

中国石油化工总公司
中华人民共和国化学工业部
中华人民共和国机械工业部

钢制石油化工压力容器设计规定

一九八五年

编制说明

化部计

2:2

本手册中引用的标准、规范仅作“参考资料”使用，如需采用，必须以现行有效版本的标准、规范为准。

院总工程师办公室 1997.10

全国压力容器标准化技术委员会

钢铁

中国石油化工总公司
中华人民共和国化学工业部
中华人民共和国机械工业部

钢制石油化工压力容器设计规定

一九八五年

编制说明

江苏工业学院图书馆
藏书章

全国压力容器标准化技术委员会

一九八五年七月·北京

钢制石油化工压力容器设计规定

一九八五年

编制说明

中国石油化工总公司
中华人民共和国化学工业部
中华人民共和国机械工业部

*

全国压力容器标准化技术委员会出版
(北京和平里七区十六号楼)
吴江伟业印刷厂印刷

*

开本 787×1092 印张 18¹/₂ 字数 474,000
1985年7月第1版 1985年7月第1次印刷
工本费 2.70元

钢制石油下

甲

前 言

由中国石油化工总公司(1983年前系石油工业部负责)、化学工业部、机械工业部联合颁布的《钢制石油化工压力容器设计规定》是我国具有法律效用的部级压力容器设计标准,内容包括压力容器板壳元件的设计计算、结构要求、材料、制造、验收的附加条件等,是我国压力容器的结构强度、结构稳定和密封设计等所必须遵循的技术规范。

为了便于广大压力容器设计、制造、使用和教育、安全监察部门的有关人员深入了解《钢制石油化工压力容器设计规定》的内容,以利于正确应用,特编辑出版本《编制说明》。

本书由全国压力容器标准化技术委员会负责出版发行。读者在使用过程中有何意见,请向《全国压力容器标准化技术委员会》秘书处联系。

秘书处地址:

北京市和平里中国石化总公司石油化工规划院内。

全国压力容器标准化技术委员会

一九八五年一月

目 录

《设计规定》的设计准则与制订依据·····	1
第一章 总论·····	33
第二章 材料·····	45
第三章 内压圆筒和球壳设计·····	69
第四章 外压圆筒和球壳设计·····	95
第五章 封头设计 ·····	107
第六章 开孔及补强设计 ·····	135
第七章 卧式容器设计 ·····	160
第八章 直立设备设计 ·····	190
第九章 法兰设计 ·····	204
第十章 密封结构设计 ·····	224
第十一章 U形膨胀节设计 ·····	241
第十二章 焊接结构设计 ·····	263
第十三章 管壳式换热器管板设计 ·····	267

《设计规定》的设计准则 与制订依据

中国石油化工总公司石油化工规划院

顾 振 铭

目 录

一、《设计规定》的性质、权限与组成	2
二、基本准则	3
三、容器的强度理论与强度控制	4
四、确定许用应力极限的依据	5
五、材料的考虑	15
六、各受压元件计算的理论根据简述	20
参考文献	32

化工部、机械部、中国石油化工总公司(1983年以前由石油部负责)《钢制石油化工压力容器设计规定》(以下简称《设计规定》)是我国在1977年第一个正式颁布的具有法律效用的部级压力容器设计标准。内容包括压力容器板壳元件的设计计算,结构要素,以及制造和验收的附加要求等。是压力容器的结构强度,结构稳定和密封等设计所必须遵循的规范。

自《设计规定》颁布实施的八年(1977~1985)中,曾先后颁布过二个补充规定(1979年、1980年),并颁布了1982年版(第二版)和1985年版(第三版),在不断的修订中逐步得到了充实,完善和提高。

本文旨在记入《设计规定》的编制过程;评述《设计规定》的设计准则及理论依据,以供读者简明了解《设计规定》的概貌。

一、《设计规定》的性质、权限与组成

作为二部一公司的法规,《设计规定》在下列适用范围内是必须遵循的规定:

1. 容器的设计压力:

最高为 350 kgf/cm^2 ; 最低为 $100/(D_r + 10^3) \text{ kgf/cm}^2$; 真空度不低于 $310/D_r + 8.2 \text{ cm}$ 水柱。

2. 容器的设计温度:按材料允许使用温度,根据钢材的特性,可从 -196°C 至钢材的蠕变范围。具体设计温度范围是:

碳素钢: $-19^\circ\text{C} \sim 475^\circ\text{C}$ (非容器钢除外);

低合金钢: $-40^\circ\text{C} \sim 475^\circ\text{C}$;

低温用钢: $-90^\circ\text{C} \sim -20^\circ\text{C}$;

碳钼钢及锰钼铌钢: 520°C

铬钼钢: 580°C ;

奥氏体不锈钢: $-196^\circ\text{C} \sim 700^\circ\text{C}$ 。

3. 在上述1和2设计条件下,《设计规定》中的选材(第二章),外壳(第三、四、五章),以及焊接结构等,有安全监察要求的容器部件及结构,在安全监察规程中也按上列章、节执行。

《设计规定》管辖范围是:容器及连为整体的连通的受压零部件,且划分在以下所规定的范围内:

1. 容器与外管道连接:

a. 开孔接管与外管道连接的第一道环向焊缝;

b. 螺纹连接的第一个螺纹接头;

c. 螺栓紧固连接的第一个法兰密封面;

d. 管件连接的第一个密封面。

2. 非受压部件直接焊在容器表面上时,应包括此焊缝,对此焊缝以外的部件,如支座、支耳、裙座、基础环、加强圈等,则按第四、七、八章的有关规定。

3. 容器开孔的承压封头,例如人、手孔盖。

4. 对于容器的附件,如有关仪表、液面计、安全阀等泄压安全装置,应按其有关标准选择,不在本《设计规定》所辖范围之内。

《设计规定》不适用于下列各类容器:

- (1) 直接火焰加热的容器;
- (2) 经常搬运的容器;
- (3) 受辐射作用的容器;
- (4) 有疲劳分析要求的容器。

以上各类容器应分别按相应的锅炉、气瓶、核能, 以及以疲劳分析为基础的设计规定执行。

根据设计工作的需要, 并适当吸收各国同类规范的内容, 《设计规定》由以下章、节组成:

第一章“总论”——说明了《设计规定》的适用范围、名词定义、安全系数值、焊缝系数的选取、制造与验收的补充条件、压力试验要求, 以及相关的材料、制造和检验等标准目录。

第二章“材料”——列出了钢材的品种、各项机械性能要求、适用范围, 以及最大许用应力值。

第三章“内压圆筒和球壳的计算”——给出了圆筒和球壳的强度算式、壳壁当量应力, 以及温差应力的计算式。

第四章“外压圆筒和球壳的设计”——用外压计算图计算校核外压圆筒和球壳及其圆筒加强圈的强度和稳定, 并给出结构设计要求。

第五章“封头设计”——为凸形封头、平盖、紧缩口, 以及拉撑结构等的设计要求。

第六章“开孔和开孔补强”——为容器开孔及开孔补强的设计要求。以等面积法补强和极限设计法补强并列。

第七章“卧式容器设计”——列入三种支座(鞍式、圈座和支承式支座)的结构及其计算。

第八章“直立设备设计”——为自支承式圆筒形直立设备的设计要求。包括直立塔在风载、地震荷载, 以及其他荷载作用下的强度及稳定计算。

第九章“法兰设计”——采用华特氏(Waters)法校核法兰的强度及密封。

附录 A “钢材高温机械性能参考值”——列出各种钢材的高温屈服点、持久强度极限、弹性模量, 以及线膨胀系数等数值。

附录 B “密封结构设计”——为各种高压用密封结构的设计要求。包括平垫、双锥、伍德、卡札里、楔形、C 形环、O 形环、B 形环、八角垫和椭圆垫等密封的设计计算。

附录 C “U 形膨胀节的计算”——基本上采用美国膨胀节制造商协会 EJMA 的方法计算不带加强装置的 U 形膨胀节。

附录 D “焊接结构设计”——按等强度原则给出各种类型的焊接节点, 并包括有关夹套结构的设计。

附录 E “设计计算例题”——列有外压容器、开孔及其补强、卧式容器、直立设备的例题。

在《设计规定》中还附有压力容器制造、检验等十六项部级标准及“管壳式换热器管板设计”。

二、基本准则

制订《设计规定》所采用的方法可概括为: 以理论和实验研究为指导, 结合成功的使用经验, 并参考可比的外国同类标准, 且应用近代的分析方法和有限元计算进行校核受压部件, 做到力求先进、摒弃落后, 并保证安全。

《设计规定》主要考虑静载荷的作用；也考虑风及地震载荷，但不计及机械振动及脉动 (Fluctuation) 载荷所施加的影响；也不区分短期载荷和永久载荷。所考虑的载荷有：

- (1) 设计内压或设计外压；
- (2) 容器及其盛装的物料、内件等重量或容器在液压试验时液体的重量；
- (3) 附加在容器上的其他设备及与容器相联的物件、保温层等产生的外载荷；
- (4) 操作条件下的液体静压；
- (5) 风载和地震载荷；
- (6) 由温度差及热膨胀差产生的热应力。

压力容器在考虑上述载荷的作用下，用平面力系解法（不考虑三维应力），按弹性失效准则来判定容器的强度。对于由压力引起的不同应力状态（指拉伸、弯曲、扭转、剪切等或其组合）均给予相同的许用应力值，但《设计规定》承认存在差别，采用调整计算公式中的有关系数的方法予以体现。诸如平盖、高压密封结构、直立设备的计算等等。

《设计规定》不强调采用应力分析的方法设计，没有给出应力强度准则（分类）和分析法数学模型。对容器中存在的一次局部薄膜应力、弯曲应力、二次应力，以及它们的组合，则采用极限分析和安定性 (Shakedown) 分析准则将这些应力控制在与使用经验相吻合的安全水准之上。在《设计规定》的计算过程中，对这些应力的影响，是通过限制受压元件结构的某些相关尺寸，或用应力增大系数、形状系数等形式计入算式，将这些局部应力控制在许用应力范围内。

为选择（引用）或确定这些系数，以及考虑发生在结构不连续处（如几何形状的不连续、所受载荷不连续）和温度差、热膨胀差等因素引起的附加应力而进行的计算，系参照 ASME-VIII-2-1983 年附录 4 “以应力分析为基础的设计” (Design Based on Stress Analysis) 的方法，或用专用有限元程序经运算大量例题而确定的。例如《设计规定》中的锥壳、封头、开孔及开孔补强、管板、膨胀节、高压密封等等。

以上所述的关于不同性质的应力在计算公式中的反映和处理方法与国际上许多同类标准相同。如美国 ASME VIII-1、日本 JIS B 8243、西德 AD、英国 BS 5500 等。

《设计规定》没有给出疲劳设计的细节要求，只是涉及到膨胀节的疲劳寿命时，引用了 EJMA- 美国膨胀节制造商协会的疲劳曲线。对局部结构不连续处，则要求一定的圆滑过渡以减小应力峰值。

三、容器的强度理论与强度控制

《设计规定》对容器考虑了三种失效型态，即：强度失效、刚度失效、稳定失效。三种失效均按弹性及弹性—理想塑性范围内的应力—应变予以判断。对于容器中的任一点的应力，都是按平面力系解法将其归结成单向屈服的关系用弹性强度理论导出。具体应用如下：

1. 由压力或其他机械载荷所引起的总体一次膜应力按最大主应力理论（第一强度理论），将应力控制在许用应力以下。

2. 对于局部应力，如为满足结构不连续部位变形协调所需的自平衡应力、温差应力等，以及它们与总体一次薄膜应力的组合，则以最大剪应力理论（第三强度理论）为控制依据，按计算点的三个主应力中的最大与最小的差值称为应力强度（即“应力当量强度”，—Equivalent intensity of combined stress），将其限制在许用值以下。用公式表达如下：

按材料力学定理:

$$\text{最大剪应力 } \tau_{\max} = \begin{cases} (\sigma_1 - \sigma_2)/2 \\ (\sigma_2 - \sigma_3)/2 \\ (\sigma_3 - \sigma_1)/2 \end{cases} \quad \text{三者中的最小值} \quad (1)$$

按上述“应力强度”的定义:

$$\text{应力强度 } S = 2\tau_{\max} = \begin{cases} (\sigma_1 - \sigma_2) \\ (\sigma_2 - \sigma_3) \\ (\sigma_3 - \sigma_1) \end{cases} \quad \text{三者中的大值} \quad (2)$$

$$S \leq S_m$$

式中 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 为一点上的三个主应力; S_m 为许用应力强度。

3. 在计算局部应力时, 按分析法设计的原则, 将应力进行分类, 并考虑它们间的组合。

即有: 总体一次薄膜应力 “ P_m ”;

局部一次薄膜应力 “ P_L ”;

一次弯曲应力 “ P_b ”;

二次应力 “ Q ”;

峰值应力 “ F ”。

(注: 上列各应力的说明与 ASME-VIII-2-1983 年版相同, 详见本文中表-4 所示。)

设计要求各种应力极限同时得到满足, 其校核的条件按表-4。

考虑控制上述各种应力及其组合的目的是:

a. 控制一次应力极限是为了防止过分弹性变形, 包括稳定在内。

b. 控制一次应力与二次应力叠加的极限, 是为了防止过分的弹性变形和增长性破坏—塑性不安定。

c. 控制峰值应力极限的目的是防止由周期性载荷引起的疲劳破坏。

四、确定许用应力极限的依据

1. 基本许用应力极限

《设计规定》给出的许用应力极限(即许用应力值)是总体一次薄膜应力的许用值(或称基本许用应力值)。它是针对已有成功使用经验的材料, 按其机械性能 (σ_b 、 σ_s 、 σ_D 、 σ_a) 除以相应的安全系数 (n_b 、 n_s 、 n_D 、 n_a) 而得。

对安全系数, 自《设计规定》1977 年版至 1980 年的补充规定之间, 做了一次较大的改动: 取消了原第一篇表 1-3 中“当已有 $n_b < 3.0$ 的设计经验时, 可采用 $n_b \geq 2.7$ ”的规定, 并将原第二篇高压容器的 $n_b \geq 2.6$ 的规定改为 $n_b \geq 3.0$ 。从而不再按设计压力划分安全系数。不论压力高低, 统用 $n_b \geq 3.0$ 。《设计规定》1982 年及 1985 年版也沿用了上述数值。如表-1 所示。

抗拉强度的安全系数 n_b 由 2.6 改为 3.0 的理由有三点:

(1) 1980 年三部标准已将高、中、低压容器的制造, 检验和验收技术条件统一合并;

(2) 劳动人事部公布的《压力容器安全监察规程》也规定了“由于物料的化学反应使其内压增高的反应容器和易燃、有毒、剧毒介质的容器, 抗拉强度的安全系数 n_b 不应小于 3.0, 且屈服点 σ_s (或屈服强度 $\sigma_{0.2}$) 的安全系数 n_s 不应小于 1.6” (见该《规程》的第 22 条)。这一规定包括了石油、化工装置中盛装烃类、氢气、氨、甲醇, 以及许多硫化物等常见物料的容器。

表-1 《设计规定》1985年版安全系数表

材 料	对常温下的最低 抗拉强度 σ_b	对常温和设计温 度下的屈服点 σ_s 或 σ_s^t	对设计温度下的持久强度 (经 10 万小时断裂)		对设计温度下的蠕变极限 (在 10 万小时下蠕变率为 1%) σ_D^t
			σ_D^t 平均值	σ_D^t 最小值	
碳素钢、低合金钢 铁素体不锈钢	$n_b \geq 3$	$n_s \geq 1.6$	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_D \geq 1$
奥氏体不锈钢	—	$n_s \geq 1.5$ ①	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_D \geq 1$

① 当容器的设计温度不到蠕变温度范围,且允许有较大的永久变形时,许用应力值可适当提高至 $2\sigma_s/3$,但最高不超过 $0.9\sigma_s^t$ (此时可能产生 0.1% 永久变形)。此规定不适用于法兰或其它有微量永久变形就产生泄漏或故障的场合。

(3) 近十几年来从国外引进的石油化工容器,所用安全系数大多比《设计规定》高。这些国家大多有较先进的技术和严格的质量要求。又,我国最近借鉴引进技术所设计的大、中型石油化工容器的安全系数,亦多用 $n_b \geq 3.0$ 、 $n_s \geq 1.6$,且高压容器也用此值。表-2、表-3 列出了引进容器所用安全系数。

2. 高温强度数据的来源

作为建立许用应力值的基础数据——高温强度性能 (σ_s^t 、 σ_s 、 σ_D^t) 是经下述途径获得的:

(1) 根据国内组织的钢材高温性能测试组提供的测试数据,经归纳整理后,将原始数据按温度变化绘成曲线,计算出每组曲线在各温度下与室温下强度的比值,经分析处理后,做出强度数据随温度变化的趋势曲线,再按曲线的变化趋势,对应的绘出材料标准中规定的常温强度值与其随温度变化的曲线,定出各点的高温数值。《设计规定》中的 16 MnR、15 MnVR、18 MnMoNbR 等普低钢的高温强度值就是按此方法给出的。

表-2 引进装置所用安全系数汇总表

国 别	工厂或装置名称	提供或承包 设计单位	容 器 类 别	依据的标准规范	安 全 系 数	
					n_b	n_s
日 本	30万吨/年 合成氨厂	TEC 公司	中 低 压	ASME VIII-1 JIS B 8243	4.0	1.6
			高 压	日本高压气体 控制法规	3.0	
	加氢裂化装置	日挥公司	中 低 压	ASME VIII-1 JIS B 8243	4.0	1.6
			高 压	ASME VIII-2	3.0	1.5
美 国	30万吨/年 合成氨厂	林德公司承包, 美国 Bedger 公司设计	中、低压	ASME VIII-1	4.0	1.6
			多层高压	ASME VIII-2	3.5	1.5
			单层高压		3.0	1.5
	8万吨/年 氯乙稀装置	林德公司承包, 美国 Bedger 公司设计	中、低压 塔 类	AD 受压容器 规范	— —	1.8 *1.5

表-2 (续表)

国别	工厂或装置名称	提供或承包 设计单位	容器类别	依据的标准规范	安全系数	
					n_b	n_s
法国	30万吨/年 合成氨厂	赫尔蒂公司	中压反应器和 塔类	ASME VIII-2	3.0	1.5
	辽阳化纤厂聚酯和 尼龙66装置	德希尼布公司	中、低压容 器, 塔类	法国 SNCT-69	3.0	1.6
	醋酸乙烯、甲醇 联合装置	法国空气液化公司	中、低压	公式用 ASME VIII-1 但安全系数用右列 数值	3.0	1.6
		英国 ICI 公司	中、低压	BS 1500 BS 1515	4.0 2.35	1.6 1.5
		法国 RHONE- POULENE 公司	中、低压	公式用 ASME VIII-1 但安全系数用右列 数值	3.0	1.6
		西德 B.A.S.F 公司	中、低压	西德 AD 压力容器规范	—	1.5

* 安全系数虽为 $n_s \geq 1.5$, 但实际使用的塔体厚度比其他在同一地区建造的塔体厚度要厚。

表-3 高压容器所用安全系数汇总表

国别	设备名称	设计单位	制造单位	设计规范	结构型式	计 算 公 式	安全系数	
							n_b	n_s
中国	氨合成塔	联合设计组	上 锅		热套筒体	$S = \frac{PD}{2[\sigma]\phi - P}$	3.0(3.26)	1.6(2.46)
		兰化设计院	兰 石				3.0(3.02)	1.6(2.26)
美国	氨合成塔	Kellogg 公司	日 立	ASME VIII-1	多层筒体	$S = \frac{PR}{[\sigma]\phi - 0.5P}$	3.5(3.41)	1.5(3.11)
	第二氨分离器	Kellogg 公司	—	ASME	单层筒体	$S = \frac{PR}{[\sigma]\phi - 0.5P}$	3.0(3.36)	1.5
法国	氨合成塔	赫尔蒂公司	法 C.P.M. 厂	VIII-2	热套筒体		3.0(3.46)	1.5(2.33)
	尿素合成塔	赫尔蒂公司	法 C.P.M. 厂				3.0(3.14)	1.5(2.02)
日本	加氢反应器	日 挥 公 司	日本制钢		单层筒体		3.0	1.5
日本	氨合成塔	TEC 公司	神户制钢	高压气体 控制法规	多层筒体	$[P] = \frac{1200}{n_b \sqrt{3}} \sigma_y \eta \left(2 - \frac{\sigma_y}{\sigma_b} \right) \ln K$	3.0(2.92)	(2.36)
	尿素合成塔	TEC 公司	日本制钢				3.0	
西德	尿素合成塔		莱茵钢厂	AD 规范	多层筒体	$S = \frac{PD}{2[\sigma]\phi - P}$	(2.315)	1.5(1.58)
意大利	氨合成塔	SNAM	西 德		多层筒体	中径公式	3.25	2.62
英国	氨合成塔	H&G	日 立		热套筒体	中径公式	2.6(2.9)	2.34(2.11)

注: () 中的安全系数是实际安全系数。

(2) 国内未做测试, 但与国外材料相近(包括化学成分、冶炼方法、热处理条件和制品规格、形态等)或相同的钢材, 则是参照美、英、西德、苏联等国, 以及 ISO 钢材的有关数据, 找出随温度变化的趋势, 并结合国内的经验数据, 给出高温强度数值。《设计规定》中列入的碳素钢、铬钼合金钢和奥氏体不锈钢都是用此法给出的。

《设计规定》的安全系数是在调研了以往的使用情况和参考了国外同类标准, 并使其尽可能与以往的使用经验相符的基础上确定的。在确定许用应力强度时引用了以下见解。

a. 认为使用钢材的抗拉强度 σ_b 连同其安全系数作为防止断裂的设计意图是可取的。此点对高强度钢尤其重要。故《设计规定》中除按材料屈服点确定许用应力值以控制弹性失效外, 还把用 σ_b 确定许用值作为防止断裂的措施。另外, 已经发现, 在高的应变下(低的周期寿命)的塑性疲劳行为最初是属韧性控制, 但是在 100000 周期范围内的疲劳强度与抗拉强度有更大的联系。在整个周期范围内的疲劳行为与抗拉强度、屈服强度、韧性都有一定的关系。

b. 对于奥氏体不锈钢, 因其有良好的韧性和应变强化性能, 当其变形量高达 4% 时, 其条件屈服限可提高 30%, 尚不损害钢的塑性和韧性, 比其他钢种所提供的安全裕度要充分。《设计规定》利用了奥氏体钢的这一优越性能, 对允许有较大变形的奥氏体钢制受压元件给予了较高的许用应力强度极限(比其他钢种高 1.44 倍)——可达 $0.9\sigma'_t$ 。此时的永久变形量可达 0.1%。

3. 局部许用应力极限

局部的许用应力强度极限是引用 ASME VIII-2 的规定。见表-4。

局部许用应力极限是建立在 ASME 所曾采用的两个力学成果:

极限分析——破坏载荷;

安定性分析。

简述如下:

(1) 极限分析——破坏载荷的概念

极限分析方法假定结构所用材料性能是弹性——理想塑性(见图 1), 无应变硬化(no strain-hardening)现象的。当结构在承受的最大载荷或综合载荷作用下, 被理想化了的塑性结构的变形开始出现无限制增加时, 则此载荷称为破坏载荷。

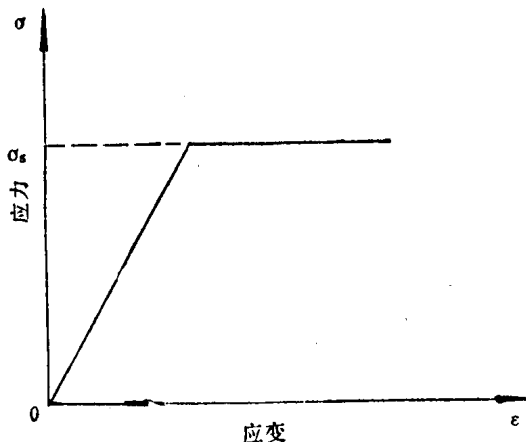


图 1 理想化应力-应变图

承受纯弯曲的梁的极限分析认为, 一点的应力强度达到屈服极限时, 整个结构未失效, 而只有当全截面上各点的应力都达到屈服时, 结构才达到它的极限承载能力。举例述下:

一个受弯曲的梁, 如图 2(a) 所示, 梁的厚度为 t , 当梁受弯矩 M 作用使其表面进入屈服时, 按弹性公式计算, 则有:

$$\sigma_t = \frac{6M_s}{t^2} \quad (3)$$

此时的应力状态如图 2(b)。

若再继续加载, 根据图 1 所示的应力——应变关系, 其应力并不增加, 而是使相邻面上相

表-4

应力类别	一次				二次		峰值
	总体薄膜	局部薄膜	弯曲	膨胀	薄膜加曲		
说明	沿实体截面上平均一次应力, 不包括不连续和应力集中的效应。由压力和机械载荷引起。	沿任意实体截面上平均应力, 考虑不连续的效果但不考虑应力集中。由压力和机械载荷引起(包括地震的惯性效应)。	和实体截面重心的距离成正比的一次应力分量。不考虑不连续和应力集中, 由压力和机械载荷引起(包括地震的惯性效应)。	应力由自由端位移受约束和由地震引起基础固定点的运动所致。考虑了不连续效应但不考虑局部应力集中(不适用于容器)。	为满足结构连续性的自动平衡应力。发生在结构不连续处, 可以由压力、机械载荷或由热膨胀引起, 不包括局部应力集中。	(1) 由于应力集中(缺口)附加到一次或二次应力的增量。 (2) 某些热应力, 它可以引起疲劳, 但不会引起变形。	
	符号(注4)	P_m	P_L	P_b	P_e	Q	F
分应力的组合及应力强度许用极限							注1

图例
 S_m, S_a 许用值
 () 计算值
 —— 设计载荷
 操作载荷

注 1: 当二次应力是由进行应力分析的或自由端位移受约束的点上的瞬态温度所引起的, S_m 值应取瞬态期间中最高金属温度及最低金属温度时表列 S_m 值的平均值。当二次应力的部分或全部由机械载荷所引起时, 则 S_m 值不应超过瞬态期间最高金属温度下的数值。

注 2: Q 类应力是总应力中由温度梯度、结构不连续等所引起的那些部分, 并且不包括也可能在同一点上存在的一次应力。但是应该指出, 详细的应力分析常常会直接给出一次和二次应力的组合, 因而当采用时, 计算值表示 $P_m + P_b + Q$ 的总和, 而不是单独的 Q 值。同样, 如属 F 类应力是由应力集中引起的, 则 F 是超出和加在公称应力上的由缺口而产生的附加应力。例如, 若某点上的名义应力强度为 P_m , 并有一个应力集中系数为 K 的缺口, 那末 $P_m \leq S_m, P_b = Q, Q = 0, F = P_m(K-1)$, 而峰值应力强度等于 $P_m + P_m(K-1) = KP_m$ 。但是, P_L 是由机械载荷(包括不连续效应)所引起的总薄膜应力, 而不是应力增量, 因此 P_L 值总是包括了 P_m 值。

注 3: S_a 由疲劳曲线中得到。

注 4: 符号 P_m, P_L, P_b, P_e, Q 及 F 不是代表单个量而是代表六个分应力。

继续进入屈服,如图 2(c) 所示。此时若仍采用弹性公式计算,结果要比实际应力为大,如图 2(c) 中虚线所示,实际应力则为图中实线。再行加载到 M_p , 可使全截面都达到屈服。此时的 M_p 可写成:

$$M_p = N \cdot \frac{t}{2} = \sigma_s \cdot \frac{t}{2} \cdot \frac{t}{2} = \sigma_s \cdot \frac{t^2}{4} \quad (4)$$

若利用弹性公式(3)计算其最大应力 $\sigma_{\max}$:

$$\sigma_{\max} = 6M_p/t^2 \quad (5)$$

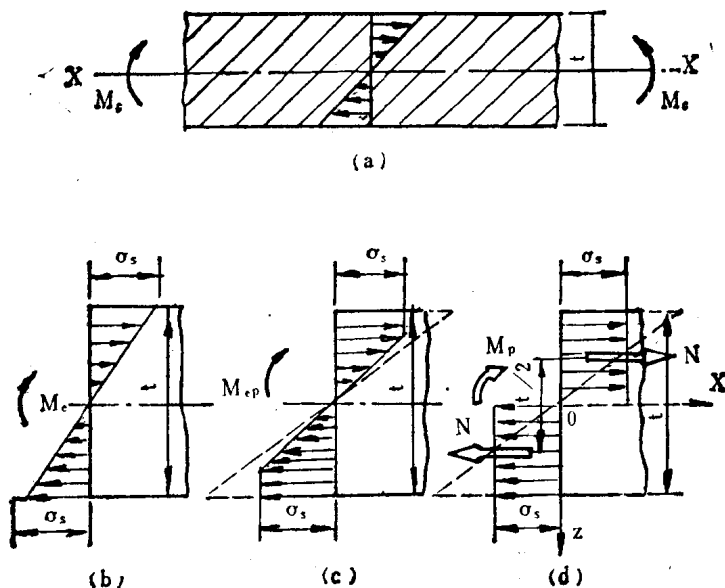


图 2 梁的弹性-理想化应力-应变图

将公式 (4) 求得的 M_p 代入式 (5) 可得到:

$$\sigma_{\max} = \frac{6\sigma_s t^2}{4t^2} = 1.5\sigma_s \quad (6)$$

式 (6) 计算结果说明了当用极限分析时,其最大弯曲应力可达 $1.5\sigma_s$, 结构才处于极限状态。计入安全系数后,强度条件可写成:

$$\sigma_{\max} = \frac{1.5\sigma_s}{n_s} = 1.5[\sigma] \quad (7)$$

或用本文第三段中许用应力强度 S_m 表示:

$$\sigma_{\max} = 1.5S_m$$

以上所述就是一次弯曲应力的应力强度控制值可取为 $1.5S_m$ 的依据(见表-4)。

图 3 示出了组合拉伸和弯曲应力的许用值与材料屈服点之关系, 且当总体一次薄膜应力强度按 $2/3\sigma_s$ 控制时的许用范围。

(2) 安定性(Shakedown)分析的概念

在 ASME 规范中,对安定性作了如下解释:

“对于一个结构是指不发生塑性变形的连续循环。如果结构经几次施加载荷循环之后其变形趋于稳定,且随后的结构反应为弹性的(蠕变效应除外),则此结构是安定的。”

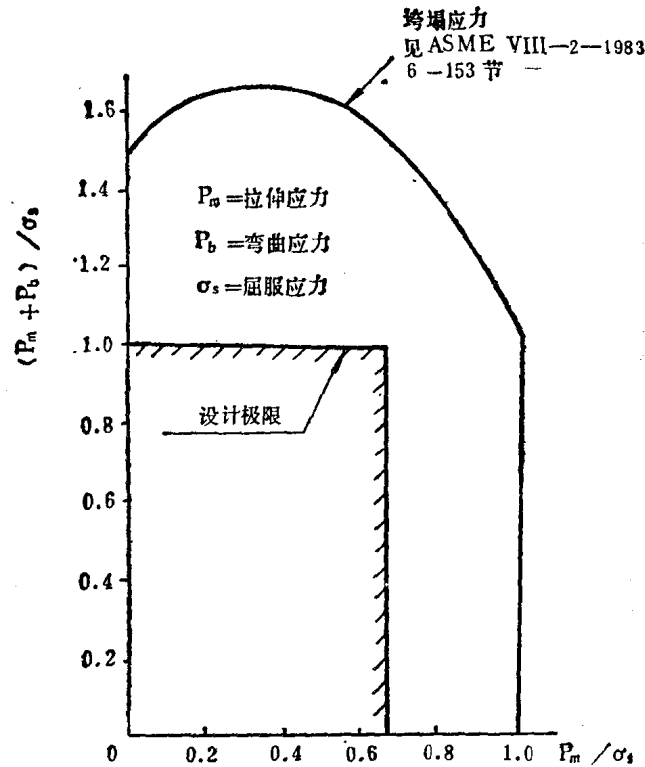


图 3 组合拉伸与弯曲应力的许用应力范围图

当一结构受力后, 由于受自身约束(使变形不协调)而产生过高的局部应力时, 则此应力最高不得超过二倍的材料屈服限。能满足此条件时, 则结构本身处于安定状态。这一结论可在 P·G·霍奇的《结构的塑性分析》一书中得到证明。现仅以二条弹性—理想塑性材料的应力—应变曲线的行为, 说明安定性概念如下:

例如, 容器的一个总体结构不连续处(如圆筒体与无折边碟形封头的联接), 当容器受到加载作用时, 此处产生很高的局部应力, 按弹性解其应力的分布如图 4 所示。但实际上, 当应力达到屈服限 σ_s 后, 应力并不再增加, 而变形则继续增加至 ϵ_1 。如图 5(a) 的 OAB 线路所示。B 点应变 ϵ_1 所对应的虚拟应力 $\sigma_1 = E\epsilon_1$ 。在此状态下容器卸载, 应力将沿 BC 线下降, 且平行于 AO 线。当应力降至零时(即 BC 线与横轴的交点), 尚有残余应变存在, 其值等于 $(\epsilon_1 - \epsilon_s)$ 。要使应变等于零, 即恢复到图中的 O 点, 就必须施加压应力 $E(\epsilon_1 - \epsilon_s)$ 。因此, 容器卸载后, 所考虑的总体不连续区域出现了残余应力 $E(\epsilon_1 - \epsilon_s)$ 。容器二次加载, 应变由零到 ϵ_1 时, 应力就从 C 开始沿直线 CB 逐步增加到 B 点, 即残余压应力由 C 点的 $E(\epsilon_1 - \epsilon_s)$, 先减到零, 而后再变成拉应力并增至 σ_s 。应力范围增加了 $\sigma_1 - \sigma_s$ 。此后, 容器反复的加载与卸载, 应力—应变即沿 BC 线往返, 完全呈弹性状态, 而无塑性变形发生。

如果第一次加载时, 达到的应变 $\epsilon_1 = 2\epsilon_s$, 即虚拟应力值 $\sigma_1 = 2\sigma_s$, 在此情况下, 在加载时实际应力仅达 σ_s , 卸载时应力则可达 $-\sigma_s$, 整个应力范围等于 $2\sigma_s$ 。容器以后的加载或卸载, 应力应变则都呈弹性状态, 没有塑性应变发生, 处于这种变形状态的结构称之为是安定的。

如果容器第一次加载时, 应变 ϵ_1 就超过 $2\epsilon_s$, 相应于图 5(b) 的 D 点, 则卸载时应变回到 O 点, 应力即沿 DE 线变化, 并且产生如 EF 线所示的压缩屈服变形(或称反向屈服), EF 线

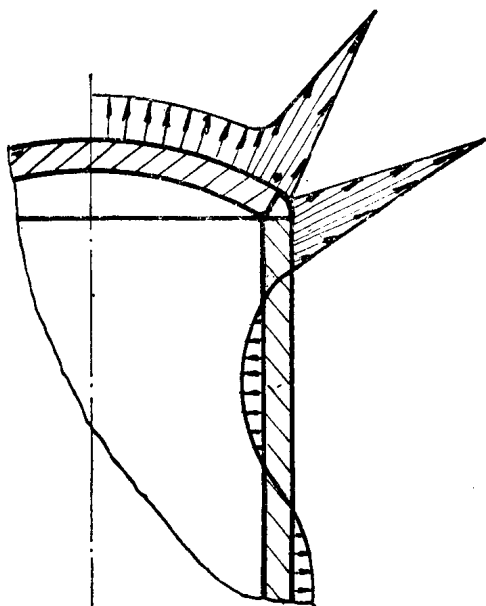
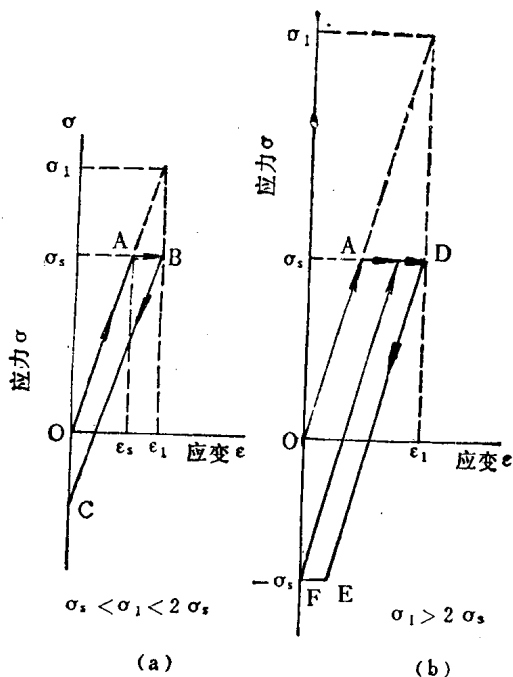


图 4 弹性解之应力分布示意图

图 5 应力超出 σ_s 后的应变过程图

是塑性应变,是在计算应力 $\sigma_1 > 2\sigma_s$ 情况下产生的。此后,容器的加载与卸载将相继产生拉伸屈服变形和压缩屈服变形,这种循环的塑性应变在不太多的循环次数下,就导致材料的疲劳破坏。处于这种变形条件下的结构,称之为不安定。

以上说明,为保证结构处于安定状态,必须控制最大应变为 $2\epsilon_s$,即最大虚拟应力为 $2\sigma_s$ 。表-5 中对于一次加二次应力的控制值定为 $3S_n (=2\sigma_s)$ 即是按安定性理论得来。

从上所述可知安定性分析结果是从简单拉压情况出发,且是针对单向应力状态的。压力容器中的应力状态多系二向或三向,由于在计算各种应力时,都已把各项应力变换为单向应力强度,故上述结论将是适用的。

极限分析和安定性分析都适用于容器部件的非均匀应力状态。极限分析常用于薄膜加弯曲应力状态(如支座、法兰、平盖);安定性分析则用于因局部边缘效应引起的局部应力。容器的典型部位所属应力类型在 ASME VIII-2 中已有说明,本文不再举例叙述。

由于极限分析和安定性分析都是建立在简单弯曲和简单拉伸并将材料假设成弹性—理想塑性材料的基础上的,所以将其用于容器中存在有较复杂应力状态,且材料并非一定是所谓的理想塑性时,就难免显得粗略。为解决这些问题,《设计规定》在具体应用上述强度准则时,还结合国内外使用多年的实例和分析计算的精度等因素,给出不同的许用值。见表-5。

4. 螺栓的许用应力强度极限

螺栓的许用应力主要是按材料的弹性行为,即只按材料的屈服限除以安全系数来决定。《设计规定》为满足静密封的要求,结合螺栓承载的特点,考虑了下列因素:

(1) 为控制螺栓初始或操作工况中不产生过分的变形而导致密封渗漏,需给予较大的安全系数,如考虑使用中超负荷的影响和产生应力松弛等情况。其具体考虑的因素是:

a. 为保证密封,在旋紧螺栓的操作中所获得的螺栓初始应力必须大于设计值的需要;