

GB150—89

全国压力容器标准化技术委员会

钢制压力容器

(三)

标准释义



学苑出版社

前 言

国家标准GB150-89《钢制压力容器》(三)是《标准释义》部分。主要从《标准》的理论基础、应用实践、国内外相关标准对比,以及从试验、验证等方面介绍并解释《标准》的技术内容。旨在帮助有关人员能正确理解和运用《标准》的各项规定和规则;有助于解决在标准宣贯和实施中的具体问题。

本书的作者,都是本标准各章、节、附录的主要编制人,所述的技术内容正确可靠,可供技术咨询和解答技术问题作参考。书中所列数据资料翔实,但并无对其中的任何部分有推荐采用的意图,当然就更不能在未经全国压力容器标准化技术委员会准许下任意替代《标准》中相关内容而予以应用。

《标准释义》的各部分主要编制人是:

《钢制压力容器》的设计准则与制订依据 顾振铭

第一章 《总论》 汪子云、卞清源

第二章 《材料》(包括:附录A 材料的补充规定、附录I 钢材高温性能) 秦晓钟

第三章 《内压圆筒和内压球壳》 徐荣皋

第四章 《外压圆筒和外压球壳》 张康达

第五章 《封头》 刘中孚、薛明德

第六章 《开孔和开孔补强》 叶乾惠

第七章 《法兰》 桑如苞

第八章 《卧式容器》 刘绍娟

第九章 《直立设备》(包括:附录F 直立设备高振型计算) 王者相 李庆炎

第十章 《制造、检验与验收》(包括:附录H 压力容器渗透探伤) 李景辰

附录B 《超压泄放装置》(补充件) 邱清宇(暂缺)

附录C 《低温容器》(补充件) 应道宴

附录D 《非圆形截面容器》(补充件) 洪锡纲

附录E 《U形膨胀节》(补充件) 李建国

附录G 《产品焊接试板焊接接头的力学性能检验》(补充件) 李平瑾

附录J 《密封结构》(参考件) 张忠考

附录K 《焊接接头设计》(参考件) 孔美琪

《标准释义》与国家标准GB150-89《钢制压力容器》及其《相关标准》配套发行。

全国压力容器标准化技术委员会

1989年3月

出版说明

国家标准《钢制压力容器》及《相关标准》和《标准释义》是全国压力容器标准化技术委员会（以下简称“容委会”）在国家技术监督局指导下编辑的。旨在利于本标准的贯彻和方便使用。

全书分（一）、（二）、（三）册出版：

第（一）册为 GB150-89《钢制压力容器》的标准正文。内容包括压力容器板、壳元件设计计算；容器的制造、检验与验收；是我国压力容器设计、建造，以及安全监督的综合性国家标准。共有 10 章正文和 12 个附录，其中 8 个附录为补充件，3 个附录为参考件，还有一个附录 L《计算例题》尚在编制中。

第（二）册为《钢制压力容器》的相关标准。共有《钢制压力容器》所引用的最新的相关标准 82 个。

第（三）册为《钢制压力容器》的标准释义。是从标准应用的基础理论，应用实践、基本准则、指导思想，以及与国内外相同或类同标准相比较，阐明及解释标准的技术内容。

以上三册互有联系，“容委会”负责配套发行。

参加标准及标准释义的编制人员在各册中已记入。参加本书汇编的工作人员有：顾振铭、叶乾惠、刘中孚、秦晓钟、王炳阳、石保权、张以平、唐一凡等同志。国家技术监督局标准化司王炳阳、石保权同志，对全书进行了审核。特邀中国标准出版社张以平同志为本汇的责任编辑。

本标准由国家技术监督局责成“容委会”负责解释。有何意见请向“容委会”秘书处反映。

本届“容委会”的主要负责人如下：

主任委员 邵祖光

副主任委员 黄锡阁、孟广梁、李学仁

秘书长 王竹生

副秘书长 顾振铭、张忠考、汪子云、宋鸿铭

全国压力容器标准化技术委员会地址：

北京市西土城路 3 号北楼 中国石油化工总公司石油化工规划院内。

邮政编码：100088

邮政信箱：8012

电报挂号：4287

全国压力容器标准化技术委员会

1989年3月

目 录

《钢制压力容器》的设计准则与制订依据	(1)
第一章 总论	(36)
第二章 材料	(50)
第三章 内压圆筒和内压球壳	(69)
第四章 外压圆筒和外压球壳	(95)
第五章 封头	(105)
第六章 开孔及开孔补强设计	(141)
第七章 法兰	(160)
第八章 卧式容器	(180)
第九章 直立容器	(207)
第十章 制造、检验与验收	(222)
附录C 低温压力容器 (补充件)	(240)
附录D 非圆形截面容器 (补充件)	(261)
附录E U形膨胀节 (补充件)	(268)
附录G 产品焊接试板焊接接头的力学性能检验 (补充件)	(289)
附录J 密封结构 (参考件)	(299)
附录K 焊接接头设计 (参考件)	(310)

《钢制压力容器》的设计准则与制订依据

中国石化总公司石油化工规划院

顾 振 铭

内 容

- 一、基本情况
- 二、设计准则
- 三、强度理论与强度控制
- 四、确定许用应力强度极限的依据
- 五、材料的考虑
- 六、各受压元件计算的理论根据概述
- 参考文献

一、基本情况

本标准是根据1985年原国家标准局（现为国家技术监督局）《制订和修订 国家标准项目计划》中综合标准化项目的安排制定的。内容包括压力容器板壳元件设计计算、容器结构要素的确定、密封设计、超压泄放装置的设置，以及容器的制造、检验与验收的要求等，是压力容器设计、制造、检验与验收的综合性国家标准。

本标准是在已实施了20多年的石油化工钢制压力容器有关三部标准（原机械工业部、化学工业部、中国石油化工总公司）的基础上，经过调查研究和实验验证，本着以理论和实验研究为指导，结合成功的使用经验，吸取先进技术和国际上同类先进标准的内容，借以充实、完善和提高标准的技术水平和确保容器安全使用的原则制订的，是基于设计压力为0.1~35MPa的容器能适用的设计原理和制造实践制定的。它是确保容器结构强度、结构稳定和结构刚度，以达到安全使用所必须遵循的基本技术法规。

1. 使用范围

国家标准GB150-89《钢制压力容器》（以下简称本标准）在下列适用范围内是必须遵循的规定：

（1）设计压力

设计压力最高为35MPa，最低为0.1MPa。其中的最高设计压力35MPa系沿袭于中国石化总公司和机械、化工两部《钢制石油化工压力容器设计规定》，最低设计压力0.1MPa系考虑与劳动部《压力容器安全监察规程》协调一致，并考虑与大多数国家的容器标准所划的界限相同〔例如，美国ASME第Ⅷ卷第1篇（以下简称ASME-Ⅷ-1）、英国BS 5500、日本JIS B

8243等]。

当设计压力高于35MPa时,可采用国家标准《钢制压力容器——另一标准》(在报批中,压力适用范围可达70MPa),当设计压力低于0.1MPa时,可采用国家标准《钢制常压容器》(在编制中)。

(2)设计温度

容器的设计温度是按材料允许使用温度,根据钢材的特性确定,可从-196℃至钢材的蠕变范围。具体设计温度范围是:

非受压容器用碳素钢: 沸腾钢 0°~250℃

镇静钢 0°~350℃;

压力容器用碳素钢: -19~475℃;

低合金钢: -40~475℃;

低温用钢: 至-90℃;

碳钼钢及锰钼铌钢: 至520℃;

铬钼低合金钢: 至580℃;

铁素体高合金钢: 至500℃;

奥氏体高合金钢: -196~700℃ (低于-196℃使用时,需补做设计温度下的夏比V型缺口冲击试验且需按低温容器要求)。

(3)真空度: 2000mm水柱,超过时采用国家标准《钢制常压容器》,以考虑经济性。

(4)关于几个主要受压元件计算公式的适用范围:

《本标准》中几个主要受压元件计算式规定的适用范围系考虑公式的精确程度或元件边缘效应等超出设定的强度、稳定以及刚度范围而定,如表1所示。

表 1

序 号	计 算 公 式	适 用 范 围	备 注
1	圆筒 $\delta = \frac{p D_i}{2[\sigma]'\phi - p}$	$p \leq 0.4[\sigma]'\phi$ 即 $K \leq 1.5$	$K \leq 1.5$,可控制圆筒内壁实际应力不超过设计应力的1.25倍,且外壁应力不会超出材料的屈服限
2	球壳 $\delta = \frac{p D_i}{4[\sigma]'\phi - P}$	$P \leq 0.6[\delta]'\phi$ 即 $D_o/D_i \leq 1.353$	$K \leq 1.353$,其内外壁实际应力基本上相等
3	椭圆形封头 $\delta = \frac{p D_i K}{2[\sigma]'\phi - 0.5P}$	控制封头厚度不小于封头内直径的0.15%(标准封头)和0.30%(非标准封头)。规定封头直径与封头深度之比 $\frac{D_i}{2h_i}$ 需小于或等于2.6	控制封头最小厚度 δ_e 为封头直径的0.15%或0.30,以防封头转角区发生稳定失效,控制封头的长短轴比值 $\frac{D_i}{2h_i}$ 小于或等于2.6,以避免形状系数K值过大
4	碟形封头 $\delta = \frac{M p R_i}{2[\sigma]'\phi - 0.5P}$	控制封头的球面曲率半径 $R \leq D_i$, 封头转角内半径, $r_i \geq 10\% D_i$, 且不小于 $3\delta_e$; 封头的厚度 $\delta_e \geq 0.15 D_i$ 或 $0.3\% D_i$	控制封头最小厚度 δ_e 及球面曲率半径R和转角半径 r_i 的理由同椭圆形封头

续表

序 号	计 算 公 式	适 用 范 围	备 注
5	无折边球面封头 $\delta = \frac{QpD_i}{2[\sigma]^t\phi - P}$	控制封头的球面半径为圆筒直径的0.7~1.0	系考虑结构需要
6	无折边锥形封头 a. 锥壳计算厚度: $\delta = \frac{pD_c}{2[\sigma]^t\phi - p} \cdot \frac{1}{\cos\alpha}$	只用于锥壳半顶角 $\alpha \leq 30^\circ$ 。当锥壳大端有折边, 其小端锥壳在 $\alpha \leq 45^\circ$ 时, 可以采用无折边结构	控制半顶角 α 为避免封头过厚
	b. 封头大端: $\delta_r = \frac{QpD_i}{2[\sigma]^t\phi - p}$	式中Q值系封头与圆筒连接处的应力集中系数, 主要为轴向弯曲应力, 只用于 $\alpha \leq 30^\circ$	为避免Q值过大
	c. 封头小端 $\delta_r = \frac{QpD_{is}}{2[\sigma]^t\phi - p}$	式中Q值系锥壳小端与圆筒连接处的应力集中系数, 主要为平均环向拉应力和平均径向压应力。只用于 $\alpha \leq 45^\circ$	为避免Q值过大

2. 超出使用范围的出路

在标准的总论中给出超出上述的使用范围时所能采用的办法。考虑到: “对于超出标准范围, 需提高或增补技术要求的容器, 例如: 在更高压力下使用的容器、核能容器、直接火加热的容器等, 应有专用标准管辖”; 不受本标准的约束。

本标准不包括任意结构的容器及元件, 尤其是无法用常规设计方法确定结构尺寸的受压元件。对此, 本标准允许采取以下方法设计, 但需经全国压力容器标准化技术委员会评定认可。

- (1) 以应力分析 (包括有限单元法分析) 为基础的设计;
- (2) 验证性试验分析 (如应力测定、验证性水压试验);
- (3) 用可比的已投入使用的结构进行对比的经验设计。

为解决应用分析法设计或评定容器及其受压元件, 全国压力容器标准化技术委员会组织开发了一系列电脑软件。已经在全国发行的有:

- 1) “压力容器有限元分析电脑软件。它包括三个有限元程序:

- a. 轴对称体有限元分析程序, 其功能有:

计算轴对称体稳定状态温度场; 计算轴对称体位移场、应力场; 计算轴对称体的热应力场。

网络可分块自动生成。载荷自动生成 (包括内压、自重、热流、对流等)。

可计算结点位移、结点温度、单元应力、折算应力及主应力, 并可计算轴对称体内外表面应力、线性化处理后的应力等。程序也可自动寻找应力最大的部位。

程序配有终端屏幕的图像显示, 可显示网络图、等温线图、等应力沿轴对称体内外表面的分布图。

- b. 三维体与壳体组合结构有限元分析程序, 其功能有:

三维体与壳体组合结构的应力分析; 对圆柱形压力容器T型接管能自动分析;

网络自动生成及载荷生成(包括内压和各种端部载荷);网络图可在终端屏幕显示;有应力磨平处理及各主要截面处的应力分布曲线显示;有危险截面应力处理,可给出设计所需的各类应力值。

c. 轴对称体薄壳弹塑性大挠度有限元分析程序,它适用于任意形状的轴对称体薄壳。载荷和壁厚沿母线方向可任意变化。可作压力容器筒体、封头、中心开孔、热交换器、塔器及储油罐等多种工程结构的强度分析。

具体可进行以下几种分析计算:

塑性小挠度分析,可以确定理想塑性材料的极限载荷;

弹性大挠度分析,可以确定包括轴对称体失稳情况的临界载荷;

弹塑性大挠度分析,可同时考虑材料和几何的非线性效应。

程序有自动等比分元及自动加载等前处理功能,还有最小二乘法外推应力值后处理功能。

上列三个有限元程序可装在IBM-PC-XT/AT及其兼容机上。内存要求 $\geq 512\text{K}$;外存要求 $\geq 10\text{兆}$ 。

2) 压力容器分析法电脑软件。其中包括的子块名称有,内压回转壳、外压回转壳、法兰封头、开孔及补强、边缘应力分析、疲劳分析、局部应力计算、法兰计算、管板计算、超压泄放,以及塔器设计等。各子块间用指令程序连接,可进行某任一子块的计算,也能某些子块连算,并有前后处理等功能。

3. 管辖范围

本标准适用于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: 1) 开孔接管与外管道连接的第一道环向焊缝; 2) 螺纹连接的第一个螺纹接头; 3) 螺栓紧固连接的第一个法兰密封面; 4) 管件连接的第一个密封面; 5) 安全阀等泄放安全装置。

(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4.6.8.9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,应按其有关标准选择。

(5) 本标准还规定了压力容器的设计、制造单位的资格。即:设计单位应持有压力容器设计单位批准书,制造单位应持有压力容器制造许可证。

其所以要强调设计、制造单位的资格是因为对设计、制造单位资格审定工作的核心是建立、健全压力容器的质量保证体系。

对设计单位言,应有合格的设计人员,有健全的设计程序审核制度。和管理制度,有完整的设计规定、手册、有完善设计计算手段工具,也即整个设计过程必须贯彻全面质量管理。

对制造单位言,制造厂必须具有合格条件,包括技术力量,工装设备检测手段、生产条件、管理制度、质量保证体系的建立和运转,以及对产品制造过程的实际控制。压力容器制造厂必须建立健全的质量保证体系,实现对制造全过程的严格控制和对产品质量的可靠保证。

虽然标准中“资格和职责”一节中的规定仅是原则的，尚缺乏详尽而具体的规定，有待逐步充实完善，但这是对压力容器的设计和制造单位的基本要求。

二、基本准则

制订本标准的基本准则是：以理论和实验研究为指导，结合成功的使用经验，并吸取先进技术和国际上同类标准的先进内容，应用近代分析技术和计算，对应用的算式、技术内容进行校核或评定，以使《标准》力求先进、可靠，确保安全。

本标准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。

必要时，还应考虑以下载荷的影响：

- (1)各种型式支座的作用反力；
- (2)连接管道和其它部件引起的作用反力；
- (3)由于热膨胀量不同而引起的热载荷；
- (4)压力和温度变化的影响；
- (5)容器在运输或吊装时承受的作用力。

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，但本标准承认存在差别，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、密封结构、直立容器的计算等等。

本标准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。在本标准的设计计算中，对这些应力的影响，是通过限制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-2-1986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。例如本标准中的锥壳、封头、开孔和开孔补强、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 B8343、西德AD、英国BS5500等。

本标准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

本标准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:

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

$$S \leq 1 \sim 3S_m \quad (1 \sim 3 \text{ 系数按应力分类不同而定见表 } 6)$$

式中: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 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 ”。

设计要求各种应力极限同时得到满足,其校核的条件按表 6。

考虑控制上述各种应力及其组合的目的是:

(1) 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。

(2) 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。

(3) 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。

4. 各种应力的起因、位置及特性

上述的应力分类及其各种应力的起因、位置及特点,在 ASME-Ⅷ-2-1986 年附录 4 有详

尽规定。现将典型事例，例举如表2。

表2 典型事例的应力分类 (引自 ASME-Ⅷ-2)

容器部件	位置	应力的起因	应力的分类	符号
圆筒形或球形壳体	离开不连续处的壳壁	内压	总体薄膜应力 沿壁厚方向的应力梯度	P_m Q
		轴向温度梯度	薄膜应力 弯曲应力	Q Q
	和封头或法兰的连接处	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_L Q
任何壳体或封头	容器任意截面	外部载荷、力矩或内压	截面的平均总体薄膜应力 (垂直于截面方向的分量)	P_m
		外部载荷或力矩	整个截面的弯曲应力 (垂直于截面方向的分量)	P_m
	接管或其它开口附近	外部载荷、力矩或内压	局部薄膜应力 弯曲应力 峰值应力 (角焊缝或内侧端部)	P_L Q F
	任何位置	壳体和封头之间的温差	薄膜应力 弯曲应力	Q Q
碟形封头或锥形封头	中心曲面部分	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_m P_b
	圆弧过渡区或与壳体连接处	内压	薄膜应力 弯曲应力	$P_L^{(1)}$ Q
平封头	中心处	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_m P_b
	与壳体连接处	内压	薄膜应力 弯曲应力	P_L Q
有孔的封头或壳体	规则的典型孔间带	压力	薄膜应力 (孔间带宽及板厚两方向的平均值) 弯曲应力 (只是孔间带宽度方向的平均值) 峰值应力	P_m P_b F
	孤立的孔间带或不规则的孔间带	压力	薄膜应力 弯曲应力 峰值应力	Q F F
接管	垂直于接管中心轴线的截面	内压、外部载荷或力矩	整个截面平均薄膜应力 (垂直于截面方向的分量)	P_m
		外部载荷或力矩	接管截面的弯曲应力	P_m
	接管壁	内压	总体薄膜应力 局部薄膜应力 弯曲应力 峰值应力	P_m P_L Q F

续表

容器部件	位置	应力的起因	应力的分类	符号
接管	接管壁	膨胀差	薄膜应力	Q
			弯曲应力	Q
			峰值应力	F
复合钢	部件各处	膨胀差	薄膜应力	F
			弯曲应力	F
各部件	部件各处	径向温度梯度 ⁽²⁾	等效线性应力 ⁽³⁾	Q
			应力分布非线性部分	F
各部件	部件各处	各原因	应力集中(缺口效应)	F

注: (1) 应注意, 当直径与壁厚的比值较大时, 不要使之产生皱纹及过度变形。

(2) 防止热应力棘齿的可能性。

(3) 等效线性应力是一种线性应力分布, 它具有和实际应力分布互等的纯弯矩。

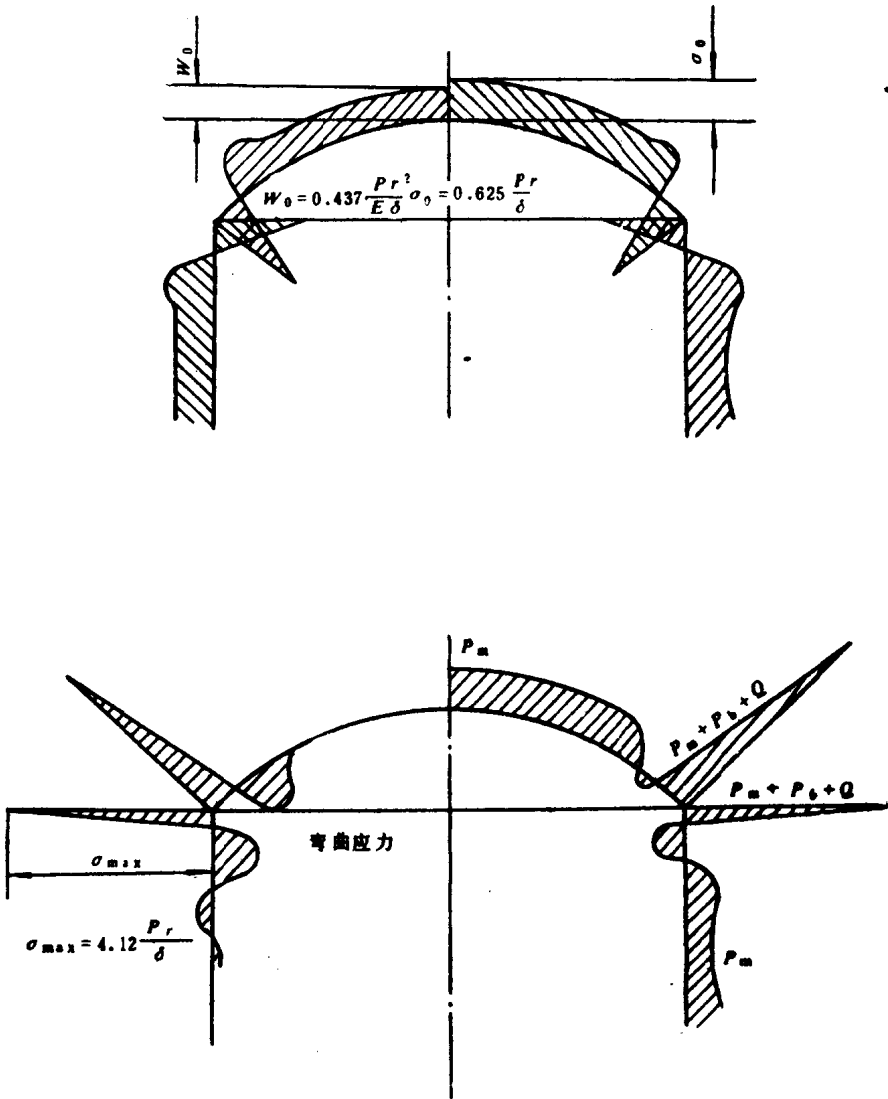


图 1 无折边球面封头与圆筒的应力分布图

图1是本标准第5章5.1.4节“无折边球面封头的应力分布情况。从图1中可概括的了解各种应力的位置及分布特性。

四、确定许用应力极限的依据

1. 基本许用应力极限

本标准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，安全系数取值如表3。

表3 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_a
			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	$n_b \geq 3$	$n_s \geq 1.6$	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_a \geq 1$
奥氏体不锈钢	—	$n_s \geq 1.5^{\text{①}}$	$n_D \geq 1.5$	$n_D \geq 1.25$	$n_a \geq 1$

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形变就产生泄漏或故障的场合。

（1）安全系数

压力容器标准的安全系数与其规定的设计选择、计算方法、制造、检验等方面相适应。安全系数与诸多因素相协调，通常与下列因素有关：

- 1）材料性能及其规定的检验项目和检验批量；
- 2）考虑的载荷及载荷附加的裕度；
- 3）设计计算方法的精确程度；
- 4）制造工艺装备和产品检验手段的水平；
- 5）质量管理的水平；
- 6）使用操作经验；
- 7）其它未知因素等。

因而，必须综合考虑上述诸因素，以确定适宜的安全系数。各国的压力容器标准规范采用的安全系数不同。尽管有高有低，，但必须根据各自的特点予以衡量。

我国容器标准的安全系数，在机械、石油、化工三部《钢制石油化工压力容器设计规定》（以下简称《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。这一次改动，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3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:

(a) 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;

(b) 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

表 4 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
	3万吨/年 高压聚乙烯装置	三菱油化公司	高压		3.0	
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
西德	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	AD 受压容器规范	—	1.8
			塔类		—	*1.5
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	BS1500 BS1515	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 受压容器规范	—	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。

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。

(c)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4、表5列出了引进装置及容器所用安全系数。

本标准综合了以往经验，经与各方面协调之后，决定沿用已实施多年的安全系数，仍采用表3所列值。

(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'_b 、 σ'_t 、 σ'_b)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。本标准中的16MnR、15MnVR、

表5 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 钢		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)
美国	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)
法国	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	多层筒体	$[P] = \frac{1200}{n_b \sqrt{3}} \sigma_T \eta$ $\left(2 - \frac{\sigma_T}{\sigma_b}\right) \ln K$	3.0(2.92)	(2.36)
	尿素合成塔	TEC公司	日本制钢	控制法规			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。

18MnMoNbR等普低钢的高温强度值就是按此方法给出的。

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, 本标准中列入的碳素钢、铬钼合金钢和奥氏体不锈钢都是用此法给出的。

(3) 安全系数应是在调研了以往的使用情况并参考国内外同类标准并使其尽可能与以往经验相符的基础上确定。本标准就是以此为准则。但在确定许用应力时还引用了以下见解。

1) 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。故本标准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。

2) 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1%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。本标准采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 $0.9\sigma_s$ 。此时的永久变形量可达0.1%。

2. 局部许用应力极限

在本文第二节已交待了容器部件边缘或零部件间非连续部位的局部应力, 是通过限制元件结构的某些相关尺寸, 或用各种系数计入算式予以控制。在制订标准过程中, 确定上述的结构相关尺寸或各种系数是引用 ASME-Ⅷ-2 “应力分析法” 的规定。具体规定见表6。

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具有弹性——理想塑性 (见图2), 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。

承受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3(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:

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

此时的应力状态如图3(b)。

若再继续加载, 根据图2所示的应力——应变关系, 其应力并不增加, 而是使相邻面上相继进入屈服, 如图3(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

表 6 应力分类和应力强度的限制 (引自ASME-Ⅷ-2)

应力分类	一 次 应 力			二 次 应 力	峰 值 应 力
	总体薄膜应力	局部薄膜应力	弯曲应力	薄膜应力+弯曲应力	
在表 2 中给出典型事例	横断壁厚截面的平均一次应力。不包括结构不连续及应力集中。只取决于机械载荷而引起的。	横断壁厚截面的平均应力。考虑了结构不连续,但不包括应力集中。只取决于机械载荷而引起的。	与壁厚截面中心距离成正比的一次应力分量。不包括结构不连续及应力集中。只取决于机械载荷而引起的。	为了满足结构的连续性,在不连续部分产生的必要的自平衡应力。取决于机械载荷及热膨胀差而引起的。不包括局部应力集中。	(1)由于应力集中(有缺口)而附加在一次或二次应力上的增量。 (2)有可能使容器疲劳,但不会变形的热应力。
符号 ⁽⁴⁾	P_m	P_L	P_b	$Q^{(2)}$	$F^{(2)}$
应力分量的组合及应力强度的许用极限					
	用设计载荷				
	用运转载荷				

- 注(1) 该限制适用于应力强度的总波动范围内。当二次应力是由于温度波动引起的时,许用极限所用 S_m 值,取波动金属最高与最低温度下的 S_m 平均值;当二次应力的一部分或全部是由机械载荷所引起时,许用极限所用 S_m 取波动金属最高温度下的 S_m 值。
- (2) 属于分类 Q 的应力,等于因温度梯度,结构不连续等而引起的应力总和减去该处的一次应力。但是,经过详细分析所得出的应力,常常直接给出(一次应力+二次应力)。在这种情况下,并不表示 Q,而是表示 P_m (或 P_L)+ P_b +Q 的总应力。同样,分类 F 的应力如果是由于应力集中而引起的,则 F 为由于缺口引起的公称应力以上的附加应力。例如,板的公称应力强度为 S 及应力集中系数为 K 时,则 $P_m=S$, $P_b=0$, $Q=0$, $F=P_m(K-1)$, 峰值应力强度为 $P_m+P_m(K-1)=KP_m$ 。
- (3) 与循环应力强度的幅度(波动范围的 1/2 相对应的许用极限为 S_a ,可从设计疲劳曲线图求得。因而,对于总波动范围的许用极限为 $2S_a$ 。
- (4) 符号 P_m 、 P_L 、 P_b 、Q 及 F 并不仅仅表示单一应力值,而到表示六个应力分量 σ_t 、 σ_l 、 σ_r 、 τ_{tl} 、 τ_{lr} 及 τ_{rr} 组合成的应力量。
- (5) 系数 K 在本标中取 1.0。

3(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:

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

若利用弹性公式(3)计算其最大应力 σ_{max} :

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

将公式(4)求得的 M_p 代入式(5)可得到: