

HPIS

HPIS-C-103

超高压圆筒容器设计指针

HPIS-C-103-1980

1980年3月24日制订

社团法人 日本高压力技术协会

High Pressure Institute of Japan

上海化工研究院 高家驹 译

化学工业部设备设计技术中心站

超高压圆筒容器设计指针

HPIS-C-103-1980

1980年3月24日制订

社团法人 日本高压力技术协会

High Pressure Institute of Japan

上海化工研究院 高家驹 译

江苏工业学院图书馆
藏书章

化工部设备设计技术中心站

出版说明

本书为日本高压力协会标准,有关超高压容器的设计标准在国际上尚属罕见。为促进我国超高压容器的设计,中国机械工程学会压力容器学会超高压学组翻译了此标准。可供从事超高压工作的工程技术人员参考。

超高压圆筒容器设计指针

〔日〕 HPIS-C-103-1980

化工部设备设计技术中心站 出版

上海医药设计院发行组 发行
(上海国权路 180 号)

常熟市文化印刷厂 印刷

工本费: 0.50 元

HPIS-C-103(1980)

**Recommended Rules for Design of High
Pressure Cylindrical Vessels**
(1000~10000 kgf/cm², -50~350°C)

目 录

超高压圆筒容器设计指针起草委员会成员名单	1
超高压圆筒容器设计指针	2
1. 目的	2
2. 适用范围	2
3. 本指针与法令的关系	2
4. 术语的含义	2
5. 材料	3
6. 静力强度设计	4
7. 疲劳设计	6
8. 制造及加工	8
9. 耐压试验	11
10. 检查	11
超高压圆筒容器设计指针的编写说明	12
参考文献	28
附录一	30
附录二	32

超高压圆筒容器设计指针起草委员会

成 员 名 单

	姓 名	所 属 单 位
委员长	中 泽 一	东京工业大学机械物理工学科
幹 事	龟 岡 敏 雄	(株)神户製钢所顾问
	青 木 繁	东京工业大学机械物理工学科
	坂 田 勝	东京工业大学机械物理工学科
	岡 村 弘 之	东京大学船用机械工学科
	大 路 清 嗣	大阪大学产业机械科
	井 上 威 恭	埼玉工业大学安全工学科
	近 藤 太 二	劳动省产业安全研究所
	渡 边 正 纪	大阪产业大学工学部
	本 間 寛 臣	丰桥技术科学大学能源工学课
	鬼 塚 嘉 荣	高压气体保安协会
	山 口 喜 弘	(株)神户製钢所中央研究所
	野 依 辰 彦	(株)神户製钢所重机械工场设计部
	吉 见 克 英	新日本製铁(株)工程事业本部
	岩 崎 雅 光	住友化学工业(株)千葉制造所
	平 川 贤 尔	住友金属工业(株)中央技术研究所
	吉 田 和 道	千代田化工建设(株)化工机械部
	大 西 忠	东燃石油化学(株)技术部
	丸 山 茂 海	东洋工程(株)设计二部
	土井铁太郎	日机装(株)机器部
	千叶康太郎	(株)日本制钢所室兰製作所
	清 田 辉 一	日本石油化学(株)技术部
	谷 川 雅 之	日立造船(株)技术研究部
	竹 本 昌 史	三井造船(株)玉野研究所
	井上庆之助	三菱重工业(株)技术本部广岛研究所
	佐野 格	三菱重工业(株)化学工厂技术中心
	须田 满	油研工业(株)营业部
	玉 川 友 春	Babcock 日立(株)吴工场环境化学装置设计部
	草 场 宏	(株)松浦高压机械製作所技术部

超高压圆筒容器设计指针

高压圆筒形容器的设计推荐规范

1. 目的

本指针之目的为提供决定承受超高压反复载荷的圆筒状容器筒体部壁厚与构造的方法。

2. 适用范围

本指针适用于承受常用压力 1000 kgf/cm^2 至 10000 kgf/cm^2 反复载荷*的内压, 金属壁温自 -50°C 至 350°C 范围的压力容器。

3. 本指针与法令的关系

凡按高压气体法规、锅炉及压力容器安全规则等法令以及根据上述法令所制订标准的对象之压力容器, 除遵循本指针外, 尚须满足上述诸法令、标准所规定的条件。

4. 术语的含义

本指针中所使用的主要术语其含义如次:

设计压力

即压力容器的公称压力。设计压力与设计温度一起用于决定设备或其部件对于静力强度的壁厚及其构造, 且不得低于按容器使用条件所预期的最高压力。设计压力为确定保护容器的安全阀开启压力的基础。

工作压力

即装置正常运行时的压力。工作压力的最高值不得超过设计压力。通常, 由于要避免使安全装置时常动作, 工作压力规定在低于设计压力的适当水平**。

试验压力

即耐压试验时所用的压力, 可按设计压力为基准确定之。

设计温度

即设计中使用的, 在设计压力下金属的温度。设计温度必须取高于容器工作时内外壁平均温度的温度值。对于复合圆筒, 则必须取高于容器工作时各层平均温度的温度值。

直径比

即圆筒外径与内径之比值。

复合圆筒

指通过挤压或热套方式将多个圆筒制成一个整体的圆筒。

最佳疲劳曲线

指通过平均应力为零的条件下, 表示拉——压型应变疲劳试验结果的实验点中心所描绘的 $S-N$ 曲线。在图中, 应力轴(纵轴)采用应变幅与纵向弹性模量的乘积值, 寿命值(横

* 压力容器所受载荷应为重复载荷(*repeated load*), 而非反复载荷(*alternative load*); 但原文如此。——译注

** (1) 安全阀的开启压力或爆破膜的破裂压力等于设计压力。

(2) 装置正常运行时, 为避免上述安全装置动作, 应使工作压力的最高值在 90% 设计压力以下。

轴)采用达到断裂前的重复加载次数。

设计疲劳曲线

即以最佳疲劳曲线为基准，分别考虑寿命及强度的适当安全系数后所得到的S—N曲线。

5. 材料

5.1 一般规定

按本指针设计的容器所用材料必须遵照下列(a)、(b)、(c)、(d)等项规格、或标准之一，或符合(e)项之条件。

(a) JIS：特定压力容器的构造(暂定)

(b) ASME Boiler and Pressure Vessel Code,SectionIII Division 1

(c) ASME Boiler and Pressure Vessel Code,SectionVIII Division 2

(d) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II Part A. SA723

(e) 在上述规格或标准中所未规定的材料，经设备的使用者、制造者及材料制造者之间协议，认为适合设计用途的高合金钢及经淬火、回火的低合金钢，且满足以下条件的材料：

i) 必须规定材料表面及内部不存在使用上有害的缺陷，并须按锻件订货者与材料制造者之间协定的判废标准及检查方法进行检验。

ii) 对于管子，必须通过显微组织试验确认不存在脱炭及异常组织。

iii) 必须具有表 1 中所示的机械性质。

表 1 材料的机械性质

类 别	等 级	抗 拉 试 验						冲 击 试 验	
		极限强度	屈 服 限	伸 长 率 %		断 面 收 缩 率 %		试验温度	夏 比 吸收能量
		kgf/mm ²	kgf/mm ²	轴 向	切 向	轴 向	切 向	℃	kgf·m
锻 件	A	70~85	>60	>17	>14	>45	>40	20	>2.1
	B	85~100	>75	16	13	35	30	20	2.1
	C	100~120	>90	14	12	25	22	20	2.1
管 子	a	80~90	>70	17	14	50	40	20	2.8
	b	90~100	>80	16	13	50	40	20	2.8
	c	100~110	>90	15	12	45	35	20	2.8

机械性能试验时试件的种类、数量及取样位置原则上须按表 2 所示规定。

5.2 材料特例

对于下述各例的材料，设备的使用者、制造者及材料的制造者之间通过协议，认为符合使用要求时，可使用 5.1 节中所未规定的材料。

(a) 用作复合圆筒的最内层或最外层的材料，在静力强度设计及疲劳设计时不考虑其强度者。

(b) 用作复合圆筒的最内层材料，但不属于上述 5.2(a) 项者，其强度在静力强度设计时不予考虑，而在疲劳设计时予以考虑的容器要素(指最内层材料——译注)。

(c) 用作复合圆筒的最内层材料，但不属于上述 5.2(a) 项而在静力强度设计及疲劳设计时均考虑其强度者，若具有超过 5.1 表 1 所示材料的抗拉极限强度和屈服强度，且具有表 1 所示材料同等或更高的延性，在表面及内部可保证不存在使用上有害缺陷的材料。

表 2 试件的种类、数量及取样位置

类别	试验种类	试验	试验批量的大小	试件 ²⁾ 的方向	取样位置 ³⁾		试件 ⁴⁾ 数量
					端部	表面	
锻件	拉伸	按 JIS Z 2201 规定的 4 号试件	1 个锻件	纵向及切向, 或纵向	2/3 T 以上	实心材	1 (3 个 1 组)
	冲击	按 JIS Z 2201 规定的 4 号试件				1/4 T 实心材 1/2 T	
管子	拉伸	按 JIS Z 2201 规定的 4 号或 11 号试件	同-炉	纵向及切向, 或纵向	2/3 T 以上	按 JIS G 0303	1 (3 个 1 组)
	冲击	按 JIS Z 2201 规定的 4 号试件	同-炉热处理 同-炉 同-炉热处理及同厚度				

1) 外径 50 mm 以上用 4 号, 外径 50 mm 以下可用 11 号试件。

2) 试件的轴向原则上应取材料的切线方向, 但遇不能取得试样时, 订货者与材料制造者通过协议, 可以纵向材料代之。

3) T 为热处理厚度。

4) 热处理材料的长度超过 2 m 时, 宜从材料两端切取试件。

6. 静力强度设计

6.1 一般规定

(1) 容器在设计压力下应不发生塑性破坏。

(2) 当材料具有各向异性时, 须按低强度方向的强度为基准设计之。

6.2 计算公式

设计压力及筒体计算壁厚按以下(1)或(2)式计算。

(1) 按设计温度下的材料强度计算时

$$P_s = \frac{200}{f_s \sqrt{3}} \sigma_s \left(2 - \frac{\sigma_s}{\sigma_B} \right) \ln K \quad (6.1)$$

$$t = \frac{D_i}{2} \left\{ \exp \left[\frac{\sqrt{3} f_s P_s}{200 \sigma_s (2 - \sigma_s / \sigma_B)} \right] - 1 \right\} \quad (6.2)$$

(2) 按材料的规定强度计算时

$$P_s = \frac{200}{f_s \sqrt{3}} \gamma \sigma_{s_0} \left(2 - \frac{\sigma_{s_0}}{\sigma_{B_0}} \right) \ln K \quad (6.1a)$$

$$t = \frac{D_i}{2} \left\{ \exp \left[\frac{\sqrt{3} \cdot f_s \cdot P_s}{200 \gamma \sigma_{s_0} (2 - \sigma_{s_0} / \sigma_{B_0})} \right] - 1 \right\} \quad (6.2a)$$

式中 P_s ——设计压力, kgf/cm²

K ——容器的直径比

σ_s ——材料在设计温度下的屈服限或 0.2% 弹性限, kgf/mm²

σ_{s_0} ——材料规定最小屈服限或 0.2% 弹性限, kgf/mm²

σ_B ——材料在设计温度下的抗拉极限强度, kgf/mm²

σ_{B_0} ——材料的规定最小抗拉强度, kgf/mm²

f_s ——安全系数

γ ——设计温度下的强度减弱系数, 一般炭素钢、低合金钢及高强度钢的最大值如表 3 所示, 设计应取低于此值

D_i ——筒体内径, mm

t ——不包括腐蚀裕量的筒体计算厚度, mm。

表 3 γ 值

设计温度 $\theta^\circ\text{C}$	一般炭素钢, 低合金钢, 高强度
$-50 < \theta \leq 50$	1
$50 < \theta \leq 150$	$1 - \frac{\theta - 50}{1000}$
$150 < \theta \leq 300$	0.9

(3) 安全系数式(6.1)、(6.2)、(6.1a)及(6.2a)中的安全系数由下式决定:

$$f_s = f_0 \times f_1 \quad (6.3)$$

式中 f_0 ——考虑载荷条件的变化, 检验技术及质量管理等因素取安全系数 1.5 以上

f_1 ——有关可靠性的安全系数, 原则上取 1.66 以上。

6.2.2 复合圆筒

设计压力由下式计算:

(1) 一般情况

i) 按设计温度下的材料强度计算时

$$P_s = \frac{200}{f_s \sqrt{3}} \sigma_{s^*}^* \left(2 - \frac{\sigma_{s^*}^*}{\sigma_{B^*}^*} \right) \ln K_T \quad (6.4)$$

ii) 按材料的规定强度计算时

$$P_s = \frac{200}{f_s \sqrt{3}} \gamma \sigma_{s^*}^* \left(2 - \frac{\sigma_{s^*}^*}{\sigma_{B^*}^*} \right) \ln K_T \quad (6.4a)$$

式中 P_s ——设计压力, kgf/cm²

$\sigma_{s^*}^*$ ——构成复合圆筒的最弱材料在设计温度下的屈服限或 0.2% 弹性限, kgf/mm²

$\sigma_{B^*}^*$ ——构成复合圆筒的最弱材料在设计温度下的抗拉极限强度, kgf/mm²

$\sigma_{s^*}^*$ ——构成复合圆筒的最弱材料规定最小屈服限, kgf/mm²

$\sigma_{B^*}^*$ ——构成复合圆筒的最弱材料的规定最小抗拉强度, kgf/mm²

K_T ——最外筒的外径与最内筒的内径之比

f_s ——安全系数, 按(6.3)式计算

γ ——按 $\sigma_{s^*}^*$ 计算时, 设计温度下材料强度的减弱系数, 对于一般炭素钢, 低合金钢及高强度钢的最大值如表 3 所示, 设计中应取低于此值。

备注: 按式(6.4)(6.4a)计算时, 可不考虑最内层的软质衬里及最外层的软质保护壳而进行设计

(2) 各层同时发生破坏的情况

复合圆筒的各层实际上同时发生破坏的条件, 要在详细分析的基础上得到保证, 可用下式计算之

i) 按设计温度下材料的强度计算时

$$P_s = \sum_{k=1}^n \frac{200}{f_s \sqrt{3}} \sigma_{s^*k}^* \left(2 - \frac{\sigma_{s^*k}^*}{\sigma_{B^*k}^*} \right) \ln K_K \quad (6.5)$$

ii) 按材料的规定强度计算时

$$P_s = \sum_{k=1}^n \frac{200}{f_s \sqrt{3}} r_K \sigma_{s^*k}^* \left(2 - \frac{\sigma_{s^*k}^*}{\sigma_{B^*k}^*} \right) \ln K_K \quad (6.5a)$$

式中 P_s ——设计压力, kgf/cm^2

σ_{SK} ——第 K 层材料在设计温度下的屈服限, kgf/mm^2

$\sigma_{s,K}$ ——第 K 层材料的规定最小屈服限, kgf/mm^2

σ_{BK} ——第 K 层材料在设计温度下的抗拉极限强度, kgf/mm^2

$\sigma_{B,K}$ ——第 K 层材料的规定最小的抗拉强度, kgf/mm^2

K ——第 K 层材料外内径比

f_s ——安全系数, 按式(6.3)决定

γ_K ——按 $\sigma_{s,K}^*$ 计算时, 设计温度下第 K 层材料强度的减弱系数, 对于一般炭素钢、低合金钢及高强度钢的最大值如表 3 所示, 设计中应取低于此值

n ——层数。

(3) 塑性破坏压力可解析的情况

在复合圆筒态体的塑性破坏压力能精确地解析的情况下, 可按该压力为基准进行设计。

此时安全系数由(6.3)式决定之。

7. 疲劳设计

7.1 一般规定

(1) 疲劳设计时适用于弹塑性解析的屈服条件采用最大剪断应力理论。

(2) 疲劳设计原则上由该点上所发生的应力差为定义的应力强度 S 与使用材料的设计疲劳曲线进行对照。

(3) 疲劳设计按工作压力计算。包括耐压试验压力、正常工作时的起动和停用等原因所引起的完全重复内压及脉动压力等情况下的部分重复内压, 定期检验时的气密试验压力以及可以设想的其他必要的重复压力。

(4) 如热套等具有过盈量的套合式复合圆筒、由液压支持的圆筒、以及没有伴随塑性变形的运行初期导入的弹性的残余应力, 可组合在平均应力中进行疲劳设计。

(5) 由自增强法等随着产生塑性变形而引起的残余应力, 在重复载荷下的情况, 仅限于用实体或根据实心试验体已明了的情况, 可组合到平均应力中去进行疲劳设计。

(6) 在耐压试验时部分圆筒已屈服的情况下, 不得将初期引起的残余应力原封不动地反映到疲劳设计中去, 而应按自增强圆筒相同的方式处理。

(7) 疲劳分析按如下方式进行

1) 应力计算按材料的应力-应变关系为完全塑性处理, 以内壁为对象进行分析。

2) 作用于圆筒的压力限于重复应力-应变安定性(shake-down)的范围。

此处所谓安定性, 系指压力重复作用时, 圆筒内壁的应力-应变关系趋于弹性范围的现象而言。

7.2 疲劳设计的计算公式

没有平均应力的情况下用 S_a , 有平均应力的情况下用 $S_{a\sigma}$, 与设计疲劳曲线对照进行之。

7.2.1 整体圆筒和复合圆筒的一般规定

(1) 应力强度幅

$$S_a = \frac{K^2}{K^2 - 1} \cdot \frac{P_a - P_1}{100} \quad (7.1)$$

式中 S_a ——应力强度幅, kgf/mm^2

P_u ——上限压力, kgf/mm²

P_l ——下限压力, kgf/cm²

K ——外内径比。

(2) 平均应力强度

$$S_m = \frac{K^2}{K^2 - 1} \cdot \frac{P_u + P_l}{100} + \sigma_{\theta, \dots} \quad (7.2)$$

式中 S_m ——单纯由初始应力及载荷循环计算所得的平均应力强度, kgf/mm²

$\sigma_{\theta, \dots}$ ——圆筒内壁周向残余应力, kgf/mm²。

(3) 相当应力强度幅

$$S = \frac{S_a}{1 - \frac{S'_m}{S_y}} \quad (7.3)$$

式中 S_a ——相当于任意平均应力强度 S_m , 应力强度幅 S_a 作用产生等价疲劳损伤的应力强度幅, kgf/mm²

S_a ——抗拉强度 ($= \sigma_B$), kgf/mm²

S'_m ——修正的平均应力强度, kgf/mm²

但, $S_a + S_m \leq S_y$ 时, $S'_m = S_m$

$$S_a + |S_m| > S_y$$

$S_a < S_y$ 时, $S_m > 0$ 则 $S'_m = S_y - S_a$

$S_m < 0$ 则 $S'_m = 0$

$S_a = S_y$ 时, $S'_m = 0$

式中 S_y ——屈服限 ($= \sigma_y$), kgf/mm²

并且, 上述应力——应变关系必须都是在安定性范围内, 下述条件必须同时成立:

$$S_a + |S_m| \leq 2S_y, \quad S_a \leq S_y$$

7.2.2 复合圆筒的内筒

由本标准 5.1(e) 中规定的锻件材料级别 C 或其同等以上强度水平的钢所制成的复合圆筒对于其有限寿命作疲劳强度评价时, 可按下列相当应力强度幅计算之。

(1) 周向应力的振幅及平均周向应力

$$\sigma_{\theta a} = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \cdot \frac{P_u - P_l}{200}$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \cdot \frac{P_u - P_l}{200} + \sigma_{\theta, \dots}$$

式中 $\sigma_{\theta a}$ ——周向应力幅, kgf/mm²

$\sigma_{\theta m}$ ——平均周向应力, kgf/mm²

P_u ——最大工作压力, kgf/cm²

P_l ——最小工作压力, kgf/cm²

$\sigma_{\theta, \dots}$ ——周向残余压力, kgf/mm²。

(2) 相当应力强度幅

$$S_{eq} = \frac{\alpha + \beta}{2\alpha\beta} (1 + M) \left(\sigma_{\theta s} - \frac{\alpha - \beta}{\alpha + \beta} \sigma_{\theta m} \right) \quad (7.6)$$

$$\alpha = \frac{K^2 + 1}{2K^2}, \quad \beta = \frac{1 + M}{1 - M}$$

S_{eq} ——相当应力强度幅

M ——由平均应力决定的疲劳强度的减弱系数。

但(7.6)式的适用范围由下式限制:

$$|\sigma_{\theta m}| \leq \sigma_{\theta s} \quad (7.7)$$

系数 M 由材料疲劳强度的平均应力有关的实验结果决定。另外,若疲劳强度没有各向异性的情况,可取用下列数值:

$$M = 9 \times 10^{-6} \sigma_B^2 \quad (7.8)$$

σ_B ——抗拉强度, kgf/mm²。

7.3 设计疲劳曲线

(1) 设计疲劳曲线系就所使用材料在平均应力为零的定量应变的拉-压型疲劳试验所求得的最佳疲劳曲线为基准,原则上对寿命取安全系数为15,对应力幅取安全系数为1.6。

(2) 对于各向异性的材料,当最佳疲劳曲线系按材料的纵向强度取得时,设计疲劳曲线的应力幅须附加考虑一个安全系数 f_n ,如表4所示。

表4 各向异性的材料的附加安全系数

锻 件		管 子	
材 料 级 别	f_n	材 料 级 别	f_n
A	1.1	a	1.1
B	1.1	b	1.1
C	1.2	c	1.1

(3) 在得不到最佳疲劳曲线时,可使用图1或图2的设计疲劳曲线,但有必要考虑材料具有各向异性时须按(2)进行修正。

7.4 疲劳寿命

应力条件有变化时,须对各项相当应力强度取设计疲劳曲线的寿命为 N_i ,应力强度的重复数为 n_i ,使积累寿命比 $\sum n_i/N_i$ 不得大于1。即

$$\sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \quad (7.9)$$

8. 制造及加工

8.1 表面精加工

内壁表面的精加工,原则上在圆周方向及轴向均须在 3.2μ 以下。

8.2 自增强处理

使高压容器的内层产生初始压缩残余应力的自增强处理方法如下:

(1) 自增强处理的压力应控制在卸载后不产生再屈服的程度。

(2) 卸载后的压缩残余应力 $\sigma_{\theta, res}$ 必须由计算求得。

(3) 自增强处理以后原则上不能再进行机械加工。

8.3 开孔及螺孔

图 3 抗拉强度 $\sigma_b = 100 \sim 150 \text{ kgf/mm}^2$ 轴的设计疲劳曲线

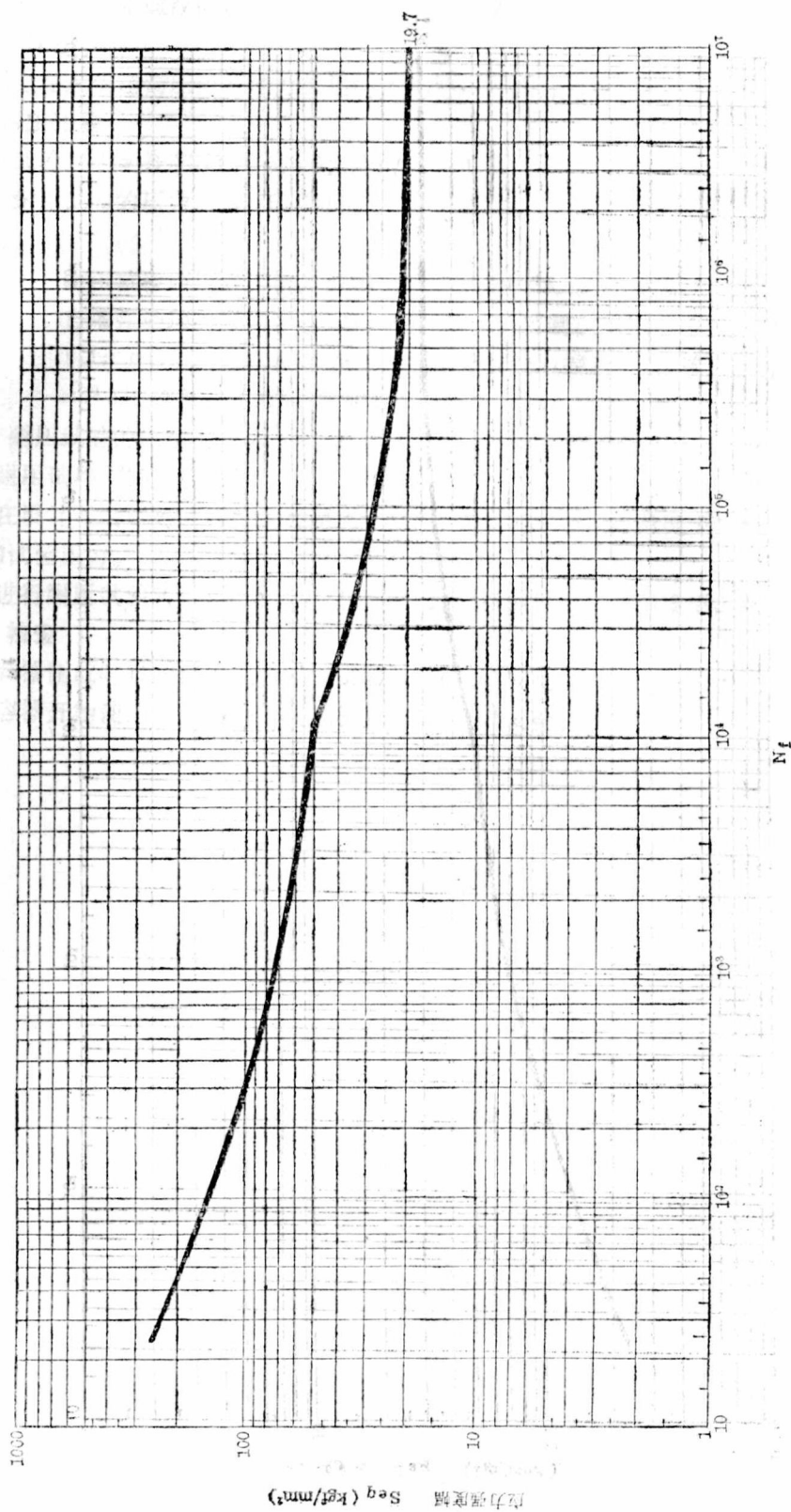


图 1 抗拉强度为 $\sigma_b = 70 \sim 100 \text{ kgf/mm}^2$ 钢的设计疲劳曲线

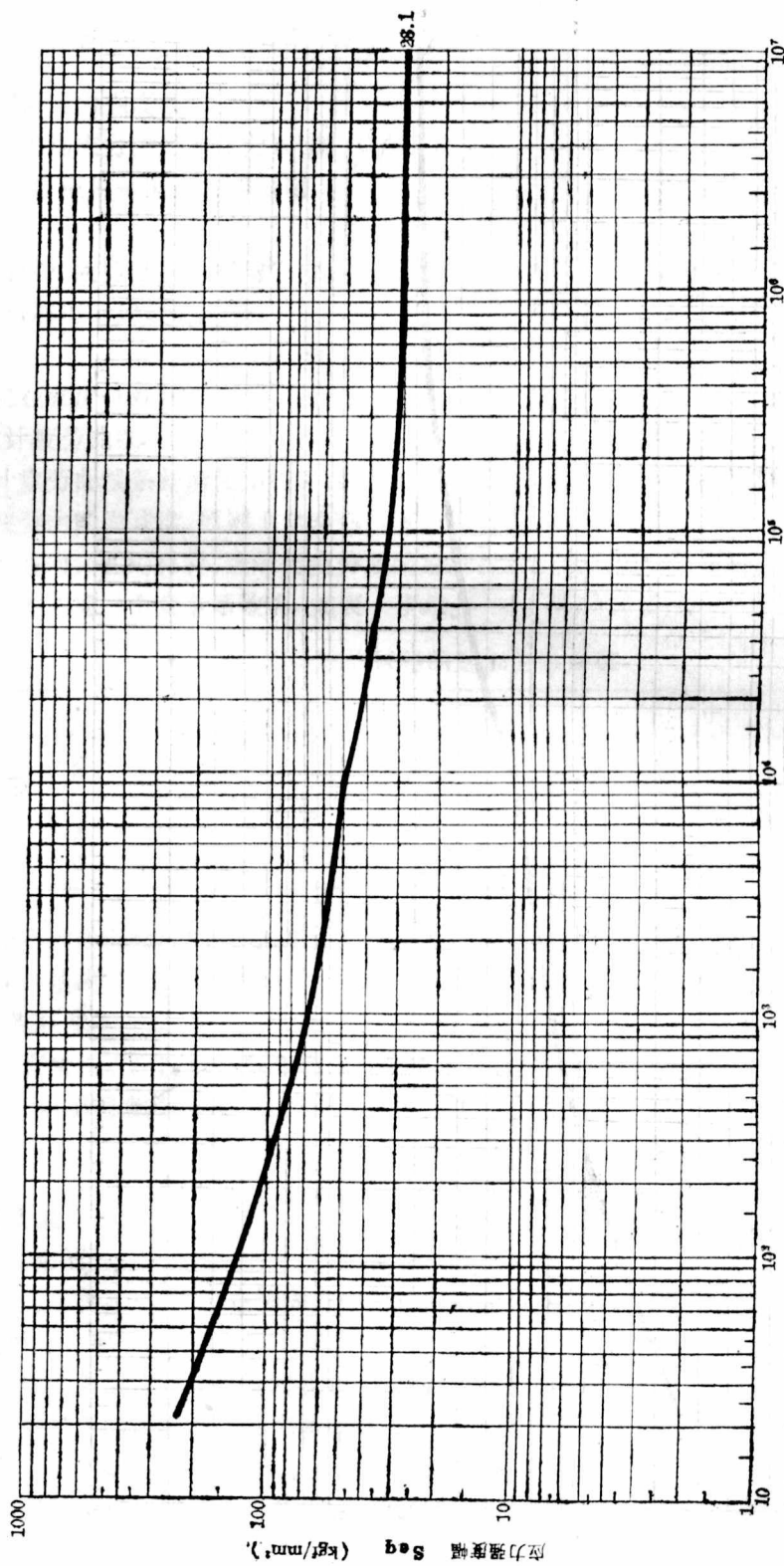


图 2 抗拉强度为 $\sigma_s = 100 \sim 120 \text{ kgf/mm}^2$ 钢的设计疲劳曲线

- (1) 容器筒体上如有开孔或攻螺孔时,设计中应考虑应力集中(应变集中)。
- (2) 必须考虑带螺纹的盖。

8.4 焊接

原则上在承受超高压重复压力作用的各部件不得施行焊接。

9. 耐压试验

耐压试验按 JIS B 8243 的规定进行如次。

- (1) 耐压试验的压力 P_p 由下式决定之

$$P_p = \mu P_s$$

式中 μ ——耐压试验的压力倍数。原则上规定 $\mu = 1.25$, 且 P_p 必须大于 1.5 kgf/cm^2 。但自增强处理的容器, 在耐压试验时 P_p 须控制在不产生再屈服的范围, 故规定 $1.1 \leq \mu \leq 1.25$ 。此外, 工作压力能十分安全地控制, 且试验压力超过 10000 kgf/cm^2 时, 经有关各方同意, 可取 $1.1 \leq \mu \leq 1.25$ 。

- (2) 耐压试验的温度与压力的关系。

- 1) 耐压试验原则上应在设计温度下进行。
- 2) 在设计温度以外的温度进行耐压试验时, 原则上须按设计温度下材料强度的降低相应地增加试验压力。
- 3) 进行耐压试验时, 必须使用不致引起压力容器脆性破坏的温度下的流体。

10. 检查

1. 容器制成时必须经检查及耐压试验, 以确认其安全。
2. 容器开始使用后必须进行定期检查, 以确认其安全。

超高压圆筒容器设计指针的编写说明

制订指针的经过

近年来超过数千 kgf/cm^2 的超高压不仅在高压化学工业,并且在超高压金属加工,粉末冶金等方面亦已逐步应用于工业规模,然而这样的超高压发生设备或容器的强度设计标准,不仅在日本,即使在世界各国也还不能说已经确立。

对于以静内压为基准的高压气体用设备的设计方法,日本已有《JIS B 8243 压力容器的构造》以及高压气体管理法中的《特定设备检查规则》等标准,因而对 1000 kgf/cm^2 以下的高压设备,无论从经济性方面或从安全性方面看,已能确定合理的结构和尺寸。但是对于设备的工作压力达到上述超高压的范围,若按照现行标准或法规进行设计,则会发生各种不合理的情况。因此,常根据监察机关的学识与经验丰富者的判断而获得特别许可使用。在工作压力下不可避免出现设备的弹塑性变形的超高压设备,由于必须重视变动内压压力容器或管道的疲劳破坏问题,因为在日本的法规并无记载,故只能根据美国机械工程师学会的《锅炉与压力容器规范》(以下简称 ASME Code) 进行计算,推算寿命,对设备定量的安全问题还没有统一的认识。

另一方面,超高压液体设备与超高压气体用设备相比,由于内压引起破坏时可以预见的灾害还不能说一定很小,希望有按统一的指导思想制定的设计标准。

从这样的背景出发,日本高压力技术协会于 1977 年 1 月设立了“关于超高压机器设计标准的委员会”,以承受 $10,000 \text{ kgf/cm}^2$ 程度的超高压反复载荷的容器设计标准制定 HPIS 的初稿为目的,开始了有关资料的收集调查。委员会摘录了超高压容器设计及使用方面的问题,调查了与关键问题有关的以往研究结果,对于设计规范典型的 ASME Code 的设计思想,以及调查了国内法规用于高压机器时,不合理处的修正实践等,作为这次规范草案的基础概念,内容要点及适用范围等集中了各委员的意见。在这些基础上,以能够在按照质量保证体制建立起来的工厂制造出超高压容器为前提,使本标准草案具有以下的基础观点:

1. 对于静内压作用下的容器,设计以福贝尔 (Faupe) 实验式所得的破坏压力为基础;
2. 对于内压有变化的情况,设计主要是以 ASME Code 为准绳的方法;
3. 设计的对象主要是圆筒形压力容器的筒体部。

压力容器的内压范围,成立委员会当时所考虑的限于 $10,000 \text{ kgf/cm}^2$ 左右的问题,现在作为设计基准,若不能适用于实践较多的几千 kgf/cm^2 程度的压力容器,则其存在价值不大,因此使之适用于 $1,000 \sim 10,000 \text{ kgf/cm}^2$,从而成为最近所制订的《JIS 特定压力容器的构造(暂定)》的超高压范围的后续,成为前者的补充标准那样,纳入超高压容器特有的设计思想。

关于标准中记述内容的范围,本应也包括超高压容器的附属管道、接管、法兰等元件,如今只提出了目前技术上确实可以肯定的即压力容器这一内容,根据同样理由,对于容器端部的构造或端盖也在本标准中割爱,而限于圆筒形压力容器的代表性结构部分之直筒体,并将建立这方面的设计思想作为主体的推荐规范。本指针期望已包括这些项目并且起到导致制

定更完善的设计标准的作用。

4. 术语的含义

设计温度

压力容器的金属温度可由接触容器内外壁的流体温度通过传热计算求得,也可由按同样参数条件下运行的容器所实测的金属温度推算。设计温度必须比这样求得的容器内、外壁温度的算术平均值定得更高些。

作为强度设计中要考虑的因素,原则上金属温度取 $-50^{\circ}\text{C}\sim 350^{\circ}\text{C}$ 的范围。例如即使是在这个温度范围之内,用于低温的元件材料,其冲击转折温度仍希望低于金属的实际温度。

疲劳设计时,在前述温度范围之内,原则上可以不考虑温度对疲劳强度的影响。另一方面,为了评价疲劳强度所作的应力分析中,仍须考虑必要的热应力。在稳定的传热过程中,计算所得的热应力应与平均应力(或平均应力强度)组合;在不稳定的传热过程中,计算所得的随时间而变化的热应力则与平均应力及应力幅(或平均应力强度及应力幅强度)组合起来评价。

复合圆筒

作为本设计指针对象的压力容器,系指不包含焊接部件的单层圆筒,以及不包含焊接部件的多层圆筒形元件以同心状态组合的复合圆筒。所谓复合圆筒,包括将二层以上的多数圆筒用挤压或热套的方法组成一体的圆筒,以及在多个圆筒的层间设置环形密闭空间,并以流体压力作用其间的液压支承圆筒等形式。

5. 材料

设计超高压容器时,材料的选择是很重要的。从静力强度设计的观点来看,采用静力强度高的材料是有利的。另一方面,这种高强度材料大多延性较差,容器破坏时将出现危险状态,故必须加以注意。

本设计指针中关于静力强度的设计系以塑性破坏压力为基准,故材料必须具有充分的延性(伸长率和断面收缩率)。另一方面,在容器内即使因某种原因而存在或发生裂纹状缺陷的场合,也必须不发生毁灭性的破坏或脆性破坏,因此期望材料在使用温度条件下具有尽可能高的断裂韧性值(K_{Ic} 值)。或者作为替代对断裂韧性值的要求,至少也必须具有规定的夏比冲击能量吸收值(参看表 1)。这样,也就要求材料的冲击转折温度低于容器的设计温度。

对于单层容器,对材料的上述要求必须十分注意,要选择即使容器的裂纹状缺陷在发展过程中,裂纹扩展到达容器外壁之前也不会发生脆性破坏(不稳定破坏)的材料断裂韧性值与容器的壁厚适当配合,设计出“先漏后破”(leak before burst)能达到寿命要求的容器。根据这个观点,本设计指针的表 1 中材料的抗拉强度极限的上限虽定为 120 kgf/mm^2 ,但对于单层容器的设计,宜避免使用静力强度过高的(通常其断裂韧性值及冲击值偏低)材料。

当设计压力甚高,而难以设计出妥当的单层圆筒时,就要采用复合圆筒的构造。本设计指针对于复合圆筒的内筒要求具有规定以上的延性为前提,允许使用更高强度的材料。这样可预期即使内筒出现破坏,外筒仍能保存压力介质和内筒,达到与单层圆筒同样的“先漏后破”状态。

(5) * 说明的项目序号与指针本文中的序号一致。