

# O 型橡胶密封圈接触宽度理论建模与有限元分析

刘鹏, 银川, 黄龙, 张鹏, 林丽君

(成都大学机械工程学院, 四川 成都 610106)

**摘要:** 井下智能滑套作为关键井下流动控制工具, 其 O 形圈接触宽度是衡量工具密封性能的关键参数。本文针对石油井下 O 形密封圈建立了一种接触宽度预测模型, 以 Hertz 接触理论为框架, 引入 Mooney-Rivlin 超弹性理论以表征橡胶材料的非线性力学特性, 推导了接触宽度的表达式。通过 ANSYS 有限元分析结果表明, 所建接触宽度预测模型平均误差为 5.9%, 最小误差仅 1.6%, 最大误差为 10.9%。为石油井下 O 形橡胶密封圈的结构设计、性能优化及工程应用提供理论支撑与数据参考。

**关键词:** 智能滑套; O 形圈; 接触宽度; 超弹性; 有限元仿真

**中图分类号:** TQ336.42

**文献标识码:** B

**文章编号:** 1009-797X(2026)02-0073-06

DOI:10.13520/j.cnki.rpte.2026.02.014

## 0 引言

井下智能滑套作为调控井下流体运动的核心工具, 其密封可靠性直接决定了整套装备的安全性。在滑套的密封结构中, 密封圈承担着阻断泄漏、维持压差的关键作用。O 形橡胶圈凭借其结构简单、装拆方便、密封性能可靠等优势, 具备优异的密封适应性和装拆便利性, 是保障滑套在高压差工况下长期稳定可靠运行的重要基础<sup>[1]</sup>。O 形圈接触宽度直接影响密封性能和使用寿命, 接触宽度过大, 会导致摩擦力剧增, 加速密封圈磨损; 接触宽度不足, 难以建立有效密封, 易引发井下泄漏甚至安全事故。

目前, 郑文明<sup>[2]</sup>等结合长期从事液压润滑设备管理积累的经验与体会阐述了 O 形密封圈接触宽度的设计准则。饶建华<sup>[3]</sup>对 O 形橡胶密封圈与挡圈密封在不同压力下的应力与接触压力进行了有限元分析, 分析了 O 形橡胶密封圈接触压力与接触宽度的关系。夏制<sup>[4]</sup>等基于 O 形圈流固耦合仿真分析, 探讨了不同压缩率下 O 形圈的密封性能。刘鹏<sup>[5]</sup>等研究 O 形密封圈在不同硬度、不同工况下的密封性能, 讨论了 O 形密封圈的材料硬度、径向压缩率和外界压力对密封接触压力的影响。王志翔<sup>[6]</sup>等利用有限元软件中的自动收缩配合的方式来模拟组合密封的径向装配过程, 分析了不同参数对橡胶密封的影响。Artur Karaszkievicz<sup>[7]</sup>等采用试验方法和仿真分析推导了 O 形密封圈接触宽度与压缩率和截面直径的关系式。

梳理现有研究成果可知, 当前主流的 O 形密封圈接触宽度大多仅考虑 O 形圈的压缩率与截面直径这两个几何参数, 而未将密封圈材料的本质属性(如硬度)纳入考量, 导致公式的适用范围与预测精度受到一定限制。针对这一不足, 本文以 Hertz 接触理论为框架, 引入 Mooney-Rivlin 超弹性理论, 将表征橡胶材料力学性能的硬度参数  $H_A$  及超弹性本构参数 ( $C_{10}$ 、 $C_{01}$  等) 纳入建模范畴, 重新构建了 O 形橡胶密封圈的接触宽度预测模型, 并通过有限元分析验证了模型的正确性。

## 1 理论模型

O 形圈压缩后与密封面之间为线接触, 可根据 Hertz 接触理论分析接触宽度, 而 Hertz 接触理论是解决线性弹性体的接触问题而建立的, 在处理橡胶等超弹性材料的接触问题时, 需对压缩后 O 形圈的曲率半径和等效弹性模量进行修正。O 形圈接触宽度为<sup>[8]</sup>:

$$w=2\sqrt{\frac{FR^*}{\pi E^*}} \quad (1)$$

式中:  $w$  为 O 形圈接触宽度, mm;  $F$  为法向作用力, N;  $R^*$  为曲率半径, mm;  $E^*$  为等效弹性模量, MPa。

### 1.1 法向作用力

橡胶是超弹性材料, 由于 Mooney-Rivlin 模型更

**作者简介:** 刘鹏 (2001—), 男, 机械工程专业在读研究生, 主要研究方向为井下智能工具、智能仪器研制及应用等。

接近橡胶材料的实际情况,应用最为广泛,故 O 形圈材料的本构模型采用 Mooney-Rivlin 模型,常用的为 2 参数模型<sup>[9]</sup>,应变能密度函数  $W$  为:

$$W=C_{10}(I_1-3)+C_{01}(I_2-3) \quad (2)$$

式中:  $I_1$  为第 1 Green 应变不变量,  $I_2$  为第 2 Green 应变不变量,关系式如下:

$$I_1=\lambda_1^2+\lambda_2^2+\lambda_3^2 \quad (3)$$

$$I_2=\lambda_1^2\lambda_2^2+\lambda_2^2\lambda_3^2+\lambda_3^2\lambda_1^2 \quad (4)$$

式中:  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  分别为主轴 1、2、3 方向上的伸长比或压缩比。

变形梯度张量  $F=\text{diag}(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)=\text{dian}((1-\varepsilon)^{-\frac{1}{2}}, (1-\varepsilon)^{-\frac{1}{2}}, (1-\varepsilon))$  ( $\varepsilon$  为轴向压缩率), 满足  $\text{de}F=\lambda_1\lambda_2\lambda_3=1, \lambda_1=\lambda_2=(1-\varepsilon)^{-\frac{1}{2}}, \lambda_3=1-\varepsilon$ 。左 Cauchy-Green 变形张量  $B=FF^T=\text{dian}(\lambda_1^2, \lambda_2^2, \lambda_3^2)$ <sup>[10]</sup>, 则  $I_1$  和  $I_2$  的关系式如下:

$$I_1=\text{tr}(B)=\lambda_1^2+\lambda_2^2+\lambda_3^2=2(1-\varepsilon)^{-1}+(1-\varepsilon)^2 \quad (5)$$

$$I_2=\frac{1}{2}[(\text{tr} B)^2-\text{tr}(B^2)]=\lambda_1^2\lambda_2^2+\lambda_2^2\lambda_3^2+\lambda_3^2\lambda_1^2=(1-\varepsilon)^{-2}+2(1-\varepsilon) \quad (6)$$

对于橡胶材料,名义应力 (Piola-Kirchhoff 应力)  $P$  可通过应变能函数  $W$  对变形梯度求偏导得到<sup>[11]</sup>, 故名义应力  $P$  为:

$$P=\frac{\partial W}{\partial \lambda_3}=\frac{\partial W}{\partial I_1}\frac{\partial I_1}{\partial \lambda_3}+\frac{\partial W}{\partial I_2}\frac{\partial I_2}{\partial \lambda_3}=2(C_{10}+C_{01})\varepsilon+3(C_{10}+3C_{01})\varepsilon^2 \quad (7)$$

名义应力  $P$  作用在参考面积  $\pi R^2$  上<sup>[12]</sup>, 实际法向作用力  $F$  为:

$$F=\pi R^2[2(C_{10}+C_{01})\varepsilon+3(C_{10}+3C_{01})\varepsilon^2] \quad (8)$$

## 1.2 曲率半径

(1) 初始几何状态 (未压缩时)

O 形圈未受压缩时, 截面为标准圆形, 圆形截面的曲率半径相等, 均为  $\frac{d}{2}$  ( $d$  为截面直径)。

(2) 压缩后的几何变形 (压缩后)

当 O 形圈受轴向压缩时, 由于橡胶材料不可压缩 (体积守恒), 截面形状从圆形变为近似椭圆, 压缩前后截面面积相等。压缩后椭圆短轴为  $b$ , 长轴为  $a$ 。故椭圆短轴  $b=R(1-\varepsilon)$ , 初始圆形截面积为  $\pi R^2$ , 压缩后椭圆截面积为  $\pi ab$ , 根据面积守恒椭圆长轴  $a$  为:

$$\pi ab=\pi R^2 \Rightarrow a=\frac{R}{1-\varepsilon} \quad (9)$$

(3) 曲率半径

对于压缩后椭圆截面, 接触发生在椭圆的顶点 (轴向压缩的最大变形处), 曲率半径为  $R^*$ :

$$R^*=\frac{a^2}{b}=\frac{\left(\frac{R}{1-\varepsilon}\right)^2}{R(1-\varepsilon)}=\frac{R}{(1-\varepsilon)^3} \quad (10)$$

## 1.3 等效弹性模量

橡胶的弹性模量  $E$ 、 $C_{10}$  和  $C_{01}$  系数可根据橡胶的硬度  $H_A$  按下式确定<sup>[13]</sup>:

$$E=\frac{15.75+2.15H_A}{100-H_A} \quad (11)$$

$$C_{01}=0.25C_{10} \quad (12)$$

$$E=6(C_{10}+C_{01}) \quad (13)$$

式中:  $C_{10}, C_{01}$  为 Mooney-Rivlin 参数。

橡胶材料弹性模量在大变形下呈显著应变非线性, 需引入修正项以提升模型精度。通过丁腈橡胶静态拉伸试验, 拟合得  $C_{10}=0.1159$  MPa,  $C_{01}=0.02147$  MPa 验证了基础弹性模量  $E=6(C_{10}+C_{01})$  的合理性, 且指出大应变下需额外修正以控制误差在 5% 以内<sup>[14]</sup>。针对盾构机 O 形圈的研究则表明, 压缩率在 10%~25% 时, 接触应力与应变呈线性关联, 线性修正形式可将预测误差控制在 7% 以内, 支持修正项的工程适用性<sup>[15]</sup>。扩展 Mooney-Rivlin 模型进一步验证了应变修正项的普适性, 其结果与橡胶实验数据高度吻合<sup>[16]</sup>。综上, 本文采用的应变修正项兼具实验依据与理论支撑, 与橡胶材料力学规律兼容性良好。故等效弹性模量为:

$$E^*=6(C_{10}+C_{01})(1+2.5\varepsilon) \quad (14)$$

综合式 (1)~(14), O 形圈的接触宽度为:

$$w=2\sqrt{\frac{FR^*}{\pi E^*}}=\sqrt{\frac{d^3[2(C_{10}+C_{01})\varepsilon+3(C_{10}+3C_{01})\varepsilon^2]}{12(1-\varepsilon)^3(C_{10}+C_{01})(1+2.5\varepsilon)}} \quad (15)$$

## 2 几何仿真模型

以某智能滑套为例, O 形圈置于零件的密封槽中, 密封类型为静密封, 利用 O 形圈的受压变形实现密封, 如图 1 所示。O 形圈在装配过程中极易发生损伤, 其压缩率只受结构预留的空间影响, 本文针对 O 形圈密封性能展开分析, 研究不同压缩率下 O 形圈接触宽度和力学性能。

鉴于 O 形密封圈及密封槽均具有轴对称特性, 为简化计算、提高效率, 将三维实体模型简化为二维轴对称模型, 如图 2 所示。

通过 ANSYS 软件对 O 形圈进行有限元仿真分析, 仿真选用的 O 形圈为派克 (Parker) 公司生产的 2-331 标准件, 其内径为 56.52 mm, 直径为 5.33 mm。考

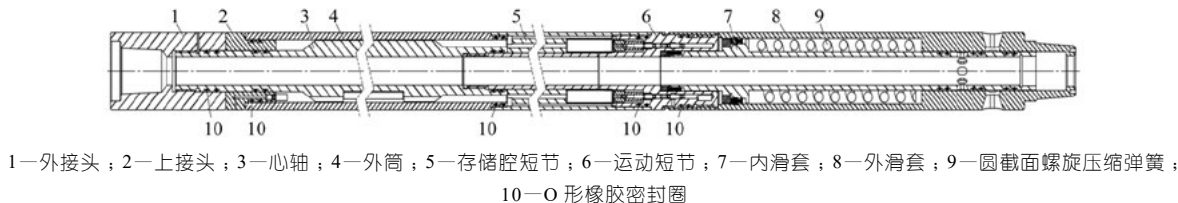


图1 智能滑套二维模型

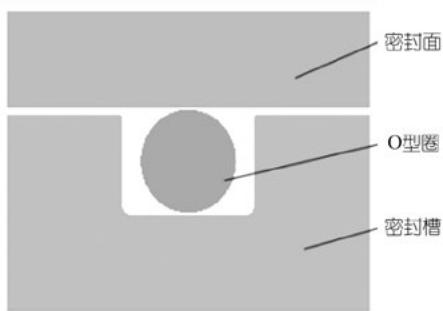


图2 O形圈密封区域简化模型

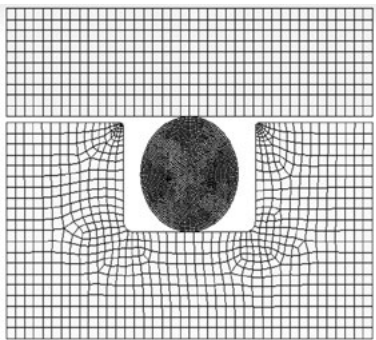


图3 O形圈密封区域局部网格图

虑到石油井下环境具有高温及强腐蚀性等特征，密封圈材料选用丁腈橡胶，其泊松比  $\nu=0.499$ 。该材料的邵氏硬度范围通常为 20–90，本研究分别选取邵氏硬度为 60、70、80 及 90 四个等级，并据此获取相应的材料参数，详见表 1 所示。密封槽与密封面材料均为结构钢，其弹性模量为  $2 \times 10^5 \text{MPa}$ ，泊松比  $\nu=0.3$ 。

表1 不同硬度丁腈橡胶材料参数

| 硬度 ( $H_A$ )        | 60    | 70    | 80    | 90     |
|---------------------|-------|-------|-------|--------|
| $E/\text{MPa}$      | 3.619 | 5.542 | 9.388 | 20.925 |
| $C_{10}/\text{MPa}$ | 0.483 | 0.739 | 1.252 | 2.790  |
| $C_{01}/\text{MPa}$ | 0.121 | 0.185 | 0.313 | 0.698  |

利用该二维轴对称模型进行分析时作如下假设：

- (1) 各向同性，连续均匀；
- (2) O形圈的位移、形变是中心对称的；
- (3) 忽略介质温度变化对O形圈材料的影响，分析过程中介质温度恒定。

根据前述参数，在 ANSYS 软件中建立了相应的实体模型，密封槽相关尺寸依据派克 (Parker) 标准进行设计。为提升网格质量，所有区域均采用四边形单元进行离散。考虑到 O 形圈为超弹性材料，其弹性模量远低于结构钢，为提高计算收敛性与求解精度，对 O 形圈区域进行了网格细化，尤其在接触区域实施了局部加密处理。为合理控制计算规模，对密封面及密封槽区域的网格尺寸适当放宽，设置为 0.5 mm。而 O 形圈部分则采用 0.2 mm 的网格尺寸，并实施局部加密，如图 3 所示<sup>[13]</sup>。

为模拟 O 形圈的预压缩过程，将密封槽设定为固定支撑边界条件，并在密封面上施加位移载荷，使密封面与密封槽恰好闭合。为进一步分析压紧过程中密封圈的接触行为，在 O 形圈与密封槽、密封面之间分别建立了接触对。在 O 形圈与密封槽构成的接触对中，将 O 形圈表面定义为接触面，密封槽表面定义为目标面，如图 4 (a) 所示；相应地，在 O 形圈与密封面构成的接触对中，O 形圈表面为接触面，密封面为目标面，如图 4 (b) 所示。所有接触类型均设置为摩擦接触，摩擦系数取 0.3，并采用广义拉格朗日算法进行求解。

3 结果分析

本研究选取  $H_A=90$  的 O 形圈作为仿真对象，分别对其在 7.5%、10%、12.5%、15%、17.5%、20%、22.5% 及 25% 这 8 种不同压缩率下的力学状态展开深入探究，所获得的压缩变形形态如图 5 所示。从图 5 中可以清晰观察到，随着压缩率的逐步增大，O 形圈的变形程度呈现出明显的递增趋势。在压缩率较低 (如 7.5%~15%) 时，O 形圈的变形相对较为平缓，整体形态虽有变化，但仍能较好地保持近似圆形的轮廓特征；而当压缩率进一步提高 (如 17.5%~25%)，O 形圈的变形愈发显著，其与接触界面的挤压作用增强，形状逐渐向椭圆状发展，且不同压缩率下的变形差异在视觉上也更为突出，这直观地反映出压缩率对 O 形圈力学响应及变形行为具有重要影响。

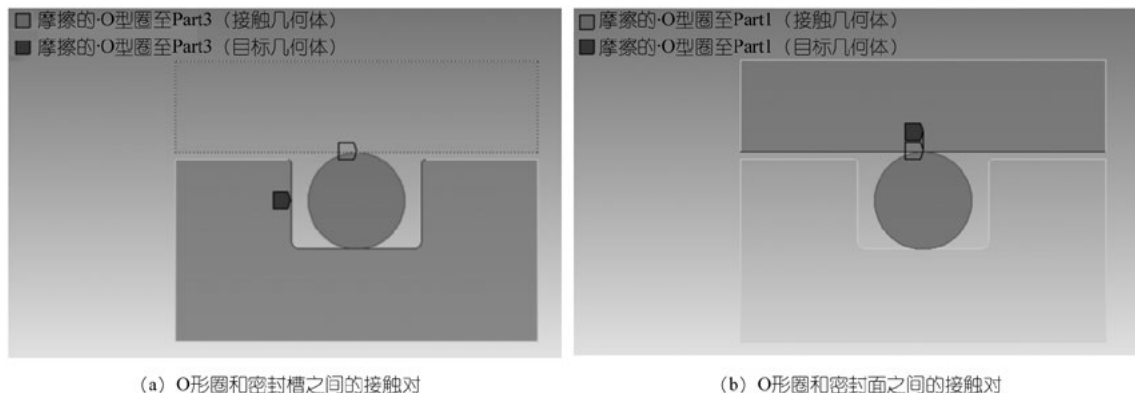


图 4 O 形圈密封区域接触对图

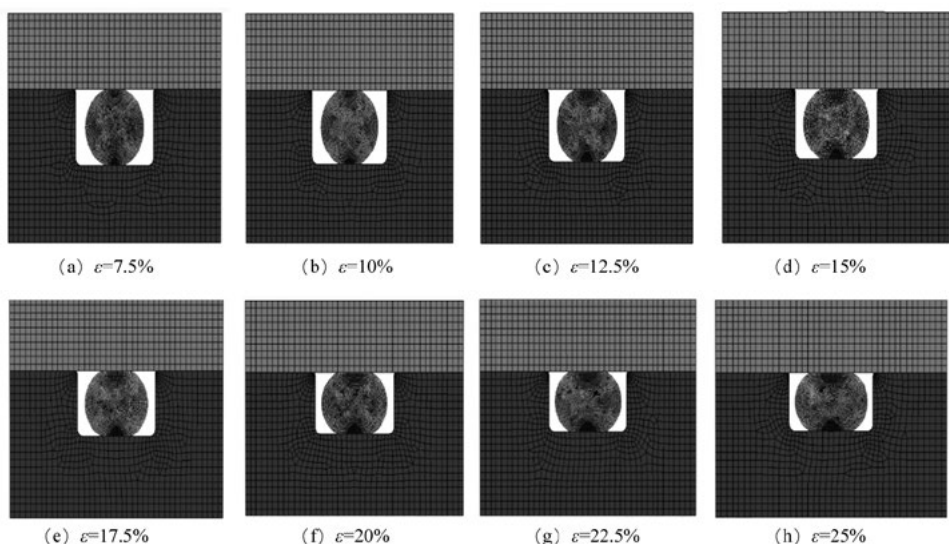


图 5 不同压缩率 O 形圈压缩状态

以不同压缩率为变量，对硬度为 90 的 O 形圈进行计算与仿真，得到的接触宽度理论计算结果与仿真

分析结果之间平均误差为 5.9%，最小误差为 1.6%，最大误差为 10.9%，如表 2 所示。

表 2  $H_A=90$  O 形圈接触宽度表

| 压缩率     | 7.50% | 10%   | 12.50% | 15%   | 17.50% | 20%   | 22.50% | 25%   |
|---------|-------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|
| 仿真分析/mm | 1.503 | 1.801 | 2.024  | 2.336 | 2.551  | 2.769 | 3.102  | 3.337 |
| 理论计算/mm | 1.527 | 1.831 | 2.128  | 2.428 | 2.735  | 3.055 | 3.39   | 3.746 |
| 误差      | 1.6   | 1.6   | 4.9    | 3.8   | 6.7    | 9.4   | 8.5    | 10.9  |

为进一步探究硬度对 O 形圈接触宽度的影响，选取硬度分别为 60、70、80 的 O 形圈进行计算与仿真，结果显示，不同硬度下计算与仿真结果具有一致性。结合图 6 中 (a)–(d) 不同硬度 O 形圈接触宽度随压缩率变化的曲线可知，在邵氏硬度差异较小的情况下，O 形圈的接触宽度基本一致，且接触宽度均随压缩率的增大而呈现出近似线性的增长趋势，这表明压缩率是影响 O 形圈接触宽度的关键因素，而在小范围硬度变化时，硬度对接触宽度的影响并不显著。

在 O 形圈压缩过程中，随着压缩率的增加，接触压力和等效压力均呈现出增大的趋势。从图 7、8 中不同硬度 ( $H_A=60$ 、70、80、90) 下的压力变化曲线可以清晰看出，材料硬度越大，压力的整体水平越高，当  $H_A=90$  时，接触压力和等效压力的数值显著高于  $H_A=60$  时的压力值。另外，前期压力存在一定波动，而到了压缩后期，接触压力和等效压力则趋于平稳上升，展现出较为一致的变化规律。

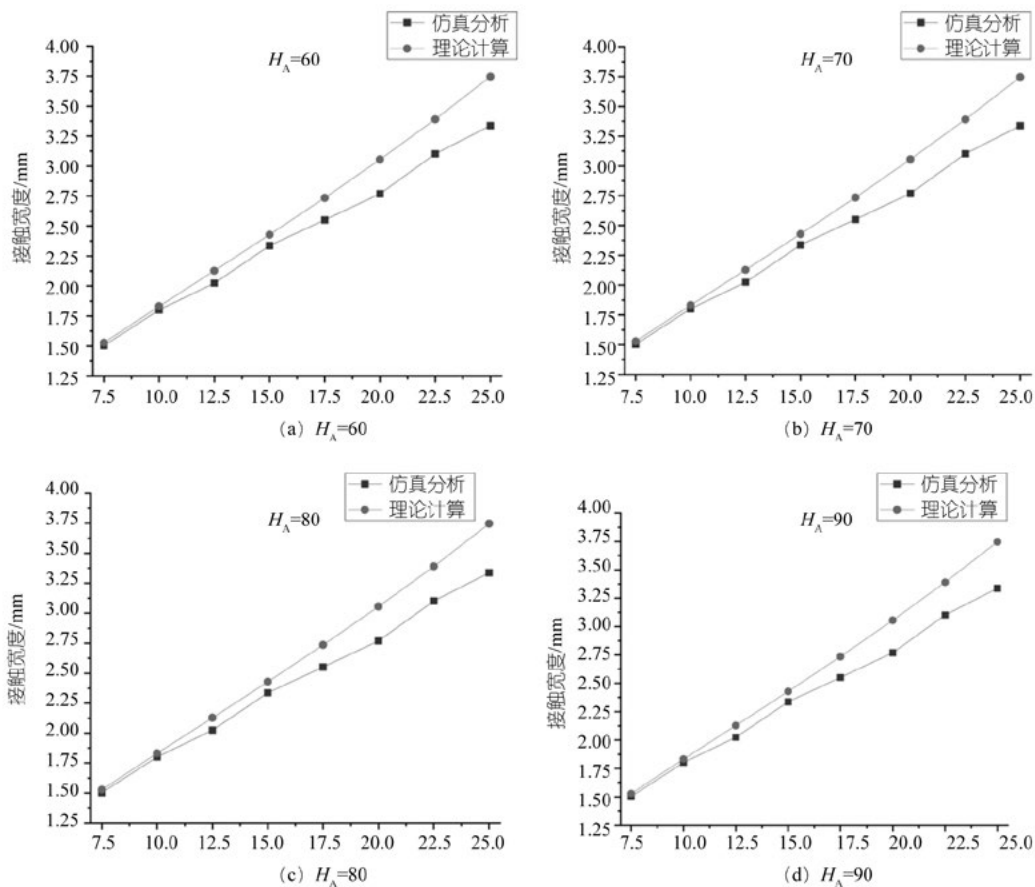


图6 不同硬度 O 形圈接触宽度图

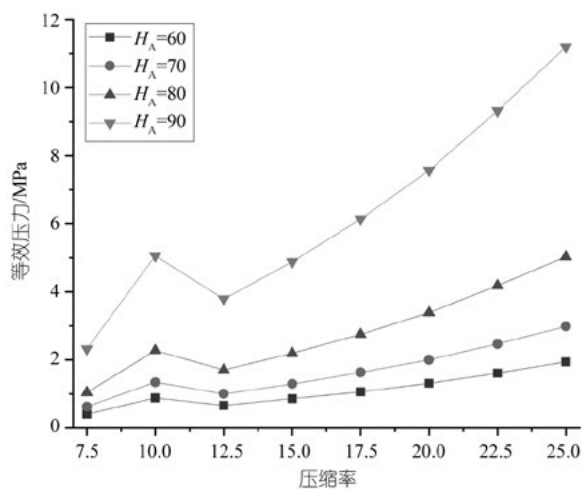


图7 不同硬度 O 形圈等效压力图

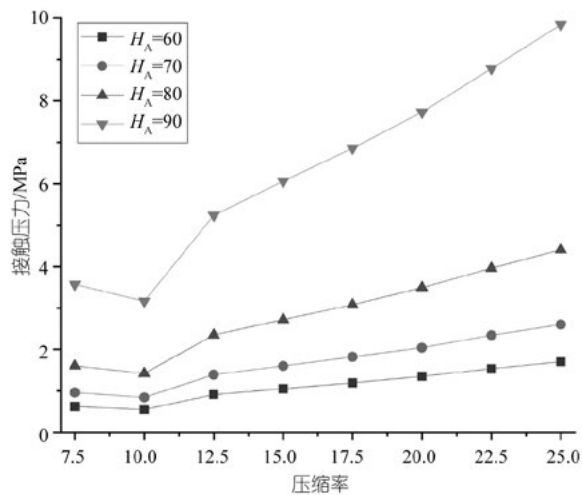


图8 不同硬度 O 形圈接触压力图

#### 4 结论

本研究以某智能滑套用 O 形圈为研究对象, 得出以下结论:

(1) 通过对 Hertz 接触理论进行修正, 引入 Mooney-Rivlin 超弹性本构模型, 建立了适用于 O 形圈接触宽度的理论预测模型。在压缩率为 7.5% 至

25% 的范围内, 选取多种工况进行验证, 结果表明该理论模型的平均误差为 5.9%, 最小误差为 1.6%, 最大误差为 10.9%。

(2) O 形橡胶密封圈的接触宽度随压缩率的增大而显著增加; 在邵氏硬度差异较小的情况下, 不同硬度 O 形圈的接触宽度趋于一致。表明压缩率是影响 O 形圈接触宽度的关键因素, 而在小范围硬度变化时, 硬度对接触宽度的影响并不显著。

(3) O 形圈压缩时, 压缩率增加使接触压力、等效压力均增大; 材料硬度越大, 压力整体水平越高; 前期压力有波动, 后期趋于平稳上升, 变化规律渐趋一致。

#### 参考文献:

- [1] 翟浩东. 封隔器配套用 O 形圈性能研究 [D]. 中国石油大学 (华东), 2018.
- [2] 郑文明, 刘雨, 刘森. 浅谈 O 形密封圈管理 [J]. 液压气动与密封, 2021, 41(08): 64-68.
- [3] 饶建华, 陆兆鹏. O 形橡胶密封圈配合挡圈密封的应力与接触压力有限元分析 [J]. 润滑与密封, 2009, 34(05): 65-68.
- [4] 夏制, 苏东海, 常昊, 等. 基于流固耦合的 O 型圈高压密封研究 [J]. 重型机械, 2023, (02): 66-71.
- [5] 刘鹏, 宋文杰, 蒋庆林, 等. 深海高压环境下 O 形密封圈的密封性能研究 [J]. 液压与气动, 2017, (04): 66-70.
- [6] 王志翔, 李俊, 张毅. 海上水合物开采泵输系统旋转动密封性能分析 [J]. 石油机械, 2020, 48(12): 67-72.
- [7] Karaszkiwicz A. Geometry and contact pressure of an O-ring mounted in a seal groove [J]. Industrial & engineering chemistry research, 1990, 29(10): 2 134-2 137.
- [8] Johnson K L. Contact Mechanics [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- [9] 刘萌, 王青春, 王国权. 橡胶 Mooney-Rivlin 模型中材料常数的确定 [J]. 橡胶工业, 2011, 58(04): 241-245.
- [10] Ogden R W. Non-linear elastic deformations [M]. Dover Publications, 1984.
- [11] 刘铖, 田强, 胡海岩. 基于绝对节点坐标的多柔体系统动力学高效计算方法 [J]. 力学学报, 2010, 42(06): 1 197-1 205.
- [12] 任全彬, 陈汝训, 杨卫国. 橡胶 O 形密封圈的变形及应力分析 [J]. 航空动力学报, 1995, (03): 38-41+107.
- [13] 黄邵军, 赵刚, 董元平, 等. 水下容器大型设备法兰 O 型圈密封计算 [J]. 石油和化工设备, 2024, 27(11): 164-167+175.
- [14] 范宗瑞, 张健, 霍肇波, 等. 环形丁腈橡胶件静刚度的有限元模拟 [J]. 机械工程材料, 2024, 48(01): 93-98.
- [15] 刘杰夫, 吕晓仁. 泥水盾构机密封用 O 形圈静态接触应力分析 [J]. 润滑与密封, 2019, 44(12): 69-74.
- [16] 伊建磊. 服役条件下特殊航空材料的本构模型修正和疲劳预测方法研究 [D]. 天津大学, 2022.

## Theoretical modeling and finite element analysis of the contact width of O-ring rubber seals

Liu Peng, Yin Chuan, Huang Long, Zhang Peng, Lin Lijun

(College of Mechanical Engineering, Chengdu University, Chengdu 610106, Sichuan, China)

**Abstract:** As a crucial downhole flow control tool, the O-ring contact width of the downhole intelligent sliding sleeve is a key parameter for assessing the sealing performance of the tool. This paper establishes a contact width prediction model for the O-ring seal in petroleum downhole applications. Based on the Hertz contact theory, the Mooney-Rivlin hyperelastic theory is introduced to characterize the nonlinear mechanical properties of rubber materials, and the expression for contact width is derived. The ANSYS finite element analysis results show that the average error of the established contact width prediction model is 5.9%, with a minimum error of only 1.6% and a maximum error of 10.9%. This provides theoretical support and data reference for the structural design, performance optimization, and engineering application of O-ring rubber seals in petroleum downhole applications.

**Key words:** smart sliding sleeve; O-ring; contact width; super-elasticity; finite element simulation

(R-03)

