

受压容器设计资料

(译文集)

第九輯

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

内 容 提 要

本资料系根据 1969 年“第一届国际压力容器会议论文集”有关文章
选译,可供压力容器的设计、制造和科研人员参考。

受压力容器设计资料(译文集)

(九)

上海化学工业设计院石油化工设备设计建组

(上海南京西路 1856 号)

国 营 海 峰 印 刷 厂 印 刷

一九七四年三月

工本费: 0.50 元

毛主席语录

学习有两种态度。一种是教条主义的态度，不管我国情况，适用的和不适用的，一起搬来。这种态度不好。另一种态度，学习的时候用脑筋想一下，学那些和我国情况相适合的东西，即吸取对我们有益的经验，我们需要的是这样一种态度。

……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。

说 明

本设计资料系根据 1969 年“第一届国际压力容器会议论文集”(First International Conference on Pressure Vessel Technology) 有关文章选译。原书共三册(英文), 包括了石油、化工受压容器的设计、制造、检查等有关文章。在一定程度上反映了最近的国外水平。遵照伟大领袖毛主席关于“洋为中用”的教导, 我们选择其中实用价值较大的文章, 组织有关科研、设计、学校及工厂等单位翻译, 本资料分九辑陆续出版。在每篇译文后附有该篇文章在原书中的序号, 便于读者查对。

对于一切外国的东西, 必须根据我国具体情况, 决不能生吞活剥地毫无批判地吸收, 本设计资料仅供设计参考。本资料在内容上和翻译上有不妥的地方, 请随时给我们提出, 以便今后进一步改进。

在翻译过程中得到有关单位的大力支持, 特此致谢。

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

1973.10.

目 录

1. 利用壁面有限的膨胀制造有预应力或无应力的圆筒形金属压力容器	1
2. 厚壁管的蠕变	8
3. 钢的低循环疲劳	15
4. 多德瓦反应器开孔底盖模型的实验和理论应力分析	27
5. 以 0.18% 碳钢在 400℃ 扭力蠕变数据为基础的厚壁圆筒蠕变	39

利用壁面有限的膨胀制造有预应力 或无应力的圆筒形金属压力容器

提 要

原子能、石油、气体、化学以及其它工业采用的容器与管线，其容量不断增长，而且压力越来越高。利用圆筒形金属壁的膨胀可以制造多层式的或有预应力加强的容器与管子。本文回顾了早已完成的结构并提出了一些新的装置型式，包括这些装置的计算理论的摘要，最近的试验，照片与图。

绪 言

制造双层或多层的圆筒体和加箍的筒体，可以在高温下将外壁或箍套在一个衬里上，也可利用套在外壁里面或箍里面的衬里进行膨胀。

所叙述的是利用内部水压使衬于外层壁面或箍体内的壁面膨胀的方法。

自从 1928 年建成了第一个利用壁面膨胀而箍紧的容器以后，采用这一方法已经制成了体积为 $250,000 \text{ 米}^3$ 的容器或运输贮槽，还有 70,000 吨管线。

方法的优点

利用壁面(容器或管子)的膨胀制成的结构，不论是双层的，多层的还是加箍的筒体，需要的板厚比单层式的要薄。

与化学组成相同的较厚的钢板相比，这个方法使钢板具有更好的机械性能并显示了不脆性的改善(较低的转化温度)。这个方法还使钢板具有较小的物理及化学性质的分散性。同一块钢板在顶底之间，内部与表面的变化是较小的。此外，还可避免钢板由于为

了套合而加热使受过处理的钢的机械性能变更。

在制造的时候，由于厚度适宜于焊接，所以这个方法可以比较容易地焊接，不论用手工焊或自动焊都能获得较好的机械性能。也就是使残余的造型应力与焊接应力减少到最低限度，同时通常可以采用锅炉制造结构的尺寸公差。这种方法可使圆筒体的周向焊接限制到最小的承受经向力所许可的厚度，并且由于在膨胀时达到了塑性阶段，削减了因造型与经向焊接引起的残余应力的峰值。最后，这种方法可以校核焊制的膨胀式筒体的实际的屈服应力及其在压力下的性能，也避免了高温的套合操作及其准备工作。

实际的箍紧力同样可以在压力作用下进行试验，因为外层壳体上的，箍体或钢丝上的应力一般达到它们本身屈服应力的 80%。

这个方法也能应用在各种金属壁面进行膨胀，例如，在内部衬里必须经受某种腐蚀的情况。它也允许插入一层中间壁面用作强度壁的保护层。

按照上述方法制造的构件的强度也可按照材料的许用应力与屈服限之间的关系进行校核，所用的方法是在膨胀压力或紧箍压力下，既不超过不膨胀壁的屈服限也不超过箍体的屈服限。

在这些结构中要考虑的许用应力，不仅在计算管截面均匀部分内的单向应力，而且在计算有间隙的箍体之间的局部弯曲应力都是很重要的。在计算时也要考虑二个或三个方向应力的合成。

SA130/08

**按 B.V.S. 专利采用壁面膨胀
制造加箍的(有预应力的)或
无预应力的圆筒体的型式**

单层的、双层的，三层的或多层的圆筒体在一个或几个壳体内膨胀具有两种不同型式：

(1) 非紧箍的（金属壁与壳体有着相同

的应力特征——壁与壳在一个模型内膨胀）。

(2) 紧箍的或非紧箍的（金属壳的强度特性高于内层筒壁的——壁面在壳体内膨胀（图 1））、

对于单层的，双层的，三层的或多层的圆筒体在一个壳内膨胀，箍的强度特性高于内层筒壁。箍体的型式有：

(1) 箍体滚轧成具有矩形断面的圆环（图 2 与图 3）。

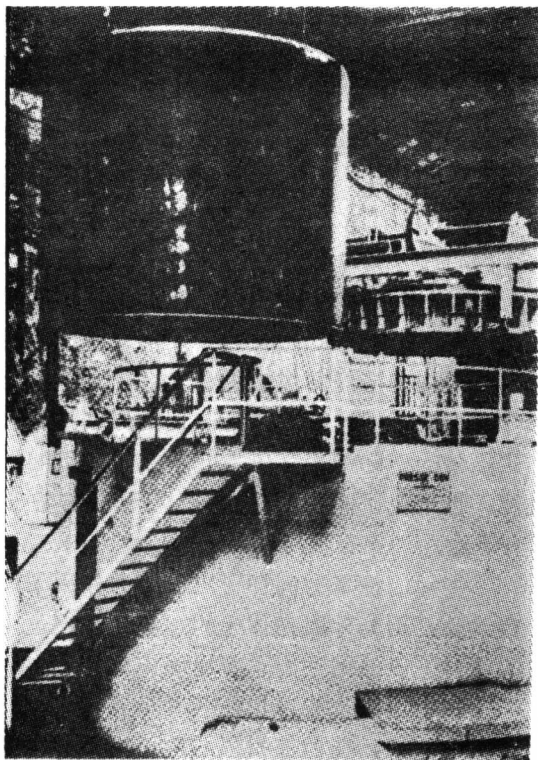


图 1

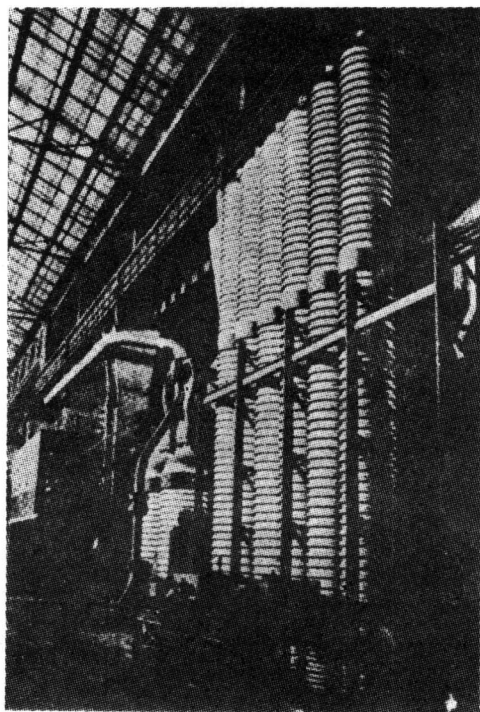


图 2

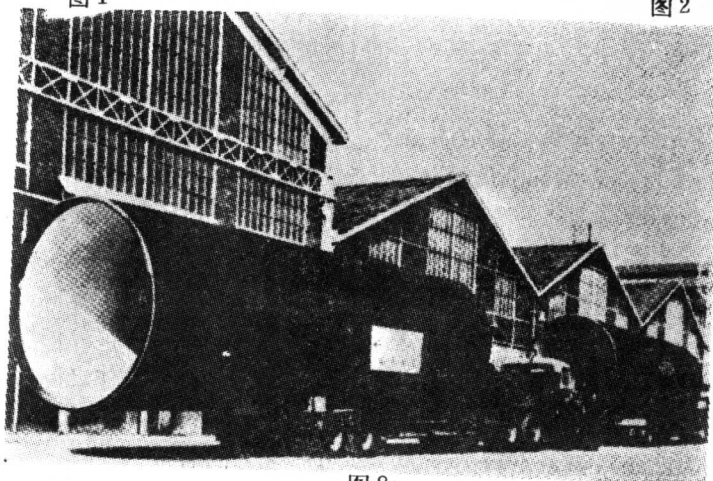


图 3

(2) 用圆形的拉制的钢丝索，缠绕成封闭的圆环。

(3) 用拉制的圆形的钢丝索缠绕成螺旋圈(图4)。

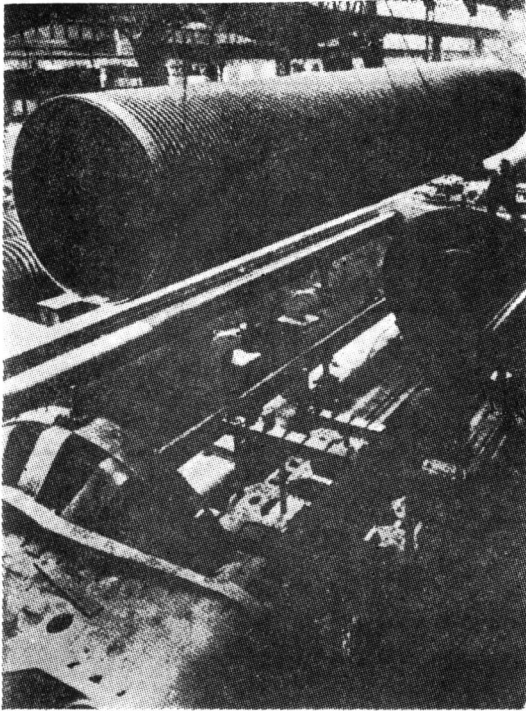


图4

(4) 用具有各种断面(圆形的，矩形的，蛋形的)持有专利的拉制的连续的钢丝缠绕成一层或几层。

设计原则

此构件的设计是符合正式的规范或按购买条例的附加的规格，后者应该规定遵守的附加条件。

有预应力的圆筒体

容器制成之后使进行水压试验，为了产生预应力，水的压力只是使内筒超过屈服限，而箍体则不超过。

为此目的，采用了两种机械性能不同的

钢材(外层壳体用机械性能最好的钢材，这样当紧箍操作时内筒可以超过屈服限，而且在内筒膨胀时外层壳体没有变形*。)

为了在膨胀操作之后获得所需要的残余箍紧力，必须确定膨胀壁与箍体之间的强度差别。

利用筒壁的膨胀有两种制造与箍紧的方法。第一种方法与箍紧操作及筒体与端盖组合之前需要膨胀的圆筒体有关。这些圆筒体要求在筒壁(多层式的)之间或筒壁与滚轧的箍体(环)之间有套合的间隙，间隙量限制在0.5~1%(图5)。

第二种方法是在圆筒体上缠绕高强度的钢丝索或包上钢板，或者在圆筒体外包上一个用两片焊接的半圆壳组成的外壳(或使圆筒体有一个热的外壳或在高温下加箍)。在此方法中，圆筒壁之间是“贴合”的，且在水

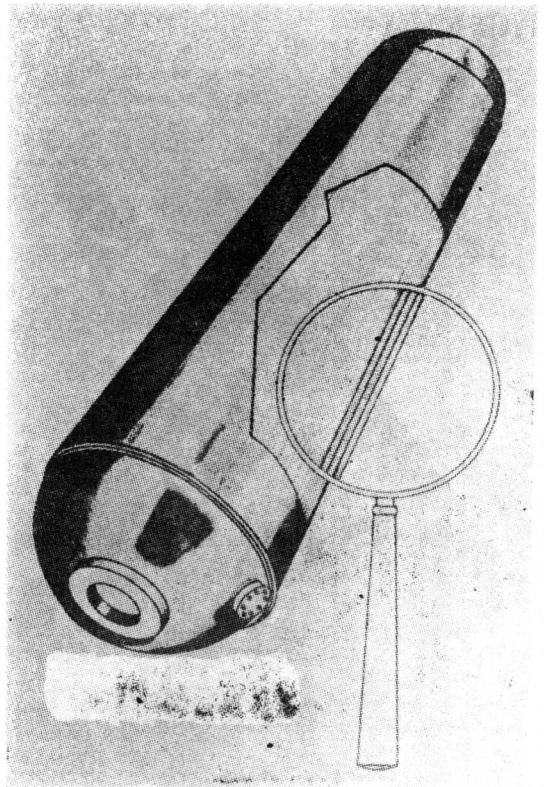


图5 三层的紧箍式容器

*原文如此，似应为外层壳体没有塑性变形。——译者

表 1 非直接火加热的受压元件决定许用应力的常用系数

按法规的系数	矿山管理机构(法国)	Véritas*局	I.S.O. (皇家管理机构)		英国标准	ASME(美国机械工程协会) 第三部分, 第八部分的第二类
			热态	冷态		
强度限	3	2.5	2.7	2.4	2.35	3
屈服限			1.6			1.5
相对的焊接强度	0.9	1			1.5	1

* 即 Bureau Véritas 是一个国际性的协会, 从事于容器的检查与评定。——译者

表 2 决定受压管线许用应力的常用系数

按法规的 系数	管线与阿尔及利亚的法规					阀 门			
	法国的 I 区	II 区 埋入地下的	III 区 地面上的	III 区 埋入地下的	III 区 地面上的	法国流体技术协会相应于屈服限的 单向许用应力或最大的相当应力			
强度限	2.78	1.67	2	1.82	2.28	地面或 地下	自由地 置入地道	用混凝土固 结在地道内 或地下的	用掺有岩石 的混凝土固 结在地道内
屈服限	1.67	1.25	1.25	1.37	1.37	1.7	1.6	1.5	1

压作用下膨胀使箍体限制在弹性伸长的范围内(图 6)。

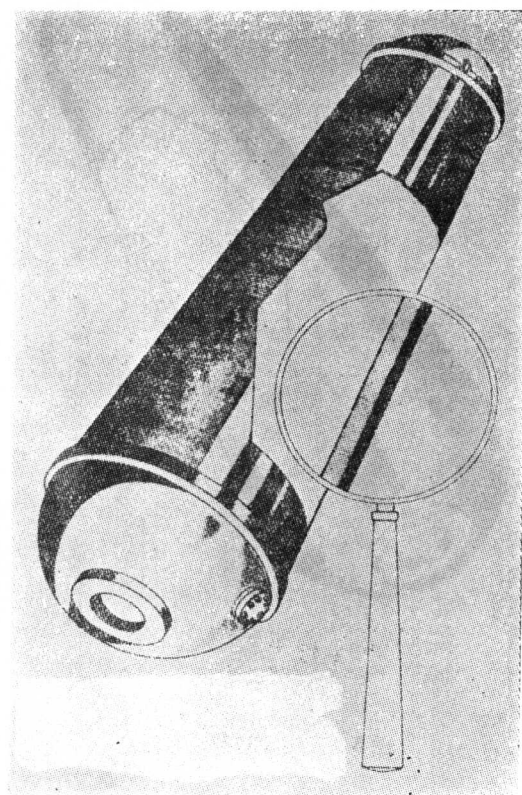


图 6 缠绕高强度钢丝的紧箍式容器

计算的理论

所设计的圆筒体内半径为 R , 设计内压为 P 。它包括有一个厚度为 e 的内部衬里, 它本身是由一块或几块互相紧压的钢板所组成。厚度为 e_r 的外壁或箍体, 是应用机械的方法由一层或多层钢丝缠在衬里上, 或者由比衬里强度更高的一块或几块钢板组成一个外壳所构成的(图 7)。

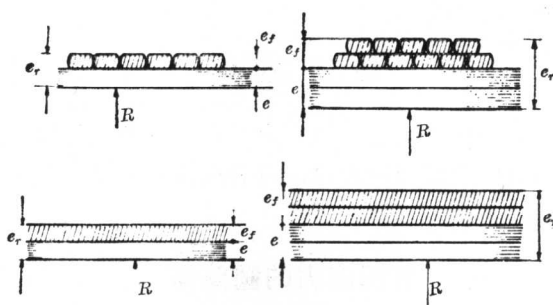


图 7

外壳的“分配厚度”(“distributed thickness”) e_r 这一项将采用筒体在单位经向长度上缠绕的钢丝的总断面, 只要钢丝层可以比作正规厚度的壁面的话。

假定的总厚度将为 $e_r = e + e_r$ 。

筒体好象处于双层壁的系统：具有衬里的内壁与箍体的外壁。

具有内部衬里的箍体受有预应力。

计 算

按照最新的壳体计算的理论进行计算，考虑到某些简化，以便于应用结果，简化是基于下述假定的。

(1) 将衬里与箍体之间的接触压力看做是在任意点都是均匀的。

(2) 在箍紧之前，各部分热应力消除之后，不存在残余的焊接应力或造型应力。

(3) 理论建立时，对于钢丝索组成的箍体或是连续板组成的箍体是没有差别的，在衬里与箍体之间的经向摩擦是忽略的。

(4) 衬里与箍体的弹性模数是相同的。

(5) 按照壁厚与直径之比存在着两种计算方法。第一种是不考虑拉美(Lamé)效应而对壳与箍体采用同一个半径，其值等于整个筒体的内半径；第二种是考虑到拉美效应。

不考虑拉美效应时承受经向力的圆筒体的计算。

在弹性范围内压力升高时，带端盖的筒体承受的压力从0增加到 P_0 ，使衬里的壁面进入弹-塑性状态。

承受内压 P 的双层壁的系统可以分解成两个系统； ω 表示两层壁面间的接触压力。(图8)

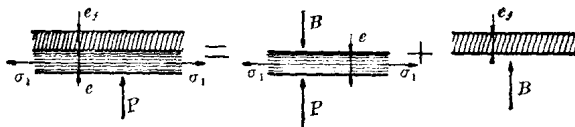


图8

在力(内压，经向应力 σ_1)的作用下，经向位移可由虎克定律得出：

$$\epsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu\sigma_2) \quad (1)$$

对于内壁：

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{1}{E} \left[(P - \omega) \frac{R}{e} - \nu\sigma_1 \right] \quad (2)$$

对于外壁：

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{1}{E} \left(\frac{\omega R}{e_f} - \nu\sigma'_1 \right) = \frac{1}{E} \frac{\omega R}{e_f}, \quad (3)$$

当 $\sigma'_1 = 0$

因位移是相同的，故可得出 ω 值：

$$\omega = \left(\frac{PR}{e} - \nu\sigma_1 \right) \frac{ee_f}{Re_r} \quad (4)$$

在此情况下由于端盖引起的经向应力是：

$$\sigma_1 = \frac{PR}{2e \left(1 + \frac{e}{2R} \right)} \cong \frac{PR}{2e} = \gamma P \quad (5)$$

比例尺寸 $\frac{e}{R}$ *通常限制在近似于5%范围内，当 $\nu = 0.3$ ，可以导出下列公式：

$$\omega = 0.85 P \frac{e_f}{e_r} \quad (6)$$

箍体中的周向应力为：

$$\sigma_f = \frac{\omega R}{e_f} = 0.85 \frac{PR}{e_r} = \mu P \quad (7)$$

衬里中的周向应力为：

$$\sigma_t = (P - \omega) \frac{R}{e} = \left(1 + 0.15 \frac{e_f}{e} \right) \frac{PR}{e_r} = \alpha P \quad (8)$$

达到弹-塑性阶段：

当主应力为 $\sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}$ ，可找到其在弹性范围内的联合应力——仍然可以应用弹性理论，其数学表达式可规定为：

$$\sigma_0^2 = \frac{1}{2} [(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{III} - \sigma_I)^2] \quad (9)$$

σ_0 低于所采用的材料的屈服限 n 。这就是范·米赛斯(von Mises)理论。 σ_0 称之为“相当应力”(“equivalent stress”)。

如相当应力超过屈服限，则应力与变形的关系将遵从塑性定律。如相当应力等于屈服限则到达两种理论的分界处，即弹-塑性阶段。

* $\frac{e}{R}$ 是译者加上的。——译注

对于平面应力状态 ($\sigma_{\text{III}}=0$) 相当应力将由下式给出, 即:

$$\sigma_0^2 = \sigma_I^2 + \sigma_{\text{II}}^2 - \sigma_I \sigma_{\text{II}} \quad (10)$$

在弹性塑性阶段的交界处, 平面应力状态下的联合应力以图形来表示则为一椭圆, 方程式为

$$\sigma_I^2 + \sigma_{\text{II}}^2 - \sigma_I \sigma_{\text{II}} = n^2 \quad (11)$$

式中 n 为钢板的屈服限。

在弹性阶段内压力升高时, 本节所述的内筒壁面中的应力值可按图 9 表示出来。

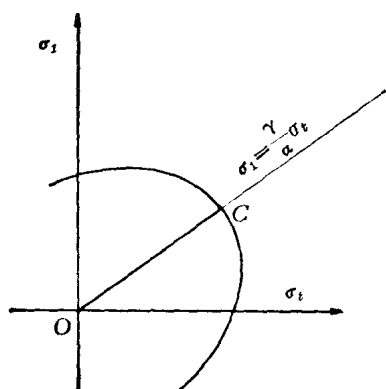


图 9

壁上的理论点沿直线 $\sigma_I = (\gamma/a) \sigma_{\text{II}}^*$ 移动。C 点表示到达了弹-塑性阶段。

$$\sigma_I^2 + \sigma_{\text{II}}^2 - \sigma_I \sigma_{\text{II}} = n^2 \quad (12)$$

给出 $\sigma_I = \alpha P$ 和 $\sigma_{\text{II}} = \gamma P$, 且假设

$$k = \frac{\alpha}{\gamma}.$$

相当于 C 点的压力 P_C 将是:

$$P_C = \frac{ne}{R} \left(\frac{2}{\sqrt{1+k^2}-k} \right) \quad (13)$$

K 等于 $2(e + 0.15e_f/e_r)$ 也可写成 $2[0.85(e/e_r) + 0.15]$, 由此可推知

$$P_C = 1.155 \frac{ne}{R}$$

$$\left(\frac{1}{\sqrt{0.263 - 0.226 \frac{e}{e_r} + 0.963 \frac{e^2}{e_r^2}}} \right) \quad (14)$$

弹-塑性状态: 在塑性阶段应力与变形

之间的关系由圣文南 (Saint-Venant) 理论决定 (对理想的塑性材料)。

$$2\sigma_I - \sigma_{\text{II}} - \sigma_{\text{III}} = 6\lambda \frac{d\epsilon_1}{dt} \quad (15)$$

$$2\sigma_{\text{II}} - \sigma_I - \sigma_{\text{III}} = 6\lambda \frac{d\epsilon_2}{dt} \quad (16)$$

$$2\sigma_{\text{III}} - \sigma_I - \sigma_{\text{II}} = 6\lambda \frac{d\epsilon_3}{dt} \quad (17)$$

$\sigma_I, \sigma_{\text{II}}, \sigma_{\text{III}}$ 是主应力。 ϵ_1, ϵ_2 与 ϵ_3 是 I, II, III 方向上各自的相对伸长。 λ 是材料的特性系数, $d\epsilon/dt$ 是对时间的导数。

在平面应力状态时 $\sigma_{\text{III}}=0$, 那么这些关系可写成下式:

$$\frac{d\epsilon_2}{2\sigma_{\text{II}} - \sigma_I} = \frac{d\epsilon_3}{-\sigma_I - \sigma_{\text{II}}} \quad (18)$$

$$\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 = 0$$

第二个等式表示了体积守恒的条件 (泊桑系数是 0.5)

假定从某一给定的状态出发往前时, 在主方向 I 上每移动一步是受阻碍的; 从这一状态往前便得到 $\Delta\epsilon_1=0$ 。由以上的等式可以推知:

$$\Delta\epsilon_2 = -\Delta\epsilon_3$$

该处

$$\frac{-\sigma_I - \sigma_{\text{II}}}{2\sigma_{\text{II}} - \sigma_I} = \frac{\Delta\epsilon_3}{\Delta\epsilon_2} = -1 \quad (19)$$

结果

$$\sigma_I = \frac{1}{2} \sigma_{\text{II}} \quad (20)$$

假如在受阻碍的方向内的应力是其它方向内的应力的一半。那么只是在塑性阶段才可能有位移 (在一个受阻碍的方向上有伸长。)

膨胀式筒体的应用

由箍体组成的外筒壁面起到限制内筒壁面上周向应力的作用。

在 σ_I, σ_t 平面内, 在塑性状态下某点的应力只能沿一根直线移动, 此直线是:

$$\sigma_I = 2\sigma_t$$

* 原文在式中缺一等号。——译注

另一方面压力 P_c 已将理论点放到 C 处；理论点只有沿着下述的椭圆形才能达到直线 $\sigma_1 = 2\sigma_t$ 。因此理论点的移动将如图 10 所示的途径

$$O-C-D-Z$$

此处 $O-C$ = 弹性状态

$C-D$ = 弹-塑性状态

$D-Z$ = 塑性状态

下面将表示出到达紧箍压力 P_f 时, 理论点 M 在 C 与 D 之间的位置。

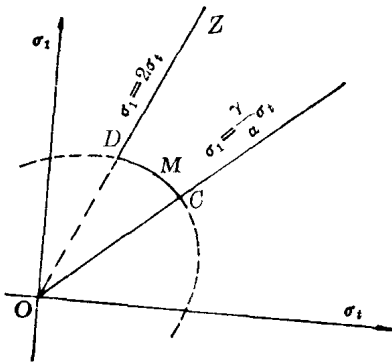


图 10

箍体端点应力的计算

让我们计算外筒壁面中即上面提到的相应于 P_f 的在 M 点的应力。

两层壁间的力的平衡示于图 8。

ω 是两层壁间的接触压力。

因此可得

$$\sigma_f = \frac{\omega R}{e_f}, \quad \sigma_t = (P_f - \omega) \frac{R}{e} \quad (21)$$

由(21)式可以导出

$$\sigma_f = \frac{P_f R}{e_f} - \sigma_t \frac{e}{e_f} \quad (22)$$

对于任意压力 P 这个平衡关系可以在弹性状态下应用也可应用到弹-塑性状态。

σ_t 值可由椭圆方程给出

$$\sigma_t^2 + \sigma_1^2 - \sigma_t \sigma_1 = n^2 \quad (23)$$

$$\sigma_1 = \frac{P_f R}{2e}$$

式中:

$$\sigma_t = \frac{R P_f}{4e} \left(1 + \sqrt{\frac{16n^2 e^2}{P_f^2 R^2} - 3} \right) = \frac{R}{e} P_t \quad (24)$$

P_t 表示紧箍操作终了由衬里引起的压力的一部分。我们很容易确定它的数值, 假定

$$P'_c = \frac{ne}{R} \quad (25)$$

$$\lambda = \frac{P_f}{1.155 P'_c} \quad (26)$$

$$K = \frac{1}{4} [\lambda + \sqrt{3(4 - \lambda^2)}] \quad (27)$$

P_t 可写成:

$$P_t = K \times 1.155 P'_c \quad (28)$$

因此外壁内的应力写成

$$\sigma_f = \frac{P_f R}{e_f} - \frac{e}{e_f} \times \frac{R P_t}{e} = (P_f - P_t) \frac{R}{e_f} \quad (29)$$

压力为零时周向预应力的计算

当压力从紧箍压力降至零时, 筒体回到了弹性阶段, 则在讨论弹性状态下压力升高时所述的公式就可应用了。所考虑的压力就是外压 $-P_f$ 。

在压力是零时的应力可表示为紧箍压力下的应力值减去由 P_f 引起的弹性应力。

$$\sigma_{0f} = \sigma_f - \mu P_f = \sigma_f - 0.85 \frac{P_f R}{e_r} \quad (30)$$

$$\sigma_{0t} = \sigma_t - \alpha P_f = \sigma_t - \left(1 + 0.15 \frac{e_f}{e} \right) \frac{P_f R}{e_r} \quad (31)$$

设计压力下的周向应力

设计压力 P 当然是低于紧箍压力 P_f 的。

衬里与箍体二者都处于弹性阶段。由压力 P 产生的弹性应力将与上面所计算的预应力相加。

$$\sigma_{Pf} = \sigma_{0f} + 0.85 \frac{PR}{e_r} \quad (32)$$

$$\sigma_{Pt} = \sigma_{0t} + \left(1 + 0.15 \frac{e_f}{e} \right) \frac{PR}{e_r} \quad (33)$$

内壁

第一张图(图 11)显示出理论点在 σ_t, σ_1 坐标系中的运动。紧箍压力减少到零, 相应地是直线 MN 部分, 且 MN 与直线 OC 平

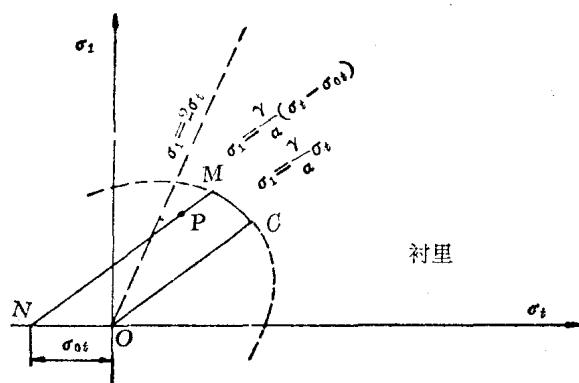


图 11

行。ON 为钢板上预应力的大小，再升回到设计压力时遂为 NP 部分。第二张图(图12)显示出理论点在 P, σ_t 座标系中的运动，其标号与第一张图相同。

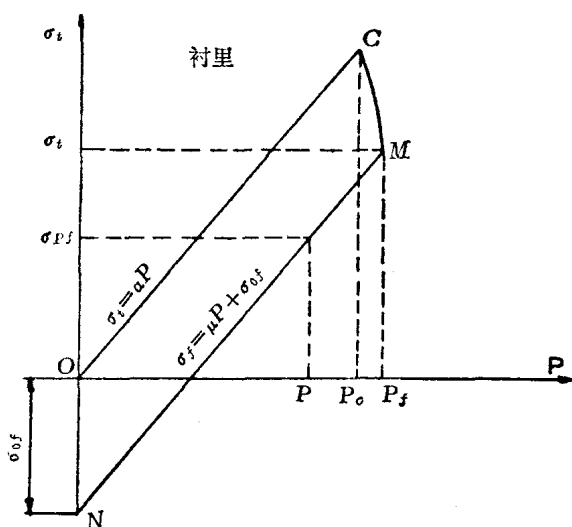


图 12

箍体

在 P, σ_t 系统中，图 13 表示了理论点作 OC (在弹性状态下压力的升高)，CM (钢板的弹-塑性状态)，MN (压力下降到零)，及 NP (升高到设计压力) 的运行，ON 是箍体内预应力的大小。

最终的公式

紧箍操作终了时的应力：所讨论的用来计算紧箍操作终了时的应力的公式保持不变：

$$\sigma_f = (P_f - P_t) \frac{R}{e_f} \quad (34)$$

$$\sigma_t = P_t \frac{R}{e} \quad (35)$$

压力为零时的应力：所用的就是计算当压力为零时周向预应力的那部分公式：

$$\sigma_{0f} = \sigma_f - 0.85 \frac{P_f R}{e_r} \quad (36)$$

$$\sigma_{0t} = \sigma_t - \left(1 + 0.15 \frac{e_f}{e}\right) \frac{P_f R}{e_r} \quad (37)$$

设计压力下的应力：

$$\sigma_{Pf} = \sigma_{0f} + 0.85 \frac{P R}{e_r} \quad (38)$$

$$\sigma_{Pt} = \sigma_{0t} + \left(1 + 0.15 \frac{e_f}{e}\right) \frac{P R}{e_r} \quad (39)$$

$$\sigma_1 = \frac{P R}{2e} \quad (40)$$

考虑拉美效应

则上述公式变成下列各式：

紧箍操作终了时的应力：

$$\sigma_f = \frac{R}{e_f \left(1 - \frac{e_f}{2R}\right)} \left[P_f - \frac{e}{R} \sigma_t \left(1 - \frac{e}{2R}\right) \right] \quad (41)$$

$$\sigma_t = \frac{P_f R}{4e} \left(1 - \frac{e}{2R}\right) \left(1 + \sqrt{\frac{16n^2 e^2 \left(1 + \frac{e}{R}\right)}{P_f^2 R^2} - 3}\right) \quad (42)$$

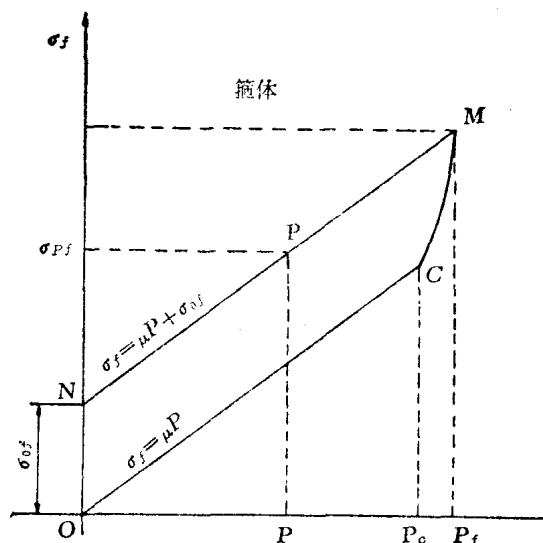


图 13

压力为零时的应力:

$$\sigma_{0f} = \sigma_f - 0.85 \frac{P_f R}{e_r} \left(1 - \frac{e - e_f}{2R} \right) \quad (43)$$

$$\sigma_{0t} = \sigma_t - \left(1 + 0.15 \frac{e_f}{e} \right) \frac{P_f R}{e_r} - \frac{P_f}{2} \quad (44)$$

设计压力下的应力:

$$\sigma_{Pf} = \sigma_{0f} + 0.85 \frac{P R}{e_r} \left(1 - \frac{e - e_f}{2R} \right) \quad (45)$$

$$\sigma_{Pt} = \sigma_{0t} + \left(1 + 0.15 \frac{e_f}{e} \right) \frac{P R}{e_r} + \frac{P}{2} \quad (46)$$

$$\sigma_1 = \frac{P R}{2e \left(1 + \frac{e}{2R} \right)} \quad (47)$$

无预应力的多层式圆筒体

圆筒体是由两层或多层同心套合的壁面所组成。内管部分是用试验压力机产生的流体压力逐层依次胀紧的, 内管或者放在一个机械性能比膨胀壁为高的外壳里面, 或者放在一个模型的里边(图 14)。

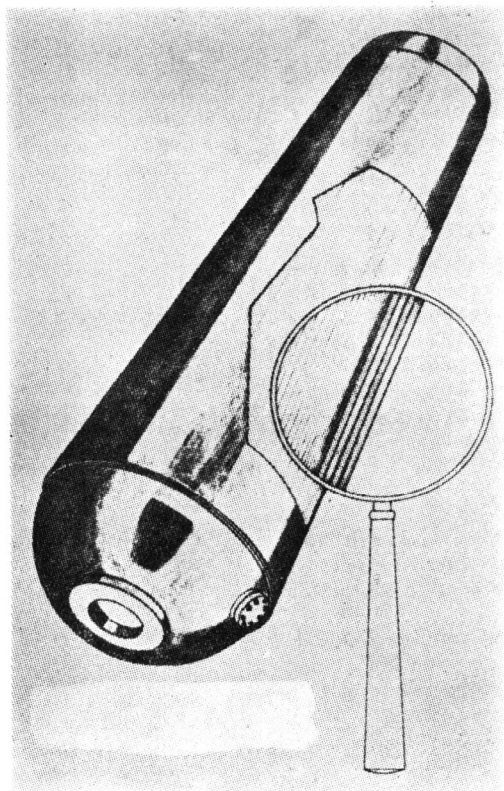


图 14 非紧箍的多层式容器

在这些结构中, 当内筒膨胀后, 便将法兰或者端盖焊在内壁上。

除去残余造型应力与焊接应力(如果需要的话)可用消除热应力的方法来解决。

计算理论

内半径为 R 的圆筒体是与设计压力 P 相对应的, 它是由几块彼此互相压紧的钢板制成(图 15)。

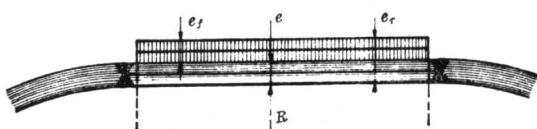


图 15

这些钢板部分(厚度为 e)是承受圆筒体的经向力, 而其它部分(厚度为 e_r)则不承受经向力。

圆筒体的总厚度是 $e_r = e + e_f$ 。

计 算

按照最新的壳体计算理论进行计算, 考虑到某些简化以便应用其结果。简化基于下列假定:

- (1) 认为在两层连续的筒壁之间的接触压力在任何点都是均匀的。
- (2) 在热应力消除后不存在残余的焊接应力或造型应力。
- (3) 各层筒壁的弹性模数都是相同的。
- (4) 计算考虑了拉美效应; 它说明在壁厚与直径之比很小的情况下是可以简化的。
- (5) 为了考虑到最不利的情况, 在承受经向力的筒体与外筒之间的摩擦是略去的。

拉美公式的简化

已知半径为 R_1, R_2 的筒体承受内压 P_1 , 外压 P_2 , 则内层筒壁的周向应力(σ_{c1})与外层筒壁的周向应力(σ_{c2})可用下式表示:

$$\sigma_{c1} = \frac{(R_2^2/R_1^2)(P_1 - P_2)}{(R_2^2/R_1^2) - 1} + \frac{P_1 - P_2(R_2^2/R_1^2)}{(R_2^2/R_1^2) - 1} \quad (48)$$

$$\sigma_{c2} = \frac{P_1 - P_2}{(R_2^2/R_1^2) - 1} + \frac{P_1 - P_2(R_2^2/R_1^2)}{(R_2^2/R_1^2) - 1} \quad (49)$$

让我们提出

$$\begin{aligned} e &= R_2 - R_1, \quad \lambda = \frac{e}{R_1} \\ R_2^2/R_1^2 &= (1 + \lambda)^2 \\ R_2^2/R_1^2 - 1 &= \lambda(2 + \lambda) \end{aligned} \quad (50)$$

将这些数值代入上述的公式并予以线性化，也即消去包含 λ 的二次项及高次项，则得下值：

$$\sigma_{c1} = \frac{P_1 R}{e} \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right) - \frac{P_2 R}{e} \left(1 + \frac{3\lambda}{2}\right) \quad (51)$$

$$\sigma_{c2} = \frac{P_1 R}{e} \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right) - \frac{P_2 R}{e} \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right) \quad (52)$$

σ_{c1} 值表示最大应力。

操作压力下的应力

由筒壁 e , e_r 组成并承受内压的系统，可以分解成两个系统，在两个组合体之间的接触压力以 ω 表示(图 16)。

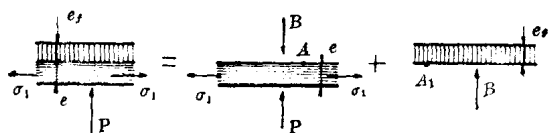


图 16

在力(内压与径向应力 σ_1)的作用下，径向位移可由虎克定律给出：

$$\epsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad (53)$$

让我们计算壁面 e 在 A 点的位移 W 。

$$W = -\frac{R+e}{E} [\sigma_1 - \nu(\sigma_2 - \omega)] \quad (54)$$

相应于公式 (52)* 中 σ_{c2} 的周向应力为 σ_1 ，而径向应力为 σ_2 ：

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= -\frac{PR}{e} \left(1 - \frac{\lambda}{2}\right) - \frac{\omega R}{e} \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right), \\ \text{式中} \quad \lambda &= \frac{e}{R} \end{aligned} \quad (55)$$

$$\sigma_2 = \frac{PR}{2e \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right)} \quad (56)$$

让我们计算在同样的情况下壁面 e_r 在 A_1 点的位移 W_1 为：

$$W_1 = -\frac{R+e}{E} [\sigma_1 - \nu(\sigma_2 - \omega)] \quad (57)$$

相应于公式 (51) 中 σ_{c1} 的周向应力为 σ_1 ，而径向应力为 σ_2 。

$$\sigma_1 = \frac{\omega(R+e)}{e_r} \left(1 + \frac{\lambda'}{2}\right), \quad \lambda' = \frac{e_r}{R+e} \quad (58)$$

$$\sigma_2 = 0 \quad (59)$$

今后我们将要说明 A 与 A_1 点的径向位移是相同的。注意到 $\lambda' = \frac{e_r}{R(1+\lambda)} = \frac{e_r(1-\lambda)}{R}$

并且利用公式的线性化以及注意到 $\lambda\lambda'$ 项在二乘幂中是无限小，最后我们得到

$$\omega = \frac{Pe_r}{e_r} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \left(1 - \frac{3\lambda}{2}\right) \quad (60)$$

在厚度是“ e ”的筒壁内与公式 (51) 中应力 σ_{c1} 相应的最大周向应力 σ_t 为：

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{PR}{e} \left(1 + \frac{\lambda}{2}\right) - \frac{\omega R}{e} \left(1 + \frac{3\lambda}{2}\right) \\ &= \frac{PR}{e_r} \left(1 + 0.15 \frac{e_r}{e}\right) + \frac{P}{2} \end{aligned} \quad (61)$$

在厚度为“ e_r ”的筒壁内的最大的周向应力 σ'_t 为：

$$\begin{aligned} \sigma'_t &= \frac{\omega(R+e)}{e_r} \left(1 + \frac{\lambda'}{2}\right) \\ &= 0.85 \frac{PR}{e_r} \left(1 - \frac{e-e_r}{2R}\right) \end{aligned} \quad (62)$$

总括起来，我们得到：

$$\sigma_t = \frac{PR}{e_r} \left(1 + 0.15 \frac{e_r}{e}\right) + \frac{P}{2} \quad (63)$$

$$\sigma'_t = 0.85 \frac{PR}{e_r} \left(1 - \frac{e-e_r}{2R}\right) \quad (64)$$

$$\sigma_1 = \frac{PR}{2e \left(1 + \frac{e}{2R}\right)} \quad (65)$$

在壁厚与直径相比是小量的情况下，这些数值可简化成：

* 原文中写成公式(51)恐误。——译者

$$\sigma_t = \frac{PR}{e_r} \left(1 + 0.15 \frac{e_r}{e} \right) \quad (66)$$

$$\sigma'_t = 0.85 \frac{PR}{e_r} \quad (67)$$

$$\sigma_1 = \frac{PR}{2e} \quad (68)$$

利用受过处理的钢筒壁的有限膨胀

(筒壁外面缠绕高强度的钢丝)

而箍紧的标准容器的试验

这个标准容器是用受过处理的钢制的第一个容器，它是将圆筒壁放在一个“紧箍装置”(“hoop-unit”)内在水压下膨胀紧箍而成的，紧箍装置由一个高强度的，扁平的，具有圆形边缘的冷拉钢丝连续缠绕组成的(图17)。其效果主要是在于通过应用较高机械性能的钢材来节约料料并使结构轻便。

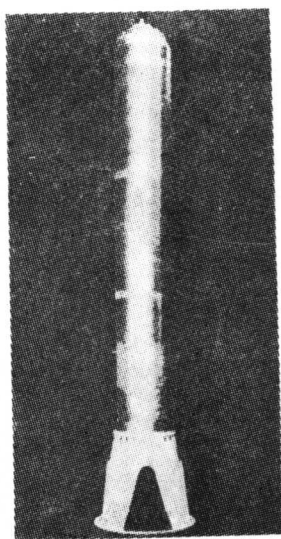


图 17

采用扁平的高强度具有圆形边缘的钢丝，其特点是可以应用一个卧式车床将钢丝缠绕到容器上。还有一个特点是在紧箍操作失败时，可以在连续层上补绕几圈(缠绕时按相反方向，而且每一层用四根钢丝同时缠

绕)。

使用圆形边缘的扁平截面的钢丝连续缠绕比使用圆形钢丝有着下述的优点：

(1) 钢丝之间的间隙减少到几乎成为无意义的了。

(2) 当通过先前的缠绕层时，减少了连续层钢丝的局部弯曲。

(3) 钢丝是在平坦的情况下缠绕，因此不受扭转，以及

(4) 由于钢丝之间的间隙几乎是消除了，便更易防止腐蚀。

用作箍体的材料(两根管子部分与由五部分拼成的半球形端盖)是由 Italsider (热那亚)生产的 T1 类钢(UOS 钢)。

机械性质

圆筒：强度限：(121,000 磅力/吋²)

屈服限：80.1 公斤/毫米²

(114,000 磅力/吋²)

延伸率：(l=5 d) 17.5%

冲击试验，在-45℃时的 KCV，试样尺寸为 8/8，8/8，其值为 4 公斤·米/厘米²。

钢丝(缠绕二层)：

持有专利的，磷酸盐处理过的，冷拉的由“Tréfileries & Câbleries de Bourg”生产的 X-80 炭钢钢丝，持有专利的“倍他”(“Beta”)钢丝，断面平整到 4.2 × 2.73 毫米。

强度限：181 公斤/毫米²

(257,500 磅力/吋²)

屈服限：164 公斤/毫米²

(233,500 磅力/吋²)

延伸率：12% (l₀ = 5.65 √F₀)*

钢丝的端部被圆柱形的孔座(sockets)压住而系紧，孔座具有一个突肩，突肩朝着钢丝部分而将孔口扩大**，这样就形成了一个特殊的“锁钮”(“buttoning”)(B.V.S. 专利)

筒体焊接时在试件上焊接的结果

R = 90 公斤/毫米² (128,000 磅力/吋²)，

* 原文为 5.65 S，即相当我国国标 GB-228-63“金属拉力试验法”所定的 l₀ = 5.65 √F₀ ——译者

** 原文此句含义不清。

$A = 20\%$ ($l = 5d$ 时)

$Re = 81$ 公斤/毫米² (115,000 磅力/时²),

$\epsilon = 62\%$

冲击试验的结果——在 -20°C 时的 KCV

(1) 在焊接时: 4.8 公斤·米/厘米² (三个试件的平均值)。

(2) 在变化区内: 6.3 公斤·米/厘米²

在钢板内: 5.6 公斤·米/厘米²

结构与箍体

在结构完成后, 所有的焊缝: 内部的外部的包括筒体的连接焊缝与纵向焊缝都要磨光。然后在钢丝缠绕操作之前, 容器进行热处理以消除应力。

在制造阶段的终了及箍紧之前多绕了一些钢丝。容器在 150 公斤/厘米² 的内部水压下进行试验, 也就是相应的应力值约为容器筒体钢材屈服限的 80%。

在一台卧式车床上将钢丝缠绕到容器上。每一层是四根钢丝同时缠绕的 (图 18)。

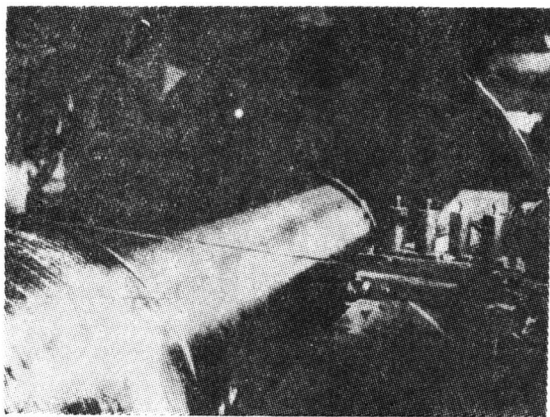


图 18

一个特殊的装置可以同时控制四根钢丝并将它们拉紧以保证钢丝相当好的压在容器的筒体上。

这个装置沿纵向移动以圆满地进行连续

缠绕的工作。

尺寸

内径: (27 $\frac{1}{2}$ ") 700 毫米

筒体与端盖的厚度 7.5 毫米 (19/64 吋)

筒长: (16 呎 5 吋) 5000 毫米

箍体的分配厚度 4.8 毫米 (3/16 吋)

容量: (74500 立方呎), 2110 立升。

试验程序

试验是在水压下按步骤进行的, 可用应变仪局部的测量弹性变形。

按照尺寸大小并遵从矿山管理机构的规定, 操作压力定为 100 公斤/厘米² (1422 磅/时²), 试验压力为 150 公斤/厘米² (2133 磅/时²)。

在进行紧箍操作时, 容器承受 300 公斤/厘米² (4266 磅/时²) 的水压 (也就是操作压力的三倍) 而不破坏 (图 19)。

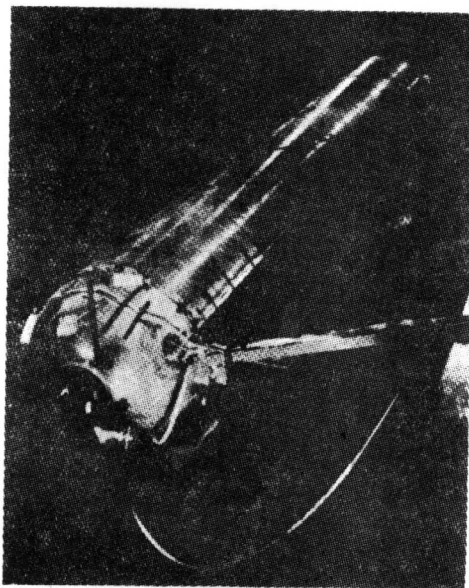


图 19

(原文 11-70, 天津大学化工机械教研室译校)