

# 高 压 容 器 设 计

J. H. 福 贝 尔 著

兰州石油机械研究所译

1 9 7 3 兰 州

## 毛主席语录

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

对于外国文化，排外主义的方针是错误的，应当尽量吸收进步的外国文化，以为发展中国新文化的借镜；盲目搬用的方针也是错误的，应当以中国人民的实际需要为基础，批判地吸收外国文化。

……一切外国的东西，如同我们对于食物一样，必须经过自己的口腔咀嚼和胃肠运动，送进唾液胃液肠液，把它分解为精华和糟粕两部分，然后排泄其糟粕，吸收其精华，才能对我们的身体有益，决不能生吞活剥地毫无批判地吸收。

## 译 者 的 话

在化学、石油、石油化学、原子能及动力等工业中，许多过程是在高压和超高压下进行的。随着这些工业的迅速发展，对高压和超高压容器的要求日益迫切。目前，工艺装置大型化的趋势，对高压和超高压容器的设计、制造、安装等都提出了更高的要求。为了帮助从事这方面工作的同志在工程实践中有所参考和借鉴，我们遵照毛主席“洋为中用”的教导，翻译出版了这本资料。

第一篇“高压容器设计”是 R. W. Nichols 主编的“压力容器工艺”(Pressure Vessel Engineering Technology)一书的第八章。为了便于读者查对原文，译文中完全保留了原书中关于章节和图表的编号。

第二篇“超高压容器设计”是美国纽约州沃特弗利特(Watervliet)兵工厂贝尼特工程研究实验室(Benet R & E Laboratories)的一篇 AD 报告。此研究报告原来的目的虽然是为了军工的需要，但对于其他用途的超高压容器，同样具有参考价值。

限于水平，不当或错误之处实所难免，请读者批评指正。

1973. 8. 于兰州

# 目 录

8.1.	引言 .....	( 1 )
8.2.	常用设计方法用于厚壁容器时的一些限制 .....	( 2 )
8.3.	厚壁容器的理论设计计算: 弹性范围 .....	( 4 )
8.3.1.	受压的整体筒体 .....	( 4 )
8.3.2.	多层筒体结构 .....	( 7 )
8.3.3.	承受内压的整体球体 .....	( 10 )
8.3.4.	多层球体结构 .....	( 11 )
8.4.	厚壁筒的预应力 .....	( 11 )
8.4.1.	圆筒形容器: 热套容器结构 .....	( 11 )
8.4.2.	多层热套圆筒容器 .....	( 16 )
8.4.3.	绕丝及绕带容器 .....	( 19 )
8.4.4.	径向塑性胀大: 自增强处理 .....	( 21 )
8.4.5.	自增强容器与热套容器的比较 .....	( 31 )
8.4.6.	球形容器的自增强处理 .....	( 32 )
8.5.	热应力、蠕变及应力断裂 .....	( 34 )
8.5.1.	只承受温度梯度作用的整体厚壁容器温度分布的影响 .....	( 34 )
8.5.2.	温度梯度与压力同时作用 .....	( 35 )
8.5.3.	筒体的蠕变及应力断裂 .....	( 36 )
8.5.4.	厚壁球形容器的热应力 .....	( 40 )
8.5.5.	厚壁球体中的蠕变及应力断裂 .....	( 40 )
8.6.	动载荷及疲劳工作特性 .....	( 41 )
8.6.1.	爆炸压力 .....	( 41 )
8.6.2.	交变应力 .....	( 42 )
8.7.	管道及管接头 .....	( 45 )
	参考资料 .....	( 46 )

## 8.1. 引言

本文将介绍几种常用的计算高压容器应力的方法。它包括整体容器及多层容器，并将介绍它们在静载荷，动载荷以及高温下的工作性能。这里不准备介绍这类容器的整个设计程序，因此，只谈谈有关的几个零部件的设计方法。一般的说，高压容器的设计应遵循现行低压容器设计规范的条文规定。这就是说，这些规范是当做指导性文件的，因实际使用经验已证明，它能保证压力容器具有足够的安全性及工作可靠性。但是，对于高压领域有必要对上述规范进行一些修订。其可靠性取决于经验积累、分析判断以及符合公认的与工程实际良好结合的应力分析方法。

符合规范要求的压力容器，其设计压力可达相当高，但不超过 3000 磅/吋<sup>2</sup>。对于中等压力范围，即 3000~4000 磅/吋<sup>2</sup> 左右，仍可按照此规范进行多数容器的设计，允许提高其设计应力，但应符合应力分析结果，有时尚须进行试验。当压力超过 4000 磅/吋<sup>2</sup> 时，就需进行专门设计，采用高强度材料及特殊结构，如热套、自增强处理等。附上资料介绍了各种容器结构，制造方法以及一些特殊问题。

对于那些操作压力大于 4000 磅/吋<sup>2</sup> 本身具有一些独特特点的高压容器，这里不准备介绍其计算方法。这里介绍的应力基本分析方法仅作为一个入门响导。总之，关于美国的研究情况 Mill 等人已作了介绍<sup>[1]</sup>，而资料<sup>[2]</sup>、<sup>[3]</sup> 则侧重介绍了英国的研究情况。这些资料还详细介绍了材料及其性能，使用限制、制造工艺以及其他问题。

有许多用于低压设计<sup>[4~8]</sup> 的加工工序也可用于高压设计。焊接是一个极为重要的制造工序，有关其设计方面更为详尽的介绍可参考第六章及 Mill 等人<sup>[1]</sup> 的文章以及 ASME 在压力容器及管道设计方面的研究工作<sup>[7]</sup>。关于密封垫的一些细节研究可参考资料<sup>[9]</sup>、<sup>[9]</sup>、<sup>[10]</sup> 及<sup>[11]</sup>。大多数高压容器均采用球形顶盖或椭圆形顶盖。参考资料<sup>[8]</sup>、<sup>[6]</sup> 及<sup>[8]</sup> 列出有关设计方法。ASME 锅炉及压力容器规范<sup>[5]</sup> 规定了用螺栓连接的球形封头及整体法兰的设计方法。在高压容器中，特别是多层容器<sup>[3]</sup>，采用焊接封头结构已经很普遍了。

本章未谈到材料的一些特性问题。对于低压容器的设计，所用材料应符合容器使用国的标准规范要求。对于高压容器，设计者有较大裕度来选择各种具有良好使用效果的材料。多数制造厂在制造容器时，大都采用本厂材料。总之，设计者应保证所选用的材料具有良好的承受静荷及动荷的特性。因此，需要对材料的强度限、屈服限、冲击韧性、蠕变、应力断裂以及缺口敏感性等作较深入的了解，特别应很好考虑材料断裂韧性 (Fracture Toughness) 以及它对设计的影响<sup>[1]</sup>。这些问题在第四及第五章里已用较大篇幅进行了讨论。

## 8.2. 常用设计方法用于厚壁容器时的一些限制

谈论一个容器是厚还是薄大都是相对而言的,而且往往纯粹是定性的。通常所用的物理指标是直径对壁厚的比值。如果壁厚超过内径的  $1/10$ ,则此容器就定性的被认为是属于厚壁容器了。所用的计算公式也不分是用于“厚壁容器”或“薄壁容器”。那个所谓薄壁计算公式是假定其应力是均布的,因此其分析基础是不正确的(但很有用)。只有一个计算式子是根据力的平衡关系、协调性及边界条件得来的,其计算结果适用于所有条件。可以证明,在某些特殊情况下,根据其几何尺寸、应力大小以及工作压力可简化上述计算公式。因此,通常在谈论流行的“厚壁容器”或“薄壁容器”等名词术语时,应分别采用不同的计算公式。

根据弹性理论推导得到的用于弹性范围的计算公式一般称为拉美(Lame)理论<sup>[12]</sup>。此式适用于所有壁厚的筒体,并认为是正确的。为了便于使用,有可能再进行一些简化。美国在早期制定压力容器标准规范时就已证明,在某些范围内拉美公式可作一些简化而对整体容器的设计没有什么不利的影响<sup>[7]</sup>。例如,筒体的环向应力公式(8.18式)可改为:

$$\frac{p}{\sigma_h} = \frac{t}{a+t[(1+t/a)/(2+t/a)]} \quad (8.1)$$

对于小壁厚  $t$  时,则变为

$$\sigma_h = p \frac{a}{t} \quad (8.2)$$

此式为承受内压的“薄壁容器”的环向应力公式。

(8.2.) 式不是真正的基本计算公式,但当  $t/a$  值小于  $0.5$ ,  $\frac{p}{\sigma_h}$  值小于  $0.385$  时,此式所得结论尚能令人满意。因此,为了方便设计,压力容器规范<sup>[7]</sup>建议采用下式:

$$p = \frac{SEt}{a+0.6t} \quad (8.3)$$

式中,  $S$  为许用应力,  $E$  为焊缝系数。此式是假定  $\frac{t}{a} = 0.5$ , 然后由(8.1)式推导得出的。由此表明,压力容器规范确实应用了基本依据是正确的拉美公式。为了限制使用此简化计算公式,规范规定了当筒体壁厚大于其内半径的一半或压力大于  $0.385 SE$  时,此式就不能用了。同理可根据轴向应力式,可求得  $p$  值,规范建议为:

$$p = \frac{2SEt}{a-0.4t} \quad (8.4)$$

其壁厚不应大于筒体内径的一半,压力不许大于  $1.25 SE$ 。在压力管道<sup>[4]</sup>方面也推导出类似公式。

同理,根据上述方法可得球形壳体的解。规范给出的计算公式如下:

$$p = \frac{2SEt}{a+0.2t} \quad (8.5)$$

其限制条件为：壁厚不得超过  $0.356a$ ，压力不得超过  $0.665SE$ 。

所讨论的“厚壁”及“薄壁”压力容器还和压力范围等级有关。ASME 压力容器规范通常规定的压力范围成 15 至 3000 磅/吋<sup>2</sup>。如果压力大于 3000 磅/吋<sup>2</sup> 则称高压。这时进行设计时就要采用“厚壁”公式。

与“厚壁”有关的另一个问题是有些规范涉及到的“安全系数”的可靠性问题。通常，特别是根据规范进行设计的一些高压容器设计，其安全系数不是以爆破压作为依据的。这是因为规范未考虑屈服限对容器的爆破压力的影响关系。这些问题将在本章的最后一节内进行讨论。图 8.18 表明，以爆破压为基础的安全系数与容器的内外径比值以及材料的性能 ( $\sigma_y/\sigma_u$  比值) 有关。因此，对于一个安全设计来说，有必要了解材料本身的特性，而安全系数的数值应保证容器所选用的材料性能及几何尺寸是适宜的。此外，当然还应该考虑疲劳特性、蠕变、应力断裂 (Stress Rupture) 以及裂纹扩展等。

## 8.3. 厚壁容器的理论设计计算：弹性范围

### 8.3.1. 受压的整体筒体

图 8.1 示出所研究筒体的截面图。由于对称变形关系，故无剪力作用。因此在半径  $r$  处，忽略掉高次方的微分项，其力的平衡条件为：

$$\sigma_h - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad (8.6)$$

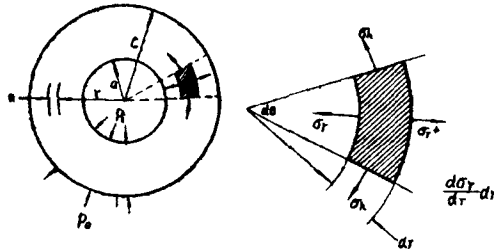


图8.1 受压厚壁圆筒

(8.6) 式为力的平衡关系式，适用于弹性变形及塑性变形范围内。为了从此式解出其应力值，须有第二个关系式，这要从考虑其变形关系入手。既然变形是对称的，故沿  $\sigma_h$  方向是不变的，而沿  $\sigma_r$  方向是变化的。如果微块在  $r$  处的变形量为  $u$ ，则根据主应变方程式可写出这些方向的应变关系式：

$$\varepsilon_h = \frac{u}{r} = \frac{1}{E} [\sigma_h - \nu(\sigma_r + \sigma_z)] \quad (8.7)$$

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr} = \frac{1}{E} [\sigma_r - \nu(\sigma_h + \sigma_z)] \quad (8.8)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_h + \sigma_r)] \quad (8.9)$$

径向应力及环向应力

令  $\sigma_z = 0$ ，联立解方程式 (8.7) 及 (8.8) 得

$$\sigma_h = \frac{E}{1 - \nu^2} \left[ \frac{u}{r} + \frac{\nu du}{dr} \right] \quad (8.10)$$

及

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2} \left[ \frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right] \quad (8.11)$$

式中，脚注符号  $h$ 、 $r$  及  $z$  分别表示环向、径向及轴向； $E$  为弹性模数； $\sigma_h$ 、 $\sigma_r$  及  $\sigma_z$  为



主应力； $\epsilon_h$ 、 $\epsilon_r$  及  $\epsilon_z$  为主应变； $\nu$  为波桑比。

将 (8.7) 及 (8.8) 式代入 (8.6) 式，得出  $u$  的微分方程式：

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (8.12)$$

其解为：

$$u = C_1 r + \frac{C_2}{r} \quad (8.13)$$

根据边界条件  $(\sigma_r)_{r=c} = -p_0$  及  $(\sigma_r)_{r=a} = -p_i$ ，将之代入 (8.10) 及 (8.11) 式，解出 (8.13) 式的  $C_1$  及  $C_2$  值，于是得：

$$\sigma_h = \frac{1}{c^2 - a^2} \left[ a^2 p_i - c^2 p_0 + \left( \frac{ac}{r} \right)^2 (p_i - p_0) \right] \quad (8.14)$$

及

$$\sigma_r = \frac{1}{c^2 - a^2} \left[ a^2 p_i - c^2 p_0 - \left( \frac{ac}{r} \right)^2 (p_i - p_0) \right] \quad (8.15)$$

应用经典的弹性理论以及埃利 (Airy) 应力方程式<sup>[12]</sup> 亦能得出这些式 (8.14 及 8.15 式) 的解。

### 轴向应力

对于两端不密闭的筒体，其  $(\sigma_z)_0 = 0$ ；但在特定条件下，也有轴向应力  $\sigma_z$  存在。对于两端密闭的筒体，当筒体外壁仅作用着外压时，则得

$$(\sigma_z)_c = \frac{p \cdot a^2}{c^2 - a^2} \quad (8.16)$$

和上述情况相似，但筒体端部有支承限制，其  $\epsilon_z = 0$ 。

$$(\sigma_z)_r = \frac{2\nu}{c^2 - a^2} [a^2 p_i - c^2 p_0] \quad (8.17)$$

应当指出，环向应力及径向应力与筒体的边界条件无关，而轴向应力往往是界乎环向应力及径向应力之间。因此，除非是波动压力的情况，(8.16) 及 (8.17) 式轴向应力值的差别往往不是主要的。然而，对于某些特殊情况（这点将在后边讨论到），选择好适当的端部条件是有现实好处的，特别是对于预应力的处理。

对于只有内压作用的情况， $p_0 = 0$ ，于是 (8.14) 及 (8.15) 式变为：

$$\sigma_h = \frac{p_i}{R^2 - 1} \left( 1 + \frac{c^2}{r^2} \right) \quad (8.18)$$

$$\sigma_r = \frac{p_i}{R^2 - 1} \left( 1 - \frac{c^2}{r^2} \right) \quad (8.19)$$

$$(\sigma_z)_0 = 0 \quad (8.20)$$

$$(\sigma_z)_c = \frac{p_i}{R^2 - 1} \quad (8.21)$$

及

$$(\sigma_z)_r = \frac{2\nu p_i}{R^2 - 1} \quad (8.22)$$

式中，脚注符号 0、c、及 r 分别表示筒体两端不密闭，密闭及有支承限制；R 为外径/内径之比值。

根据上述方程式，得出直径比为 3 的两端密闭筒体屈服前沿壁厚方向的应力图（见图 8.2.）。其材料拉伸屈服限为 35000 磅/吋<sup>2</sup>。

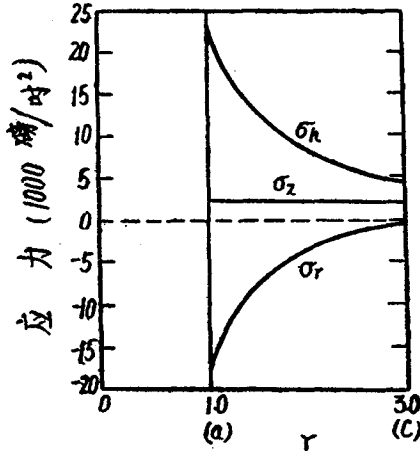


图8.2 厚壁容器的应力分布

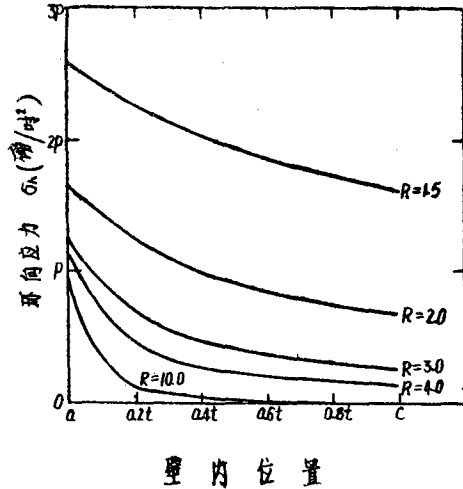


图8.3 弹性范围内筒体内环向应力分布图

### 位移

(8.7) 至 (8.9) 式已给出弹性变形的关系式。然而，根据其径向位移关系式来表示变形大小使用起来更为方便。对于只受内压作用的情况，其位移量为：

$$u_o = \frac{p_i a^2}{Er(c^2 - a^2)} [r^2(1 - \nu) + c^2(1 + \nu)] \quad (8.23)$$

$$u_c = \frac{p_i a^2}{Er(c^2 - a^2)} [r^2(1 - 2\nu) + c^2(1 + \nu)] \quad (8.24)$$

及

$$u_r = \frac{p_i a^2}{Er(c^2 - a^2)} [r^2(1 - \nu - 2\nu^2) + c^2(1 + \nu)] \quad (8.25)$$

### 设计图表用例

作为前述厚壁容器理论的一应用例子，可计算得受内压的这类容器的设计图表。先考虑其弹性作用及筒体的胀大情况（根据 8.18、8.19、8.21 及 8.24 式），然后将这些方程式改画成设计图表。在图 8.3 中，环向应力被画成与筒壁位置有关的一函数关系。此图表明，当 R（直径比：外径/内径）减少时，应力将沿整个筒壁更均匀地分布；而对于厚壁容器，其变化较陡；在内壁处应力值高，然后逐渐减小，至外壁处已变成较小了。由这里引出一重要关系。如果所用筒体钢材的淬透性较差，则热处理的效果可能不能扩及整个壁厚；于是应力值有可能大于材料的屈服限。因此，即使筒体内壁是处于弹性状态，筒体内仍有可能发生局部的塑性变形流。图 8.3 还表明，在整个壁厚上不需全部采用高强度限材

料。例如，对于  $R=10$  的情况，只需在筒体内壁处选用一层较薄的高强度钢，而筒体的其余部分则选用较便宜的低强度材料。

图 8.4 示出筒体的胀大情况。由给出的方程式，可以计算出筒体内壁处 ( $id$ ) 及外壁处 ( $od$ ) 的环向应变值。假定波桑比值为 0.3，则得：

$$(\epsilon_h)_{id} = (\epsilon_h)_{od} [0.765 R^2 + 0.2355] \quad (8.26)$$

图 8.4 将筒体外壁的应变值画成与直径比  $R$  及杨氏模量  $E$  有关的函数关系图。由这里又可以得到一些重要关系。例如，当直径比增大时，应变值下降很快。此外，当筒体直径比大于 5 或 6 以后，减小胀大量只有很小的实际效果。换句话说，为了减小筒体的胀大量，只需采用一层高强度材料做衬筒或衬里，而筒体其余部分则选用较便宜的低强度材料，就可取得良好效果。最后一张图 (图 8.5)，将筒体的屈服压画成与材料强度及直径比有关

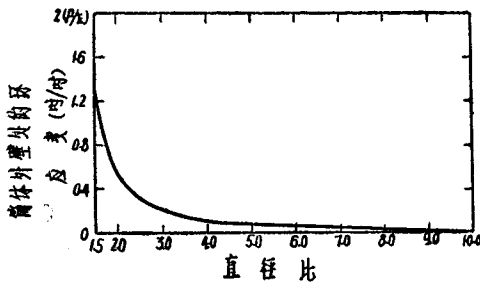


图 8.4 弹性范围内的环向应变

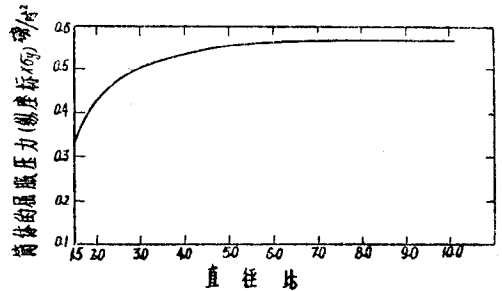


图 8.5 与直径比及屈服限有关的筒体屈服压

的函数关系图。对于任意一个筒体，当直径比大于 4 或 5 以后，其所得好处就不多了。在小直径比下采用高强度材料较为有利。有关屈服压的一些问题在下面一节内将详细讨论。

### 8.3.2. 多层筒体结构

#### 结构类型

在第六章里曾指出，为了保证容器质量以及最恰当地利用材料本身的性能，往往采用多层层板组成容器的筒体。多层容器有多种类型<sup>[9]</sup>，其中的一种为“多层包扎式容器” (Multilayer)。(它是美国 Milwaukee, Wisconsin 的 A. O. Smith 公司的商标，通过此家公司可索取到更为详尽的资料介绍)。它是一只焊接容器，筒体部分由一内筒及一层或许多层壁厚约为 1/4 吋，相互间紧密贴合的钢板所组成。内壳体或称“内筒”须保证能封住压力；外层层板上钻有一些排气孔。制作“多层包扎式容器”时须先卷制及焊接一个内筒。其材质为碳钢或堆焊一层合金或其它符合要求的薄钢板。各层层板应紧包内筒并进行焊接，最后形成满足操作要求的筒体壁厚。各种接管、人孔以及其他连接件进行补强时 (如需要的话) 应很好符合技术要求。已生产的这类容器其最高压力达 35,000 磅/吋<sup>2</sup>，直径达 11 呎以上。多数容器采用低合金钢，其最低强度限为 110,000 磅/吋<sup>2</sup>，最低屈服限为 82,500 磅/吋<sup>2</sup>，延伸率为 22%。

另一类容器为“多层热套容器” (Multiwall)。它是美国 Pennsylvania 州 Warren 市的 Struthers-Wells 公司的专利 (此家公司能提供有关其设计规范及制作细节情况)。制作时通过依次套合各层筒体而得所需壁厚。各层筒体壁厚为 1 至 2 吋。套在内筒

体外的各层外筒须钻排气孔。每层筒体须先进行卷制，焊接纵缝及进行射线检验，然后套合各层筒体，直至符合壁厚要求。最后组焊各段筒节成所需长度并将封头焊上。

## 应力分析

这里将研究分析几种不同类型容器的一些设计特点。

### (1) 衬里筒体

如图 8.6 所示，在这一类容器中其厚壁筒体内有一薄衬筒。它是用来防止筒体发生磨损或腐蚀以及承担由于内压引起的筒体内壁拉应力。通常是套进一个高强度衬筒（见后）。当筒体受内压  $p_i$  作用时，内筒就同时受内压  $p_i$  以及外压  $p_f$  作用，而外筒只承受内压作用。因此，外筒的应力可按 (8.18) 及 (8.19) 式进行计算。对于内衬筒：

$$\sigma_h = (p_i - p_f) \left( \frac{a}{t} - 1 \right) \quad (8.27)$$

外筒内壁上的径向位移可由 (8.23) 式求得：

$$(u)_{r=a} = p_f \frac{a}{E_0} \left[ \frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} + \nu_0 \right] \quad (8.28)$$

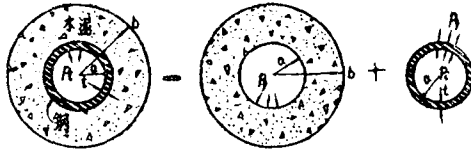


图 8.6 筒体的衬筒 (参见图 8.7)

如果衬筒亦向外胀大了  $u$  量，并承认下述关系  $\sigma_h = E_i \left( \frac{u}{a} \right)$ ，将之代入 (8.27) 及 (8.28) 式，得：

$$p_f = \frac{p_i}{1 + (E_i/E_0) [t/(a-t)] [(a^2 + b^2)/(b^2 - a^2) + \nu_0]} \quad (8.29)$$

根据此关系，由 (8.14) 及 (8.15) 式可求得应力值。

### (2) 多层厚壁筒

如果组合筒体的各层套筒均为厚壁筒体，则分析结果略异于上述结果。图 8.7 示出其典型容器结构图。它是由一个机械性能为  $E_i$  及  $\nu_i$  的内筒及机械性能为  $E_0$  及  $\nu_0$  的外筒组成。当内压作用在内筒内壁时，组合筒内便产生一径向应力，而在交界面  $b$  处，此径向应力相当于压力  $p_f$ 。因此，内筒同时承受内压  $p_i$  及外压  $p_f$  的作用，而外筒只受内压  $p_f$  的作用。由 (8.14) 及 (8.15) 式可算出此二筒体的应力值。为了求出这些方程式中的  $p_f$  值，应指出，在交界面处此二筒体的位移量是相等的。因此，

$$u_i = \frac{b}{E_i} \left[ \frac{2p_i}{R^2 - 1} - p_f \left( \frac{R^2 + 1}{R^2 - 1} \right) - \nu_i (-p_f) \right] \quad (8.30)$$

及

$$u_0 = \frac{b}{E_0} \left[ p_f \left( \frac{R_1^2 + 1}{R_1^2 - 1} \right) - \nu_0 (-p_f) \right] \quad (8.31)$$

式中  $R = \frac{b}{a}$ ,  $R_1 = \frac{c}{b}$ 。解这些方程式, 可得与组合筒体机械性能及几何尺寸有关的 界面压力  $p_f$  值。

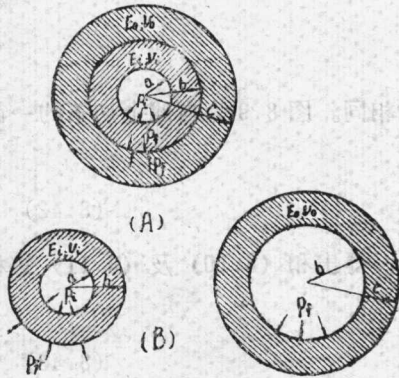


图8.7 双层组合容器

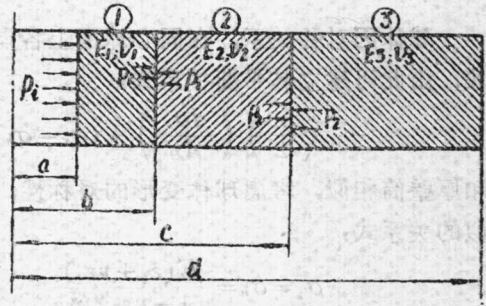


图8.8 三层组合容器

对于三层套合容器, 其解法顺序亦完全相同, 参见图 8.8:

对筒体 1:

$$\sigma_{h1} = \frac{p_i}{R_1^2 - 1} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right) - \frac{p_1 R_1^2}{R_1^2 - 1} \left( 1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (8.32)$$

$$\sigma_{r1} = \frac{p_i}{R_1^2 - 1} \left( 1 - \frac{b^2}{r^2} \right) - \frac{p_1 R_1^2}{R_1^2 - 1} \left( 1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (8.33)$$

对筒体 2:

$$\sigma_{h2} = \frac{p_1}{R_2^2 - 1} \left( 1 + \frac{c^2}{r^2} \right) - \frac{p_2 R_2^2}{R_2^2 - 1} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (8.34)$$

$$\sigma_{r2} = \frac{p_1}{R_2^2 - 1} \left( 1 - \frac{c^2}{r^2} \right) - \frac{p_2 R_2^2}{R_2^2 - 1} \left( 1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (8.35)$$

对筒体 3:

$$\sigma_{h3} = \frac{p_2}{R_3^2 - 1} \left( 1 + \frac{d^2}{r^2} \right) \quad (8.36)$$

$$\sigma_{r3} = \frac{p_2}{R_3^2 - 1} \left( 1 - \frac{d^2}{r^2} \right) \quad (8.37)$$

交界面上的压力  $p_1$  及  $p_2$  为未知数, 可根据交界面处各筒体的位移量相等这一条件求得 (即  $u_b = u_b'$  及  $u_c = u_c'$ ):

$$u_b = \frac{b}{E_1} \left[ \frac{2p_i}{R_1^2 - 1} - p_1 \left( \frac{R_1^2 + 1}{R_1^2 - 1} \right) - \nu(-p_1) \right] \quad (8.38)$$

$$u_b' = \frac{b}{E_2} \left\{ \frac{p_1}{R_2^2 - 1} \left( 1 + \frac{c^2}{b^2} \right) - \frac{2p_2 R_2^2}{R_2^2 - 1} - \nu_2 \left[ \frac{p_1 \left( 1 - \frac{c^2}{b^2} \right)}{R_2^2 - 1} \right] \right\} \quad (8.39)$$

$$u_c = \frac{c}{E_2} \left\{ \frac{2p_1}{R_2^2-1} - \frac{p_2 R_2^2}{R_2^2-1} \left( \frac{R_2^2+1}{R_2^2} \right) - \nu_2 \left[ \frac{-p_2 R_2^2}{R_2^2-1} \left( \frac{R_2^2-1}{R_2^2} \right) \right] \right\} \quad (8.40)$$

$$u_c' = \frac{c}{E_2} \left[ \frac{p_2}{R_2^2-1} (R_2^2+1) - \frac{\nu_2 p_2}{R_2^2-1} (1-R_2^2) \right] \quad (8.41)$$

### 8.3.3. 承受内压的整体球体

球体因对称关系，在同心球面上各点的应力状态均相同。图 8.9 为自球上切下的一微块，由此可建立其平衡关系式：

$$\left( \frac{r}{2} \right) \left( \frac{d\sigma_r}{dr} \right) + (\sigma_r - \sigma_h) = 0 \quad (8.42)$$

和厚壁筒相似，考虑球体变形的对称性，引进变形关系，得出和 (8.10) 及 (8.11) 式相似的关系式：

$$\sigma_1 = \sigma_h = \frac{E(\epsilon_1 + \nu\epsilon_2)}{1 - \nu - 2\nu^2} \quad (8.43)$$

及

$$\sigma_2 = \sigma_r = \frac{E[2\nu\epsilon_1 + \epsilon_2(1-\nu)]}{1 - \nu - 2\nu^2} \quad (8.44)$$

由此，采用类似整体容器的处理方法，解得其主应力方程式：

$$\sigma_h = \frac{p_i}{R^2-1} \left( 1 + \frac{b^3}{2r^3} \right) - \frac{p_o R^3}{R^2-1} \left( 1 + \frac{a^3}{2r^3} \right) \quad (8.45)$$

及

$$\sigma_r = \frac{p_i}{R^2-1} \left( 1 - \frac{b^3}{r^3} \right) - \frac{p_o R^3}{R^2-1} \left( 1 - \frac{a^3}{r^3} \right) \quad (8.46)$$

式中， $R = \frac{b}{a}$ 。最大应力经常是  $r = a$  处的  $\sigma_h$  值。对只承受内压或外压的情况，只须令公式中的  $p_i$  或  $p_o$  值为零。

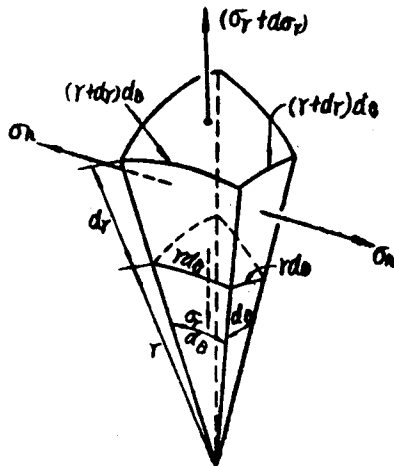


图 8.9 球体微块的平衡情况

### 8.3.4. 多层球体结构

在很多情况下,要求球形压力容器带有球形衬里。它可以是一个腐蚀的内球筒,或者,对于贵重材料,可简单地将外球体看成一个安全罩。这种多层球体的应力分析方法和多层圆筒容器相似。下面只讨论双层球体(见图 8.7)的情况。在内压作用下产生了界面压力  $p_f$ , 此两部份球体容器的受力情况如图所示。

对于内球体,由(8.45)及(8.46)式得:

$$\sigma_h = \frac{p_i}{R^3-1} \left( 1 + \frac{b^3}{2r^3} \right) - \frac{p_f R^3}{R^3-1} \left( 1 + \frac{a^3}{2r^3} \right) \quad (8.47)$$

$$\sigma_r = \frac{p_i}{R^3-1} \left( 1 + \frac{b^3}{r^3} \right) - \frac{p_f R^3}{R^3-1} \left( 1 - \frac{a^3}{r^3} \right) \quad (8.48)$$

对于外球体,

$$\sigma_h = -\frac{p_f R_1^3}{R_1^3-1} \left( 1 + \frac{b^3}{2r^3} \right) \quad (8.49)$$

$$\sigma_r = -\frac{p_f R_1^3}{R_1^3-1} \left( 1 - \frac{b^3}{r^3} \right) \quad (8.50)$$

式中,  $R_1 = \frac{c}{b}$ .

为了计算出交界面上压力值,根据交界面处位移量相等的条件,得:

$$p_f = \frac{1.5 p_i}{\left( \frac{R^3-1}{1-\nu_i} \right) \left[ \left\{ \frac{(1-\nu_i)(2R^3+1)}{2(R^3-1)} - \nu_i \right\} + \frac{E_i}{E_o} \left\{ \frac{(1-\nu_o)(R_1^3+2)}{2(R_1^3-1)} + \nu_o \right\} \right]} \quad (8.51)$$

将(8.51)式的  $p_f$  值代入(8.47)及(8.50)式,便得球形容器的整个应力值了。

## 8.4. 厚壁筒的预应力

厚壁容器可以通过一两种主要方法获得预应力。方法之一是将一个容器套入另一个容器以产生较大的压应力,但须将应力及变形控制在弹性范围之内。绕丝容器以及其他几种层板容器亦属此类容器。本节先讨论双层容器,然后再分析多层容器。另一种主要产生预应力法是所谓的“自增强法”。它使筒体产生一些塑性流,然后借助于筒体弹性恢复时的压缩作用产生一压应力。一般的说在任何情况下施加预应力的目的在于使筒体的大部分材料内产生一压应力以抵销一部份工作载荷。

### 8.4.1. 园筒形容器: 热套容器结构

用于各种场合的热套容器的基本原则是:有意识地使材料内部产生一残余应力或初应力,使承载时能很好利用材料本身均布的内应力而不需增加材料本身的重量。下面先分析

讨论应用较广的双层热套容器，然后再讨论多层容器。在很多情况下，一种价格低廉，本身强度不高的材料经预加应力处理能起到价格较高，强度较大的材料所起的同样效果。

热套容器特别适用于各种不同的设计场合，例如用于压力容器的内衬筒或通过套合一外筒以加固内筒，提高其抗裂纹扩展的能力。其灵活性还体现在可采用不同机械性能或不同耐蚀性能的材料进行组合，例如在铜制或铝制内筒上套上一钢制外筒，以便最大限度利用这两种材料的属性。

本节将先回顾一下主应力以及套合的几何尺寸是随意选取的过盈量之决定方法以及根据这些几何尺寸及材料性能计算其应力大小。此外，还给出使容器达到性能最好、重量最轻、几何尺寸最合理的设计方法，并列举了应用此设计方法的双层热套压力容器的计算实例。

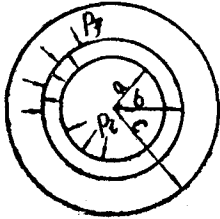


图8.10 承受内压作用的双层容器

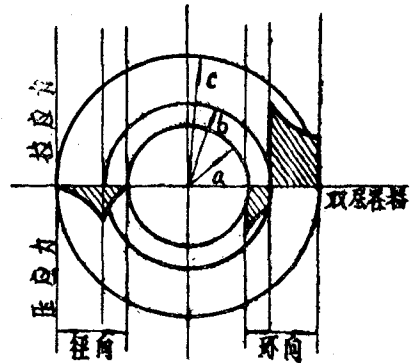


图8.11 套合后的应力分布情况

图8.10示出一个承受内压作用的双层热套容器。在制作这种热套结构的容器时，一般是先将外筒加热使之胀大到大于配合直径，然后乘其胀大之际将之套入内筒。将外筒加热到所需的胀大量的温差为：

$$t_f - t_i = \frac{D_f - D_i}{\alpha D_i} \quad (8.52)$$

式中， $t_i$  及  $t_f$  为初始温度及最终温度， $D_i$  及  $D_f$  为筒体的初直径及最终直径， $\alpha$  为热膨胀系数。为了增大温差或降低外筒的加热温度亦可冷却内筒，使之发生收缩作用。有时也采用单独冷却内筒的套合方法。

由于收缩的结果，在配合面上内外筒间作用的套合压力便引起一应力。它使外筒承受一内压而使内筒承受一外压。根据公式(8.14)及(8.15)式，内外筒的应力值如下。

对于内筒：

$$\sigma_{hi} = \frac{-p_f b^2}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (8.53)$$

$$\sigma_{ri} = \frac{-p_f b^2}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (8.54)$$

对于外筒：

$$\sigma_{ho} = \frac{p_f b^2}{c^2 - b^2} \left( 1 + \frac{c^2}{r^2} \right) \quad (8.55)$$



$$\sigma_{r0} = \frac{p_f b^2}{c^2 - b^2} \left( 1 - \frac{c^2}{r^2} \right) \quad (8.56)$$

其典型应力分布情况参见图 8.11。

为了计算过盈量，应计算出其径向变形量：

$$u = \frac{1-\nu}{E} \left( \frac{a^2 p_i - c^2 p_0}{c^2 - a^2} \right) r + \frac{1+\nu}{E} \left( \frac{a^2 c^2}{r} \right) \left( \frac{p_i - p_0}{c^2 - a^2} \right) \quad (8.57)$$

对于组合式筒体此公式适用于计算内外筒部分；式中  $p_i$  及  $p_0$  为套合压力，对于内筒， $c$  值应改为  $b$  值。过盈量应是总变形量，它等于内筒及外筒单独产生的变形量之和的绝对值，即径向过盈量  $\Delta$  为：

$$\Delta = |u_i + u_0| \quad (8.58)$$

在具体考虑各种设计情况及进行计算之前，还应指出应用此热套容器的一些注意点。首先，在套合前必须准确知道内外筒体的初始应力情况。例如，如果热处理后仍存有较大的残余应力，则选用的设计公式中应将之考虑进去，否则所得的应力及变形值将异于计算值。对于某些钢种当套合温度超过  $500^\circ\text{F}$  时会产生回火脆性 (Annealing Effect)，使钢的硬度达到很高范围。当内外筒接触面间存有很大温度梯度时将产生很大的热应力；如果此应力大于材料的屈服限，则将发生一此塑性流。此外，在套合容器前冷却内筒还经常会遇到一些麻烦。公差尺寸必须严格控制，因为套合后产生的应力大小直接与加工精度有关。由于上述原因以及筒体与封头间连接的复杂性，这种类型的结构不适用于大型容器。

一般情况下双层热套容器的内外筒体材质是不同的，它通过套合压力  $p_f$  的作用将之结合成一体。用脚注符号  $i$  表示内筒，脚注符号  $0$  表示外筒。于是由公式 (8.14) 及 (8.15) 可计算出环向应力及径向应力。然而，利用这些公式尚不能确定套合压力的数值；因此，还必须考虑它产生的变形值。由公式 (8.57) 得内筒的径向变形量：

$$u_{rb} = u_i = \frac{p_f b}{E_i} \left( \frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} - \nu_i \right) \quad (8.59)$$

外筒的变形量：

$$u_{rb} = u_0 = \frac{p_f b}{E_0} \left( \frac{b^2 + c^2}{c^2 - b^2} + \nu_0 \right) \quad (8.60)$$

总过盈量为各筒体单独变形量之和的绝对值：

$$\Delta = p_f b \left[ \frac{1}{E_0} \left( \frac{b^2 + c^2}{c^2 - b^2} + \nu_0 \right) + \frac{1}{E_i} \left( \frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} - \nu_i \right) \right] = p_f b K \quad (8.61)$$

由公式 (8.61) 求得套合压力：

$$p_f = \frac{\Delta}{bK} \quad (8.62)$$

式中，

$$K = \frac{1}{E_0} \left( \frac{b^2 + c^2}{c^2 - b^2} + \nu_0 \right) + \frac{1}{E_i} \left( \frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} - \nu_i \right) \quad (8.63)$$

根据上述关系式就可计算出双层热套容器的应力值及变形量。