

土建管道试压用胶囊的力学分析

罗贤光 李传光

(华南理工大学 510641)

黄洪伟

(清远市第二建筑公司 511500)

摘要 用网络分析法对管道试压用胶囊进行了力学分析并结合实际举例说明。提出了帘线的选用原则:高强度,低弹性模量。

关键词 管道试压用胶囊,堵头,密封,网络分析

城镇建设中的管道工程在竣工后应分段进行质量检查,其中包括一项密封性检查,即对管道进行水密性试验(或气密性试验)。分段进行水压试验时,要在管道试验段的两端装设堵头,以防漏水。目前采用胶囊作试压堵头,具有制作和安装方便、试验结果可靠、经济效益好的特点。下面采用网络分析法对胶囊作力学分析,供胶囊设计制造者参考。

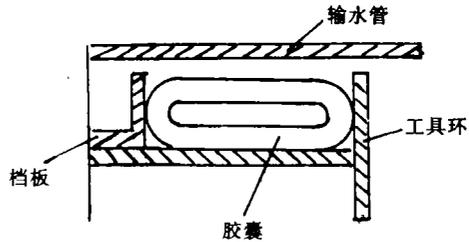


图 2 胶囊安装示意图

1 胶囊内力的计算

《橡胶工业手册》第六分册中简单介绍了胶囊的工作情况^[1]。图 1,2 和 3 是参照手册的有关图形绘制的。当胶囊内充水至一定压力后,胶囊即发生径向膨胀,最后与水管壁压紧,形成密封,起到堵头的作用,如图 3 所示。

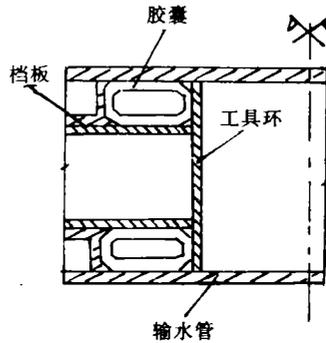


图 3 胶囊堵头示意图

图 4 是胶囊内充水时的受力图。图中, p_1 为胶囊的充水压力, p_2 为胶囊与输水管间的密封压力, p_3 为胶囊与工具环间的密封压

力, p_4 和 p_5 为胶囊两端受到的挡板的压力。胶囊与输水管、胶囊与工具环之间的摩擦力忽略不计。

1.1 胶囊内外圈的径向应力

将胶囊作薄壳处理,只考虑帘布层受力。图 5 表示与工具环接触的胶囊内圈的受力图,图中的 σ_{x1} 为帘布层所受的径向应力, d 为工具环外径, δ 为帘布层的厚度,根据力的平衡条件,有

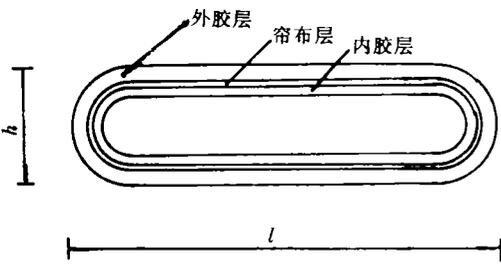


图 1 胶囊断面示意图

h —胶囊厚度; l —胶囊宽度

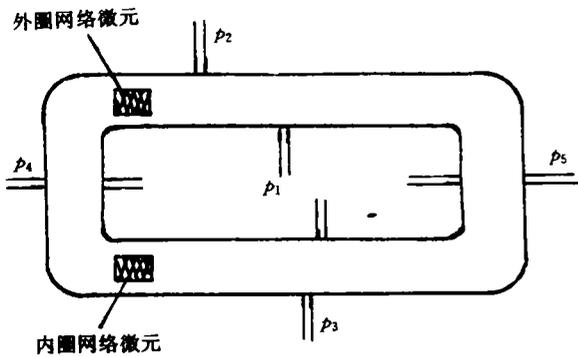


图4 胶囊横断面受力示意图

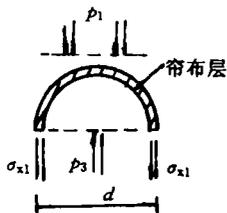


图5 胶囊内圈受力图

$$\sigma_{x1} = (p_3 - p_1)d / 2\delta \quad (1)$$

图6表示胶囊外圈的受力图。 σ_{x2} 为外圈帘布层所受的径向力， D 为外圈与输水管壁密封后的直径，与式(1)中忽略工具环的变形作相同的处理，简单地取输水管的内径为 D 。 δ 为帘布层厚度。根据力的平衡条件，有

$$\sigma_{x2} = (p_1 - p_2)D / 2\delta \quad (2)$$

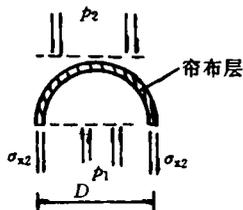


图6 胶囊外圈受力图

1.2 胶囊内、外圈的轴向应力

胶囊在工作状态下，靠近封头处的轴向应力较大，可以其作代表来计算轴向应力。为简单起见，近似地认为内、外圈的轴向应力相同，计为 σ_y 。图7表示了靠近封头处胶囊横断面的应力图。根据平衡条件，有

$$\begin{aligned} & (1/4\pi D^2 - 1/4\pi d^2)(p_1 - p_1) \\ & = (\pi D + \pi d)\delta\sigma_y \end{aligned}$$

即

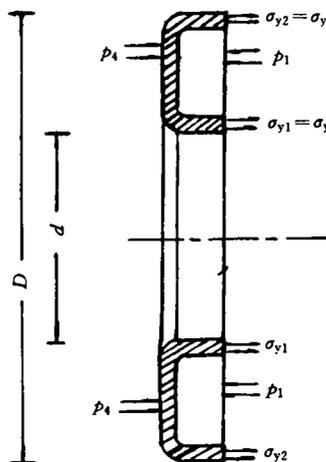


图7 封头处的轴向受力图

$$\sigma_y = (p_1 - p_4)(D - d) / 4\delta \quad (3)$$

2 胶囊的刚度系数及应力-应变关系式

在胶囊受力危险处切取一网络微元(见图4)进行分析。图8是放大的网络微元图。依照网络分析法，在胶囊径向轴 x 与纵向轴 y 所组成的参考坐标系中，刚度系数 \bar{Q}_{11} 、 \bar{Q}_{12} 和 \bar{Q}_{22} 为^[2]

$$\begin{cases} \bar{Q}_{11} = E_t V_t \cos^4 \alpha \\ \bar{Q}_{12} = E_t V_t \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha \\ \bar{Q}_{22} = E_t V_t \sin^4 \alpha \end{cases} \quad (4)$$

式中 E_t ——帘线的弹性模量；
 V_t ——帘线在帘布层中所占体积的百分数；
 α ——帘线与 x 轴之间的夹角，规定 x 正方向逆时针转到帘线方向时 α 为正值。

依广义的虎克定律，二层规则反对称层

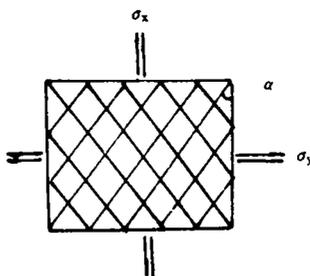


图8 网络微元图

合板中,各单层板的应力-应变关系式为

第一层

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x^{(1)} \\ \sigma_y^{(1)} \\ \tau_{xy}^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11}^{(1)} & \bar{Q}_{12}^{(1)} & \bar{Q}_{16}^{(1)} \\ \bar{Q}_{12}^{(1)} & \bar{Q}_{22}^{(1)} & \bar{Q}_{26}^{(1)} \\ \bar{Q}_{16}^{(1)} & \bar{Q}_{26}^{(1)} & \bar{Q}_{66}^{(1)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

式(5)表示单向复合材料平面应力状态下的偏轴应力-应变关系, $\sigma_x^{(1)}, \sigma_y^{(1)}, \tau_{xy}^{(1)}$ 为第一单向板内作用着的平面应力分量; $\bar{Q}_{ij}^{(1)}$ ($i, j=1, 2, 6$) 为第一单向板的偏轴刚度系数; $\epsilon_x^0, \epsilon_y^0, \gamma_{xy}^0$ 为层合板中面的应变。与式(5)相似,第二层单向板的应力-应变关系可表示成下式:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x^{(2)} \\ \sigma_y^{(2)} \\ \tau_{xy}^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11}^{(2)} & \bar{Q}_{12}^{(2)} & \bar{Q}_{16}^{(2)} \\ \bar{Q}_{12}^{(2)} & \bar{Q}_{22}^{(2)} & \bar{Q}_{26}^{(2)} \\ \bar{Q}_{16}^{(2)} & \bar{Q}_{26}^{(2)} & \bar{Q}_{66}^{(2)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

式(5)和(6)中,对网络分析有

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{11}^{(1)} &= \bar{Q}_{11}^{(2)} = \bar{Q}_{11} = E_f V_f \cos^4 \alpha \\ \bar{Q}_{12}^{(1)} &= \bar{Q}_{12}^{(2)} = \bar{Q}_{12} = E_f V_f \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha \\ \bar{Q}_{22}^{(1)} &= \bar{Q}_{22}^{(2)} = \bar{Q}_{22} = E_f V_f \sin^4 \alpha \\ \bar{Q}_{16}^{(1)} &= -\bar{Q}_{16}^{(2)} \\ \bar{Q}_{26}^{(1)} &= -\bar{Q}_{26}^{(2)} \end{aligned}$$

因此当不考虑胶囊的耦合效应,且在 $\gamma_{xy}^0 = 0$ 的情况下,胶囊的应力-应变关系式(5)和(6)可合并成

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \end{Bmatrix}$$

即

$$\begin{cases} \sigma_x = E_f V_f \cos^4 \alpha \cdot \epsilon_x - E_f V_f \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha \cdot \epsilon_y \\ \sigma_y = E_f V_f \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha \cdot \epsilon_x + E_f V_f \sin^4 \alpha \cdot \epsilon_y \end{cases} \quad (7)$$

3 胶囊的强度计算及充水压力 p_1 的确定

胶囊的强度主要由帘线的强度决定,只要帘线的应力没有超过规定的限值,即认为胶囊满足强度要求。如果用 σ_t^b 表示沿帘线方向帘布所承受的应力, $[\sigma_t^b]$ 表示允许承受的应力,则强度条件为:

$$\sigma_t^b \leq [\sigma_t^b] \quad (8)$$

式中的 σ_t^b 可由下式求出^[2]:

$$\sigma_t^b = \sigma_x / \cos^2 \alpha = \sigma_y / \sin^2 \alpha \quad (9)$$

至于充水压力 p_1 值,可通过式(1)、(2)和(3)综合确定。

4 计算举例

设胶囊的内径 $d = 880\text{mm}$, 胶囊厚度 $h = 40\text{mm}$ (h 的意义见图 1), 帘布层为两层规则反对称层合板,帘线与 x 轴的夹角 $\alpha = 20^\circ$, 帘布中帘线的体积分数 $V_f = 0.264$, 帘线的弹性模量 $E_f = 3122\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$, 扯断强度 $\sigma_f = 958\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$, 要求胶囊充水后外径 $D = 1000\text{mm}$, 试验算胶囊的强度。若要求胶囊充水后与输水管及工具环的密封压力不少于 2MPa , 求充水压力 p_1 的大小。

(1) 列出图 8 所示胶囊外圈网络微元的帘布层应力 σ_{x2} 和 σ_{y2} 的计算式。由式(7)有

$$\begin{aligned} \sigma_{x2} &= E_f V_f \cos^4 \alpha \cdot \epsilon_{x2} + E_f V_f \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha \cdot \epsilon_{y2} \\ &= 642.5 \epsilon_{x2} + 85.11 \epsilon_{y2} \end{aligned} \quad (a)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{y2} &= E_f V_f \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha \cdot \epsilon_{x2} + E_f V_f \sin^4 \alpha \cdot \epsilon_{y2} \\ &= 85.11 \epsilon_{x2} + 11.275 \epsilon_{y2} \end{aligned} \quad (b)$$

类似地,对胶囊内圈的网络微元有

$$\sigma_{x1} = 642.5 \epsilon_{x1} + 85.11 \epsilon_{y1} \quad (a')$$

$$\sigma_{y1} = 85.11 \epsilon_{x1} + 11.275 \epsilon_{y1} \quad (b')$$

(2) 确定外圈的网络微元的径向应变 ϵ_{x2} 及轴向应变 ϵ_{y2} 。径向应变 ϵ_{x2} 为

$$\epsilon_{x2} = \frac{D - (d + 2h)}{d + 2h} = 0.0417$$

轴向应变 ϵ_{y2} 不易精确求出,可根据偏于安全的原则进行简化。假定内、外圈的轴向应变之和等于封头平均应变的 2 倍,内、外圈的轴向应力相等,即 $\epsilon_{y1} + \epsilon_{y2} = 2\bar{\epsilon}_y, \sigma_{y1} = \sigma_{y2}$ 。

$$\bar{\epsilon}_y = \frac{(D - d) / 2 - h}{h} = 0.5$$

$$\text{即: } \epsilon_{y1} + \epsilon_{y2} = 2\bar{\epsilon}_y = 1 \quad (c)$$

根据式(b)、(b')及 $\sigma_{y1} = \sigma_{y2}$, 有

$$\begin{aligned} 85.11 \epsilon_{x2} + 11.275 \epsilon_{y2} \\ = 85.11 \epsilon_{x1} + 11.275 \epsilon_{y1} \end{aligned} \quad (d)$$

联立(c)、(d)并代入 $\epsilon_{x1} = 0, \epsilon_{x2} = 0.0417$, 解出

$$\epsilon_{y1} = 0.657, \epsilon_{y2} = 0.343$$

(3) 验算帘布层的强度。取外圈验算, 由式(a)和(b)可得到

$$\sigma_{x2} = 55.98 \text{MPa}, \sigma_{y2} = 7.416 \text{MPa}$$

帘布层沿帘线方向的应力 σ_i^b 为

$$\sigma_i^b = \sigma_x / \cos^2 \alpha = 63 \text{MPa}$$

帘布层的拉断强度 σ_i^b 为

$$\sigma_i^b = \sigma_i V_1 = 958 \text{N} \cdot \text{mm}^{-2} \times 0.264 = 253 \text{MPa}$$

如果取安全系数 $k=3$, 则

$$[\sigma_i^b] = \frac{\sigma_i^b}{k} = 84.3 \text{MPa}$$

因此 $\sigma_i^b < [\sigma_i^b]$ 。

(4) 计算充水压力 p_1

如果帘布层厚度 $\delta = 2 \times 1.2 = 2.4$ (mm), 根据式(2)有

$$p_1 - p_2 = 2\delta \cdot \sigma_{x2} / D = 0.269 \text{MPa}$$

当 $p_2 = 2 \text{MPa}$ 时, $p_1 = 2.269 \text{MPa}$ 。

密封压力 p_2 的大小要根据输水管中的试验水压力来确定。试验水压力一般规定为: 当水管工作压力 $p_0 \leq 0.7 \text{MPa}$ 时, 试验水压 $p = 1 \text{MPa}$; 当水管工作压力 $p_0 > 0.7 \text{MPa}$ 时, 取 $p = p_0 + 0.3 \text{MPa}$ 。

(5) 复核。用气囊内圈的网络微元复核。由式(a')和(b')可算出

$$\sigma_{x1} = 55.92 \text{MPa}, \sigma_{y1} = 7.41 \text{MPa}$$

此结果与外圈网络元应力相同, 故气囊

强度满足要求。

气囊内圈对工具环的密封压力 p_3 可由式(1)求出:

$$p_3 = p_1 + 2\delta \cdot \sigma_{x1} / d = 2.574 \text{MPa}$$

可见密封压力 $p_3 > p_2$, 完全满足要求。

如果要计算挡板对气囊的压力 p_4 , 可由式(3)求出:

$$p_4 = p_1 - 4\sigma_{y1} \cdot \delta / (D - d) = 1.676 \text{MPa}$$

通过上面的计算可以看出: (1) 气囊两端设置挡板有助于减小气囊的应力, 使气囊易于满足均衡条件; (2) 气囊中帘线偏角 α 的选取对气囊内的应力有较大影响, 设计气囊时可多选几个不同的角度作方案比较; (3) 要选用强度高、弹性模量低的帘线。

上述分析中忽略了内外胶层的作用。在实际应用中, 还应注意橡胶的影响, 特别是胶层与帘布层、帘布层与帘布层、帘布层内橡胶和帘线之间, 必须保证有一定的粘合强度。

参考文献

- 1 《橡胶工业手册》编写小组·橡胶工业手册第六分册·修订版, 北京: 化学工业出版社, 1989: 330—332
- 2 刘锡礼, 王秉权·复合材料力学基础·北京: 中国建筑工业出版社, 1984: 193—199

收稿日期 1994-12-05

Mechanical Analysis of Rubber Bladder for Pressure Test of Civil Work Pipeline

Luo Xianguang and Li Chuanguang

(South China University of Science and Technology 510641)

Huang Hongwei

(Qing Yuan No. 2 Civil Work Company 511500)

Abstract A mechanical analysis of the rubber bladder for the pressure test of the civil work pipeline was made with the Network Analysis method and some practical examples were given to illustrate the method. The principle of selecting cord with high tenacity and low elastic modulus was proposed.

Keywords rubber bladder, pressure test, pipeline, network analysis, seal