

豆粉压力喷雾干燥机壳体弹塑性应变强度研究

Study on elastic and plastic strain strength for housing
of flour pressure spray dryer

王振成¹ 刘爱荣² 魏金营³ 赵永杰³

WANG Zhen-cheng¹ LIU Ai-rong² WEI Jin-ying² ZHAO Yong-jie³

(1. 中州大学工程技术学院, 河南 郑州 450044; 2. 郑州大学西亚斯国际学院电子信息工程学院,
河南 郑州 451150; 3. 郑州市公共交通总公司, 河南 郑州 450054)

(1. College of Technology Engineering, Zhongzhou University, Zhengzhou, Henan 450044, China; 2. Sias International
College of Electronic and Information Engineering Zhengzhou University, Zhengzhou, Henan 451150, China;
3. Zhengzhou General Corporation of Public Communication, Zhengzhou, Henan 450054, China)

摘要:对 YPG-22500 压力喷雾豆粉干燥机的薄壁壳体建立轴对称薄壳模型, 列出基于薄壳理论的弹塑性变形下能量法的典型方程, 给出应变强度与变形刚度的计算方法和条件; 根据假设壳体两端固结的边界条件和循环疲劳的工作环境及材料折线硬化的实际情况, 利用计算机对典型方程进行逐次积分, 求得符合精度要求的数值逼近解和关键参数曲线, 得到与试验结果极为接近的结论; 并指出无量纲变量 $\bar{u}(\bar{\epsilon})$ 对薄壳的几何参数和薄壳两端位移的比率没有太大关系。更为合理地解决了压力荷载下的大型薄壳容器工业设计的弹塑性应变强度和挠度计算问题。

关键词:豆粉干燥机; 薄壳模型; 典型方程; 应变强度; 变形刚度; 折线硬化

Abstract: The axisymmetric thin walled housing model for the thin-walled housing of YPG-22500 flour pressure spray dryer was established, and the typical equation of energy method based on the thin-walled housing theory under the elastic-plastic deformation was listed, and the calculation method and condition on strain strength and deformation stiffness were also given. According to the assuming boundary condition on both ends of the housing and to the working environment of cycle fatigue and to the actual situation of materials line hardening, integrated the typical equation successively by the computer to obtain the numerical approximate solution matched the requirement and the key parameter curve, the conclusion which was very closed to the experimental results. That the ratio of the dimen-

sionless variables $\bar{u}(\bar{\epsilon})$ had little affection on the ratio of geometry parameters of the thin-walled housing and displacement between the both ends of it was pointed out in the paper. The problem of Elastic-plastic strain strength and the deflection calculation which were met in the industrial design of large thin-walled housing vessels under the pressure load was more reasonably solved.

Keywords: powder dryer; thin shell model; typical equation; the strain intensity; deformation rigidity; broken line

YPG-22500 型压力喷雾豆粉干燥机采用四喷枪结构, 18~20 MPa 高压喷雾, 各喷枪喷出的雾滴相互碰撞, 确保进入塔内的气流垂直向下, 不偏流, 无涡流, 物料充分雾化, 与热风充分接触, 产品瞬间干燥。最大限度地减少了粉尘挂壁, 提高了热效率和豆粉的速溶性, 增加了产品得率。

如图 1 所示, YPG-22500 型压力喷雾豆粉干燥机壳体属于轴对称薄壳, 工作在交变高压下的弹塑性变形阶段。在寿命期限内产生弹性变形—塑性变形—蠕变的变形过程, 当综



图 1 YPG-22500 压力喷雾豆粉干燥机壳体示意图
Figure 1 Schematic diagram of YPG-22500 pressure spray drying powder casing

基金项目:河南省重大科技攻关项目(编号:82201343102); 河南省郑州市科技攻关项目(编号:083STRF40345-5)

作者简介:王振成(1959—), 男, 中州大学教授、高级工程师。
E-mail: zzwzc@163.com

收稿日期:2015-11-26

合应变超过临界值时而发生疲劳破坏,甚至造成粉尘爆炸^[1]。在设计计算时,不仅要考虑干燥机壳体初期工作时的弹性应变、短时超高压下的塑性应变,还必须考虑长期高压工作阶段的蠕变。

就研究模型建立的真实模拟程度而论,目前对于豆粉压力喷雾干燥机壳体的应力应变研究,虽然基于壳体的任一部分的周边是固定端的超静定梁式模型计算方法有时有用^[2],但毕竟此模型过于近似,颇显牵强。理由有四点:① 该模型抽象的基础是从壳体沿纬向截取一条看做两端固定的超静定梁,其模型与实际具有一定差异;② 该法的研究对象仅限于整个壳体的“一缕”,难以体现壳体的全状;③ 该模型计算的理论基础源于第三强度理论(即最大切应力理论),其破坏的原始条件是最大剪应力 $\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_s}{2}$ (这里 σ_s 为材料的屈服极限),仅考虑了最大主应力 σ_1 和最小主应力 σ_3 的作用,而忽略了另一个主应力 σ_2 的效能。研究^[3]表明: σ_2 的最大影响达 15%;④ 该模型研究的结论无法解释内压壳体三向均拉下的断裂现象。而基于薄壳理论的弹塑性变形的能量法对豆粉压力喷雾干燥机壳体加以分析和研究,其方法以薄壳整体为研究对象,利用在三向应力状态下壳体内积聚的应变能(包含体积应变能和畸变能)与内压做功相等,且应变能的大小只取决于容器内压和壳体变形的终了值,与容器内压的增加次序无关的技术思路,使得模型模拟效果更为真实,且压力荷载下的大型薄壳容器工业设计的弹塑性应变强度和挠度分析计算过程与两端固定的超静定梁式模型计算方法相比更趋于简单。

1 壳体力学模型的建立

豆粉压力喷雾干燥机壳体承受内压荷载。其边界条件:薄壳体沿经线方向的位移和角位移假设可直接求得;壳体的温度沿纬线和壁厚方向不发生变化(即该方向应变为 0)。并可认定,豆粉压力喷雾干燥机壳体的内外压差是壳体的变形与强度问题的关键^[4];从能量法的角度,对豆粉压力喷雾干燥机壳体建立轴对称高压薄壁壳模型,既能研究其经向强度,又可研究其纬向强度;温度和内外压差的变化,引致壳体受变化内力的作用,对壳体的疲劳产生重要影响,在进行疲劳计算时必须考虑这种变化内力^[5]。

2 应变分析

对于压力喷雾豆粉干燥机壳体建立的轴对称高压薄壁壳体模型,假定产生最大应力的两端纬向位移对称^[6],则经向位移 u 和纬向位移 δ 可分别按式(1)和式(2)确定。

$$u = \frac{D\theta}{2}, \tag{1}$$

$$\delta = \frac{3A\theta}{L}, \tag{2}$$

式中:

θ —— 压力喷雾豆粉干燥机壳体变形后的轴线最大偏角,rad;

L —— 压力喷雾豆粉干燥机壳体的经向公称尺寸,m;

A —— 压力喷雾豆粉干燥机壳体的纬向公称直径,m;

D —— $\mu=0.3$ 时的圆柱形薄壁刚度,N/m。

据文献^[7]显示,压力喷雾豆粉干燥机壳体的失效,关键是壳体内交变的压力引起壳体的循环拉伸疲劳。如图 2 所示,基于弹塑性高压薄壁壳体力学的能量法,建立变形能量典型方程:

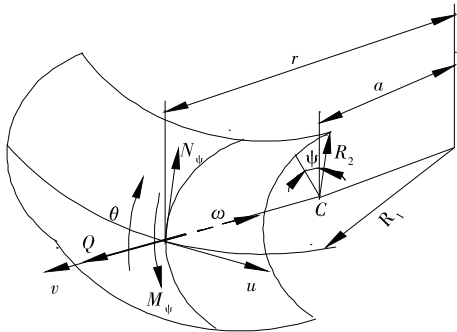


图 2 基于轴对称薄壳的圆环式膨胀节内力和位移简图
Figure 2 Based on circular axisymmetric shell expansion joint of internal force and displacement diagram

$$\begin{cases} \frac{d(M_\psi r)}{ds} - \frac{1}{2}M_\psi \cos\psi - Qr + \frac{3}{4}\delta\Phi_b D \frac{\cos\psi}{r} = 0; \\ \frac{d(N_\psi r)}{ds} - \frac{1}{2}N_\psi \cos\psi - \frac{Qr}{R_1} + \Phi_b Eh \left(\omega \frac{\sin\psi \cos\psi}{r} - u \frac{\cos\psi}{r} \right) = 0; \\ \frac{d(Qr)}{ds} + N_\psi \left(\frac{r}{R_2} - \frac{\sin\psi}{2} \right) - \Phi_c Eh \left(\omega \frac{\sin\psi}{r} - u \frac{\sin\psi \cos\psi}{r} \right) = pr; \\ \frac{3}{2} \frac{d\theta}{ds} \Phi_b D + M_\psi + \theta \Phi_b D \frac{\cos\psi}{2r} = 0; \\ \frac{du}{ds} \Phi_c Eh - \frac{3}{4}N_\psi - \Phi_c Eh \left[\left(\omega \frac{1}{R_2} + \frac{\sin\psi}{2r} \right) - u \frac{\cos\psi}{2r} \right] = 0; \\ \frac{d\omega}{ds} - \theta + \frac{u}{R_2} = 0, \end{cases} \tag{3}$$

式中:

θ —— 旋转轴与变形后的壳体法线之间夹角,rad;

u —— 高压薄壁壳体中性面的纬向位移,m;

y —— 高压薄壁壳体中性面的径向位移,m;

ψ —— 壳体的中性面法线与旋转轴之间的夹角,rad;

r —— 壳体中性面与旋转轴的垂直距离,m;

p —— 壳体内内容流体压强,N/m²;

s —— 从压力喷雾豆粉干燥机壳体任意点按积分方向沿高压薄壁壳体经线量得的距离,m;

M_ψ —— 沿经线方向作用的弯矩,N·m;

N_ψ —— 沿经线方向作用的内力,N;

Q —— 高压薄壁壳体截面上的横剪力,N;

h —— 压力喷雾豆粉干燥机壳体壁厚度,m;

μ —— 泊松系数,对合金钢取 $\mu=0.25\sim 0.3$;

E —— 材料弹性模量,N/m²;

ω —— 壳体变形挠度,m;

R_1 ——高压薄壁壳体中性层面的纬弧曲率半径, m;

R_2 ——高压薄壁壳体中性层面的经弧曲率半径, m。

对于式(3), 可用逐次积分求解。

积分塑性函数^[8]:

$$\Phi_c = \frac{1}{2} \int_{-1}^1 \varphi d\eta; \Phi_b = \frac{3}{2} \int_{-1}^1 \varphi(\eta - \Delta\eta_0)^2 d\eta; \Phi_{bc} = \frac{3}{2} \int_{-1}^1 \varphi \eta d\eta, \tag{4}$$

其中:

$$\eta = \frac{2y}{h}, \tag{5}$$

$$\varphi = \frac{\sqrt{\sigma^2 + \tau^2}}{\epsilon^2 + \gamma^2}, \tag{6}$$

$$\Delta\eta_0 = \frac{2\Delta y_0}{h} = 2 \frac{\int_{-1}^1 \varphi \eta d\eta}{\int_{-1}^1 \varphi d\eta} = \frac{\Phi_{bc}}{\Phi_c}, \tag{7}$$

式中:

η ——压力喷雾豆粉干燥机壳体中性层面沿法线方向的相对线位移;

φ ——复杂应力状态点的塑性函数, 也称相当弹性模量, N/m²;

σ ——复杂应力状态点的正应力, Pa;

τ ——复杂应力状态点的剪应力, Pa;

ϵ ——复杂应力状态点的线应变, 微应变, 即: 10⁻⁶;

γ ——复杂应力状态点的剪应变;

$\Delta\eta_0$ ——压力喷雾豆粉干燥机壳体中性层面沿法线方向

的线位移增量的相对值, 只要求近似结果时, 鉴于 $\frac{\Phi_{bc}}{\Phi_c}$ 非常小, 故可认为 $\Delta\eta_0 \approx 0$ 。

基于壳体材质被不停地折线硬化^[9], 力和位移的取值应按开始卸载时计。

上述方程组并不满足唯一解的条件, 必须用逐次逼近法在计算机上解此方程组, 在求解时要采用 Runge-Kutta 法, 随后使解正交化。在逐次逼近中, 逐次积分求出的应变值确定积分塑形函数 Φ_b 和 Φ_c 值。而塑性函数 Φ_b 、 Φ_c 与最大相对应变 $\bar{\epsilon}_{\max}$ 呈反向关系, 在利用计算机逐次逼近法解时表现出很好的收敛性。

工程设计中逐次积分不便使用, 可做出当 $\bar{G}_T = 0$ (折线硬化模量为零) 时, 对应不同加工作荷载前的相对预应变值 $\bar{\epsilon}_{i0}$ 时的 Φ_b 与 Φ_c 值曲线, 见图 3、4。

应变强度可用式(8)确定:

$$\begin{cases} \epsilon_\varphi = \frac{du}{ds} - \frac{\omega}{R_1} + y \frac{d\theta}{ds}; \\ \epsilon_\theta = \frac{u}{r} \cos\psi - \frac{\omega}{r} \sin\psi - y \frac{\theta}{r} \cos\psi; \\ \epsilon_\psi = \frac{du}{ds} - \frac{\omega}{R_1} + y \frac{d\theta}{ds}, \end{cases} \tag{8}$$

式中:

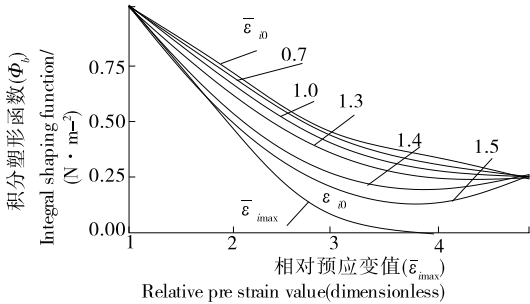
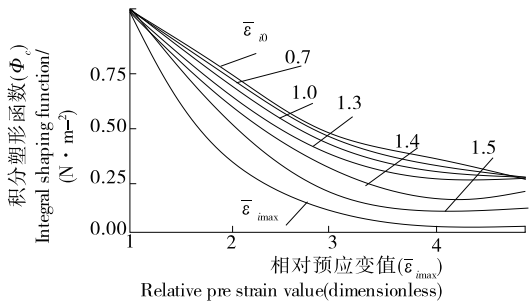


图 3 轴对称薄壳承受弯曲时积分塑性函数 Φ_b 值曲线
Figure 3 Axisymmetric shell subjected to bending integral plastic function curve of B value



上述曲线是在材料硬化模量 $\bar{G}_T = 0$ 时作出
图 4 轴对称薄壳承受弯曲时积分塑性函数 Φ_c
Figure 4 Axisymmetric shell subjected to bending integral plastic function curve of C value

ϵ_φ ——轴向应变;

ϵ_θ ——周向应变;

ϵ_ψ ——全应变。

考虑到压力喷雾豆粉干燥机壳体为圆柱面高压薄壁壳体, 方程组(3)可简化。在无轴向外载荷时挠度方程为:

$$\frac{d}{dx^2} \left(D \frac{d^2 \omega}{dx^2} \Phi_b \right) + \frac{Eh}{a^2} \Phi_c + p = 0, \tag{9}$$

式中:

a ——曲面曲率中心至壳体中心轴线的距离, m;

x ——沿子午线方向的坐标, m。

此时各向应变强度为:

$$\begin{cases} \epsilon_x = \epsilon_1 - \left(\frac{d^2 \omega}{dx^2} \cdot \frac{h}{2\epsilon_s} \right) \eta; \\ \epsilon_y = \epsilon_2 - \frac{\omega}{a} \cdot \frac{1}{\epsilon_s}; \\ \epsilon_z = -(\epsilon_x + \epsilon_y), \end{cases} \tag{10}$$

全应变为:

$$\epsilon_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{\epsilon_x^2 + \epsilon_y^2 + \epsilon_z^2}. \tag{11}$$

将式(9)代入式(10)得:

$$\epsilon_i = \sqrt{\left(\frac{\omega}{a\epsilon_s} \right)^2 + \left(\frac{d^2 \omega}{\epsilon_s dx^2} \right)^2 \frac{4h^2}{3} \eta^2}, \tag{12}$$

$$\text{或 } \epsilon_i = \sqrt{\epsilon_c^2 + \frac{4}{3} \epsilon_{b\max}^2 \eta^2}, \tag{13}$$

其中： $\epsilon_c = \frac{\omega}{a\epsilon_s}$ ， $\epsilon_b = \frac{d^2\omega}{dx^2} \frac{h^2}{\epsilon_s}$ 。

最大应变($\eta = 1$ 时)为：

$$\epsilon_{imax} = \sqrt{\epsilon_c^2 + \frac{4}{3}\epsilon_b^2}$$

中性层上的应变强度为：

$$\epsilon_{i0} = \epsilon_c$$

实用中应保证应变强度条件：

$$\epsilon_{imax} \leq [\epsilon]$$

3 挠度分析

平衡方程(9)是挠度 ω 的 4 阶微分方程，可用逐次积分法求解。积分一次得：

$$\frac{d}{dx}(D\Phi_b \frac{d^2\omega}{dx^2}) = - \int_{av}^x \frac{Eh}{a^2}\Phi_c\omega dx + \int_{av}^x P(x)dx + [\frac{d}{dx}(D\Phi_b \frac{d^2\omega}{dx^2})]_{x=av}$$

a_v 为积分区间边界值，且 $\frac{d}{dx}(D\Phi_b \frac{d^2\omega}{dx^2}) = -Q$ 。则高压薄壁壳体截面上的弯矩为：

$$-M_x = D\Phi_b \frac{d^2\omega}{dx^2} = - \int_{av}^x \int_{av}^{x1} \frac{Eh}{a^2}\Phi_c\omega dx dx + \int_{av}^x \int_{av}^{x1} p(x)dx dx - \int_{av}^x Q(a_v)dx + [M_X]_{x=av}$$

由此得：

$$\frac{d^2\omega}{dx^2} = -\frac{1}{D\Phi_b} \int_{av}^x \int_{av}^{x1} \frac{Eh}{a^2}\Phi_c\omega dx dx + \frac{1}{D\Phi_b} \int_{av}^x \int_{av}^{x1} p(x)dx dx - \frac{1}{D\Phi_b} \int_{av}^x Q(a_v)dx + \frac{M(a_v)}{D\Phi_b}$$

依次积分：

$$\frac{d\omega}{dx} = - \int_{av}^x \frac{1}{D\Phi_b} \int_{av}^{x1} \int_{av}^{x2} \frac{Eh}{a^2}\Phi_c\omega dx dx dx + \int_{av}^x \frac{1}{D\Phi_b} \int_{av}^{x1} p(x)dx dx dx - \int_{av}^x \frac{1}{D\Phi_b} \int_{av}^{x1} Q(a_v)dx dx - \int_{av}^x \frac{M(a_v)}{D\Phi_b} dx + (\frac{d\omega}{dx})_{x=av}$$

最终积分得挠度为：

$$\omega = - \int_{av}^x \int_{av}^{x1} \frac{1}{D\Phi_b} \int_{av}^{x2} \int_{av}^{x3} \frac{Eh}{a^2}\Phi_c\omega dx dx dx dx + \int_{av}^x \int_{av}^{x1} \frac{1}{D\Phi_b} \int_{av}^{x2} \int_{av}^{x3} p(x)dx dx dx dx - Q(a_v) \int_{av}^x \int_{av}^{x1} \frac{1}{D\Phi_b} \int_{av}^{x2} Q(a_v)dx dx dx - \int_{av}^x \int_{av}^{x1} \frac{M(a_v)}{D\Phi_b} dx dx + (\frac{d\omega}{dx})_{x=av} \int_{av}^x dx + \omega(a_v)$$

实用中应保证刚度条件：

$$\omega \leq [\omega]$$

式中：

$[\omega]$ ——高压薄壁壳体相应材料的许用挠度，m。

当高压薄壁壳体厚度 h 缓慢变化时， D 是高压薄壁壳体长度的函数，式(19)可以积分。方程中的载荷 $p(x)$ 可以有

任意的变化规律，其限制条件：载荷函数在积分区间内取有限值时，具有有限个第一类间断点。工程实践中通常满足该条件。

4 数值逼近解

为便于利用计算机得到典型方程(3)的数值逼近解，必须研究位移与最大应变的关系。各种因素引起的豆粉压力喷雾干燥机壳体应变与工作条件有关，但最大应变决定着疲劳破坏前的循环次数^[10]。描述应变与循环数的关系可用实际位移 u 与于屈服极限点的位移 u_s 之比 $\bar{u} = u/u_s$ 及实际应变 ϵ 与屈服点的应变 ϵ_s 之比 $\bar{\epsilon} = \epsilon/\epsilon_s$ 描述。研究^[11]发现，在同一个相对应应变时，相对位移 $\bar{u}$ 与壳(豆粉压力喷雾干燥机壳体)的几何参数和边界上位移形式的相关性不大。令 $l = a - b$ ， $lg\lambda = lg \frac{Rh}{r_1 r_2}$ ，作出各 l 值下相对位移 $\bar{u}$ 和 $lg\lambda$ 的关系曲线图见图 5。由图 5 可知，对于不同的 l 值， $\bar{u} = f(lg\lambda)$ 函数曲线的斜率变化不是太大；只是起点不同，但最终都收敛于(1.5,1.2)点。

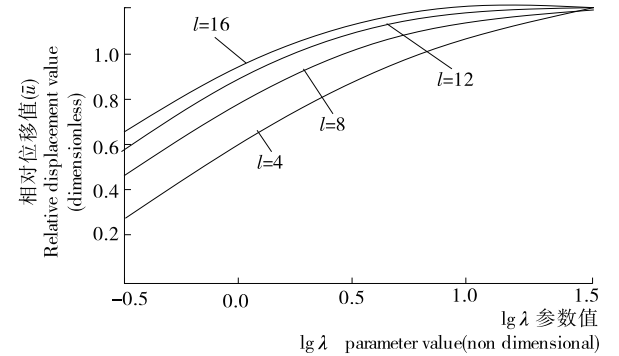


图 5 不同 l 值下与 $lg\lambda$ 的关系

Figure 5 The relationship between $lg\lambda$ and l under different values

5 实验验证

- (1) 实验环境：模拟压力喷雾豆粉干燥机壳体真实工作状态，给一初始位移 $u = 1.23$ mm。
- (2) 实验压力喷雾干燥机壳体结构参数： $R_1 = 125$ mm， $R_2 = 425$ mm， $r = 126.39$ mm， $h = 1.39$ mm， $L = 2\ 000$ 或 $2\ 500$ mm。
- (3) 壳体材料：12X18H9T。
- (4) 实验室环境温度：19.4~28.2 ℃。
- (5) 实验周期：3 h 30 min。
- (6) 实验设备：YSJ-Q2 型薄壁压力壳体应力应变试验机。

对不同的 $\bar{u}$ 值求得方程组(19)的若干解后，作 $\bar{u}$ 与 $\bar{\epsilon}_{max} = \frac{\epsilon_{max}}{\epsilon_s}$ 的关系曲线见图 6。

图 6 中的曲线 3 是将豆粉压力喷雾干燥机壳体抽象为

两端固定的超静定梁式模型得到的 $\bar{u}(\bar{\epsilon})$ 曲线;曲线 1 和曲线 2 是将壳体抽象为轴对称薄壳模型,兼顾周向变形而得到的 $\bar{u}(\bar{\epsilon})$ 曲线。进一步分析比较各曲线可知,两种力学模型的研究结果相差不超过 4.82%,但按薄壳模型得到的曲线 1 和曲线 2 比按超静定梁式模型得到的曲线 3 位置较高,这说明,按薄壳模型研究的结果偏于保守,趋于安全。

6 结论

基于薄壳理论的弹塑性变形下能量法的典型方程组,利用计算机求其数值逼近解,不仅能得到任意初始条件时最大应变与位移的关系、高压薄壳体的应力应变强度计算和挠度计算体系,亦可得出压力喷雾豆粉干燥机壳体的最大承载内压的能力。此法综合考虑了高压薄壳整体在承载内压时变形、吸能和应力应变强度和刚度的联系,使得设计计算更加全面和可靠。只是研究中发现,基于薄壳理论的弹塑性变形

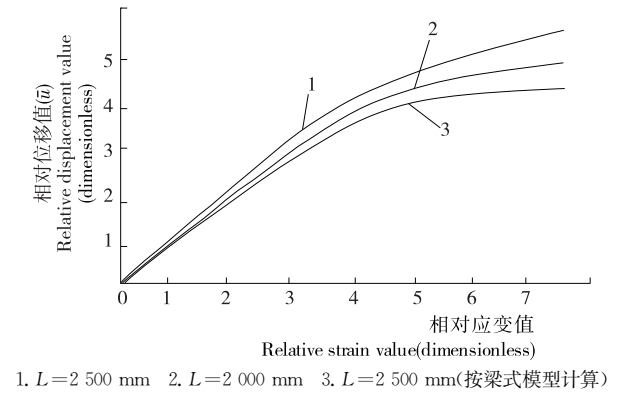


图 6 壳体相对位移曲线图

Figure 6 Relative displacement curve of shell

下能量法较两端固定的超静定梁式模型的研究结果——变形相对位移 $\bar{u}$ 值高出 4.82%,由理论分析得出前法比后法就壳体点主应力多考虑了第二主应力 σ_2 因素外,尚缺乏严格的理论研究和数据支撑,有待于进一步研究。

参考文献

[1] 刘小宁. 钢制薄壁内压力容器模糊静强度的可靠度[J]. 机械强度, 2009, 31(5): 771-775.

[2] 王振成. 长细波纹管伸缩接头以梁式模型的变性分析[J]. 机械强度, 2010, 32(4): 690-694.

[3] 邱放. 基于 ANSYS 的压力容器爆炸事故原因及避免措施分析[J]. 食品与机械, 2009, 25(5): 690-694.

[4] 史文谱, 刘爱荣, 王媛. 等速开口圆环的力学分析问题[J]. 机械强度, 2010, 32(1): 135-139.

[5] 王兆清, 李淑萍, 唐炳涛. 圆环变形及屈曲的重心插值配点法分析[J]. 机械强度, 2009, 31(2): 245-259.

[6] 刘媛. 含裂纹体构件的疲劳断裂可靠性[J]. 武汉: 武汉理工大学学报, 2004, 26(1): 48-51.

[7] 李廉锟. 结构力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004: 110-126.

[8] 李舜酩. 机械疲劳与可靠性设计[M]. 北京: 科学出版社, 2006: 213-216.

[9] 机械设计手册编委会. 机械设计手册单行本疲劳强度设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 221-245.

[10] 常锋, 王振成, 刘瑞礼, 等. 巧克力裹包机正切型从动系统凸轮轴疲劳强度研究[J]. 食品与机械, 2013, 29(3): 165-168.

[11] Shen Da-wei, Fan Tian-you. Exact solutions of two semi-infinite collinear cracks in a strip[J]. Engineering Fracture Mechanics, 2003, 70(6): 813-822.

(上接第 42 页)

后,水分将向周围扩散,并被附近石灰质硬蛋壳的缝隙吸收且使缝隙增大,进而导致随着贮藏时间的延长,暗斑面积逐渐增大。

本试验通过对正常鸡蛋壳与暗斑鸡蛋壳中暗斑部、无斑部的一些重要理化指标及超微结构的测定对暗斑现象进行了分析,但由于时间和设备等原因,很多方面尚未研究到,如基质蛋白种类、无机元素含量及种类、蛋壳中有机物的含量等,在这些方面暗斑鸡蛋与正常鸡蛋是否存在差异,对暗斑的形成是否存在影响。本试验研究出鸡蛋形成暗斑的直接原因是水分进入石灰质硬蛋壳缝隙。但出现该现象的根本原因是母禽产蛋时,壳下膜蛋白质分泌较少,石灰质硬蛋壳缝隙增多,因此要从根本上找到解决鸡蛋壳产生暗斑的措施,应从根源入手。目前对此尚无研究,有待于未来继续深入探讨。对已形成暗斑的蛋壳,可采取瞬时加热、生石灰掩埋法或涂膜等措施消除暗斑或减少暗斑的进一步扩大,从而

减少因蛋壳外观质量的降低而带来的经济损失。

参考文献

[1] 欧阳珂珮, 李洪军, 贺稚非. 我国蛋制品研究现状及发展前景[J]. 食品工业科技, 2011, 32(12): 506-508.

[2] 刘继承, 高慧君, 王利. 蛋壳薄斑的成因[J]. 中国家禽, 2007, 29(10): 49-51.

[3] 庄宏, 袁正东, 刘旭明, 等. 涂膜保鲜剂对鸡蛋壳薄斑及蛋品质的影响[J]. 中国家禽, 2011, 33(15): 28-31.

[4] 周光玉, 章世元, 张杰, 等. 新扬州鸡蛋壳真壳层蛋白质测定方法的研究[J]. 上海畜牧兽医通讯, 2010(2): 9-11.

[5] 刘娣, 白秀娟, 孙黎, 等. 鸡卵壳、壳膜超微结构及化学成分的研究[J]. 吉林农业大学学报, 1999, 21(3): 81-85.

[6] 安艳茹, 夏梦颖, 黄玉萍, 等. 鸡蛋壳膜的开发利用[J]. 食品工业科技, 2013, 34(3): 375-378.

[7] 李彦坡, 马美湖. 蛋壳及蛋壳膜的研究和利用[J]. 粮食与食品工业, 2008, 15(5): 27-31.