文章编号：1004-3918(2010)04-0423-04

短粗波纹管伸缩接头以薄壳式模型的变形分析

王振成[1]，　刘喜峰[1]，　程冬梅[1]，　魏金营[2]，　高明宪[2]

(1. 中州大学 工程技术学院，郑州　450044；　2. 郑州市公共交通总公司，郑州　450054)

摘　要：对短粗类波纹管伸缩接头($L/D<5$)，建立轴对称薄壳模型，列出薄壳弹塑性变形下的典型方程，根据假设波纹管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逼近解，得出与实验结果极为接近的结论，即无量纲关系$\bar{u}(\bar{\varepsilon})$对薄壳的几何参数和壳两端位移的比率没有多大关系．

关键词：波纹管；伸缩接头；薄壳模型；典型方程；循环疲劳；折线硬化

中图分类号：TH 114　　**文献标识码**：A

很多工业行业的管路广泛采用挠性元件接头，其属于轴对称壳．一般做成板或小锥度圆锥壳与圆环壳的连接形式．属于这类元件的有凸面式和波纹管式伸缩接头、圆环式伸缩接头、挠性金属软管和导管．皮江法(还原法)冶炼镁所用的还原罐与真空管路接头有些属于短粗类($L/D<5$)的波纹管．波纹管伸缩接头可用于不同截面的管路，其公称直径可在相当大的范围内变化，即 D=10~500 mm 以上．这种接头不仅能自动调整和补偿两连接管的中心少量位移(周向位移、角位移和侧向位移)后不改变密封式连接，又能保持在真空负压下连接管仅有少量变形而保证管路畅通．沿管的轴向位移 u 属于轴对称边界条件的情况管轴的端的转角 θ 和沿轴垂直方向的侧位移 δ，属于反对称边界条件的情况．应该指出，伸缩接头在承受压力荷载的承载能力可按壳的失稳进行[1]，但这个问题这里不予讨论．

1　薄壳模型的建立

在大多数情况下，可以认为，伸缩接头的强度主要与内外压差有关，而疲劳破坏可按工作中因温度变化而引起的两端可变位移来确定．这时内外压差对疲劳的影响不是很大[2]．在某些情况下，最大应变处由压差引起的应变比率与由位移产生的应变比率差不多．因而在交变压力作用下，必须考虑这种压力而进行疲劳计算．但这种还原法冶炼金属镁所用波纹管接头内压为 0.13 Pa，管外为一个大气压，压差不大．为简化计算，由压差产生的变形暂不作考虑．

如图 1 为波纹管伸缩接头的可能结构之一．对于短粗类波纹管可视为轴对称薄壳体加以研究，这样，不仅可研究其轴向刚度，又能兼顾考虑其周向刚度．

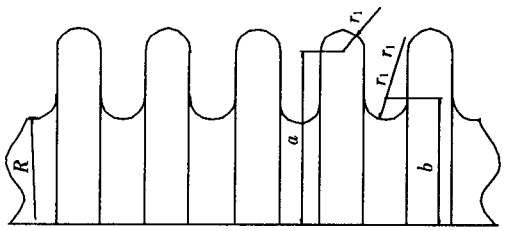


图 1　波纹管式伸缩接头结构简图

Fig.1　The schematic diagram of the expansion joints of bellows

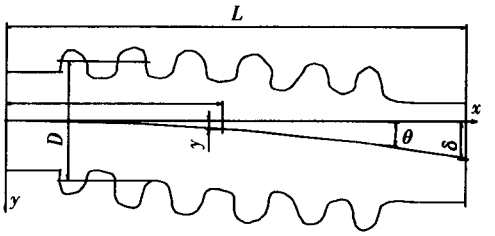


图 2　角位移和侧向位移换算为纵向位移的示意图

Fig.2　The schematic diagram of the converted longitudinaldisplacement from angular displacement and lateral displacement

收稿日期：2009-11-20

基金项目：郑州市科技基金项目(083STRF40345-5)

作者简介：王振成(1959-)，男，河南项城人，副教授，高级工程师，长期从事机械工程设计及理论的实践、教学和研究．

2 变形分析

图2表示波纹管的可能端面位移和轴端转角位移．假设引起同样最大应力的两端轴向位移是对称的，则可按下式确定：

对于轴向位移 $$u=\frac{D\theta}{2}, \tag{1}$$

对于侧向位移 $$\delta=\frac{3D\theta}{L}, \tag{2}$$

式中：θ 为波纹管伸缩接头变形后的轴线最大偏角；L 为波纹管伸缩接头的轴向公称尺寸；D 为波纹管伸缩接头的公称直径．

由使用经验知，波纹部分的破坏，主要是由于多次弯曲引起的循环疲劳所致．两端的边界条件可按壳与管路本体固结的条件来确定，当等厚度旋转壳体在一定温度下发生弹塑性变形时，可列出如下典型方程：

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

式中：M_ψ 和 N_ψ 为沿子午线方向作用的弯矩与内力；Q 为沿法线方向作用的内力；u 和 ω 为由变形引起的薄壳法线与旋转轴之间的夹角；u 和 ω 薄壳中面的轴向和径向位移；R_1 和 R_2 为薄壳中面的主曲率半径；ψ 为薄壳中面的法线与旋转轴之间的夹角；r 为薄壳中面到旋转轴的距离；s 为从波纹管任意点按积分方向沿薄壳子午线量得的距离；h 为波纹管壁厚度；$D=\frac{Eh^3}{9}$，取波松系数 $\mu=0.5$ 时圆柱面薄壳刚度；E 为材料弹性模量；y 为法向位移；p 为管路内流体正压力；积分塑性函数 $\Phi_c=\frac{1}{2}\int_{-1}^{1}\varphi\mathrm{d}\eta$，$\Phi_b=\frac{3}{2}\int_{-1}^{1}\varphi(\eta-\Delta\eta_0)^2\mathrm{d}\eta$，$\Phi_{bc}=\frac{3}{2}\int_{-1}^{1}\varphi\eta\mathrm{d}\eta$；$\Delta\eta_0=\frac{2\Delta y_0}{h}=2\frac{\int_{-1}^{1}\varphi\eta\mathrm{d}\eta}{\int_{-1}^{1}\varphi\mathrm{d}\eta}=\frac{\Phi_{bc}}{\Phi_c}$ 为波纹管中性面向外法线的相对位移，其中，$\eta=\frac{2y}{h}$，$\varphi=\frac{S_i}{\varepsilon_i}$ 为按循环变形曲线图确定的塑性函数，进行近似计算时，由于比值 $\frac{\Phi_{bc}}{\Phi_c}$ 很小，可取 $\Delta\eta_0=0$．

式(3)这种方程可利用计算机用逐次积分求得．但应注意到，在循环变形下波纹管材料被不断地折线硬化．

如图3[3]所示是波纹管材料为20 ℃下稳定的钢12X18H9T[4]在循环变形的折线硬化曲线图，从而可以确定折线逼近参数 $A_n(k)$[5]和 $B_n(k)$[6]，在计算时力和位移从开始卸载瞬时算起[7]．

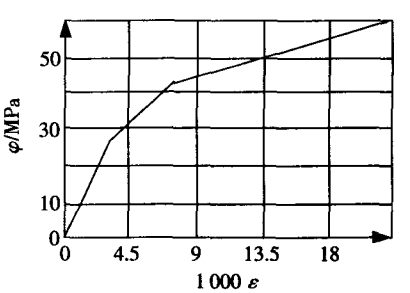


图3 波纹管循环变形折线硬化图

Fig.3 Cyclic distortion and broken line hardening of bellows

为了研究短粗波纹管伸缩接头方程(3)的数值逼近解，应该研究位移与最大应变的关系，因为各种因素引起的位移均与伸缩接头的工作条件有关，而最大应变能决定引起破坏前的循环数．应变与循环数的关系可用无量纲量，即实际位移 u 与于屈服极限点的位移 u_s 之比 $\bar{u}=u/u_s$ 和实际应变 ε 与屈服点的应变 ε_s 之比 $\bar{\varepsilon}=\varepsilon/\varepsilon_s$ 来表示．经研究表明，在这样的坐标系中，同一个无量纲应变下，位移 $\bar{u}$ 与壳(波纹管伸缩接头)的几何参数和边界上位移的形式没有多大关系．如图 4[8]，令 $l=a-b$，$\lg\lambda=\lg\dfrac{Rh}{r_1r_2}$，可作出在不同的 l 值下相对位移 $\bar{u}$ 与几何参数 $\lg\lambda$ 之间的关系曲线．从该曲线图中也验证了上述结论．

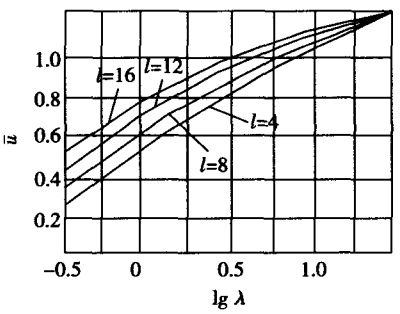
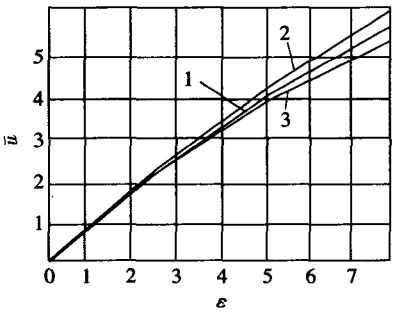


图 4　波纹管伸缩接头在不同的 l 值下与 $\lg\lambda$ 的关系

Fig.4　The relationship between different values and $\lg\lambda$ of the expansion joints of bellows



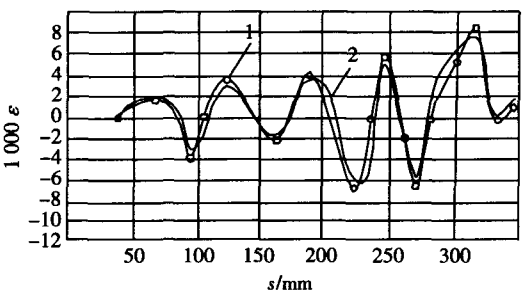
1. D=250 mm；2. D=100 mm；3. D=250 mm，按梁的方式计算

图 5　波纹管伸缩接头相对位移曲线图

Fig.5　The curve diagram of relative displacement of bellows

图 5是实验得到的波纹管伸缩接头的 $\bar{u}(\bar{\varepsilon})$ 曲线[9]，各种几何参数的波纹管伸缩接头关于应变的曲线相差不超过 10 %．

如图 6 中的曲线 1，是同样参数、同样条件下的圆环式伸缩接头实验应变曲线，2 是同情况下的理论计算曲线．可见，理论计算与实验数据也相当符合．



1. 实验曲线；2. 理论计算曲线

图 6　圆环式伸缩接头的理论计算与实验数据的比较

Fig.6　The comparison between the theoretical calculation and experiment data of the ring expansion joints

3　结论

1)利用计算机求解方程组(3)时，既能求得在任意边界条件下位移与最大应变的关系，并能完成相应的承载能力计算．用较简单的近似解法是引人兴趣的．

2)之所以能用梁的模型近似计算来置换薄壳的精确计算，是由于：①几何尺寸 $L/D\geqslant5$；②无量纲关系 $\bar{u}(\bar{\varepsilon})$ 对薄壳的几何参数和壳两端位移的比率没有多大关系的缘故．至于以梁的模型研究波纹管伸缩接头方法，限于篇幅，另撰文发表．

参考文献：

[1]　李舜酩. 机械疲劳与可靠性设计[M]. 北京：科学出版社，2006，9(1)：68.

[2]　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(8)：126-225.

[3] 吴宗泽. 机械设计[M]. 北京:高等教育出版社,2006:169.
[4] 史美堂. 金属材料及热处理[M]. 上海:上海科学技术出版社,1984:108-126.
[5] 陈 鹏. 基于实例的起重机状态监测结果对设计的反馈性研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2002,46.
[6] 刘 媛. 含裂纹体构件的疲劳断裂可靠性[D]. 武汉理工大学,2004:54-89.
[7] 刘贵生,胡师金. 机械零件疲劳强度可靠性分析[J]. 农业机械学报,1991(2):104-105.
[8] 武昭晖. 机械零件强度的可靠性设计与传统设计[J]. 山西机械,1999(3):17-19.

The Distortion Analysis about the Shell Model of Short and Thick Bellows Expansion Joints

Wang Zhencheng[1], Liu Xifeng[1], Cheng Dongmei[1], Wei Jinying[2], Gao Mingxian[2]
(1. College of Technology Engineering, Zhongzhou University, Zhengzhou 450044, China;
2. Zhengzhou General Corporation of Public Communication, Zhengzhou 450054, China)

Abstract: Axis symmetrical shell model was established to the short and thick bellows expansion joint ($L/D<5$) in this paper and the shell typical equation under elastic deflection or plastic deformation was also listed. According to the assumed boundary conditions of the bellows both ends, the working environment of cyclic fatigue and the actual situations of the materials of its broken line hardening, approximating solution could be obtained by successive integral solution to the mentioned typical equation in line with requirement of the accuracy through the computer. The conclusion closed to the experimental results could also be got, that was non-dimensional relationship $\bar{u}(\bar{\varepsilon})$ had little to do with the geometric parameters of the shell and the ratio of displacement of its both ends.

Key words: bellows; expansion joints; shell model; typical equation; cyclic fatigue; broken line hardening