

石油化工设备静密封技术报告No. 1

O形环密封结构的应力应变分析及密封性能计算

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
O形环密封结构的应力应变分析及密封性能计算

75-9-Ⅷ-6

(内部资料 注意保存)

上海石油化工设计院石油化工设备设计室编

(上海南京西路1856号)

国营海峰印刷厂印刷

一九七五年二月

赠 阅

毛 主 席 语 录

思想上政治上的路线正确与否是决定一切的。

* * *

理论的基础是实践，又反过来为实践服务。

* * *

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

* * *

打破洋框框，走自己工业发展道路。

内 容 提 要

本文针对通常采用的 $\bigcirc$ 形环密封结构,即球形盖—法兰—螺栓—筒体端部法兰—双道 $\bigcirc$ 形环系统^①,进行了应力应变分析和密封性能计算。为了考虑球形部份和法兰部份之间的过渡圆弧部份,以及法兰环内侧面非圆柱面,将整个球形盖划分为七个元件,而把它作为七个元件的组合壳体。对于筒体端部法兰则分为三个元件,而把它作为三个元件的组合壳体。最后根据盖—筒体—螺栓— $\bigcirc$ 形环整个系统的变形协调,联列求解,以计算其密封比压,各个元件的受力,以及应力应变。文中采用壳体理论中有关元件的精确解。为了缩减繁琐的数学运算,并使推导过程简单明了,作者运用矩阵形式的初参始法。最后列入计算实例,该结构将用于某工程。根据提出的计算方法已编成JMFS1电子计算机程序。

这个工作得到安徽石油化工设计院、上海原子能研究所及上海计算技术研究所的大力支持,在此表示感谢。

①对于单道 $\bigcirc$ 形环同样适用。

符 号 说 明

在本文内出现的主要符号概括说明如下，至于个别公式中出现的符号仅在所在的公式下面说明。

简单变量

C	凸合反力, kg;
E	材料的弹性模量, kg/cm^2 ;
G	压力自紧O形环的密封力, kg;
h	厚度, cm;
H	水平方向的剪力, kg/cm ;
l	长度, cm;
M	弯矩, $\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{cm}$;
N	法向内力, kg/cm ;
P _b	螺栓总力, kg;
r	半径, cm;
R	充气O形环的密封力, kg;
u	轴向变形的柔度系数, cm/kg 或 $\text{cm}/^\circ\text{C}$ 或 $\text{cm}/\text{kg}/\text{cm}^2$;
V	偏转角, 弧度;
w	径向位移, cm;
$\bar{w}$	水平方向位移, cm;
ν	材料的泊桑系数;
φ	角度, 度;
β	壳体的衰减系数;
θ	偏转角的柔度系数, $\text{弧度}/\text{kg}$ 或 $\text{弧度}/\text{kg}/\text{cm}^2$;
σ_{φ}	经向应力, kg/cm^2 ;
σ_{θ}	环向应力, kg/cm^2 ;
τ	剪应力, kg/cm^2 ;

向 量

$$e_3 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad e_4 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{Bmatrix};$$

$$F = \begin{Bmatrix} M \\ H \end{Bmatrix} \quad \text{力向量};$$

$$S = \begin{Bmatrix} EW \\ EV \end{Bmatrix} \quad \text{位移向量};$$

$$X = \begin{Bmatrix} EW \\ EV \\ M \\ H \end{Bmatrix} \quad \text{位移和力向量}.$$

矩 阵

$$E_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad E^* = \begin{bmatrix} 1 & & & \\ & -1 & & \\ & & 1 & \\ & & & -1 \end{bmatrix};$$

A 转换矩阵。

注 释

- O 代表上截面;
- 1 代表下截面;
- L 代表螺栓;
- C 代表圆筒;

- F 代表筒体端部法兰；
H 代表表盖；
S 代表球形部份；
T 代表变厚度圆筒。

一 概 述

整个密封结构是高压容器的关键部份，而密封性能的计算，涉及到整个系统的应力应变分析。由于连接件、法兰及密封元件的微小变形，对密封比压的影响很大，因此必须采用精确方法，尽量减小计算误差。密封结构是由连接件、法兰及密封元件组成的一个系统，其中每一个元件的变形对其他元件的受力和变形都有影响，因此不能象内压圆筒的强度计算那样，将每个元件单独地进行分析计算，而必须根据整个系统的变形协调，联列求解。包含的元件愈多，则理论分析愈复杂。鉴于以上原因，过去对各种型式密封结构的理论分析和计算，国内外还没有完整的技术报告发表。

通常采用的O形环密封结构，如图1所示，1为球形盖，2、3及4为螺栓、螺母及垫圈，5为顶盖法兰，6为O形环，7为筒体端部法兰。O形环可以采用单道，也可以采用双道（如图所示）。采用双道O形环时，通常外侧为充气O形环，内侧为压力自紧O形环，即环的内侧钻孔，压力介质可以通入，在工作时依靠介质压力使环胀开，贴紧法兰密封面。充气O形环内充有一定压力的惰性气体，在工作时随着温度的升高，气体压力升高，使环胀开，贴紧法兰密封面。采用单道O形环时，通常均为压力自紧O形环。此种密封结构实际上是一种自紧密封。本文针对双道O形环密封结构进行分析，这样得到的计算方法同样可适用于单道O形环。如果对O形环的变形系数用C形环的变形系数代替，则不难用此种方法来计算球形盖—法兰—螺栓—筒体端部法兰—C形环密封系统。如果对球形盖法兰的变形系数用平盖的变形系数代替，则不难用此种方法来计算平盖—螺栓—筒体端部法兰—O形环密封系统。

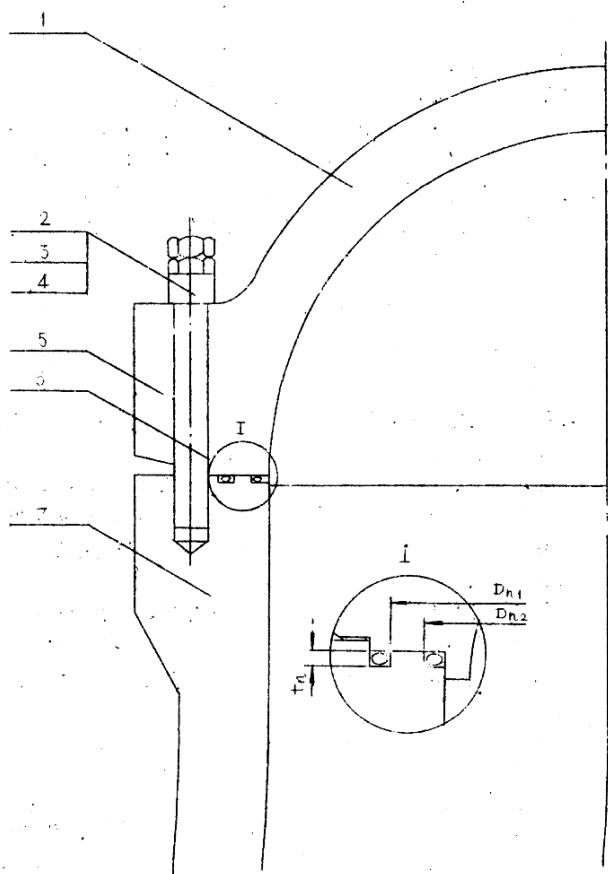


图 一

三 密封结构的受力分析

1. 球形盖及法兰

为了考虑球形部份和法兰部份之间的过渡圆弧部份，以及法兰环内侧表面非圆柱面，将整个球形盖划分为七个元件，分别用 $I_0, I, II, III, IV, V, VI, VII$ 代表，如图二所示。由于法兰环钻有螺栓孔，因而必须考虑螺栓孔对法兰环的影响，根据参考资料(1)，计算其应力应变时适当缩减其宽度，当法兰公称直径大于和等于 500mm 时取计算外径

$$Y_{10}' = Y_{10} - d_L / 2 \quad (1)$$

式中 Y_{10} —— 法兰环外径，cm；

d_L —— 螺栓孔直径，cm。

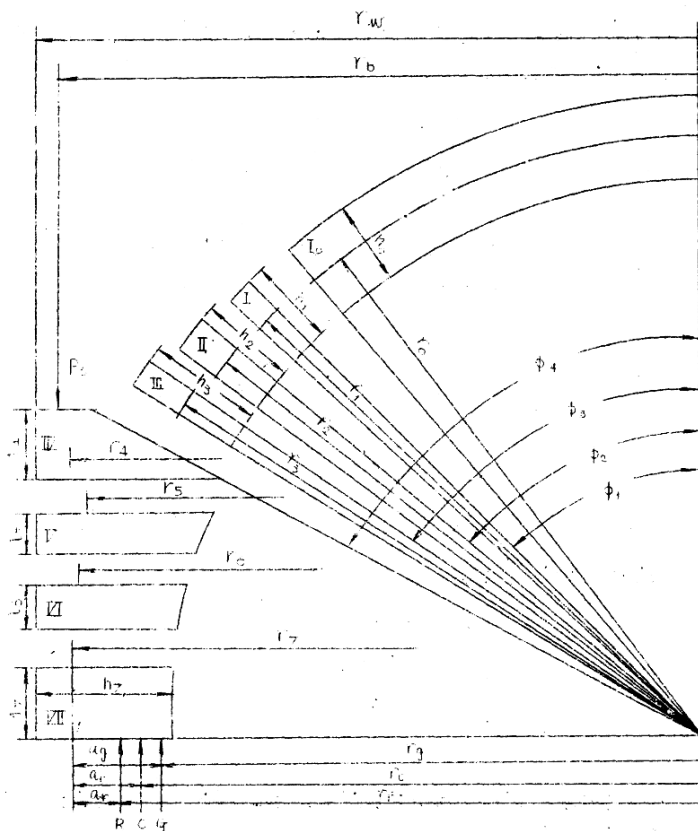
螺栓对法兰环的作用以总螺栓力 P_b 代表，作用在螺栓中心圆半径 Y_b 处，并假设沿圆周均匀分布。充气 O 形环的密封反力以 R 代表，作用在环与法兰密封面的接触圆半径 Y_r 处，压力自紧 O 形环的密封反力以 G 代表，作用在环与法兰密封面的接触圆半径 Y_g 处，两个环之间法兰面凸合的反力以 C 代表，作用在其接触面平均半径 Y_c 处，这三个力均假设沿圆周均匀分布。

元件 I_0 可看作等厚度的半无限球壳，下面截去部份对它作用有内力：法向力 N_{01} (kg/cm) ①，剪力 $Q_1^{I_0}$ (kg/cm) 及弯矩 $M_1^{I_0}$ (kg-cm/cm) ②。为了联列求解方便起见，以下用水平力 $H_1^{I_0}$ 代替 $Q_1^{I_0}$ ， $H_1^{I_0}$ 和 $Q_1^{I_0}$ 之间有如下关系（见图 3）：

$$H_1^{I_0} = \frac{Q_1^{I_0}}{\sin \phi_1} \quad (2)$$

① N_{01} 的下角注脚代表元件 I_0 和 I 之间的法向内力，以下类同。

② $Q_1^{I_0}$ ， $M_1^{I_0}$ 的上角注脚代表所属元件 I_0 ，下角注脚代表下面，以下类同。



在元件 I_0 下截面由于内力产生的径向位移和偏转角分别为 $w_1^{I_0}(\text{cm})$ 和 $V_1^{I_0}$ (弧度), 与 $w_1^{I_0}$ 相应的水平位移为 $\bar{w}_1^{I_0}$ 和 $\bar{w}_1^{I_0}$ 之间有如下关系 (图三):

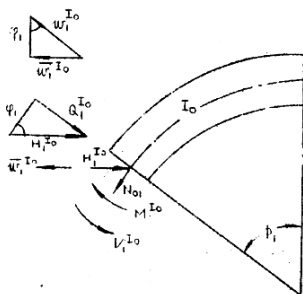


图 三

$$\bar{w}_1^{I_0} = w_1^{I_0} \sin \varphi_1 \quad (3)$$

采用位移向量 $S_1^{I_0}$ 和力向量 $F_1^{I_0}$ 如下:

$$S_1^{I_0} = \begin{Bmatrix} EW_1^{I_0} \\ EV_1^{I_0} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

$$F_1^{I_0} = \begin{Bmatrix} M_1^{I_0} \\ H_1^{I_0} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

根据壳体理论可知, 半无限球壳下截面的位移向量 $S_1^{I_0}$ 和力向量 $F_1^{I_0}$ 之间有以下关系:

$$S_1^{I_0} = \alpha_S F_1^{I_0} \quad (6)$$

$$\alpha_S = \frac{2\beta^2 \sin \varphi_1}{K_2 h_0} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{\gamma_0 \sin \varphi_1}{2\beta} (1 + K_1 K_2) \\ -\frac{2\beta}{\gamma_0 \sin \varphi_1} & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$K_1 = 1 - \frac{1+2\nu}{2\beta} \operatorname{Ctg} \varphi_1$$

$$K_2 = 1 - \frac{1-2\nu}{2\beta} \operatorname{Ctg} \varphi_1$$

- 式中 α_S —— 半无限球壳的力和位移转换系数矩阵 (2×2 阶);
按公式(7)计算;
 h_0, γ_0 —— 球壳的厚度和平均半径, cm (图二);
 φ_1 —— 下截面的中心夹角, 度 (图二);
 ν —— 材料的泊桑系数;
 β_S —— 球壳的衰减系数, 按下式(8)计算:

$$\beta_S = \frac{3(1-\nu^2)\gamma_S^2}{h_S^2} \quad (8)$$

式中 γ_S, h_S —— 球壳的平均半径和厚度, cm。对于元件 I_0 , 则用 γ_0, h_0 代入计算。

如用四维向量 $X_1^{I_0}$ 代表位移和力向量, 则得:

$$X_1^{I_0} = \begin{Bmatrix} S_1^{I_0} \\ F_1^{I_0} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_S \\ E_2 \end{bmatrix} F_1^{I_0} \quad (9)$$

式中 E_2 —— 2×2 阶单位阵, 即 $E_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$

如用下式代入：

$$\lambda_1^{I_0} = \begin{pmatrix} a_s \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (10)$$

则得：

$$X_1^{I_0} = \lambda_1^{I_0} F_1^{I_0} \quad (11)$$

元件 I_0 所受力和位移的正方向如图三所示。

元件 I 为等厚度的短球壳 ($\varphi_1 \geq 35^\circ$)，如图四所示。上截面用 0 代表，下截面用 1 代表。所受力和位移的正方向，如图示。如用位移和力向量，则得：

$$X_0^I = \begin{Bmatrix} S_0^I \\ F_0^I \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} E\bar{W}_0^I \\ EV_0^I \\ M_0^I \\ H_0^I \end{Bmatrix}, \quad X_1^I = \begin{Bmatrix} S_1^I \\ F_1^I \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} E\bar{W}_1^I \\ EV_1^I \\ M_1^I \\ H_1^I \end{Bmatrix} \quad (12a, b)$$

根据壳体理论并作适当数学变换，可得 X_0^I 和 X_1^I 之间的转换关系如下：

$$X_1^I = A^I X_0^I \quad (13)$$

式中 A^I —— 转换系数矩阵 (4×4 阶)，按公式 13 计算。

元件 II 和 III ，也为等厚度的短球壳，因此类似地可得：

$$X_0^{II} = \begin{Bmatrix} S_0^{II} \\ F_0^{II} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} E\bar{W}_0^{II} \\ EV_0^{II} \\ M_0^{II} \\ H_0^{II} \end{Bmatrix}, \quad X_1^{II} = \begin{Bmatrix} S_1^{II} \\ F_1^{II} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} E\bar{W}_1^{II} \\ EV_1^{II} \\ M_1^{II} \\ H_1^{II} \end{Bmatrix} \quad (14a, b)$$

$$X_1^{II} = A^{II} X_0^{II} \quad (15)$$

$$X_0^{\text{II}} = \begin{Bmatrix} S_0^{\text{II}} \\ F_0^{\text{II}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} EW_0^{\text{II}} \\ EV_0^{\text{II}} \\ M_0^{\text{II}} \\ H_0^{\text{II}} \end{Bmatrix}, \quad X_1^{\text{II}} = \begin{Bmatrix} S_1^{\text{II}} \\ F_1^{\text{II}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} EW_1^{\text{II}} \\ EV_1^{\text{II}} \\ M_1^{\text{II}} \\ H_1^{\text{II}} \end{Bmatrix} \quad (16a, b)$$

$$X_1^{\text{II}} = A^{\text{II}} X_0^{\text{II}} \quad (17)$$

$A^{\text{II}}, A^{\text{III}}$ —— 转换系数矩阵 (4×4 阶), 按公式 (13) 计算。

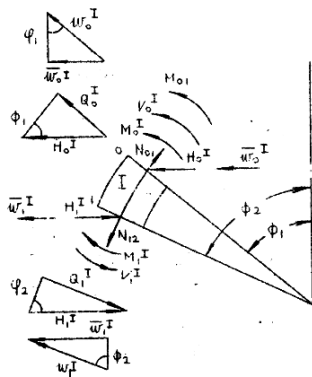


图 四

短球壳的转换系统矩阵按下式确定：

$$A = B_S \Phi_{S1} Y_{S1}^{-1} Y_{S0}^{-1} \Phi_{S0}^{-1} B_S^{-1} \quad (18)$$

$$B_S = \begin{bmatrix} \frac{\beta_S \gamma_S}{h_S} & & & \\ & \frac{\beta_S^2}{h_S} & & \\ & & \frac{\gamma_S}{4\beta_S} & \\ & & & 1 \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$\Phi_S = \frac{1}{\sqrt{\sin \varphi}} \begin{bmatrix} K_1 \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & K_2 \cot g \varphi & -1 \\ \frac{1}{\sin \varphi} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$K_1 = (1+2\nu)/2\beta_S, \quad K_2 = (1-2\nu)/2\beta_S$$

$$Y_S = \begin{bmatrix} Y_1 & Y_2 & Y_3 & Y_4 \\ -4Y_4 & Y_1 & Y_2 & Y_3 \\ -4Y_3 & -4Y_4 & Y_1 & Y_2 \\ -4Y_2 & -4Y_3 & -4Y_4 & Y_1 \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$Y_1 = Z_1, \quad Z_1 = \cos \xi_S \operatorname{ch} \xi_S, \quad \xi_S = \beta_S \varphi$$

$$Y_2 = \frac{1}{2}(Z_4 + Z_2), \quad Z_2 = \cos \xi_S \operatorname{sh} \xi_S,$$

$$Y_3 = \frac{1}{2}Z_3, \quad Z_3 = \sin \xi_S \operatorname{ch} \xi_S,$$

$$Y_4 = \frac{1}{2}(Z_4 - Z_2); \quad Z_4 = \sin \xi_S \operatorname{ch} \xi_S,$$

式中 γ_S, h_S — 球壳的平均半径 (cm) 和厚度 (cm);

β_S — 球壳的衰减系数, 按(8)式计算;

φ — 截面的中心夹角 (度), 对于 Φ_{S1}, Y_{S1} , 用下截面的中心夹角代入 (例如元件 I, 则为 φ_2); 对于 Φ_{S0} ,

Y_{SO} , 用上截面的中心夹角代入 (例如元件 I, 则为 φ_1);
 $B_S^{-1}, Y_{SO}^{-1}, \Phi_{SO}^{-1}$ —— 分别为 B_S, Y_{SO}, Φ_{SO} 的逆阵。

由于元件 I_0 和 I 厚度不同, N_{01} 的作用点不在同一点, 因此引入附加弯矩 M_{01} , 与内压成正比, 按下式(22)确定。

$$M_{01} = m_{01} P \quad (22)$$

式中 M_{01} —— 元件 I_0 和 I 之间的附加弯矩, $\text{kg} \cdot \text{cm} / \text{cm}$;
 m_{01} —— 尺寸因子 (cm^2), 可简单地根据几何尺寸决定;
 P —— 内压, kg / cm^2 。

类似地, 在元件 I 和 II, II 和 III 之间, 引入附加弯矩 M_{12}, M_{23} , 按下式(23), (24)确定:

$$M_{12} = m_{12} P \quad (23)$$

$$M_{23} = m_{23} P \quad (24)$$

元件 IV 为梯形截面的环, 所受力和位移的正方向, 如图 5 所示。如用位移和力向量, 则得

$$X_0^{IV} = \begin{Bmatrix} S_0^{IV} \\ E_0^{IV} \\ F_0^{IV} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} EW_0^{IV} \\ EV_0^{IV} \\ M_0^{IV} \\ H_0^{IV} \end{Bmatrix}, \quad X_1^{IV} = \begin{Bmatrix} S_1^{IV} \\ F_1^{IV} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} EW_1^{IV} \\ EV_1^{IV} \\ M_1^{IV} \\ H_1^{IV} \end{Bmatrix} \quad (25a, b)$$

$$X_1^{IV} = A^{IV} X_0^{IV} \quad (25)$$

根据环的理论, 经过适当数学变换, 可得转换系数矩阵 A^{IV} 如下:

$$A^N = \begin{bmatrix} 1 & \frac{\ell_4}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{AC}{\gamma_2^2} \left(\frac{A}{\gamma_4^2} C_1 - \frac{I_z}{\gamma_4^2} \right) & 1 & \frac{\ell_4}{2} \\ -\frac{A}{\gamma_4^2} & \frac{A}{\gamma_4^2} C_1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (27)$$

$$C = \frac{\ell_4}{3} \frac{(a+2b)}{(a+b)}, \quad C_1 = \frac{\ell_4}{2} - C,$$

$$A_r = \frac{1}{2}(a+b)\ell_4,$$

$$I_z = \frac{(a^2 + 4ab + b^2)\ell_4^3}{36(a+b)}$$

式中 C —— 梯形截面形心离底边的距离, cm;

A_r —— 梯形截面的面积, cm²;

I_z —— 梯形截面对 $Z-Z$ 轴的惯性矩, cm⁴;

r_4 —— 环的形心半径, cm;

a, b, ℓ_4 —— 几何尺寸, cm (见图五)。

在元件 IV 上作用有螺栓力 P_b , 因此作用有外弯矩 M_b , 按下式确定^①:

$$M_b = m_b P_b \quad (28)$$

式中 P_b —— 总的螺栓力, kg;

m_b —— 几何因子, cm/cm。根据图五, 可简单地按几何尺寸

① 根据大量计算表明, 螺栓的抗弯影响不大(2), 因此这里忽略不计。