

# 薄壁管壳体环矢挤压缩径工艺仿真分析与研究

王小芳<sup>1,2</sup>, 詹劲<sup>1,2</sup>, 左小艳<sup>1,2</sup>, 李红军<sup>1,2</sup>

(1.工业雷管智能装配湖北省工程研究中心, 武汉 430020; 2.武汉纺织大学, 武汉 430073)

**摘要:** 目的 针对空心薄壁件在缩径成形工序中力学性质难以观测且缩径成形加工效率较低的问题, 提出一种使用18瓣环矢挤压模具进行环矢挤压一次性成形的缩径工艺, 并研究了该工艺下薄壁管壳体的弹塑性变形规律。方法 以外径6.3 mm、壁厚2 mm、颈缩宽度1 mm的小尺寸薄壁管壳体(Q255材料)为研究对象, 基于Barlat'96屈服准则和M-K沟槽理论, 结合L.H.Donnell理论, 建立管壳体环矢挤压缩径的塑性微元应力模型, 通过ANSYS软件建立环矢挤压缩径工艺有限元模型, 并进行数值模拟分析, 获得管壳体环矢挤压过程中内壁面和颈缩区厚度方向的应力分布规律; 最后进行实验验证, 利用千分尺测量外径, 采用应力测定仪测量中心位点应力, 验证了该工艺下仿真结果的准确性。结论 颈缩区域宽径比越大, 缩径成形越远离弹性区; 内壁面的应力整体呈凸状分布; 卸载后, 壁厚方向的残余应力呈从外壁到内壁逐渐增大的线性分布趋势, 缩径区中心点最大残余等效应力为319.76 MPa, 分布在挤压部位的内表面; 经实验验证, 内壁面中心位点的最大残余应力为183 MPa, 其与仿真分析结果(202.5 MPa)的吻合度高达91.5%, 验证了仿真结果的准确性。该环矢挤压模具能够有效进行空心薄壁管壳体的一次性缩径成形, 提高制造效率, 该研究结果可为薄壁管壳体环矢挤压缩径成形的工艺设计及工程应用提供参考。

**关键词:** 薄壁管壳体; 环矢挤压; 缩径成形; 弹塑性变形; 应力分布

**DOI:** 10.3969/j.issn.1674-6457.2023.07.025

**中图分类号:** TG376.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1674-6457(2023)07-0229-08

## Simulation Analysis and Study on Annual Vector Extrusion Reduction Process of Thin-walled Tube Shell

WANG Xiao-fang<sup>1,2</sup>, ZHAN Jin<sup>1,2</sup>, ZUO Xiao-yan<sup>1,2</sup>, LI Hong-jun<sup>1,2</sup>

(1. Hubei Provincial Engineering Research Centre for Intelligent Assembly of Industrial Detonators, Wuhan 430020, China;  
2. Wuhan Textile University, Wuhan 430073, China)

**ABSTRACT:** The work aims to propose an 18-flap annular vector extrusion die for one-time forming reduction process by annular vector extrusion to solve the problem that the mechanical properties of hollow thin-walled parts are difficult to observe in the reduction forming process and the reduction forming processing efficiency is low and study the elastic-plastic deformation law of thin-walled tube shells under this process. A small-sized thin-walled tube shell made of Q255, with an outer diameter of 6.3 mm, a wall thickness of 2 mm, and a necking width of 1 mm was used as the object of study. Based on Barlat'96 yield crite-

收稿日期: 2022-11-14

Received: 2022-11-14

作者简介: 王小芳(1999—), 女, 硕士生。

**Biography:** WANG Xiao-fang (1999-), Female, Postgraduate.

通讯作者: 李红军(1976—), 男, 硕士。

**Corresponding author:** LI Hong-jun (1976-), Male, Master.

引文格式: 王小芳, 詹劲, 左小艳, 等. 薄壁管壳体环矢挤压缩径工艺仿真分析与研究[J]. 精密成形工程, 2023, 15(7): 229-236.

WANG Xiao-fang, ZHAN Jin, ZUO Xiao-yan, et al. Simulation Analysis and Study on Annual Vector Extrusion Reduction Process of Thin-walled Tube Shell[J]. Journal of Netshape Forming Engineering, 2023, 15(7): 229-236.

tion and M-K groove theory, combined with L.H. Donnell's theory, a plastic micro-element stress model was established for the annular vector extrusion reduction of the tube shell, and a finite element model of the annular vector extrusion reduction process was established by ANSYS software. Then, the numerical simulation was carried out to obtain the stress distribution variation law of the inner wall surface and the thickness direction of the necking zone during the annular vector extrusion of the tube shell. Finally, experiment was carried out to verify the accuracy of the simulation results under this process by measuring the outer diameter with micrometer and measuring the stress at the centre with stress measuring instrument. The larger the width to diameter ratio of the necking zone is, the further away from the elastic zone the reduction forming is. The overall stress on the inner wall surface is convexly distributed. After unloading, the residual stress in the wall thickness direction shows a linear distribution trend of gradually increasing from the outer wall to the inner wall, and the maximum residual equivalent stress at the centre of the necking zone is 319.76 MPa, which is distributed on the inner surface of the extruded part. The maximum residual stress at the centre of the inner wall surface at point *E* is verified to be 183 MPa, which is in good agreement with the simulation results (202.5 MPa) by 91.5%, verifying the accuracy of the simulation results. The annular vector extrusion die can effectively contribute to the one-time reduction forming of the hollow thin-walled tube shell, improving the manufacturing efficiency. The results of this study provide a reference for the process design and engineering application of annular vector extrusion reduction forming of thin-walled tube shells.

**KEY WORDS:** thin-walled tube shell; annular vector extrusion; reduction forming; elastic-plastic deformation; stress distribution

薄壁管壳缩径成形质量直接影响零件的密封性能、力学性能和使用寿命等,由于缩径成形区尺寸较薄,其成形稳定性难以控制,因此,为提升薄壁管件缩径成形的效率,提高其力学性能和表面质量,国内外学者对不同薄壁管件的外压缩径工艺进行了大量研究。20世纪70年代,Brush等<sup>[1]</sup>对管壳体的无芯推压缩径成形进行了解析。此后许多学者对外压缩径成形工艺进行了大量研究,Yoshida<sup>[2]</sup>提出了YBT试验。Cao<sup>[3]</sup>提出了能量法。郭顺显<sup>[4]</sup>针对异径管研究了异径管件冷挤压缩径成形工艺。彭俊阳等<sup>[5]</sup>通过实验探究了缩径过程中管件壁厚分布情况以及最大轴向力的变化规律。在薄壁管件缩径成形数值模拟方面,苗培壮等<sup>[6]</sup>对比分析了不同本构模型、不同单元网格类型以及不同坯料几何模型对薄壁筒形零件强力旋压有限元模型的计算效率及精度影响。Domblesky等<sup>[7]</sup>建立了大直径管材径向锻造的刚-热黏塑性有限元模型,模拟预测了径向缩径过程中的力学变形行为及热效应,指出管材进给速率是成形质量的主要影响因素。司林林<sup>[8]</sup>以7075铝合金薄壁壳体零件为对象,研究了其在旋压成形过程中的应力-应变规律。李同<sup>[9]</sup>运用ANSYS有限元分析软件对筒状管壳体进行了模态分析,得到了弯曲薄壁件的固有频率、振型分布等,确定了筒状管壳体的震动频率和模态峰值位移。张鑫等<sup>[10]</sup>建立了一种颗粒介质外压缩径成形数值模拟模型,并分析了不同情况下管材缩径起皱失稳情况。滕宏春等<sup>[11]</sup>运用ANSYS软件结合试验研究了材料性质、摩擦因数和半模角等因素对弹簧座薄壁圆筒缩径成形的影响。袁杰等<sup>[12]</sup>通过对管件缩径工艺进行数值模拟,分析了摩擦因数及模具进给速度对缩径成形的影响规律。在理论分析方面,杜冰等<sup>[13-14]</sup>研究了薄壁

件成形失稳起皱理论及起皱失稳的共性规律,分析了临界失稳主应变的分布特征。夏巨湛等<sup>[15]</sup>提出了2种挤压工艺设计方法及其缩径成形规律。

通过上述薄壁件径向缩径成形理论和数值模拟现状可知,相关理论更适用于对缩径成形的规律进行定性分析,很难对成形过程中的应力变化过程进行定量分析。为更好地了解材料缩径成形过程中管壳体缩径区域应力变化规律,提高薄壁管件缩径成形效率,本文提出一种使用18瓣环矢挤压模具进行薄壁管件一次性挤压成形的缩径工艺,采用数值仿真模拟的方法对缩径成形进行仿真,最后通过实验结果与仿真结果对比验证仿真结果的准确性,从而探究该工艺下薄壁管壳体颈缩区的弹塑性变形规律。

## 1 有限元模型的构建与理论分析

### 1.1 三维模型的构建与简化

本文所描述的管壳体环矢挤压缩径三维模型及原理如图1所示。挤压器底端固定,挤压体在气缸推力作用下向上运动,对挤压器上端产生挤压力,使挤压器上端(挤压器上端共分为18份)收缩并挤压管壳体,致使管壳体产生弹塑性变形,并与塑料塞相互作用达到密封效果。

非线性材料、非线性接触易导致有限元模型计算量较大,为提高计算速度,现对图1中的金属管壳体、挤压器以及挤压体进行一定的简化<sup>[16-18]</sup>。整个卡腰器模型以轴心呈对称分布,对卡腰器模型按挤压体上端的份数进行切分,共切分90份,取其中的一份进行分析,切分后的模型如图2a所示,图2a中的 $O_1$ 为中轴线。对图2a中的挤压器做进一步简化,只保留

挤压部分且对边线做圆角化处理, 以保证计算的收敛性<sup>[19-22]</sup>, 最终简化模型如图 2b 所示, 其中  $O_2$  为中轴线, 内径  $R_1=2.95$  mm, 外径  $R_2=3.15$  mm。

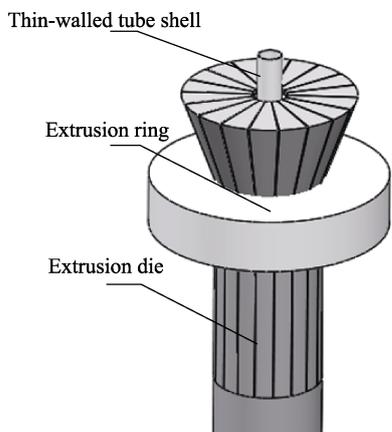
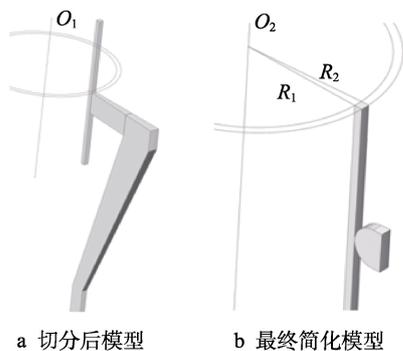


图 1 管壳体环矢挤压缩径三维模型及原理

Fig.1 Three-dimensional model and principle of the annular vector extrusion reduction of the tube shell



a 切分后模型 b 最终简化模型

图 2 三维模型简化

Fig.2 Simplified 3D model: a) post-averaged model; b) simplest model

### 1.2 有限元模型的构建

将简化后的三维模型 (图 2b) 导入 ANSYS 中, 建立有限元模型如图 3 所示。采用六面体单元对模型进行网格划分, 并保证管壳体壁厚方向至少分布 5 层网格, 以确保有限元分析的质量和精度<sup>[23]</sup>。简化后的有限元模型共计 73 526 个节点、14 616 个单元。

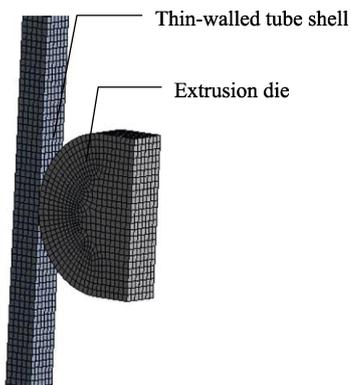


图 3 有限元模型

Fig.3 Finite element model

边界条件设置如下: 在挤压体的外侧添加沿着管壳体径向先增大后减小的分步力载荷, 在挤压体与管壳体之间设置摩擦接触, 管壳体侧面采用 ANSYS Mechanical 模块中的 Cyclic Region 工具以限制切割面的法向运动, 确保有限元模型与切分前模型边界条件一致。

管壳体的材料为 Q255 (GB/T 700—2015), 采用双线性等向强化模型, 挤压体材料为 35#钢 (GB/T 699—1988), 材料的力学参数如表 1 所示。

薄壁管壳尺寸如图 4 所示, 其中整个管壳体的外径为 6.3mm, 长度为 14 mm, 环矢挤压区域位于管壳体中间部位, 壁厚为 0.2 mm。

表 1 材料力学参数

Tab.1 Mechanical parameters of materials

Name	Young's modulus/ GPa	Poisson's ratio	Yield strength/ MPa	Shear modulus/ MPa
Metal shell	210	0.274	255	942
Extruded body	212	0.291	314	—

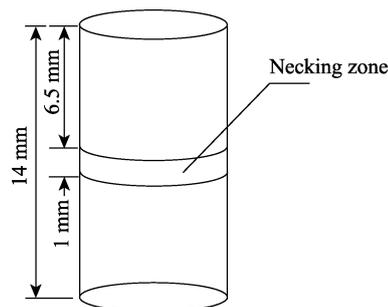


图 4 薄壁管壳体尺寸

Fig.4 Dimension of thin-walled tube shell

### 1.3 管壳体环矢挤压缩径成形理论分析

管壳体环矢挤压缩径原理如图 5 所示。以管壳轴线  $z$  为轴向坐标轴、径矢  $r$  为径向坐标轴、转角  $\theta$  为周向坐标, 建立柱坐标系  $(r, \theta, z)$ 。

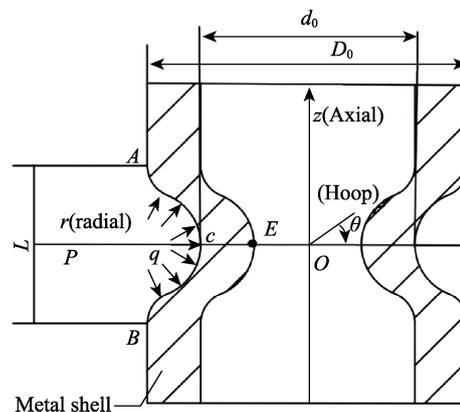


图 5 管壳体环矢挤压缩径原理

Fig.5 Principle of the annular vector extrusion reduction of the tube shell

设  $u$ 、 $v$ 、 $\omega$  分别为管壳体中性面微元的径向、轴向和环向位移，设缩径形态呈余弦分布。则：

$$\begin{cases} u = u_n(x) \cos n\theta \\ v = v_n(x) \cos n\theta \\ \omega = \omega_n(x) \cos n\theta \end{cases} \quad (1)$$

式中： $n$  为环向波数。为方便求解，现假设图 5 中  $D$ 、 $E$  为固支边界约束。即当  $x=L/2$  ( $L$  为缩径区宽度) 时，有：

$$w = u = v = \partial_\omega / \partial_x \quad (2)$$

根据圆柱壳唐纳 L.H.Donnell 线性方程组<sup>[24]</sup>对外壁面的径向压力  $q_{cr}$  进行求解，如式 (3) 所示。

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u_n}{\partial x^2} - \frac{1-\mu}{2} \frac{n^2}{R} u_n + \frac{1+\mu}{2} n \frac{\partial \omega_n}{\partial x} = 0 \\ \frac{1+\mu}{2} n \frac{\partial u_n}{\partial x} - \frac{R(1-\mu)}{2} \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x^2} + \frac{n^2}{R} v_n + \frac{R}{n} \omega_n = 0 \\ D \left( R^4 \frac{\partial^4 \omega_n}{\partial x^4} - 2n^2 \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x^2} + \frac{1}{R^2} n^4 \omega_n \right) + \\ J \left( n v_n + \omega_n + \mu R \frac{\partial \mu_n}{\partial x} \right) + \\ q_{cr} R \left( \frac{1}{2} R^2 \frac{\partial^2 \omega_n}{\partial x^2} - n^2 \omega_n \right) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中： $\mu$  为泊松比； $R$  为管壳体半径。式 (3) 的通解为：

$$\begin{cases} \bar{u}_i = \frac{-r_i^{1/2}(n^2 + ur_i)}{(r_i - n^2)^2} \\ \bar{v}_i = \frac{n[(2 + \mu)r_i - n^2]}{(r_i - n^2)^2}, i = 1, 2, 3, 4 \end{cases} \quad (4)$$

式中： $r_i$  是特征方程 (5) 的 4 个根。

$$(r - n^2)^4 + 12(1 - \mu^2) \left( \frac{R}{L} \right)^2 \times \left[ \frac{1}{2} r + n^2 (r - n^2)^2 \frac{q_{cr}}{E_0 \delta} + r^2 \right] = 0 \quad (5)$$

式中： $\delta$  为管壳体壁厚； $E_0$  为弹性模量。

将边界条件 (2) 带入式 (4)，即可得到 8 个线性齐次代数方程组。缩径外压的解析表达式如式 (6) 所示。

$$\det(Z, \beta, K_p, u) = 0 \quad (6)$$

式中： $Z$  为 Bathorf 参数， $Z = \sqrt{1 - u^2} \frac{L^2}{R\delta}$ ； $\beta$  和  $K_p$  为与环向波数  $n$  和  $q_{cr}$  有关的参量。

$$\begin{cases} K_p = \frac{12(1 - u^2) q_{cr} R L^2}{\pi^2 E_0 \delta^3} \\ \beta = \left( \frac{L}{\pi R} \right) n \end{cases} \quad (7)$$

为使式 (7) 适用于 Bathorf 参数的全局值域，当  $Z \leq 10$ ，即  $L \leq \sqrt{10R\delta}$  时，有  $K_p = \exp 1.61$ ， $\beta = \exp 0.18$ ，代入式 (7) 可得临界外压与失稳波数的表达式如式

(8) 所示。

$$\begin{cases} \frac{q_{cr}}{E_0} = 0.838 \frac{e^{1.61} R^2}{ZL} \left( \frac{\delta}{R} \right)^{\frac{5}{2}} \\ n = 3.12 \end{cases} \quad (8)$$

式 (8) 只适用于弹性范围，即管壳体弹性外压不大于屈服外压，在未产生塑性变形时，可认为：

$$q_s = \frac{-\sigma_{s\theta} \delta}{R} = \frac{\sigma_s \delta}{R \sqrt{1 - k_s + k_s^2}} \quad (9)$$

式中： $q_s$  为屈服外压； $\sigma_{s\theta}$  为管壳体屈服时环向应力分量； $k_s$  为屈服应力分量比； $\sigma_s$  为管壳屈服极限应力。当  $q_{cr} > q_s$  时，管壳体发生塑性变形，塑性变形的几何条件为：

$$\frac{(\delta/R)^2}{(L/R)} > \frac{e^{1.61} \sigma_s E_0}{0.883 \sqrt{Z(1 - k_s + k_s^2)}} \quad (10)$$

颈缩区的初始变形状态为环向  $\sigma_\theta \leq 0$ ，轴向  $\sigma_z \geq 0$ ，微元受力情况如图 6 所示。

当满足式 (10) 时，管壳体一定发生塑性变形。若厚径比  $\delta/R$  保持不变，颈缩区域宽径比  $L/R$  越大(若颈缩区域宽径比  $L/R$  保持不变，厚径比  $\delta/R$  越大)，缩径成形越远离弹性区，反之则越靠近弹性区。由塑性与塑性力学<sup>[25]</sup>相关公式可推导出动态本构关系，如式 (11) 所示。

$$\begin{cases} \sigma_{ij} = \left[ L_{ijkl} - \left( \frac{a}{H+h} \right) \frac{\partial g}{\partial \varepsilon_{ij}} \frac{\partial g}{\partial \varepsilon_{kl}} \right] \varepsilon_{kl} \\ \varepsilon_{ij} = \left[ M_{ijkl} + \left( \frac{a}{h} \right) \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \frac{\partial f}{\partial \sigma_{kl}} \right] \sigma_{kl} \end{cases} \quad (h \neq 0) \quad (11)$$

式中： $a$  为常数参量； $H = \partial f / (\partial \sigma_{ij}) C_{ijkl} \partial g / (\partial \sigma_{ij})$ ，其中  $C_{ijkl}$  为弹性刚度张量； $L_{ijkl}$  为长度张量； $M_{ijkl}$  为转矩张量； $\sigma_{ij}$ 、 $\sigma_{kl}$  为应力分量； $\varepsilon_{ij}$ 、 $\varepsilon_{kl}$  为应变分量； $g$  为应变能函数； $f$  为载荷函数； $h$  为材料常数。在塑性加载时  $a=1$ ，在弹性状态或卸载时  $a=0$ 。

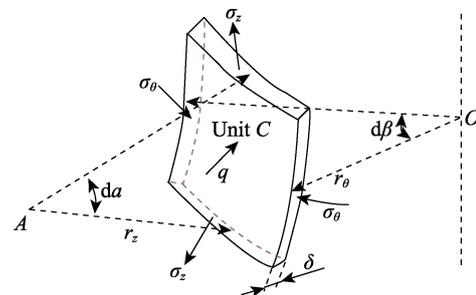


图 6 微元受力情况  
Fig.6 Forces on micro-elements

## 2 管壳体环矢挤压数值模拟分析

### 2.1 整体残余应力

管壳环矢挤压缩径成形后的等效应力云图如图 7

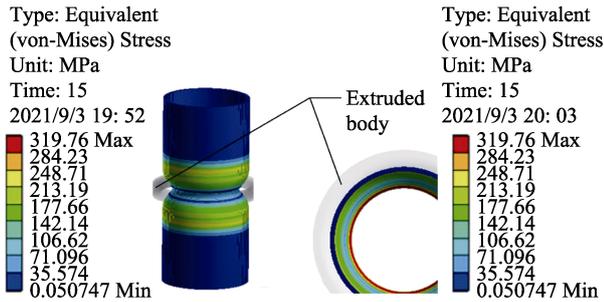


图 7 等效应力云图  
Fig.7 Cloud map of equivalent stress

所示。

由图 7 可得出: 管壳体外壁应力在挤压部位上下两侧对称且呈带状分布, 管壳体横截面应力呈环状分布, 且向外不断减小。缩径区最大残余等效应力为 319.76 MPa, 分布在挤压部位的内表面。

### 2.2 颈缩区内壁面中心点位应力

颈缩区内壁面中心点位(图 5 中 E 点处)的应力随挤压力的变化情况如图 8 所示。当环矢挤压力  $F < 300$  N 时, 应力随挤压力线性增长。当挤压力增大至 310 N 时, 等效应力达到局部最大值 280 MPa 后缓慢下降至 255 MPa, 并在 320~580 N 保持稳定。580 N 之后应力再次呈线性增长至最大值 650 MPa ( $F=874$  N), 再随着卸载过程的进行, 线性下降至 150 MPa ( $F=180$  N), 此时应力出现反向回弹增大现象, 完全卸载后残余应力保持在 200 MPa 左右。

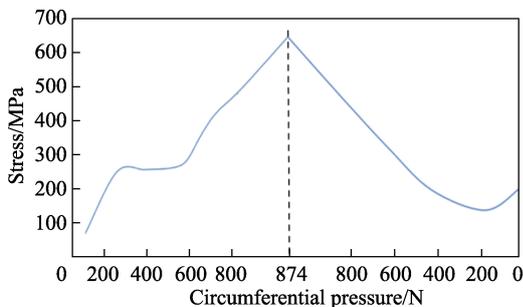


图 8 颈缩区内壁面中间位置应力变化  
Fig.8 Stress variation on the inner wall surface at the middle of the necking zone

### 2.3 内壁面应力

在环矢挤压缩径过程中, 内壁面的应力变化如图 9 所示。线条 1—6 为挤压加载阶段, 线条 7—10 为挤压力卸载阶段。

等效应力整体以颈缩部位呈凸状分布, 当  $F < 435$  N 时(线条 2), 缩径成形处于弹性阶段。凸起随着  $F$  的增加而增高, 即最大等效应力随挤压力的增加而不断增大。

在加载过程中, 当  $435 \text{ N} \leq F \leq 470$  N 时(线条 2—3), 最大等效应力在屈服极限 255 MPa 左右, 但

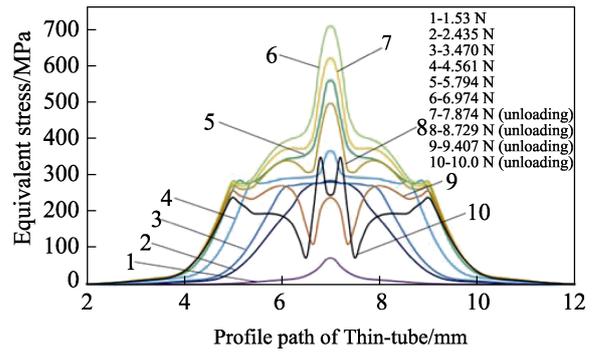


图 9 内壁面应力变化  
Fig.9 Stress variation on the inner wall surface

应力达到 255 MPa 的缩径区域不断扩大, 可知管壳缩径变形处于屈服阶段。当  $F > 561$  N 时(线条 4), 颈缩应力再次出现凸起, 且随挤压力的增加而显著增大。在加载最后阶段(线条 6), 最大等效应力(648.13 MPa)集中在颈缩挤压部位。

在卸载过程中, 应力总体不断减小, 当卸载到 407 N 时(线条 9), 颈缩区域中心位置应力减小幅度最大, 距离颈缩区域 2 mm(与缩径区域宽度  $L=1$  mm 有关)处的壁面应力略微减小, 保持在 230 MPa 左右。完全卸载后(线条 10), 应力整体呈三峰状分布, 颈缩部位应力出现了明显的回弹增大现象, 最大残余应力集中在颈缩部位以及距离颈缩部位 2 mm 的位置。

由图 9 可得, 内壁面区域的应力分布与缩径区域的宽度有关。当厚径比  $\delta/R$  保持不变时,  $L$  越大(即  $L/R$  越大), 缩径区域将越远离弹性区域, 即达到屈服极限以上的区域会增大。完全卸载后存在大量的塑性形变, 这与管壳体挤压理论分析结论一致。

### 2.4 壁厚方向应力

在管壳体环矢挤压缩径成形过程中, 颈缩区域从外壁到内壁(壁厚为 0.2 mm)的应力变化如图 10 所示。

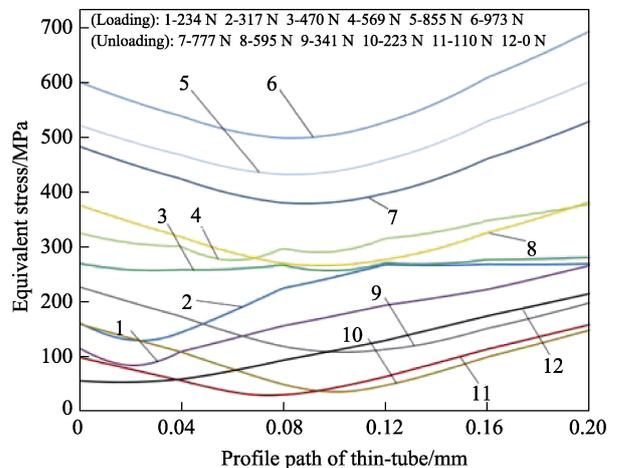


图 10 管壳体壁厚方向应力变化  
Fig.10 Stress variation in the wall thickness direction of the tube shell

在挤压力加载阶段(线条 1—6),在挤压初期( $F < 234$  N 时),应力沿壁厚基本呈线性增长,如线条 2—3 所示;当  $F > 234$  N、等效应力达到屈服极限 255 MPa 后,应力在剩余壁厚区域稳定在 255 MPa 左右;当  $F > 569$  N 时(线条 4),应力整体呈以最大颈缩区(外径最小的区域)为谷底的凹形分布。

在挤压力卸载阶段(线条 7—12),壁厚方向应力分布整体保持凹形,并逐渐下移;在卸载最后阶段(线条 10—12),凹形底部逐渐向外壁方向移动,且在壁厚 0.05~0.2 mm 处有明显的应力回弹现象。当完全卸载后,壁厚方向残余应力基本呈线性递增分布,内壁面应力最大,最大残余应力为 202.5 MPa。

### 3 管壳体环矢缩径成形试验分析

#### 3.1 挤压缩径机原理

挤压缩径机结构简图及实物图如图 11 所示。工作流程如下:在薄壁管壳体 6 由运料模块输送至缩径挤压工位后,固定在底板上的液压缸产生推力 2,推动推力活动板 3 向上运动,推力活动板 3 中的推力挤压孔 4 会对挤压器 5 的上端产生挤压力,挤压器 5 上端向内收缩并挤压薄壁金属壳 6,使薄壁金属管壳产生塑性变形,挤压工作完成后液压缸向下运动,完成薄壁金属管壳的缩径成形工序。

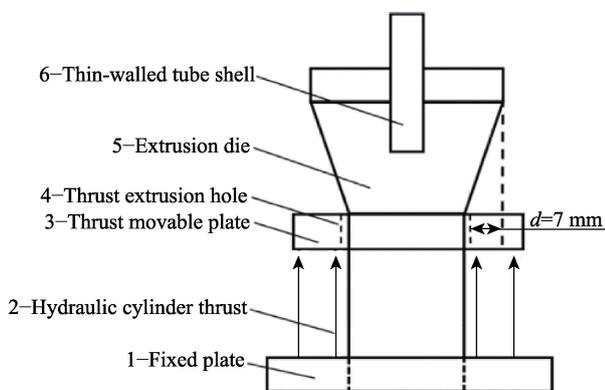


图 11 挤压缩径机结构简图(a)及实物图(b)  
Fig.11 Sketch (a) and physical drawing (b) of the structure of the extrusion and reduction machine

#### 3.2 试验结果

薄壁管壳体环矢缩径成形试验与仿真结果如图 12 所示。可以看到,有限元仿真分析结果与管壳体环矢挤压缩径成形试验后的薄壁管壳体颈缩形貌相吻合,由于管壳体缩径区域尺寸太小,很难通过测量设备获得壁面方向和壁厚方向的应力变化而得出变化曲线图,但可以通过应变片测得管壳体缩径区内壁面中心位点最大残余应力,最大残余应力为 183 MPa,与仿真分析结果 202.5 MPa 的吻合度高达 91.5%,对比结果验证了仿真结果的准确性。

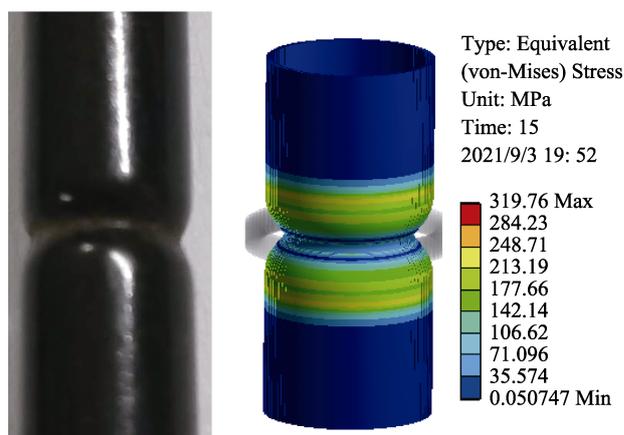


图 12 环矢缩径成形试验与仿真结果对比  
Fig.12 Comparison between test and simulation results of annular vector reduction forming

### 4 结论

通过对薄壁管壳体环矢缩径成形进行理论分析、数值模拟和工艺试验,可得到以下结论。

1) 管壳体环矢缩径成形规律与理论分析基本一致,当厚径比保持不变时,颈缩区域宽径比越大,缩径成形越远离弹性区,反之则越靠近弹性区。

2) 在管壳体环矢挤压缩径成形过程中,内壁面的应力整体呈凸状分布,当最大等效应力达到屈服应力 255 MPa 时,管壳体环矢挤压缩径变形进入屈服阶段,最大等效应力基本保持稳定,但达到屈服应力的壁面区域逐渐增大。

3) 在管壳体环矢挤压缩径成形过程中,在材料进入强化阶段后,颈缩区域壁厚方向上的应力分布基本呈以中性面为谷底的凹状分布;在卸载阶段,凹形的底部随挤压力减小逐渐向外壁移动;完全卸载后,壁厚方向的残余应力呈从外壁到内壁线性分布逐渐增大的趋势,内壁面残余应力最大。

4) 通过试验对比分析可知,管壳体缩颈形貌、最大残余应力均与仿真数据基本一致,验证了仿真结果的准确性。

该环矢挤压模具能够有效进行空心薄壁管壳体

的一次性挤压缩径成形, 提高薄壁管件缩径成形效率, 该研究结果可为薄壁管件环矢挤压缩径成形的工艺设计及工程应用提供参考。

#### 参考文献:

- [1] BRUSH D, ALMROTH B, HUTCHINSON J. Buckling of Bars, Plates, and Shells[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1975, 42(4): 911.
- [2] YOSHIDA K. Purposes and Features of the Yoshida Wrinkling Test[J]. *Journal of the Japan Society for Technology of Plasticity*, 1983, 272(24): 901-908.
- [3] CAO J. Prediction of Plastic Wrinkling Using the Energy Method[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1999, 66(3): 646-652.
- [4] 郭顺显. 异径管冷挤压缩径成形[J]. *石油化工设计*, 1995(3): 32-35.  
GUO Shun-xian. Cold Extrusion and Reduction Forming of Reducers[J]. *Petrochemical Design*, 1995(3): 32-35.
- [5] 彭俊阳, 付渊, 陈景松, 等. 缩径过程中的壁厚变化实验[J]. *塑性工程学报*, 2012, 19(3): 60-63.  
PENG Jun-yang, FU Yuan, CHEN Jing-song, et al. Experimental Investigation on Thickness Changes during Necking Process[J]. *Journal of Plasticity Engineering*, 2012, 19(3): 60-63.
- [6] 苗培壮, 朱小兵, 胡成亮, 等. 薄壁筒形件强力旋压有限元建模及优化分析[J]. *锻压技术*, 2014, 39(9): 137-142.  
MIAO Pei-zhuang, ZHU Xiao-bing, HU Cheng-liang, et al. Finite Element Modeling and Optimization Analysis on Power Spinning of the Thin-Wall Cylinder[J]. *Forging & Stamping Technology*, 2014, 39(9): 137-142.
- [7] DOMBLESKY J, SHIVPURI R, PAINTER B. Application of the Finite-Element Method to the Radial Forging of Large Diameter Tubes[J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 1995, 49(1/2): 57-74.
- [8] 司林林. 7075 铝合金薄壁壳体热旋压成型工艺研究[D]. 长春: 长春理工大学, 2019: 29-33  
SI Lin-lin. Study on Hot Spinning Forming Process of 7075 Aluminum Alloy Thin-Walled Shell[D]. Changchun: Changchun University of Science and Technology, 2019: 29-33
- [9] 李同, 汤爱君, 赵彦华, 等. TC4 弯曲薄壁件的动力学特性研究[J]. *制造业自动化*, 2021, 43(1): 17-20.  
LI Tong, TANG Ai-jun, ZHAO Yan-hua, et al. Study on Dynamic Characteristics of TC4 Bending Thin-walled Parts[J]. *Manufacturing Automation*, 2021, 43(1): 17-20.
- [10] 张鑫, 赵长财, 杜冰, 等. 管材缩径起皱失稳数值模拟[J]. *中国有色金属学报*, 2020, 30(8): 1855-1865.  
ZHANG Xin, ZHAO Chang-cai, DU Bing, et al. Numerical Simulation on Wrinkling Instability of Tube outer Pressure Compression[J]. *The Chinese Journal of Nonferrous Metals*, 2020, 30(8): 1855-1865.
- [11] 滕宏春, 贾树胜, 王小新, 等. 薄壁圆筒缩径成形数值模拟参数优化设计[J]. *锻压技术*, 2004, 29(2): 27-29.  
TENG Hong-chun, JIA Shu-sheng, WANG Xiao-xin, et al. Optimize Design of Forming Parameter to Net-sinking with Thin-walled Cylinder[J]. *Forging & Stamping Technology*, 2004, 29(2): 27-29.
- [12] 袁杰, 李健, 窦凤楼, 等. 管件缩径工艺仿真分析[J]. *锻压技术*, 2015, 40(6): 50-55.  
YUAN Jie, LI Jian, DOU Feng-lou, et al. Simulation Analysis of Pipe Reduction Process[J]. *Forging & Stamping Technology*, 2015, 40(6): 50-55.
- [13] 杜冰, 谢军, 关凤龙, 等. 金属薄壁管件外压缩径成形理论及实验研究[J]. *中国有色金属学报*, 2018, 28(3): 586-593.  
DU Bing, XIE Jun, GUAN Feng-long, et al. Theory and Experimental Research on Outer Pressure Compression Forming of Thin Metal Tube Part[J]. *The Chinese Journal of Nonferrous Metals*, 2018, 28(3): 586-593.
- [14] 杜冰, 关凤龙, 张鑫, 等. 基于管材缩径工艺的薄壁件成形起皱失稳共性规律研究[J]. *燕山大学学报*, 2017, 41(6): 510-515.  
DU Bing, GUAN Feng-long, ZHANG Xin, et al. Study on Common Rules in Wrinkling Instability of Thin-walled Parts Forming Based on Tube Outer Pressure Compression Technology[J]. *Journal of Yanshan University*, 2017, 41(6): 510-515.
- [15] 夏巨谌, 金俊松, 邓磊, 等. 常规挤压与缩径挤压的变形规律及工艺设计[J]. *塑性工程学报*, 2014, 21(5): 52-56.  
XIA Ju-chen, JIN Jun-song, DENG Lei, et al. Deformation Rule and Process Design of Extrusion and Ironing[J]. *Journal of Plasticity Engineering*, 2014, 21(5): 52-56.
- [16] 帅义, 帅健, 罗小俊, 等. 长输管道凹陷提压回圆评价方法[J]. *中国安全生产科学技术*, 2019, 15(2): 70-76.  
SHUAI Yi, SHUAI Jian, LUO Xiao-jun, et al. Evaluation Method of Rerounding by Pressure Increase for Dent on Long-distance Pipeline[J]. *Journal of Safety Science and Technology*, 2019, 15(2): 70-76.
- [17] 张鹏, 黄云飞, 伍颖. 不同施痕物下凹痕管道残余应力的有限元分析[J]. *中国安全生产科学技术*, 2018, 14(7): 141-147.  
ZHANG Peng, HUANG Yun-fei, WU Ying. Finite Element Analysis on Residual Stress of Dented Pipeline under Different In-denters[J]. *Journal of Safety Science and Technology*, 2018, 14(7): 141-147.
- [18] 李涛, 左正兴, 廖日东. 结构仿真高精度有限元网格划分方法[J]. *机械工程学报*, 2009, 45(6): 304-308.  
LI Tao, ZUO Zheng-xing, LIAO Ri-dong. Meshing Method of High Precision FEM in Structural Simulations[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(6): 304-308.
- [19] 王哲成, 张云, 于军, 等. 基于扩展有限元的应力强

- 度因子计算精度研究[J]. 南京大学学报, 2019, 55(3): 361-369.
- WANG Zhe-cheng, ZHANG Yun, YU Jun, et al. Calculation of Stress Intensity Factor Based on the Extended Finite Element Method[J]. Journal of Nanjing University, 2019, 55(3): 361-369.
- [20] 王旭飞, 刘菊蓉, 刘春荣, 等. 管道有限元网格生成方法研究[J]. 煤矿机械, 2009, 30(7): 44-46.
- WANG Xu-fei, LIU Ju-rong, LIU Chun-rong, et al. Study on Finite Element Mesh Generation Method of Pipeline[J]. Coal Mine Machinery, 2009, 30(7): 44-46.
- [21] 任鹏, 杜星. 飞机强度试验大曲率弧形曲面结构加载技术及其应用[J]. 科学技术与工程, 2021, 21(10): 4255-4259.
- REN Peng, DU Xing. Application of Large Curvature Curved Surface Structure Loading Technology in Aircraft Strength Test[J]. Science Technology and Engineering, 2021, 21(10): 4255-4259.
- [22] 罗靓, 潘志成, 吕辉. 方钢管约束钢筋混凝土柱拟静力有限元分析[J]. 科学技术与工程, 2021, 21(14): 5877-5885.
- LUO Liang, PAN Zhi-cheng, LYU Hui. Finite Element Analysis for Pseudo-static of Square Steel Tube Confined RC Columns[J]. Science Technology and Engineering, 2021, 21(14): 5877-5885.
- [23] 郝用兴, 陈俊伟, 周鱼跃, 等. TP2 铜管无芯模缩径旋压成形机理研究[J]. 制造业自动化, 2021, 43(12): 182-184.
- HAO Yong-xing, CHEN Jun-wei, ZHOU Yu-yue, et al. Research on Forming Mechanism of Mandrelless Neck-spinning on TP2 Copper Tube[J]. Manufacturing Automation, 2021, 43(12): 182-184.
- [24] REISSNER H. Discussion: "Plastic Flow as an Unstable Process" (Donnell, LH, 1942, ASME J. Appl. Mech., 9, pp. A91-A95)[J]. Journal of Applied Mechanics, 1943, 10(1): A51.
- [25] 陈惠发, 萨里普. 余天庆, 译. 弹性与塑性力学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004: 14-23.
- CHEN Hui-fa, SALIP A F, YU Tian-qing, Translate. Elasticity and Plasticity[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2004: 14-23.

责任编辑: 蒋红晨