

自紧密封不锈钢衬里复合管液压胀合研究*

王学生 王如竹

(上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200030)

李培宁

(华东理工大学机械工程学院 上海 200237)

摘要: 研制开发了一种径向自紧密封式不锈钢衬里复合管液压胀合形成装置。讨论了复合管液压胀合形成过程的原理, 并采用弹塑性理论分析了其在胀合形成过程中内管及外管的应力应变状态。利用变形协调条件, 得出了胀合压力 p_e 与复合管内外管之间残余接触压力 p_r^* 的理论计算公式, 并通过试验对公式进行了验证。结果表明该装置结构及其计算方法均可适于工程应用。

关键词: 不锈钢衬里复合管 液压胀合 自紧式密封 残余接触压力

中图分类号: TH123.3

0 前言

输送有腐蚀性或卫生指标高的流体时常采用纯不锈钢管道。然而纯不锈钢管道材料的成本较高, 特别是在流体压力较高工况下, 管道管壁较厚, 所需成本更高。用不锈钢衬里复合管(内层为不锈钢, 外层为碳钢)代替纯不锈钢管道, 可达到节省钢材、降低成本的目的。液压胀合形成生产复合管, 可根据胀合后所要达到的层间贴合残余应力水平, 准确地确定所需胀合液压力。与其他方法相比较, 该方法在产品质量和生产效率方面有较大的优势, 目前世界上只有少数国家拥有此项技术^[1-3]。液压胀合生产复合管装置的关键技术是管子两端的液压密封, 国外技术中的两端液压密封都是采用金属堵头结构来完成, 通过液压缸沿管轴向对堵头施加外力使堵头与复合管内层管的端部形成线接触或面接触的接触压力, 以达到承受管内胀合液压力不致泄漏的密封目的。该系统液压缸及支架结构复杂, 装置庞大。针对这一情况, 研制开发出了一一种新型的复合管液压胀合装置, 并对胀合压力 p_e 与复合管内外管之间残余接触压力 p_r^* 的确定进行了理论分析及试验研究。

1 径向自紧密封复合管液压胀合装置

新型复合管液压胀合装置如图1所示。其工作步骤及原理是: 把内层管6与外层管5先套装在一

起, 后将芯杆7装入内层管内, 在胀头的两端依次装上O形密封圈3及异形密封圈4; 旋紧两端的螺母2, 使密封圈4的两侧面与螺母及胀头贴紧。胀合操作开始时, 按密封圈初始密封条件要求所需压强的高压液体(水)先通过左胀头1的上部通道和右胀头8下部通道同时进入异形密封胶圈4的凹腔内, 在高压液体的压力下, 密封圈径向胀大, 其外径与内管的内径接触形成密封面, 同时在液压下密封圈两翼轴向张开, 由于自紧密封原理, 诸密封面比压均远高于液压力, 达到预紧密封的目的。然后开启阀门再将此高压液体水从左胀头1的下部通道注入内层管6与芯杆7组成的胀合腔内, 腔内气体从右胀头8上部通道排除。然后提高水压, 随着内部液体压力的升高, 密封腔内压力也不断同步升高, 以提供足够的密封比压。加压到工艺规定的胀合压力并保压, 以达到复合管的胀合。随后密封腔内及胀合腔内同步卸压, 完成一根复合管的整个胀合工艺。

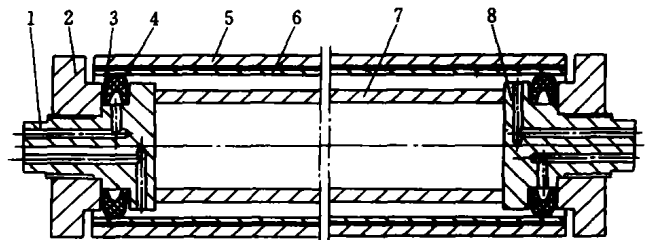


图1 自紧密封复合管液压成形装置
1. 左胀头 2. 螺母 3. O形密封圈 4. 异形密封圈
5. 外层管 6. 内层管 7. 芯杆 8. 右胀头

2 复合管液压胀合形成过程原理分析

复合管液压胀合时内层管将发生较大的塑性变

* 国家“九五”科技攻关资助项目(96-918-02-03)。20030331收到初稿, 20030528收到修改稿

形，应考虑材料的强化，不锈钢衬里材料根据其拉伸曲线可认为线弹性强化材料模型。而外层管在复合成形时一般控制在弹性范围之内，即使发生塑性变形也非常小，对于塑性较好的材料大都落在其屈服平台内，因此可忽略材料的强化，认为外层管为理想弹塑性材料模型。

可能产生残余应力与应变的。如果胀合液压从3点继续加压到4点后卸压，外管的弹性回复大于内管的弹性回复，由于变形的协调，发现两者的变形最后停留在5(5'')点，此时两者之间存在永久残余接触压力 p_r^* 与内外管的残余应变 $\epsilon_{\theta i}^*$ 及 $\epsilon_{\theta o i}^*$ 。要想获得较大的残余接触压力可继续加压，当到达6(6'')点时外层管内壁开始屈服，其弹性变形亦到最大。此时卸压可获得最大的残余接触压力 p_r^* 与内外管的最大残余应变 $\epsilon_{i max}^*$ 及 $\epsilon_{o max}^*$ 。加压超过6点后卸压，获得的残余接触压力与内外管的残余应变增加不大，但将影响到复合管生产安全，复合管胀合加工时外层管的变形应限制在弹性变形范围内。鉴于复合管生产追求较大的残余接触压力意义不大，所以一般液压控制在 $p_{e min}$ 和 $p_{e max}$ 之间，只要 $p_e > p_{e min}$ 就能达到胀合要求了。

3 复合管成形过程的应力应变分析

3.1 复合管成形阶段的应力应变状态

复合管在液压成形过程中，采用两端开式的径向自紧式密封结构如图1，内外管的轴向力很小，故管子受力状态可忽略轴向力的影响，按平面应力分析。对复合管内层管内壁表面施加均匀液压力 p_e ，内层管首先处于弹性变形阶段。随着压力 p_e 的升高，内层管进入全面屈服状态，此时内压力为

$$p_e = \sigma_{si} \ln(d_o / d_i) = \sigma_{si} \ln k \quad (1)$$

式中 σ_{si} ——内层管材料的屈服强度

d_i, d_o ——内层管内、外直径

$$k = d_o / d_i$$

由于内层管外壁与外层管内壁存在一定间隙，当内层管的外壁与外层管的内壁刚要接触时，内层管已发生较大的塑性变形而进入塑性强化阶段，由于衬里厚度一般很薄约2~3 mm，故强化应力大小的计算可近似按材料的单向拉伸应力处理，同时忽略较小的弹性应变，此时内层管内应变强化的应力大小近似为

$$\sigma'_{si} = \sigma_{si} + E'_i \Delta \epsilon \approx \sigma_{si} + E'_i (2\delta / d_o) \quad (2)$$

式中 σ'_{si} ——内层管材料的应变强化应力

E'_i ——内层管材料的强化弹性模量

σ'_{si} 的值也可以通过材料拉伸的应力应变曲线直接确定。此时所需内压力为

$$p_e = \sigma'_{si} \ln \frac{d_o + 2\delta}{d_i + 2\delta} \approx \sigma'_{si} \ln k \quad (3)$$

式中 σ'_{si} ——内层管材料的应变强化应力

δ ——内管外壁与外管内壁之间间隙

要说明的是当内层管与外层管贴合后，变形一

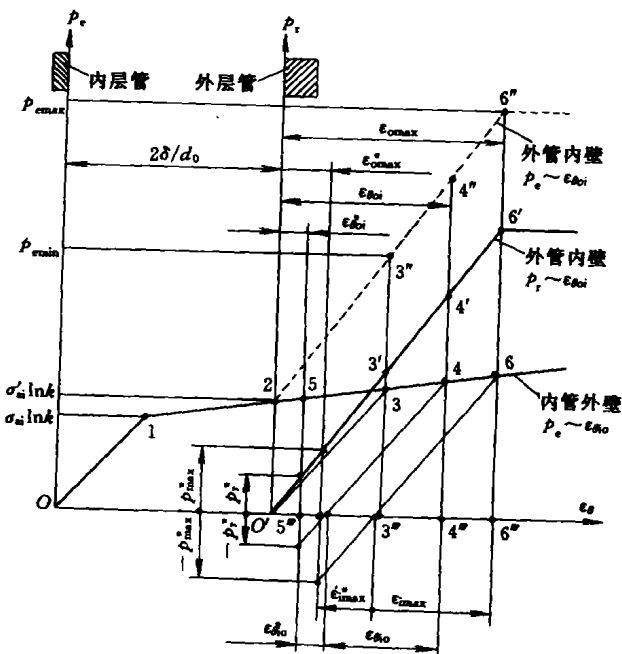


图2 复合管液压成形过程原理图

复合管液压成形过程原理分析如图2所示。O-1-2-3-4-6为无外管时内管的内压 p_e -一周向应变 $\epsilon_{\theta i}$ 曲线。O'-3'-4'-6'为外管的层间接触压力 p_r -一周向应变 $\epsilon_{\theta o i}$ 曲线。用两个相连的直角坐标系表示，OO'长度为消除管间间隙内管所需的周向应变 $2\delta/d_o$ 。在复合管内加压，首先内层管发生弹性变形，随着压力的升高，内层管进入塑性强化阶段，当到达2点时内层管的外壁面刚好与外层管的内壁面接触，此时内层管外壁总应变为 $2\delta/d_o$ ，其总变形正好消除了与外层管内壁之间的间隙 δ ，此后压力升高，液压力通过内层管及层间接触压力 p_r 传递到外层管，因而外层管周向应变 $\epsilon_{\theta o i}$ 和胀合液压力 p_e 的关系将为直线2-3''-4''-6''所示。直线2-6''上任一点的纵坐标为直线O'-6'及直线2-6对应点的纵坐标之和。外层管的内壁开始发生弹性变形，由于内外管在胀合过程中始终贴合，内外管应变均应在横坐标相同位置处。如果当周向应变到达3(3'')点时卸压两壁面弹性回复后，外层管的内壁与内层管的外壁应变均正好同时到达O'点，两管仍贴合，但层间残余接触压力为零，所以说3''点所对应的胀合压力为最小胀合压力 $p_{e min}$ 。液压力在小于3''点以前卸压从理论上讲内外管之间是不

般控制在外层管的弹性范围内, 由于变形很小, 在此范围内内管的应变强化应力的值变化不大, 认为近似等于 σ'_{si} 。

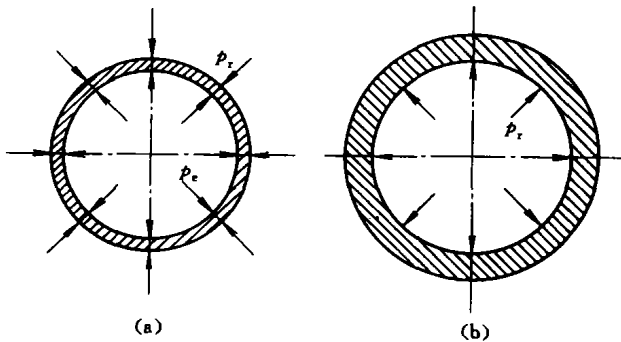


图3 复合管成形过程中的受力状态

随着内压力的继续增加, 内层管与外层管贴合, 并产生接触压力 p_r 。内层管的受力状况如图 3a 所示。依据特雷斯加(H.Tresca)屈服准则^[4]外壁面的应力为

$$\begin{cases} \sigma_{r_{io}} = -p_r \\ \sigma_{\theta_{io}} = \sigma'_{si} - p_r \\ p_e - p_r = \sigma'_{si} \ln k \end{cases} \quad (4)$$

式中 $\sigma_{r_{io}}$ ——内层管外壁的径向应力

$\sigma_{\theta_{io}}$ ——内层管外壁的周向应力

根据广义虎克定律, 内层管外壁的周向弹性应变(即具有弹性恢复的应变) $\varepsilon_{\theta_{io}}$ 为

$$\varepsilon_{\theta_{io}} = \frac{1}{E_i} (\sigma_{\theta_{io}} - \mu_i \sigma_{r_{io}}) \quad (5)$$

式中 E_i ——内层管材料的弹性模量

μ_i ——内层管材料的泊松比

将式(4)代入式(5)得

$$\varepsilon_{\theta_{io}} = \frac{1}{E_i} [\sigma'_{si} - (1 - \mu_i) p_r] \quad (6)$$

外层管的受力状况如图 3b 所示。当处在弹性状态时, 其内壁面处的应力为

$$\begin{cases} \sigma_{r_{oi}} = -p_r \\ \sigma_{\theta_{oi}} = \frac{D_o^2 + D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} p_r = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} p_r \end{cases} \quad (7)$$

式中 $\sigma_{r_{oi}}$ ——外层管内壁的径向应力

$\sigma_{\theta_{oi}}$ ——外层管内壁的周向应力

D_i, D_o ——外层管内、外直径

$$K = D_o / D_i$$

同理外层管内壁面的周向弹性应变为

$$\varepsilon_{\theta_{oi}} = \frac{1}{E_o} \left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o \right) p_r \quad (8)$$

式中 E_o ——外层管材料的弹性模量

μ_o ——外层管材料的泊松比

3.2 复合管成形后的应力应变状态

当管内压力 p_e 卸除后, 为了保证内外管紧密贴合, 内外管之间存在残余接触压力 p_r^* , 由于 p_r^* 作用, 内外管处于弹性结合状态, 此时内层管外壁处的应力为

$$\begin{cases} \sigma_{r_{io}}^* = -p_r^* \\ \sigma_{\theta_{io}}^* = -\frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} p_r^* \end{cases} \quad (9)$$

式中 $\sigma_{r_{io}}^*$ ——内层管外壁的残余径向应力

$\sigma_{\theta_{io}}^*$ ——内层管外壁的残余周向应力

内层管外壁由残余接触压力 p_r^* 产生的周向应变为

$$\varepsilon_{\theta_{io}}^* = -\frac{1}{E_i} \left(\frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} - \mu_i \right) p_r^* \quad (10)$$

外层管内壁处的应力状态为

$$\begin{cases} \sigma_{r_{oi}}^* = -p_r^* \\ \sigma_{\theta_{oi}}^* = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} p_r^* \end{cases} \quad (11)$$

式中 $\sigma_{r_{oi}}^*$ ——外层管内壁的残余径向应力

$\sigma_{\theta_{oi}}^*$ ——外层管内壁的残余周向应力

外层管内壁由残余接触压力 p_r^* 产生的周向应变为

$$\varepsilon_{\theta_{oi}}^* = \frac{1}{E_o} \left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o \right) p_r^* \quad (12)$$

4 复合管液压胀合成形压力 p_e 的计算

4.1 成形液压力 p_e 与残余接触压力 p_r^* 的关系式

根据图 2 得出变形协调条件

$$\varepsilon_{\theta_{io}} - \varepsilon_{\theta_{io}}^* = \varepsilon_{\theta_{oi}} - \varepsilon_{\theta_{oi}}^* \quad (13)$$

由式(4)、(6)、(8)、(10)、(12)联立整理得

$$\begin{aligned} & \frac{\sigma'_{si}}{E_i} + \frac{1}{E_i} \left(\frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} - \mu_i \right) p_r^* + \\ & \frac{1}{E_o} \left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o \right) p_r^* = \\ & \left[\frac{1}{E_o} \left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o \right) + \frac{1}{E_i} (1 - \mu_i) \right] (p_e - \sigma'_{si} \ln k) \end{aligned}$$

$$\text{令 } \frac{1}{A} = \frac{1}{E_i} \left(\frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} - \mu_i \right) + \frac{1}{E_o} \left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o \right)$$

$$\frac{1}{B} = \left[\frac{1}{E_o} \left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o \right) + \frac{1}{E_i} (1 - \mu_i) \right]$$

$$\text{得 } \frac{p_e}{B} = \frac{p_r^*}{A} + \left[\frac{1}{E_i} + \frac{1}{B} \ln k \right] \sigma'_{si} \quad (14)$$

式(14)为成形液压力 p_e 与残余接触压力 p_r^* 的计算

关系式。因复合管的内外层分别为不锈钢和碳钢，则有 $E_i \approx E_o = E$ 及 $\mu_i \approx \mu_o = \mu$ ，式(14)简化为

$$p_e = \left(\frac{K^2 - 1}{2K^2} + \ln k \right) \sigma'_{si} + \frac{k^2 K^2 - 1}{K^2 (k^2 - 1)} p_r^* \quad (15)$$

4.2 复合管液压成形的极限压力范围

由图2知当外层管内壁面应变大于内层管外壁面弹性应变时，内层管与外层管之间的残余接触应力 $p_r^* \geq 0$ ，因此其最小液压力由式(14)和式(15)得

$$p_{e\min} \geq \left(\frac{B}{E_i} + \ln k \right) \sigma'_{si} \quad (16)$$

或

$$p_{e\min} \geq \left(\frac{K^2 - 1}{2K^2} + \ln k \right) \sigma'_{si} \quad (17)$$

在一定范围内残余接触压力 p_r^* 随液压力 p_e 的增加而增大，但外层管的弹性变形是有限的，当外层管内壁开始屈服时，其弹性变形达到最大。此时卸压可获得最大的残余接触压力 $p_{r\max}^*$ 与最大残余应变 $\varepsilon_{\theta\max}^*$ 。外层管内壁开始屈服时接触压力 p_r^* 为

$$p_r^* = \frac{K^2 - 1}{2K} \sigma_{so} \quad (18)$$

式中 σ_{so} ——外层管材料的屈服强度
因此液压成形的最大压力为

$$p_{e\max} = \frac{K^2 - 1}{2K^2} \sigma_{so} + \sigma'_{si} \ln k \quad (19)$$

一般情况下，液压胀合复合管之间的残余接触压力 p_r^* 都不足以使内层管发生反向屈服，但如果内外管刚度差别较大，两管之间的残余接触应力可能会引起内层管的反向屈服，在不考虑材料包辛格效应时，内层管内壁不发生屈服的残余接触压力为

$$p_r^* \leq \frac{k^2 - 1}{2k^2} \sigma_{si} \quad (20)$$

实际操作时，可将式(20)代入式(14)求得液压成形力，与式(19)比较取小者。

5 试验研究

试验用复合管基本结构如图1所示。内层管采用 $\phi 144 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ 不锈钢管，外层管采用 $\phi 159 \text{ mm} \times 6 \text{ mm}$ 碳钢管，间隙 $\delta = 1.5 \text{ mm}$ ，长度为 1200 mm 。沿内层管及外层管的周向制作拉伸试件，各一组平行试件的材料性能平均值见下表。

沿图1复合管外层管的轴向，在靠近两端和中间分别取三处横截面，并在每一横截面处的外层管表面，沿周向均布4只 90° 的应变花，在内层管内加压到一定压力后卸压，记录这一过程中不同测点

表 复合管内外管的材料性能参数指标

名称	内层管	外层管
材料牌号	0Cr18Ni9T ₁	20
屈服强度 σ_s /MPa	213	281
抗拉强度 σ_b /MPa	590	480
弹性模量 E /MPa	1.96×10^5	2.05×10^5
强化弹性模量 E' /MPa	1.6×10^3	—
泊松比 μ	0.3	0.3

的周向应变 ε_θ 及轴向应变 ε_z 随压力的变化值。多次重复这一加压卸压过程，得到在不同的压力下卸压外层管不同测点残余周向应变 ε_θ^* 及轴向应变 ε_z^* 值，取每次试验 ε_θ^* 和 ε_z^* 数据的平均值，通过下式可得加压到一定压力下卸压后的残余接触压力值^[4]。

$$p_r^* = \frac{E_o (K^2 - 1)}{2(1 - \mu_o)} (\varepsilon_\theta^* + \mu_o \varepsilon_z^*) \quad (21)$$

根据本试验用复合管几何尺寸及材料性能，代入式(14)得出该试验复合管液压成形力 p_e 与残余接触压力 p_r^* 的理论关系

$$p_e = 3.56 p_r^* + 24.6 \quad (22)$$

图4中的直线就是根据式(22)得到的残余接触压力理论计算线。图中还标绘有试验测试数据点，从试验数据看，实心点的试验数据点基本上在理论线附近，基本与式(22)相吻合，这说明式(14)的理论计算公式是令人满意的。又可见当胀合压力低于 $p_{e\min}$ 时，试验结果(以空心圆点表示)显示两管之间已经有较小残余接触压力。其原因是由于实际管材并非理想圆筒体所引起的，是内外两管之间局部“过早”接触所导致的已胀合假象。又由试验数据可见胀合液压超过 $p_{e\max}$ 的试验点(也用空心圆点表示)的层间残余接触压力值并不因胀合液压的提高而提高，说明胀合压力超过许用胀合压的上限值不仅不能提高复合管胀合质量，相反胀合压力过高易引起外管破裂等不利于复合管生产安全的危险，因而建议胀合液压以 $p_{e\max}$ 为上限。

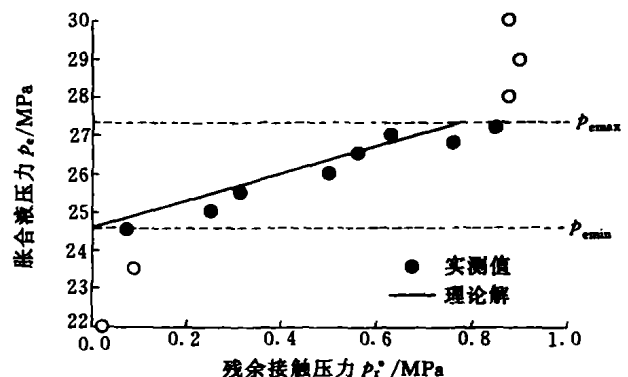


图4 胀合液压力与残余接触压力的关系

6 结论

(1) 根据复合管液压胀合成形过程的原理建立的胀合压力 p_e 与复合管内外管之间残余接触压力 p_r^* 的理论计算模型试验研究证明是正确的, 可应用于工程实际。

(2) 复合管胀合加工时外层管的变形应限制在弹性变形范围内, 即胀合液压力应为 $p_{emin} < p_e < p_{emax}$, 在此范围内残余接触压力 p_r^* 随液压成形压力 p_e 的升高而增大。

(3) 生产实践证明, 研制开发的径向自紧密封式双金属复合管液压胀合成形装置, 密封性能稳定可靠。利用该装置已成功制造出 $\phi 121 \text{ mm} \times (5+2) \text{ mm}$ 和 $\phi 159 \text{ mm} \times (6+2) \text{ mm}$ 的不锈钢衬里复合管。经检验, 复合管的质量良好。

参 考 文 献

- Jonathan D D. Clad piping components for refinery applications. *Materials Performance*. 1997, 36(7): 29~35
- Chen W C, Petersen C W. Corrosion performance of welded CRA-lined pipes for flowlines. *SPE Production Engineering*, 1992, 74(4): 375~378
- Spence M A, Roscoe C V. Bi-metal CRA-lined pipe employed for North Sea field development. *Oil & Gas Journal*, 1999, 97(18): 80~88
- 徐秉业, 刘信声. 应用弹塑性力学. 北京: 清华大学出版社, 1995

RESEARCH ON HYDRAULIC EXPANSION PROCESS OF MANUFACTURING BIMETALLIC CRA-LINED PIPE WITH SELF-ENERGIZING SEAL

Wang Xuesheng Wang Ruzhu

(School of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030)

Li Peining

(School of Mechanical Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237)

Abstract: The bimetallic CRA-lined pipe, which has an inner layer made of a very resistant CRA and an outer layer made of low-cost steel, is utilized in oil production, in nuclear power plants and in refining industry increasingly. A new kind of hydraulic expansion device of manufacturing bimetallic CRA-lined pipe is researched and developed. Based on the elasticity-plasticity theory, the stress and strain of the inner and outer pipe are analyzed theoretically during hydro-forming expansion process. By using deformation condition of compatibility the calculating formulas related hydro-forming pressure to the residual contact pressure between inner and outer pipe is derived. The theoretical analysis is verified by experimental results.

Key words: CRA-lined pipe Hydraulic expansion

Self-energizing seal Residual contact pressure

作者简介: 王学生, 男, 1965 年出生, 工学博士, 副教授。主要从事压力容器及压力管道、过程装备现代设计技术的教学与科研。获国家科技进步奖两项, 发表论文 10 余篇。

E-mail: wangxs@sjtu.edu.cn