

金属膜片贮箱的膜片变形分析^{*}

朱智春 赵和明 罗 斌

(上海动力机械研究所, 上海, 200233)

摘 要: 采用旋转对称壳体的变矩理论, 并将流变韧性引入应力-应变本构关系, 分析了金属膜片贮箱正向排放过程膜片的变形, 数值求解预示了膜片压差和推进剂剩余量。计算结果与试验值相比, 膜片压差和变形过程基本一致, 膜片顶点位移值吻合较好。

主题词: 推进剂储箱, 金属膜片, 变形, 压差, 推进剂剩余量

分类号: V 434. 23

DEFORMATION ANALYSIS OF METAL DIAPHRAGM FOR POSITIVE EXPULSION TANKS

Zhu Zhichun Zhao Heming Luo Bin

(Shanghai Inst. of Power Machinery, Shanghai, 200233)

Abstract: The bending moment theory of symmetrical rolling shell is used, and the rheological toughness is introduced in stress-strain equation. The deformation of metal diaphragm for positive expulsion tank is analyzed, the pressure drop and the propellant residual are predicted. The calculated results show a good agreement with experiments.

Subject terms: Propellant tank, Metal diaphragm⁺, Deformation, Differential pressure, Propellant residual

1 引 言

金属膜片贮箱是一种适用于空间工作的推进剂管理装置, 其优点是: 膜片与贮箱壳体绝对密封连接; 工作过程保证膜片的几何轴对称变形; 刚性膜片消除推进剂的晃动。工作时增压气体挤压膜片, 将推进剂挤入输送管路, 完成推进剂的供应, 膜片的变形经历从上半球翻转到下半球的塑性大变形。本文采用旋转对称壳体的变矩理论, 并将流变韧性引入应力-应变本构关系, 分析了贮箱正向排放过程膜片的变形, 预示了膜片压差和推进剂剩余量。

2 理论分析

在 x, y, θ 坐标系中(图 1), 厚度为 h 的轴对称转动膜片, 中间表面由平面曲线 $y = f(x)$ 相对 y 轴转动得到。中间表面坐标 x, y , 中间表面切线和轴 x 之间倾角 φ 子午线 r_1 和圆 r_2 方向上的曲线半径是中心线 s 弧长的已知函数。下标 “0” 为相应的初始状态。

由 Kirchhoff-Love 假设^[1], 沿法线与中间表面距离为 z 的子午切面的应变 ϵ_φ 为

* 收稿日期: 1998-11-19, 修回日期: 1999-05-17

$$\epsilon_{\varphi} = \epsilon_1 - z k_1 \quad (1)$$

$$\text{其中 } \epsilon_1 = ds/ds_0 - 1, \quad k_1 = (1 + \epsilon_1)/r_{10} - 1/r_1. \quad (2)$$

以此类推, 圆周方向的应变:

$$\epsilon_{\theta} = \epsilon_2 - z k_2 \quad (3)$$

$$\text{其中 } \epsilon_2 = x/x_0 - 1, \quad k_2 = (\sin\varphi - \sin\varphi_0)/x_0. \quad (4)$$

如果已知应变参数 ϵ_1, k_1 , 则变形后的中间表面新坐标由以下方程确定:

$$\begin{aligned} d\varphi/ds_0 &= k_1 + 1/r_0, & dx/ds_0 &= (1 + \epsilon_1) \cos\varphi \\ dy/ds_0 &= (1 + \epsilon_1) \sin\varphi \end{aligned} \quad (5)$$

在位移和转动角度较大的情况下, 平衡方程如下:

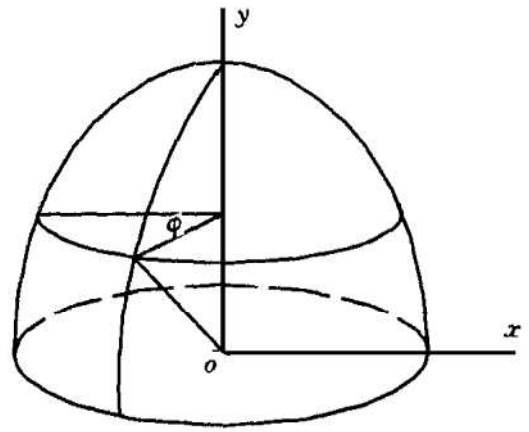


Fig. 1 Symmetrical rolling shell

$$\left. \begin{aligned} \frac{dQ_{\varphi}}{ds_0} + \frac{N_{\theta} \sin\varphi + Q_{\theta} \cos\varphi}{x} (1 + \epsilon_1) + N_{\varphi} \left[k_1 \frac{d\varphi}{ds} \right] + p(1 + \epsilon_1) &= 0 \\ \frac{dN_{\varphi}}{ds_0} + \frac{N_{\varphi} - N_{\theta}}{x} (1 + \epsilon_1) \cos\varphi - Q_{\varphi} \left[k_1 + \frac{d\varphi}{ds} \right] &= 0 \\ \frac{dM_{\varphi}}{ds_0} + \frac{M_{\varphi} - M_{\theta}}{x} (1 + \epsilon_1) \cos\varphi - Q_{\theta} (1 + \epsilon_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

其中 p 为外部压力, Q_{φ} 为横向力, N_{φ}, N_{θ} 为法线力, M_{φ}, M_{θ} 为变矩。

将流变韧性引入应力-应变关系式^[2], 得

$$s_{ij} = 2G_s(\dot{\tau}_{ij} + e_{ij}), \quad \dot{\tau} + \epsilon = k\sigma \quad (7)$$

式中 e_{ij} 和 s_{ij} 为应变和应力偏量, $\dot{e}_{ij}$ 表示对时间 t 的微分, τ 为常数。

$$\epsilon = \frac{1}{3} \epsilon_{ij} \delta_{ij}, \quad \sigma = \frac{1}{3} \sigma_{ij} \delta_{ij}, \quad k = \frac{1-\nu}{E}, \quad G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (8)$$

式中 ϵ_{ij} 和 σ_{ij} 为应变和应力张量的分量, E 为弹性模量, ν 为泊松比。

对于轴对称应变, 关系式 (5) 和式 (6) 给出

$$\sigma_{\varphi} = \frac{E}{1-\nu^2} [\epsilon_{\varphi} + \nu \epsilon_{\theta} + \tau(\dot{\epsilon}_{\varphi} + \nu \dot{\epsilon}_{\theta})], \quad \sigma_{\theta} = \frac{E}{1-\nu^2} [\epsilon_{\theta} + \nu \epsilon_{\varphi} + \tau(\dot{\epsilon}_{\theta} + \nu \dot{\epsilon}_{\varphi})] \quad (9)$$

沿厚度积分求得

$$\begin{aligned} N_{\varphi} &= \frac{Eh}{1-\nu^2} [\epsilon_1 + \nu \epsilon_2 + \tau(\dot{\epsilon}_1 + \nu \dot{\epsilon}_2)], & M_{\varphi} &= -\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} [k_1 + \nu k_2 + \tau(\dot{k}_1 + \nu \dot{k}_2)] \\ N_{\theta} &= \frac{Eh}{1-\nu^2} [\epsilon_2 + \nu \epsilon_1 + \tau(\dot{\epsilon}_2 + \nu \dot{\epsilon}_1)], & M_{\theta} &= -\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} [k_2 + \nu k_1 + \tau(\dot{k}_2 + \nu \dot{k}_1)] \end{aligned} \quad (10)$$

$$\text{对横向力 } Q_{\varphi} \text{ 引入 } Q_{\varphi} = \frac{Eh}{1-\nu^2} (\gamma + \tau\dot{\gamma}) \quad (11)$$

将式 (10) 和式 (11) 代入平衡方程 (6), 同时利用式 (2)、式 (3) 和式 (5) 中第一式, 并对 t 微分, 得 6 个偏导数方程

$$\frac{\partial f_1}{\partial s_0 \partial a} = a_{ij} \frac{\partial f_1}{\partial a} + \frac{1}{\tau} \left[\frac{\partial f_1}{\partial s_0} + b_1 \right] \quad (12)$$

其中 f_1 为所求函数 $\gamma, k_1, k_2, \epsilon_1, \epsilon_2, \varphi$ 式 (12) 用数值方法求解。

3 计算结果及试验

金属膜片贮箱膜片结构见图2。膜片采用变厚度形式,在“赤道”处壁厚较小,让其在“赤道”处翻边。这样,膜片受外压时容易在翻边外先变形,保证变形过程的规律性^[3]。

理论计算膜片变形过程见图3。变形过程膜片压差为常值,排放效率 η 达97%时压差才迅速升高,见图4。为预示推进剂剩余量,分析得到的膜片顶点位移和推进剂剩余量关系见图5。地面试验时,贮箱液腔充满模拟介质,增压气体挤压膜片将模拟介质挤出,采用压力传感器测量贮箱膜片压差。同时,采用拉线式位移传感器测量膜片顶点位移。

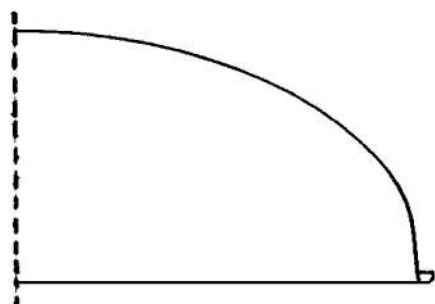


Fig. 2 Diaphragm frame

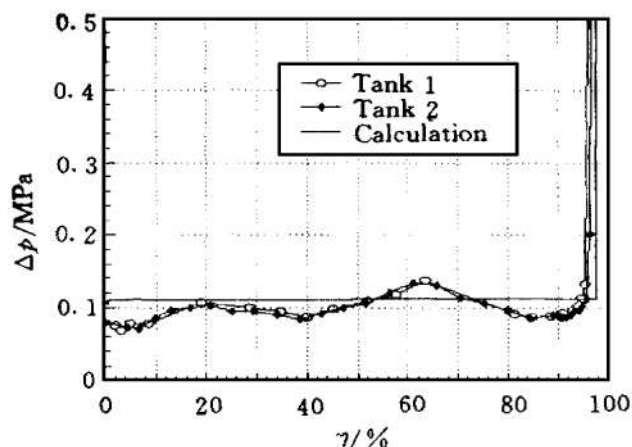


Fig. 4 Pressure drop curves

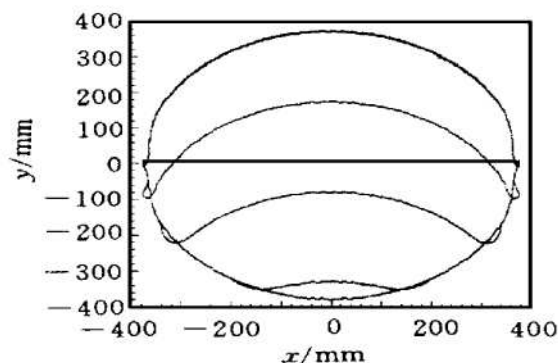


Fig. 3 Academic deformation process

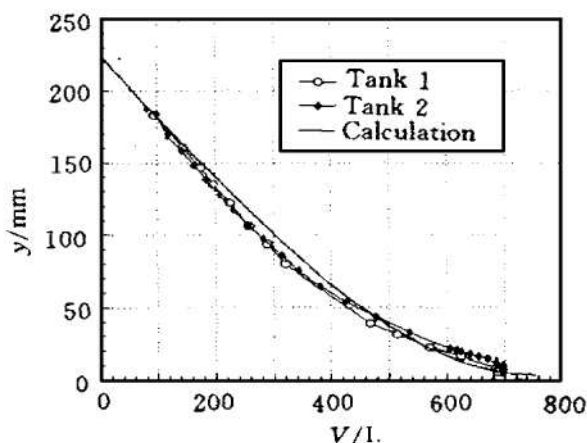


Fig. 5 Top displacement vs propellant residual

4 结 论

- (1) 地面试验膜片压差和变形过程与理论计算基本一致,说明分析方法正确。
- (2) 计算表明:膜片屈服强度、膜片翻边处壁厚和翻边曲率半径对膜片压差影响较大,膜片屈服强度低,膜片翻边外壁厚小、曲率半径大,则膜片压差小。
- (3) 膜片顶点位移测量结果与计算值吻合,可用顶点位移预估贮箱内推进剂剩余量。

参 考 文 献

- 1 王 仁, 黄文彬. 塑性力学引论. 北京: 北京大学出版社, 1982.
- 2 吴连元. 板壳理论. 上海: 上海交通大学出版社, 1989.
- 3 Kammerer H, Hughes J, Gribben E. Analytical & material advances in contoured metal diaphragms for positive expulsion tanks. AIAA 95-2354