

管材成形

## 非薄壁长管类零件校直量计算建模和仿真验证

刘 阔, 张 超, 朱俊澄, 李 凯, 王永青

(大连理工大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116024)

**摘要:** 针对目前国内长管类零件校直量严重依赖人工经验且校直精度低、效率低的问题, 开展了长管类零件校直量计算模型研究。基于弹塑性变形理论, 通过探究校直过程中长管类零件的变形规律, 明确校直力与变形挠度的关系, 进而推导并建立了校直量计算模型, 可通过此模型计算一定初始变形下校直管件所需的校直量。使用 Matlab 实现了模型的编程计算, 并基于 ANSYS 软件进行了长管类零件校直过程的模拟仿真, 验证了模型的计算精度。验证结果表明: 模型计算结果与仿真分析结果的相对误差小于 10%, 精度较高, 可作为校直量制定的重要参考。

**关键词:** 管件; 压力校直; 校直量; 弹塑性变形; 变形挠度; 校直力

**DOI:** 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.10.012

**中图分类号:** G941 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2023) 10-0081-07

## Modeling and simulation verification on straightening amount calculation for non-thin-walled long pipe parts

Liu Kuo, Zhang Chao, Zhu Juncheng, Li Kai, Wang Yongqing

(School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

**Abstract:** For the current problem that the straightening amount of long pipe parts in China relied heavily on manual experience and had low straightening accuracy and low efficiency, the calculation model of the straightening amount of long pipe parts was studied. Then, based on the elasto-plastic deformation theory, the relationship between the straightening force and the deformation deflection of long pipe parts was clarified by exploring the deformation law of long pipe parts in the process of straightening, and the calculation model of straightening amount was derived and established, which could calculate the required straightening amount of pipe parts under certain initial deformation. Furthermore, the programming calculation for the model was realized by Matlab, and the simulation of the straightening process of the long pipe parts was carried out based on software ANSYS, which verified the calculation accuracy of the model. The verification results show that the relative error between the model calculation results and the simulation analysis results is less than 10%, and the accuracy is high, which can be used as an important reference for formulating the straightening amount.

**Key words:** pipe fittings; pressure straightening; straightening amount; elasto-plastic deformation; deformation deflection; straightening force

长管为一类长径比大于 5 的管状零件, 在能源、军工和航天等领域有着广泛应用, 管件的直线度是衡量其质量的重要因素。例如, 火炮身管是一种典型长管类零件, 作为火炮的核心零件, 身管弯曲会降低发射精度, 还可能导致弹丸运动受阻而发生炸膛等事故。因此, 需对此类零件进行校直。

长管类零件校直一般采用压弯式校直方法, 校

直量是影响校直质量最重要的因素。国内外大量学者进行了相关校直理论的研究。Natarajan A 等<sup>[1]</sup>基于塑性变形理论, 研究了类梁零件冷成形过程中的弯矩-曲率模型, 并通过实验得出了矫直成形的变形关系。王立权等<sup>[2]</sup>对管道校直的理论模型进行了研究, 得出校直量与曲率的关系, 并研究了材料参数和尺寸参数对校直曲率的影响, 采用仿真分析的方法验证了模型。但关于变形曲率的研究存在实际校直过程中曲率不易测量的问题, 限制了研究的实用性<sup>[3]</sup>。Zang Y 等<sup>[4]</sup>建立了电机轴的校直量预测模型, 提出了综合影响因子, 并通过有限元仿真的方式建立了综合影响因子参数表, 但与早期建立的经验公式方法类似, 均需要通过大量的仿真或实验工作积累数据, 过程耗时长且通用性差<sup>[5]</sup>。部分学者

收稿日期: 2022-08-09; 修订日期: 2022-11-13

基金项目: 辽宁省科技重大专项 (2020JH1/10100016); 辽宁省‘兴辽英才计划’项目 (XLYC1807081)

作者简介: 刘 阔 (1983-), 男, 博士, 教授

E-mail: liukuo0727@qq.com

通信作者: 张 超 (1998-), 男, 硕士研究生

E-mail: 3254283786@qq.com

基于弹塑性变形理论建立了适用于轴、条材等零件的校直量预测公式<sup>[6-9]</sup>,并结合计算机仿真等技术对理论研究进行补充和完善<sup>[10]</sup>。在此基础上,赵军等<sup>[10]</sup>通过引入修正系数,对埋弧焊管多点弯曲校直策略进行优化,减少了压点数量,并提高了数学计算模型的精度。Zhang Y G 等<sup>[11]</sup>提出了一种非对称硬化材料模型,构建了此材料模型下矩形截面金属棒材的加载、卸载过程的力矩解析模型。Mao H J 等<sup>[12]</sup>针对 I 型铁轨三点弯曲校直提出校直预测模型的形状补偿系数,简化了截面尺寸。有学者对板材矫直的残余应力进行了分析,为降低矫直残余应力问题提供了思路<sup>[13]</sup>。然而,目前这类研究大都针对轴类零件校直,而长管类零件校直量计算方面的研究较少。有学者针对性地进行了管件校直量方面的研究,初步建立了校直量计算模型,但基于理想弹塑性材料模型建立的校直量计算模型不适用于发生大塑性变形的大型非薄壁管件校直,且缺乏对最终模型计算精度的验证<sup>[14]</sup>。进一步结合机器学习等方法建立校直量预测模型,但前期需要大量的数据积累,限制了实际应用性<sup>[15-16]</sup>。实际校直中长管类零件的校直量参数制定在大多情况下还需靠人工经验确定,严重限制了校直质量和效率的提升。

本文针对长管类零件校直的实际需求,基于弹塑性变形的基本理论,研究校直力与变形挠度的关系,推导并建立校直量的预测计算模型,通过有限元仿真的方式对模型进行验证,对提高长管类零件的校直质量和效率具有重要意义。

## 1 长管类零件校直量计算模型

### 1.1 校直原理

长管类零件的校直一般采用压弯式校直方法,对管件弯曲部分的两端进行支承,在弯曲变形处施加压力使其发生反向弯曲变形,变形包括弹性变形和塑性变形,在压弯到一定程度后撤去压力,管件发生弹性回弹并产生永久变形(由塑性变形产生),管件得到校直。

部分学者基于对弯矩与变形曲率关系的研究建立了校直量的计算公式,但存在校直过程中管件的曲率不易测量、采用拟合方式得到的管件的曲率误差大等问题,逐渐不被采用。基于变形挠度计算校直量可以有效避免上述问题,也是实际应用中可采用的可靠方式。校直过程分为加载弹性变形阶段、加载弹塑性变形阶段和卸载阶段,管件各阶段的变

形挠度关系如图 1 所示。



图 1 变形挠度关系图

Fig. 1 Relationship diagram of deformation deflection

图 1 中,  $\delta_0$  为管件初始弯曲挠度,  $\delta_w$  为压弯挠度,  $\delta_c$  为残余挠度,  $\delta_\Sigma$  为总变形挠度,  $\delta_f$  为弹复挠度,  $\delta_s$  为塑性变形挠度。变形挠度向下凹记为+, 向上凸记为-, 得到公式 (1) 所示关系:

$$\begin{cases} \delta_\Sigma = \delta_w - \delta_0 \\ \delta_w = \delta_f + \delta_c \\ \delta_s = \delta_c - \delta_0 = \delta_\Sigma - \delta_f \end{cases} \quad (1)$$

### 1.2 校直力与变形挠度关系建模

#### (1) 材料本构模型

校直量计算与分析属于弹塑性问题, 早前学者们已经根据材料不同的应力-应变特性建立了几种材料的本构关系模型, 反映材料弹塑性变形阶段的金属力学性能。在相关研究中常使用理想弹塑性材料模型和线性强化材料模型, 为了尽可能地简化分析又同时兼顾准确性, 本文采用线性强化材料模型。线性强化材料模型是一种简化模型, 其应力-应变关系曲线如图 2 所示, 其中,  $\sigma$  为应力,  $\varepsilon$  为应变,  $\sigma_l$  为弹性极限应力,  $\varepsilon_l$  为弹性极限应变。将材料进入塑性变形阶段后的应力-应变关系以线性关系近似替代, 但相比于弹性变形阶段斜率明显要小。定义  $\lambda$  为线性强化系数,  $\lambda = \frac{E'}{E}$ , 其中,  $E$  为弹性模量,  $E'$  为切线模量。相较于很多研究者采用的理想弹塑性材料模型(理想弹塑性材料模型可以看作  $\lambda = 0$  的线性强化材料模型), 线性强化材料模型能够更好地反映材料深入塑性变形阶段的变形情况, 更适用于本文研究针对的外径与壁厚之比小于 10 的非薄壁长管类零件校直过程中的变形分析。

#### (2) 校直力-变形挠度关系模型

管件校直的受力情况如图 3 所示, 其中,  $R$  为管件外圆半径,  $r$  为内圆半径,  $R_l$  为弹性极限半径, 压力  $F$  作用于管件最大变形处, 支承点对称分布于压点两侧, 跨距为  $2l$ ,  $l_l$  范围内管件只发生了弹性变形,  $l_s$  范围内管件发生弹塑性变形。管件长度方向上各截面的弯矩  $M = Fx/2$ ,  $x$  为横坐标值。

管件校直加载阶段分为加载弹性变形阶段和加载弹塑性变形阶段。弹性变形阶段压点处校直力-

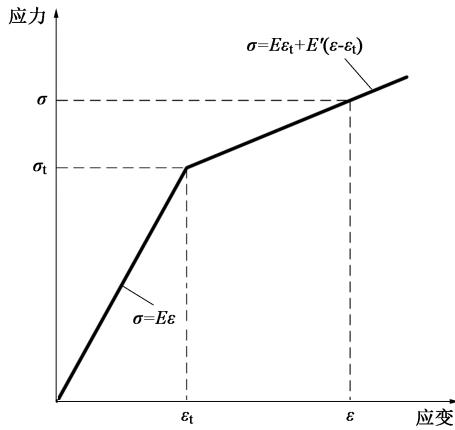


图2 线性强化材料本构模型

Fig. 2 Constitutive model of linear strengthening material

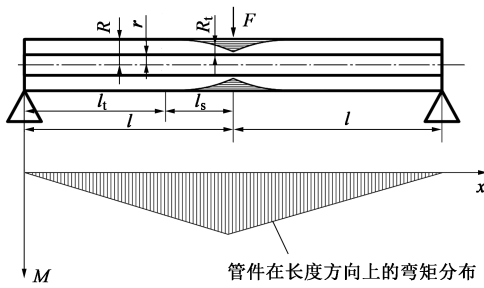


图3 管件校直受力模型

Fig. 3 Force model for pipe straightening

变形挠度的关系由材料力学可知:

$$\delta = \frac{Fl^3}{6EI} \quad (2)$$

式中:  $I$  为管件截面惯性矩;  $\delta$  为变形挠度。

进入弹塑性变形阶段后, 材料力学的公式不再适用。管件压点处变形挠度按照式 (3) 计算<sup>[6]</sup>:

$$\delta_{\Sigma} = \int_0^l x C_{\Sigma} dx \quad (3)$$

式中:  $C_{\Sigma}$  为管件总弯曲曲率。

管件全长上各点的  $C_{\Sigma}$  不同,  $C_{\Sigma}$  是关于坐标  $x$ 、压力  $F$  的函数。根据管件各点截面弯矩可以建立  $C_{\Sigma}$ 、 $x$ 、 $F$  三者的关系, 其截面弯矩计算可以看作外圆截面弯矩减内圆截面弯矩。管件的截面弯矩分为塑性变形未深入内径和塑性变形已深入内径两种情况进行分析。

#### (1) 塑性变形未深入内径

校直过程中的变形区分布及应变、应力分布如图4所示。其中,  $H$  为截面纵向高度。

由图4可以看出, 应变随  $H$  增加而均匀增加, 即  $\varepsilon = \varepsilon(H)$ , 截面应力分布为:

$$\begin{cases} \sigma = E\varepsilon_t + E'[\varepsilon(H) - \varepsilon_t] & R_t < H \leq R \\ \sigma = E\varepsilon(H) & 0 < H \leq R_t \end{cases} \quad (4)$$

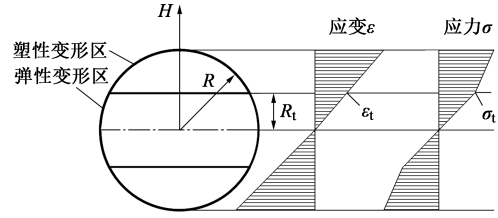


图4 圆截面的应力和应变分布

Fig. 4 Distribution of stress and strain in circular section

圆截面弯矩计算公式为:

$$M = 2 \int_0^{R_t} 2\sqrt{R^2 - H^2} \sigma_1(H) H dH + 2 \int_{R_t}^R 2\sqrt{R^2 - H^2} \sigma_2(H) H dH \quad (5)$$

式中:  $\sigma_1(H) = \frac{H\sigma_t}{R_t}$ ;  $\sigma_2(H) = (1-\lambda)\sigma_t + \frac{\lambda H}{\zeta R}\sigma_t$ ;  $\zeta$  为

弹区比,  $\zeta = \frac{R_t}{R}$ 。

将式 (5) 积分、整理后, 带入管件外圆半径  $R$  得外圆截面弯矩为:

$$M_R = \frac{\pi R^3 \sigma_t}{4} \left\{ \frac{4}{\pi} \left[ \left( \frac{5}{6} - \frac{\zeta^2}{3} \right) (1 - \zeta^2)^{\frac{1}{2}} + \frac{\arcsin \zeta}{2\zeta} \right] (1 - \lambda) + \frac{\lambda}{\zeta} \right\} \quad (6)$$

由于内圆未发生塑性变形, 根据材料力学可知内圆截面弯矩为:

$$M_r = \frac{\pi r^3}{4} \sigma_r \quad (7)$$

式中:  $\sigma_r = \sigma_t \frac{r}{R_t}$ 。

则管件截面弯矩为:

$$M = \frac{\pi R^3 \sigma_t}{4} \left\{ \frac{4}{\pi} \left[ \left( \frac{5}{6} - \frac{\zeta^2}{3} \right) (1 - \zeta^2)^{\frac{1}{2}} + \frac{\arcsin \zeta}{2\zeta} \right] \times (1 - \lambda) + \frac{\lambda}{\zeta} \right\} - \frac{\pi r^3}{4} \sigma_r = \frac{\pi R^3 \sigma_t}{4} \left\{ \frac{4}{\pi} \left[ \left( \frac{5}{6} - \frac{\zeta^2}{3} \right) \times (1 - \zeta^2)^{\frac{1}{2}} + \frac{\arcsin \zeta}{2\zeta} \right] (1 - \lambda) + \frac{\lambda}{\zeta} - \frac{a^4}{\zeta} \right\} \quad (8)$$

式中:  $a$  为内径与外径的比值,  $a = \frac{r}{R}$ 。

#### (2) 塑性变形深入内径

截面弯矩为:

$$M = \frac{\pi R^3 \sigma_t}{4} \left\{ \frac{4}{\pi} \left[ \left( \frac{5}{6} - \frac{\zeta_1^2}{3} \right) (1 - \zeta_1^2)^{\frac{1}{2}} - \left( \frac{5}{6} a^2 - \frac{\zeta_1^2}{3} \right) \times (a^2 - \zeta_1^2)^{\frac{1}{2}} - \frac{(1 - a^4) \arcsin \zeta_1}{2\zeta_1} \right] (1 - \lambda) + \frac{(1 - a^4) \lambda}{\zeta_1} \right\} \quad (9)$$

式中:  $\zeta_1$  为此阶段的弹区比。

管件弹塑性变形阶段的变形区分布如图 3 所示, 在  $0 \sim l_1$  区间内, 管件发生纯弹性弯曲, 在  $l_1 \sim l$  区间内管件发生弹塑性弯曲, 阴影部分为塑性变形区。则管件压点处的挠度为:

$$\delta_{\Sigma} = \int_0^l x C_{\Sigma} dx = \int_0^{l_1} x \frac{F x}{2EI} dx + \int_{l_1}^l x C_{\Sigma} dx \quad (10)$$

式中:  $l_1 = \frac{2M_1}{F}$ 。

在发生塑性变形的长度区间内, 总弯曲曲率  $C_{\Sigma}$  与弹性极限曲率  $C_1$  的比值等于弹区比  $\zeta$ :

$$\frac{C_1}{C_{\Sigma}} = \zeta \quad (11)$$

式中:  $C_1 = \frac{M_1}{EI}$ ;  $M_1$  为弹性极限弯矩。

由式 (8)、式 (9) 可知,  $\zeta$  为与  $x$ 、 $F$  相关的变量, 表示为  $\zeta = g(x, F)$ 。则弹塑性变形阶段 (塑性变形未深入内径) 压点处校直力-变形挠度关系模型为:

$$\delta_{\Sigma} = \frac{Fl_1^3}{6EI} + \int_{l_1}^l \frac{C_1}{\zeta} dx = \frac{Fl_1^3}{6EI} + \frac{M_1}{EI} \int_{l_1}^l \frac{x}{g(x, F)} dx \quad (12)$$

### 1.3 校直量计算建模

在建立的校直力-变形挠度关系模型的基础上, 推导并建立校直量计算模型。由校直过程中的变形挠度关系可知, 管件得到校直的条件为:

$$\delta_s = \delta_{\Sigma} - \delta_f = -\delta_0 \quad (13)$$

式中:  $-\delta_0$  表示校直后产生的塑性变形挠度与初始挠度呈反向;  $\delta_f$  为弹复挠度, 属于弹性变形, 根据材料力学可知  $\delta_f = \frac{Fl^3}{6EI}$ , 这是校直量计算模型的重要假设前提之一。

将式 (12) 带入式 (13) 中, 可得:

$$\frac{Fl_1^3}{6EI} + \frac{M_1}{EI} \int_{l_1}^l \frac{x}{g(x, F)} dx - \frac{Fl^3}{6EI} = \delta_0 \quad (14)$$

则基于式 (14) 可求得初始挠度为  $\delta_0$  时所施加的压力  $F_j$ , 将其带入式 (12) 得到校直行程计算模型:

$$\delta_{sj} = \frac{F_j l_1^3}{6EI} + \frac{M_1}{EI} \int_{l_1}^l \frac{x}{g(x, F_j)} dx \quad (15)$$

针对非薄壁长管类零件, 一般塑性变形未深入内径管件即可得到校直, 还可避免内径发生扁化变形, 因此, 仅讨论塑性变形未深入内径的情况。当弹区比  $\zeta = 1$ 、 $\zeta = a$  时, 分别对应管件内径未发生塑性变形和塑性变形开始延伸到内径, 结合式 (8)

可得到:

$$M_1 = \frac{\pi}{4} R^3 \sigma_1 (1 - a^4) \quad (16)$$

$$M_{\max} = \frac{\pi}{4} R^3 \sigma_1 \left\{ \frac{4}{\pi} \left[ \left( \frac{5}{6} - \frac{a^2}{3} \right) (1 - a^2)^{\frac{1}{2}} + \frac{\arcsin a}{2a} \right] (1 - \lambda) + \frac{\lambda}{a} - a^3 \right\} \quad (17)$$

式中:  $M_{\max}$  为塑性变形不深入内径所能达到的最大弯矩。

$M$  的取值范围为  $M_1 \leq M \leq M_{\max}$ , 则校直力  $F$  的取值范围为  $2M_1 l \leq F \leq 2M_{\max} l$ 。则此区间内  $\zeta = g(x, F)$  可表示为:

$$\frac{F}{2} x = \frac{\pi}{4} R^3 \sigma_1 \left\{ \frac{4}{\pi} \left[ \left( \frac{5}{6} - \frac{\zeta^2}{3} \right) (1 - \zeta^2)^{\frac{1}{2}} + \frac{\arcsin \zeta}{2\zeta} \right] (1 - \lambda) + \frac{\lambda}{\zeta} - \frac{a^4}{\zeta} \right\} \quad (18)$$

## 2 管件校直仿真分析

### 2.1 仿真模型建立

采用 ANSYS 软件对管件的校直过程进行仿真分析, 验证所建立的校直力-变形挠度模型和校直量计算模型的准确性。共采用两种材料构建材料模型, 表 1 为两种材料的特性。

表 1 材料特性

Table 1 Material characteristics

| 材料   | 弹性模量/GPa | 泊松比  | 屈服强度/MPa | 切线模量/MPa |
|------|----------|------|----------|----------|
| 45 钢 | 209      | 0.22 | 355      | 22990    |
| 高强钢  | 207      | 0.22 | 1350     | 22780    |

在无需考虑包兴格效应且一次加载的情况下, 材料模型选取 ANSYS 中提供的 Bilinear Isotropic Hardening 模型。模型建立流程为: 外部模型导入, 采用六面体单元进行网格划分, 分析设置非线性分析, 大变形开关打开。加载方式分为两种: ① 分步施加载荷至  $F = 2M_{\max}/l$ ; ② 施加位移载荷, 保持 1 s 后卸载, 模拟实际校直过程。

建立的分析模型如图 5 所示, 其中: 1 为压头, 压头上表面加载下压力, 压头与管件接触面设置摩擦因数为 0.2 的摩擦接触; 2 和 2' 为支承, 下表面固定, 支承与管件接触表面设置摩擦因数为 0.2 的摩擦接触; 3 为管件。

### 2.2 仿真结果分析

对仿真后得到变形云图及数据图表进行分析。

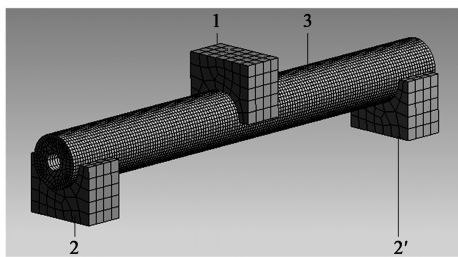


图 5  仿真分析模型  
Fig. 5  Simulation analysis model

采用分步加载压力载荷方式得到管件压点处的变形挠度曲线，如图 6 所示。由图 6 可知，随着压力的增加，管件压点的变形挠度逐步增大，且在压力达到一定值后呈现非线性变化，与理论分析管件时在弹性变形阶段和弹塑性变形阶段的变形特征相符。

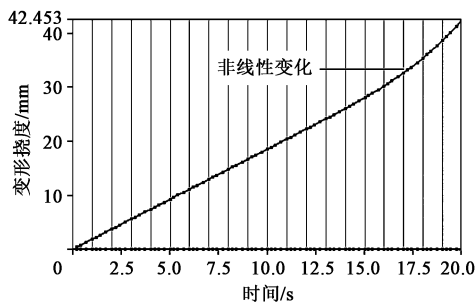


图 6  管件的变形挠度曲线  
Fig. 6  Deformation deflection curve of pipe fittings

加载过程中管件的塑性变形分布如图 7 所示，由图 7 可知，压头与管件接触边缘处的塑性变形明显增大，表明此处外圆表面存在较明显压痕。管件下半部塑性变形区过渡曲线光滑，塑性区分布符合前述校直模型的预期，与图 3 所示的塑性区分布规律相符。

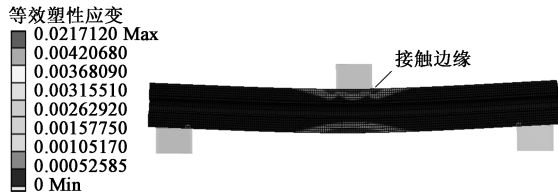


图 7  管件的塑性应变分布云图  
Fig. 7  Distribution cloud diagram of plastic strain for pipe fittings

采用加载-卸载位移载荷方式模拟管件实际校直情况，管件的变形分布如图 8 所示。由图 8 可知，撤去载荷后管件竖直方向上产生残余变形，变形量为 3.58 mm，即可认为在初始变形为 3.5 mm 左右的情况下校直行程达到 38.8 mm 时管件可以被校直。

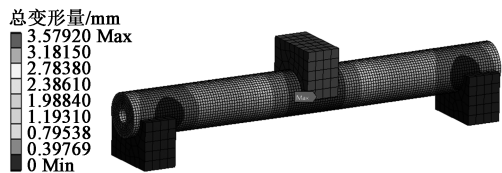


图 8  管件的残余变形分布云图  
Fig. 8  Distribution cloud diagram of residual deformation for pipe fittings

3  理论模型的仿真验证

仿真分析结果与理论模型计算结果对比，初步验证理论模型的准确性，为实验验证、模型改进等后续工作提供基础，有效减少实验的设计、准备等工作时间。采用自开发计算模块得到理论计算结果，仿真验证校直力-变形挠度关系模型和校直量计算模型。

3.1  窗口化计算工具开发

根据前文建立的数学模型，基于 Matlab 开发窗口化计算模块，以简化计算过程、方便使用者操作。计算模块如图 9 所示，输入管件的尺寸、材料参数，即可得到校直力-变形挠度曲线，并根据输入的初始变形挠度给出参考的压弯量（校直量），且提供帮助信息以说明使用方法。

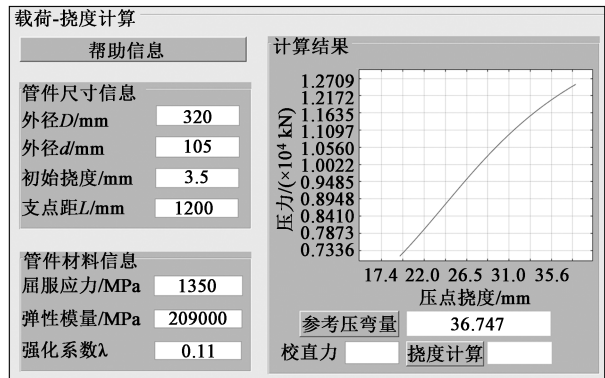


图 9  窗口化计算模块  
Fig. 9  Windowed computing module

3.2  压力-变形挠度关系模型验证

对 3 组管件进行了压力-变形挠度关系模型的仿真验证，3 组管件的基本参数如表 2 所示。

表 2  压力-变形挠度关系模型的管件基本参数

| Table 2  Basic parameters of pipe fittings for pressure-deformation deflection relation model |          |          |      |         |
|---|----------|----------|------|---------|
| 组号  | 管件外直径/mm | 管件内直径/mm | 管件材料 | 支承跨距/mm |
| 1   | Φ80      | Φ50      | 45 钢 | 800     |
| 2   | Φ80      | Φ50      | 45 钢 | 400     |
| 3   | Φ320     | Φ105     | 高强度钢 | 1200    |

仿真采用分步加载压力方式，3 组管件模型的 计算结果与仿真分析结果对比如图 10 所示。

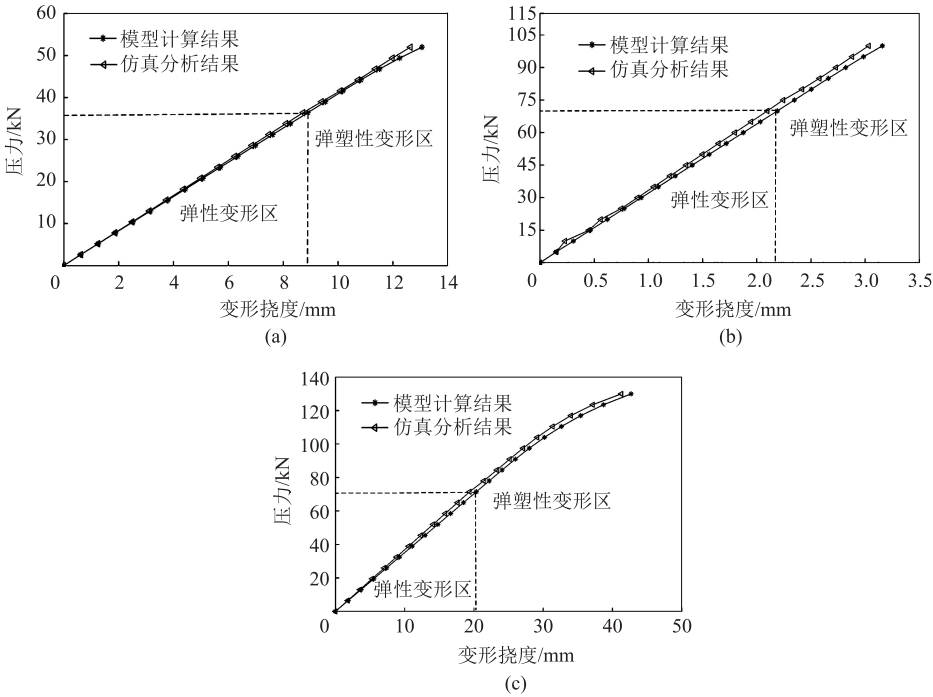


图 10 压力-变形挠度曲线对比图  
(a) 1 组 (b) 2 组 (c) 3 组  
Fig. 10 Comparison diagrams of pressure-deformation deflection curves  
(a) Group1 (b) Group2 (c) Group3

仿真分析结果与模型计算结果整体变化趋势一致，两者之间的误差较小，相对误差一般在 5% 以下，说明建立的压力-变形挠度关系模型普遍适用且有较高的精度，开发的窗口化计算模块有较高的计算精度。仿真结果相较于模型计算结果偏小，这是因为模型是基于弹塑性变形理论的相关假设建立，不考虑两端支承受力变化，仿真中管件支撑端为非线性接触，在相同压力时仿真能达到的变形挠度更小。

3.3 校直量计算模型验证

校直量计算模型验证采用的管件参数信息如表 3 所示。

表 3 校直量计算模型的管件基本参数

Table 3 Basic parameters of pipe fittings for straightening amount calculation model

| 参数 | 材料  | 管件外径/mm | 管件内直径/mm | 支撑跨距/mm |
|----|-----|---------|----------|---------|
| 数值 | 高强钢 | Φ320    | Φ105     | 1200    |

仿真采用加载-卸载位移载荷方式，校直量模型计算结果与仿真分析结果如图 11 和表 4 所示。可以看出，校直量的模型计算结果与仿真分析结果的

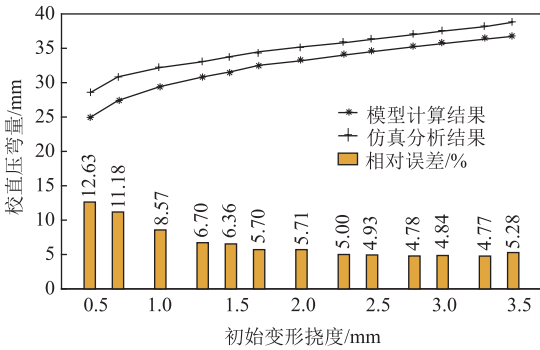


图 11 校直量结果对比  
Fig. 11 Comparison of straightening amount

变化趋势一致，相对误差一般在 10% 以内，具有较高的参考价值。模型计算结果相较于仿真分析结果偏小，由于仿真计算了轴向长度变形，相同压弯量下产生的塑性变形小，因此，需要更大的校直量才能将管件校直。

4 结论

- (1) 基于弹塑性变形理论建立了管件校直力-变形挠度关系模型和校直量计算模型。
- (2) 采用仿真分析方法对理论模型进行验证。

表 4 校直量数据结果

Table 4 Straightening amount data results

| 初始变形挠度/<br>mm | 理论模型计算<br>挠度/mm | 仿真分析计算<br>挠度/mm | 相对误差/<br>% |
|---------------|-----------------|-----------------|------------|
| 0.5           | 24.90           | 28.50           | 12.63      |
| 0.7           | 27.40           | 30.85           | 11.18      |
| 1.0           | 29.44           | 32.20           | 8.57       |
| 1.3           | 30.83           | 33.05           | 6.70       |
| 1.5           | 31.59           | 33.80           | 6.35       |
| 1.7           | 32.53           | 34.50           | 5.70       |
| 2.0           | 33.19           | 35.20           | 5.71       |
| 2.3           | 34.01           | 35.80           | 5.00       |
| 2.5           | 34.51           | 36.30           | 4.93       |
| 2.8           | 35.23           | 37.00           | 4.78       |
| 3.0           | 35.68           | 37.50           | 4.84       |
| 3.3           | 36.33           | 38.15           | 4.77       |
| 3.5           | 36.75           | 38.80           | 5.28       |

对比分析表明，校直力-变形挠度关系模型及校直量计算模型具有较高的准确度，可以为校直行程的制定和后续的研究提供参考。

（3）校直量计算模型与有限元仿真模型均存在误差，可通过引入实验数据进行误差补偿。

参考文献：

[1] Natarajan A, Peddieson J. Simulation of beam plastic forming with variable bending moments [J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2011, 46 (1): 14-22.

[2] 王立权, 廖洪千, 李怀亮, 等. 卷管铺设中管道校直模型及理论研究 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2016, 37 (5): 718-723.

Wang L Q, Liao H Q, Li H L, et al. Research on straightening model and theory of pipe in coiled pipe laying [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2016, 37 (5): 718-723.

[3] 周磊, 余忠华. 基于弹塑性理论的 T 型导轨校直模型研究 [J]. 浙江大学学报: 工学版, 2010, 44 (2): 368-372.

Zhou L, Yu Z H. Study on T-guide alignment model based on elastic-plastic theory [J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science Edition, 2010, 44 (2): 368-372.

[4] Zang Y, Lu H, Zhang Y Q, et al. A straightness control system for motor shaft straightening with the stroke prediction algorithm [A]. 6th International Conference on Systems and Informatics [C]. Shanghai: Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2019.

[5] 崔甫. 校直理论与参数计算 [M]. 北京: 机械工业出版社,

1994.

Cui F. Straightening Theory and Parameter Calculation [M]. Beijing: China Machine Press, 1994.

[6] Lu H, Ling H, Leopold J. Improvement on straightness of metal bar based on straightening stroke-deflection model [J]. Science in China Series E: Technological Sciences, 2009, 52 (7): 1866-1873.

[7] Zhao J, Song X K, Cao H Q, et al. Press straightening control strategy of multi-step three-point bending for LSAW pipes [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2014, 46 (1): 90-96.

[8] Galvis J C, Maury H E, Hernandez R J. Elasto-plastic model to determine the maximum force for shaft straightening process [J]. Ingeniería e Investigación, 2017, 37 (2): 107-110.

[9] Kai W, Wang B Y, Yang C C. Research on the multi-step straightening for the elevator guide rail [J]. Procedia Engineering, 2011, 16: 459-466.

[10] 宋晓抗, 赵军. 大型直缝焊管压力矫直载荷修正系数优化 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2014, 46 (11): 90-94.

Song X K, Zhao J. Optimization of correction coefficient for pressure straightening load of large straight seam welded pipe [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2014, 46 (11): 90-94.

[11] Zhang Y G, Lu H, Zhang X B, et al. A novel analytical model for straightening process of rectangle-section metal bars considering asymmetrical hardening features [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2018, 10 (9).

[12] Mao H J, Li Z, Lan J, et al. Three-point bending straightening algorithm and verification for I-type seamless welded rail [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 2022, 236 (9): 1181-1198.

[13] 邢伟荣, 孔德文, 张红伟. 平行辊矫直对板材残余应力的影响 [J]. 锻压技术, 2021, 46 (12): 100-104.

Xing W R, Kong D W, Zhang H W. Effect of parallel roll straightening on residual stress of sheet [J]. Forging & Stamping Technology, 2021, 46 (12): 100-104.

[14] 周娣. 长管类零件校直数值模拟技术研究 [D]. 重庆: 重庆理工大学, 2020.

Zhou D. Research on Numerical Simulation Technology for Alignment of Long Tube Parts [D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2020.

[15] 陈家栋. 基于机器学习的长管类零件校直系统研究 [D]. 重庆: 重庆理工大学, 2020.

Chen J D. Research on Straightening System of Long Tube Parts Based on Machine Learning [D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2020.

[16] 韩宾, 王肖笛, 滕朝斌, 等. 薄壁细长轴自适应校直技术 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (2): 100-105.

Han B, Wang X D, Teng C B, et al. Self-adaptive straightening technology of thin-walled slender shaft [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (2): 100-105.