

石油化工设备设计参考资料

石油化工设备静密封技术报告No11

$\phi 500$ B形环密封结构的应力应变计算(有限元素法)

南京第二化工机械厂 上海化工设计院

上海化学工业设计院石油化工设备设计建设组

石油化工设备设计参考资料
 $\phi 500$ B形环密封结构的应力应变计算(有限元素法)

75-22-Ⅷ-7

(内部资料 注意保存)

上海化学工业设计院石油化工设备设计处编

(上海南京西路 1856 号)

国营海峰印刷厂印刷

一九七五年八月

赠 阅

一 概 述

应上海化学研究院实验二厂的委托，南京第二化机厂于74年设计了一台 $\phi 500$ 、 320 kg/cm^2 合成塔，紧固件采用28只M33抗剪螺栓，螺栓的直径和有效长度比为4.1。考虑到抗剪螺栓的特点，采用了B形环径向自紧密封元件。由于采用紧凑的紧固件，因此其端部法兰、头盖尺寸大大减小。与原双锥密封的头盖比较，约节约 $\frac{1}{4}$ 的材料，且减轻了现场拧紧大螺栓的繁重体力劳动，新设计的合成塔概貌见图1。

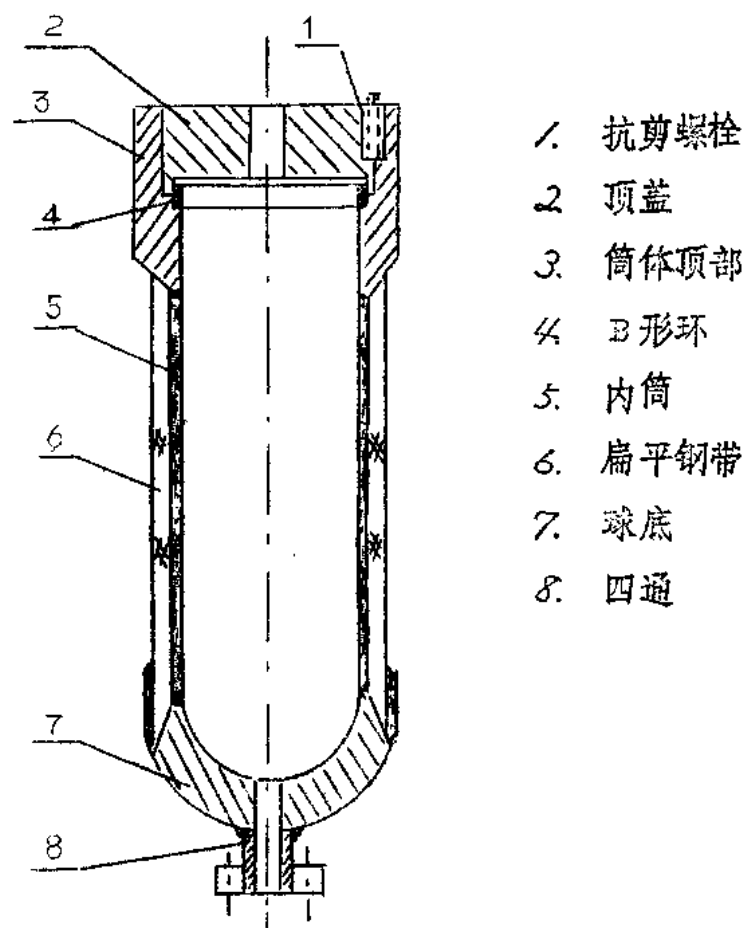


图1 合成塔概貌

为了进一步了解各部件的应力应变分布情况，用常用的计算公式及有限元素法进行了有关计算。本文目的就在于介绍两者的计算结果，并作一定的分析比较。

三 采用常用公式的计算结果

A. 端部法兰（图2）

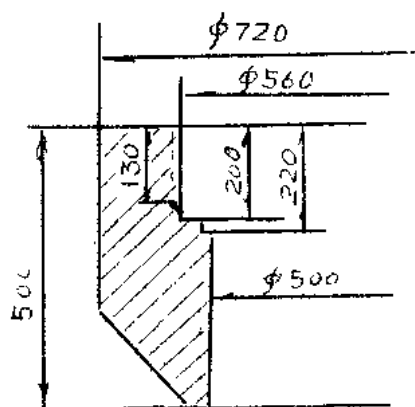


图2 筒体顶部简图

筒体端部法兰的应力，根据〔1〕推荐，按轴向拉应力和弯曲应力分别计算，然后，把两者叠加。由于此处采用抗剪螺栓，因此根据计算公式的需要，其计算内径，取在半螺孔的重心位置上，并忽略了结构上截面突变的影响。由抗剪螺栓传递给法兰螺纹上的力，视作内圆柱面130 mm高度范围内均匀分布。

1. 轴向拉应力（一次应力）可按一般公式计算如下：

$$\sigma_z = \frac{D_g^2 p}{(D_w^2 - D_n^2)} = \frac{51.6^2 \times 320}{72^2 - 57^2} = 438 \text{ kg/cm}^2$$

式中：\$D_w, D_g, D_n\$——分别为端部法兰的外径、密封面直径及计算内径；cm

\$p\$——内压，kg/cm²。

2 弯曲应力，根据[1]，采用弹性基础梁公式计算如下：
偏心载荷引起的力矩：

$$M = Q_1 \cdot H$$

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} D_s^2 p = 666000 \text{ kg}$$

$$H = Z_0 + \frac{1}{2}h$$

由于此处采用抗剪螺栓，已按计算内径简化，故螺纹齿高一项不必计入。因此当 $D_w/D_n \leq 1.45$ 时，则得

$$H = Z_0 = \frac{1}{4} (D_w - D_n) = \frac{1}{4} (72 - 57) = 3.75 \text{ cm}$$

$$\text{因此 } M = 666000 \times 3.75 = 2490000 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

沿中性面圆周单位长度上的力矩：

$$\begin{aligned} M_1 &= M / \pi D_0 = 2490000 / \pi \times 64.5 \\ &= 12300 \text{ kg} \cdot \text{cm} / \text{cm} \end{aligned}$$

$$(D_0 = D_n + 2Z_0 = 57 + 2 \times 3.75 = 64.5 \text{ cm})$$

沿轴向单位长度上的力矩：

$$m = \frac{M_1}{l_1} = \frac{12300}{13} = 947 \text{ kg} \cdot \text{cm} / \text{cm}^2$$

式中： l_1 ——螺纹有效长度，cm。

端部法兰的系数 β 如下：

$$\begin{aligned} \beta &= \sqrt[4]{\frac{12(1-\mu^2)}{S^2 D_0^2}} = \sqrt[4]{\frac{12(1-0.3^2)}{7.5^2 \times 64.5^2}} \\ &= 0.0825 \text{ cm}^{-1} \end{aligned}$$

根据 $\beta l_1 = 0.0825 \times 13 = 1.075$ ，在图 ([1] 中图 8-6-10) 上查得：

$$A = \frac{\beta}{m} M_{\max} = 0.54$$

因此法兰圆周单位长度上的最大弯矩 $M_{\max}$ 如下：

$$M_{\max} = \frac{0.54 \times 947}{0.0825} = 6200 \text{ kg} \cdot \text{cm} / \text{cm}$$

$$\text{弯曲应力 } \sigma_w = \frac{6 \times M_{\max}}{S^2} = \frac{6 \times 6200}{7.5^2} = 663 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

$$3. \text{ 当量应力 } \sigma_0 = \sigma_z + \sigma_w = 438 + 663 = 1101 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

法兰材料采用 20MnMo， $\sigma_s \geq 3100 \text{ kg} / \text{cm}^2$ 。因此安全系数

$$n_s = 3100 / 1101 \approx 2.81$$

B. 顶盖 (图 3)

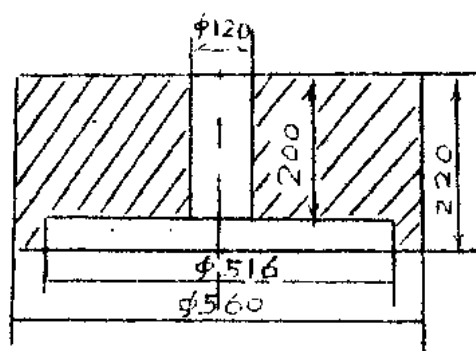


图 3 顶盖

∠ 根据巴赫公式计算〔1〕,〔2〕

由于采用抗剪螺栓, 因此其直径断面的弯矩公式如下:

$$M = \frac{Q_1}{2\pi} (D_b - \frac{2}{3} D_g)$$

$$= \frac{666000}{2\pi} (55 - \frac{2}{3} 51.6) = 2190000 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

直径断面的抗弯模数如下:

$$W = \frac{[(D_g - \Sigma d)h^2 + (D_b - D_g)H^2]}{6}$$

$$= \frac{[(51.6 - (2 \times 2.5 + 12.2)) \times 20^2 + (55 - 51.6) \times 22^2]}{6}$$

$$= 2563 \text{ cm}^3$$

因此弯曲应力如下:

$$\sigma_w = M/W = 2190000/2563 = 855 \text{ kg/cm}^2$$

顶盖材料采用 35 号钢, $\sigma_s \geq 2600 \text{ kg/cm}^2$. 因此安全系数

$$n_s = 2600/855 \approx 3.05$$

2 根据受均布载荷的环板公式计算(可查一般板壳理论书籍, 例如〔3〕)。

根据受力情况, 假设其边缘为简支。因此径向应力和周向应力如下:

$$\sigma_r = \frac{3pr_2^2}{2h^2} \left[\frac{1+\mu}{\alpha^2} \ln x - \frac{(1+\mu) \ln \alpha}{(\alpha^2 - 1)x^2} (X^2 - 1) \right]$$

$$= \frac{3+\mu}{4} (X^2 - 1) \left(\frac{1}{\alpha^2} - \frac{1}{X^2} \right)$$

$$= 5 - \dots$$

$$\sigma_t = \frac{3pr_2^2}{2h^2} \left(\frac{1+\mu}{\alpha^2} \ln X \frac{(1+\mu) \ln \alpha}{(\alpha^2-1)X^2} (X^2+1) \right. \\ \left. + \frac{1}{4\alpha^2} \left[(3+\mu)(X^2+1) \frac{\alpha^2}{X^2} + (5\mu-1) - (1+3\mu)X^2 \right] \right)$$

式中 r_1, r_2 —— 环板的内半径、外半径, cm;

h —— 环板的厚度, cm;

α —— 外半径与内半径之比, 即 $\alpha = \frac{r_2}{r_1}$;

$X = \frac{\rho}{r_1}$, 内边缘上 $X=1$, 外边缘上 $X = \frac{r_2}{r_1} = \alpha$ 。在

内外边缘上 $\sigma_r = 0$, 最大应力为内边缘 r_1 处的周向应力 σ_t 。将具体数值代入, 则得:

$$\sigma_{\max} = 1193 \text{ kg/cm}^2$$

C. B形环 (图4)

1. 环厚选取和过盈量计算

按 [1] 推荐, 环厚 S 按下式①

选取:

$$\frac{pd_1}{3\sigma_s} \geq S \geq \frac{pd_1}{5\sigma_s}$$

环的材料采用 16Mn,

$\sigma_s \geq 3300 \text{ kg/cm}^2$ 。因此代入计算, 则得

$$1.64 \geq S \geq 0.99 \text{ cm}。$$

按 [2] 推荐, 环厚按下式选取

$$\text{环厚 } h = (0.4 \sim 0.6) l_1, \text{ 环心距 } l_1 = (0.05 \sim 0.1) R$$

式中 R —— 环的内半径, cm。将 $R = 25 \text{ cm}$ 代入, 则得 $h = 0.5 \sim 1.5 \text{ cm}$ 。

① [1] 中不等式方向有误。 - 6 -

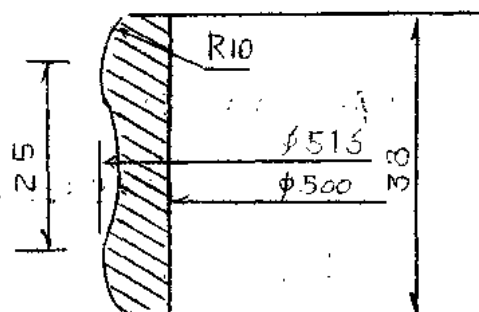


图4 B形环

根据实际使用经验及计算表明，按〔1〕确定的环厚偏大，取环厚
 $h \approx 8 \text{ mm}$ 。

根据〔2〕推荐，B形环的初比压按下式计算：

$$\begin{aligned} q_{\text{初}} &= 5.75 [\sigma_{\text{挤}}]^2 r_1 / E = \\ &= 5.75 \times 4000^2 \times 1 / 2.1 \times 10^6 \\ &= 43.7 \text{ kg/cm} \end{aligned}$$

式中 $[\sigma_{\text{挤}}]$ ——许用接触应力， kg/cm^2 。一般采用 $3000 \sim 5000 \text{ kg/cm}^2$ ，
 此处取 4000 kg/cm^2 ；

r_1 ——波半径， cm ；

直径过盈量按下式确定：

$$\Delta D = \eta \frac{4 q_{\text{初}} R^2}{A E} = 1.05 \frac{4 \times 43.7 \times 25^2}{2.8 \times 2.1 \times 10^2} \approx 0.02 \text{ cm}.$$

式中 R ——B形环的内半径， cm ；

A ——B形环的截面积，此处为 2.8 cm^2 ；

η ——刚度系数，可取 $1 \sim 1.1$ ，此处取 1.05 。

根据上海化工研究院的使用经验，过盈量过大会使密封座面擦伤，而 $0.008 \sim 0.012 \text{ cm}$ 的过盈量，足已达到初始密封。上述许用接触应力取下限，计算求得的过盈量正好在此范围内。因此该设备的实际过盈量取 0.01 cm ，但在有限元素法计算中取 0.02 cm ，为对比起见，此处仍取 0.02 cm 。

2 强度校核

波峰工作时接触应力：

$$\sigma_{\text{挤}} = 0.418 \sqrt{\frac{q E}{r_1}} \leq [\sigma_{\text{挤}}]_{\text{工作}}$$

式中 q ——工作时波峰处密封比压 kg/cm ，按下式确定：

$$q = \frac{2.5}{2} p + q_{\text{初}} = \frac{2.5}{2} \times 320 + 43.7 = 443.7 \text{ kg/cm} ;$$

$[\sigma_{\text{挤}}]_{\text{工作}}$ ——工作时许用接触应力 kg/cm^2 ，可取 $10000 \sim$

15000 kg/cm^2 ①。代入数值计算，可求得 $\sigma_{\text{挤}} = 12600 \text{ kg/cm}^2$ ，

因此在许用范围以内。

予紧时周向应力：

$$\sigma_{\text{周}} = \frac{2 q_{\text{初}} R}{A} = \frac{2 \times 43.7 \times 25}{2.8} = 76.7 \text{ kg/cm}^2$$

显然，在许用范围以内。

工作时弯曲应力：

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{1}{4} (1 - \mu^2) \left(\frac{R}{h_2} \right)^2 \left[1 + \frac{4}{15} \left(\frac{h_2}{R} \right)^2 \right] p \leq [\sigma_{\text{弯}}]$$

式中 h_2 ——环的最薄处厚度， $h_2 = 0.6 \text{ cm}$ ；

$[\sigma_{\text{弯}}]$ ——许用弯曲应力，可取 $0.9 \sigma_s$ ，此处 $[\sigma_{\text{弯}}] = 2970 \text{ kg/cm}^2$ 。

代入数值计算，可求得 $\sigma_{\text{弯}} = 2960 \text{ kg/cm}^2$ ，因此符合要求。

三、用有限元素法的计算结果

所谓有限元素法就是把一个连续的弹性体变换成为一个离散的结构物，它由若干个有限大小的构件仅在若干个节点相互连系而组成。这些有限大小的构件就称为有限元素或有限单元。根据最小能量原理或其他方法将外力和节点的虚位移联系起来，并用矩阵方程形式写出，从而解出各节点的位移。由位移再求解各元素的应变和应力。常用的元

①按[2]推荐 $10000 \sim 12000 \text{ kg/cm}^2$ ，但按英国资料，可取此数值。

素为三角形并假设位移分量为坐标的线性函数，亦即建立线性位移模式。由数学推演可以证明它的解是收敛的，也即，从理论上讲，只要元素分得足够小，用此法求得的结果可愈来愈接近于问题的精确解。在一个元素中应变和应力为常量，而相邻元素一般具有不同的应变和应力，因此在其公共边界上，应力将有突变，但元素分得愈小，这种突变也愈小。为此在应力变化较大的地方应多分些元素。关于“有限元素法”的详细内容在许多文献中均已介绍，本文不再赘述。这里我们采用轴对称问题的有限元素法程序〔4〕。

A. 筒体端部法兰计算

将筒体端部法兰根据应力的变化急缓划分成580个三角形元素，共350个节点（包括边界元素和节点）。由抗剪螺栓传递给筒体顶部之力视为均匀的分布在15个结点上，由于螺纹的接触点在斜面上，故可将每一点上的力分解为轴向分力 P_x 和径向分力 P_r 如下：

$P_x = 6662.5 \text{ kg/弧度}$ ， $P_r = 2624 \text{ kg/弧度}$ ，由于法兰的刚度比B形环大得多，因此计算法兰工作时的应力应变时，即按估算的密封比压 q 确定法兰与B形环接触处的集中载荷。原来打算由此确定法兰的位移（一次近似值）后，再计算B形环的实际密封比压，以此确定法兰在该处的集中载荷，从而计算其二次近似值。但计算结果表明，该载荷对法兰的应力应变影响不大，因此未作修正计算。

整个计算是在复旦大学的图产719电子计算机上进行。图5示出在工作压力 $p = 320 \text{ kg/cm}^2$ 下法兰内外表面的应力、位移分布情况（其内部应力、位移的计算结果未绘出）。由内表面的应力曲线可知，其最大应力为轴向应力，在螺纹有效长度的根部，其值为

$\sigma_x = 1409 \text{ kg/cm}^2$ 。由于程序中采用节点周围元素应力的平均值作为该节点的应力，因此如果考虑该截面突变处的不连续应力，则可能还要大。根据应力曲线的走向来估计（如图5中虚线所示），截面突变处的轴向应力则为 1800 kg/cm^2 。但是在此截面突变处总是存在小圆弧，因此其实际数值估计比 1800 kg/cm^2 要小。

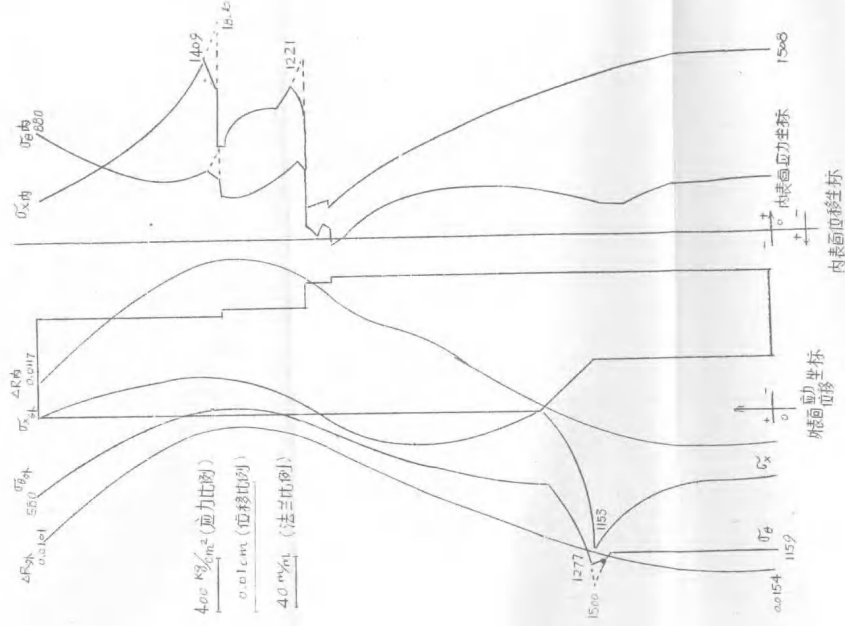


图5 端部法兰的应力、位移曲线 ($p = 320 \text{ kg/cm}^2$)

$\sigma_{x\text{外}}$, $\sigma_{\theta\text{外}}$ ——外表面的轴向应力、周向应力 kg/cm^2 ; $\sigma_{x\text{内}}$, $\sigma_{\theta\text{内}}$ ——内表面的轴向应力、周向应力 kg/cm^2 ; $\Delta R_{\text{外}}$, $\Delta R_{\text{内}}$ ——外表面和内表面的径向位移 cm 。

从内壁径向位移曲线可知，筒体端部法兰与B形环接触处的径向位移为0.004 cm，在筒体端面的径向位移为0.0117 cm。

B. 顶盖的计算

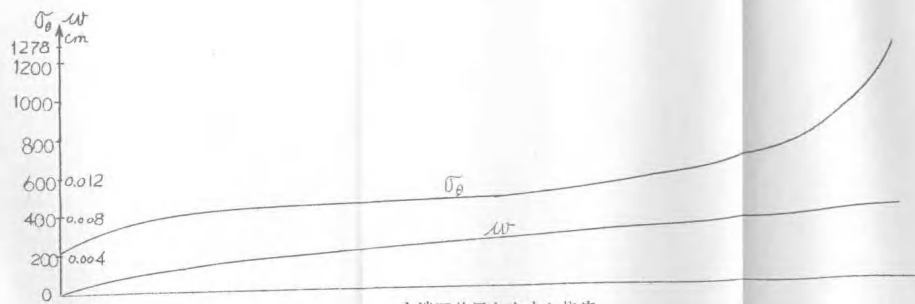
将顶盖划分成378个三角形元素，227个节点。假设顶盖上端面的外圆处轴向位移为0，因此，其余各点的轴向位移（也即平盖的挠度）的计算结果，都是相对此上端面外圆而言。顶盖的计算外半径、抗剪螺栓加在顶盖外缘上的力，均与筒体端部法兰作类似简化。在与B形环的接触点处，也加一集中载荷，其数值与筒体端部法兰相同。但由计算结果可知，这两个力是不一样的。因为顶盖的径向刚度比法兰大，所以加在顶盖上的密封力要比法兰大，但由于顶盖在工作压力下的应力和挠度主要取决于压力，因此加载在局部区域的密封力的误差对整个顶盖的计算结果影响极小。

在工作压力320 kg/cm²下顶盖上下端面的周向应力 σ_θ 和挠度w的分布，示于图6。从图中可知，最大应力在中心孔的上侧边缘， $\sigma_\theta = 1278 \text{ kg/cm}^2$ 。由计算求得，与B形环接触处的径向位移为0.0012 cm，与筒体端部法兰的径向位移0.004 cm比较，顶盖的径向位移小得多，对于密封性能来讲，这是一个不利的因素。

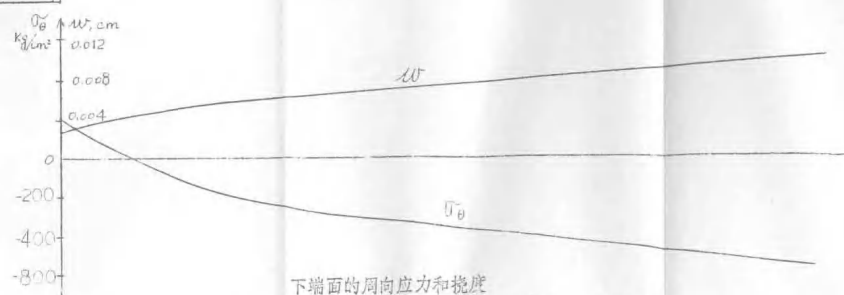
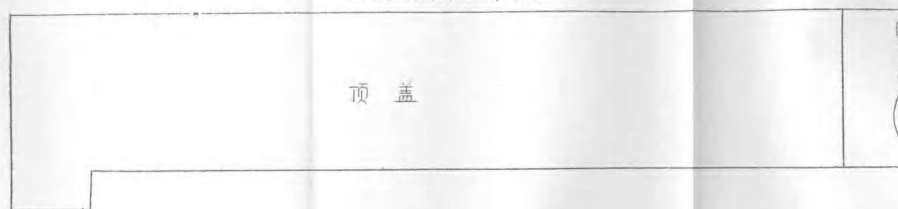
C. B形环的计算

1. 予紧状态

在计算中假设两波峰上所加的密封力相同（由过盈引起的），因此由B形环的几何形状可知，其上下两部分对称于一对称平面。在此对称面上轴向位移为0。在B形环的下半部截面上根据应力变化的缓急（估计）程度共分149个单元，95个节点。由于予紧时过盈量为已知（0.01 cm），而密封力未知，因此根据B形环与法兰接触点（节点68）处径向位移为-0.01 cm（位移方向与r轴方向相反）作为已知条件（代替密封力）进行计算。由此求得的应力、位移分布曲线，示于图7和图8。从位移分布曲线可知，在接触点处径向强迫位移为-0.01 cm时，整个环其他节点的径向位移约为-0.009 cm。

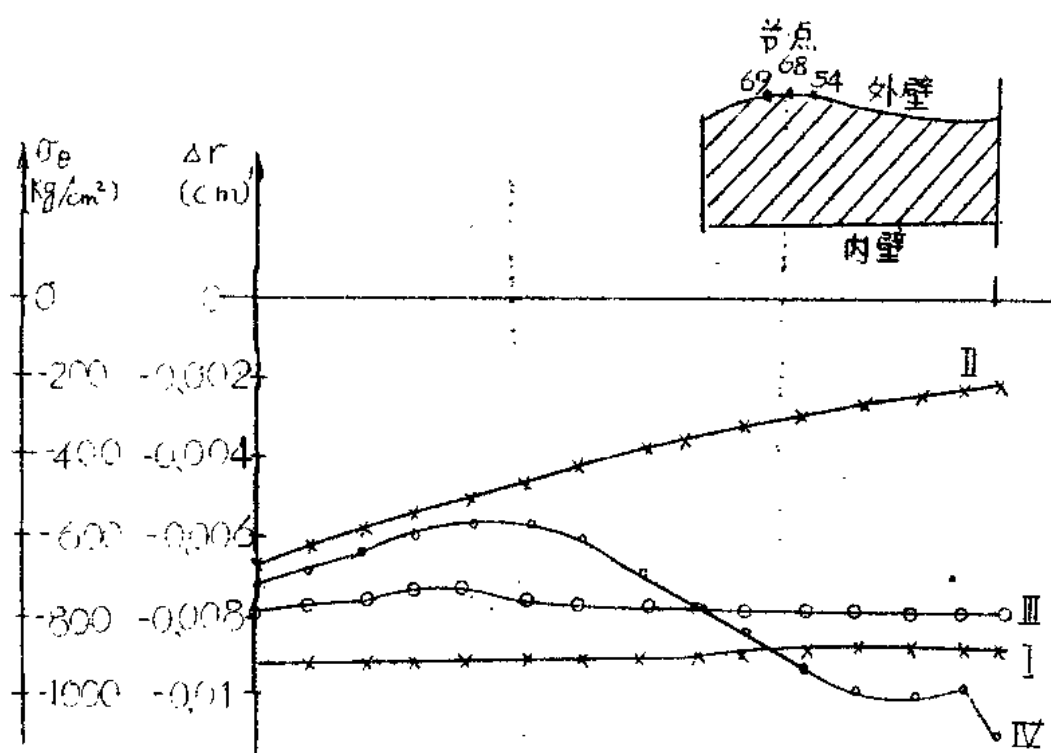


上端面的周向应力和挠度



下端面的周向应力和挠度

图6 顶盖的周向应力和挠度 (工作压力 $3.2 \times 10^4 \text{ kg/cm}^2$)



- I 予紧状态下的径向位移 Δr ;
- II 工作状态下的径向位移 Δr ;
- III 予紧状态下的周向应力 σ_{θ} ;
- IV 工作状态下的周向应力 σ_{θ} .

图7 B形环的内壁径向位移和周向应力。

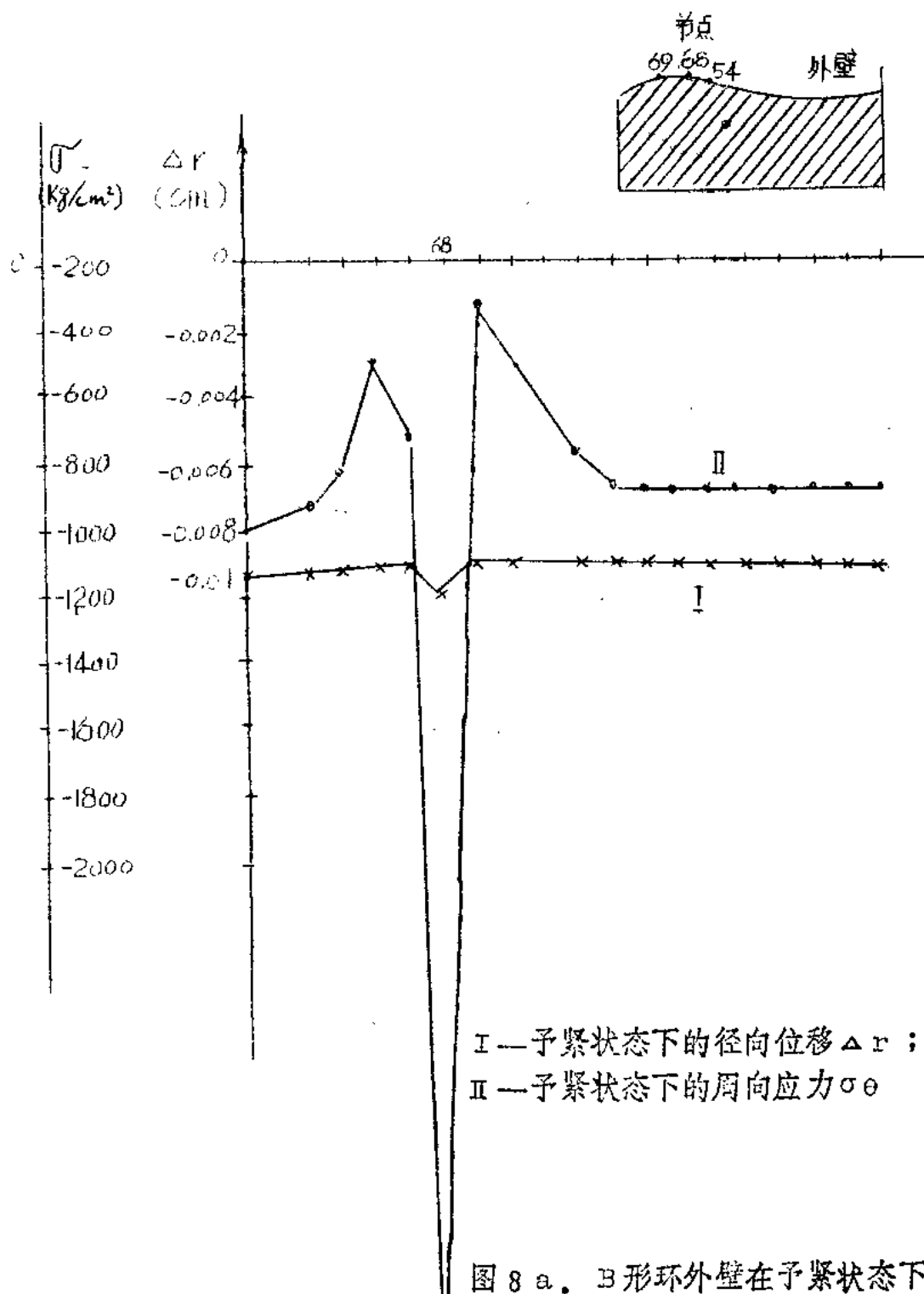


图 8 a. B 形环外壁在予紧状态下的径向位移和周向应力

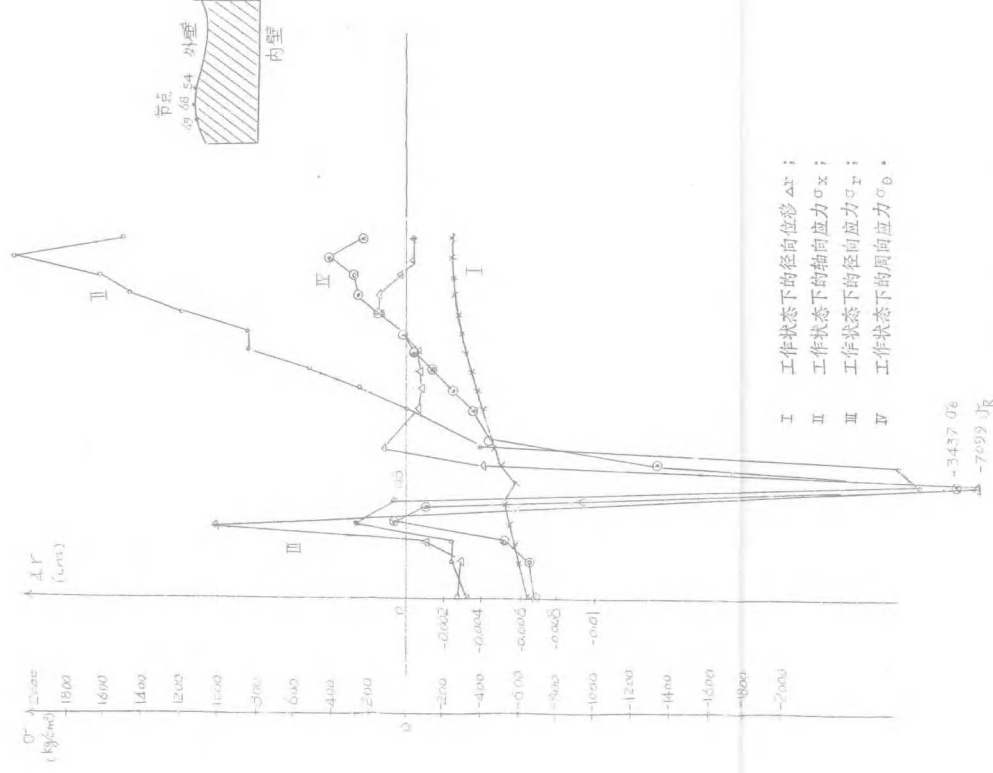


图 8 b. D 形环外壁在工作状态下的径向位移和应力