

引文格式: 袁 林, 刘浩伟, 余志兵. 双金属复合管液压成形 [J]. 塑性工程学报, 2022, 29 (1): 26-34. YUAN Lin, LIU Haowei, YU Zhibing. Hydroforming of bimetallic composite pipes [J]. Journal of Plasticity Engineering, 2022, 29 (1): 26-34.

双金属复合管液压成形

袁 林^{1,2}, 刘浩伟¹, 余志兵³

(1. 天津大学 机械工程学院, 天津 300350; 2. 天津大学 建筑工程学院, 天津 300350;
3. 海洋石油工程股份有限公司, 天津 300452)

摘 要: 基于弹塑性本构关系以及虚功原理等构建了用于复合管加工工艺分析的理论计算模型。通过与有限元分析结果对比, 验证了该模型的有效性。针对典型双金属复合管, 利用该模型探究了基管和衬管间初始间隙、基管屈服应力、基管和衬管的塑性各向异性以及轴端压力的影响。结果表明: 初始间隙的增大降低了复合管的机械结合强度; 提高基管屈服应力导致成形液压力上升和管间机械结合强度提高; 基管的塑性各向异性参数越大, 管间机械结合强度越高, 衬管则相反; 轴端压力增大使成形液压力和残余接触应力有所降低, 管间机械结合强度降低趋势并不显著。

关键词: 双金属复合管; 液压成形; 机械结合强度; 塑性各向异性

中图分类号: TE973; TU279.7 **文献标识码:** A **文章编号:** 1007-2012 (2022) 01-0026-09

doi: 10.3969/j.issn.1007-2012.2022.01.004

Hydroforming of bimetallic composite pipes

YUAN Lin^{1,2}, LIU Hao-wei¹, YU Zhi-bing³

(1. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China;
2. School of Civil Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China;
3. Offshore Oil Engineering Co., Ltd., Tianjin 300452, China)

Abstract: Based on the elastic-plastic constitutive relationship and the principle of virtual work, a theoretical calculation model for processing process analysis of composite pipe was established. Compared with the finite element analysis results, the validity of the model was verified. For typical bimetallic composite pipes, the model was used to investigate the effects of initial gap between carrier pipes and liner pipes, yield stress of carrier pipes, plastic anisotropy of carrier pipes and liner pipes, as well as the axial end load. The results show that the increase of initial gap reduces the mechanical bonding strength of composite pipes. The increase of yield stress of the carrier pipes increases the hydroforming pressure and mechanical bonding strength between pipes. The larger of the plastic anisotropy parameter of the carrier pipes, the higher the mechanical bonding strength, while the liner pipes are opposite. Increasing the axial end load makes the hydroforming pressure and residual contact pressure decrease, but there is no significant decrease in the mechanical bonding strength between pipes.

Key words: bimetallic composite pipes; hydroforming; mechanical bonding strength; plastic anisotropy

引言

随着油气需求的日益增长, 油气资源勘测开采逐渐转向高腐蚀油气田及深海领域^[1]。传统的碳钢管已难以适应苛刻的服役环境, 而复合管因具有高强度和高性价比等优势而在国内外一系列重大工程

中得到推广使用。国内外学者针对铺设及服役期间复合管的局部屈曲失稳^[2-4]、屈曲传播^[5-6]以及侧向屈曲^[7-9]等问题进行了深入研究。双金属复合管由基管和衬管两部分构成, 基管负责承受外部载荷, 而薄壁衬管则主要用于抵抗运输介质侵蚀。由于兼具高强度和耐腐蚀优异特性, 近年来双金属复合管在陆地与海洋油气开采中得到较多应用。然而, 当

基金项目: 天津大学北洋学者英才计划启动经费资助项目 (0701321013; 0701321026)

第一作者: 袁 林 (通信作者), 男, 1985 年生, 博士, 教授, 主要从事管道力学及板壳屈曲失稳研究, E-mail: lin_yuan@tju.edu.cn

收稿日期: 2021-08-15; **修订日期:** 2021-10-25

承受外载过大时，易出现因管间结合力不足导致衬管起皱、脱落，进而造成整体结构失效^[10-11]。因此优化产品设计与加工工艺，增加管间机械结合强度对管道的安全服役至关重要。本文主要针对主流液压成形法制造的双金属复合管展开研究分析。

目前双金属复合管的液压成形制备工艺相对成熟便捷，制造成本较低，且产品性能稳定性较高。国内外学者对双金属复合管工艺流程进行了一系列的研究。WANG X 等^[12]通过理论分析和实验探究了双金属复合管液压成形机理，并以基管和衬管回弹量相同为变形协调条件，得出了施加液压力与残余接触应力的关系式。随后，ZENG D Z 等^[13]对理论模型进行了进一步修改。上述研究可以得到成形液压力与残余接触应力的计算公式，但只考虑了基管处于弹性阶段而未对塑性变形情况进行探讨。李兰云等^[14]基于上述研究成果，通过建立有限元模型，系统深入地研究了初始间隙对双金属复合管液压成形后残余接触应力以及回弹的影响。WANG F C 等^[15]假设基管为理想弹塑性材料，对复合管的加工制造过程进行了数值模拟，并在此基础上研究了轴压作用下双金属复合管的结构响应。YUAN L 等^[10,16]基于有限元模型及简化理论模型，针对复合管加工制造过程及弯曲载荷作用下的屈曲失稳进行了相关分析。

关于普通单层管道的屈曲响应问题在前期已通过利用非线性环理论和虚功原理等构建的理论模型

得到了较好的解决^[17]。受上述研究成果启发，综合考虑后续复杂载荷工况下的结构响应特性，本文基于该理论框架及改进 Ramberg-Osgood 模型，通过引入拉格朗日乘子，构建了用于分析复合管制造过程的理论模型。在与有限元模型对比验证良好的基础上，系统分析了内外管初始间隙、屈服应力、材料塑性各向异性以及轴端压力对复合管机械结合强度的影响，为双金属复合管的产品设计及工艺优化提供理论支撑。

1 理论模型

本文主要针对复合管液压成形工艺进行分析，其成形原理如图 1 所示。图中， g_0 为基管与衬管的初始间隙； g_1 为基管与模具的初始间隙； αPA_C 为维持液压胀型过程中端部密封性所施加的轴向压力，其中 α 为轴端压力系数， P 为施加在堵头上的外部压强，与内部液压力保持相同， A_C 为堵头的横截面积，在此假定与基管中径的截面积相同； R_L 为衬管中径； R_C 为基管中径； t_L 为衬管壁厚； t_C 为基管壁厚。复合管加工时端部需进行密封处理，将基管、衬管置于钢制模具内，衬管内壁受均布内压扩张变形，实现与基管贴合；继续增大液压力，两者共同膨胀；基管贴合外部模具后，进行卸载；完全卸载时在管间产生残余接触应力。

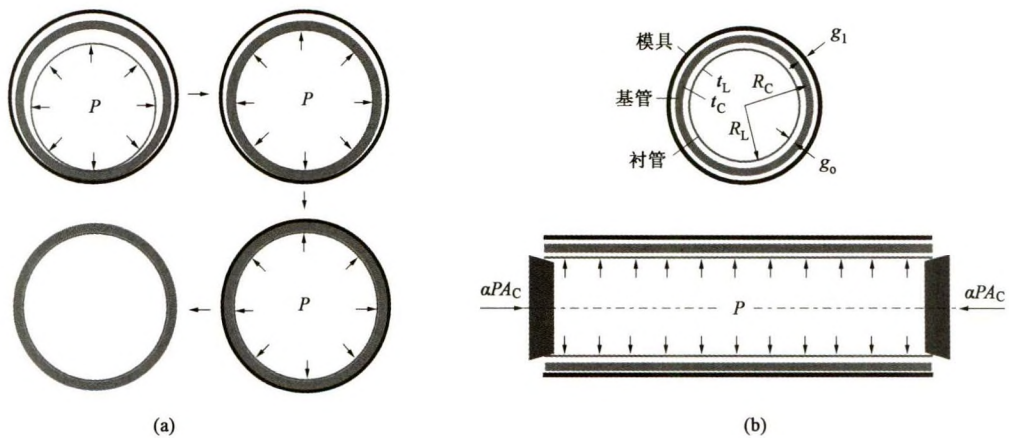


图 1 双金属复合管液压成形过程
(a) 液压成形过程 (b) 轴向约束
Fig. 1 Hydroforming process of bimetallic composite pipes
(a) Hydroforming process (b) Axial constraint

1.1 几何方程建立

考虑到后续需要进行弯曲、轴压等多种工况分析，本文开展的复合管加工过程分析统一采用非线性环理论构建几何方程。如图 2 所示，对于管道中

面半径为 R ，壁厚为 t 的管道，采用 θ 和 z 分别作为管道截面中面上任一点的环向和径向坐标（在全局柱坐标系中，管道的轴向坐标变量为 x ）。在平面内的极坐标系下，对应的环向和径向位移参数分别用

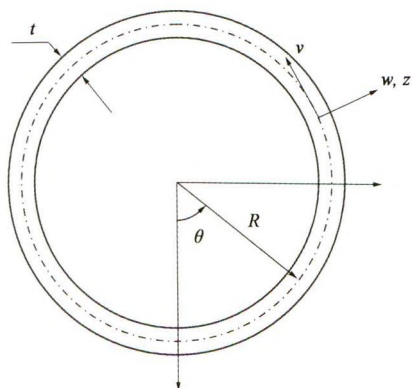


图 2 管道截面几何参数

Fig. 2 Geometrical parameters of pipe cross-section

v 和 w 来表示。由于本文工作只涉及加工过程分析, 详细非线性环理论关系在此略去。

基于小应变和有限转动假设, 管道截面任一点的环向应变-位置坐标关系可表示为:

$$\varepsilon_{\theta}^0 = \left(\frac{v' + w}{R} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{v' + w}{R} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{v - w'}{R} \right)^2 \quad (1)$$

式中: ε_{θ}^0 为管道截面任一点环向应变; v' 、 w' 为 v 、 w 对 θ 求导。

1.2 本构方程建立

由弹塑性力学中的增量理论可知, 塑性加载阶段, 应变增量由弹性和塑性两部分组成:

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ij}^e + d\varepsilon_{ij}^p \quad (2)$$

式中: $d\varepsilon_{ij}$ 为应变增量; $d\varepsilon_{ij}^e$ 为弹性应变增量; $d\varepsilon_{ij}^p$ 为塑性应变增量。

弹性增量部分可根据虎克定律求得, 塑性应变增量可以根据流动法则求出。弹性增量表达式为:

$$d\varepsilon_{ij}^e = \frac{1}{E} [(1 + \mu) d\sigma_{ij} - \mu d\sigma_{kk} \delta_{ij}] \quad (3)$$

式中: E 为杨氏模量; μ 为泊松比; σ_{ij} 为应力张量; σ_{kk} 为应力张量第一不变量; δ_{ij} 为 Kronecker 符号。

塑性应变的增量表达式为:

$$d\varepsilon_{ij}^p = \frac{1}{H} \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_{mn}} d\sigma_{mn} \right) \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \quad (4)$$

式中: H 为和应力、应变塑性变形历史有关的标量函数, 可通过单轴拉伸实验确定; f 为 Hill 屈服函数; σ_{mn} 为应力张量。

针对塑性各向异性, Hill 屈服函数 f 可表示为:

$$f = \left(\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_{\theta} + \frac{1}{S^2} \sigma_{\theta}^2 \right)^{1/2} = \sigma_{\text{emax}} \quad (5)$$

$$S = \frac{\sigma_{\theta\theta}}{\sigma_{\text{ox}}} \quad (6)$$

式中: S 为各向异性参数; $\sigma_{\theta\theta}$ 和 σ_{ox} 分别为环向屈服应力和轴向屈服应力; σ_{emax} 为该材料点加载历史过程中的最大等效应力。

双金属复合管材质一般具有较强的材料非线性, 采用 Ramberg-Osgood (R-O) 模型能够较好地表征材料的屈服特性和应力-应变关系, 该模型可表示为:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \left(1 + \frac{3}{7} \left| \frac{\sigma}{\sigma_y} \right|^{n-1} \right) \quad (7)$$

式中: ε 为应变; σ 为应力; σ_y 为屈服应力; n 为应变硬化参数。

本文选取文献 [10] 中德国 Bubi® 复合管的典型材料组合, 即碳钢 X65 作为基管材料, 耐蚀合金 825 为衬管材料, 其材料应力-应变曲线如图 3 所示。考虑到屈服后期 R-O 拟合曲线和实验曲线出现了较大偏差, 因此本文采用改进的 R-O 模型。对于衬管材料, 本文以 $\varepsilon_b = 1.5\%$ 为分段点, 采用一条沿切向延伸的射线来代替 $\varepsilon \geq \varepsilon_b$ 的应力-应变曲线。改进的 R-O 模型为:

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{\sigma}{E} \left(1 + \frac{3}{7} \left| \frac{\sigma}{\sigma_y} \right|^{n-1} \right), & \varepsilon \leq \varepsilon_b \\ \frac{\sigma - \sigma_b}{E_t} + \varepsilon_b, & \varepsilon > \varepsilon_b \end{cases} \quad (8)$$

式中: σ_b 为分段点 ε_b 处的应力值; E_t 为材料的切线模量。同样, 对于基管材料, 选取 $\varepsilon_b = 3\%$ 作为改进 R-O 模型的分段点。

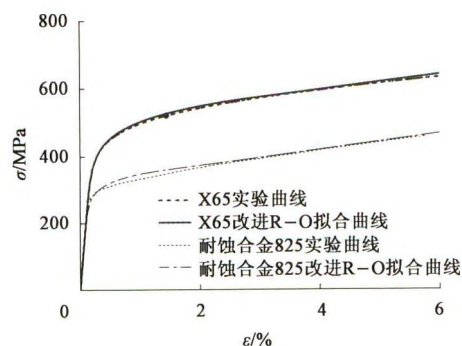


图 3 X65 和耐蚀合金 825 应力-应变曲线

Fig. 3 Stress-strain curves of X65 and corrosion resistant alloy 825

在内压膨胀作用下, 衬管和基管进入弹塑性变形阶段, 本文采用 Mises 屈服准则衡量材料是否屈服。考虑到加工过程中剪切应力和径向应力可以忽略, 因此该问题可简化为平面应力情况, 增量形式的本构关系可表示为:

$$\begin{Bmatrix} \dot{\varepsilon}_x \\ \dot{\varepsilon}_\theta \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 + Q(2\sigma_x - \sigma_\theta)^2 - \mu + Q(2\sigma_x - \sigma_\theta)(2\sigma_\theta - \sigma_x) - \mu + Q(2\sigma_x - \sigma_\theta)(2\sigma_\theta - \sigma_x) \\ 1 + Q(2\sigma_\theta - \sigma_x)^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\sigma}_x \\ \dot{\sigma}_\theta \end{Bmatrix} \quad (9)$$

$$Q = \begin{cases} 0, & \sigma_e < \sigma_{\text{emax}} \\ \frac{1}{4\sigma_e^2} \left(\frac{E}{E_t} - 1 \right), & \sigma_e \geq \sigma_{\text{emax}} \end{cases} \quad (10)$$

$$\frac{1}{E_t} = \frac{1}{E} \left[1 + \frac{3}{7} n \left(\frac{\sigma_e}{\sigma_y} \right)^{n-1} \right] \quad (11)$$

式中： σ_e 为该点处的等效应力； $(\dot{\bullet})$ 为 (\bullet) 的增量形式。

1.3 虚功方程建立

由虚功原理可知，管道在任意时刻都满足用增量形式表示的平衡状态方程式：

$$2R_L \int_0^\pi \int_{-l/2}^{l/2} (\hat{\sigma}_{xL} \delta \dot{\varepsilon}_{xL} + \hat{\sigma}_{\theta L} \delta \dot{\varepsilon}_{\theta L}) dz d\theta + 2R_C \int_0^\pi \int_{-l/2}^{l/2} (\hat{\sigma}_{xC} \delta \dot{\varepsilon}_{xC} + \hat{\sigma}_{\theta C} \delta \dot{\varepsilon}_{\theta C}) dz d\theta = \delta \dot{W} \quad (12)$$

式中：等式左端和右端 $\delta \dot{W}$ 分别为内力和外力做功所对应的虚功增量；下标 L 表示衬管，下标 C 表示基管；下标 x 为轴向，下标 θ 为环向； $(\hat{\bullet}) = (\bullet + \dot{\bullet})$ 。

双金属复合管制造过程可划分为 3 个阶段：(1) 衬管单独扩张发生胀型变形阶段；(2) 衬管与基管贴合后共同膨胀阶段；(3) 基管接触外部刚模后卸载阶段。

对于阶段 (1)：衬管与基管保持同步轴向变形，因此引入拉格朗日乘子约束其轴向应变：

$$\lambda_1 \delta \dot{s}_{11} = \lambda_1 (\delta \dot{\varepsilon}_{xC} - \delta \dot{\varepsilon}_{xL}) \quad (13)$$

式中： λ_1 为阶段 1 的拉格朗日乘子； $\delta \dot{\varepsilon}_x$ 为轴向应变增量； $\delta \dot{s}_{11}$ 为基管和衬管轴向应变差值。

因此，阶段 1 的 $\delta \dot{W}$ 可表示为：

$$\delta \dot{W} = \widehat{P} R_L \int_0^{2\pi} \left[\delta \dot{w} + \frac{1}{2R_L} (2\widehat{w} \delta \dot{w}) \right] d\theta + (\alpha - 1) \widehat{P} \pi R_C^2 \delta \dot{\varepsilon}_x^0 - \lambda_1 \delta \dot{s}_{11} \quad (14)$$

式中： α 为轴端压力系数 (图 1)； $\delta \dot{w}$ 为径向位移增量。

在阶段 (2)，同样采用拉格朗日乘子约束基管、衬管轴向应变和径向位移保持相同，如式 (15) 和式 (16) 所示：

$$\lambda_2 \delta \dot{s}_{21} = \lambda_2 (\delta \dot{w}_C - \delta \dot{w}_L) \quad (15)$$

$$\lambda_3 \delta \dot{s}_{22} = \lambda_3 (\delta \dot{\varepsilon}_{xC} - \delta \dot{\varepsilon}_{xL}) \quad (16)$$

式中： λ_2 、 λ_3 为阶段 2 的拉格朗日乘子； $\delta \dot{s}_{21}$ 、 $\delta \dot{s}_{22}$ 分别为基管和衬管的径向位移差值和轴向应变差值。

因此，阶段 2 的 $\delta \dot{W}$ 可表示为：

$$\delta \dot{W} = \widehat{P} R_L \int_0^{2\pi} \left[\delta \dot{w} + \frac{1}{2R_L} (2\widehat{w} \delta \dot{w}) \right] d\theta + (\alpha - 1) \widehat{P} \pi R_C^2 \delta \dot{\varepsilon}_x^0 - \lambda_2 \delta \dot{s}_{21} - \lambda_3 \delta \dot{s}_{22} \quad (17)$$

对于阶段 (3) 的内压卸载阶段，仍保持基管、衬管的轴向和径向约束，直至完全卸载。

1.4 数值计算

考虑到管道截面的变形特点，本文采用三角级数来描述各点的位移变化。基管和衬管的径向位移 w 和环向位移 v 分别为：

$$w_C = R_C \sum_{k=0}^M a_k \cos k\theta, \quad v_C = R_C \sum_{k=2}^M b_k \sin k\theta \quad (18)$$

$$w_L = R_L \sum_{k=0}^N c_k \cos k\theta, \quad v_L = R_L \sum_{k=2}^N d_k \sin k\theta \quad (19)$$

式中： a_k 、 b_k 、 c_k 和 d_k 均为级数展开系数； M 、 N 为级数展开项数。

对于复合管液压成形过程而言，可假设为轴对称形变，环向位移 v 可以假设为 0，故式 (18) 和式 (19) 可进一步简化为：

$$w_C = R_C a_0, \quad w_L = R_L c_0 \quad (20)$$

式中： a_0 和 c_0 分别为简化后基管和衬管的级数展开系数。

加工后管间残余接触应力为：

$$P_{CP} = \frac{-\sigma_{\theta L} t_L}{R_L(1 + c_0)} \quad (21)$$

式中： P_{CP} 为管间残余接触应力； t_L 和 $R_L(1+c_0)$ 分别为加工膨胀后的衬管壁厚及其中径。

将式 (20) 代入应变表达式 (2)，可直接计算出应变增量，再代入本构关系式 (9) 得到应力增量，将以位移形式表示的应变增量和应力增量代入虚功方程，由于增量形式表示的虚功方程在任意加载步均满足平衡状态，可得到关于 $\{\dot{a}_0, \dot{c}_0, \dot{\varepsilon}_{xC}^0, \dot{\varepsilon}_{xL}^0, \lambda_1, \lambda_2\}$ 的非线性代数方程组，再采用牛顿迭代法进行迭代求解，当 $\{\dot{a}_0, \dot{c}_0, \dot{\varepsilon}_{xC}^0, \dot{\varepsilon}_{xL}^0, \lambda_1, \lambda_2\}$ 的变化小于给定的阈值，认为计算结果达到收敛。此时管道截面上所有积分点的应力、应变及屈服面位置均可计算。重复上述步骤，便可以得到整个分析过程的计算结果。基于上述理论模型，利用 FORTRAN 语言，构建了具有简单交互界面的分析程序，只需更改尺寸和材料参数，便可快速计算出成形液压力、残余应力及管间残余接触应力，对加

工工艺参数进行快速迭代优化,进而避免了通用有限元软件的繁琐建模步骤。

2 有限元模型介绍

为验证理论模型准确性,在 ABAQUS 6.14 中进行复合管加工过程模拟,所建立的三维有限元模型如图 4 所示。其中基管单元类型选用 8 节点实体单元 C3D8,衬管选用壳体单元 S4,模具为解析刚体。考虑到应力沿厚度存在梯度分布,基管沿厚度方向划分为 4 个单元。衬管和基管均沿环向划分为 80 个单元,轴向 120 个单元,管道长度 $L=500\text{ mm}$ 。

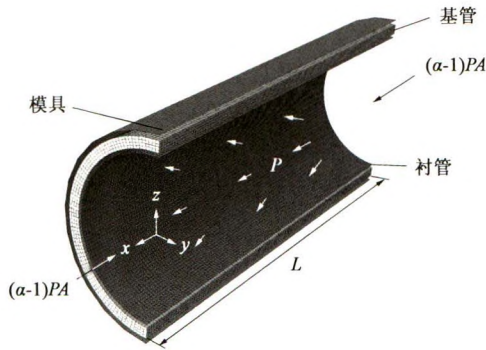


图 4 双金属复合管有限元模型

Fig. 4 Finite element model of bimetallic composite pipes

边界条件设置如下: $x=0$ 平面和 $y=0$ 平面采用对称约束;对于 $x=-L$ 平面,采用运动耦合保证内外管端部节点轴向应变相同,分布耦合防止内外管沿 z 向产生刚体位移。

考虑到几何非线性影响,分析时打开几何非线性开关。接触属性采用有限滑动,并忽略摩擦影响。两个接触面均采用面接触对,基管内表面为主面,衬管外表面为从面;模具内表面为主面,基管外表面为从面。

3 算例分析

算例模型尺寸及材料参数如表 1 所示,基管材质选用 X65, 径厚比 $D/t=18$, 衬管选用耐蚀合金 825, 厚度为 3 mm, 轴端压力系数 α 取 1.2, 在液压力和轴端压力作用下完成充压和卸载过程,最终得到满足 API 标准^[18]的 $\Phi 8\text{ inch}$ 管道尺寸 ($\Phi 219.1\text{ mm}$)。

双金属复合管液压成形理论模型和有限元模型结果对比分析如图 5 所示。横纵坐标均进行无量纲化处理, g_0 为内外管初始间隙, P_0 为基管的屈服压

表 1 基础算例尺寸及材料参数

Tab. 1 Dimensions and material parameters of base case

| 模型尺寸 | D^*/mm | t^*/mm | E/GPa | σ_y/MPa | n | ν |
|------|-----------------|-----------------|----------------|-----------------------|-------|-------|
| 基管 | $\Phi 216.20$ | 12.29 | 207.00 | 397.00 | 9.50 | 0.30 |
| 衬管 | $\Phi 185.22$ | 3.00 | 198.00 | 276.00 | 11.50 | 0.30 |

注: * 代表加工前尺寸。

力。其中, $P_0 = \sigma_{yc} t_c / R_c$, σ_{yc} 为基管的屈服应力; σ_0 为基管的屈服应力。图 5a 所示为施加内压与衬管径向位移的关系曲线,从①到②,衬管发生弹塑性变形;到②位置时所需内压陡然上升,表明此时衬管已紧贴基管;从②到③,基管发生弹塑性变形;到③位置时,基管与模具接触;从③到④,撤去内压,基管和衬管发生部分回弹。图 5b 所示为内外管环向应力和径向位移的关系曲线,在②位置,衬管和基管接触导致衬管环向应力有所降低;到④完全卸载时,基管残余环向应力为正值,衬管为负值,此时在接触面形成残余接触应力。由图 5a 和图 5b

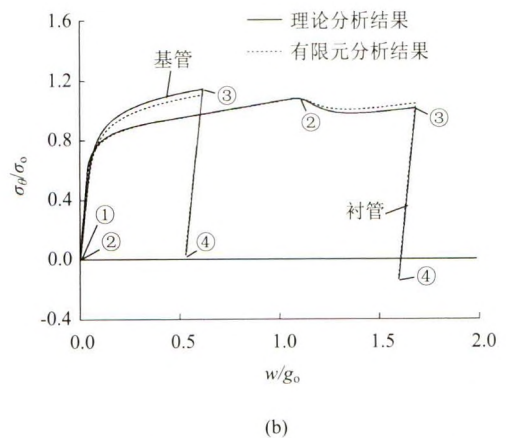
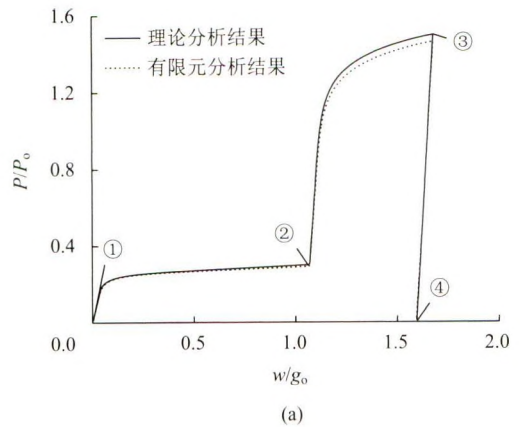


图 5 双金属复合管液压成形过程中内压-径向位移曲线 (a) 和环向应力-径向位移曲线 (b)

Fig. 5 Internal pressure-radial displacement curve (a) and hoop stress-radial displacement curve (b) during the expansion of bimetallic composite pipes

可知，理论模型和有限元模型预测的结构响应较为符合。卸载后环向应力及环向塑性应变对比如表 2 所示，衬管和基管环向应力分别相差 4.98% 和 4.93%。对于衬管环向塑性应变，计算结果相差约为 0.39%。理论模型接触应力按式 (21) 计算为 1.72 MPa，有限元计算结果为 1.81 MPa，相差约 5%。综合以上结果对比，该理论模型可用于复合管加工制造过程的分析模拟。

表 2 卸载后环向应力及塑性应变对比

Tab. 2 Comparison of circumferential stress and plastic strain after unloading

| 项目 | 衬管环向应力/ MPa | 基管环向应力/ MPa | 衬管环向塑性 应变/% |
|-------|----------------|----------------|----------------|
| 理论模型 | -57.43 | 13.52 | 5.13 |
| 有限元模型 | -60.45 | 14.22 | 5.15 |
| 误差/% | 4.98 | 4.93 | 0.39 |

4 参数分析

对液压胀型复合管而言，成形液压力、卸载后残余应力及残余接触应力是工艺优化设计和产品性能的关键指标。本节利用构建的理论模型从以下 4 个方面进行参数敏感性分析：(1) 内外管初始间隙；(2) 基管屈服应力；(3) 内外管材料塑性各向异性；(4) 轴端压力。材料及尺寸参数将基于表 1 中的基础算例进行展开分析，并保证加工后得到满足 API 标准的 $\Phi 8$ inch 管道尺寸。

4.1 衬管基管初始间隙

取衬管基管的管间距离 $g_0 = |0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5|g_{ob}$ 来研究初始间隙对复合加工制造的影响，其中 g_{ob} 为基础算例中的内外管初始间隙。计算结果如图 6 所示，随着 g_0 增大，成形液压力基本保持不变，基管残余环向应力小幅度下降。衬管环向应力对 g_0 变化较为敏感，随着 g_0 增大，卸载时刻的环向应力基本呈线性增长，导致与外管环向应力差值逐渐减小，进而使得完全卸载后，管间残余接触应力逐渐减小。因此，在实际加工中，需将初始间隙控制在合适范围内，过大的初始间隙将导致内衬发生较大的应变强化，不利于机械结合力的形成。

4.2 基管屈服应力

图 7a 和图 7b 所示为不同基管屈服应力下，内压、环向应力与径向位移的关系曲线。 σ_{ycb} 为基础算例中基管的屈服应力。随着材料屈服应力提高，

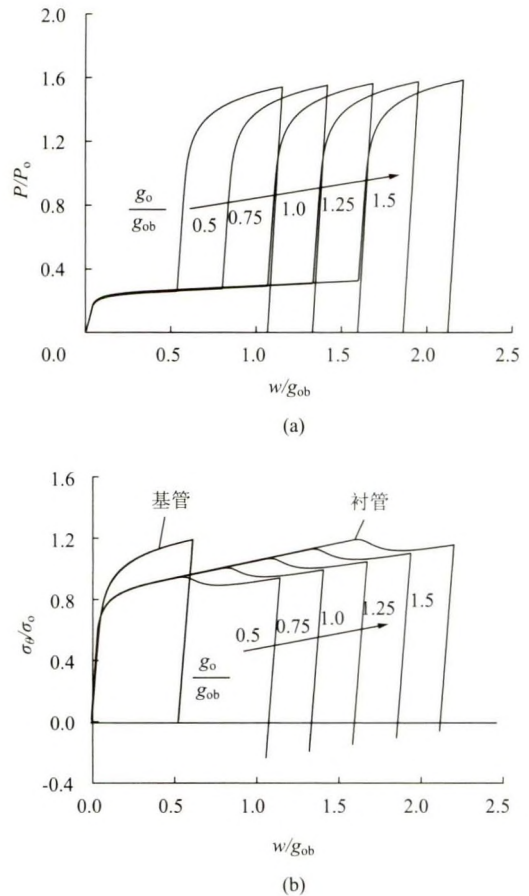


图 6 不同基管和衬管间隙下内压-径向位移曲线 (a) 和环向应力-径向位移曲线 (b)

Fig. 6 Internal pressure-radial displacement curves (a) and circumferential stress-radial displacement curves (b) with different initial gaps between carrier and liner pipes

卸载时刻基管环向应力逐渐增大，对应的成形液压力不断升高；图 7b 表明，衬管环向应力变化对 σ_{yc} 不敏感，完全卸载时衬管残余环向应力随 σ_{yc} 增大而逐渐增大。由于内外管环向应力差值不断增大，管间残余接触应力基本呈线性增长。综上所述，外管选取高屈服强度材料，增大内外管屈服应力差异，对于双金属复合管结合强度的提升具有重要作用。

4.3 材料塑性各向异性

传统管道的成形过程往往会造成材料的屈服各向异性。例如，无缝钢管在轴向与环向方向上的屈服应力存在差异。一般这种塑性各向异性不仅会对结构的极限承载能力产生影响，而且对双金属复合管的生产工艺设计以及产品性能具有一定影响。本节主要考察基管和衬管的塑性各向异性的作用，通过改变式 (5) 和式 (6) 中基管和衬管的各向异性参数 S_c 和 S_l 进行分析。

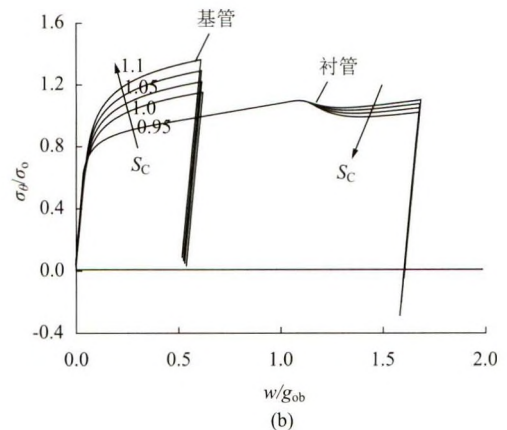
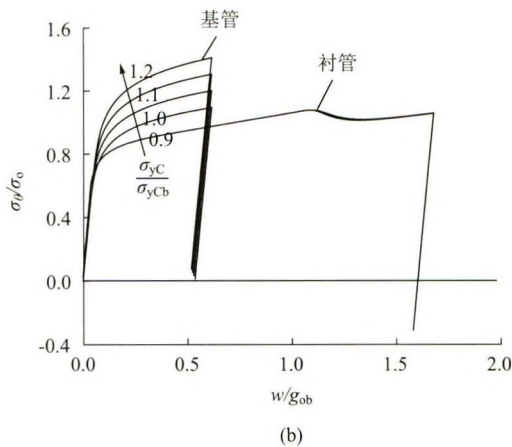
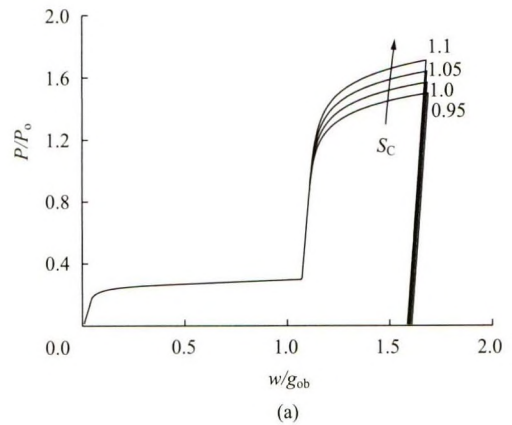
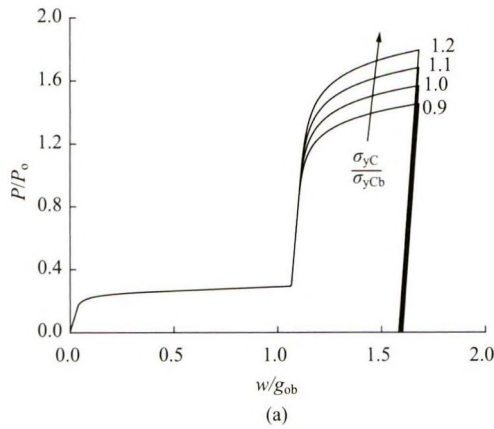


图 7 不同基管屈服应力下内压-径向位移曲线 (a) 和环向应力-径向位移曲线 (b)

Fig. 7 Internal pressure-radial displacement curves (a) and circumferential stress-radial displacement curves (b) with different yield stresses of carrier pipe

图 8 不同基管塑性各向异性参数下内压-径向位移曲线 (a) 和环向应力-径向位移曲线 (b)

Fig. 8 Internal pressure-radial displacement curves (a) and circumferential stress-radial displacement curves (b) with different plastic anisotropy parameters of carrier pipe

4.3.1 基管塑性各向异性

取 S_C 为 0.95、1.0、1.05 和 1.1 来研究基管塑性各向异性对复合加工制造过程的影响。如图 8a 所示，随着 S_C 的增大，成形液压力不断升高。图 8b 表明，增大 S_C 使得内衬贴合基管后的环向应力降低，导致卸载时刻内外管环向应力差异逐渐增大，进而造成基管和衬管接触应力不断增大。

4.3.2 衬管塑性各向异性

取 S_L 为 0.9、0.95、1.0 和 1.05 来研究衬管塑性各向异性对复合加工制造过程的影响。如图 9a 所示，随着 S_L 增大，衬管环向应力逐渐变大，导致成形液压力小幅度上升。由图 9b 可知，衬管塑性各向异性参数的改变对基管环向应力影响较小。随着 S_L 增大，卸载点衬管环向应力逐渐增大，使得完全卸载后内外管环向应力差值不断减小，进而造成管间接触应力不断降低。

由上述分析可知，随着 S_C 增大，加工后复合管

管间接触应力不断增大；随着 S_L 增大，加工后管间接触应力不断减小。

4.4 轴端压力

通常情况下，在复合管的成形过程中会在轴端施加一定的轴向压力^[18]，但其幅值的选取不尽相同。本节旨在探究轴端压力设置对复合管成形过程的影响，取轴端压力系数 $\alpha=1.0、1.1、1.2$ 和 1.3。由图 10 可知，随着 α 增大，基管环向应力显著降低，衬管在贴合基管后环向应力逐渐降低，所需复合管成形液压力不断降低。管间残余接触应力与 α 的关系曲线如图 10c 所示。随着 α 增大，接触应力由 2.0 MPa 线性下降至 1.7 MPa，变化并不明显。由上述分析可知，轴端压力的改变对管间结合力有一定影响但作用并不显著。

5 结论

(1) 随着初始间隙增大，管间结合力显著降低，

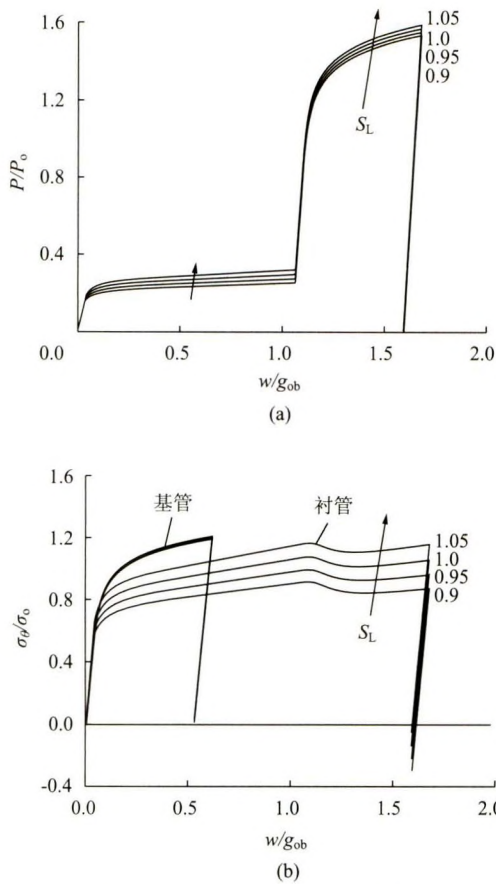


图 9 不同衬管塑性各向异性参数下内压-径向位移曲线 (a) 和环向应力-径向位移曲线 (b)

Fig. 9 Internal pressure-radial displacement curves (a) and circumferential stress-radial displacement curves with different plastic anisotropy parameters of liner pipe

但所需成形液压力变化较小。因此，在复合管生产时，需将初始间隙控制在合适范围内，既要便于内衬插入基管，又要避免过大间隙影响结合力。

(2) 基管屈服应力越大，成形液压力越高，完全卸载后管间结合强度越高。建议尽量选择高屈服强度的基管材料，保证内外管屈服应力差异较大的组合。

(3) 基管、衬管塑性各向异性参数变化对管间结合强度作用相反。 S_C 越大，结合压力越大； S_L 越大，结合性能越差。此外，相对而言，成形液压力对 S_C 变化更为敏感。

(4) 随着轴端压力增大，所需成形液压力幅值逐渐减小，结合压力有一定降低但变化并不显著。建议在保证端部密闭的前提下，可适当减小端部压力。

参考文献：

[1] 魏斌, 李鹤林, 李发根. 海底油气输送用双金属复合管研发现状与展望 [J]. 油气储运, 2016, 35 (4): 343-355.

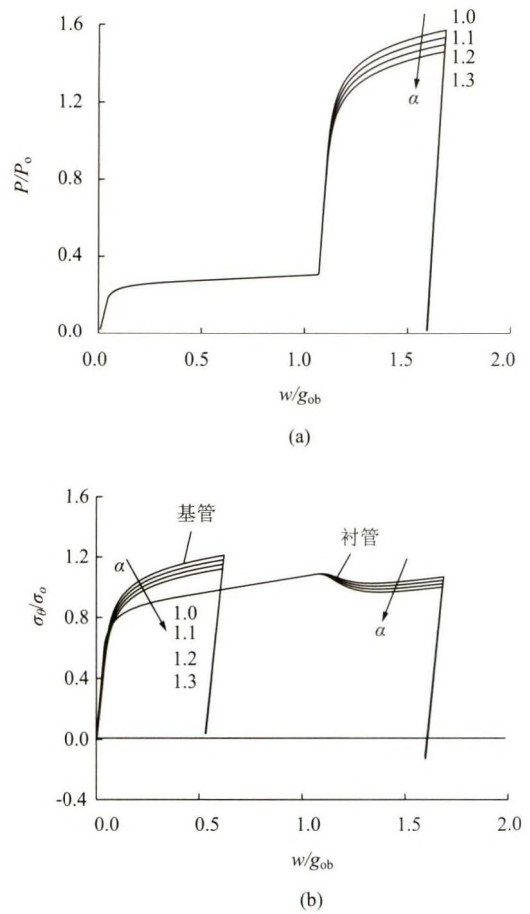


图 10 不同轴端压力下内压-径向位移曲线 (a)、环向应力-径向位移曲线 (b) 和残余接触应力曲线 (c)

Fig. 10 Internal pressure-radial displacement curves (a), circumferential stress-radial displacement curves (b) and contact pressure curves (c) with different circumferential axial end loads

WEI Bin, LI Helin, LI Fagen. Research status and prospects of bimetallic composite pipes for submarine oil and gas transmission [J]. Oil and Gas Storage and Transportation, 2016, 35 (4): 343-355.

[2] 雷明玮, 龚顺风, 胡劼. 纯弯作用下深海夹层管复合结构屈曲失稳分析 [J]. 浙江大学学报 (工学版), 2015, 49 (12): 2376-2386.

- LEI Mingwei, GONG Shunfeng, HU Qing. Buckling and collapse analysis for composite structures of deepwater sandwich pipes under pure bending [J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2015, 49 (12): 2376-2386.
- [3] 谭丁森, 张建勋, 秦庆华. 带环形焊缝双金属复合管屈曲失效研究 [J]. *塑性工程学报*, 2021, 28 (2): 154-161.
- TAN Dingsen, ZHANG Jianxun, QIN Qinghua. Research on buckling failure of bi-material metal pipe with girth weld [J]. *Journal of Plasticity Engineering*, 2021, 28 (2): 154-161.
- [4] 徐普, 龚顺风, 杜志新. 深海双层管 S 型铺设动力响应分析 [J]. *船舶力学*, 2020, 24 (9): 1205-1214.
- XU Pu, GONG Shunfeng, DU Zhixin. Dynamic response analysis of deep-sea pipe-in-pipe for S-lay operation [J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2020, 24 (9): 1205-1214.
- [5] 龚顺风, 王喜鹏, 李根, 等. 层间黏结性能对夹层管屈曲传播的影响机理 [J]. *浙江大学学报 (工学版)*, 2018, 52 (5): 819-827, 835.
- GONG Shunfeng, WANG Xipeng, LI Gen, et al. Influencing mechanisms of inter-layer adhesion behavior on buckle propagation of sandwich pipes [J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2018, 52 (5): 819-827, 835.
- [6] AN C, DUAN M, TOLEDO FILHO R D, et al. Collapse of sandwich pipes with PVA fiber reinforced cementitious composites core under external pressure [J]. *Ocean Engineering*, 2014, 82: 1-13.
- [7] 曾霞光, 段梦兰, 车小玉. 海底埋设双层管管道隆起屈曲分析 [J]. *海洋工程*, 2014, 32 (2): 72-78.
- ZENG Xiaguang, DUAN Menglan, CHE Xiaoyu. Analysis on upheaval buckling of buried subsea PIP pipeline [J]. *The Ocean Engineering*, 2014, 32 (2): 72-78.
- [8] 车小玉, 段梦兰, 曾霞光, 等. 双层管道整体屈曲实验研究及数值模拟 [J]. *应用数学和力学*, 2014, 35 (2): 188-201.
- CHE Xiaoyu, DUAN Menglan, ZENG Xiaguang, et al. Experimental study and numerical simulation of global buckling of pipe-in-pipe systems [J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2014, 35 (2): 188-201.
- [9] 庞熠骞, 段梦兰. 双层海底管道隆起屈曲参数分析 [J]. *复旦学报 (自然科学版)*, 2015, 54 (3): 379-385.
- PANG Yiqian, DUAN Menglan. Parametric analysis of upheaval buckling of submarine pipe-in-pipe systems [J]. *Journal of Fudan University (Natural Science)*, 2015, 54 (3): 379-385.
- [10] YUAN L, KYRIAKIDES S. Liner wrinkling and collapse of bi-material pipe under bending [J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2014, 51 (3-4): 599-611.
- [11] FOCKE E S, GRESNIGT A M, HILBERINK A. Local buckling of tight fit liner pipe [J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2011, 133 (1): 1-10.
- [12] WANG X, LI P, WANG R. Study on hydro-forming technology of manufacturing bimetallic CRA-lined pipe [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2005, 45 (4-5): 373-378.
- [13] ZENG D Z, DENG K H, SHI T H, et al. Theoretical and experimental study of bimetal-pipe hydroforming [J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2014, 136 (6): 1-10.
- [14] 李兰云, 张阁, 刘静, 等. 初始间隙对双金属复合管液压成形的影响研究 [J]. *热加工工艺*, 2019, 48 (5): 136-140.
- LI Lanyun, ZHANG Ge, LIU Jing, et al. Effect of initial clearance on hydroforming of bimetallic clad pipe [J]. *Hot Working Technology*, 2019, 48 (5): 136-140.
- [15] WANG F C, LI W, HAN L H. Interaction behavior between outer pipe and liner within offshore lined pipeline under axial compression [J]. *Ocean Engineering*, 2019, 175: 103-112.
- [16] YUAN L, KYRIAKIDES S. Hydraulic expansion of lined pipe for offshore pipeline applications [J]. *Applied Ocean Research*, 2021, 108: 102523.
- [17] YUAN L, GONG S F, JIN W L, et al. Analysis on buckling performance of submarine pipelines during deepwater pipe-laying operation [J]. *China Ocean Engineering*, 2009, 23 (2): 303-316.
- [18] API 5L-2007, Specification for line pipe [S].
- [19] HARRISON B, YUAN L, KYRIAKIDES S. Measurement of lined pipe liner imperfections and the effect on wrinkling and collapse under bending [C] // *Asme International Conference on Ocean*. South Korea, 2016: 54539.