\% + \frac{1}{5}V\% + \frac{1}{15}Ni\% + \frac{1}{15}Cu\%$$

焊接时，焊缝区域由于高温作用会引起晶粒长大，从而增加焊后开裂的倾向；钢中加入细化晶粒和阻碍晶粒长大的元素，如 Mo、Ti、V，且以 A1 脱氧时，有利于改善焊接性能，而 C、Ni、Mn 则会增加开裂的危险。

2-4 碳素钢沸腾钢板 Q235-A·F 的适用范围是什么？

答：容器设计压力 $p \leq 0.6\text{MPa}$ ；

钢板使用温度为 $0\sim 250^\circ\text{C}$ ；

用于壳体时，钢板厚度不大于 12mm；

不得用于易燃介质以及毒性程度为中度、高度或极度危害介质的压力容器；

不得用于制造直接受火焰加热的压力容器。

2-5 碳素钢镇静钢板 Q235-A、B、C 的适用范围是什么？

答：它们的适用范围是：

a) Q235-A 钢板：

容器设计压力 $p \leq 1.0\text{MPa}$ ；

钢板使用温度为 $0\sim 350^\circ\text{C}$ ；

用于壳体时，钢板厚度不大于 16mm；

不得用于液化石油气介质以及毒性程度为高度或极度危害介质的压力容器；

不得用于制造直接受火焰加热的压力容器。

b) Q235-B 钢板：

容器设计压力 $p \leq 1.6\text{MPa}$ ；

钢板使用温度为 $0\sim 350^\circ\text{C}$ ；

用于壳体时，钢板厚度不大于 20mm；

不得用于毒性程度为高度或极度危害介质的压力容器。

c) Q235-C 钢板:

容器设计压力 $p \leq 2.5\text{MPa}$;

钢板使用温度为 $0\sim 400^\circ\text{C}$;

用于壳体时, 钢板厚度不大于 30mm。

2-6 碳素钢和碳锰钢在高于 425°C 温度下长期使用时, 应注意什么问题? 为什么?

答: GB150-1998 规定, 碳素钢和碳锰钢在高于 425°C 温度下长期使用时, 应考虑钢中碳化物相的石墨化倾向。因为碳素钢和碳锰钢在上述情况下, 钢中的渗碳体会产生分解, $\text{Fe}_3\text{C} \rightarrow 3\text{Fe} + \text{C}$ (石墨), 而这一分解及石墨化最终会使钢中的珠光体部分或全部消失, 使材料的强度及塑性均下降, 而冲击值下降尤甚, 钢材明显变脆, 美国 ASME 规范对此也有同样规定。

2-7 奥氏体钢的使用温度高于 525°C 时, 应注意什么问题? 为什么?

答: GB150-1998 规定, 奥氏体钢的使用温度高于 525°C 时, 钢中含碳量应不小于 0.04%。这是因为奥氏体钢在使用温度高于 $500\sim 550^\circ\text{C}$ 时, 若含碳量太低, 强度及抗氧化性会显著下降。因此, 一般规定超低碳 ($\text{C} \leq 0.03\%$) 奥氏体不锈钢的使用范围, 18-9 型材料用到 400°C 左右, 18-12-2 型材料用到 450°C 左右, 使用温度超过 650°C 时, 国外对于 304、316 型材料一般要求用 H 级, 即含碳量要稍高一些 ($\text{C} = 0.04\sim 0.1\%$), 主要也是考虑耐蚀, 而且耐热及有热强性。

2-8 不锈钢复合钢板的使用范围如何确定?

答: 不锈钢复合钢板的使用范围应同时符合基材和复材使用范围的规定。

2-9 何种碳素钢和低合金钢钢板, 应在正火状态下使用? 为什么?

答: 用于壳体厚度大于 30mm 的 20R 和 16MnR、用于其它受压元件 (法兰、管板、平盖等) 的厚度大于 50mm 的 20R 和 16MnR 以及厚度大于 16mm 的 15MnVR 应在正火状态下使用。这主要是考虑国内轧制设备条件限制, 较厚板轧制比小, 钢板内部致密度及中心组织质量稍差; 另外对钢板正火处理可细化晶粒及改善组织, 使钢板有较好的韧性、塑性以及较好的综合机械性能。

2-10 调质状态供货和用于多层包扎容器内筒的碳素钢和低合金钢钢板为何应逐张进行拉伸试验和夏比 (V 型缺口) 冲击 (常温或低温) 试验?

答：低合金钢经调质处理后，屈服点大大提高了，但冲击韧性不够稳定，为了正确判断综合力学性能，所以要逐张进行拉伸和冲击试验来验证。

多层包扎容器内筒是一种承受高压力的设备内筒，其设计压力为 10～100MPa；同时高压容器往往还需要承受较高的温度和各种介质的腐蚀，操作条件苛刻，故高压容器的材料验收、制造检验要求都比较高，这样才能保证高压容器的安全使用。

2-11 使用温度小于 0℃时，用于壳体的厚度大于 25mm 的 20R，厚度大于 38mm 的 16MnR、15MnVR、15MnVNR 及任何厚度的 18MnMoNbR、13MnNiMoNbR 钢板为何要以批进行夏比（V 型缺口）低温冲击试验？试样为何横向取样？低温冲击功的指标是多少？

答：因为厚度达到一定限度的 20R、16MnR、15MnVR、15MnVNR 及任何厚度的 18MnMoNbR、13MnNiMoNbR 钢板，无延性转变温度可能就在 -19.99℃～0℃之间，非常危险，但又未按低温材料对待，为避免这个问题，就要求在上述温度区间进行夏比（V 型缺口）低温冲击试验以验证能否满足设计要求。

由于浇铸钢锭时形成化学成份不均匀（金相上称偏析）或含有杂质，则在热轧变形后不均匀部分和杂质就顺着金属伸长方向延伸，形成所谓“流线”或纤维状组织（金相称带状组织），这时金属力学性能就表现出各向异性，即平行于流线方向（纵向）的力学性能要高于垂直于流线方向（横向）的力学性能，尤其塑性和韧性更为突出，所以制造容器钢板标准中取力学性能低的横向作为冲击值标准，以提高材料安全使用可靠性。

低温冲击功的指标为：20R 的 $A_{KV} \geq 18J$ ；16MnR、15MnVR 的 $A_{KV} \geq 20J$ ；15MnVNR、18MnMoNbR、13MnNiMoNbR 的 $A_{KV} \geq 27J$ 。

2-12 用于制造压力容器壳体的碳素钢和低合金钢钢板，什么条件下应逐张进行超声检测？其合格等级应不低于 JB4730 规定中的几级？

答：符合下列条件之一的，应逐张进行超声检测：

1. 盛装介质毒性程度为极度、高度危害的压力容器。
2. 盛装介质为液化石油气且硫化氢含量大于 100mg/L 的压力容器。
3. 最高工作压力大于等于 10MPa 的压力容器。
4. GB150 第 4 章和附录 C、GB151《管壳式换热器》、GB12337《钢制球形储罐》及其他国家标准和行业标准中规定应逐张进行超声检测的钢板。
5. 移动式压力容器。

用于上述第 1、第 2、第 5 款所述容器的钢板的合格等级应不低于 JB4730

规定中的Ⅱ级；用于上述第 3 款所述容器的钢板的合格等级应不低于 JB4730 规定中的Ⅲ级；用于上述第 4 款所述容器的钢板的合格等级符合相应标准的规定。

2-13 低合金钢钢板使用温度等于或低于-20℃时，其使用状态及最低冲击试验温度应符合什么要求？

答：低合金钢钢板使用温度等于或低于-20℃时，其使用状态及最低冲击试验温度按下表的规定：

钢号	使用状态	厚度, mm	最低冲击试验温度, °C
16MnR	热轧	6~25	-20
	正火	6~120	
07MnCrMoVR	调质	16~50	-20
16MnDR	正火	6~36	-40
		>36~100	-30
07MnNiCrMoVDR	调质	16~50	-40
15MnNiDR	正火, 正火加回火	6~60	-45
09Mn2VDR	正火, 正火加回火	6~36	-50
09MnNiDR	正火, 正火加回火	6~60	-70

2-14 什么是奥氏体不锈钢的敏化范围？

答：奥氏体不锈钢在 427~870℃范围内缓慢冷却时，在晶界上有高铬的碳化物 $Cr_{23}C_6$ 析出，造成碳化物邻近部分贫铬，引起晶间腐蚀倾向，这一温度范围称为敏化范围。

2-15 何谓固溶热处理？它对奥氏体不锈钢性能有何作用？

答：将合金加热至高温单相区恒温保持，使过剩相充分溶解到固溶体中后快速冷却，以得到饱和固溶体的工艺称固溶热处理。通过固溶处理铬镍不锈钢将高温组织在室温下固定下来获得被碳过饱和的奥氏体，以改善铬镍不锈钢的耐腐蚀性。此外，它还能提高铬镍不锈钢的塑性和韧性。

2-16 目前防止奥氏体不锈钢晶间腐蚀的措施大致有哪几种？什么是可能引起晶间腐蚀的环境？

答：大致有三种：①固溶化处理；②降低钢中的含碳量；③添加稳定碳化物的元素。

可能引起晶间腐蚀的环境是指存在电解质的电化学腐蚀环境。可能引起奥氏体不锈钢晶间腐蚀的电解质主要是酸性介质，如工业醋酸、甲酸、铬酸、乳酸、硝酸（常温稀硝酸除外）、草酸、磷酸、盐酸、硫酸、亚硫酸、尿素反应介质等。化学纯醋酸、醇类、醛类、酮类、酚类、烷类、汽油等溶液及其气相介质对奥氏体不锈钢不会产生晶间腐蚀，因此，对接触这些介质的奥氏体不锈钢设备，不必做晶间腐蚀倾向性试验。此外，对于以防止铁离子污染为目的的奥氏体不锈钢设备，也不需要进行晶间腐蚀倾向性试验。

2-17 什么是应力腐蚀破裂？奥氏体不锈钢在哪些介质中易产生应力腐蚀破裂？

答：应力腐蚀破裂是金属在应力（拉应力）和腐蚀的共同作用下（并有一定的温度条件）所引起的破裂。应力腐蚀现象较为复杂，当应力不存在时，腐蚀甚微；当有应力后，金属会在腐蚀并不严重的情况下发生破裂，由于破裂是脆性的，没有明显预兆，容易造成灾难性事故。可产生应力腐蚀破坏的金属材料与环境的组合主要有以下几种：

1. 碳钢及低合金钢：介质为碱液、硝酸盐溶液、无水液氨、湿硫化氢、醋酸等；
2. 奥氏体不锈钢：氯离子、氯化物+蒸汽、湿硫化氢、碱液等；
3. 含钼奥氏体不锈钢：碱液、氯化物水溶液、硫酸+硫酸铜的水溶液等；
4. 黄铜：氨气及溶液、氯化铁、湿二氧化硫等；
5. 钛：含盐酸的甲醇或乙醇、熔融氯化钠等；
6. 铝：湿硫化氢、含氢硫化氢、海水等。

2-18 奥氏体不锈钢焊接接头能否采用超声波检测？为什么？

答：由于奥氏体不锈钢中存在的双晶晶界等显著影响超声波的衰减及传播，因此目前超声波检测未能在这种不锈钢中得到广泛的采用。

2-19 用 GB713-1997《锅炉用碳素钢和低合金钢钢板》中的 20g 钢板可代用什么容器用钢板？

答：GB713-1997《锅炉用碳素钢和低合金钢钢板》中的 20g 钢板可代用 Q235-C 钢板。

2-20 碳素钢和低合金钢钢管使用温度低于或等于-20℃时，其使用状态及最低冲击试验温度应符合什么要求？

答：碳素钢和低合金钢钢管使用温度低于或等于-20℃时，其使用状态及最低冲击温度按下表的规定：

钢号	使用状态	壁厚，mm	最低冲击试验温度，℃
10	正火	≤16	-30
20G	正火	≤16	-20
16Mn	正火	≤20	-40
09MnD	正火	≤16	-50

因尺寸限制无法制备 5mm×10mm×55mm 小尺寸冲击试样的钢管，免做冲击试验，各钢号钢管的最低使用温度按 GB150 附录 C (标准的附录) 表 C1 的规定。

2-21 碳素钢 10 号钢无缝钢管使用温度≤-20℃时，应选用哪个标准的钢管？

答：低温用碳钢无缝钢管的材料一般为 10 号钢，现在 10 号钢无缝钢管有 3 个标准：

GB6479-2000《化肥设备用高压无缝钢管》，在此标准中规定 10 号钢管的供货状态是正火，并保证-20℃时的冲击值。经供需双方协议，10 号钢管可做-30℃夏比 (V 型缺口) 冲击试验。

GB8163-1999《输送流体用无缝钢管》，在此标准中规定 10 号钢管的供货状态是热轧状态或热处理状态交货，无冲击试验要求。

GB9948-88《石油裂化用无缝钢管》，在此标准中规定 10 号钢管的供货状态是热轧管终轧、冷拔管正火，无低温冲击试验要求。

因此 10 号钢无缝钢管用于≤-20℃的场合时，应选用 GB6479-2000《化肥设备用高压无缝钢管》标准的钢管，并应提出正火状态供货及低温冲击试验要求。

2-22 压力容器用钢锻件分为几级？其选用级别根据什么确定？

答：压力容器用碳素钢、低合金钢及不锈钢锻件分为 I、II、III、IV 四个级别，低温压力容器用低合金钢锻件分为 II、III、IV 三个级别。

锻件的选用级别由设计者根据其形状、使用条件及尺寸、重量大小确定，并应在图样上注明（在钢号后附上级别符号，如 16Mn II）。

2-23 16MnD 钢锻件使用温度等于或低于-20℃时，其热处理状态及最低冲击试验温度是什么？

答：应符合下表的规定：

钢号	热处理状态	公称厚度, mm	最低冲击试验温度, °C
16MnD	正火加回火, 调质	≤200	-40
		>200~300	-30

2-24 低温用螺柱的钢号及热处理状态、冲击试验要求是如何规定的？

答：应符合下表的规定：

钢号	热处理状态	规格, mm	最低冲击试验温度, °C	A _{KV} , J
30CrMoA	调质	≤M56	-100	≥27
35CrMoA	调质	≤M56	-100	≥27
		M60~M80	-70	
40CrNiMoA	调质	M52~M80	-70	≥31
		M85~M140	-50	

2-25 压力容器受压元件采用国外材料应符合那些要求？

答：1. 应选用国外压力容器规范允许使用且已有使用实例的材料，其使用范围应符合材料生产国相应规范和标准的规定，并有该材料的质量证明书。

2. 制造单位首次使用前，应进行焊接工艺评定和焊工考试，并对化学成分、力学性能进行复验，满足使用要求后，才能投料制造。

3. 技术要求一般不得低于国内相应材料的技术指标。

4. 国内首次使用且标准中抗拉强度规定值下限大于等于 540Mpa 的材料，应按《容规》第 7 条规定办理批准手续。

国内材料生产单位生产国外牌号的材料时，应完全按照该牌号的国外标准规定的冶炼方法进行生产，力学性能和弯曲性能试验的试样型式、尺寸、加工要求、试验方法等验收要求也应执行国外标准，批量生产前应通过产品鉴定并

经国家安全生产监察机构批准，可按上述的国外钢材对待。

2-26 采用新研制的材料或未列入 GB150 等标准的材料制造压力容器时，应满足什么要求？

答：应将该材料的试验验证资料和第三方的检测报告提交全国压力容器标准化技术委员会进行技术评审并获得该委员会出具的准许试用的证明文件（应注明使用条件），并按《容规》第 7 条规定办理批准手续。

2-27 铝和铝合金用于压力容器受压元件应符合什么要求？

答：应符合下列要求：

1. 设计压力不应大于 8MPa，设计温度范围为 $-269\sim 200^{\circ}\text{C}$ 。
2. 设计温度大于 75°C 时，一般不选用含镁量大于等于 3% 的铝合金。

2-28 钛和钛合金用于压力容器受压元件应符合什么要求？

答：应符合下列要求：

1. 设计温度：工业纯钛不应高于 230°C ，钛合金不应高于 300°C ，钛复合板不应高于 350°C 。
2. 用于制造压力容器壳件的钛材应在退火状态下使用。
3. 钛材压力容器封头成形应采用热成形或冷成形后热校形。对成形的钛钢复合板封头，应做超声检测。
4. 钛材压力容器一般不要求进行热处理，对在应力腐蚀环境中使用的钛容器或使用中厚板制造的钛容器，焊后或热加工后应进行消除应力退火。钛钢复合板爆炸复合后，应做消除应力退火处理。
5. 钛材压力容器的下列焊缝应进行渗透检测：
 - (1) 接管、法兰、补强圈与壳体或封头连接的角焊缝；
 - (2) 换热器管板与管子连接的焊缝；
 - (3) 钛钢复合板的复层焊缝及镶条盖板与复合板复层的搭接焊缝。

2-29 铜及铜合金用于压力容器受压元件应为什么状态？

答：一般应为退火状态。

第三章 钢制焊接压力容器

3-1 什么叫工作压力？什么叫设计压力？什么叫计算压力？

答：工作压力指在正常工作情况下，容器顶部可能达到的最高压力。

设计压力指设定的容器顶部的最高压力，与相应的设计温度一起作为设计载荷条件，其值不低于工作压力。

计算压力指在相应设计温度下，用以确定元件厚度的压力，其中包括液柱静压力。当元件所承受的液柱静压力小于5%设计压力时，可忽略不计。

3-2 设计压力与计算压力有何不同，如何确定？

答：设计压力是对容器的各个腔体而言的，是容器选择材料、划分类别、提出制造和检验要求、确定试验压力等的依据，也是确定容器各个受压元件计算压力的依据。容器各个腔体的设计压力是根据其工作压力、安全阀的开启压力或爆破片的爆破压力等确定的。设计压力不得低于工作压力，装有安全泄放装置时，不得低于安全阀的开启压力或爆破片的爆破压力。

计算压力是对容器的各个受压元件而言的，仅用于确定容器各个受压元件满足强度、稳定和刚度要求的厚度。容器各个受压元件的计算压力是根据容器各个腔体的设计压力加液柱静压力对它单独和共同作用的情况确定的。对于单腔容器，介质全为气体时，容器上各个受压元件的计算压力均为该容器的设计压力；介质中有液体时，受液柱静压力作用的受压元件的计算压力为容器的设计压力加上液柱静压力。对于多腔容器中受多腔压力作用的受压元件，应根据生产操作中可能出现的情况确定其计算压力，如：确定换热器管板的计算压力时，要考虑壳程压力单独作用、管程压力单独作用和它们共同作用的情况；确定带夹套的容器中内容器上被夹套包围的受压元件的计算压力时，要考虑内容器压力单独作用、夹套压力单独作用和它们共同作用的情况，同时还要考虑其在夹套试验压力下的稳定性。

3-3 何谓临界状态、临界温度、临界压力？

答：临界状态是物质气液态平衡共存时的边缘状态。在此状态下，液体密度和饱和蒸气密度相同，因而它们的界面消失。这种状态只能在临界温度和临界压力下实现，可用临界点表示。

临界温度是物质处于临界状态时的温度。是当采用加压的方法使气体液化时所允许的最高温度。在这个温度以上，物质只能处于气体状态，不能单用压

缩方法使之液化。

临界压力是物质处于临界状态时的压力。是在临界温度时使气体液化所需的最小压力，也就是液体在临界温度时的饱和蒸气压。

3-4 在固定式液化气体压力容器设计中，如何确定设计压力？

答：1. 盛装液化气体的固定式压力容器的设计压力按下述规定确定：

a) 盛装临界温度大于等于 50℃ 液化气体的固定式压力容器，设计有可靠的保冷设施时，其设计压力不得低于所盛装液化气体在可能达到的最高工作温度下的饱和蒸气压；无保冷设施时，其设计压力不得低于所盛装液化气体在 50℃ 时的饱和蒸气压。

b) 盛装临界温度小于 50℃ 液化气体的固定式压力容器，设计有可靠的保冷设施，并有试验实测最高工作温度且能保证低于临界温度时，其设计压力不得低于所盛装液化气体在试验实测最高工作温度下的饱和蒸气压；无试验实测温度或无保冷设施时，其设计压力不得低于所盛装液化气体在设计所规定的最大充装量时，温度为 50℃ 的气体压力。

2. 固定式液化石油气储罐的设计压力应按不低于 50℃ 时混合液化石油气组分的实际饱和蒸气压来确定，设计单位应在图样上注明限定的组分和对应的压力。若无实际组分数据或不做组分分析，其设计压力按下述规定确定：

a) 混合液化石油气 50℃ 饱和蒸气压小于等于异丁烷 50℃ 饱和蒸气压，设计有可靠的保冷设施时，其设计压力不得低于可能达到的最高工作温度下异丁烷的饱和蒸气压；无保冷设施时，其设计压力不得低于 50℃ 异丁烷的饱和蒸气压。

b) 混合液化石油气 50℃ 饱和蒸气压大于异丁烷 50℃ 饱和蒸气压且小于等于丙烷 50℃ 饱和蒸气压，设计有可靠的保冷设施时，其设计压力不得低于可能达到的最高工作温度下丙烷的饱和蒸气压；无保冷设施时，其设计压力不得低于 50℃ 丙烷的饱和蒸气压。

c) 混合液化石油气 50℃ 饱和蒸气压大于丙烷 50℃ 饱和蒸气压，设计有可靠的保冷设施时，其设计压力不得低于可能达到的最高工作温度下丙烯的饱和蒸气压；无保冷设施时，其设计压力不得低于 50℃ 丙烯的饱和蒸气压。

[注] 液化石油气指国家标准 GB11174 规定的混合液化石油气；异丁烷、丙烷、丙烯 50℃ 的饱和蒸气压应按相应的国家标准和行业标准的规定确定。

3-5 GB150-1998 标准规定对压力容器设计应考虑载荷有哪些？

答：1. 内压、外压或最大压差；

2. 液体静压力；

需要时，还应考虑下列载荷：

3. 容器的自重（包括内件和填料等），以及正常工作条件下或压力试验状态下内装物料的重力载荷；

4. 附属设备及隔热材料、衬里、管道、扶梯、平台等的重力载荷；

5. 风载荷、地震力、雪载荷。

6. 支座、底座圈、支耳及其他型式支撑件的反作用力；

7. 连接管道和其他部件的作用力；

8. 温度梯度或热膨胀量不同而引起的作用力；

9. 包括压力急剧波动的冲击载荷；

10. 冲击反力，如由流体冲击引起的反力等。

11. 运输或吊装时的作用力。

3-6 GB150-1998 标准除了规定的常规设计方法以外还允许采用什么方法进行设计？

答：还允许用以下方法设计，但需经全国压力容器标准化技术委员会评定、认可。

——包括有限元法在内的应力分析；

——验证性实验分析（如实验应力分析、验证性液压试验）；

——用可比的已投入使用的结构进行对比经验设计。

3-7 什么叫计算厚度、设计厚度、名义厚度、有效厚度？

答：计算厚度指按有关公式计算得到的厚度。需要时，尚应计入其他载荷所需厚度。

设计厚度指计算厚度与腐蚀裕量之和。

名义厚度指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，即标注在图样上的厚度。

有效厚度指名义厚度减去腐蚀裕量和钢材厚度负偏差。

3-8 钢制压力容器圆筒加工成形后不包括腐蚀裕量的最小厚度是多少？

答：1. 对碳素钢、低合金钢制容器，不小于 3mm；

2. 对高合金钢制容器，不小于 2mm；

3. 对钢制管壳式换热器，按 GB151 的规定；

4. 对钢制塔式容器，按 JB4710 的规定。

3-9 厚度附加量由哪两部分组成？

答：厚度附加量按下式确定：

$$C=C_1+C_2$$

式中：C——厚度附加量，mm；

C_1 ——钢材厚度负偏差，mm；

C_2 ——腐蚀裕量，mm。

3-10 钢材厚度负偏差如何确定？

答：钢板或钢管的厚度负偏差按钢材标准的规定。当钢材的厚度负偏差不大于 0.25mm，且不超过名义厚度的 6% 时，负偏差可忽略不计。

3-11 为什么要考虑腐蚀裕量？具体规定如何？

答：为防止容器元件由于腐蚀、机械磨损而导致厚度削弱减薄，应考虑腐蚀裕量。具体规定如下：

a) 对有腐蚀或磨损的元件，应根据预期的容器寿命和介质对金属材料的腐蚀速率确定腐蚀裕量；

b) 容器各元件受到的腐蚀程度不同时，可采用不同的腐蚀裕量；

c) 介质为压缩空气、水蒸汽或水的碳素钢或低合金钢制容器，腐蚀裕量不小于 1mm。除此以外的其他情况可参照下表选取：

腐 蚀 程 度	不腐蚀	轻微腐蚀	腐 蚀	重腐蚀
腐蚀速率 (mm/年)	<0.05	0.05~0.13	0.13~0.25	>0.25
腐蚀裕量 (mm)	0	≥1	≥2	≥3

注：①表中的腐蚀裕量系指均匀腐蚀。

②最大腐蚀裕量不应大于 6mm，否则应采取防腐措施。

3-12 GB150-1998 中确定材料许用应力的依据是什么？为什么螺栓材料的许用应力选取的较低？

答：钢材（除螺栓材料外）的许用应力按下表确定：

材料	许用应力, MPa (取下列各值中的最小值)				
	碳素钢、低合金钢	$\frac{\sigma_b}{3.0}$	$\frac{\sigma_s}{1.6}$	$\frac{\sigma'_s}{1.6}$	$\frac{\sigma'_D}{1.5}$
高合金钢	$\frac{\sigma_b}{3.0}$	$\frac{\sigma_s(\sigma_{0.2})}{1.5}$	$\frac{\sigma'_s(\sigma'_{0.2})^{1)}}{1.5}$	$\frac{\sigma'_D}{1.5}$	$\frac{\sigma'_n}{1.0}$
1) 对奥氏体高合金钢制受压元件, 当设计温度低于蠕变范围, 且允许有微量的永久变形时, 可适当提高许用应力至 $0.9\sigma'_s(\sigma'_{0.2})$, 但不超过 $\frac{\sigma_s(\sigma_{0.2})}{1.5}$ 。此规定不适用于法兰或其他有微量永久变形就产生泄漏或故障的场合。					

螺栓材料的许用应力按下表确定:

材料	螺栓直径 mm	热处理状态	许用应力, MPa (取下列各值中的最小值)	
碳素钢	≤M22	热轧、正火	$\frac{\sigma'_s}{2.7}$	$\frac{\sigma'_D}{1.5}$
	M24~M48		$\frac{\sigma'_s}{2.5}$	
低合金钢 马氏体高合金钢	≤M22	调质	$\frac{\sigma'_s(\sigma'_{0.2})}{3.5}$	
	M24~M48		$\frac{\sigma'_s(\sigma'_{0.2})}{3.0}$	
	≥M52		$\frac{\sigma'_s(\sigma'_{0.2})}{2.7}$	
奥氏体高合金钢	≤M22	固溶	$\frac{\sigma'_s(\sigma'_{0.2})}{1.6}$	
	M24~M48		$\frac{\sigma'_s(\sigma'_{0.2})}{1.5}$	

表中: σ_b ——钢材标准抗拉强度下限值, MPa;
 $\sigma_s(\sigma_{0.2})$ ——钢材标准常温屈服点 (或 0.2% 屈服强度), MPa;
 $\sigma'_s(\sigma'_{0.2})$ ——钢材在设计温度下的屈服点 (或 0.2% 屈服强度), MPa;
 σ'_D ——钢材在设计温度下经 10 万小时断裂的持久强度的平均值, MPa;
 σ'_n ——钢材在设计温度下经 10 万小时蠕变率为 1% 的蠕变极限, MPa。

螺栓材料的许用应力选取的较低, 是因为:

第一, 由于螺栓在工作过程中绝不允许出现塑性变形, 否则将会引起法兰

密封的失效，所以螺栓只需对材料在设计温度下的屈服点和持久强度取安全系数，而未规定对强度限和蠕变限的安全系数。

第二，螺栓在工作时的受力状态比较复杂，它在承受轴向拉力为主的同时，还要承受弯矩和扭矩，在拧紧时尚需克服摩擦阻力矩，而在上述强度计算中均把受力状态简化为只受轴向拉力，因此，应降低其许用应力，也即其安全系数应比其他元件的安全系数为大。

第三，螺栓的安全系数按螺栓规格的大小分档，这是因为小直径螺栓在安装使用过程中出现超载的可能性大，因此，小直径螺栓的安全系数较大直径螺栓的安全系数大。

第四，螺栓的安全系数随螺栓的热处理状态不同而不同，这是因为材料通过调质处理后，屈服点提高较多，而强度限提高较少，致使材料的屈强比提高，降低了抗塑性变形的能力，因此调质状态螺栓的安全系数高于热轧和正火状态螺栓的安全系数。

3-13 不锈钢复合钢板在设计计算中如需计入复层材料的强度时，其设计温度下的许用应力如何确定？

答：对于复层与基层结合率达到 JB4733-1996 标准中 B2 级板以上的复合钢板，在设计计算中如需计入复层材料的强度时，设计温度下的许用应力按下式确定：

$$[\sigma]^t = \frac{[\sigma]_1^t \delta_1 + [\sigma]_2^t \delta_2}{\delta_1 + \delta_2}$$

式中： $[\sigma]^t$ ——设计温度下复合钢板的许用应力，MPa；

$[\sigma]_1^t$ ——设计温度下基层钢板的许用应力，MPa；

$[\sigma]_2^t$ ——设计温度下复层材料的许用应力，MPa；

δ_1 ——基层钢板的名义厚度，mm；

δ_2 ——复层材料的厚度，不计入腐蚀裕量，mm。

3-14 计算成形封头厚度时，选取许用应力应注意什么问题？

答：由于成形封头在图纸上标注的厚度是名义厚度，它不包括封头成形减量，即冲制封头时用的钢板的厚度一般均厚于封头的名义厚度。因此，当用封头名义厚度选取许用应力时，可能导致许用应力偏高，造成安全隐患。例如，设计温度为 200℃ 的标准椭圆形封头，选材为 16MnR 板，通过计算取名义厚度为 16mm，刚好能满足强度要求，这时 16mm 厚的 16MnR 钢板的许用应力按

GB150-1998 表 4-1 选取为 170MPa。但是，考虑到封头成形减薄量，冲制封头的板厚会是 18mm，这时按 GB150-1998 表 4-1，板材的许用应力是 159MPa。再按 159MPa 计算原封头，16mm 的厚度就会满足不了要求。因此，在计算成形封头厚度时，当封头名义厚度恰好是许用应力表中分挡板厚的上限时，特别要注意许用应力的修正。

3-15 内压力容器试验压力如何确定？

答：内压力容器液压试验压力的最低值按下式确定：

$$p_T = 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t}$$

内压力容器气压试验压力的最低值按下式确定：

$$p_T = 1.15p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t}$$

式中： p_T ——试验压力，MPa；

p ——设计压力，MPa；

$[\sigma]$ ——容器元件材料在试验温度下的许用应力，MPa；

$[\sigma]^t$ ——容器元件材料在设计温度下的许用应力，MPa。

注：容器各元件（圆筒、封头、接管、法兰及紧固件等）所用材料不同时，应取各元件材料的 $[\sigma]/[\sigma]^t$ 比值中的最小者。

3-16 真空容器如何进行压力试验？其试验压力如何确定？

答：真空容器以内压进行压力试验。

真空容器液压试验压力的最低值按下式确定：

$$p_T = 1.25p$$

真空容器气压试验压力的最低值按下式确定：

$$p_T = 1.15p$$

式中： p_T ——试验压力，MPa；

p ——设计压力，MPa。

3-17 对于由两个（或两个以上）压力室组成的容器，确定试验压力时有何要求？

答：对于由两个（或两个以上）压力室组成的容器，应在图样上分别注明各个压力室的试验压力，并校核相邻壳壁在试验压力下的稳定性。如果不能满

足稳定要求，则应规定在作压力试验时，相邻压力室内必须保持一定压力，以使整个试验过程（包括升压、保压和卸压）中的任一时间内，各压力室的压力差不超过允许压差，图样上应注明这一要求和允许压差值。

3-18 容器进行液压试验时，对试验液体有什么要求？

答：试验液体一般采用水，需要时也可采用不会导致发生危险的其它液体。试验时液体的温度应低于其闪点或沸点。

奥氏体不锈钢制容器用水进行液压试验后应将水渍清理干净。当无法达到这一要求时，应控制水的氯离子含量不超过 25mg/L。

试验温度：

a) 碳素钢、16MnR 和正火 15MnVR 钢容器液压试验时，液体温度不得低于 5℃；其他低合金钢容器，液压试验时液体温度不得低于 15℃。如果由于板厚等因素造成材料无延性转变温度升高，则需相应提高试验液体温度；

b) 其他钢种容器液压试验温度按图样规定。

3-19 何种情况下方可采用气压试验？对试验的安全和试验用气体有何要求？

答：下列情况下方可采用气压试验：

1. 容器容积过大，无法承受液体的重量；
2. 结构复杂，液压试验不足以充分检验各个部位的试压要求；
3. 由于结构原因用液体不适合的，如容器内不允许有微量残留液体而无法排净或不能充满液体的容器；
4. 其它难以克服的困难，诸如大型容器供水困难者。

气压试验应有安全措施。该安全措施需经试验单位技术总负责人批准，并经本单位安全部门检查监督。试验所用气体应为干燥、洁净的空气、氮气或其它惰性气体。碳素钢和低合金钢容器，气压试验时介质温度不得低于 15℃；其他钢种容器气压试验温度按图样规定。

3-20 何种情况下的压力容器应进行气密性试验？

答：符合下列情况时，压力容器应进行气密性试验。

- (1) 介质为易燃、易爆；
- (2) 介质为极度危害或高度危害时；
- (3) 对真空度有较严格要求时；
- (4) 如有泄漏将危及容器的安全（如衬里等）和正常操作者。

3-21 试述第一、三、四强度理论？

答：第一强度理论即最大主应力理论，其当量应力强度 $S = \sigma_1$ 。它认为引起材料断裂破坏的主要因素是最大主应力。亦即不论材料处于何种应力状态，只要最大主应力达到材料单向拉伸断裂时的最大应力值，材料即发生断裂破坏。

第三强度理论即最大剪应力理论，其当量应力强度 $S = \sigma_1 - \sigma_3$ ，它认为引起材料发生屈服破坏的主要因素是最大剪应力。亦即不论材料处于何种应力状态，只要最大剪应力达到材料屈服时的最大剪应力值，材料即发生屈服破坏。

第四强度理论亦称最大应变能理论，其当量力强度为

$$S = \left(1/\sqrt{2}\right) \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

它认为引起材料发生屈服破坏的主要因素是材料的最大变形能，亦即不论材料处于何种应力状态，只要其内部积累的变形能达到材料单向拉伸屈服时的变形能，材料即发生屈服破坏。

我国标准 GB150-1998《钢制压力容器》中强度计算主要是以第一强度理论为基础的。

我国标准 JB4732-1995《钢制压力容器——分析设计标准》中应力强度计算采用的是第三强度理论。

3-22 GB150-1998 中内压圆筒强度计算的基本公式和适用范围是什么？

答：基本公式：
$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$$

适用范围为 $D_0/D_i \leq 1.5$ 或 $p_c \leq 0.4[\sigma]^t \phi$ 。

3-23 GB150-1998 中内压球壳强度计算的基本公式及适用范围是什么？

答：基本公式：
$$\delta = \frac{p_c D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_c}$$

适用范围为 $p_c \leq 0.6[\sigma]^t \phi$ 。

3-24 内压圆筒厚度计算公式中的焊接接头系数指的是何类焊接接头系数？具体说明。

答：指的是 A 类焊接接头系数，具体就是指的圆筒纵向焊接接头系数。

3-25 外压元件破坏形式有哪两种？外压元件的设计应包括哪两方面的内容？

答：外压元件破坏主要有强度不足引起的破坏和失稳破坏两种。设计应包括强度计算和稳定性校核。因失稳往往在强度破坏前发生，所以稳定性计算是外压元件设计中主要考虑的问题。

3-26 GB150-1998 对外压圆筒 ($D_o/\delta_e \geq 20$) 有效厚度的计算是如何规定的？

答：a) 假设 δ_n ，令 $\delta_e = \delta_n - C$ ，定出 L/D_o 和 D_o/δ_e ；

b) 在 GB150-1998 中图 6-2 的左方找到 L/D_o 值，过此点沿水平方向右移与 D_o/δ_e 线相交（遇中间值用内插法），若 L/D_o 值大于 50，则用 $L/D_o=50$ 查图，若 L/D_o 值小于 0.05，则用 $L/D_o=0.05$ 查图；

c) 过此交点沿垂直方向下移，在图的下方得到系数 A（也可用表 6-1 查取）；

d) 按所用材料选用 GB150-1998 中图 6-3~6-10，在图的下方找到系数 A；

若 A 值落在设计温度下材料线的右方，则过此点垂直上移，与设计温度下的材料线相交（遇中间温度值用内插法），再过此交点水平方向右移，在图的右方得到系数 B，并按下式计算许用外压力 $[p]$ ：

$$[p] = \frac{B}{D_o/\delta_e}$$

若所得 A 值落在设计温度下材料线的左方，则用下式计算许用外压力 $[p]$ ：

$$[p] = \frac{2AE}{3(D_o/\delta_e)}$$

e) $[p]$ 应大于或等于 p_c ，否则须再假设名义厚度 δ_n ，重复上述计算，直到 $[p]$ 大于且接近于 p_c 为止。

3-27 带锥形封头或有锥壳变径段的外压容器的计算长度应如何确定？

答：以圆筒—锥壳的交线为界确定外压元件的计算长度是有条件的，无条件地以交线为界是错误的。

如图 3-1 所示，只有当圆筒—锥壳的交线是支撑线时，即该连接处的惯性矩满足 GB150-1998 中 7.2.5.3 条规定所需惯矩的要求时，该交线才能作为外压元件计算长度的一条界线。

当圆筒—锥壳的交线不是支撑线时，即该连接处的惯性矩不能满足所需惯性矩的要求时，则该交线不能为外压元件计算长度的界线，如图 3-2 所示。图中 L 范围以外的外压元件，如图中所示的大、小圆筒和锥壳，其外压计算长度均为 L，并按各自的直径和相应的厚度进行外压计算。此外，锥壳（含折边锥壳）的厚度还不得小于相连接圆筒的厚度。

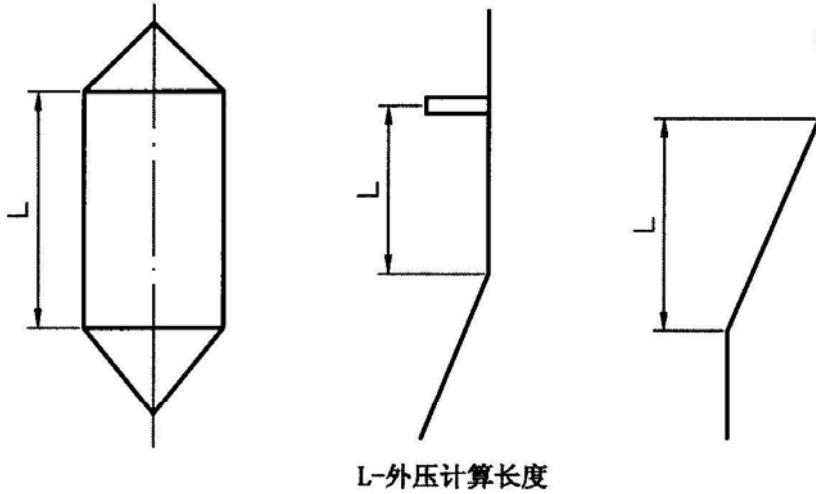


图3-1

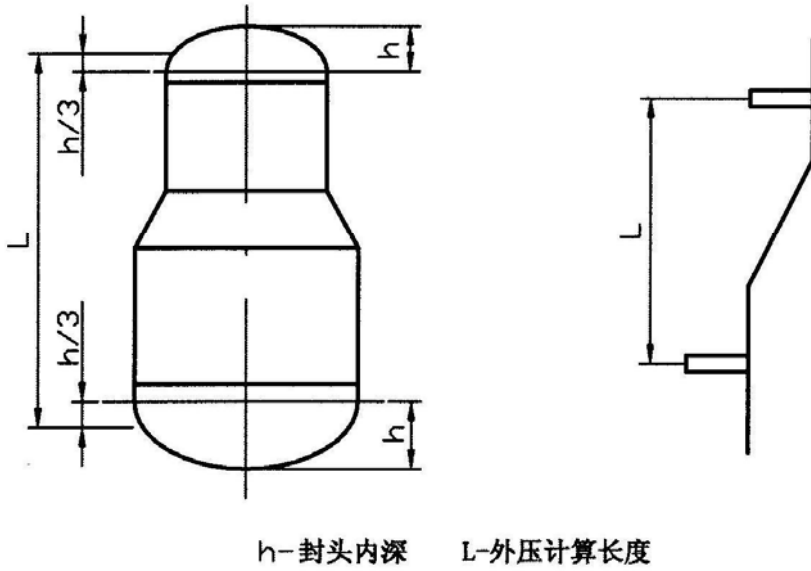


图3-2

3-28 常见的容器封头有哪几种？各有何优缺点？

答：常见的容器封头有半球形封头、碟形封头、椭圆形封头、球冠形封头、锥形封头、平盖等。

从受力情况看，依次为：半球形、椭圆形、碟形、球冠形、锥形、平盖最差。

从制造上看，平盖最易，其次为锥形、球冠形、碟形、椭圆形、半球形。锥形封头受力不佳，但有利于流体均匀分布和排料，使用也较多。

3-29 GB150-1998 对碟形封头球面部分的内半径和封头转角内半径有何要求？

答：碟形封头球面部分的内半径应取不大于封头的内直径，通常取 0.9 倍的封头内直径，封头转角内半径应不小于封头内直径的 10%，且不得小于 3 倍的名义厚度 δ_n 。

3-30 受内压的碟形封头和椭圆形封头的形状系数是什么？

答：碟形封头的形状系数 M 按下式计算：

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

式中 R_i 为球面部分内半径， r 为转角内半径。

椭圆形封头的形状系数 K 按下式计算：

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

式中 D_i 为封头内直径， h_i 为封头曲面深度。

标准椭圆形封头 $K=1$ 。

3-31 GB150-1998 中受内压碟形封头计算厚度的公式是什么？

答：计算厚度
$$\delta = \frac{M p_c R_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 p_c}$$

式中 M 为碟形封头形状系数， $M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{R_i}{r}} \right)$ 。

3-32 GB150-1998 对碟形封头的有效厚度有何限制?

答: 对于 $R_i=0.9D_i$ 、 $r=0.17D_i$ 的碟形封头, 其有效厚度应不小于封头内直径的 0.15%, 其他碟形封头的有效厚度应不小于 0.30%。但当确定封头厚度时已考虑了内压下的弹性失稳问题, 可不受此限制。

3-33 GB150-1998 中受内压椭圆形封头计算厚度的公式是什么?

答: 计算厚度
$$\delta = \frac{Kp_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5p_c}$$

式中 K 为椭圆形封头形状系数,
$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right]$$
。

3-34 GB150-1998 对椭圆形封头的有效厚度有何限制?

答: 标准椭圆形封头 ($K=1$) 的有效厚度应不小于封头内直径的 0.15%, 其他椭圆形封头的有效厚度应不小于 0.30%。但当确定封头厚度时已考虑了内压下的弹性失稳问题, 可不受此限制。

3-35 GB150-1998 中受内压(凹面受压)球冠形端封头的计算厚度公式是什么?

答: 计算厚度
$$\delta = \frac{Qp_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$$

式中 Q 为系数, 由 GB150-1998 中图 7-5 查取。

3-36 GB150-1998 对受外压(凸面受压)球冠形端封头计算厚度的确定是如何规定的?

答: 封头的计算厚度按下列两种方法确定, 取其较大值:

1. 按以下步骤确定外压球壳的有效厚度:

a) 假设 δ_n , 令 $\delta_e = \delta_n - C$, 定出 R_o / δ_e ;

b) 用下式计算系数 A:

$$A = \frac{0.125}{(R_o / \delta_e)}$$

c) 根据所用材料选用 GB150-1998 中图 6-3~6-10, 在图的下方找出系数 A, 若 A 值落在设计温度材料线的右方, 则过此点垂直上移, 与设计温度下的材料线相交(遇中间温度值用内插法), 再过此交点水平方向右移, 在图的右方得到系数 B, 并按下式计算许用外压力 $[p]$:

$$[p] = \frac{B}{(R_o / \delta_e)}$$

若所得 A 值落在设计温度下材料线的左方，则用下式计算许用外压力 [p]：

$$[p] = \frac{0.0833E}{(D_o / \delta_e)^2}$$

d) [p] 应大于或等于 P_c ，否则须再假设名义厚度 δ_n ，重复上述计算，直到 [p] 大于且接近 P_c 为止。

2. 按下式计算封头的计算厚度：

$$\delta = \frac{Qp_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$$

式中 Q 为系数，由 GB150-1998 中图 7-5 查取。

3-37 GB150-1998 对两侧受压的球冠形中间封头计算厚度的确定是如何规定的？

答：1. 当不能保证在任何情况下封头两侧的压力都同时作用时，应分别按下列两种情况计算，取较大值：

a) 只考虑封头凹面侧受压，封头计算厚度按公式 $\delta = \frac{Qp_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$ 计算，

其中 Q 值由 GB150-1998 中图 7-6 查取；

b) 只考虑封头凸面侧受压，封头计算厚度按上述 a) 中公式计算，但其中 Q 值由 GB150-1998 中图 7-7 查取。此外还不应小于按 GB150-1998 中 6.2.2 (本教材 3-36 题第一种方法) 确定的有效厚度。

2. 当能够保证在任何情况下封头两侧的压力同时作用时，可按封头两侧的压力差进行计算：

a) 当压力差的作用使封头凹面受压时，封头计算厚度按上述第 1 种情况 a) 的方法计算；

b) 当压力差的作用使封头凸面侧受压时，封头计算厚度按上述第 1 种情况 b) 的方法计算。

3-38 GB150-1998 对锥壳的设计范围有何限制？对其几何形状有何要求？

答：仅适用于锥壳半顶角 $\alpha \leq 60^\circ$ 的轴对称无折边锥壳或折边锥壳。

对其几何形状有如下要求：

1. 对于锥壳大端，当锥壳半顶角 $\alpha \leq 30^\circ$ 时，可以采用无折边结构；当 $\alpha > 30^\circ$ 时，应采用带过渡段的折边结构，否则应按应力分析方法进行设计。
2. 大端折边锥壳的过渡段转角半径 r 应不小于锥壳大端内直径 D_i 的 10%，且不小于该过渡段厚度的 3 倍。
3. 对于锥壳小端，当锥壳半顶角 $\alpha \leq 45^\circ$ 时，可以采用无折边结构；当 $\alpha > 45^\circ$ 时，应采用带过渡段的折边结构。
4. 小端折边锥壳的过渡段转角半径 r_s 应不小于锥壳小端内直径 D_{is} 的 5%，且不小于该过渡段厚度的 3 倍。
5. 锥壳与圆筒的连接应采用全焊透结构。

3-39 当锥形封头的锥壳半顶角 $\alpha > 60^\circ$ 时，GB150-1998 对其厚度计算是如何规定的？

答：当锥壳半顶角 $\alpha > 60^\circ$ 时，锥形封头的厚度可按平盖计算，也可以用应力分析方法确定。

3-40 GB150-1998 中受内压锥壳计算厚度的公式是什么？其中 D_c 的含义为何？

答：受内压锥壳厚度的计算式为：

$$\delta_c = \frac{p_c D_c}{2[\sigma]^t \phi - p_c} \cdot \frac{1}{\cos \alpha}$$

式中 D_c 的含义是：当锥壳由同一半顶角的几个不同厚度的锥壳段组成时，锥壳段的直径是逐段变化的，各锥壳段的厚度均按此式计算，式中的 D_c 分别为各锥壳段大端内直径。

3-41 受内压无折边锥壳大、小端若需增加厚度予以加强时，GB150-1998 对此有何要求？加强段厚度如何计算？有何限制？

答：若需要增加厚度予以加强时，则应在锥壳与圆筒之间设置加强段，锥壳加强段与圆筒加强段应具有相同的厚度。

受内压无折边锥壳大端加强段的厚度按下式计算：

$$\delta_r = \frac{Q p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$$

式中 Q 为应力增值系数，由 GB150-1998 中图 7-12 查取。

受内压无折边锥壳小端加强段的厚度按下式计算：

$$\delta_r = \frac{Qp_c D_{is}}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$$

式中 Q 为应力增值系数，由 GB150-1998 中图 7-14 查取。

加强段的限制：在任何情况下，加强段的厚度不得小于相连接的锥壳厚度。

锥壳加强段的长度 L_1 ，大端应不小于 $2\sqrt{\frac{0.5D_i\delta_r}{\cos\alpha}}$ ，小端应不小于 $\sqrt{\frac{D_{is}\delta_r}{\cos\alpha}}$ ；圆

筒加强段的长度 L，大端应不小于 $2\sqrt{0.5D_i\delta_r}$ ，小端应不小于 $\sqrt{D_{is}\delta_r}$ 。

3-42 受内压折边锥壳大端厚度的确定，在 GB150-1998 中是如何规定的？

答：受内压折边锥壳大端厚度的确定，在 GB150-1998 中，是分别计算出过渡段厚度及与过渡段相接处的锥壳厚度，取其较大者。

过渡段厚度计算式：

$$\delta = \frac{Kp_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5p_c}$$

式中的系数 K 值由表 7-4 查取。

与过渡段相接处的锥壳厚度计算式：

$$\delta = \frac{fp_c D_i}{[\sigma]^t \phi - 0.5p_c}$$

式中的系数 f 值由表 7-5 查取。

3-43 GB150-1998 中圆形平盖厚度计算公式是什么？如何推导而来的？

答：圆形平盖厚度计算公式是基于假定薄的圆形平板受均布载荷，周边简支或刚性固支连接情况下推导而得的。其计算公式为：

$$\delta_p = D_c \sqrt{\frac{Kp_c}{[\sigma]^t \phi}}$$

3-44 GB150-1998 对紧缩口封头纵向截面弯曲应力的校核是如何规定的？

答：作用于纵向截面的弯曲应力是 $\sigma_m = \frac{M}{Z}$ ，此弯曲应力不得大于紧缩口

封头设计温度下材料许用应力的 0.8 倍，即 $\sigma_m \leq 0.8[\sigma]^t$ 。

3-45 GB150-1998 规定在什么情况下压力容器壳体上开孔可不另行补强？

答：壳体开孔满足下述全部要求时，可不另行补强：

- a) 设计压力小于等于 2.5MPa；
- b) 两相邻开孔中心的间距（对曲面间距以弧长计算）应不小于两孔直径之和的两倍；
- c) 接管公称外径小于或等于 89mm；
- d) 接管最小壁厚满足下表要求：

接管公称外径	25	32	38	45	48	57	65	76	89
最小壁厚	3.5		4.0		5.0		6.0		
注									
1 钢材的标准抗拉强度下限值 $\sigma_b > 540\text{MPa}$ 时，接管与壳体的连接宜采用全焊透的结构型式。									
2 接管的腐蚀裕量为 1mm。									

3-46 压力容器开孔补强有几种？采用补强圈结构补强应遵循什么规定？

答：压力容器的开孔补强，从设计方法区分大致下述几种：

1. 等面积法；
2. 极限分析法；
3. 安定性分析；
4. 其他方法，如实验应力分析法、采用增量塑性理论方法研究容器开孔及其补强等等。

从补强结构区分，其基本结构大致可分为两类：

1. 补强圈搭焊结构；
2. 整体补强结构。

当采用补强圈结构补强时，应遵循下列规定：

1. 所采用钢材的标准常温抗拉强度 $\sigma_b \leq 540\text{MPa}$ ；
2. 补强圈厚度小于或等于 $1.5 \delta_n$ ；
3. 壳体名义厚度 $\delta_n \leq 38\text{mm}$ 。

若条件许可，推荐以厚壁接管代替补强圈进行补强。

3-47 GB150-1998 对压力容器壳体上开孔的最大直径有何限制？

答：限制如下：

1. 对于圆筒：

当其内径 $D_i \leq 1500\text{mm}$ 时, 开孔最大直径 $d \leq \frac{1}{2}D_i$, 且 $d \leq 520\text{mm}$;

当其内径 $D_i > 1500\text{mm}$ 时, 开孔最大直径 $d \leq \frac{1}{3}D_i$, 且 $d \leq 1000\text{mm}$ 。

2. 凸形封头或球壳的开孔最大直径 $d \leq \frac{1}{2}D_i$ 。

3. 锥壳(或锥形封头)的开孔最大直径 $d \leq \frac{1}{3}D_i$, D_i 为开孔中心处的锥壳内直径。

3-48 GB150-1998 中内压力容器壳体(不含平盖)开孔补强所需补强面积的计算公式是什么?

答: 内压力容器壳体(不含平盖)开孔所需补强面积按下式计算:

$$A = d\delta + 2\delta\delta_{er}(1 - f_r)$$

式中 δ 为按内压计算时壳体开孔处的计算厚度。

3-49 GB150-1998 中外压力容器壳体(不含平盖)开孔补强所需补强面积的计算公式是什么?

答: 外压力容器壳体(不含平盖)开孔所需补强面积按下式计算:

$$A = 0.5[d\delta + 2\delta\delta_{er}(1 - f_r)]$$

式中 δ 为按外压计算时壳体开孔处的计算厚度。

3-50 GB150-1998 中平盖开孔补强所需补强面积的计算公式是什么?

答: 平盖开孔所需补强面积按下式计算:

$$A = 0.5d\delta_p$$

式中 δ_p 为平盖计算厚度。

3-51 GB150-1998 对压力容器开孔的有效补强范围及有效补强面积是如何规定的?

答: 1. 有效补强范围是指:

a) 有效宽度 $B = \begin{cases} 2d \\ d + 2\delta_n + 2\delta_m \end{cases}$, 取二者中较大值。

b) 有效高度:

外侧高度 $h_1 = \begin{cases} \sqrt{d\delta_{nt}} \\ \text{接管实际外伸高度} \end{cases}$, 取二者中较小值;

内侧高度 $h_2 = \begin{cases} \sqrt{d\delta_{nt}} \\ \text{接管实际内伸高度} \end{cases}$, 取二者中较小值。

2. 有效补强面积是指, 在有效补强范围内容器本体可作为补强的截面积 A_e 与在有效补强范围内另加的补强面积 A_4 之和。其中:

$$A_e = A_1 + A_2 + A_3$$

式中: A_1 ——壳体有效厚度减去计算厚度之外的多余面积;

A_2 ——接管有效厚度减去计算厚度之外的多余面积;

A_3 ——焊缝金属截面积。

$$A_4 \geq A - A_e$$

式中: A ——开孔削弱所需要的补强截面积。

3-52 螺栓法兰联接设计包括哪些内容?

- 答: 1. 确定垫片材料、型式及尺寸;
2. 确定螺栓材料、规格及数量;
3. 确定法兰材料、密封面型式及结构尺寸;
4. 进行应力校核(计算中所有尺寸均不包括腐蚀裕量)。

3-53 用钢板制造整体带颈法兰时, 须符合什么要求?

答: 必须符合下列要求:

1. 钢板应经超声检测, 无分层缺陷;
2. 应沿钢板轧制方向切割出板条, 经弯制, 对焊成为圆环, 并使钢板表面成为环的侧面;
3. 圆环的对接接头应采用全焊透结构;
4. 圆环对接接头应经焊后热处理及 100%射线或超声检测, 合格标准按 JB4700 的规定。

3-54 法兰在什么情况下应进行正火或完全退火热处理?

答: 在下列任一情况下应进行正火或完全退火热处理:

1. 法兰断面厚度大于 76mm 的碳素钢或低合金钢制法兰;
2. 焊制整体法兰;
3. 锻制法兰。

3-55 什么叫窄面法兰? 什么叫宽面法兰?

答：垫片的接触面位于法兰螺栓孔包围的圆周范围内的，称作窄面法兰。垫片的接触面分布在法兰螺栓中心圆内外两侧的，称作宽面法兰。

3-56 GB150-1998 中法兰按其整体性程度分为几种型式？各型式的特点和计算方法如何？

答：分为三种型式：

1. 松式法兰：法兰未能有效地与容器或接管连接成一整体，不具有整体式连接的同等结构强度。不带颈的松式法兰按活套法兰计算，带颈的松式法兰可按整体法兰计算。

2. 整体法兰：法兰、法兰颈部及容器或接管三者能有效地连接成一整体结构。其计算按整体法兰进行。

3. 任意式法兰：是一些焊接法兰[见 GB150-1998 图 9-1 中(h)、(i)、(j)、(k)]。其计算按整体法兰，但为了简便，当满足下列条件时也可按活套法兰计算：

$$\delta_0 \leq 15\text{mm}, D_i / \delta_0 \leq 300, p_c \leq 2\text{MPa}, \text{操作温度小于或等于 } 370^\circ\text{C}.$$

3-57 密封的基本条件是什么？什么叫密封比压？什么是垫片系数？何以要校核垫片宽度？

答：垫片强制密封有两个条件：即预密封条件和操作密封条件。

预密封条件的意义是：法兰的密封面不管经过多么精密的加工，从微观来讲，其表面总是凹凸不平的，存在沟槽。这些沟槽可成为密封面的泄漏通道。因此必须利用较软的垫片在预紧螺栓力作用下，使垫片表面嵌入到法兰密封面的凹凸不平处，将沟槽填满，消除上述泄漏通道。为此在垫片单位有效密封面积上应有足够的压紧力。此单位面积上的压紧力，称为垫片的密封比压力（单位为 MPa），用 y 表示。不同的垫片有不同的比压力。垫片材料愈硬， y 愈高。

操作密封条件的意义是：经预紧达到预密封条件的密封面，在内压作用下，由于压力的轴向作用，密封面会产生分离，使垫片与密封面间的压紧力减小，出现微缝隙，内压介质有可能通过缝隙产生泄漏。为保证其密封，必须使垫片与密封面间保持足够大的流体阻力，只有当其阻力能大于由介质内外压差引起的推动力时，垫片方能密封而不产生泄漏。由于垫片与密封面间的流体阻力与垫片压紧力成正比，为此在垫片与密封面间必须保持足够大的压紧力，以确保其缝隙足够的小而使流体阻力足够的大。使垫片与法兰密封面间保持足够大的阻力使密封面不发生泄漏时，施加于垫片单位有效密封面积上的压紧力与其内

压力的比值，称为垫片的垫片系数，以 m 表示。不同的垫片有不同的 m 值，且 m 随垫片的硬度增大而增大。

垫片在螺栓预紧时承受最大的压紧力，有可能被压缩成塑性变形而失去回弹能力，当法兰密封面在介质压力作用下产生分离时，垫片不能产生回弹去“贴紧”密封面，使其间不能保持足够的接触力（即垫片压紧力）而引起泄漏。因此，垫片在预紧时，既要压紧以使其单位有效密封面积上的压紧力不小于 y 值，又不能使其压紧力过大以防止被压成塑性变形。对平面密封的情况，为防止垫片被压成塑性变形应控制垫片预紧压紧力不大于 $4y$ 。垫片在预紧时，如果单位有效密封面积上的压紧力小于 y ，会使“泄漏通道”不能消除，而达不到预密封要求；相反，当垫片预紧力过大（ $>4y$ ）时，由于垫片失去弹性，会使垫片在内压作用时产生泄漏。垫片计算中的垫片最小宽度的校核就是出于这一目的。但此校核允许以经验替代，即垫片的最小宽度可按经验确定（参考有关垫片标准决定）。当无经验时，建议对其进行校核，以确保密封的可靠性。

3-58 何谓垫片有效密封宽度？如何计算？

答：法兰在预紧前垫片能与法兰密封面接触上的宽度，称为垫片接触宽度，以 N 表示。

当法兰螺栓预紧后，由于法兰环产生偏转，法兰密封面在靠近内径处会产生分离，使其与该部位的垫片脱离接触，故垫片只有在靠近外径处才能被压紧。此能被压紧的部分的宽度称为垫片基本密封宽度，以 b_0 表示。不同密封面型式的垫片基本密封宽度的计算见 GB150-1998 中表 9-1。

然而垫片被压紧并不等于能起密封作用，只有被压得相应紧的垫片宽度才能起有效密封作用。垫片实际能起有效密封作用的宽度只有基本密封宽度的一部分，即更靠近垫片外径的部分，此真正能起密封作用的垫片的宽度，称为垫片有效密封宽度，以 b 表示，其值按以下规定计算：

当 $b_0 \leq 6.4\text{mm}$ 时， $b = b_0$ ；

当 $b_0 > 6.4\text{mm}$ 时， $b = 2.53\sqrt{b_0}$ 。

3-59 垫片压紧力有几种？如何计算？

答：有两种：

1. 预紧状态下需要的最小垫片压紧力：

$$F_a = 3.14D_Gby$$

2. 操作状态下需要的最小垫片压紧力：

$$F_p = 6.28D_Gbmp_c$$

3-60 突面法兰、凹凸面法兰、榫槽面法兰的密封面各有什么优缺点？

答：突面法兰密封面具有结构简单，加工方便，且便于进行防腐衬里等的优点。由于这种密封面和垫片的接触面积较大，如预紧不当，垫片易被挤出密封面，也不易压紧，密封性能较差。适用于压力不高的场合，一般使用在 $PN \leq 2.5\text{MPa}$ 的压力下。

凹凸面法兰密封面相配的两个法兰结合面一个是凸面、一个是凹面。安装时易于对中，能有效地防止垫片被挤出密封面，密封性能比突面密封面为好。

榫槽面法兰密封面由一个榫面和一个槽面相配而成，密封面更窄。由于受槽面的阻挡，垫片不会被挤出压紧面，且少受介质的冲刷和腐蚀。安装时易于对中，垫片受力均匀，密封可靠。适用于易燃、易爆和有毒介质的场合。只是由于垫片很窄，更换时较为困难。

3-61 GB150-1998 中法兰的应力校核有哪些？

答：需进行下列应力校核：

1. 轴向应力

对 GB150-1998 中图 9-1(d)、(e)、(f) 所示的整体法兰：

$$\sigma_H \leq 1.5[\sigma]_f \text{ 与 } 2.5[\sigma]_n \text{ 之小值。}$$

对按整体法兰计算的任意法兰及 GB150-1998 中图 9-1(g) 所示的整体法兰：

$$\sigma_H \leq 1.5[\sigma]_f \text{ 与 } 1.5[\sigma]_n \text{ 之小值。}$$

对 GB150-1998 中图 9-1(c) 所示的整体法兰及图 9-1(b-1)、(b-2) 所示的带颈松式法兰：

$$\sigma_H \leq 1.5[\sigma]_f$$

2. 径向应力

$$\sigma_R \leq [\sigma]_f$$

3. 环向应力

$$\sigma_T \leq [\sigma]_f$$

4. 组合应力

$$\frac{\sigma_H + \sigma_R}{2} \leq [\sigma]_f, \quad \frac{\sigma_H + \sigma_T}{2} \leq [\sigma]_f$$

5. 剪应力

在预紧和操作两种状态下的剪应力应分别小于或等于翻边(或圆筒)材料在常温和设计温度下的许用应力的 0.8 倍。

3-62 卧式容器的双支座与多支座各有什么优缺点？

答：卧式容器的力学模型和梁相似。多支点梁由于支点间的间距小、各支点分摊的重量小，梁中的弯矩就小，应力也小。但要求各支点在同一水平上，这对于大型卧式容器较难做到。由于地基的不均匀沉降，使多支点的支反力不能均匀分配。

双支座不存在支反力不能均匀分配的问题。但是跨间的弯矩大，支座截面上的弯矩也大，容器壁内的应力就大。

3-63 双支座卧式容器设计中对支座的位置及固定型式按什么原则确定？

答：根据均布载荷的外伸梁的力学分析可知，当外伸梁的长度 A 为梁的全长 L 的 0.207 倍时，跨间的最大弯矩与支座截面处的弯矩(绝对值)相等，若外伸加长，支座截面处的应力加大。因而，卧式容器通常要求 $A \leq 0.2L$ 。

此外，由于封头的刚性大于圆筒体的刚性，封头对于圆筒体有加强作用，若支座邻近封头，即 $A \leq 0.5R_m$ (R_m 为圆筒平均半径)，则可充分利用封头的加强效应。因此在满足 $A \leq 0.2L$ 时，尚应尽量满足 $A \leq 0.5R_m$ 。

和立式容器一样，卧式容器的支座也应固定在基础上。但是，环境和物料温度的变化会使卧式容器的圆筒体产生伸缩，若因支座固定而不允许圆筒体伸缩，圆筒体内部将增加附加应力。因此卧式容器只允许一个支座固定，另一支座的地脚螺栓孔开成长圆孔，允许滑动。

3-64 设计塔式容器时应考虑那些载荷？其圆筒轴向应力有哪些？要对圆筒哪些组合应力进行校核？

答：1. 设计时应考虑以下载荷：

a. 设计压力；

b. 液柱静压力；

c. 塔器自重（包括内件和填料等）以及正常操作条件下或试验状态下内装物料的重力载荷；

d. 附属设备及隔热材料、衬里、管道、扶梯、平台等的重力载荷；

e. 风载荷和地震载荷。

必要时，尚应考虑以下载荷的影响；

f. 连接管道和其他部件引起的作用力；

g. 由于热膨胀量不同而引起的作用力；

h. 压力和温度变化的影响；

i. 塔器在运输或吊装时承受的作用力。

2. 圆筒轴向应力有:

1) 由内压或外压引起的轴向应力

$$\sigma_1 = \frac{pD_i}{4\delta_{ei}}$$

式中设计压力 p 取绝对值。

2) 操作或非操作时重力及垂直地震力引起的轴向应力

$$\sigma_2 = \frac{m_0^{1-1}g \pm F_V^{1-1}}{\pi D_i \delta_{ei}}$$

其中 F_V^{1-1} 仅在最大弯矩为地震弯矩参与组合时计入此项。

3) 弯矩引起的轴向应力

$$\sigma_3 = \frac{4M_{\max}^{1-1}}{\pi D_i^2 \delta_{ei}}$$

3. 要对圆筒下列组合应力进行校核:

1) 圆筒最大组合压应力校核

对内压塔器 (在非操作工况下)

$$\sigma_2 + \sigma_3 \leq [\sigma]_{cr}$$

对外压塔器 (在操作工况下)

$$\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \leq [\sigma]_{cr}$$

2) 圆筒最大组合拉应力校核

对内压塔器 (在操作工况下)

$$\sigma_1 - \sigma_2 + \sigma_3 \leq K[\sigma]^t \phi$$

对外压塔器 (在非操作工况下)

$$-\sigma_2 + \sigma_3 \leq K[\sigma]^t \phi$$

式中 K 为载荷组合系数, 取 $K=1.2$ 。

3-65 等直径、等厚度塔容器的基本自振周期按什么公式计算?

答: 按下式计算:

$$T_1 = 90.33H \sqrt{\frac{m_0 H}{E\delta_e D_i^3}} \times 10^{-3}$$

3-66 为什么要对塔器顶部挠度进行控制?

答: 塔器高度与塔径之比较大, 其筒体壁厚较薄, 在风载荷作用下, 会造成塔器顶部挠度过大, 出现: (1) 对板式塔而言, 塔盘倾斜严重, 气液传质不均匀, 导致塔板效率下降, 影响产品质量; (2) 与塔体连接的接管因塔的摆动过大, 连接处受到拉、压、弯、扭的综合作用, 易出现泄漏, 对易燃、易爆及有毒介质是十分危险的; (3) 塔器顶部挠度过大, 即意味着塔器在摆动过程中最大位移处离中心轴线的绝对距离较大, 由此会产生较大的附加偏心弯矩, 影响设备的使用寿命。为确保塔器的正常操作和安全运行必须对塔的顶部挠度进行适当控制。

3-67 压力容器在操作过程中有可能出现超压时应采取什么措施？

答：可能出现超压的压力容器，应配备超压泄放装置。

3-68 GB150-1998 附录 B 适用于哪几种超压泄放装置？不适用于什么样的压力容器？

答：适用于下列三种超压泄放装置：

1. 安全阀；
2. 爆破片装置；
3. 安全阀与爆破片装置的组合装置。

不适用于操作过程中可能产生压力剧增，反应速度达到爆轰时的压力容器。

3-69 试比较安全阀与爆破片装置各自的优缺点？

答：1. 安全阀是一种由进口静压开启的自动泄压阀门，它依靠介质自身的压力排出一定数量的流体，以防止容器或系统内的压力超过预定的安全值。当容器内的压力恢复正常后，阀门自行关闭，阻止介质继续排出。

爆破片装置是一种非重闭式泄压装置，由进口静压使爆破片受压爆破而泄放介质，以防止容器或系统内的压力超过预定的安全值。压力恢复正常后必须重新装上新的爆破片。

2. 容器的设计压力是按不同的超压泄放装置分别确定的。当采用安全阀时，容器的设计压力是工作压力的 1.1 倍左右；对爆破片装置，容器的设计压力是工作压力的 1.1~1.7 倍。同样的工作压力下，采用安全阀的压力容器的设计压力较低，壁厚较薄。

3-70 什么情况下必须设置安全阀？

答：凡属下列情况之一的必须安装安全阀：

1. 独立的压力系统（有切断阀与其它系统分开）。该系统指全气相、全液相或气相连通；
2. 容器的压力物料来源处没有安全阀的场合；
3. 设计压力小于压力来源处压力的容器及管道；
4. 容积式泵和压缩机的出口管道；
5. 由于不凝气的累积产生超压的容器；
6. 加热炉出口管道上如设有切断阀或控制阀时，在该阀上游应设置安全阀；

7. 由于工艺事故、自控事故、电力事故、火灾事故和公用工程事故引起的超压部位；
8. 液体因两端阀门关闭而产生热膨胀的部位；
9. 凝气透平机的蒸汽出口管道；
10. 某些情况下，由于泵出口止回阀的泄露，则在泵的入口管道上设置安全阀；
11. 其它应设置安全阀的地方。

3-71 在什么条件下必须采用爆破片装置？

答：符合下列条件之一者，必须采用爆破片装置：

1. 压力快速增长；
2. 对密封有更高要求；
3. 容器内物料会导致安全阀失效；
4. 安全阀不能适用的其他情况。

3-72 如何选择安全阀的型式？

答：安全阀的型式和种类较多，对不同的场合，宜按下列要求选用：

1. 排放可压缩流体（如蒸汽和其它气体）时，选用全启式安全阀；
2. 排放不可压缩流体（为水和油等液体）时，选用微启式或全启式安全阀（以选用微启式为宜）；
3. 排放蒸汽或空气时，可选用带扳手的安全阀；
4. 设定压力大于 3MPa，温度超过 235℃ 的气体，选用带散热片的安全阀；
5. 排放介质允许泄放至大气的，选用开式阀帽安全阀；不允许泄放至大气的，选用闭式阀帽安全阀；
6. 排放有强腐蚀、有极度危害的介质，选用波纹管安全阀；
7. 高背压的场合，选用背压平衡式安全阀或导阀控制式安全阀；
8. 在某些重要场合，有时要安装互为备用的两个安全阀，但要有安全连锁装置，以确保任何时候（包括检修期间）都能满足容器的安全泄放面积。

3-73 低温压力容器的结构设计应考虑什么问题？

答：钢材随着使用温度的降低，会由延性状态向脆性状态转变，其抗冲击性能降低。当有难以避免的缺陷时，在低于脆性转变温度下受力，会导致脆断。所以，低温压力容器除了对所用钢材提出较严格的抗冲击性能要求外，对容器的结构作出防止脆断的措施，需充分考虑以下问题：

- a. 结构应尽量简单，减少约束；
- b. 避免产生过大的温度梯度；
- c. 应尽量避免结构形状的突然变化，以减小局部高应力；接管端部应打磨成圆角，使圆滑过渡；
- d. 容器的支座或支腿需设置垫板，不得直接焊在壳体上。

3-74 进行 100%射线或超声检测的低温压力容器焊接接头检验有什么特殊要求？进行局部射线或超声检测的低温压力容器，检查长度如何？

答：凡按规定进行 100%射线或超声检测的低温压力容器，所有受压元件焊接接头均需做 100%磁粉或渗透检测。受压元件与非受压件的连接焊接接头亦按此要求检查。

进行局部射线或超声检测的低温压力容器，检查长度不得少于各条焊接接头长度的 50%，且不少于 250mm。

3-75 低温压力容器焊接有什么要求？

答：1. 低温容器施焊前应按 JB4708 进行焊接工艺评定试验，包括焊缝和热影响区的低温夏比(V 形缺口)冲击试验。冲击试验的取样方法和合格指标，按 GB150-1998 C2.1 中母材的要求确定。

2. 当焊缝两侧母材具有不同冲击试验要求时，焊缝金属的冲击试验温度应低于或等于两侧母材中的较高者。低温冲击功按两侧母材抗拉强度的较低值符合 GB150-1998 表 C2 的要求。热影响区按相应母材要求确定。接头的拉伸和弯曲性能按两侧母材中的较低要求。

3. 按照 JB4708 进行焊接工艺评定，由不同组别号的母材组成焊接接头时，其焊接接头的低温冲击试验需重新评定。

4. 应严格控制焊接线能量。在焊接工艺评定所确认的范围内，选用较小的焊接线能量，以多道施焊为宜。

5. 焊接区域内，包括对接接头和角接接头的表面，不得有裂纹、气孔和咬边等缺陷，不应有急剧的形状变化，呈圆滑过渡。

3-76 什么叫“低温低应力工况”？低温低应力工况的容器是否应按低温压力容器考虑？

答：“低温低应力工况”系指容器或其受压元件的设计温度虽然低于或等于-20℃，但其环向应力小于或等于钢材标准常温屈服点的六分之一，且不大于 50MPa 的工况。

“低温低应力工况”不适用于钢材标准抗拉强度下限值大于 540MPa 的低温容器。

当容器壳体或其受压元件使用在“低温低应力工况”下，若其设计温度加 50℃后，高于-20℃时，不必遵循低温压力容器的规定。

3-77 压力容器及其受压元件在什么情况下应进行热处理？

答：1. 容器及其受压元件符合下列条件之一者，应进行焊后热处理：

1) 钢材厚度 δ_s 符合以下条件者：

a. 碳素钢、07MnCrMoVR 厚度大于 32mm（如焊前预热 100℃以上时，厚度大于 38mm）；

b. 16MnR 及 16Mn 厚度大于 30mm（如焊前预热 100℃以上时，厚度大于 34mm）；

c. 15MnVR 及 15MnV 厚度大于 28mm（如焊前预热 100℃以上时，厚度大于 32mm）；

d. 任意厚度的 15MnVNR、18MnMoNbR、13MnNiMoNbR、15CrMoR、14Cr1MoR、12Cr2Mo1R、20MnMo、20MnMoNb、15CrMo、12Cr1MoV、12Cr2Mo1 和 1Cr5Mo 钢；

e. 对于钢材厚度 δ_s 不同的焊接接头，上述厚度按薄者考虑；对于异种钢材相焊的焊接接头，按热处理严者确定。

2) 图样注明有应力腐蚀的容器，如盛装液化石油气、液氨等的容器。

3) 图样注明盛装毒性为极度或高度危害介质的容器。

4) 除图样另有规定，奥氏体不锈钢的焊接接头可不进行热处理。

2. 冷成形或中温成形的受压元件，凡符合列条件之一者应于成形后进行热处理：

1) 圆筒钢材厚度 δ_s 符合以下条件者：

碳素钢、16MnR 的厚度不小于圆筒内径 D_1 的 3%；

其他低合金钢的厚度不小于圆筒内径 D_1 的 2.5%。

2) 冷成形封头应进行热处理。当制造单位确保冷成形后的材料性能符合设计、使用要求时，不受此限。

除图样另有规定，冷成形的奥氏体不锈钢封头可不进行热处理。

3-78 压力容器焊后热处理如因设备过长，需在炉内分段进行时，有什么要求？

答：分段热处理时，其重复加热长度应不小于 1500mm。炉外部分应采取保温措施，使温度梯度不致影响材料的组织和性能。

3-79 何种焊接接头允许采用局部热处理？局部热处理时有何要求？

答：B、C、D类焊接接头，球形封头与圆筒相连的A类焊接接头以及缺陷焊补部位，允许采用局部热处理方法。

局部热处理时，焊缝每侧加热宽度不小于钢材厚度 δ_s 的2倍；接管与壳体相焊时加热宽度不得小于钢材厚度 δ_s 的6倍。靠近加热区的部位应采取保温措施，使温度梯度不致影响材料的组织和性能。

3-80 何种情况的钢制容器表面及其零部件应进行酸洗、钝化处理？

答：有防腐要求的不锈钢及复合钢板制容器的表面，应进行酸洗、钝化处理。该类钢制零部件按图样要求进行热处理后，还需作酸洗、钝化处理。

3-81 GB150-1998 中规定符合什么条件的压力容器的A类和B类焊接接头应进行百分之百射线或超声检测？

答：凡符合下列条件之一的容器及受压元件，其A类和B类焊接接头应进行百分之百射线或超声检测：

- a) 钢材厚度 $\delta_s > 30\text{mm}$ 的碳素钢、16MnR；
- b) 钢材厚度 $\delta_s > 25\text{mm}$ 的15MnVR、15MnV、20MnMo和奥氏体不锈钢；
- c) 标准抗拉强度下限值 $\sigma_b > 540\text{MPa}$ 的钢材；
- d) 钢材厚度 $\delta_s > 16\text{mm}$ 的12CrMo、15CrMoR、15CrMo；其他任意厚度的Cr-Mo低合金钢；
- e) 进行气压试验的容器；
- f) 图样注明盛装毒性为极度危害或高度危害介质的容器；
- g) 图样规定须100%检测的容器；
- h) 多层包扎压力容器内筒的A类焊接接头；
- i) 热套压力容器各单层圆筒的A类焊接接头。

注：公称直径小于250mm的接管与长颈法兰、接管与接管对接连接的B类焊接接头除外。

3-82 《容规》规定符合什么情况的压力容器对接接头必须进行全部射线或超声检测？

答：符合下列情况之一时，压力容器的对接接头必须进行全部射线或超声波检测：

1. GB150及GB151等标准中规定进行全部射线或超声检测的压力容器；
2. 第三类压力容器；

3. 第二类压力容器中的易燃介质的反应压力容器和储存压力容器；
4. 设计压力大于 5.0MPa 的压力容器；
5. 设计压力大于等于 0.6MPa 的管壳式余热锅炉；
6. 设计选用焊缝系数为 1.0 的压力容器（无缝管制筒体除外）；
7. 疲劳分析设计的压力容器；
8. 采用电渣焊的压力容器；
9. 使用后无法进行内外部检验或耐压试验的压力容器；
10. 符合下列之一的铝、铜、镍、钛及其合金制压力容器：
 - (1) 介质为易燃或毒性程度为极度、高度、中度危害的；
 - (2) 采用气压试验的；
 - (3) 设计压力大于等于 1.6MPa 的。

3-83 GB150-1998 中规定那些压力容器允许对其 A 类和 B 类焊接接头进行局部射线或超声检测？对检测部位和检测长度的要求如何？

答：除 GB150-1998 中 10.8.2.1 和 10.8.2.3 规定以外的容器，允许对其 A 类和 B 类焊接接头进行局部射线或超声检测。检测长度不得少于各条焊接接头长度的 20%，且不小于 250mm。焊缝交叉部位及以下部位应全部检测，其检测长度可计入局部检测长度之内。

- a) 先拼板后成形凸形封头上的所有拼接接头；
- b) 凡被补强圈、支座、垫板、内件等所覆盖的焊接接头；
- c) 以开孔中心为圆心，1.5 倍开孔直径为半径的圆中所包容的焊接接头；
- d) 嵌入式接管与圆筒或封头对接连接的焊接接头；
- e) 公称直径不小于 250mm 的接管与长颈法兰、接管与接管对接连接的焊接接头。

注：公称直径小于 250mm 的接管与长颈法兰、接管与接管对接连接的 B 类焊接接头除外。

3-84 对容器直径不超过 800mm 的圆筒与封头对接的最后一道环向封闭焊缝，当采用不带垫板的单面焊且无法进行检测时，如何处理？

答：对容器直径不超过 800mm 的圆筒与封头的最后一道环向封闭焊缝，当采用不带垫板的单面焊对接接头，且无法进行射线或超声检测时，允许不进行检测，但需采用气体保护焊打底。

3-85 GB150-1998 中规定符合什么条件的焊接接头表面需进行磁粉或渗透检测？

答：凡符合下列条件之一的焊接接头，需对其表面进行磁粉或渗透检测：

a) 凡属 10.8.2.1 中 c)、d) 条容器上的 C 类和 D 类焊接接头；

b) 层板材料标准抗拉强度下限值 $\sigma_b > 540\text{MPa}$ 的多层包扎压力容器的层板 C 类焊接接头；

c) 堆焊表面；

d) 复合钢板的复合层焊接接头；

e) 标准抗拉强度下限值 $\sigma_b > 540\text{MPa}$ 的材料及 Cr-Mo 低合金钢材经火焰切割的坡口表面，以及该容器的缺陷修磨或补焊处的表面，卡具和拉助等拆除处的焊痕表面；

f) 凡属 10.8.2.1 容器上公称直径小于 250mm 的接管与长颈法兰、接管与接管对接连接的焊接接头。

3-86 《容规》对压力容器焊接接头检测方法的选择是如何要求的？

答：压力容器焊接接头检测方法的选择要求如下：

1. 压力容器壁厚小于等于 38mm 时，其对接接头应采用射线检测；由于结构等原因，不能采用射线检测时，允许采用可记录的超声检测。

2. 压力容器壁厚大于 38mm（或小于等于 38mm，但大于 20mm 且使用材料抗拉强度规定值下限大于等于 540MPa）时，其对接接头如采用射线检测，则每条焊缝还应附加局部超声检测；如采用超声检测，则每条焊缝还应附加局部射线检测。无法进行射线检测或超声检测时，应采用其他检测方法进行附加局部无损检测。附加局部检测应包括所有的焊缝交叉部位，附加局部检测的比例为《容规》第 84 条规定的原无损检测比例的 20%。

3. 对有无损检测要求的角接头、T 型接头，不能进行射线或超声检测时，应作 100% 表面检测。

4. 铁磁性材料压力容器的表面检测应优先选用磁粉检测。

5. 有色金属制压力容器对接接头应尽量采用射线检测。

3-87 《容规》对钢制压力容器对接接头无损检测的合格指标是如何规定的？

答：对钢制压力容器对接接头进行无损检测：当采用射线检测时，其透照质量不应低于 AB 级，其合格级别为Ⅲ级，且不允许有未焊透；当采用超声检测时，其合格级别Ⅱ级。

对 GB150、GB151 等标准中规定进行全部（100%）无损检测的压力容器、第三类压力容器、焊缝系数取 1.0 的压力容器以及无法进行内外部检验或耐压试验的压力容器，其对接接头进行全部（100%）无损检测：当采用射线检测时，

其透照质量不应低于 AB 级，其合格级别为 II 级；当采用超声检测时，其合格级别 I 级。

公称直径大于等于 250mm（或公称直径小于 250mm，其壁厚大于 28mm）的压力容器接管对接接头的无损检测比例及合格级别应与压力容器壳体主体焊缝要求相同；公称直径小于 250mm，其壁厚小于等于 28mm 时仅做表面无损检测，其合格级别为 JB4730 规定的 I 级。

3-88 《容规》对压力容器检查孔的要求如何？

答：1. 为检查压力容器在使用过程中是否产生裂纹、变形、腐蚀等缺陷，压力容器应开设检查孔（第 46 条规定的除外）。检查孔包括人孔、手孔。

2. 检查孔的最少数量与最小尺寸应符合下表的要求：

内径 D_i (mm)	检查孔最少数量	检查孔最小尺寸 (mm)		备注
		人 孔	手 孔	
$300 < D_i \leq 500$	手孔 2 个		$\phi 75$ 或长圆孔 75×50	
$500 < D_i \leq 1000$	人孔 1 个，或手孔 2 个（当容器无法开人孔时）	$\phi 400$ 或长圆孔 400×250 380×280	$\phi 100$ 或长圆孔 100×80	
$D_i > 1000$	人孔 1 个，或手孔 2 个（当容器无法开人孔时）	同上	$\phi 150$ 或长圆孔 150×100	球罐人孔 最小 500mm

3. 检查孔的开设位置要求如下：

- (1) 检查孔的开设应合理、恰当，便于观察或清理内部；
- (2) 手孔开设在封头上或封头附近的筒体上。

4. 球形储罐应在上、下极板上各开设一个人孔（或制造工艺孔）。

3-89 符合什么条件的压力容器可不开设检查孔？

答：符合下列条件之一的压力容器可不开设检查孔：

1. 筒体内径小于等于 300mm 的压力容器。
2. 压力容器上设有可以拆卸的封头、盖板等或其他能够开关的盖子，其封头、盖板或盖子的尺寸不小于所规定检查孔的尺寸。
3. 无腐蚀或轻微腐蚀，无需做内部检查和清理的压力容器。

4. 制冷装置用压力容器。
5. 换热器。

3-90 应开设检查孔的压力容器，因特殊情况不能开设检查孔时，应满足什么要求？

答：应同时满足以下要求：

1. 对每条纵、环焊缝做 100%无损检测（射线或超声）。
2. 应在设计图样上注明计算厚度[注]，且在压力容器在用期间或检验时重点进行测厚检查。
3. 相应缩短检验周期。

[注]当壳体上有需要补强的开孔时，该计算厚度应为考虑补强后需要的厚度。若壳体多余面积全部作为了补强面积，该计算厚度应为有效厚度；否则，开孔补强应以设计厚度为基础进行计算。

3-91 钢制压力容器的接管与壳体之间的接头，何种情况下应采用全焊透型式？

答：有下列情况之一的，应采用全焊透型式：

1. 介质为易燃或毒性为极度和高度危害的压力容器。
2. 做气压试验的压力容器。
3. 第三类压力容器。
4. 低温压力容器。
5. 按疲劳准则设计的压力容器。
6. 直接受火焰加热的压力容器。
7. 移动式压力容器。

3-92 与射线检测方法相比，超声检测有哪些优点和缺点？

答：1. 与射线检测相比，超声波检测有以下优点：

- a. 对危害性的缺陷如裂纹、未熔合等检测，灵敏度高；
- b. 可检测厚度达数米的材料，而 X 射线目前一般仅能探测 40~60mm，只有采用 9MeV 直线加速器才能探测 400mm；
- c. 可以从材料任一侧进行检测，可以对在用容器进行检测和监控；
- d. 检测速度快，能测定缺陷的深度位置；
- e. 设备简单，检测费用低；
- f. 对人体无伤害。

2. 相比之下，超声检测有如下缺点：

- a. 判伤不直观，定性比较困难；
- b. 检测结果无原始记录（采用可记录超声仪，可克服此缺点）；
- c. 检测结果受人为因素影响较大。

3-93 电渣焊焊接接头超声检测为什么要求在正火后进行？

答：由于电渣焊的焊缝形成粗大的柱状结晶，使超声波衰减增大，同时还会产生晶界反射，从而使缺陷难以分辨。正火后晶粒细化，使检测能分辨缺陷。所以电渣焊焊接接头超声检测要在正火后进行。

3-94 为什么对重要的钢板进行超声检测时应当正反两面检测？

答：由于在直探头多次反射检测中，接近钢板底面的缺陷产生的缺陷回波容易和底波重合，造成漏检，所以正反面都得检测。

3-95 射线检测和超声检测是否可以互为代替使用？

答：《压力容器安全技术监察规程》第 86 条对不同壁厚的容器应采用何种检测方法已作出了规定，因而不可以互为代替使用。

3-96 对有延迟裂纹和再热裂纹倾向的材料，在无损检测时有何规定？

答：对有延迟裂纹倾向的材料应在焊接完成 24 小时后进行无损检测；有再热裂纹倾向的材料应在热处理后再增加一次无损检测。

3-97 一次应力、二次应力和峰值应力的概念是什么？

答：一次应力 为平衡压力与其它机械载荷所必须的法向应力或剪应力。

一次应力分为以下三类：

1. 一次总体薄膜应力 是影响范围遍及整个结构的一次薄膜应力。在塑性流动过程之中一次总体薄膜应力不会重新分布，它将直接导致结构破坏。

2. 一次局部薄膜应力 应力水平大于一次总体薄膜应力，但影响范围仅限于结构局部区域的一次薄膜应力。

当结构局部发生塑性流动时，这类应力将重新分布。若不加以限制，则当载荷从结构的某一高应力区传递到另一低应力区时，会产生过量塑性变形而导致破坏。

3. 一次弯曲应力 平衡压力或其他机械载荷所需的沿截面厚度线性分布的弯曲应力。

二次应力 为满足外部约束条件或结构自身变形连续要求所须的法向应力或剪应力。二次应力的基本特征是具有自限性，即局部屈服和小量变形就可以使约束条件或变形连续要求得到满足，从而变形不再继续增大。只要不反复加载，二次应力不会导致结构破坏。

峰值应力 由局部结构不连续或局部热应力影响而引起的附加在一次加二次应力上的应力增量。

3-98 峰值应力的基本特征是什么？在什么情况下必须限制峰值应力？

答：其特征是同时具有自限性和局部性，它不会引起明显的变形，其危害性在于可能导致疲劳裂纹或脆性断裂。

在频繁的交变载荷或温度改变作用时，容易引起疲劳，这种情况下应控制峰值应力。

3-99 压力容器失效形式有哪几种？

答：压力容器因机械载荷或温度载荷过高而丧失正常工作能力，称为失效。其形式有三种：

1. 强度失效：容器在载荷作用下发生过量塑性变形或破裂。

2. 刚度失效：容器发生过量弹性变形，导致运输、安装困难或丧失正常工作能力。

3. 稳定失效：容器在载荷作用下形状突然发生改变导致丧失工作能力。

容器的设计必须计及上述三种失效可能，予以全面考虑，以确保设备的正常使用。

3-100 压力容器的常规设计法与分析设计法有何主要区别？

答：目前容器的主要设计方法有常规设计法与分析设计法两种。

常规设计法，是以弹性失效为准则，以薄膜应力为基础，来计算元件的厚度。限定最大应力不超过一定的许用值（通常为 1 倍许用应力）。对容器中存在的较大的边缘应力等局部应力以应力增强系数等形式加以体现，并对计及局部应力后的最大应力取与薄膜应力相同的强度许用值。

GB150 标准中的内压圆筒、球壳的厚度即是针对元件中的薄膜应力（一次总体薄膜应力），并控制在 1 倍许用应力水平进行计算的。而对椭圆封头、碟形封头的厚度则是计及封头及圆筒边缘效应的局部应力，并将其与薄膜应力叠加后的最大应力控制在 1 倍许用应力进行计算的。常规设计方法简明、但不臻合理，且偏保守。

分析设计法以塑性失效及弹塑性失效准则为基础，计及容器中的各种应力，如总体薄膜应力、边缘应力、峰值应力，进行准确计算，并对应力加以分类，按照不同应力引起的不同破坏形式，分别予以不同的强度限制条件，以此对元件的厚度进行计算。按该法设计的容器更趋科学合理、安全可靠且可体现一定的经济效益。

JB4732 标准中对各种元件的厚度计算即是建立在应力分析基础上并采用了第三强度理论。其中内压圆筒、球壳的计算公式形式上虽与 GB150 的相应公式相同，但其计算意义是完全不同的。

分析设计由于区别了各种应力的性质和作用，充分发挥材料的承载潜力，因此对材料和制造、检验提出了较高的技术要求。

3-101 薄壁容器和厚壁容器如何划分？其强度设计的理论基础是什么？有何区别？

答：容器的外径 (D_0) 与其内径 (D_i) 之比 $K=D_0/D_i \leq 1.2$ 时，称为薄壁容器。当 $K > 1.2$ 时，为厚壁容器。

薄壁容器强度设计的理论基础是旋转薄壳的无力矩理论，采用了直法线假定；由此计算的应力都是沿壁厚均匀分布的薄膜应力，且忽略了垂直于容器壁面的径向应力，是一种近似计算方法，但可控制在工程允许的误差范围内。

壁厚容器强度设计的理论基础是由弹性力学应力分析导出的拉美公式。由此计算的应力为三向应力。其中周向应力和径向应力沿壁厚为非线性分布，承受内压时，内壁应力的绝对值最大，外壁最小。但它们的轴向应力还是沿壁厚均匀分布的。拉美公式展示的厚壁筒中的应力较好地与实际情况相符合，反映了应力的客观分布规律。它即适用于厚壁容器，也适用薄壁容器。

内压作用下的容器，由薄膜理论计算的周向薄膜应力较由拉美公式算出的内壁最大周向应力为低，其误差随 K 值增大而增加。当 $K=1.5$ 时，以内径为基础按薄膜理论计算的周向应力较拉美公式计算的内壁周向应力低 23%。当以中径为基础时，按薄膜理论计算的周向应力则只比按拉美公式计算的内壁周向应力低 3.8%。对于一般压力容器此误差是在允许的范围内。为此 GB150 中将内压圆筒的计算公式采用了以中径为基础的薄膜理论公式，其适用条件为 $K \leq 1.5$ ，此条件等同于 $P_c \leq 0.4 [\sigma]^t \phi$ 。

3-102 受内压作用的圆筒与球壳，其薄膜应力有何异同？

答：相同点：两者均产生两向薄膜应力，且各处一致。

不同点：圆筒中的环向薄膜应力为轴向应力的两倍。球壳中的两向薄膜应力相等，其值等于等径圆筒中的轴向应力。为此在直径和压力相同的情况下，球壳所需壁厚仅为圆筒的一半。

3-103 受内压作用的圆筒与锥壳，其薄膜应力有何异同？锥壳的半顶角为什么不宜大于 60° ？

答：相同点：

它们的环向应力均等于经向（轴向）应力的两倍，且沿壁厚均布。

不同点：

圆筒中各应力沿轴向（经向）是均匀分布的，而锥壳中各应力沿经向是线性分布的。大端应力最大，小端应力最小。

锥壳大端的应力是与锥壳大端等径的圆筒的相应应力的 $1/\cos \alpha$ 倍。其中 α 为半顶角，小于 60° 。为此 $1/\cos \alpha > 1$ ，因此锥壳大端的应力大于等径圆筒的应力，且随 α 增大而增大。

锥壳半顶角小于 60° 时，壳中的应力以薄膜应力为主，锥壳以壳的形式承载，故可应用薄膜理论进行计算。当 $\alpha \geq 60^\circ$ 时，壳中的应力变为以弯曲应力为主的状态，使壳体薄膜理论不能相适应，故 α 不宜大于 60° ，否则应按圆平板进行计算。

3-104 受内压作用的球壳、碟形壳、椭球壳中的薄膜应力各有何特点？

答：球壳：其薄膜应力无论是经向或是纬向（环向）其值相等，且为恒值，处处相同，均为拉应力。

碟形壳：因由中心较大半径的球面部分和周边较小半径的环壳组成。其中心球面部分的应力情况与球壳相同。即有相同的双向薄膜拉应力，且沿球面部分为恒值。但在较小半径的环壳（过渡区）内，其经向应力为拉应力，而周向应力为压缩应力。

椭球壳：仅在壳的顶点其两向薄膜应力相等，且均为拉伸应力。离开顶点，无论是经向拉应力或周向（纬向）拉应力均趋减小，但经向应力始终为拉伸应力，至赤道部位，经向应力与等径的圆筒中的轴向薄膜应力相等。

椭球壳中的周向（纬向）应力，在接近壳中心的部位上为拉伸应力，但随着远离中心，应力降低，且可能由拉伸应力变为压缩应力，其变化情况随椭球壳的长短轴之比 a/b 而异：

当 $a/b < \sqrt{2}$ 时，椭球壳上的周向薄膜应力始终为拉伸应力，最小值发生于赤道部位。

当 $a/b = \sqrt{2}$ 时，赤道处的周向应力正好等于零。

当 $a/b > \sqrt{2}$ 时，椭球壳周向产生压缩薄膜应力，且压缩应力随 a/b 增大而加大，最大周向压缩应力发生在赤道部位。

$a/b = 2$ 的标准椭圆封头，发生于封头顶点的最大拉伸薄膜应力正好与发生在封头底边（赤道）的最大周向压缩薄膜应力数值相等。其值恰好与等径圆筒中的环向薄膜应力的绝对值相等。

3-105 边缘应力有何特点？

答：（1）自限性：

边缘应力是由于为满足相邻元件的变形协调而产生，当其应力达到材料的屈服点时，由于材料产生塑性流动，使变形协调得到满足。一旦变形得到满足，则材料的塑性流动也就自动中止。为此其应力和变形能自动得到限制。

（2）局部性：

一般边缘应力中以经向弯曲应力为主，但其作用范围不大，随着离开边缘迅速下降。对圆筒来说，距边缘 $2.5\sqrt{R\delta}$ 处（其中 R 为圆筒半径， δ 为圆筒厚度），边缘弯曲应力即已降至最大应力值的 5%。

3-106 椭圆形封头、碟形封头为何均带直边段？

答：是为避免封头与圆筒的连接环焊缝与边缘应力作用区相重合。环焊缝中不仅可能存在焊接缺陷，而且不可避免地存在焊接残余应力，如再与边缘应力相重合，则对受力十分不利，为此封头均设直边段，以改善其受力状况。

3-107 何谓薄圆板？薄板应力分析的理论基础是什么？

答：薄圆平板是指板的厚度 δ 与圆板直径 D 的比值在下列范围的圆平板： $0.01 < \delta/D < 0.2$ 。薄平板在载荷作用下产生的挠度远小于板厚 δ ，一般采用薄板弯曲的小挠度理论。

3-108 受侧向压力作用的圆平板的应力有什么特点？何以圆平板较等径的凸形封头要厚？

答：圆平板应力分布特点：

a. 板内环向应力和径向应力均为弯曲应力，沿板厚呈线性分布。

b. 应力分布与周边支承情况有关：

当板边缘为简支时，最大应力在中心，且该处的环向应力与径向应力相等。

当板边缘为固支时，最大应力在边缘，应力方向为径向，其值小于简支时

的最大应力。

圆板中以弯曲应力为主，凸形封头以薄膜应力为主，二者应力状况不同；圆板的最大应力与圆板半径和厚度之比的平方 $(R/\delta)^2$ 成正比。而凸形封头作为薄壳，其薄膜应力与 (R/δ) 成正比，故就相同载荷和直径条件下，薄板中产生的弯曲应力要比壳中的薄膜应力大得多，则板厚也就较大。

3-109 对厚平盖何以要校核危险环截面的组合应力？

答：平盖的厚度计算公式是基于板中的最大弯曲应力导出的。但对诸如双锥密封的平盖，除了承受螺栓法兰力矩及压力造成的弯曲应力外，在平盖的双锥环位置的环槽截面上尚存在较大的剪切应力。为此在按最大弯曲应力算得平盖厚度后，还应对最大剪应力部位的剪应力和弯曲应力的当量应力加以校验。

3-110 何谓容器的稳定性和临界压力？内压容器是否存在稳定问题？

答：容器在压应力作用下，形状突然发生改变而产生瘪塌的失效形式称为失去稳定。其器壁受力由原先的薄膜应力状态突变为弯曲应力状态。容器被压瘪时的最小外压力称为临界压力。薄壁容器只要壁中存在压缩应力，就有失稳的可能。外压容器存在稳定问题，内压容器也可能存在稳定问题。承受内压的长短轴之比为2的标准椭圆封头，因其过渡区存在周向薄膜压缩应力，故也有稳定的问题，对封头的最小有效厚度加以限制就是出于这一考虑。

3-111 容器失稳有哪些类型？其特点如何？

答：容器失稳分为周向失稳和经（轴）向失稳两种：

周向失稳是因容器周向压缩薄膜应力所引起。经向失稳是由容器轴向压缩薄膜应力所造成。容器周向失稳时，其横截面由圆形变成波形。容器经向失稳时，其横截面仍为圆形，但其经线由原直线变为波形线。

容器按照失稳范围大小，可分为整体失稳和局部失稳。通常外压容器的压瘪属于整体失稳，而内压作用下的椭圆封头的过渡区失稳属于局部失稳。两者之不同，是因压应力存在范围不同所致。

3-112 何谓弹性失稳和非弹性失稳？用高强度钢代替低强度钢可否提高容器的弹性稳定性？

答：失稳时，器壁中的薄膜压缩应力小于材料的比例极限，应力与应变符合虎克定律时，称为弹性失稳。由于此时失稳临界压力与材料的屈服限无关，仅与弹性模数 E 及泊松比 μ 有关。因各种钢材的 E 及 μ 差别不大，故以高强度

钢代替低强度钢对提高容器的弹性稳定性几乎无效。

若失稳时器壁中的压缩应力大于材料的比例极限，应力与应变呈非线性关系时，则称非弹性失稳。非弹性失稳时的临界压力与材料屈服限有关。此时采用高强度钢代替低强度钢则可提高容器的稳定性。

3-113 外压长圆筒与短圆筒有何区别？在外压圆筒设计中何以广泛采用加强圈？

答：计算长度大于临界长度的圆筒为长圆筒。长圆筒的两端边界或封头对其中间部分起不到加强支撑作用，其临界压力与筒体长度无关，圆筒失稳时，横截面由圆形变成波形，波数等于 2。计算长度小于临界长度的圆筒为短圆筒。短圆筒两端边界或封头对其中间部分可起加强支撑作用，其临界压力与圆筒长度成反比。失稳时，圆筒横截面呈波形，波形数大于 3。相同直径和壁厚的长圆筒与短圆筒，后者的临界压力高于前者。即将长圆筒变成短圆筒可提高其临界压力。外压圆筒上设置加强圈，即是为了变长圆筒为短圆筒或缩短圆筒的计算长度，目的均为提高圆筒的稳定性。该法较直接增加圆筒厚度节省材料，约可减轻重量 1/3。对不锈钢圆筒，通过在外部设置碳钢加强圈则更为经济。此外，加强圈尚可减少大直径薄壁容器的形状缺陷的影响，提高结构的可靠性。

3-114 何以外压凸形封头均按外压球壳进行稳定设计？

答：椭圆封头等凸形封头在内压作用下有“趋圆现象”，而在外压作用下有“趋扁现象”，使封头过渡区产生周向拉伸薄膜应力，不存在失稳问题；但在其“球面部分”则存在压缩薄膜应力，如同外压球壳，故须以球壳进行稳定计算。对椭圆封头则须计算其“球面部分”的当量球壳半径。

3-115 为使法兰联接设计尽可能合理，对垫片载荷有什么要求？

答：为使法兰承受尽可能小的法兰力矩，在垫片设计中应尽可能控制较小的垫片载荷。为此要求：

由垫片在预紧时的压紧载荷 F_a 所确定的螺栓载荷 W_a 与由垫片在操作时的压紧载荷 F_p 所确定的螺栓载荷 W_p 相接近。即： $W_a \approx W_p$ 。

3-116 为使法兰联接设计尽可能合理，对螺栓中心圆直径的确定有什么要求？

答：为使法兰承受尽可能小的法兰力矩，在螺栓设计中应尽可能控制较小的螺栓中心圆直径，为此要求：

由法兰径向结构要求所确定的螺栓中心圆直径与由法兰环向结构要求所确定的螺栓中心圆直径相接近。即： $D_{b径} \approx D_{b环}$ 。

3-117 法兰设计时，为获得尽可能紧凑的法兰设计结果，对法兰的应力有什么要求？

答：应使法兰的三个应力尽量与相应的许用应力相接近。

$$\text{即： } \sigma_H \Rightarrow 1.5[\sigma]_f^t$$

$$\sigma_R \Rightarrow 2[\sigma]_f^t - \sigma_H$$

$$\sigma_T \Rightarrow 2[\sigma]_f^t - \sigma_H$$

目的是使法兰应力趋满应力状态，则可最充分的发挥材料的强度性能。

3-118 内、外压圆筒的制造圆度何以不同？

答：内压圆筒在压力作用下，其横截面形状将由非正圆趋于正圆。圆筒初始的圆度对其承载影响较小。

外压圆筒在压力作用下，初始圆度直接影响其稳定性。外压圆筒设计中的稳定安全系数与圆筒的初始圆度有关。故外压圆筒的圆度要求高于内压圆筒。

3-119 GB150-1998 中规定相邻筒节 A 类接头焊缝中心线间外圆弧长应大于钢材厚度的 3 倍，且不小于 100mm 的出发点是什么？

答：是为了避免相邻筒节焊接接头的热影响区互相重叠对材料带来的不良影响。

3-120 GB150-1998 中规定 B 类焊接接头两侧钢材厚度差超过一定数值时应以 1: 3 的斜度削薄较厚板的边缘是出于什么考虑？

答：是为了使结构过渡平缓，以减小压力作用下由边界效应引起的局部应力。

3-121 长颈对焊法兰的直边段与对接圆筒的厚度相差较大时，是否应按 GB150-1998 的规定削薄直边段？

答：不可简单按 GB150-1998 的规定削薄直边段。法兰直边段的受力不同于一般圆筒。它既受内压的作用，又受法兰力矩的作用，且由法兰力矩引起的轴向弯曲应力大大超过由内压引起的轴向应力（薄膜应力）。对法兰直边段的削薄应遵循削薄后确保削薄端（即与较薄圆筒连接的一端）的轴向弯曲应力不超过许用值（ $1.5[\sigma]_f^t$ ）的要求进行。具体作法是将削薄的直边段视作锥颈，并将其 f 控制在等于 1，计算确定直边段的最小长度后方能进行削薄。

3-122 什么情况必须对长颈法兰与圆筒的对接接头进行 100%射线或超声检测？为什么？

答：对长颈法兰，当使用压力大于或等于其 0.8 倍的最大允许工作压力时，法兰与圆筒的对接接头必须进行 100%射线或超声检测。

这是因为长颈法兰与圆筒的对接接头不仅承受着圆筒中由内压引起的轴向薄膜应力，而且还承受由法兰力矩引起的轴向弯曲应力。

长颈法兰的最大应力通常发生于锥颈小端，即直边段与法兰锥颈的连接部位，在使用压力接近其最大允许工作压力时，此处轴向弯曲应力已接近 $1.5[\sigma]_f'$ 。此轴向弯曲应力虽沿法兰直边段有所衰减，但由于法兰直边段极短，故在直边段端部的轴向弯曲应力仍接近于 $1.5[\sigma]_f'$ ，加上由压力引起的轴向薄膜应力 $0.5[\sigma]_f'$ ，则该截面处的轴向总应力可接近 $2[\sigma]_f'$ ，达到对接圆筒中的轴向薄膜应力 $0.5[\sigma]_f'$ 的 4 倍。

在法兰设计中，对轴向弯曲应力是按许用值 $1.5[\sigma]_f'$ 进行控制的，其中不计焊接接头系数，即认为焊接接头系数等于 1。因此，应将长颈法兰与圆筒的对接接头与通常圆筒的环向对接接头相区别，在使用压力接近法兰最大允许工作压力时，必须进行 100%射线或超声检测。

3-123 不同强度级别的低碳钢、低合金高强度之间的异种钢焊接，以及珠光体耐热钢与低碳钢、碳锰钢（如 16MnR）之间的异种钢焊接，选用焊接材料的原
则是什么？

答：按以下原则选用焊接材料：

a. 不同强度级别的低碳钢、低合金高强钢之间的异种钢焊接，一般要求焊接接头的强度应不低于强度较低一侧母材标准规定的抗拉强度下限值，而接头的塑性、韧性应不低于强度较高而塑性、韧性较差一侧的母材。

b. 珠光体耐热钢与低碳钢、碳锰钢（16MnR）之间的异种钢焊接，一般采用中间合金成分的低氢碱性焊条，并根据其中焊接性能较差的一侧材料确定预热温度。

3-124 奥氏体钢之间的焊接材料的选用原则是什么？

答：选用原则如下：

1. 应保证熔敷金属的 Cr、Ni、Mo 或 Cu 等主要合金元素的含量不低于母材标准规定的下限值；

2. 对于有防止晶间腐蚀要求的焊接接头，应采用熔敷金属中含有稳定化元素 Nb（氩弧焊时，可含 Ti），或保证熔敷金属含 C≤0.04%的焊接材料。

3-125 GB150-1998 规定的碳素钢和低合金钢低温压力容器的温度界限是多少？依据是什么？

答：GB150-1998 规定：碳素钢和低合金钢制的压力容器当设计温度低于或等于-20℃时为低温压力容器。把低温压力容器的温度界定在-20℃，主要是根据我国多年的使用经验。实践表明：设计温度大于-20℃的压力容器按一般常温容器进行选材、设计、制造具有足够安全性的，是成熟可靠的。

3-126 低温压力容器焊接材料的选用原则是什么？

答：低温压力容器用焊接材料，应选用与母材化学成分和机械性能相同或接近的材料。受压元件或非受压元件与受压元件间的焊接，当采用手工电弧焊时，应选用低氢碱性焊条；当采用埋弧焊时应选用碱性或中性焊剂。

铁素体钢之间的焊接，一般应选用铁素体型焊接材料（9%Ni 钢除外）。焊接接头的低温冲击试验温度以及焊缝金属、熔合线、热影响区的低温冲击功的要求，均应与母材相同。

铁素体钢之间的异种钢焊接用焊接材料一般应按韧性要求较高侧的母材选用，而且焊接接头抗拉强度不低于两侧母材中最低抗拉强度的较小值。

铁素体钢与奥氏体钢之间的焊接，应使焊接接头的抗拉强度不低于两侧母材中最低抗拉强度的较小值，且铁素体钢侧熔合线和热影响区的冲击功应与铁素体钢母材相同。

3-127 何谓未焊透和咬边？各有何危害？

答：母材之间、母材与焊缝金属及多层焊层间未被熔化，留有可见的空间或夹渣称为未焊透。此种缺陷按产生的部位及形成的原因，可分为根部未焊透、坡口部未熔合和层间未熔合三种。其产生的原因：焊接电流太小；焊接速度太快；焊条施焊角度不当或电弧发生偏吹；坡口角度或间隙太小；焊接散热太快；氧化物和熔渣阻碍了金属间充分的熔合。

咬边是减少基本金属截面积的一种缺陷，使承载截面减少。

压力容器受压元件不允许存有未焊透的结构。未焊透和咬边破坏了焊接的连续性，降低了焊接接头的力学性能，引起应力集中。当缺陷超标时，影响承载截面积，危及安全。

使用抗拉强度规定值下限大于等于 540MPa 的钢材及铬-钼低合金钢材制造

的压力容器，奥氏体不锈钢、钛材和镍材制造的压力容器，低温压力容器，球形压力容器以及焊缝系数取 1.0 的压力容器，其焊缝表面不得有咬边；其他压力容器焊缝表面的咬边深度不得大于 0.5mm，咬边的连续长度不得大于 100mm。焊缝两侧咬边的总长不得超过该焊缝长度的 10%。

3-128 何谓延迟裂纹？如何防止？

答：延迟裂纹是冷裂纹的一种常见缺陷，它不在焊后立即产生，而在焊后延迟几小时、几天或更长时间才出现，故称延迟裂纹。有延迟裂纹倾向的 $\sigma_b > 540\text{MPa}$ 和 Cr-Mo 钢制的容器，应在焊接完成最少 24 小时后才能进行检验。防止延迟裂纹可采用焊后加热的办法。

3-129 何谓热裂纹？产生的主要原因是什么？

答：焊接过程中在 300℃ 以上高温下产生的裂纹称为热裂纹。热裂纹一般是在稍低于凝固温度下产生的凝固裂纹，也有少数是在凝固温度区发生。

热裂纹的产生原因是焊接拉应力作用到晶界上的低熔共晶体所造成的。焊接应力是产生裂纹的外因，低熔共晶体是产生裂纹的内部条件。焊缝中偏高的 S、P 是其与 Fe 形成低熔点共晶体的主要因素。

在压力容器焊接中，降低线能量或采用多层焊是防止热裂纹的一种有效方法。

3-130 什么是焊后消氢处理？

答：焊接过程中，来自焊条、焊剂和空气湿气中的氢气，在高温下被分解成原子状态溶于液态金属中，焊缝冷却时，氢在钢中的溶解度急剧下降，由于焊缝冷却很快，氢来不及逸出，留在焊缝金属中，过一段时间后，会在焊缝或熔合线聚集。聚集到一定程度，在焊接应力的作用下，导致焊缝或热影响区产生冷裂纹，即延迟裂纹。因此要求焊条先预热，焊后对焊缝后热至 200℃，后热时间正常为 16 小时，这样可降低焊缝冷却速度使氢充分逸出，称为焊后消氢处理，这也是焊条要选用低氢型的原因。

3-131 压力容器焊后热处理的目的是什么？

答：焊后热处理的主要目的是消除和降低焊接过程中产生的应力，避免焊接结构产生裂纹；恢复冷作而损失的力学性能；改善接头及热影响区的塑性和韧性，提高抗应力腐蚀的能力。

3-132 压力容器制造中的热处理分哪两类？

答：分为改善材料力学性能的热处理和焊后热处理两类。

3-133 何谓无损检测？常用方法有哪些？

答：无损检测是在不对受检工件进行分离和造成损伤的情况下，对容器的材料，结构和焊接接头等的内部和表面质量进行检查。

常用方法有：射线（RT）、超声（UT）、磁粉（MT）、渗透（PT）、涡流（ET）、声发射（AE）等。

3-134 冲击功与冲击韧性有何差别？

答：钢材在进行缺口冲击试验时，摆锤冲击消耗在试样上的能量，称为冲击功。用 A_k 表示，当为 V 形缺口时，即为 A_{KV} 。

冲击试验时摆锤消耗在试样单位截面上的冲击功称为冲击韧性（也称为冲击值）。用 α_k 表示。

由于冲击功仅为试样缺口附近参加变形的体积所吸收，而此体积又无法测定，且在同一断面上每一部分的变形也不一致，因此用单位截面积上的冲击功 α_k 来判断韧性的方法国内外已逐渐被淘汰。

3-135 钢材冲击试验的试样为什么要取横向？

答：钢锭在浇铸时形成的偏析或杂质，在轧制钢板的过程中会顺着钢板轧制方向（金属延伸方向）形成纤维状带状组织，从而使钢板平行于纤维组织（纵向）的机械性能高于垂直方向（横向），尤其韧性和塑性指标更为突出。为提高材料的安全使用及压力容器的可靠性，GB150 规定低温冲击试验要取横向作为最低冲击功规定值

第四章 管壳式换热器

4-1 GB151-1999 管壳式换热器的适用范围是什么？

答：1. 适用于固定管板式、浮头式、U形管式和填料函式换热器。

2. 适用的参数为：

公称直径 $DN \leq 2600\text{mm}$ ；

公称压力 $PN \leq 35\text{MPa}$ ；

且公称直径（mm）和公称压力（MPa）的乘积不大于 1.75×10^4 。

4-2 对于管、壳程设计压力均为内压的管壳式换热器，其受压元件在什么情况下可按压差设计？还应考虑什么问题？

答：对于同时受管、壳程内压作用的元件，仅在能保证管、壳程同时升、降压时，才可以按压差设计。压差的取值还应考虑在压力试验过程中可能出现的最大压差值，同时设计者应提出压力试验的步进程序。

4-3 试述管壳式换热器中管、壳程设计温度与管壁、壳壁温度的差异及作用。

答：管、壳程设计温度分别为管程管箱和壳程壳体的设计温度，是对应于管、壳程设计压力分别设定的管、壳程受压元件金属温度（沿元件金属横截面的温度平均值）的最高值或最低值。用于确定元件材料的许用应力。

管壁、壳壁温度分别为沿长度平均的换热管、壳程圆筒金属温度，分别是传热过程中形成的换热管、壳程圆筒金属温度沿长度方向的平均值。用于计算壳程圆筒与换热管的热膨胀差在管板、换热管和壳程圆筒中引起的应力。

这两组温度不仅定义、性质和作用不同，而且数值上也会有较大差异，因此，在计算时一定要注意，不可混用。

4-4 管壳式换热器中同时受管、壳程温度作用的元件的设计温度如何确定？

答：管壳式换热器中同时受管、壳程温度作用的元件的设计温度可按金属温度确定，也可取较高侧的设计温度。

4-5 管壳式换热器主要元件腐蚀裕量的考虑原则是什么？

答：管壳式换热器主要元件腐蚀裕量的考虑原则：

a) 管板、浮头法兰、球冠形封头和钩圈两面均应考虑腐蚀裕量；

b) 平盖、凸形封头、管箱和圆筒的内表面应考虑腐蚀裕量；

- c) 管板和平盖上开槽时，可把高出隔板槽底面的金属作为腐蚀裕量，但当腐蚀裕量大于槽深时，还应加上两者的差值；
- d) 压力容器法兰和管法兰的内直径面上应考虑腐蚀裕量；
- e) 换热管不考虑腐蚀裕量；
- f) 拉杆、定距管、折流板和支持板等非受压元件，一般不考虑腐蚀裕量。

4-6 对于无法进行无损检测的钢制固定管板式换热器壳程圆筒的环向焊接接头，其焊接接头系数如何选取？

答：对于无法进行无损检测的钢制固定管板式换热器壳程圆筒的环向焊接接头，当采用氩弧焊打底或沿焊接接头根部全长有紧贴基本金属的垫板时，其焊接接头系数 $\phi = 0.6$ 。

4-7 用于制造管板、平盖、法兰的钢锻件，其级别应不低于几级？

答：用于制造管板、平盖、法兰的钢锻件，其级别不得低于 JB4726 和 JB4728 规定的 II 级。

4-8 在管板选材中，何时采用锻件？

答：a) 管板本身具有凸肩并与圆筒（或封头）对接连接时，应采用锻件[如 GB151-1999 附录 G 中图 G1 (d)、(e) 和图 G2 (b)、(c)、(d)、(f)]。

b) 厚度大于 60mm 的管板，宜采用锻件。

4-9 符合 GB151-1999 附录 C 的奥氏体不锈钢焊接钢管用作换热管时，其适用范围如何？

答：其适用范围为：

- a) 不得用于极度危害介质的工况；
- b) 设计压力不大于 6.4MPa；
- c) 使用温度与相应钢号的无缝管相同。

4-10 管壳式换热器的接管（或接口）设计与一般容器相比有什么特殊要求？

- 答：
- a) 接管宜与壳体内表面平齐；
 - b) 接管应尽量沿换热器的径向或轴向设置；
 - c) 设计温度高于或等于 300℃时，应采用对焊法兰；
 - d) 必要时应设置温度计接口、压力计接口及液面计接口；
 - e) 对于不能利用接管（或接口）进行放气和排液的换热器，应在管程和

壳程的最高点设置放气口，最低点设置排液口，其最小公称直径为 20mm；

f) 立式换热器可设置溢流口。

4-11 管壳式换热器整体管板的有效厚度如何确定？

答：整体管板的有效厚度等于管程分程隔板槽底部的管板厚度减去下列二者厚度之和：

- a) 管程腐蚀裕量超出管程隔板槽深度的部分；
- b) 壳程腐蚀裕量与管板在壳程侧的结构开槽深度二者中的较大值。

4-12 管壳式换热器复合管板的有效厚度如何确定？

答：复层与基层的结合要求符合 GB151-1999 中 4.3.2.3 条规定的复合管板，其复层厚度可计入复合管板的有效厚度中。当复层材料的强度低于基层材料时，应以复层当量厚度计入复合管板的有效厚度中，复层当量厚度按下式计算：

$$\delta_c = \frac{[\sigma]_2^t}{[\sigma]_1^t} \delta_2$$

式中： δ_c ——复层当量厚度，mm；

$[\sigma]_1^t$ ——设计温度下基层材料的许用应力，MPa；

$[\sigma]_2^t$ ——设计温度下复层材料的许用应力，MPa；

δ_2 ——复层最薄处的厚度，mm。

4-13 GB151-1999 中对管板最小厚度是如何规定的？

答：1. 管板与换热管采用胀接连接时，管板的最小厚度 δ_{\min} （不包括腐蚀裕量）按如下规定：

a) 用于易燃、易爆及有毒介质等严格场合时，管板的最小厚度应不小于换热管的外径（ d_o ）；

b) 用于一般场合时，管板的最小厚度应符合如下要求：

$$d_o \leq 25 \text{ 时} \quad \delta_{\min} \geq 0.75 d_o$$

$$25 < d_o < 50 \text{ 时} \quad \delta_{\min} \geq 0.70 d_o$$

$$d_o \geq 50 \text{ 时} \quad \delta_{\min} \geq 0.65 d_o$$

2. 管板与换热管采用焊接连接时，管板的最小厚度应满足结构设计和制造的要求，且不小于 12mm。

3. 复合管板复层最小厚度及相应要求：

a) 管板与换热管焊接连接的复合管板，其复层的厚度应不小于 3mm。对有耐腐蚀要求的复层，还应保证距复层表面深度不小于 2mm 的复层化学成分和金相组织符合复层材料标准的要求；

b) 采用胀接连接的复合管板，其复层最小厚度应不小于 10mm，并应保证距复层表面深度不小于 8mm 的复层化学成分和金相组织符合复层材料标准的要求。

4-14 对多管程管壳式换热器，分程设计时应考虑什么？

答：分程设计时应考虑：

- a) 应尽可能使各管程的换热管数大致相等。
- b) 分层隔板槽形状简单，密封面长度较短。

4-15 管壳式换热器管箱的最小内侧深度如何确定？

答：管壳式换热器管箱的最小内侧深度按下列要求确定：

a) 轴向开口的单管程管箱，开口中心处的最小深度应不小于接管内直径的 1/3；

b) 多程管箱的内侧深度应保证两程之间的最小流通面积不小于每程换热管流通面积的 1.3 倍；当操作允许时，也可等于每程换热管的流通面积。

4-16 管壳式换热器管板与换热管的连接型式主要有哪几种？

答：管壳式换热器管板与换热管的连接主要有焊接、胀接、胀焊并用等型式。

4-17 管壳式换热器换热管与管板之间采用强度胀接的适用范围和要求如何？

答：1. 适用范围：

- a) 设计压力小于等于 4MPa；
- b) 设计温度小于等于 300℃；
- c) 操作中无剧烈的振动，无过大的温度变化及无明显的应力腐蚀。

2. 一般要求：

- a) 换热管材料的硬度值一般须低于管板材料的硬度值；
- b) 有应力腐蚀时，不应采用管端局部退火的方式来降低换热管的硬度。

4-18 管壳式换热器在什么情况下管板与换热管之间的连接应胀焊并用？

答：在下列情况下管板与换热管之间的连接应胀焊并用：

1. 密封性能要求较高的场合；
2. 承受振动或疲劳载荷的场合。
3. 有间隙腐蚀的场合；
4. 采用复合管板的场合。

4-19 管板与壳程圆筒、管箱圆筒之间的连接方式有几种？

答：有 a、b、c、d、e、f 型六种。如下图：

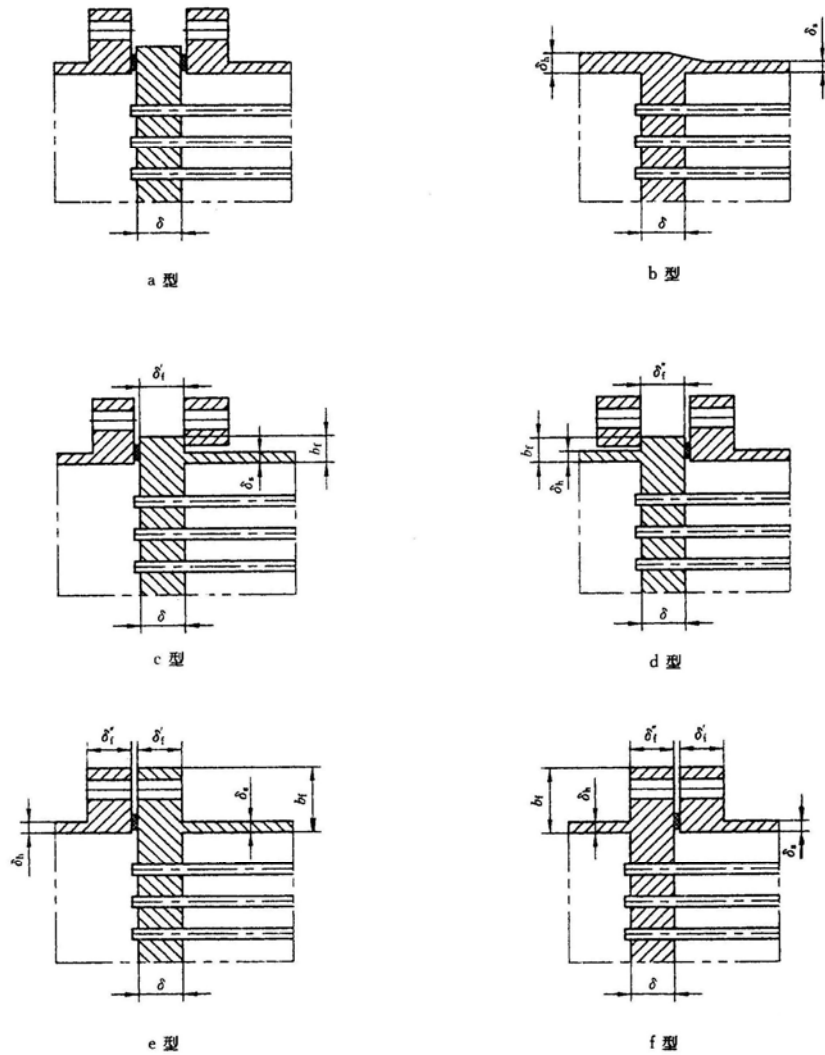


图4-1

- a 型：管板通过垫片与壳体法兰和管箱法兰连接；
 b 型：管板直接与壳程圆筒和管箱圆筒形成整体结构；

c 型：管板与壳程圆筒连为整体，其延长部分形成凸缘被夹持在活套环与管箱法兰之间；

d 型：管板与管箱圆筒连为整体，其延长部分形成凸缘被夹持在活套环与壳体法兰之间；

e 型：管板与壳程圆筒连为整体，其延长部分兼作法兰，与管箱法兰用螺柱、垫片连接；

f 型：管板与管箱圆筒连为整体，其延长部分兼作法兰，与壳体法兰用螺柱、垫片连接。

4-20 在什么情况下固定管板式换热器的壳程圆筒需设置膨胀节？

答：在固定式管板的计算中按有温差的各种工况计算出壳体轴向应力 σ_c 、换热管的轴向应力 σ_t 、换热管与管板之间的拉脱力 q 中，有一个不能满足强度（或稳定）条件时，就需要设置膨胀节。在固定式管板强度校核计算中，当管板厚度确定之后，不设膨胀节时，有时管板强度不够，设膨胀节后，管板厚度可能就满足要求。此时，也可设置膨胀节以减薄管板，但要从材料消耗、制造难易、安全及经济效果等综合评估而定。

4-21 管壳式换热器管板的延长部分兼作法兰时，法兰部分对管板有什么影响？

答：当管板兼作法兰时，法兰力矩不仅作用于法兰上，还会延伸作用于管板上，对管板来说，增加了一个附加力矩。因此计算管板时，除考虑壳程、管程设计压力的“当量压力”及管子与壳体不同热膨胀引起的“当量压力”外，还需要计入由于法兰力矩引起的管板应力。

由于法兰力矩在管板中引起的附加力矩，使管板计算趋于复杂化，管板厚度取决于其危险组合。

对延长部分兼作法兰的管板，法兰和管板应分别设计，且法兰厚度可以和管板厚度不同。

4-22 管壳式换热器中常用的折流板和支持板的形式有几种？

答：在管壳式换热器中，常用的折流板和支持板的形式有弓形和圆盘—圆环形两种。弓形折流板有单弓形、双弓形和三弓形三种。

4-23 管壳式换热器中折流板的布置应遵循什么原则？

答：在管壳式换热器中，折流板的布置原则为：

1. 折流板的布置必须符合工艺设计条件的要求。特别是对折流板的形式、折流板的间距、靠近壳程物料进出口的折流板位置等必须尽可能满足工艺设计条件。

2. 在工艺设计条件没有特别要求的情况下，折流板一般应按等间距布置，管束两端的折流板尽可能靠近壳程进、出口接管。

3. 卧式换热器的壳程为单相清洁流体时，折流板缺口应水平上下布置，若气体中含有少量液体时，则应在缺口朝上的折流板的最低处开通液口；若液体中含有少量气体时，则应在缺口朝下的折流板的最高处开通气口。

4. 卧式换热器、冷凝器和重沸器的壳程介质为气、液相共存或液体中含有固体物料时，折流板缺口应垂直左右布置，并在折流板最低处开通液口。

4-24 管壳式换热器中折流板的最小间距为多少？

答：在管壳式换热器中，折流板最小间距一般不小于圆筒内直径的五分之一，且不小于 50mm；特殊情况下也可取较小的间距。

4-25 在什么情况下，管壳式换热器应设置支持板？

答：当换热器不需设置折流板，但换热管无支撑跨距超过 GB151 规定的最大无支撑跨距时，则应设置支持板，用来支撑换热管，以防止换热管产生过大的挠度。

浮头式换热器浮头端宜设置加厚环板的支持板。

4-26 在什么情况下，管壳式换热器管程及壳程的介质进口处应设置防冲板？

答：1. 管程设置防冲板的条件：

当管程采用轴向入口接管或换热管内流体流速超过 3m/s 时，应设置防冲板，以减少流体的不均匀分布和对换热管端的冲蚀

2. 壳程设置防冲板的条件：

①当壳程进口管流体的 ρv^2 值（ ρ —流体密度， kg/m^3 ； v —流体流速， m/s ）为下列数值时，应在壳程进口处设置防冲板：

a) 非腐蚀、非磨蚀性的单相流体： $\rho v^2 > 2230 \text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$ 者；

b) 其它液体，包括沸点下的液体： $\rho v^2 > 740 \text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$ 者。

②有腐蚀或有磨蚀的气体、蒸汽及汽液混合物，应设置防冲板。

4-27 在什么情况下，管壳式换热器壳程进出口处应设置导流筒？

答：当壳程进出口距管板较远，流体停滞区过大时，应设置导流筒，以减少小流体停滞区，增加换热管的有效换热长度。

4-28 管壳式换热器壳程进口处的防冲板表面距圆筒内壁的距离与防冲板的直径或边长各为多少？

答：防冲板外表面到圆筒内壁的距离，应不小于接管外径的 1/4。
防冲板的直径或边长，应大于接管外径 50mm。

4-29 管壳式换热器壳程进出口处的导流筒有几种形式，其结构尺寸在设计中应如何考虑？

答：一般有内导流筒和外导流筒两种形式。

a) 内导流筒 导流筒外表面到壳体圆筒内壁的距离宜不小于接管外径的 1/3；导流筒端部至管板的距离，应使该处的流通面积不小于导流筒的外侧流通面积。

b) 外导流筒 内衬筒内表面到外导流筒的内表面间距为：

接管外径 $d \leq 200\text{mm}$ 时，间距不小于 50mm；

$d > 200\text{mm}$ 时，间距不小于 75mm。

立式外导流换热器，应在内衬筒下端开泪孔。

4-30 管壳式换热器双壳程结构的纵向隔板的设计中，应考虑些什么问题？

答：在管壳式换热器中，双壳程结构的纵向隔板的设计应考虑以下几点：

1. 纵向隔板的最小厚度为 6mm。当壳程压力降较大时，隔板应适当加厚。

2. 纵向隔板与管板的连接可采用焊接或可拆卸连接。纵向隔板回流端的改向流通面积应大于折流板的缺口面积。

3. 需要抽出管束的换热器，应在隔板的两侧与壳体的间隙处设置二壳程之间的密封结构。固定管板式换热器的纵向隔板可直接与圆筒焊接或插入导向槽中。

4-31 填料函式换热器，不适用于什么介质？

答：填料函式换热器不适用于易挥发、易燃、易爆、有毒及贵重介质。

4-32 填料函式换热器的结构型式有哪几种？收集泄漏的介质时应选用哪种型式？

答：填料函式换热器的结构型式有外填料函浮头式、单填料函滑动管板式和双填料函滑动管板式三种。收集泄漏的介质时应选用双填料函滑动管板结构型式。

4-33 填料函式换热器的填料可以采用哪几种？

答：填料函式换热器的填料应根据管、壳程介质、操作温度、操作压力等确定，可以采用油浸石棉填料、橡胶石棉填料、聚四氟乙烯浸石棉填料和柔性石墨填料。

4-34 重叠式换热器的支座设计，应考虑什么要求？

答：重叠式换热器的支座设计，应考虑以下要求：

- (1) 重叠式换热器之间的支座应设置调整高度用的垫板；
- (2) 重叠式换热器之间的支座底板到设备中心线的距离应比接管法兰密封面到设备中心线的距离至少小 5mm；
- (3) 重叠式换热器支座除按 JB/T4712 选用外，必要时应对支座和壳体进行校核；
- (4) 当重叠换热器质量较大时，可增设一组重叠支座。

4-35 管壳式换热器的管箱、浮头盖在什么情况下应在施焊后作消除应力的热处理？设备法兰密封面应在何时加工？

答：a) 碳钢、低合金钢的焊有分程隔板的管箱和浮头盖以及管箱的侧向开孔超过 1/3 圆筒内径的管箱，应在施焊后作消除应力的热处理，设备法兰密封面应在热处理后加工。

b) 除图样另有规定外，奥氏体不锈钢制管箱、浮头盖可不进行热处理[注]。

[注]对变形有较高要求时，可以进行低温 ($t < 427^{\circ}\text{C}$) 或不需考虑防止材料敏化导致的晶间腐蚀时进行高温 ($t > 427^{\circ}\text{C}$) 消除应力热处理。但其消除应力的效果低于碳钢和低合金钢。

当有较高抗腐蚀要求或在高温下使用时，应保持奥氏体，防止敏化且防止管箱、浮头盖变形。因此，可进行固溶处理（恢复奥氏体），由此所形成的残余应力以及焊接管箱时所形成的残余应力，可由低温退火来消除，然后再进行设备法兰密封面的加工。

4-36 设计有抗应力腐蚀要求的管壳式换热器时应如何处理？

答：1. 对管壳式换热器壳程圆筒、管箱及换热管的处理方法为：

- a) 进行消除局部应力（焊接残余应力、冷作产生的应力等）热处理；
- b) 采用耐应力腐蚀的材料；
- c) 避免产生过高的拉应力。

2. 对换热管与管板之间的连接接头采用焊接，不能采用胀接。胀接会引

起大的局部应力，对于易引起加工硬化的材料更甚，这个应力如被消除，则胀接也就失去意义，故对具有应力腐蚀的场合，连接接头不能采用胀接；焊接连接虽也会引起局部应力，但由于管壁薄，拘束度低，此局部应力不会太大，故一般不作消除应力热处理。

4-37 与一般容器相比，设计者提出管壳式换热器压力试验要求时应作哪些特殊考虑？

答：1. 按压差设计的换热器应提出压力试验时升压和降压的具体要求。

2. 对于管程和壳程设计压力之一为负压的换热器，其正压侧的试验压力应取为按正压侧设计压力确定的试验压力与负压侧设计压力的绝对值之和。

3. 对于管程设计压力大于壳程设计压力的换热器，应对换热管与管板连接接头的试验方法和试验压力提出详细要求。

4. 确定试验压力后，除对圆筒进行试验压力下的应力校核外，还要对封头进行校核。

4-38 固定管板式换热器压力试验顺序如何？

答：固定管板式换热器压力试验顺序：

a) 壳程试压，同时检查换热管与管板连接接头；

b) 管程试压。

4-39 浮头式换热器压力试验顺序如何？

答：浮头式换热器压力试验顺序：

(1) 用试验压环和浮头专用试压工具进行换热管与管板连接接头试压；

(2) 管程试压；

(3) 壳程试压。

4-40 釜式重沸器因管束型式不同其压力试验顺序有什么不同？

答：釜式重沸器的管束型式有 U 形管束和浮头式管束。

当管束为 U 形管束时，其压力试验顺序为：

(1) 用试验压环进行壳程试压，同时检查换热管与管板连接接头；

(2) 管程试压。

当管束为浮头式管束时，其压力试验顺序为：

(1) 用试验压环和浮头专用试压工具，以及管头试压专用壳体进行换热管

与管板连接接头试压；

- (2) 管程试压；
- (3) 壳程试压。

4-41 对于管程设计压力大于壳程设计压力的管壳式换热器，设计者应对换热管与管板连接接头提出怎样的试验方法和要求？

答：对于管程设计压力大于壳程设计压力的管壳式换热器，为了检查换热管与管板连接接头的严密性，可根据实际情况提出下列试验方法和要求：

1. 提高壳程试验压力等于管程试验压力，此时必须校核壳程圆筒、接管、法兰在该试验压力下的应力，并能满足压力试验时的强度要求。
2. 若经上述校核不能满足压力试验时的强度要求时，则壳程按本腔试验压力试压后，再：
①以 1.0 倍壳程设计压力的含氨体积浓度约为 1%的压缩空气进行氨渗漏试验；
②对有特殊要求的换热器，如高压换热器等可用低压纯氨进行试漏或采用卤素检漏等方法试验。

4-42 除一般容器要求的情况外，什么情况下的管壳式换热器应进行气密性试验？

答：当管壳式换热器管、壳程介质互漏会产生严重危害时，应在压力试验合格后进行气密性试验。

4-43 设计温度低于-40℃时，换热器的垫片应如何选用？

答：设计温度低于-40℃时的垫片应采用奥氏体不锈钢、铜、铝包的金属包垫片或用上述金属带制成的缠绕式垫片、金属垫。

4-44 GB151 标准中换热器壳体最小厚度由哪些因素决定？

答：换热器壳体最小厚度的确定主要是考虑使壳体具有足够的刚性，减小变形，以利于管板和管束的安装。尤其是浮头式和 U 形管式换热器的壳体，因无管板的支持作用又需要拆卸，故保证一定的厚度更为必要。此外对在叠摞状态使用的卧式换热器，其鞍座及接管都会对壳程圆筒产生较大的局部应力，为此也须适当增加壳体的最小厚度。适当增大壳程圆筒的最小厚度，也有利于对管程设计压力较高的换热器在壳程进行管接头的泄漏试验。

附件 压力容器设计常用标准目录

一、设计、制造与检验标准

- 1) GB150-1998 钢制压力容器
- 2) GB151-1999 管壳式换热器
- 3) GB12337-1998 钢制球形储罐
- 4) JB4710-2000 钢制塔式容器 (已发布实施, 尚未发行)
- 5) JB4732-1995 钢制压力容器—分析设计标准
- 6) JB/T4735-1997 钢制焊接常压容器
- 7) GB/T16508-1996 锅壳锅炉受压元件强度计算
- 8) JB6917-1998 制冷装置用压力容器
- 9) GB/T15386-1994 空冷式换热器
- 10) GB16409-1996 板式换热器
- 11) GB16749-1997 压力容器波形膨胀节
- 12) HG20580-1998 钢制化工容器设计基础规定
- 13) HG20581-1998 钢制化工容器材料选用规定
- 14) HG20582-1998 钢制化工容器强度计算规定
- 15) HG20583-1998 钢制化工容器结构设计规定
- 16) HG20584-1998 钢制化工容器制造技术要求
- 17) HG20585-1998 钢制低温压力容器技术规定
- 18) HG20660-2000 压力容器中化学介质毒性危害和爆炸危险程度分类
- 19) JB4730-1994 压力容器无损检测
- 20) JB4744-2000 钢制压力容器产品焊接试板的力学性能检验
- 21) JB/T4714-1992 浮头式换热器和冷凝器型式与基本参数
- 22) JB/T4715-1992 固定管板式换热器型式与基本参数
- 23) JB/T4716-1992 立式热虹吸式重沸器型式与基本参数
- 24) JB/T4717-1992 U形管式换热器型式与基本参数
- 25) JB/T4723-1992 不可拆式螺旋板换热器型式与基本参数
- 26) JB/T4740-1997 空冷式换热器型式与基本参数
- 27) JB4708-2000 钢制压力容器焊接工艺评定
- 28) JB/T4709-2000 钢制压力容器焊接规程
- 29) GB/T324-1988 焊接符号表示法

- 30) GB/T985-1988 气焊、手工电弧焊及气体保护焊焊缝坡口的基本形式与尺寸
- 31) GB/T986-1988 埋弧焊焊缝坡口的基本形式和尺寸
- 32) HG/T20531-1993 铸钢、铸铁容器
- 33) HG/T20569-1994 机械搅拌设备
- 34) GB/T1804-2000 一般公差 未注公差的线性和角度尺寸的公差
- 35) GB/T13148-1991 不锈复合钢板焊接技术条件
- 36) GB/T13149-1991 钛及钛合金复合钢板焊接技术条件
- 37) GB/T13147-1991 铜及铜合金复合钢板焊接技术条件

二、材料标准

- 1) GB/T699-1999 优质碳素结构钢
- 2) GB/T700-1998 碳素结构钢
- 3) GB/T912-1989 碳素结构钢和低合金结构钢热轧薄钢板及钢带
- 4) GB/T1220-1992 不锈钢棒
- 5) GB/T1221-1992 耐热钢棒
- 6) GB/T3077-1999 合金结构钢
- 7) GB/T3274-1998 碳素结构钢和低合金结构钢热轧厚钢板和钢带
- 8) GB/T3280-1992 不锈钢冷轧钢板
- 9) GB3531-1996 低温压力容器用低合金钢钢板
- 10) GB/T4237-1992 不锈钢热轧钢板
- 11) GB/T4238-1992 耐热钢板
- 12) GB6654-1996 压力容器用钢板
- 13) GB/T8165-1997 不锈钢复合钢板和钢带
- 14) JB4733-1996 压力容器用爆炸不锈钢复合钢板
- 15) JB4741-2000 压力容器用镍铜合金热轧板材
- 16) JB4726-2000 压力容器用碳素钢和低合金钢锻件
- 17) JB4727-2000 低温容器用碳素钢和低合金钢锻件
- 18) JB4728-2000 压力容器用不锈钢锻件
- 19) JB4743-2000 压力容器用镍铜合金锻件
- 20) GB3087-1999 低中压锅炉用无缝钢管
- 21) GB5310-1995 高压锅炉用无缝钢管
- 22) GB6479-2000 化肥设备用高压无缝钢管
- 23) GB/T8163-1999 输送流体用无缝钢管

- 24) GB/T8162-1999 结构用无缝钢管
- 25) GB9948-1988 石油裂化用无缝钢管
- 26) GB13296-1991 锅炉、热交换器用不锈无缝钢管
- 27) GB/T14976-1994 流体输送用不锈无缝钢管
- 28) GB/T14975-1994 结构用不锈无缝钢管
- 29) GB/T12771-2000 流体输送用不锈焊接钢管
- 30) JB4742-2000 压力容器用镍铜合金无缝管
- 31) GB/T3621-1994 钛及钛合金板材
- 32) GB/T8547-1987 钛-钢复合板
- 33) GB/T3624-1995 钛及钛合金管
- 34) GB/T3625-1995 换热器及冷凝器用钛及钛合金管
- 35) GB/T3880-1997 铝及铝合金轧制板材
- 36) GB/T6893-2000 铝及铝合金拉（轧）制无缝管
- 37) GB/T13238-1991 铜-钢复合钢板
- 38) GB/T8890-1998 热交换器用铜合金无缝管
- 39) GB/T1527-1997 铜及铜合金拉制管
- 40) GB/T3902-1999 铜及铜合金复合钢板
- 41) GB/T15117-1995 碳钢焊条
- 42) GB/T5118-1995 低合金钢焊条
- 43) GB/T983-1995 不锈焊条
- 44) GB/T5293-1999 埋弧焊用碳钢焊丝和焊剂
- 45) GB/T12470-1990 低合金钢埋弧焊用焊剂
- 46) GB/T14957-1994 熔化焊用焊丝
- 47) GB/T14958-1994 气体保护焊用焊丝
- 48) GB/T17584-1999 埋弧焊用不锈焊丝和焊剂
- 49) GB5612-1985 铸铁牌号表示方法
- 50) GB9439-1988 灰铸铁
- 51) GB9440-1988 可锻铸铁
- 52) GB1348-1988 球墨铸铁件
- 53) GB9437-1988 耐热铸铁件
- 54) GB8491-1987 高硅耐腐铸件
- 55) GB5613-1985 铸钢牌号表示方法
- 56) GB5676-1985 一般工程用铸选碳钢
- 57) GB2659-1987 焊接结构碳素钢铸件

- 58) GB2100-1980 不锈耐酸钢铸件技术条件
- 59) GB8492-1987 耐热钢铸件
- 60) GB228-1987 金属拉伸试验方法
- 61) GB/T229-1994 金属夏比缺口冲击试验方法
- 62) GB232-1988 金属弯曲试验方法
- 63) GB/T4334. 1-2000 不锈钢 10%草酸浸蚀试验方法
- 64) GB/T4334. 2-2000 不锈钢硫酸-硫酸铁腐蚀试验方法
- 65) GB/T4334. 3-2000 不锈钢 65%硝酸腐蚀试验方法
- 66) GB/T4334. 4-2000 不锈钢硝酸-氢氟酸腐蚀试验方法
- 67) GB/T4334. 5-2000 不锈钢硫酸-硫酸铜腐蚀试验方法
- 68) GB/T4334. 6-2000 不锈钢 5%硫酸腐蚀方法

三、零部件标准

- 1) JB/T4700-2000 压力容器法兰与技术条件
- 2) JB/T4701-2000 甲型平焊法兰
- 3) JB/T4702-2000 乙型平焊法兰
- 4) JB/T4703-2000 长颈对焊法兰
- 5) JB/T4704-2000 非金属软垫片
- 6) JB/T4705-2000 缠绕垫片
- 7) JB/T4706-2000 金属包垫片
- 8) JB/T4707-2000 等长双头螺栓
- 9) JB/T4712-1992 鞍式支座
- 10) JB/T4713-1992 容器支腿
- 11) JB/T4718-1992 管壳式换热器用金属包垫
- 12) JB/T4719-1992 管壳式换热器用缠绕垫片
- 13) JB/T4720-1992 管壳式换热器用非金属软垫片
- 14) JB/T4720-1992 外头盖侧法兰
- 15) JB/T4721-1992 管壳式换热器用螺纹管基本参数与技术条件
- 16) JB/T4724-1992 支承式支座
- 17) JB/T4725-1992 耳式支座
- 18) JB/T4729-1994 旋压封头
- 19) JB/T4736-1995 补强圈
- 20) JB/T4737-1995 椭圆形封头
- 21) JB/T4738-1995 90°折边锥形封头

- 22) JB/T4739-1995 60°折边锥形封头
- 23) JB596-1964 碟形封头
- 24) HG21506-1992 补强圈
- 25) HG20592~20635-1997 钢制管法兰、垫片、紧固件
- 26) HG21514~21535-1995 碳素钢、低合金钢制人孔和手孔
- 27) HG21595~21601-1999 不锈钢人孔
- 28) HG21602~21604-1999 不锈钢手孔
- 29) HG21589-1995 透光式玻璃板液面计
- 30) HG21590-1995 反射式玻璃板液面计
- 31) HG21591-1995 视镜式玻璃板液面计
- 32) HG21592-1995 玻璃管液面计标准系列及技术要求
- 33) HG/T21619-1986 视镜标准图
- 34) HG/T21620-1986 带颈视镜标准图
- 35) HG/T21622-1990 衬里视镜标准图
- 36) HG21505-1992 组合式视镜
- 37) HG21630-1990 补强管
- 38) HG/T21550-1993 防霜液面计
- 39) HG/T21574-1994 设备吊耳
- 40) HG/T21575-1994 带灯视镜
- 41) HG/T21584-1995 磁性液位计
- 42) HG21605-1995 钢与玻璃烧结视镜
- 43) HG21606-1995 钢与玻璃烧结液位计
- 44) GB38-1976 螺栓技术条件
- 45) GB1168-1976 螺柱技术条件
- 46) GB61-1976 螺母技术条件
- 47) GB5780-1986 六角头螺栓-C级
- 48) GB5782-1986 六角头螺栓-A级和B级
- 49) GB799-1988 地脚螺栓
- 50) GB41-1986 I型六角螺母-C级
- 51) GB6170-1986 I型六角螺母-A级和B级
- 52) GB/T4459.1-1995 机械制图螺纹及螺纹紧固件表示法
- 53) GB196-1981 普通螺纹基本尺寸
- 54) GB197-1981 普通螺纹公差与配合