

# 受压容器设计资料

## (译文集)

第五輯

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。

受压容器设计资料(译文集)

(五)

---

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

(上海南京西路 1856 号)

国 营 海 峰 印 刷 厂 印 刷

一九七三年十二月

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组

1973.10.

## 目 录

|                                              |    |
|----------------------------------------------|----|
| 1. 3,200 公斤/厘米 <sup>2</sup> 压力下管式反应器设计 ..... | 1  |
| 2. 压力容器螺栓法兰的应力分析 .....                       | 11 |
| 3. 浅球壳体中不连续的热应力 .....                        | 22 |
| 4. 受压“T”形接管应力集中的弹性壳分析 .....                  | 34 |
| 5. 大直径高压容器法兰的变形 .....                        | 39 |

# 3,200 公斤/厘米<sup>2</sup> 压力下管式反应器设计

## 摘 要

本文讨论应用自动增强理论决定机械尺寸的方法以及与其他常规方法比较下它所具有的优越性。提出与国际公认的规范所定尺寸的比较。还讨论了根据结构型式选用材料,特殊结构方式,以及材料的试验与检查、制造公差及表面光洁度等。

## 符 号 代 表

- $\sigma_r$  径向应力  
 $\sigma_t$  切向应力  
 $\sigma_l$  轴向应力  
 $\sigma_i$  理想应力  
 $\Delta\sigma_i$  理想应力变量  
 $\sigma_m$  理想应力平均值  
 $\lambda$  局部塑性的安全系数  
 $p$  内压力  
 $\Delta p$  内压力变量  
 $P_a$  自增强压力  
 $R_i$  内半径  
 $R_o$  外半径  
 $R_e$  弹性区与塑性区之间曲面的半径  
 $K$  外半径与内半径之比值( $=R_o/R_i$ )  
 $\sigma_a$  交变应力的疲劳极限  
 $Y_0$  环境温度下的屈服强度  
 $Y_t$  温度  $t$  下的屈服强度  
 $R$  最终能力强度(U.T.S)  
 $E_0$  环境温度下的弹性模数  
 $E_t$  温度  $t$  下的弹性模数  
 $K_f$  无切口试件疲劳极限与有切口试件疲劳极限的比值。  
 $\epsilon$  材料的线膨胀系数\*\*  
 $\mu$  材料的泊桑比\*\*\*

为了提高工厂的产量及降低产品的成

本,一些工程公司不断地对一些新过程进行研究探讨,一些过程正在研究扩大使用高压与高温,显然,如果对压力设备提出极端的操作条件,则设备的厚度必将大大增加,而工厂的费用也需要提高,除非设计者提供特殊的结构方式及适当的材料来减少这些设备的结构及安装上的困难。

此外,一些装置,例如管式反应器,如果器壁厚度过大,将要产生影响热交换的严重问题。这甚至会使反应器长度增加两倍以得到同样产品数量和质量。

根据上述的考虑,管式反应器需要较低的厚度,为此适当的计算方法与特殊的材料将被采用。

减少管壁厚度最适宜的方法是使管本身提供自增强,如果我们估量到厚壁管承受内压力,应力的分布如图 1 所示,从图可看出,最大的应力出现在内壁,而外壁纤维则是受较低的正应力。

如果在管壁上提供自增强(即利用水压使管壁一定厚度上产生塑性变形,然后卸除管内的压力),则管壁上的残余应力变为这样的特性,外壁纤维存在拉应力,而塑性变形部分最内的纤维则为压应力(见图 2)。

上面的做法使得管内再受压时管壁厚度上的应力处于更加有利状态。如果我们把图 1 与图 2 叠加,就得到(见图 3)预先经过自增强处理的管壁应力情况。很明显,上面提到的管壁厚度上应力的分布是较好的。

上面给出的这些观点,查看从附录推导的结论纪录得到的表 1 可以得到证明。根据这个资料,我们意见认为,一些试验机构对实行设备壁部分塑性变形以得到这样临界结构提出的异议似乎是错误的。事实上,由表 1 可以推断,维持同样安全系数,用弹性范

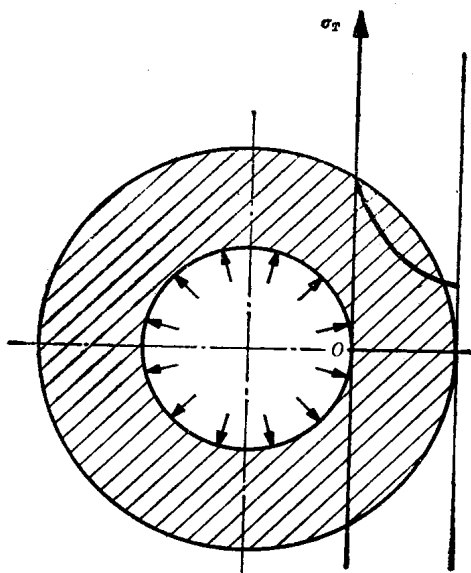


图1 厚壁管壁应力的分布

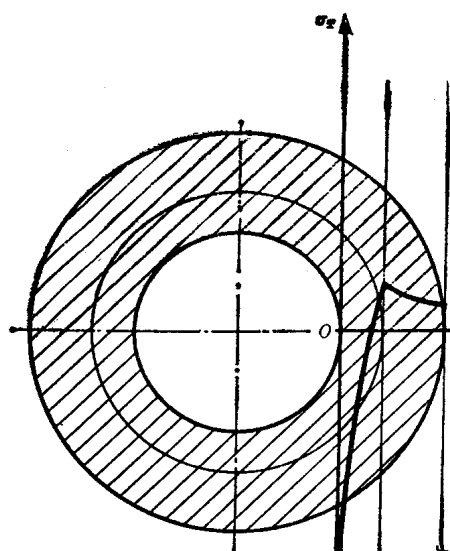


图2 管壁自增强后的残余应力

围不同机械尺寸理论计算出来设备外径与内径之比在 2.9~6 之间变化,用部分塑化理论计算出来尺寸比值为 2.4。从表 1 在弹性范围按盖斯特-催来沙 (Guest-Tresca) 假设不可能得到解答也是很明显的。

在弹性范围决定设备尺寸的壁厚,对于工厂的安全来说是一个危险的因素,因为为预定设备使用寿命达 10 年,高循环数( $\sim 15 \times 10^6$ )将使设备中产生显著疲劳应力。因此,如果材料的性能已知,我们可以按附录 B 的

说明进行疲劳校核。图 5 划线部分表示在此范围内所示的循环数材料的寿命是可以保证的。超出此范围之外,在设备使用时间内强度将得不到保证。

$R$  点表示材料的张力强度  $\sigma_s$ , 最大许用应力、及屈服强度。可以假定  $\sigma_s$  的值为 24 公斤/毫米<sup>2</sup>。

表 1 按照几种计算公式 (见附录 A) 计算结果的比较

|                   | $\lambda^*$ | $\sigma_s/\max^\dagger$ | $K$  |
|-------------------|-------------|-------------------------|------|
| 按盖斯特-催来沙公式        | 1.35        | 57                      | 不可能  |
| 按几·米色斯公式          | 1.35        | 57                      | 6.02 |
| 按 ANCCI‡          | 1.35        | 57                      | 2.9  |
| 按 ANCO            | 1.5         | 51.3                    | 4.7  |
| 按 A.D. 默可勃勒特 B10§ | 1.4         | 55                      | 3.1  |
| 按 A.D. 默可勃勒特 B11§ | 1.5         | 51.3                    | 1.9  |
| 按 ASME, VIII-2    | 2.75        | $28=R/4$                | 不可能  |
| 按 ASME, VIII-2‡   | 1.35        | 57                      | 1.9  |
| 管自增强处理按盖斯特公式校核    | 1.35        | 57                      | 2.4  |

\*  $\lambda$  = 安全系数

†  $\sigma_s$  = 最大许用应力

‡ 假定许用应力高于规范允许值

§ 超过说明书有效极限。

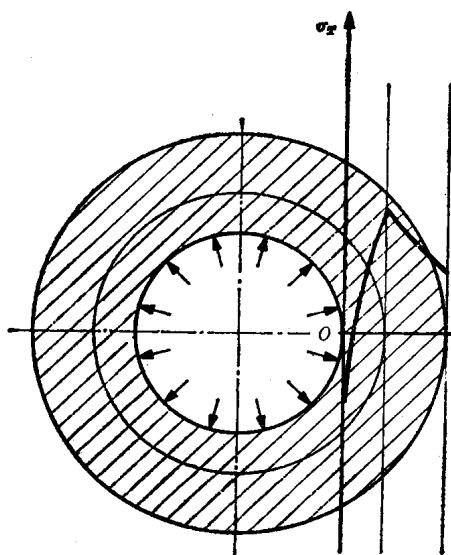


图3 自增强管的合成应力

如果考虑的点按照盖斯特公式计算的  $\sigma_s$  平均数及应力的半振幅的数值已包含在划线面积内, 则疲劳强度条件已被校核。如

果设备尺寸是根据操作压力的最大值取定的,则代表应力情况的点落在划线上。因此,借助此图可以决定此设备可以忍受而且不致危害它的耐久性的周期变化应力的最大值(及压力的最大变化)。

按照这样的方法进行归纳,我们可以得到表示式

$$\frac{\Delta p_{\text{自增强}}}{\Delta p_{\text{弹性}}} > 1$$

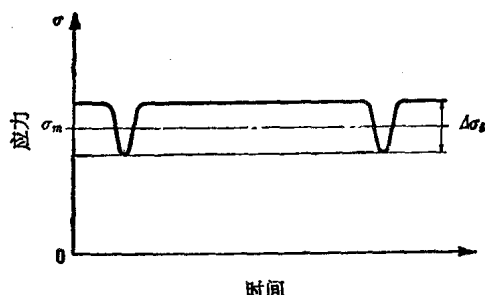


图4 压力的周期变化

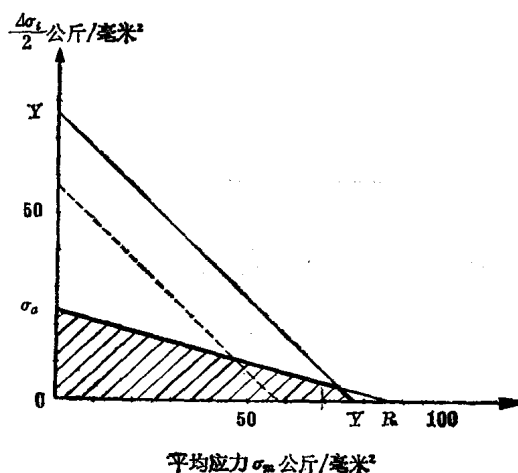


图5 疲劳强度

上式表明,在同样的理想应力下,经过部分塑性变形自增强的管较在弹性范围决定尺寸的管承受较高的变压力。处在塑性条件下面积愈大,上述现象愈明显。

从上述的讨论得出这样的结论,按器壁应力在弹性范围这样的理论决定尺寸的设备存在下列的缺点:

- (1) 器壁过厚,
- (2) 很难得到在厚壁上没有一些缺陷的

钢材,

(3) 弯曲及加工上的困难等等,

(4) 在内壁与流体接触的地方,出现最大的应力,以及

(5) 较低的疲劳应力强度。

影响疲劳强度的一个因素是在钢材中以渗杂的形式存在小缺陷。

从图6的图解可以推断,以渗杂形式存在的缺陷,如果它的尺寸大过管壁厚度的3%时,同样管子的疲劳强度将降低33%,这种考虑适用于圆或球形的渗杂物。长条形状的渗杂物是不能允许的,因为在这种情况下强度将显著降低,并比预定较短的时间产生疲劳破坏。

根据上面的讨论,我们将考虑自增强容器结构材料的选择问题。

因为在设备制作阶段,部分材料遭受塑性变形,选择材料时需要特别注意,并须对它进行检查。理想的材料须有下列的特性:

- (1) 显著的断裂伸度,
- (2) 高的切口韧性,
- (3) 高的屈服点,以及
- (4) 完全没有非金属的渗杂物或其他导致裂缝的缺陷。

(1)(2) 两点从这样的事实可以证明它

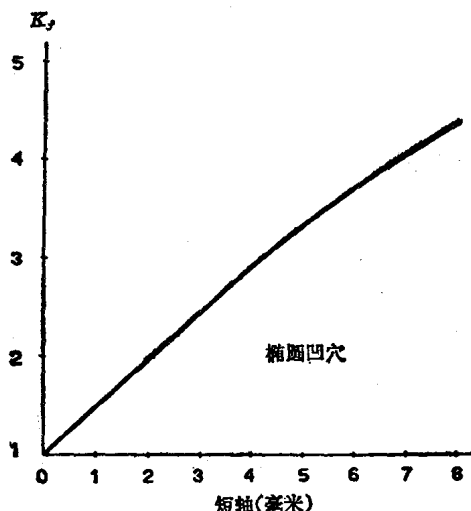


图6 椭圆凹穴的应力集中系数

的正确性，材料过度加工硬化及低切口韧性会产生脆性破坏，这是非常危险的。

相对地小的壁厚存在时，第三个条件成为必需，然而这个条件和(1)(2)两点是有矛盾的。因此，在这些特性之间必须是协调的。根据这样的理由，采用 SAE E4340 H 电炉钢，这是在真空下熔炼与热处理过的，以便得到在室温下下列这些最低限度的机械性能：

- (1) 张力强度——105 公斤/毫米<sup>2</sup>
- (2) 屈服强度——98 公斤/毫米<sup>2</sup>
- (3) 延伸率 2 吋，最小 14%
- (4) 断面收缩率——45%
- (5) 布氏硬度——352
- (6) V 形切口冲击韧性——10°F 15 呎-磅，

这个材料有很平坦的参民尼 (Jominy) 曲线，保证良好的硬化穿透度，因此，材料的每一点都可得到所示的数值(见图 7)。

此外，由机械试验得到钢的性能曲线，在上面指出的极限内，张力强度对屈服极限有一个比例，这表示出它趋向非常接近虚线理想线(见图 7)，这线表示自增强压力计算理论发展的最佳值。

真空熔炼的需要可由这样的事实来证明，即由于存在渗杂物，疲劳强度受到显著的影响，这个影响非常相似于切口的影响，这个断言由图 8 得到证明。

对真空熔炼出 4340 钢进行试验<sup>[1]</sup>证明，横向与纵向疲劳极限的比例等于 0.86，而空气里熔炼出同样的材料这个比例值却为 0.62。

在大气下熔炼钢渗杂的地方开始断裂，而在真空下熔炼出钢，这种现象不会发生。

由于硫能促进形成非金属渗杂物而使钢产生上述缺陷，因此减少材料中硫杂质的含量是很重要的。另一重要的要求是切口韧性，即在高的集中应力下，材料塑性变形的能力。这个特性受化学组成，机械性质，创作方法，及表面条件如渗碳和脱碳的影响。

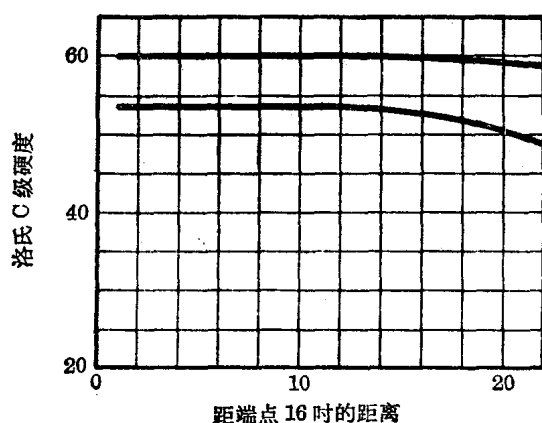


图 7(a) SAE E4340 H 的参民尼曲线

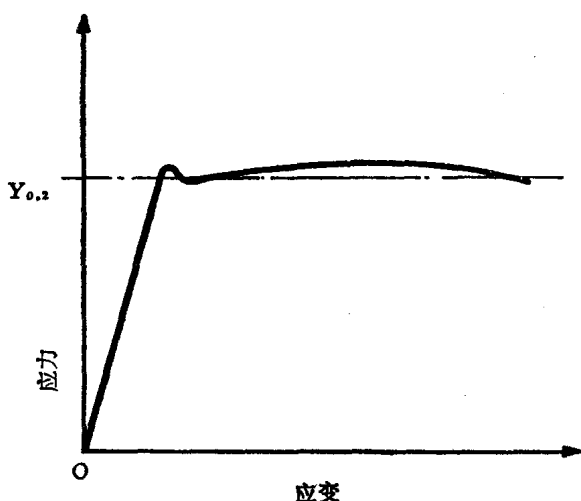


图 7(b) SAE E4340 H 的应力-应变曲线

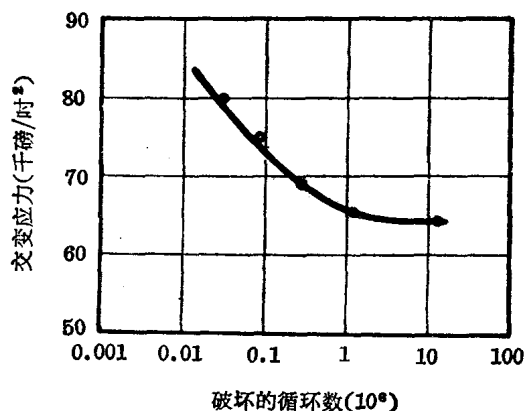


图 8 SAE E4340 H 在 600°F 下的疲劳强度

最可靠的试验是查彼切口试验，由于实验室的试验已经证明，这样试验得到的过渡温度是与由于出现脆性而断裂的温度很相近

的,可假定 1.9 公斤-米/厘米<sup>2</sup>, 等于 11 呎<sup>2</sup>. 磅作为参考值\*\*\*\*。表面脱碳会降低过渡温度, 但对期望通过热处理之得到较低的张力与疲劳的阻力的可能性是相反的因素。在进行奥氏体处理时在钢中会出现的表面渗碳对切口韧性有相反的影响, 但提高表面硬度, 降低延展性, 并能使表面切口效应向材料核心扩展。

图 9 表示的例子是适应于一种类似的钢材, 其硬度高于我们选用的材料, 从图可看到, 表面脱碳 0.005 吋, 仍然保持高的切口韧性而疲劳强度(图 10)降低 40%。

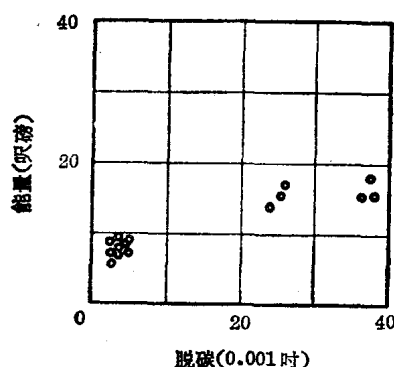
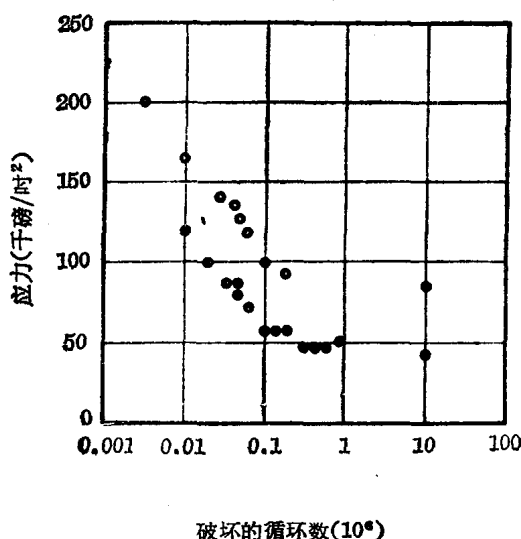


图 9 脱碳对 4340 钢  $R_{e.52}$  切口韧性的影响



● - 不脱碳  
● - 脱碳 0.003~0.030 吋

图 10 脱碳对 SAE 4340(张力强度 26,000 至 28,000 磅/吋<sup>2</sup>切口试件)疲劳强度的影响

管子逗留在炉内的时间, 即使很好地控制, 也会形成障碍硬化热处理的薄层。因此, 表面脱碳的极限至 0.005 吋是足够保证疲劳极限与材料的切口韧性在愿望值内的条件。

非金属渗杂物可以用超声试验检查, 试验是两头放置在互相成 90° 的同一平面上进行的, 在同样的时间工作并容许管子向前移动及绕管轴转动。

为了检查表面脱碳及渗碳并发现表面的裂纹管子内壁进行显微镜检查是重要的, 这个检查从统计学的目的来说是足够的, 况且, 从这个检查, 在管子内壁可接受的缺陷从表面裂纹来说是不能超过 0.05 毫米。

一个重要的因素是光制管子的内表面, 它的表面光滑可以提高疲劳强度, 用砂纸适当地擦光使粗糙度不超过  $32 \times 10^{-6}$  吋是足够的。在磨光操作进行时防止局部过热以避免材料表面回火亦是重要的。

另一重要事项是标记反应器不同的组成部分, 这可以应用不能拭去的油漆在管子外表面进行。这个步骤要防止切口效应, 因为对如此高的操作压力, 这个效应是非常危险的。

下面列出所考虑反应器结构的一些特殊结构方案。

注意管子末端部分的光制, 此处要焊上密封环, 热的衬环必须缩套在管端上; 如密封圈的缩套是在热的条件下进行, 管末端 6 吋处必须提供非常高的光洁度(图 11)。

如果采用填料密封, 管末端 6 吋处的机械加工精确度可以较低, 密封的实现是借助填料盒及扣紧弹簧(图 12)经过工厂几年的使用已经给出很好的效果。比起前面那种方

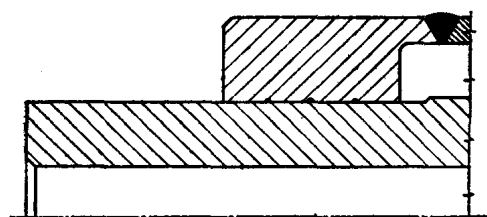


图 11 密封接合件与工艺管(缩套装配)的联结

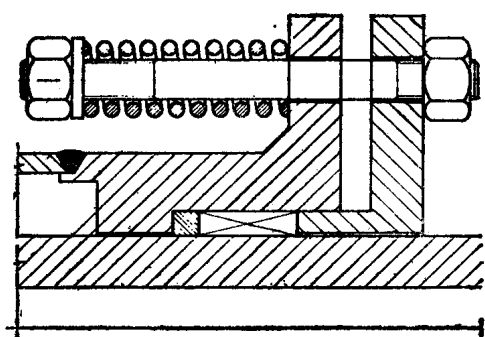


图 12 密封接合件与工艺管(弹簧装配)的联结

式, 它提供在工地允许各部件分开装配的优点。至于第一种方式虽然在工地装配也是可以实现的, 但它要求甚熟练的人员, 因此它是适宜在车间装配。

另一种目前还未使用的密封方式, 它的工作原理如图 13 所示, 这个结构密封是依靠“O 型环”而获得。

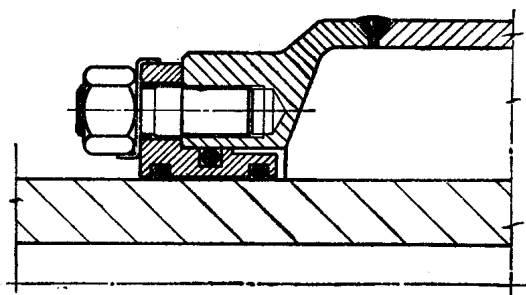


图 13 密封接合件与工艺管(O 型圈装配)的联结

图 12 及图 13 这两个密封结构由于可以无需膨胀联结, 因此装置费用较低, 但能给出如图 11 同样的密封保证, 而在图 11 的结构中, 由于高压管与外套衬垫间的膨胀不同, 膨胀联结是必需的。

我们认为, 利用填料盒进行密封(见图 14)由于密封填料在高压管上的滑动而产生填料盒本身不可避免的松动, 这个结构是不适宜的。

注意设备末端部分透镜式垫圈座及法兰联接螺纹的机械加工, 必须采用非常高速的机械刀具, 以避免加工部分的过热, 免致材料回火, 因为回火对自增强会带来相反的影响。用螺丝攻模来加工螺纹也是不宜采用

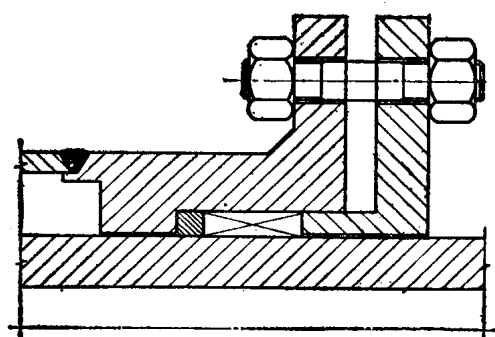


图 14 密封接合件与工艺管(无弹簧)的联结

的。高压管弯曲得到弯头是在常温下在适当的机器上实现的, 这个机器装配有三个滚子, 两个固定, 另一个在中间可以垂直地运动, 所有滚子维持在固定位置, 管子在水平方向运动。

直管弯头是在末端部分机械加工之后, 管子自增强前进行弯曲加工。

考虑到管子弯曲后应力缓和, 因此对于自增强理论提出的计算参数可以在足够近似情况下实际采用。

在本文论述结束之前, 还必须讨论由于反应器壁的温度梯度而产生的应力。

审视工艺管的一个部分, 在这个管上最低的温度出现在内壁, 最高的温度出现在外套衬垫, 热流向中心流动, 使内壁产生拉应力, 外壁产生压应力, 壁上的平均温度差为  $25^{\circ}\text{C}$ 。

因此, 利用劳林兹 (Lorenz) 公式可以决定热应力通过壁厚的分布。确切的图解如图 16 所示, 注意塑性区与弹性区的分界线, 在此分界线上热应力可以忽略, 反之在内壁表面薄层上, 它的热应力达到最大, 下列式子表明这种情况,

(1) 在内壁表面:

$$\sigma = 5 \text{ 公斤/厘米}^2$$

(2) 在外壁表面:

$$\sigma = -2.8 \text{ 公斤/毫米}^2$$

(3) 在弹性区与塑性区的分界线

$$\sigma = 0.4 \text{ 公斤/毫米}^2$$

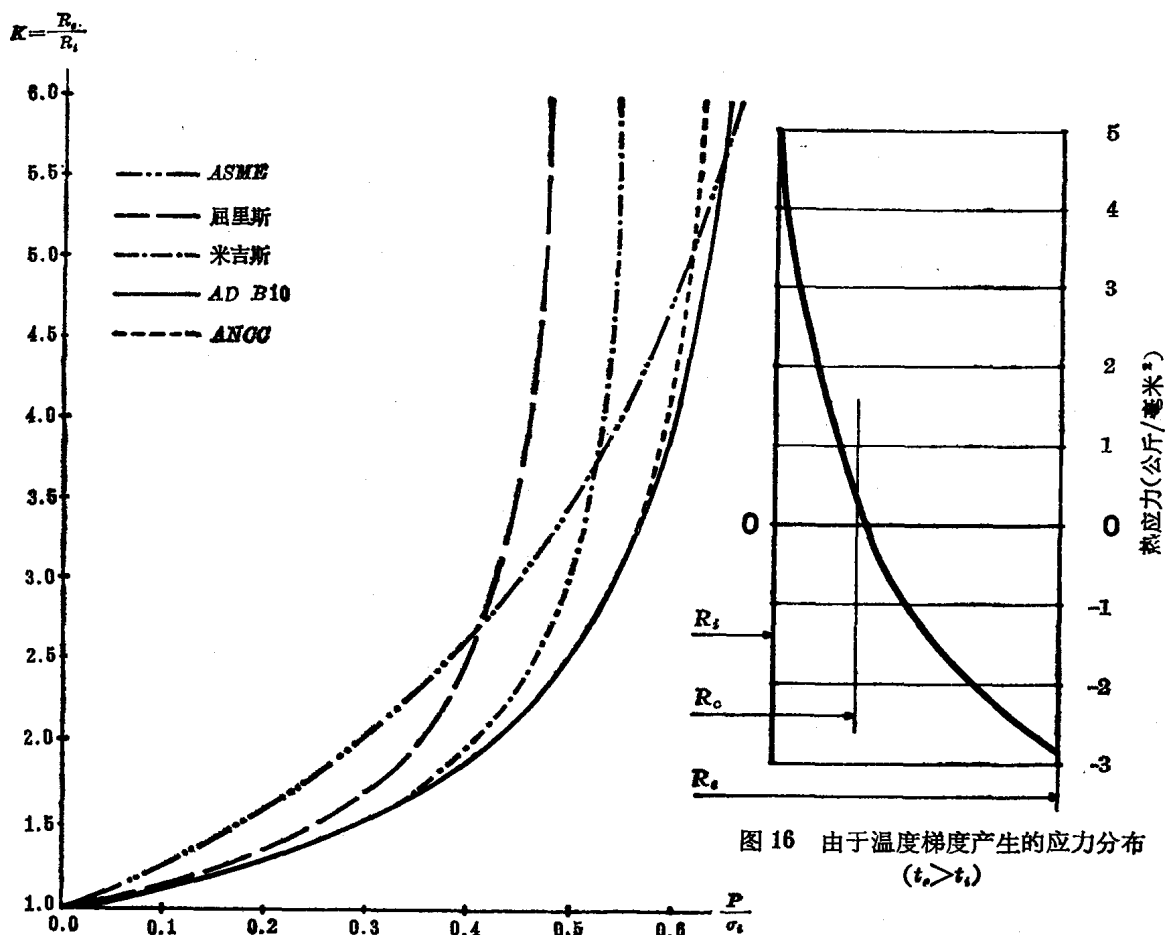


图 15 管尺寸计算用图

[关于图 15 有误问题, 译者经过查对, 图中———线盖斯特是按最大切应力理论描绘, -·-·-线, 米色斯线是按能量理论描绘, 这两条曲线与参考文献[2]所绘的曲线对照无误, 其他三条曲线是作者新加上的, 未找到资料对照。译者]

当然, 这些问题的处理需要比本文更进一步的讨论, 本文的主要目的是指出对在非常高压下操作的管式反应器设计与结构中所有一些基本观点。反应器的计算一部分列在附录中。

## 附录 A

操作时在最大理想应力下决定理想自增强条件及尺寸。

最大应力的点是在弹-塑性分界面上(见图 3)在该点上自增强后的残余应力如下列式子所示<sup>[1]</sup>:

$$\sigma'_r = -\frac{Y_0}{\sqrt{3}} \left[ 1 - \left( \frac{R_o}{R_s} \right)^2 \right] - \frac{P_a}{K^2 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{R_o}{R_s} \right)^2 \right] \quad (1)$$

$$\sigma'_t = \frac{Y_0}{\sqrt{3}} \left[ 1 + \left( \frac{R_o}{R_s} \right)^2 \right] - \frac{P_a}{K^2 - 1} \left[ 1 + \left( \frac{R_o}{R_s} \right)^2 \right] \quad (2)$$

译者注: \*\* } 此两符号原文遗漏后面公式用到。

\*\*\*\* } 此值单位不一致, 换算数值亦不相等, 可能作者有误。

\*\*\*\*\* 查彼是法国工程师, 专搞材料试验。

$$\sigma'_1 = \frac{Y_0}{\sqrt{3}} \left( \frac{R_0}{R_c} \right)^2 - \frac{P_0}{K^2 - 1} \quad (3)$$

由工作压力产生的应力为

$$\sigma'_r = p \left( \frac{1}{K^2 - 1} \right) \left[ 1 - \left( \frac{R_0}{R_c} \right)^2 \right] \quad (4)$$

$$\sigma'_t = p \left( \frac{1}{K^2 - 1} \right) \left[ 1 + \left( \frac{R_0}{R_c} \right)^2 \right] \quad (5)$$

$$\sigma''_1 = p \left( \frac{1}{K^2 - 1} \right) \quad (6)$$

在操作温度下, 残余应力的结果按  $E_t/E_0$  的比例减少, 因此操作时的应力应为

$$\sigma = \frac{E_t}{E_0} \sigma' + \sigma''$$

我们按照盖斯特-催莱沙的假设(最大切应力理论)求取应力, 此假设在美国已用试验证明, 证明了在试验管上用应变片测出的理想应力符合用上述理论公式计算出来的数值, 因此我们相信此假设是最可靠的。

理想应力的结果如下式:

$$\sigma_t = \sigma'_t - \sigma'_r = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{E_t}{E_0} Y_0 + \frac{2 \left( p - \frac{E_t}{E_0} P_0 \right)}{K^2 - 1} \left( \frac{R_0}{R_c} \right)^2 \quad (7)$$

从理论上说, 可以决定使最大操作理想温度降至最低点的自增强压力:

$$P_0 = \frac{Y_0}{\sqrt{3}} \left( 1 + A - \frac{B}{K^2} \right) \quad (8)$$

式中

$$A = \sqrt{3} \frac{E_0}{E_t} \frac{p}{Y_0} = \ln \left( \frac{R_0}{R_t} \right)^2 \quad (9)$$

$$B = e^A$$

必须注意, 塑性变形的理想厚度与壁厚无关; 而决定于操作条件(压力与温度)及结构材料。

操作最大理想应力可由下式求得:

$$\sigma_t = zp \frac{2K^2}{K^2 - 1} \quad (10)$$

一些  $Z$  与  $B$  的值列于表 2 中。

在管子不进行自增强的情况, 它的理想应力表示为

$$\sigma_t = p \frac{2K^2}{K^2 - 1} \quad (11)$$

察看方程式(10)与(11), 它表示经过自增强处理的管子在最佳的条件下, 受内压力作用时, 最大理想应力等于不经过自增强处理的同样管子内压为  $zp$  所产生的最大理想应力, 因此, 利用表 2 及图 15 可以很快地从方程式(10)求得  $K$  的最小值。

表 2 决定自增强管的尺寸的参数值  
A, B, Z, BZ

| A       | B    | Z     | BZ    |
|---------|------|-------|-------|
| 0.00000 | 1.00 | 1     | 1     |
| 0.09531 | 1.10 | 0.954 | 1.050 |
| 0.18232 | 1.20 | 0.915 | 1.097 |
| 0.26236 | 1.30 | 0.880 | 1.144 |
| 0.33647 | 1.40 | 0.850 | 1.189 |
| 0.40547 | 1.50 | 0.822 | 1.234 |
| 0.47000 | 1.60 | 0.798 | 1.277 |
| 0.53063 | 1.70 | 0.776 | 1.320 |
| 0.58779 | 1.80 | 0.757 | 1.361 |
| 0.64185 | 1.90 | 0.738 | 1.403 |
| 0.69315 | 2.00 | 0.722 | 1.443 |
| 0.74194 | 2.10 | 0.706 | 1.483 |
| 0.78846 | 2.20 | 0.692 | 1.522 |
| 0.83291 | 2.30 | 0.679 | 1.561 |
| 0.87547 | 2.40 | 0.667 | 1.600 |

例: 根据下列条件计算现在考虑中的管子反应器:

$$p = 3200 \text{ 公斤/厘米}^2,$$

$$t = 300^\circ \text{C},$$

$$Y_0 = 98 \text{ 公斤/毫米}^2,$$

$$Y_t = 77 \text{ 公斤/毫米}^2,$$

$$\text{及 } E_t/E_0 = 0.87,$$

从式(9)可以求得

$$A = \sqrt{3} \frac{E_0}{E_t} \frac{p}{Y_0} = \frac{\sqrt{3}}{0.87} \cdot \frac{32}{98} = 0.6501$$

根据  $A$  值, 由表 2 查得:

$$B = 1.92, \quad z = 0.735$$

并从式(9)

$$\frac{R_0}{R_t} = \sqrt{B} = 1.38$$

假定屈服强度的安全因数  $\lambda = 1.3$ ,

我们得到:

$$\sigma_{\text{允许}} = Y_s / \lambda = 59 \text{ 公斤/毫米}^2$$

由图 15 或方程式(10)

可以得到:  $K=2.36$ , 我们取 2.4

由方程式(9)可以得到自增强压力

$$P_s = 74.5 \text{ 公斤/毫米}^2$$

$$= 7450 \text{ 公斤/厘米}^2$$

管子内壁的理想应力

$$\sigma_i = 10 \text{ 公斤/毫米}^2$$

管子外壁的理想应力

$$\sigma_o = 19.5 \text{ 公斤/毫米}^2$$

按监督机构法规定规范决定尺寸在弹性范围计算应力的公式。

意大利规范(ANCC)

$$\sigma = \frac{p}{2} \left( \frac{D_o}{s} + c \right)$$

$$c = \frac{1}{\frac{D_o}{s} - 1}$$

当  $D_o/s < 15$

$$c = 0$$

当  $D_o/s > 15$

式中:  $D_o$  = 外直径

$$\sigma = Y_s / \lambda = \text{许用应力}$$

$Y$  = 材料的屈服强度

$X = 1.5$  = 安全因数

$Z$  = 连接效率

德国规范

A.D. 默可勃勒特\* B10

由压力引起的应力

$$\sigma_p = \frac{p(D_o + s)}{2.3s}$$

公式应用范围  $D_o/D_i \leq 1.5$

由于温度梯度引起的应力

$$\sigma_t = \frac{E\epsilon(t_o - t_i)}{2(1-\mu)} \left( \frac{2K^2}{K^2-1} - \frac{1}{\ln K} \right)$$

当设备有保护的情况下,安全因数=1.4

A.D. 默可勃勒特 B11

$$s = \frac{p D_o}{2 \frac{Y}{1.5} + p}$$

公式应用范围  $D_o/D_i \leq 1.7$

ASME 规范(美国机械工程学会规范)

当  $p > 0.385 SE$

$$s = R_o \frac{\sqrt{\frac{s+p}{s-p} - 1}}{\sqrt{\frac{s+p}{s-p}}}$$

式中:  $S$  为 ASME 规范的许用应力

盖斯特(Guest)公式

$$\sigma_t = \frac{2pK^2}{K^2-1} < \frac{Y_t}{\lambda}$$

米色斯(Von Mises)公式

$$\sigma_t = \frac{\sqrt{3} p K^2}{K^2-1} < \frac{Y_t}{\lambda}$$

表 1 表示由上列公式计算的外直径对内直径的比例值,并列出这些计算公式使用的安全因数及许用应力。

为了进行比较,图 15 表示上列公式计算结果的曲线。

## 附录 B 反复应力校核

管子尺寸的决定如附录 A 所示,它保证内压力不至使管壁内应力升至使材料继续产生塑料变形的程度。应力虽然处在弹性范围,失效还是会出现,这种失效原因,一方面是由于材料的疲劳,另一方面是高应力值下产生脆性。

利用图 5 的图解,可以校核疲劳稳定性,附录 A 中,管子尺寸是在最大压力下决定的,决定管子不会有任何损伤情况下最大的压力变量  $\Delta p$  为了推导的方便我们整理,

$$a = \frac{\Delta p}{p} \quad (12)$$

位于弹-塑性分界面的点

\* A.D. Meakblatt

$$\sigma_i = zp \frac{2K^2}{K^2 - 1} \quad (13)$$

在该点上的理想应力的半振幅只是由于压力的变化, 即是由方程式(4)及(5)

$$\frac{\Delta\sigma_i}{2} = \frac{ap}{K^2 - 1} \left( \frac{R_o}{R_i} \right)^2 \quad (14)$$

决定设备寿命可容忍的  $a$  的最大值, 我们得到

$$a_{\max} = 2BZ \frac{\frac{R}{\sigma_i} - 1}{\frac{R}{\sigma_a} - 1} \quad (15)$$

在特殊情况,  $R = 88$  公斤/毫米<sup>2</sup>

$$a = 24 \text{ 公斤/毫米}^2$$

$$\sigma_i = 57 \text{ 公斤/毫米}^2$$

$$BZ = 1.41$$

及由公式(13)得到  $a_{\max} = 56\%$

对未经过自增强处理的管子情况也是一样, 在这种情况下, 最大拉应力出现在最内

层的纤维, 因此, 如果假定  $B=1, Z=1$ , 式(13)与(14)仍然适用。在这种情况下, 式(15)变为

$$a_{\max} = 2 \frac{\frac{R}{\sigma_i} - 1}{\frac{R}{\sigma_a} - 1} \quad (16)$$

用同样的最大值, 比较式(15)与(16), 结果得

$$\frac{\Delta p_{\text{自增强}}}{\Delta p_{\text{无自增强}}} = BZ > 1 \quad (17)$$

这里表明, 当最大理想应力相同, 经过自增强处理的管较无自增强的管能较好地抵抗反复应力。

疲劳极限假定已包括由于可能的缺陷或材料中非均匀物的存在的减少系数。

图6表示这些系数的值, 它是一些缺陷实例尺寸的函数。

(原文11-91, 广东化工学院陈国理译, 邓颂九校)

# 压力容器螺栓法兰的应力分析

## 内 容 提 要

本文讨论了在螺栓和内压作用下, 压力容器法兰节点的设计。目前, 按照 ASME 锅炉和受压容器规范第Ⅷ篇, 第 1 类受压容器规范的附录 11 所规定的方法\*进行设计, 是非常盛行的。为了讨论这一设计规程的准确性, 提出一个分析法兰应力和变形的新的数字计算机程序†。这一程序可以讨论各种设计因素, 例如锥颈截面的精确计算, 由螺栓连接的两法兰之间的相互作用, 以及由法兰转动引起的螺栓弯曲应力和刚度等。

## 序 言

在压力容器中, 法兰连接处是承受最高应力的部分之一。这里提出一个新的数字计算机的程序, 旨在分析法兰的应力和变形, 尤其是反应堆压力容器的法兰中的应力和变形。这一程序有可能全面考虑法兰设计中的各种因素, 较好地计算这种应力和变形。最著名的习惯设计方法或规程是 ASME 锅炉和压力容器规范第Ⅷ篇, 第 1 类受压容器规范的附录 11 中所给出的方法。这一方法已被广泛应用。因为这一规范也许会有某些不足之处, 所以, 曾提出一个重新检查它的准确性和建立更精确的设计准则的计划<sup>[1]</sup>。在本文中, 用程序计算了按规范设计的法兰的强度, 研究了规范的准确性。下边所用的符号除少数例外, 都与规范中所用的相同。

## 程序的特征

在计算机程序中所用的应力分析方法是经典方法。所以, 这里将仅叙述一下这一方法的梗概和主要的特征。

如图 1 所示, 这里同时考虑上下两法兰。每个法兰都分成三部分, 即, 壳体、锥颈和环板。壳体要么是筒, 要么是球, 在文献[2]和[3]中, 分别叙述了这两种壳体的理论。在文献[5]中, 把锥颈看作是变厚度的筒壳。对于环板, 采用文献[6]中的圆环理论。但是, 对于作用到纵向上的载荷, 环板的应力和位移是用与筒壳薄膜理论相同的方法得到的。对于螺栓用了文献[7]中所述的梁的理论, 然而, 法兰分析是根据这样假定进行的: 螺栓载荷在圆筒方向上均匀分布。

在图 1 中, 在加上预紧载荷或内压时, 对于六个部分中的每一个, 应力  $\sigma_m$  和两端的变形  $W_{mi}$  和  $Q_{mi}$  都容易计算。为了保证相邻两部分在连接处的变形的连续性, 考虑两个端部上的不连续力  $N$  和  $Q_i$  和不连续力矩  $M_i$ 。如果用  $W_{di}$  和  $\theta_{di}$  表示这些端部载荷引起的变形, 由于端部的连续性, 必须满足以下方程:

$$(W_{mi} + W_{di} = W_{m(i+1)} + W_{d(i+1)}),$$

$$i = 1, 3, 5, 7, 9, 11, 13$$

$$(\theta_{mi} + \theta_{di} = -\theta_{m(i+1)} - \theta_{d(i+1)})$$

$$i = 1, 3, 5, 7, 9$$

由以上方程得出端部载荷。然后计算这些端部载荷在每一个部分中引起的应力  $\sigma_d$ 。最后把这个值选加到每个部分的  $\sigma_m$  中, 就得出它们的真实应力。

为了保证这一程序正确, 把由它算出的结果和试验结果作了大量比较。其中一部分列举在附录中, 以供参考。

下边通过与规范中规定的法兰应力分析

\* 以下简称规范——译者注

† 以下简称程序——译者注

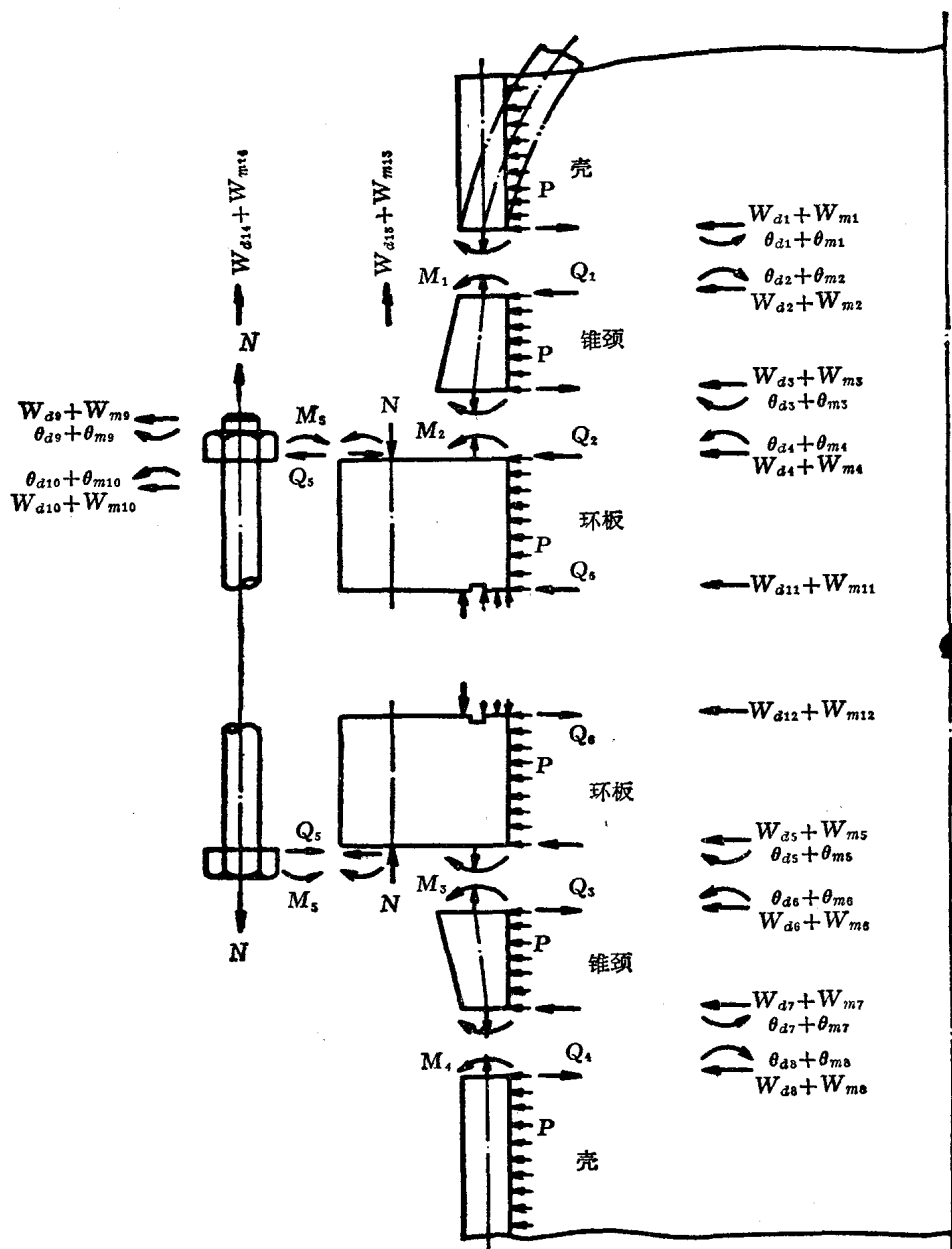


图1 锥颈法兰中的不连续力、力矩、位移和转角

方法的对比,谈一下这一序程的主要特征。  
在以下讨论中说明程序的优点:

I 和壳体理论一样,对于锥颈,程序用由贝塞尔函数构成的精确解,而规范用由应变能法得出的近似解。

II 在程序中,锥颈大端的径向位移是自由的,而规范假定它是零。

III 对于环板,程序中用的圆环理论,然而,规范用圆板理论。由于以下原因,圆

环理论要比圆板理论好一些:

(a) 当环板宽度比它的厚度大得多的时候,用环板理论可能好一些。但是,在我们讨论的压力容器中,设计法兰时,尽量减小螺栓圆直径,当然也就减小了法兰外缘直径。所以,在一般情况下,宽度小于厚度;因而用圆环理论更合理些。

(b) 在分析方面也比规范理论中所用的方法容易些。特别是在锥颈和螺栓连接处