

化 工 設 备

(第二册 化工容器设计与制造)

河北化工学院化工机械专业

一九七八年二月

TQ 05
6:2

50193

目

录

第一篇 化工容器设计

第一章 内压薄壁容器设计	(1)
第一节 薄壁壳体的应力方程式	(2)
一、受均匀内压的圆筒形壳体	(4)
二、回转壳体	(4)
第二节 边缘问题	(9)
一、无力矩理论的应用范围	(9)
二、边缘应力发生原因	(10)
三、边缘问题的一种解法	(13)
四、边缘应力的特性	(15)
第三节 圆筒形容器设计	(17)
一、圆筒形壳体的应力计算	(17)
二、内压圆筒的强度计算公式	(19)
三、计算公式中各参数的取法	(21)
四、材料选择	(26)
五、筒体的最小壁厚	(27)
六、容器的压力试验	(27)
第四节 球形容器设计	(29)
一、球形壳体的应力计算	(29)
二、球形容器的强度计算公式	(31)
三、球形容器的压力试验	(32)
第五节 内压端盖的设计	(32)
一、半球形端盖	(32)
二、椭圆形端盖	(33)
三、碟形端盖	(36)
四、圆锥形端盖	(38)
五、平板盖	(45)
第六节 中低压化工容器设计举例	(47)
第二章 外压薄壁容器设计	(52)
第一节 构件在外载荷作用下的稳定性问题	(52)

一、压杆稳定概念.....	(52)
二、圆环的稳定性.....	(53)
第二节 外压容器设计.....	(55)
一、外压容器筒体计算.....	(55)
二、加强圈设计.....	(66)
三、外压端盖计算.....	(70)
第三章 容器的附件设计.....	(74)
第一节 法兰连接的设计.....	(74)
一、法兰的公称直径、公称压力、法兰标准.....	(75)
二、法兰的结构类型.....	(76)
三、法兰密封面的型式.....	(78)
四、垫片的选择.....	(79)
五、法兰连接设计.....	(83)
六、法兰设计举例.....	(93)
第二节 容器的开孔与补强.....	(97)
一、接管、视镜、手孔和人孔.....	(97)
二、应力集中概念.....	(99)
三、开孔补强.....	(100)
第三节 容器的支座.....	(104)
一、直立设备支座.....	(104)
二、卧式设备支座.....	(115)
三、球型容器支座.....	(125)
第四章 高压容器.....	(127)
第一节 概述.....	(127)
一、高压容器结构与设计的特点.....	(127)
二、高压容器的材料.....	(128)
三、高压容器筒体的制造方法.....	(130)
第二节 高压圆筒的设计与计算.....	(140)
一、单层式高压圆筒的强度计算.....	(140)
二、超高压容器筒体的强度计算.....	(156)
三、多层式高压圆筒的受力分析与强度计算.....	(163)
第三节 高压密封的设计与计算.....	(166)
一、概述.....	(166)
二、高压容器的强制式密封.....	(166)
三、高压容器的自紧式密封.....	(170)
四、卡环连接的设计计算.....	(180)
第四节 高压容器的零部件.....	(183)

一、端盖	(183)
二、端部法兰	(187)
三、高压容器的开孔与补强	(189)

第二篇 化工容器制造

第一章 毛坯的准备与加工	(194)
第一节 材料准备	(194)
一、材料选择	(194)
二、材料检验	(194)
三、钢材的矫形, 净化	(199)
第二节 放样划线	(201)
一、封头的近似展开	(201)
二、号料	(204)
第三节 切割下料	(205)
一、剪切法	(205)
二、氧气切割	(206)
三、电弧空气切割	(210)
四、等离子切割	(210)
五、边缘加工	(211)
第四节 钢材的弯曲	(213)
一、钢板的弯卷	(213)
二、型钢的弯曲	(217)
三、管子的弯曲	(218)
第五节 封头的成型	(220)
一、制造方法	(220)
二、冲压工艺	(224)
三、封头质量检验	(225)
第二章 焊接	(226)
第一节 化工设备制造中常用的焊接方法	(226)
一、气焊	(226)
二、手工电弧焊	(230)
三、埋弧自动焊	(240)
四、气体保护焊	(244)
五、电渣焊	(246)
第二节 焊接金属学知识	(247)

(247)	一、焊接热影响对金属组织的作用.....	(247)
(250)	二、焊接裂缝.....	(250)
(254)	第三节 焊接应力与变形.....	(254)
(254)	一、焊接应力.....	(254)
(257)	二、焊接应力对结构强度的影响.....	(257)
(258)	三、减少和消除焊接应力的措施.....	(258)
(262)	四、焊接变形.....	(262)
(264)	五、预防和减少焊接变形的措施.....	(264)
(265)	第四节 几种金属材料的焊接.....	(265)
(266)	一、金属材料的可焊性.....	(266)
(266)	二、低碳钢的焊接.....	(266)
(267)	三、普低钢的焊接.....	(267)
(271)	四、18—8 型铬镍奥氏体不锈钢的焊接.....	(271)
(277)	五、铝的焊接.....	(277)
(279)	六、铸铁的补焊.....	(279)
(282)	第五节 化工设备焊接结构设计.....	(282)
(282)	一、可焊到性.....	(282)
(282)	二、选用可靠的焊接接头和合适的坡口型式.....	(282)
(287)	三、结构制造的合理性.....	(287)
(288)	四、制订图面技术要求.....	(288)
(289)	第三章 化工设备的组装与检验.....	(289)
(289)	第一节 组装及组对工具.....	(289)
(289)	一、组装的技术要求.....	(289)
(291)	二、筒体组对与组对工具.....	(291)
(294)	三、管子在管板上的固定.....	(294)
(296)	四、附件的组装.....	(296)
(297)	第二节 焊缝缺陷及检验.....	(297)
(297)	一、焊缝缺陷.....	(297)
(298)	二、焊缝质量检验.....	(298)
(305)	第三节 化工容器成品质量检验.....	(305)
(305)	一、概述.....	(305)
(306)	二、压力试验和渗漏试验.....	(306)

第一篇 化工容器设计

大家知道石油化学工业在整个国民经济中是占有相当重要的地位，它和其它各部门如农业、重工业、轻工业、国防、交通及人民生活都有密切的关系，可以说没有一个部门不用石油化工产品。

在石油化工生产中，使用着各种类型的设备，进行化学的或物理的变化过程，完成物料的转变以制成石油化工产品。在这些生产过程中除了用来储存原料储槽是典型的化工容器外，因完成不同的工艺过程的需要而使用的换热器、塔器、反应器等设备，其内部构件虽然不同，有的是装有一定传热面积，有的是装有一系列汽—液接触装置；有的是装有反应内件，但就其外壳来看都是化工容器。

所以我们说在各种化工设备中化工容器是最基本的设备之一。因此，化工容器及其附件的设计在化工设备设计中是必不可少的内容之一，在化工容器设计这门课中我们就来分析和解决这些问题。

第一章 内压薄壁容器设计

在石油化工生产中根据工艺要求的不同。其操作压力范围很广。一般把操作压力低于100(公斤/厘米²)(表压，以后同)的化工容器称为中、低压化工容器。由于压力较低，一般容器壁都较薄，所以又称作薄壁容器。薄壁容器的筒体或球壳壁厚小于或等于 $\frac{1}{10}$ 内径，即 $K \leq 1.2$ ($K = \frac{D_o}{D_i}$ 。D_o——筒体或球壳外径；D_i——筒体或球壳内径)。

在分析和解决具体问题之前，先了解一下薄壁容器设计包括那些内容。我们在石油化工厂中，可以看到许多直立的高塔和横卧的储槽，虽然它们因工艺要求的不同在结构和尺寸上有所不同，但在它们的外壳部分都可以剖析为下列几部分，如(图1—1)，(图1—2)。

圆筒体、端盖(又称封头)，接管、人孔、法兰以及支座等，一个容器主要是由这些部件组成的。容器的设计和计算，其主要内容包括：

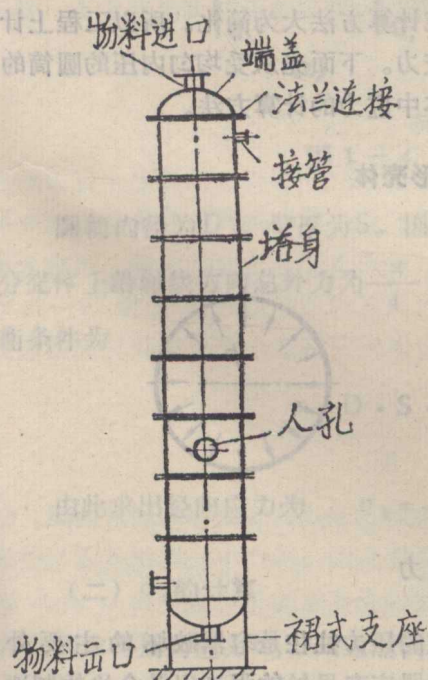


图1—1 塔设备

1. 筒体设计:
根据操作条件(压力、温度、处理介质)选用合适的材料。再根据筒体所承受的工作载荷和各种附加载荷。算出筒体壁厚度。

2. 端盖设计:
确定端盖型式, 选用合适材料, 计算端盖壁厚。

3. 法兰联接设计, 包括法兰结构类型的选择, 法兰密封面的选择。垫片的选择及螺栓和法兰强度的计算。

4. 容器的开孔及进行开孔补强结构设计计算。

5. 支座设计, 包括支座的型式、尺寸、地脚螺栓的配置等, 以及设备支承点的应力校核。

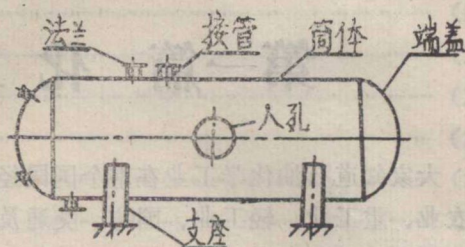


图 1—2 卧式储槽

第一节 薄壁壳体的应力方程式

分析薄壁壳体中的应力一般说有两种理论：一种是有力矩理论；一种是无力矩理论。后一种是假定壳壁很薄几乎象薄膜那样只能承受拉应力或压应力，无法承受弯矩。工程实际中绝对的薄壁壳体是不存在的，因为即使壳壁很薄，壳体中还会或多或少地存在一些弯应力。但这种应力很小，如略去不计，会使计算方法大为简化。所以工程上计算一般多采用比较近似的无力矩理论求薄壁壳体的应力。下面先从受均匀内压的圆筒的应力计算这个特殊矛盾出发。然后分析一般回转壳体中应力的计算方法。

一、受均匀内压的圆筒形壳体

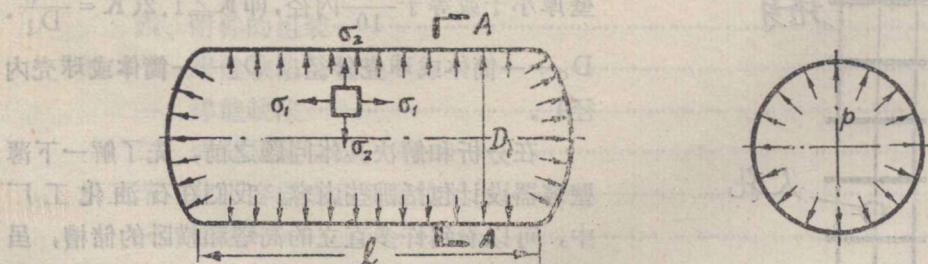


图 1—3 圆筒形容器应力

如图(1—3)所示的钢制受气容器中，介质的压力往往是容器破坏的主要原因，为了保证工人的安全和化工生产的顺利进行，容器应有足够的强度以及合格的制造质量。要进行设计。首先必须计算出容器在操作条件下(外载荷和温度等)壳体内部产

生的应力。容器内部的气体压力 p 是均匀地垂直作用在器壁的内表面上，这部分载荷是由器壁来承受的，对端盖的压力将产生圆筒部分在横断面上破裂的趋势，这时垂直于轴线方向的横断面上将出现拉应力 σ_1 ，我们称它为轴向应力或经向应力。而内压 p 对于筒壁的压力将使筒壁产生沿轴向断面破裂的趋势。同样在筒体的圆周方向也出现拉应力 σ_2 ，我们称它为周向应力。由于器壁很薄， σ_1 和 σ_2 沿筒壁厚度方向均匀分布。在筒体中上述二个方向上受力的情况是否一样呢？我们从内压容器爆破实验的结果中，可以明显地看到试件总是沿轴向断面破裂。这说明在筒体的二个方向上受力情况是不一样的。

求 σ_1 、 σ_2 数值的静力平衡问题，可以用材料力学课程中讲到的截面法很方便地把两个方向应力计算出来。

(一) σ_1 的计算

对图 (1-3) 圆筒形容器沿 A—A 断面截开，拿去下面部分，保留上面部分，并沿轴向列静力平衡方程式，如图 (1-4 a)。

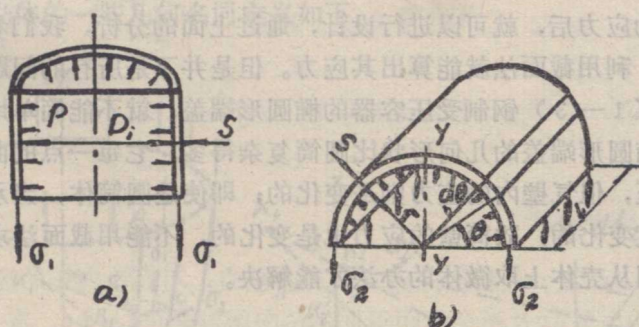


图 1-4 部分筒体上的受力情况

圆筒内径为 D_i ，壁厚为 S ，因为是薄壁容器故内径 D_i 可近似等于中径 D 。在此部分壳体上沿轴线方向总外力为 $\frac{\pi}{4} D^2 p$ 。沿轴线方向的总内力为 $\pi D \cdot S \cdot \sigma_1$ 。所以平衡条件为

$$\pi \cdot D \cdot S \cdot \sigma_1 = \frac{\pi}{4} D^2 p$$

$$\text{由此求出经向应力为 } \sigma_1 = \frac{p D}{4 S} \quad (1-1)$$

(二) σ_2 的计算

为求得周向应力 σ_2 ，用通过筒轴的平面将筒体截成两半，保留上半部，见图 (1-4 b)。作用在上半部的内压 p 在 $y-y$ 轴方向上的合力可用积分求得，筒体长度为 L ，取弧长为 $R d\theta$ 的狭条，作用在此微面积上的径向作用力为 $p R d\theta L$ ，其在 $y-y$ 轴方向

的投影为 $p \cdot R d\theta \cdot L \cdot \sin\theta$ 。对半圆周积分，则得在 $y-y$ 轴方向上总外力：

$$\int_0^\pi p R L \sin\theta d\theta = p R L [-\cos\theta] \Big|_0^\pi = 2 p R L = p D L$$

而圆筒轴向断面上的总内力为 $2 (L \cdot S \cdot \sigma_2)$

所以上半部的平衡条件为：

$$2 (L \cdot S \cdot \sigma_2) = D \cdot L \cdot p$$

$$\text{由此求出周向应力为：} \sigma_2 = \frac{p D}{2 S} \quad (1-2)$$

(三) 比较式 (1-1) 和 (1-2) 得 $\sigma_2 = 2\sigma_1$ (1-3)

这说明承受气体压力的圆筒形容器，其周向应力为经向应力的二倍。筒体的最大应力产生在轴向断面上。对圆筒部分用电阻应变仪测定的结果和爆破试验结果，都证明这一结论是符合实际的。故通常在设计受压圆筒时应使轴向焊缝的强度高于环向焊缝。

求出筒壁上的应力后，就可以进行设计，通过上面的分析，我们看到，对于承受气压的圆筒形容器，利用截面法就能算出其应力。但是并不是所有的问题都这么容易解决。例如对于图 (1-3) 钢制受压容器的椭圆形端盖，就不能简单地用截面法求出其应力。这是因为椭圆形端盖的几何形状比圆筒复杂得多。它每一点的曲率半径是变化的，虽然承受气压，但气壁内的应力则是变化的；即使是圆筒体，当承受液体压力时，因为液压是沿高度变化的，故筒壁的应力也是变化的，不能用截面法求出其应力。对于这类问题，就要用从壳体上取微体的办法才能解决。

二、回转壳体

上面我们分析了用截面法列出静力平衡方程式。求解圆筒形壳体的两个主应力的方法。因为它每点的曲率半径相等，是个特例。现在 we 希望能解决其他形状壳体（如椭圆形，锥形等）的应力计算的一般方法。这些容器（或端盖）虽然形状各异，但绝大多数都是属于回转壳体，也就是说容器是轴对称的。我们就利用都是回转壳体这一共同点，用类似上节的静力平衡方法，采取从壳体上取微体的办法来求得一般回转壳体应力计算的普遍方程式。

(一) 回转壳体的一些几何知识

任何直线或平面曲线绕其同平面内的轴线旋转一周而形成的表面称为回转曲面。化工上常用的各式各样的化工设备。其中间面一般是回转曲面（所谓中间面就是指与壳体外内表面等距离的曲面。即平分壳体厚度的曲面，它代表壳体的几何特性）。例如图 1-5 所示球壳的中间面是由半圆弧轴 oz 旋转一周而形成的圆球壳；圆柱面，圆锥壳的中间面是一根和轴 oz 相接的直线绕轴旋转一周而形成的圆锥面；椭球壳的中间面是由半椭圆弧绕轴 oz 旋转一周而形成的椭球面。

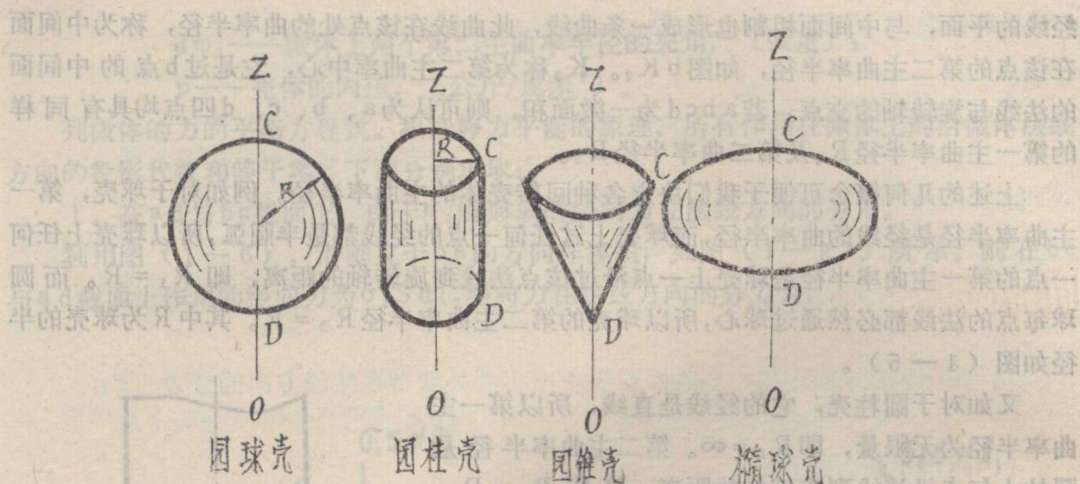


图 1—5 化工上常用的回转壳体

这里把回转壳体的一些几何名词定义如下：

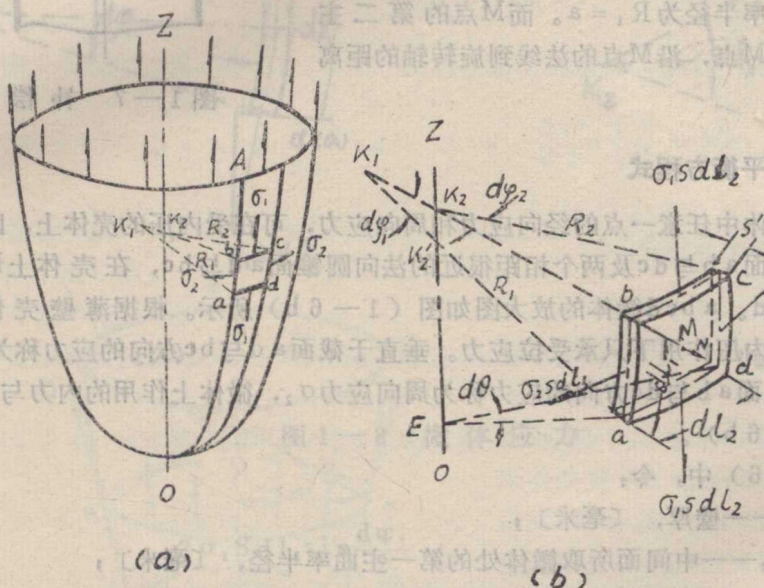


图 1—6 一般回转壳体

图 (1—6 a) 表示一回转壳体的中间面，此曲面是由平面曲线 $0A$ 绕其同一平面内的 $0Z$ 轴旋转而成。形成中间面的曲线 $0A$ 称为母线，也称作子午线或经线。图 (1—6 b) 中在某一点 M 垂直于中间曲面的直线 MN 称为中间曲面在该点的法线；垂直于回转轴的平面割中间面而形成的圆称为平行圆或纬线；此圆的半径称为平行圆半径，如图 (1—6 b) 中 r 。在经线上任取一点 a ，该点上经线的曲率半径 $R_1 = aK_1$ ，称为中间面在 a 点的第一主曲率半径。 K_1 点称为第一主曲率中心。通过经线上某一点 b 且垂直于

经线的平面，与中间面相割也形成一条曲线，此曲线在该点处的曲率半径，称为中间面在该点的第二主曲率半径，如图 $\overline{bK_2}$ 。 K_2 称为第二主曲率中心，它是过 b 点的中间面的法线与旋转轴的交点。若 $abcd$ 为一微面积，则可认为 a 、 b 、 c 、 d 四点均具有同样的第一主曲率半径 R_1 及第二主曲率半径 R_2 。

上述的几何概念可便于我们决定各种回转壳体主曲率半径。例如对于球壳，第一主曲率半径是经线的曲率半径，而球壳上过任何一点的经线都是半圆弧，所以球壳上任何一点的第一主曲率半径是球壳上一点沿过该点法线到旋转轴的距离，即 $R_1 = R$ 。而圆球每点的法线都必然通过球心，所以球壳的第二主曲率半径 $R_2 = R$ 。其中 R 为球壳的半径如图 (1-5)。

又如对于圆柱壳，它的经线是直线，所以第一主曲率半径为无限大，即 $R_1 = \infty$ 。第二主曲率半径是圆柱上每点沿法线到旋转轴的距离，显然 $R_2 = R$ ，其中 R 为圆柱壳的半径，如图 (1-5)。

又如对于列管式热交换器上的热补偿器，若其经线为半圆，半径为 a ，如图 (1-7) 所示。则任一点 M 的第一主曲率半径为 $R_1 = a$ 。而 M 点的第二主曲率半径为通过 M 点，沿 M 点的法线到旋转轴的距离即 $R_2 = \overline{OM}$ 。

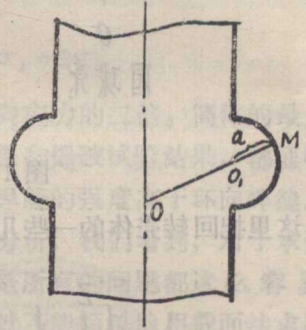


图 1-7 补偿器

(二) 微体平衡方程式

为了求解壳体中任意一点的经向应力和周向应力，可在受内压的壳体上，以两个相距很近的经线切面 ab 与 dc 及两个相距很近的法向圆锥面 ad 与 bc ，在壳体上切割出无限小微体 $abcd$ 。 $abcd$ 微体的放大图如图 (1-6b) 所示。根据薄壁壳体的无力矩理论，微体在内压作用下只承受拉应力。垂直于截面 ad 与 bc 方向的应力称为经向应力 σ_1 ，垂直于截面 ab 与 dc 方向的应力称为周向应力 σ_2 ，微体上作用的内力与外力可表示如图 (1-6b)。

在图 (1-6) 中，令：

- S ——壁厚，〔毫米〕；
- R_1 ——中间面所取微体处的第一主曲率半径，〔毫米〕；
- R_2 ——中间面所取微体处的第二主曲率半径，〔毫米〕；
- γ ——平行圆半径，〔毫米〕；
- σ_1 ——经向应力，〔公斤/厘米²〕；
- σ_2 ——周向应力，〔公斤/厘米²〕；
- dl_1 ——微体经线 ad ， dc 的长度，〔毫米〕；
- dl_2 ——微体纬线 ad ， bc 的长度，〔毫米〕；
- 由于 $abcd$ 是无限小微体，可取 $ad \approx bc \approx dl_2$ 。
- $d\varphi_1$ ——微体上两个第一主曲率半径的夹角，〔弧度〕；

$d\varphi_2$ ——微体上两个第二主曲率半径的夹角，〔弧度〕，

p ——壳体的内压，〔公斤/厘米²〕。

列微体的力的平衡方程式。根据静力平衡的原理，所有作用在微体上的沿微体法线方向的投影代数数和等于零。下面分别求取：

1. 在 ad 与 bc 截面上，由于 σ_1 所形成的经向力在法线方向的分力。

利用图（1—6），沿垂直于 ba 的方向作视图，如图（1—8a）所示。则在 bc 与 ad 截面上作用的经向力为 $\sigma_1 S dl_2$ ，经向力在法线方向的分力为：

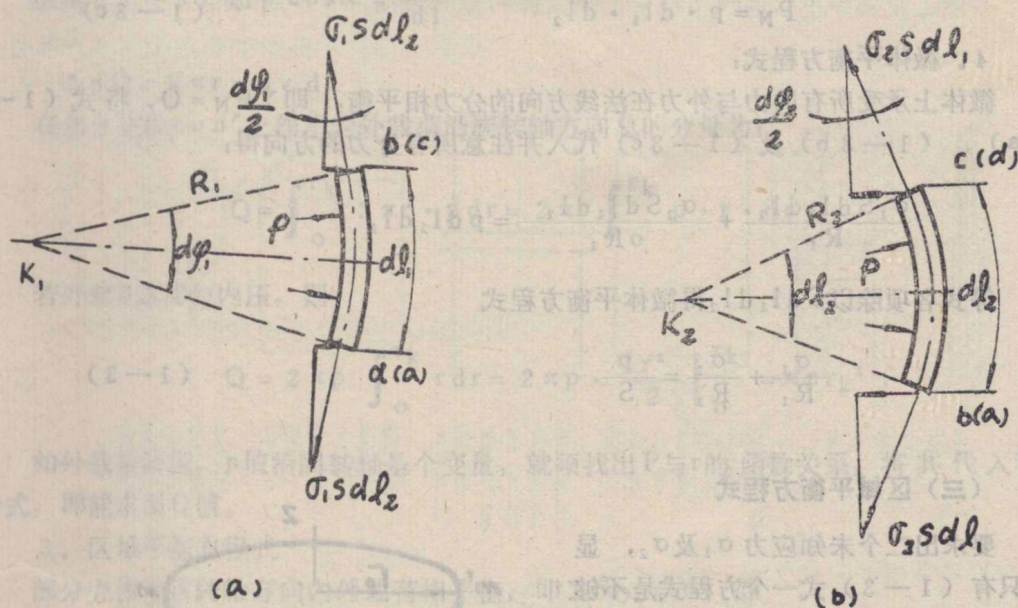


图1—8 微体应力

$$2 \sigma_1 S dl_2 \sin \frac{d\varphi_1}{2}$$

因为 $d\varphi_1$ 是一微小角。 $\sin \frac{d\varphi_1}{2} \approx \frac{d\varphi_1}{2} = \frac{dl_1}{2 R_1}$ 代入上式得 σ_2 沿法线方向分量为：

$$\frac{\sigma_1 S dl_1 dl_2}{R_1} \quad (1-3a)$$

2. 在 ab 与 dc 截面上，由于 σ_2 所形成的周向力在法线方向的分力。

利用图（1—6）沿垂直于 bc 截面的方向作视图如图（1—8b）。则 ab 与 cd 截面

上作用的周向应力为 $\sigma_2 S dl_1$ 。周向应力在法线方向的分力为：

$$2 \cdot \sigma_2 S dl_1 \sin \frac{d\varphi_2}{2}$$

同样 $\sin \frac{d\varphi_2}{2} \approx \frac{d\varphi_2}{2} = \frac{dl_2}{2R_2}$ 代入上式得 σ_2 沿法线方向分量为：

$$\frac{\sigma_2 s dl_1 dl_2}{R_2} \quad (1-3b)$$

3. 由于内压 p 的作用，在微体面积上产生的外载荷在法线方向的分力为 P_N 。

$$P_N = p \cdot dl_1 \cdot dl_2 \quad (1-3c)$$

4. 微体平衡方程式：

微体上承受所有内力与外力在法线方向的分力相平衡，即 $\Sigma F_N = 0$ ，将式（1—3a），（1—3b）及（1—3c）代入并注意所有分力的方向得：

$$\frac{\sigma_1 S dl_1 dl_2}{R_1} + \frac{\sigma_2 S dl_1 dl_2}{R_2} = p dl_1 dl_2$$

等式各项除以 $S dl_1 dl_2$ 得微体平衡方程式

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{p}{S} \quad (1-3)$$

（三）区域平衡方程式

要求出二个未知应力 σ_1 及 σ_2 ，显然只有（1—3）式一个方程式是不够的，应该再列出一个平衡方程式。对于承受轴对称载荷的回转壳体，可以用部分壳体沿旋转轴方向的静力平衡条件来建立方程，即研究 σ_1 和外载荷 p 的关系式。如图（1—9）所示，将壳体沿经线的法线方向切开（即在平行圆 nn' 处用垂直于经线的法向圆锥面截开），截面上垂直地作用着经向应力 σ_1 。取回转壳体下部为分析的部分壳体，如图（1—9）中 $n \circ n'$ 。

1. 内力沿回转轴方向的分力：

在 $n \circ n'$ 部分壳体上，作用的总内力为 $2\pi r_K S \sigma_1$

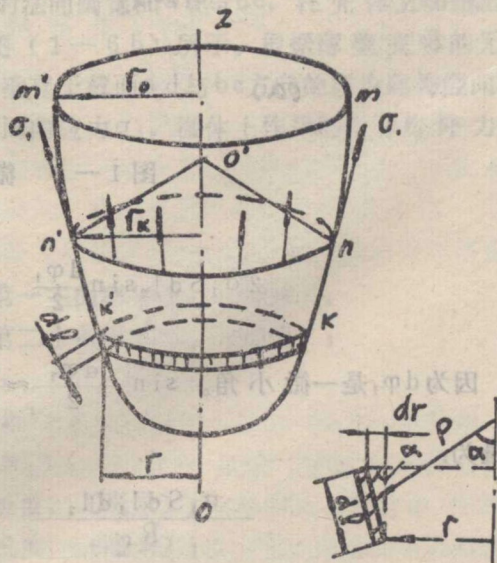


图 1—9 部分壳体上的受力情况

其中 r_K 为中间面在截面处平行圆半径。

内力沿回转轴 oz 方向的分量为:

$$2\pi r_K S \sigma_1 \cos \varphi$$

2. 外载荷沿回转轴方向的分力:

在 non' 部分壳体上取一宽度为 dl 的环带, 在单位面积上作用有外载荷 p , 环带所受总外载荷为 $2\pi r dl \cdot p$ 。

环带所受总外载荷沿回转轴 oz' 方向分力为:

$$dQ = 2\pi r dl \cdot p \cos \alpha \cdot$$

由图(1-9)知: $\cos \alpha = \frac{dr}{dl}$

$$\therefore dQ = 2\pi r \cdot p \cdot dr$$

在部分壳体 non' 上作用的外载荷沿旋转轴方向总的分量为:

$$Q = \int_0^{r_k} 2\pi r \cdot p dr = 2\pi \int_0^{r_k} p \cdot r \cdot dr$$

若外载 p 是均匀内压, 则

$$Q = 2\pi p \int_0^{r_k} r dr = 2\pi p \cdot \frac{r^2}{2} \Big|_0^{r_k} = \pi p r_k^2$$

如外载是液压, p 值沿回转轴是个变量, 就须找出 P 与 r 的函数关系, 将其代入积分式, 即能求出 Q 值。

3. 区域平衡方程式

部分壳体沿回转轴方向内外载荷相平衡, 即 $\Sigma F_{OZ} = 0$, 得

$$Q = 2\pi r_k S \sigma_1 \cos \varphi$$

式(1-4)就是回转壳体的区域平衡方程式, 由这个方程式可直接求得:

$$\sigma_2 = \frac{Q}{2\pi r_k \cos \varphi}$$

再将 σ_2 值代入(1-3)式, 即可求得 σ_2 。

第二节 边缘问题

一、无力矩理论的应用范围

在上节我们详细地分析了圆筒形壳体和一般回转壳体无力矩理论的基本公式。在一开始我们就谈到, 无力矩理论在计算中忽略了弯曲应力, 在工程上是比较简单适用的,

它的适用范围除壳壁较薄这一条件外，还应有其他不致产生显著的弯曲变形的条件，这些条件是：

1. 壳壁厚度如有变化也是逐渐变化的，而无突变；曲率半径（主要是第一主曲率半径）或容器的曲面是连续变化的，无突然转折处。相邻构件材料的物理性能（主要是 E 、 μ ）应当是相同的。
2. 载荷在壳体曲面上分布是连续的，没有突然改变的载荷（或集中力）；温度在壳体曲面上分布也是均匀的或逐渐变化的，没有温度突变。
3. 在边界上的外力只能沿壳体的经线方向。在边界的经线转动及径向位移不应受到约束。

在化工设备中也常遇到不符合上述条件的情况如图（1—10）所示：

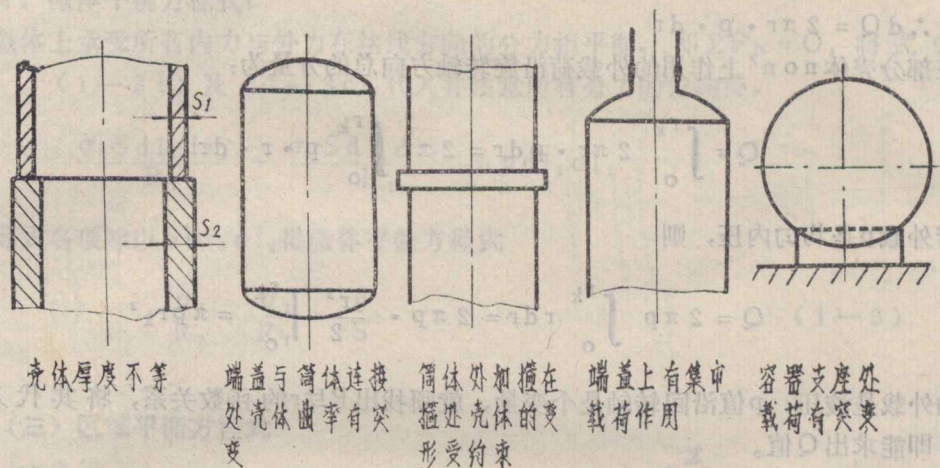


图 1—10 不符合无力矩理论要求的壳体

在上述情况下壳体都将不可避免地发生弯曲变形，无力矩理论在这些局部地方便不适用。

因此，薄壁壳体几何形状及载荷分布的均匀连续性，是无力矩理论应用的条件。对不满足这一条件的实际情况，如支座附近处、不同几何形状壳体联接处等，它们的应力和应变都要用比较复杂的壳体有力矩理论来解决。

二、边缘应力产生原因

我们知道用无力矩理论来分析壳体中的应力时弯曲应力是不考虑的，实际上即使在壳体自由膨胀时也是存在弯曲应力，只不过弯曲应力其数值很小，所以在一般工程计算中忽略其影响而已。

壳体中的弯曲应力是怎么产生的呢？

我们来分析一个圆筒，如图（1—11）所示，假若不考虑容器端盖的牵制作用，在

远离边缘处（端盖与圆筒连接处），圆筒受内压 p 后，可以自由膨胀，则壳体受内压后将变成图（1—11）中虚线所示的位置。沿半径方向向外膨胀出 W 量，即半径从 R 变成 $R + W$ 。取出一圆心角 α 的一段圆弧，将该圆弧变形前后的情况加以比较，显然 $\widehat{A'B}$ 和 $\widehat{A'B'}$ 并不重合， $\widehat{A'B'} > \widehat{A'B}$ ，周向伸长了，曲率变小了。由 $\widehat{A'B}$ 变为 $\widehat{A'B'}$ ，除在 $\widehat{A'B}$ 两端各加以周向力 T 将其拉长外，还需在 $\widehat{A'B}$ 的两端各加一个弯矩 M 将其曲率变小。由此可见内压不但在壳体壁中引起拉应力，还会引起一定的弯矩或弯应力。

弯应力可根据曲率变化来计算。从 $\widehat{A'B}$ 变为 $\widehat{A'B'}$ ，其曲率改变是：

$$\frac{1}{R} - \frac{1}{R_1}$$

由于这一曲率变化而在壳体中引起的弯矩是：

$$\begin{aligned} M &= D' \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_1} \right) \\ &= D' \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R + W} \right) \\ &= D' \left(\frac{W}{R^2 + RW} \right) \end{aligned}$$

式中： D' ——器壁的柱状刚度 $D' = \frac{ES^3}{12(1-\mu^2)}$

其中 E 为材料的弹性模数， μ 为波桑比。因为 RW 的数值远较 R^2 为小，所以可近似地取

$$M \approx D' \frac{W}{R^2}$$

如以 ϵ_2 表示筒壁的周向应变，

因 $\epsilon_2 = \frac{2\pi(R + W) - 2\pi R}{2\pi R} = \frac{W}{R}$

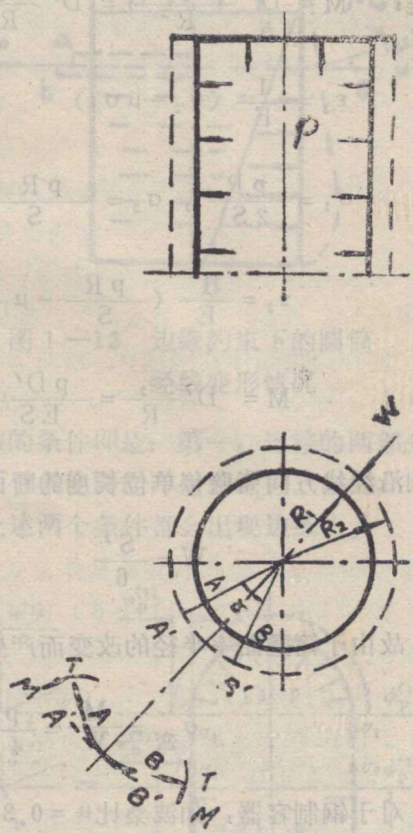


图 1—11 承受内压的圆筒形壳体

则: $W = \varepsilon_2 R$

于是: $M = D' \frac{\varepsilon_2 R}{R^2} = D' \frac{\varepsilon_2}{R}$

因 $\varepsilon_2 = \frac{1}{E} (\sigma_2 - \mu \sigma_1)$

而 $\sigma_1 = \frac{p R}{2 S}$, $\sigma_2 = \frac{p R}{S}$

故 $\varepsilon_2 = \frac{1}{E} \left(\frac{p R}{S} - \mu \frac{p R}{2 S} \right) = \frac{p R}{E S} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right)$

则 $M = D' \frac{\varepsilon_2}{R} = \frac{p D'}{E S} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right) = \frac{p S^2 (2 - \mu)}{24 (1 - \mu^2)}$

沿经线方向筒壁每单位长度的断面模数为

$$W = \frac{S^2}{6}$$

故由于筒壁曲率半径的改变而产生的周向弯应力为

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{M}{W} = \frac{p (2 - \mu)}{4 (1 - \mu^2)}$$

对于钢制容器, 如波桑比 $\mu = 0.3$, 则

$$\sigma_{\text{弯}} = 0.467 p$$

这证明即使在远离边缘的筒体部分, 由于内压产生的曲率变化也产生弯曲应力, 但是它的数值是相当小的, 前面讲过, 圆筒受内压后其周向应力 $\sigma_2 = \frac{p R}{S}$, 在薄壁容器中其

$\frac{R}{S}$ 是比较大的, 一般认为薄壁容器公式可用到 $\frac{S}{R} = 0.2$, 此时 $\sigma_2 = 5 p$ 。可见圆筒受内压时的周向拉应力 σ_2 比周向弯曲应力 $\sigma_{\text{弯}}$ 的数值大得多。就绝对值而言, 因为薄壁容器一般承受压力都不大, 因此 $\sigma_{\text{弯}}$ 的数值很小, 所以忽略它是允许的。但在边缘处就不同了。

如图 (1-12) 所示, 圆筒中盛有液体, 上下两端是刚性很大的平板盖。筒壁上的液体静压力沿斜线 AB 分布, 但由于上下两个端盖的约束, 圆筒壁的变形不会象图 (1-11) 那样, 而要变成图 (1-12) 中虚线所示, 即不仅有周向的伸长, 而且有经向的变形和伸长, 截面 u 变形后的位置为 u'。出现了截面转角 θ , 产生了经向弯矩 M_{θ} , 而且两个相邻的平行圆环 a 和 b, 由于径向变形不同, 其间也出现了横向力 Q_{θ} 。当然, 上