DOI: 10.3901/JME.2015.10.062

基于 Bazier 效应的薄壁管材连续矫直截面变形研究*

张子骞 颜云辉 杨会林

(东北大学机械工程与自动化学院 沈阳 110004)

摘要: 薄壁管材在连续矫直过程中会在大弯曲变形阶段发生截面扁化(即 Bazier 效应), 最大扁化量作为重要工艺参数, 用以控制截面变形程度防止管材屈曲失稳。而目前现场仍沿用经验图表结合人工经验和反复试矫对其进行估定, 亟待建立针对性的最大扁化量数学模型以指导生产, 为此在对薄壁管材弯曲扁化变形应变分析的基础上, 基于薄壳弹塑性理论及其相关假设, 确定管材单位长度的应变能, 运用最小势能原理得到最大扁化量解析模型, 该模型与管材轴线的弯曲半径、管材的材料参数和几何参数有关。在应用现场试验证明有限元动态仿真可行性的基础上, 通过大量仿真试验证明数学模型的正确性, 为继续深入研究矫直相关工艺参数的合理设置、完善薄壁管材矫直理论体系奠定基础。

关键词: 薄壁管材; 连续矫直; Bazier 效应; 最大扁化量

中图分类号: TG301

Research of Section Deformation of Brazier Effect in Continuous Straightening a Thin-walled Tube

ZHANG Ziqian YAN Yunhui YANG Huilin

(School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University, Shenyang 110004)

Abstract: It is well known that bending of the thin-walled tubes when continuous straightening induces ovalization to the tube cross-section (that is called the Brazier effect), the maximal cross-sectional deformation as the main straightening technical parameter, is used to control the deformation degree under buckling limit, however, it is usually carried out based on the experiential data and chart by skilled labourers, whose art is based on long experience and experiments, the special theoretical model of the maximal cross-sectional deformation is immediately necessary. Therefore, the normal strain components are firstly obtained for the Brazier effect of the thin-walled tubes, and the strain energy of the thin-walled tube per unit length is got subsequently based on the elastic-plastic theory and relevant hypothesis of the thin-walled member, finally the mathematical model of maximal cross-sectional deformation in terms of curvature, material properties and geometric parameters of a tube, is presented by the principle of minimum potential energy. In order to certify whether it is correct, we have done some local experiments and also dynamic simulations by ANSYS/LS-DYNA, the results have shown that that the model is correct. This research can provide the basis for optimizing straightening technical parameters and completing the theory of thin-walled tube straightening.

Key words: thin-walled tube; continuous straightening; Brazier effect; maximal cross-sectional deformation

0 前言

近年来, 高精度薄壁金属管材在工业、军事、医疗、航空航天、石油化工等领域中的需求急剧上升, 为使管材具备较高的直线度和圆度, 必须在出厂或使用前对其进行精整矫直^[1]。

薄壁管材一般采用多斜辊矫直设备通过多组

轴向布置的等曲率矫直辊进行连续弯曲变形进而达到矫直的目的, 每对矫直辊采用单一曲率半径设计, 不同位置的矫直辊半径各不相同, 由于管材初始曲率的大小和方向沿轴线各处不同, 为此在入口处的初始矫直阶段, 矫直辊弯曲半径设置接近极限弯曲半径, 利用大塑性变形统一管材的弯曲程度, 进而使管材在后续矫直中各截面具有相同的初始曲率。而管材特别是薄壁管材在大弯曲过程中其截面会随弯曲程度的增加不断扁化(即 Bazier 效应), 当弯曲增加到一定程度, 截面的扁化将无法恢复而发生屈

* 国家自然科学基金资助项目(51374063)。20140527 收到初稿, 20140928 收到修改稿

曲失稳, 为此必须控制最大扁化量使其小于极限扁化量, 建立精确的最大扁化量解析模型则尤为重要。

一直以来, 许多学者对薄壁管材在弯曲过程中的截面扁化问题进行研究: YU 等^[2]给出了处理弯曲时截面扁化变形的普遍方法和原理, 但针对具体问题尚需较多针对性工作, 同时用弹簧支撑的简单梁模型来解释弯曲扁化机理, 虽直观但并不适合精确计算; KNASTER 等^[3]应用能量理论分析了截面椭圆化对薄壁壳体设计的影响, 但其建立的变形能解析模型针对特定问题并不具有一般性; TATTING 等^[4]基于非线性板壳理论的相关原理建立了控制微分方程组, 以此分析各向同性圆柱壳体的材料和结构参数对纯弯曲响应的影响, 但微分方程组求解困难, 且解与试验结果尚存在一定差距; POONAYA 等^[5-6]运用塑性铰线方法建立了薄壁管材塑性弯曲时截面扁化的几何形态方程, 得到了弯矩随弯曲中心角的变化情况, 进而可确定扁化后的截面直径, 但其研究条件为管材截面塑性屈曲的极限状态, 而矫直过程中管材截面尚未发生塑性失稳畸变, 因此其相关理论亦不适应; JIANG 等^[7]应用数控弯管机对中等强度的 TA18 管弯曲时的变形行为进行研究, 得到了不同规格管材的截面扁化率随弯曲角的扁化关系曲线; MESHII 等^[8]运用有限元法对薄壁管材在弯曲载荷下的变形行为进行分析, 得到了截面弯矩与变形位移的关系曲线; MICHAEL 等^[9]利用经验公式处理平面弯曲条件下薄壁管材的弯矩与截面椭圆率的关系; 但由试验和仿真结果得到的数据图表以及经验公式往往针对特定试验条件下的特定管材, 适应性和可移植推广性差。综上所述, 目前尚无用于确定薄壁管材矫直过程中截面扁化的最大扁化量模型, 现场仍然采用人工经验和反复试矫对其进行估定, 为此本文在对薄壁管材弯曲扁化变形应变分析的基础上, 基于薄壳弹塑性理论及其相关假设, 确定了管材单位长度的应变能, 运用最小势能原理得到了最大扁化量模型, 运用 ANSYS/LS-DYNA 对薄壁管材弯曲扁化的过程进行动态仿真, 结果说明了模型是近似正确的, 为薄壁管材矫直曲率半径的设置提供理论依据, 为完善薄壁管材矫直理论奠定基础。

1 Brazier 效应与基本假设

薄壁管材在进入多斜辊矫直机后, 首先经过的一组矫直辊采用小曲率半径设计, 利用大弯曲过程统一管材沿轴线各处的初始弯曲, 因该处变形程度较大故可忽略管材横截面的初始变形, 认为矫直前

管材截面是半径为 r 的正圆, 如图 1 中弧 AB 对应的正圆所示, 管材在辊缝中大变形弯曲时截面发生扁化, 假设扁化后截面形状为椭圆, 如图 1 中弧 A_1B_1 对应的椭圆所示, 长半轴相对于 r 的增加量与短半轴相对于 r 的减小量相等, 为最大扁化量的一半^[2], 当管材离开矫直辊后发生弹性恢复, 假设弹复后的截面仍为椭圆, 如图 1 中虚线椭圆所示, 而在整个变形过程中可认为初始截面上 A 点无 x 向位移, B 点无 y 向位移。

图 1 薄壁管材截面中层微元变形图

同时, 数学建模的过程中需要引入以下假设。

- (1) 材料是均质、连续及各向同性, 忽略管壁局部卸载现象。
- (2) 由文献[1]的研究知: 薄壁管矫直变形过程中的中性层偏移较小, 故可认为轴向弯曲中性层与管材中心层重合。
- (3) 由薄壳理论知: 因管壁很薄, 故忽略管材在变形过程中的壁厚变化, 同时由于径向正应力远小于其他应力, 可忽略不计; 任意垂直于中心轴的管材截面在矫直过程中始终为平面且与中心轴保持垂直; 相邻两截面间无倾斜扭曲, 因此横剪力看成一个足够小的量, 由横向切应变引起的横截面任何变形可以忽略^[10]。
- (4) 弯曲扁化变形过程中的塑性区域遵循体积不变原则。

(5) 弯曲扁化过程中的等效应力 $\bar{\sigma}$ 与等效应变 $\bar{\varepsilon}$ 在塑性变形区域采用双线性强化模型: $\bar{\sigma} = \sigma_s + E_1(\bar{\varepsilon} - \sigma_s/E)$ 。其中, E 为弹性模量, E_1 为切线模量, σ_s 为材料屈服强度。

2 弯曲扁化的应变分析

在分析薄壁管材横截面任意位置的应变时需

要从旋转壳体的中面应变分析入手,薄壁管材的弯曲扁化变形可以用壳体任意点的三个位移分量来描述,即横截面的周向位移为 u ,以 φ 增大的方向为正,平行于壳体轴线的轴向位移 v ,以弯曲中心角 θ 增大的方向为正,垂直于中面的径向位移 w ,以直径增大的方向为正。

这里首先分析沿圆周方向的周向应变 ε_φ ,它是由 u 和 w 共同作用引起的。如图 1 所示,在初始圆形截面的中面上任取圆弧微元 PQ ,首先单独考虑 PQ 在周向位移 u 作用下的长度增量,若 P 点移动 u 到 P' ,则 Q 点移动 $u + \frac{\partial u}{\partial \varphi} d\varphi$ 至 Q' 点,由此周向位移作用下圆弧 PQ 的长度增量

$$\Delta_1 = u + \frac{\partial u}{\partial \varphi} d\varphi - u = \frac{\partial u}{\partial \varphi} d\varphi$$

再单独考虑圆弧 PQ 在径向位移 w 作用下的长度增量,如图 1 所示, P 点沿径向移动到 P'' 点, Q 点沿径向移动到 Q'' 点,初始圆弧 PQ 的长度为 $rd\varphi$,同时由径向位移 $PP'' = w$,故变形后圆弧 $P''Q''$ 的长度为 $(r-w)d\varphi$,则在 w 作用下圆弧 PQ 的长度增量

$$\Delta_2 = P''Q'' - PQ = (r-w)d\varphi - rd\varphi = -wd\varphi$$

将径向和周向的长度增量叠加得到总长度增量,即可得薄壁管壳中面任意点的周向应变

$$\varepsilon_\varphi = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{rd\varphi} = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} - w \right) \quad (1)$$

而后分析管材轴线方向的应变 ε_θ ,当管材在矫直辊中进行弯曲时,轴线的曲率半径为 R_w ,对应的弯曲中心角为 θ_w ,则由假设(2),管材的轴向弯曲中性层为中心层在变形时长度不变,故管材的初始长度为 $R_w\theta_w$,则此时管材中面任意点的轴向应变

$$\varepsilon_\theta = \frac{R_{wp}\theta_w - R_w\theta_w}{R_w\theta_w} \quad (2)$$

式中 R_{wp} ——弯曲时管壳中面任意点的轴向曲率半径。

由图 1 所示,以 P 点为例,若管材弯曲时截面不发生扁化,则 $R_{wp} = R_w + PT_1 = R_w + r\sin\varphi$,而由于截面的扁化,在周向位移 u 和径向位移 w 的共同作用下 P 运动到 P_1 点,此时该点的轴向弯曲半径为 $R_{wp} = PT'_1 + P''T'' + R_w$,由图 1 中的几何关系故 P_1 点的轴向弯曲半径可表示为

$$R_{wp} = R_w + (r-w)\sin\varphi + u\cos\varphi \quad (3)$$

将式(3)代入式(2)得管材中面任意点的轴向

应变

$$\varepsilon_\theta = \frac{(r-w)\sin\varphi + u\cos\varphi}{R_w} \quad (4)$$

而由参考文献[11]知,距管壳中面为 z 的平行曲面任意点的应变可表示为

$$\begin{cases} \varepsilon_\varphi^{(z)} = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial u^{(z)}}{\partial \varphi} - w^{(z)} \right) \frac{r}{r+z} \\ \varepsilon_\theta^{(z)} = \frac{(r-w^{(z)})\sin\varphi + u^{(z)}\cos\varphi}{R_w} \frac{R_w + r\sin\varphi}{R_w + r\sin\varphi + z} \end{cases} \quad (5)$$

式中 $u^{(z)}, w^{(z)}$ ——距中面为 z 的平行曲面上任意点的周向和径向位移。

由文献[11]知

$$\begin{cases} u^{(z)} = u + z \left(\frac{u}{R} - \frac{1}{A} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right) \\ w^{(z)} = w \end{cases} \quad (6)$$

式中 R ——周向主曲率半径,由图 1 知 $R = r$;

A ——周向拉梅(Lame)系数,由拉梅系数的几何意义知 $A = r$ 。

故将式(6)代入式(5)得

$$\begin{cases} \varepsilon_\varphi^{(z)} = \frac{1}{r+z} \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} + \frac{z}{r} \frac{\partial u}{\partial \varphi} - \frac{z}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} - w \right) \\ \varepsilon_\theta^{(z)} = \frac{(r-w)\sin\varphi + \left[u + z \left(\frac{u}{r} - \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right) \right] \cos\varphi}{R_w} \times \frac{R_w + r\sin\varphi}{R_w + r\sin\varphi + z} \end{cases} \quad (7)$$

由于管壁很薄,故 $z/r \approx 0$,因此式(7)中 $\varepsilon_\theta^{(z)}$ 可表示为

$$\varepsilon_\varphi^{(z)} \approx \frac{1}{r} \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} - w \right) = \varepsilon_\varphi \quad (8)$$

由于 $z \left(\frac{u}{r} - \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right) \cos\varphi \ll R_w$,且 z 相对于 R_w 可

忽略不计,则 $1 + \frac{z}{R_w + r\sin\varphi} \approx 1$,因此式(7)中 $\varepsilon_\theta^{(z)}$ 可表示为

$$\varepsilon_\theta^{(z)} \approx \frac{(r-w)\sin\varphi + u\cos\varphi}{R_w} = \varepsilon_\theta \quad (9)$$

故距中面为 z 的平行曲面上任意点的应变近似等于中面应变,而式(8)、(9)中的周向位移 u 和径向位移 w 可以用三角级数近似表示

$$\begin{cases} u = r \sum_{i=1}^n \zeta_i \sin(2i\varphi) \\ w = r \sum_{i=1}^n \eta_i \cos(2i\varphi) \end{cases} \quad (10)$$

式中 ζ_i, η_i ——待定系数。

为简化计算, 这里仅取级数的第一项, 即

$$\begin{cases} u = r\zeta \sin 2\varphi \\ w = r\eta \cos 2\varphi \end{cases} \quad (11)$$

将式(11)代入式(8)、(9)得

$$\begin{cases} \varepsilon_\varphi^{(z)} \approx (2\zeta - \eta) \cos 2\varphi \\ \varepsilon_\theta^{(z)} \approx \frac{(r - r\eta \cos 2\varphi) \sin \varphi + r\zeta \sin 2\varphi \cos \varphi}{R_w} \end{cases} \quad (12)$$

3 弯曲扁化变形区的本构关系

在管材轴向弯曲中性层附近的一部分矫直变形区域为弹性变形区, 其余均为塑性变形区域, 而在分析弯曲扁化问题时, 由于弯曲变形程度较大, 弹性变形区相对很小可忽略不计, 故采用塑性理论分析弯曲扁化变形区的本构关系。这里采用 J_2 形变理论, 由假设(5), 变形区可视为平面应力状态, 故变形区距中面为 z 的平行曲面任意一点的应变又可表示为

$$\begin{cases} \varepsilon_\varphi^{(z)} = \frac{1}{E'} \left(\sigma_\varphi^{(z)} - \frac{1}{2} \sigma_\theta^{(z)} \right) \\ \varepsilon_\theta^{(z)} = \frac{1}{E'} \left(\sigma_\theta^{(z)} - \frac{1}{2} \sigma_\varphi^{(z)} \right) \end{cases} \quad (13)$$

式中, $E' = \bar{\sigma}/\bar{\varepsilon}$ 为塑性模量, 是与材料性质和加载历史有关的变量。由式(13)知距中曲面为 z 的平行曲面任意一点的周向应力为

$$\begin{cases} \sigma_\varphi^{(z)} = \frac{2}{3} E' (2\varepsilon_\varphi^{(z)} + \varepsilon_\theta^{(z)}) \\ \sigma_\theta^{(z)} = \frac{2}{3} E' (2\varepsilon_\theta^{(z)} + \varepsilon_\varphi^{(z)}) \end{cases} \quad (14)$$

由假设(5), 塑性变形区的等效应力与等效应变采用双线性强化模型

$$\bar{\sigma} = \sigma_s + E_1 \left(\bar{\varepsilon} - \frac{\sigma_s}{E} \right) \quad (15)$$

因此, 塑性模量 E' 可表示为

$$E' = \frac{\bar{\sigma}}{\bar{\varepsilon}} = \frac{\sigma_s - \frac{E_1 \sigma_s}{E}}{\bar{\varepsilon}} + E_1 \quad (16)$$

因变形区遵循金属塑性变形的规律, 由假设(4)知

$$\varepsilon_\varphi^{(z)} + \varepsilon_\theta^{(z)} = 0 \quad (17)$$

而由假设(3), 并考虑式(17), 平面变形下塑性区的等效应变可表示为

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{3}} |\varepsilon_\varphi^{(z)} - \varepsilon_\theta^{(z)}| = \frac{2}{\sqrt{3}} |\varepsilon_\varphi^{(z)}| \quad (18)$$

将式(18)代入式(16)得

$$E' = \frac{\sigma_s - \frac{E_1 \sigma_s}{E}}{\frac{2}{\sqrt{3}} |\varepsilon_\varphi^{(z)}|} + E_1 \quad (19)$$

将式(19)、(17)代入式(14)得

$$\begin{cases} \sigma_\varphi^{(z)} = \frac{2}{3} \left(\frac{\sigma_s - \frac{E_1 \sigma_s}{E}}{\frac{2}{\sqrt{3}} |\varepsilon_\varphi^{(z)}|} + E_1 \right) \varepsilon_\varphi^{(z)} \\ \sigma_\theta^{(z)} = \frac{2}{3} \left(\frac{\sigma_s - \frac{E_1 \sigma_s}{E}}{\frac{2}{\sqrt{3}} |\varepsilon_\theta^{(z)}|} + E_1 \right) \varepsilon_\theta^{(z)} \end{cases} \quad (20)$$

4 最大扁化量数学模型

为确定位移与应变中的待定系数, 这里使用能量理论, 管材单位长度的应变能可以表示为

$$U_m = \frac{1}{2} \iiint_{(V)} (\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y) dV = \frac{1}{2} \iiint_{(V)} (\sigma_\varphi^{(z)} \varepsilon_\varphi^{(z)} + \sigma_\theta^{(z)} \varepsilon_\theta^{(z)}) r d\varphi dz \cdot 1 \quad (21)$$

由于管材为轴对称结构, 故在轴向弯曲的拉伸侧取 1/4 管材(即图 1 所示的管材截面), 用以计算应变能, 由于弯扁过程的变形程度尚未到达管材的失稳极限, 而管材在弯曲失稳时通常首先发生内表面的起皱, 而后才是截面的畸变失稳, 因此在弯曲扁化过程中截面的畸变程度相对较小, 故变形区的应力应变状态仍由轴向弯曲决定, 故有轴向应变 $\varepsilon_\theta^{(z)} > 0$, 由式(17)塑性变形的体积不变定律知 $\varepsilon_\varphi^{(z)} < 0$, 因此对于如图 1 所示的管材, 式(20)变为

$$\begin{cases} \sigma_\varphi^{(z)} = -\frac{1}{\sqrt{3}} \left(\sigma_s - \frac{E_1 \sigma_s}{E} \right) + \frac{2}{3} E_1 \varepsilon_\varphi^{(z)} \\ \sigma_\theta^{(z)} = \frac{1}{\sqrt{3}} \left(\sigma_s - \frac{E_1 \sigma_s}{E} \right) + \frac{2}{3} E_1 \varepsilon_\theta^{(z)} \end{cases} \quad (22)$$

将式(22)代入(21)并考虑式(12), 故单位长度的应变能为

$$\begin{aligned}
U_m = & 2r \int_0^{\frac{\pi}{2}} \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} \left\{ \left[-\frac{1}{\sqrt{3}} \left(\sigma_s - \frac{E_1 \sigma_s}{E} \right) + \frac{2}{3} E_1 \varepsilon_{\phi}^{(z)} \right] \varepsilon_{\phi}^{(z)} + \right. \\
& \left. \left[\frac{1}{\sqrt{3}} \left(\sigma_s - \frac{E_1 \sigma_s}{E} \right) + \frac{2}{3} E_1 \varepsilon_{\theta}^{(z)} \right] \varepsilon_{\theta}^{(z)} \right\} d\phi dz = \\
& \frac{4rt}{3} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[E_1 (\varepsilon_{\phi}^2 + \varepsilon_{\theta}^2) + \frac{\sqrt{3} \sigma_s}{2} \left(1 - \frac{E_1}{E} \right) (\varepsilon_{\theta} - \varepsilon_{\phi}) \right] d\phi
\end{aligned} \quad (23)$$

将轴向和周向应变的表达式(12)代入式(23), 经积分化简整理得

$$\begin{aligned}
U_m = & \frac{4rt}{3} E_1 \left[\frac{\pi r^2}{8R_w^2} (2 + 2\zeta + \zeta^2 + 2\eta + \eta^2) + \right. \\
& \left. \frac{1}{4} \pi (4\zeta^2 - 4\zeta\eta + \eta^2) \right] + \frac{2rt}{\sqrt{3}} \left(\sigma_s - \frac{E_1 \sigma_s}{E} \right) \times \\
& \frac{r}{R_w} \left(\frac{1}{3} \eta + 1 + \frac{2}{3} \zeta \right)
\end{aligned} \quad (24)$$

由最小势能原理, 参数 ζ 、 η 的改变应使总应变能 U_m 取极小值, 因此有

$$\frac{\partial U_m}{\partial \zeta} = \frac{\partial U_m}{\partial \eta} = 0 \quad (25)$$

将式(24)代入式(25), 经简化得

$$\begin{cases} \frac{\partial U_m}{\partial \zeta} = \frac{4}{3} E_1 \left[\frac{\pi r^2}{4R_w^2} (1 + \zeta) + \pi (2\zeta - \eta) \right] + \\ \quad \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\sigma_s - \frac{E_1 \sigma_s}{E} \right) \frac{r}{R_w} \cdot \frac{2}{3} = 0 \\ \frac{\partial U_m}{\partial \eta} = \frac{4}{3} E_1 \left[\frac{\pi r^2}{4R_w^2} (1 + \eta) + \frac{1}{2} \pi (-2\zeta + \eta) \right] + \\ \quad \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\sigma_s - \frac{E_1 \sigma_s}{E} \right) \frac{r}{R_w} \cdot \frac{1}{3} = 0 \end{cases} \quad (26)$$

令

$$S_1 = \frac{\pi E_1 r^2}{3R_w^2} \quad S_2 = \frac{2}{3} E_1 \pi \quad S_3 = \frac{2\sigma_s}{3\sqrt{3}} \frac{r(E - E_1)}{ER_w}$$

经整理式(26)变为

$$\begin{cases} (S_1 + 4S_2)\zeta - 2S_2\eta = -2S_3 - S_1 \\ -2S_2\zeta + (S_1 + S_2)\eta = -S_3 - S_1 \end{cases} \quad (27)$$

解方程组可得参数 ζ 、 η 为

$$\begin{cases} \zeta = \frac{(S_3 + S_1)2S_2 + (2S_3 + S_1)(S_1 + S_2)}{4S_2^2 - (S_1 + S_2)(S_1 + 4S_2)} \\ \eta = \frac{(2S_3 + S_1)2S_2 + (S_3 + S_1)(S_1 + 4S_2)}{4S_2^2 - (S_1 + S_2)(S_1 + 4S_2)} \end{cases} \quad (28)$$

由图 1 知壳体中面点 A 径向移动量 δ 的 2 倍即

为截面弯曲扁化的最大扁化量 δ_a , 此处 $\varphi = \pi/2$, 代入式(11)的径向位移中有

$$\delta_a = 2\delta = |-2r\eta| \quad (29)$$

显然, 式(29)确定的最大弯曲扁化量与管材轴线的弯曲半径、管材的材料参数和几何参数有关。

5 现场与仿真试验验证

为验证最大弯曲扁化量模型的正确性需要进行现场试验, 这里采用 YC10GJ-70 12 斜辊薄壁管材矫直机, 如图 2 所示, 第 1、3、4、6 对辊采用准双曲线辊形, 第 2、5 对辊采用深、浅凹形等曲率矫直辊, 管材在第 2 对辊缝中通过大弯曲变形使初始曲率统一, 故在此处测量管材截面的最大扁化量。试验选用 10 根初始弯曲程度相近的不锈钢 1Cr18Ni9Ti 薄壁管材, 屈服强度 $\sigma_s = 205$ MPa, 弹性模量 $E = 206$ GPa, 管材外径 $d = 21$ mm, 壁厚 $\delta = 1$ mm, 将管材依次送入矫直机在通过第 3 对辊后停机, 此时对管材在第 2 对辊缝中的最大截面扁化量进行粗测(第 2 对辊的弯曲半径 $R_w = 4.26$ m), 近似结果列于表 1 中, 这里去掉数据的最大和最小值, 而后将平均值作为试验值, 得到截面的最大扁化量为 2.27 mm, 而由式(29)计算的最大弯曲扁化量为 2.59 mm, 理论值的偏差量约为 10%, 分析误差的原因是由于在现场试验中, 管材被矫直辊压紧, 测量管径只能靠卡尺卡在矫直辊与管材间的缝隙测量, 所测位置并不能保证为截面扁化的最大位置, 故实测值偏小。

图 2 现场试验用 YC10GJ-70 12 斜辊薄壁管材矫直机

表 1 最大扁化量的现场试验值

管材序号	最大扁化量/mm	管材序号	最大扁化量/mm
1	2.26	6	2.52
2	2.03	7	2.28
3	2.33	8	2.31
4	2.36	9	2.42
5	1.88	10	2.15

而单凭一种规格管材的试验数据比对并不足以说明模型的正确性, 需要更多试验验证。但当管材规格发生改变, 矫直辊需要重新加工, 而管材在矫直辊上下压紧的状态下测量位置的正确性和测量结果的准确性均很难保证, 为此采用 ANSYS/LS-DYNA 对薄壁管材弯曲扁化过程进行动态仿真试验, 为突出轴向弯曲对管材截面造成的扁化, 忽略辊形、辊距、倾角、压下量等因素的影响, 建立了如图 3a 所示的有限元模型, 仿真时管材在上弯曲模的带动下被压入到下部两个支撑辊中, 当上弯曲模与薄壁管材完全重合时, 管材轴线的弯曲半径即为上弯曲模的半径 $R_w = 4.26 \text{ m}$, 此时管材在小弯曲半径下发生弹塑性变形, 这里取管材长度方向上中点处的横截面 $n-n$, 图 3b 为此时截面 $n-n$ 的形状与应力强度云

图 3 薄壁管材弯曲扁化过程动态仿真结果

图, 可见应力水平较高, 截面与正圆相比发生了扁化。为准确确定弯曲扁化变形过程中截面的最大扁化量, 分析管材截面变形程度最大的 2 个节点 C、D(图 3b)的纵向(y 向)坐标随时间的变化情况, 如图 3c 所示, 当 $t=1 \text{ s}$ 时 C、D 两点最小径向距离约为 18.6 mm , 故最大弯曲扁化量约为 2.4 mm , 仿真试验与现场试验结果吻合较好, 说明有限元仿真的适用性。

由此可由仿真试验代替现场试验对理论模型进一步验证。在相同薄壁管材参数的前提下, 应用式(29)计算了典型弯曲半径下管材截面的最大扁化量理论值如图 4 所示, 并采用一系列仿真试验确定了相同弯曲半径下对应的截面最大扁化量的仿真值, 运用多项式拟合了仿真值曲线如图 4 所示, 由图 4 中的误差棒图可见: 理论值与仿真值的偏差基本控制在 10% 以内, 而误差较大的区域集中出现在弯曲半径较大的地方, 在这部分区域弯曲程度较小在实际矫直过程中截面的扁化基本可以忽略不计。

图 4 截面最大扁化量的理论值与仿真值随弯曲半径的变化关系

同理, 在相同弯曲变形程度下, 确定了不同材质、不同直径和壁厚下薄壁管材截面最大弯曲扁化量的理论值和仿真值列于表 2 中, 通过误差分析发现, 除一组数据的偏差较大以外, 其余各组数据偏差均控制在 10% 以内, 分析原因该组数据的直径与壁厚比值约为 10, 已不再属于薄壁壳体的范畴, 不符合建模时的薄壁壳体假设, 因此其计算结果可排除在外。

同时由图 4 可见, 截面最大扁化量的理论计算值在弯曲半径较小的地方比仿真值大, 而表 2 中最大扁化量的理论值均比仿真值大, 这说明按照模型的计算结果进行的截面极限扁化量控制会偏于安全。这样通过上述图表有利证明了最大扁化量理论模型的正确性。

表 2 不同薄壁管材在相同弯曲程度下的最大扁化量的理论值与仿真值

材料	屈服强度/MPa	割线模量/GPa	管材直径/m	管材壁厚/m	弯曲半径/m	截面最大弯曲扁化量的理论值/mm	截面最大弯曲扁化量的仿真值/mm	误差(%)
1Cr18Ni9Ti	205	2.06	0.021	0.000 8	4.26	2.91	2.9	0.3
			0.021	0.001 0	4.26	2.65	2.4	10
			0.021	0.002 0	4.26	2.16	1.8	20
			0.048	0.001 0	9.65	3.73	3.5	6.5
40Cr	440	2.06	0.021	0.001 0	2.00	1.92	1.8	6.6

6 结论

(1) 本文建立薄壁管材矫直过程中弯曲扁化的最大扁化量数学模型, 可计算不同弯曲半径、不同材料和结构参数的管材弯曲扁化时的最大扁化量, 经现场试验和动态仿真试验证明是近似正确的。

(2) 通过对理论值和仿真值的对比发现: 理论值通常比仿真值大, 但误差在 10% 以内, 因此按照理论值进行的截面极限扁化量控制会偏于安全。

(3) 本文所建立的数学模型为薄壁管材矫直工艺参数的确定提供了理论依据, 但仍需大量试验对其进行验证和完善, 同时文中所采用的方法可推广移植到其他形状截面管材弯曲扁化工艺量的确定中去。

参 考 文 献

- [1] 张子骞, 颜云辉, 杨会林. 薄壁管材矫直曲率半径数学模型及其验证[J]. 机械工程学报, 2013, 49(11): 160-168.
ZHANG Ziqian, YAN Yunhui, YANG Huilin. The straightening curvature-radius model for the thin-walled tube and its validation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(11): 160-168.
- [2] YU Tongxi, ZHANG Liangchi. Plastic bending: Theory and application[M]. Singapore: World Scientific Publishing Co., Pte. Ltd., 1996.
- [3] KNASTER J, TORTORA G, VENESS R. The brazier effect and its influence in the design of beampipes for particle colliders[J]. Vacuum, 2001, 64(2): 91-98.
- [4] TATTING B F, GÜRDAL Z, VASILIEV V V. The brazier effect for finite length composite cylinders under bending[J]. International Journal of Solids and Structures, 1997, 34(12): 1419-1440.
- [5] POONAYA S, TEEBOONMA U, THINVONGPITUK C. Plastic collapse analysis of thin-walled circular tubes subjected to bending[J]. Thin-Walled Structures, 2009, 47(6-7): 637-645.
- [6] LIU Yucheng, DAY M L. Bending collapse of thin-walled circular tubes and computational application[J]. Thin-Walled Structures, 2008, 46(4): 442-450.
- [7] JIANG Zhiqiang, ZHAN Mei, YANG He, et al. Deformation behavior of medium-strength ta18 high-pressure tubes during NC bending with different bending Radii[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2011, 24(5): 657-664.
- [8] MESHII T, ITO Y. Proposal of failure criterion applicable to finite element analysis results for wall-thinned pipes under bending load[J]. Nuclear Engineering and Design, 2012, 242: 34-42.
- [9] MICHAEL T C, VEERAPPAN AR, SHANMUGAM S. Effect of ovality and variable wall thickness on collapse loads in pipe bends subjected to in-plane bending closing moment[J]. Engineering Fracture Mechanics, 2012, 79: 138-148.
- [10] ZHANG Ziqian, YAN Yunhui, YANG Huilin. A new stress mathematical model of deformation zone while straightening thin-walled tube[J]. Advanced Materials Research, 2013, 653: 1488-1493.
- [11] 何福保, 沈亚鹏. 板壳理论[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1993.
HE Fubao, SHEN Yapeng. Plate theory[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1993.

作者简介: 张子骞(通信作者), 男, 1980 年出生, 博士, 讲师。主要研究方向为冶金装备可视化智能化设计及冶金产品质量控制。

E-mail: zqzhang@me.neu.edu.cn

颜云辉, 男, 1960 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为冶金产品表面质量监控与评价、装备可视化设计。

E-mail: yhyan@me.neu.edu.cn