

文章编号: 1006-2467(2004)06-0905-04

基于径向自紧密封的双金属复合管液压成形

王学生¹, 王如竹¹, 吴静怡¹, 李培宁²

(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200030; 2. 华东理工大学 机械工程学院, 上海 200237)

摘要: 针对现有复合管制造中存在的问题, 开发了一种径向自紧密封式双金属复合管液压胀合成形装置, 介绍了该装置的工作原理及技术特点, 阐述了复合管液压成形过程的原理, 并采用弹性理论分析了其在液压成形过程中内管及外管的应力应变状态. 利用变形协调条件, 得出了成形压力与复合管内外管之间残余接触压力的理论计算公式, 并通过实验对公式进行了验证. 结果表明, 该新技术性能可靠且可适于工程应用.

关键词: 双金属复合管; 液压成形; 自紧式密封; 残余接触压力

中图分类号: TH 123.3 **文献标识码:** A

The Hydroforming Process with Radial Self-energizing Seal for Manufacturing Bimetal-lined Pipe

WANG Xue-sheng¹, WANG Ru-zhu¹, WU Jing-yi¹, LI Pei-ning²

(1. School of Mechanical Eng., Shanghai Jiaotong Univ., Shanghai 200030, China;

2. School of Mechanical Eng., East China Univ. of Science and Technology, Shanghai 200237)

Abstract: A new kind of hydroforming device for manufacturing bimetal-lined pipe was designed and developed to overcome the disadvantages in conventional technologies, and its operational principle and technical characteristics were introduced. Based on elasticity-plasticity theory, the stress and strain in the inner and outer pipe during the hydroforming process were analyzed and the mechanism of hydraulic expansion method was studied. By using deformation condition of compatibility, the calculating formula related hydroforming pressure to the residual contact pressure at interfaces of bimetal-lined pipe was derived and verified by experiments. The results demonstrate that the new technology is feasible and can be applied in industrial production.

Key words: bimetal-lined pipe; hydroforming; self-energizing seal; residual contact pressure

双金属复合管是用两种金属管复合而成, 因而具备两种材料的特性. 在输送流体过程中能适应腐蚀性强、磨损大及压力、温度较高的环境. 与单材质金属管相比, 可节省材料, 降低成本. 液压成形生产复合管, 可根据成形后所要达到的层间贴合残余应力水平, 准确地确定所需成形液压. 与其他制造方法

相比, 该方法在产品质量和生产效率两方面都有较大的优势, 目前只有少数国家拥有该项技术^[1~3]. 液压成形生产复合管装置的关键技术是对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, 即通过油缸沿管轴向对堵头施加外力, 在内层管的端部形成线接触或面接触压力,

收稿日期: 2003-06-23

基金项目: 国家科技攻关资助项目 (96-918-02-03)

作者简介: 王学生 (1965-), 男, 山东临朐人, 博士后, 主要从事过程装备强化及压力容器及管道技术的研究.

王如竹 (联系人), 教授, 博士生导师, 电话 (Tel.): 021-62933250; E-mail: rzwang@sjtu.edu.cn.

以达到密封目的. 该系统油缸及支架结构复杂, 装置庞大. 针对这一情况, 本文研制开发了一种新型的复合管液压胀合成形装置, 并对成形压力 p_c 与复合管内外管之间残余接触压力 p_c^* 的确定进行了理论分析及实验研究.

1 复合管液压成形装置及成形原理

1.1 液压成形装置

新型复合管液压胀合成形装置结构如图 1 所示. 首先, 把内层管与外层管先套装在一起, 后将芯杆装入内层管内, 在胀头的两端依次装上 O 形密封圈及异形密封圈, 旋紧两端的螺母, 使异形密封圈的两侧面与螺母及胀头贴紧. 其工作原理为: 首先启动高压水泵并开启密封圈腔进水阀 2、4, 液体(水)通过左胀头的上部通道和右胀头下部通道同时进入异形密封圈的凹腔内, 待复合管两端异形密封圈腔内注满水后关闭排气阀 7、8. 用阀门 1 回流控制水泵出口压力达到密封圈腔内所需的设定内压, 以满足密封圈初始密封条件要求. 此时密封圈径向胀大, 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, 达到预紧密封的目的. 密封圈发挥密封作用后开启阀门 3, 再将此高压液体水从左胀头的下部通道注入内层管与芯杆组成的胀合腔内, 腔内气体从右胀头上部通道排除, 待复合管胀合腔内注满水后关闭排气阀门 6, 胀合腔内液压与密封腔压力迅速达到一致. 逐步关小阀门 1, 直至胀合成形所需的最高压力后, 保压一会儿, 系统卸压时, 只要开启阀门 1, 则胀合腔与密封圈腔同步卸压, 当卸压至设定密封压力值后, 关闭密封圈腔进水阀门 2、4, 完全开启阀门 3、5, 并关闭高压水泵, 当胀合腔内压力卸除后, 再开启密封圈腔阀门 2、4, 卸除密封腔的压力, 完成复合管的胀合成形过程.

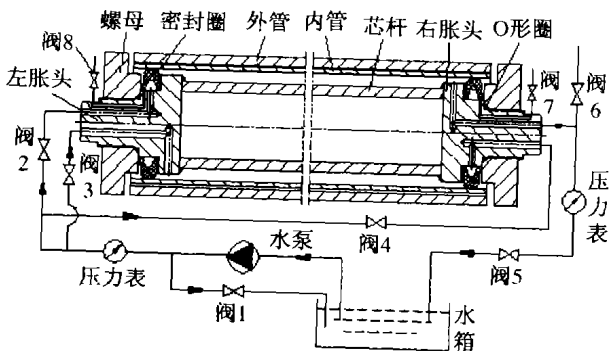


图 1 双金属复合管液压成形装置及液压系统
Fig. 1 Hydroforming device and hydraulic system for manufacturing bimetal-lined pipe

上述装置系统具有以下技术特点:

(1) 设计了一种径向位移变形能力强的自紧式异形橡胶密封圈及芯杆结构, 取代两端堵头的密封结构, 取消了两端的液压油缸及笨重的支承装置.

(2) 自紧式异形橡胶密封圈为软性密封, 其密封性能远高于金属堵头的硬性密封, 不仅能适用于无缝内衬的复合管生产, 对卷焊有缝内衬的液压胀合成形也能保证有效密封.

(3) 芯杆结构大大减少了液压胀合成形时的充液量, 既减少了高压泵的负荷, 节省能源消耗, 又大大缩短充压时间.

(4) 采用自紧式异形橡胶密封圈, 密封圈内液压等于成形液压就可保证密封, 因此只需一个液源, 减少投资, 且操作方便, 大大提高了生产效率.

1.2 复合管液压胀合成形过程原理分析

复合管液压成形时内层管将发生较大的塑性变形, 应考虑材料的强化. 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. 复合管液压成形过程原理分析如图 2 所示.

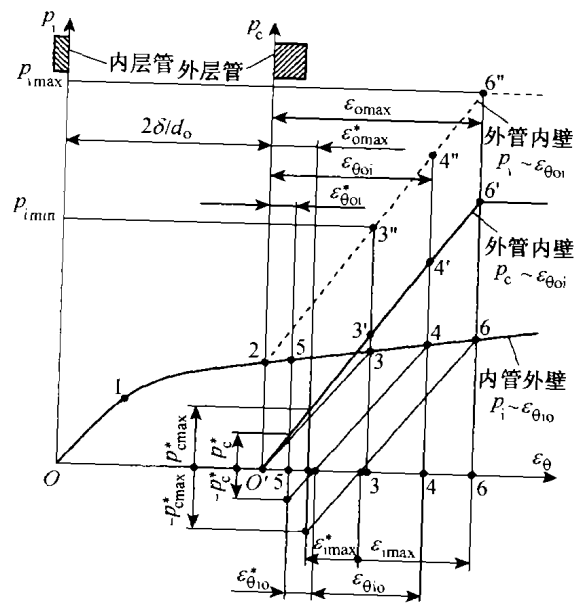


图 2 复合管液压成型过程原理图

Fig. 2 Principle of hydroforming process for lined pipe

其中, $O-1-2-3-4-6$ 为无外管时, 内管的内压 $p_i - \epsilon_{\theta i}$ (周向应变) 曲线; $O'-3'-4'-6'$ 为外管的层间接触压力 $p_c - \epsilon_{\theta c}$ (周向应变) 曲线. 用两个相连直角坐标系表示, OO' 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_c 传递到外层管,因而外层管 $\epsilon_{\theta o}$ 和成形液压 p_c 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 $O'-6'$ 及曲线 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,由于内外管在胀合成形过程中始终贴合,内外管应变均应在横坐标相同位置处.当周向应变到达 3(3")点时卸压两壁面的弹性回复,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,3"点所对应的成形压力为最小成形压力 p_{\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可能产生残余应力与应变的.如果成形液压从 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 点,此时两者间存在永久残余接触压力 p_c^* 与内外管的残余应变 $\epsilon_{\theta o}^*$ 及 $\epsilon_{\theta i}^*$.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 $p_{c\max}^*$ 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,复合管液压成形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 $p_{\min} \sim p_{\max}$.

2 复合管液压胀合成形压力计算

2.1 复合管成形过程的应力应变分析

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,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.

2.1.1 加压过程 对内层管内表面施加均匀液压力 p_i ,内层管首先处于弹性变形阶段.随着压力的升高,内层管进入全面屈服状态.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.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_c .依据特雷斯卡(H. Tresca)屈服准则^[4],外壁面上的应力为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{r i} &= -p_c \\ \sigma_{\theta o} &= \sigma'_{s i} - p_c \\ p_i - p_c &= \sigma'_{s i} \ln(d_o/d_i) = \sigma'_{s i} \ln k \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: $\sigma_{\theta o}$ 、 $\sigma_{r i}$ 分别为内层管外壁的周向应力和径向应力; $\sigma'_{s i}$ 为内层管材料的应变强化应力,其大小可按内管材料的实际拉伸曲线得出; d_i 、 d_o 为内层管内、外直径.根据广义虎克定律^[4],由式(1)得内层管外壁的周向弹性恢复应变为

$$\epsilon_{\theta o} = \frac{1}{E_i} [\sigma'_{s i} - (1 - \mu_i) p_c] \quad (2)$$

式中: E_i 为内层管材料的弹性模量; μ_i 为内层管材料的泊松比.当外层管的受力状况处在弹性状态时,其内壁面上的应力为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{r o i} &= -p_c \\ \sigma_{\theta o i} &= \frac{D_o^2 + D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} p_c = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} p_c \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: $\sigma_{r o i}$ 、 $\sigma_{\theta o i}$ 分别为外层管内壁的径向应力和周向应力; D_i 、 D_o 为外层管内、外直径; $K = D_o/D_i$.

由式(3)得外层管内壁的周向弹性恢复应变为

$$\epsilon_{\theta o i} = \frac{1}{E_o} \left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o \right) p_c \quad (4)$$

式中: E_o 为外层管材料的弹性模量; μ_o 为外层管材料的泊松比.

2.1.2 卸压过程 当管内压力 p_i 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_c^* ,由于 p_c^* 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

$$\sigma_{r i}^* = -p_c^*, \quad \sigma_{\theta o}^* = -\frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} p_c^* \quad (5)$$

式中: $\sigma_{r i}^*$ 、 $\sigma_{\theta o}^*$ 分别为内层管外壁的残余径向应力和残余周向应力.由式(5)得内层管外壁由残余接触压力 p_c^* 产生的周向应变为

$$\epsilon_{\theta o}^* = -\frac{1}{E_i} \left(\frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} - \mu_i \right) p_c^* \quad (6)$$

外层管内壁处的应力状态为

$$\sigma_{r o i}^* = -p_c^*, \quad \sigma_{\theta o i}^* = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} p_c^* \quad (7)$$

式中: $\sigma_{r o i}^*$ 、 $\sigma_{\theta o i}^*$ 分别为外层管内壁的残余径向应力和残余周向应力.由式(7)得外层管内壁由残余接触压力 p_c^* 产生的周向应变为

$$\epsilon_{\theta o i}^* = \frac{1}{E_o} \left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o \right) p_c^* \quad (8)$$

2.2 成形液压力 p_i 与残余接触压力 p_c^* 的关系

由图 2 得变形协调条件为

$$\epsilon_{\theta o} - \epsilon_{\theta o}^* = \epsilon_{\theta o i} - \epsilon_{\theta o i}^* \quad (9)$$

由式(1)、(2)、(4)、(6)、(8)与(9)联立整理,得由 p_i 与 p_c^* 的计算关系式为

$$\frac{p_i}{B} = \frac{p_c^*}{A} + \left(\frac{1}{E_i} + \frac{1}{B} \ln k \right) \sigma'_{s i} \quad (10)$$

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

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

2.3 极限压力范围

根据式(10),当内、外层管之间的残余接触应力 $p_c^* = 0$ 时,其最小液压 $p_{\min} = \left(\frac{B}{E_i} + \ln k \right) \sigma'_{s1}$. 在一定范围内残余接触压力随液压力的增加而增大,但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. 因此,液压成形的最大压力 $p_{\max} = \frac{K^2-1}{2K^2} \sigma_{s0} + \sigma'_{s1} \ln k$. 其中: σ_{s0} 为外层管材料的屈服强度.

因此,实际操作时,复合管液压成形压力的取值范围为: $p_{\min} < p_1 < p_{\max}$.

3 实验研究

实验用复合管的内层管采用 $\varnothing 144 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ 不锈钢管,外层管采用 $\varnothing 159 \text{ mm} \times 6 \text{ mm}$ 碳钢管,两管之间的间隙 $\delta = 1.5 \text{ mm}$,长度为2 m. 沿内层管及外层管的周向制作拉伸试件,每组平行试件的材料性能平均值如表1所示. 表中, σ_b 为抗拉强度.

表1 复合管内、外管的材料机械性能

Tab. 1 Mechanical properties of inner and outer pipe materials

名称	材料牌号	σ_s /MPa	σ_b /MPa	E /GPa	σ'_s /MPa	μ
内层管	0Cr18Ni9Ti	213	590	196	246.3	0.3
外层管	20	281	480	205	—	0.3

沿复合管外层管的轴向,在靠近两端和中间分别取3处横截面,并在每一横截面处的表面,沿周向均布4只90°的应变花,当内层管内压力至一定压力后卸压,记录这一过程中不同测点的周向应变 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,取各点实验数据 ϵ_θ^* 和 ϵ_z^* 的平均值,通过

$$p_c^* = \frac{E_o(K^2 - 1)}{2(1 - \mu_o^2)} (\epsilon_\theta^* + \mu_o \epsilon_z^*)$$

可计算出内外管之间加压到一定压力下卸压后的残余接触压力值^[4].

根据本实验用复合管几何尺寸及材料性能,代入式(10)得出该实验用复合管液压成形力 p_1 与残余接触压力 p_c^* 的理论关系:

$$p_1 = 3.56 p_c^* + 24.6 \quad (11)$$

图3中的直线是根据式(11)得到的残余接触压

力理论计算值. 由图可见,实心点的实验数据点基本上在理论线附近,与式(11)相吻合,这说明式(10)的理论计算公式是令人满意的. 而且还可以发现,当成形压力低于 p_{\min} 时,实验结果(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,导致内外两管之间局部“过早”接触. 又由实验数据可见,胀合液压超过 p_{\max} 的实验点(用空心圆点表示)的层间残余接触压力值并不因成形液压的提高而提高,说明压力超过成形压的上限值不仅不能提高复合管成形质量,相反地,如压力过高会引起外管破裂等不利于复合管生产安全的危险,因此建议成形液压以 p_{\max} 为上限.

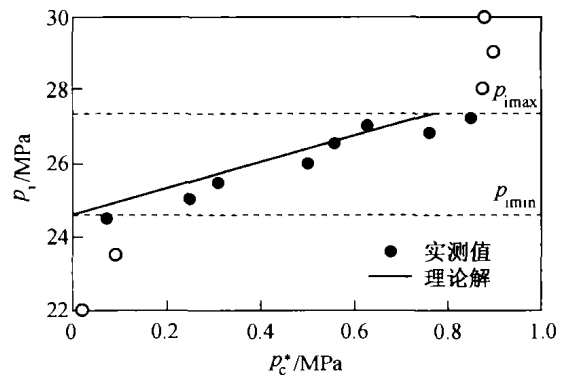


图3 成形液压与残余接触压力的关系

Fig. 3 Hydraulic pressure versus residual contact pressure

4 结论

(1) 研究证明,根据复合管液压胀合成形过程原理建立的确定复合管成形压力及管内残余接触压力的理论计算模型是正确的,可应用于工程实际.

(2) 复合管成形液压为 $p_{\min} < p_1 < p_{\max}$,此范围内残余接触压力随液压成形压力的升高而增大.

(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性能稳定可靠,已成功制造出 $\varnothing 121 \times (5+2)$ 和 $\varnothing 159 \times (6+2)$ 的不锈钢衬里复合管.

参考文献:

[1] Chen W C, Petersen C W. Corrosion performance of welded CRA-lined pipes for flowlines [J]. **SPE Production Engineering**, 1992, 18(11): 255-258.

[2] Jonathan D D. Clad piping components for refinery applications [J]. **Materials Performance**, 1997, 36(7): 29-35.

[3] Spence M A, Roscoe C V. Bi-metal CRA-lined pipe employed for North Sea field development [J]. **Oil & Gas Journal**, 1999, 97(18): 80-88.

[4] 徐秉业,刘信声.应用弹塑性力学[M].北京:清华大学出版社,1995.