

# 不锈钢管道径向压接模具的设计、仿真与寿命验证

叶晓帅<sup>1</sup>, 马 玲<sup>2</sup>, 黄银其<sup>1</sup>

<sup>1</sup>台州瑞祺工具股份有限公司, 浙江 台州

<sup>2</sup>浙江同济科技职业学院机电工程学院, 浙江 杭州

收稿日期: 2025年12月26日; 录用日期: 2026年1月19日; 发布日期: 2026年1月27日

## 摘要

针对薄壁不锈钢管卡压连接过程中国产管路材料与尺寸离散度大、进口模具难以适配的问题, 本文以DN25径向压接模具为对象, 开展理论受力分析、CAE有限元仿真与寿命试验。首先建立包含摩擦与接触的卡压力学模型, 并识别钳口下端面、上下端面与上端面三类极限接触工况。随后在42CrMo材料假设下开展静力学有限元, 初始模型在上端面接触时最大等效应力达1130 MPa, 存在失效风险。考虑配合间隙与弹性形变对力臂与接触角的影响后, 修正理论参数并二次仿真, 最大应力降至867 MPa。基于应力分布图, 对模具厚度、钳口倒角与过渡圆角进行优化, 最不利工况的峰值应力进一步下降至781 MPa(约为材料屈服强度930 MPa的84%)。在3.2 t推力的满载循环试验中, 优化结构实现26,276次无事故循环, 超过20,000次设计寿命。研究结果为系列规格卡压模具的参数化设计与快速迭代提供了可复用的方法论与数据依据。

## 关键词

卡压钳, 有限元分析, 疲劳寿命, 42CrMo

# Design, Simulation and Life Verification of Radial Crimping Mold for Stainless Steel Piping

Xiaoshuai Ye<sup>1</sup>, Ling Ma<sup>2</sup>, Yinqi Huang<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Taizhou Ruiqi Tools Co., Ltd., Taizhou Zhejiang

<sup>2</sup>School of Mechatronics Engineering, Zhejiang Tongji Vocational College of Science and Technology, Hangzhou Zhejiang

Received: December 26, 2025; accepted: January 19, 2026; published: January 27, 2026

**文章引用:** 叶晓帅, 马玲, 黄银其. 不锈钢管道径向压接模具的设计、仿真与寿命验证[J]. 建模与仿真, 2026, 15(1): 271-282. DOI: 10.12677/mos.2026.151025

## Abstract

To address the mismatch between imported dies and domestic thin-wall stainless pipes with large variability, this study investigates a DN25 radial crimping die through theoretical analysis, CAE simulations, and fatigue tests. First, a card tribology model that includes friction and contact was established and three types of limiting contact conditions are identified: the lower end surface of the jaws, the upper and lower end surfaces, and the upper end surface. Subsequently, static finite element analysis was performed under the assumption of 42CrMo material. The initial model showed a maximum equivalent stress of 1130 MPa at the upper surface contact, indicating a risk of failure. After considering the influence of fitting clearance and elastic deformation on the force arm and contact angle, the theoretical parameters were modified and a second simulation was conducted, reducing the maximum stress to 867 MPa. Based on the stress distribution map, the mold thickness, jaw chamfer, and transition fillet were optimized, further reducing the peak stress under the most unfavorable working conditions to 781 MPa (approximately 84% of the material's yield strength of 930 MPa). In the full-load cyclic test with a 3.2 t thrust force, the optimized structure achieved 26,276 cycles without failure, exceeding the designed lifespan of 20,000 cycles. The research results provide a reusable methodology and data basis for the parametric design and rapid iteration of a series of crimping molds.

## Keywords

Press Tool, Finite Element Analysis, Fatigue Life, 42CrMo

---

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

随着薄壁不锈钢管道在建筑及给排水系统中的广泛应用，卡压连接技术因其安装简便、安全可靠、环保节能等优点，成为管路连接的重要发展方向[1][2]。然而，在国内不锈钢管件推广过程中，卡压模具的稳定性问题日益突出，模具寿命短、性能不稳定等现象严重影响了工程施工质量与项目进度。这主要源于国内管材尺寸误差较大、材料性能不稳定及制造工艺差异显著[3][4]，导致国外模具设计直接照搬后无法完全适应我国复杂的使用环境。

国外在卡压模具技术领域起步早、发展成熟，如德国 Rems、Novopress 等品牌在制造精度、表面处理及模块化设计方面具有显著优势，模具耐用性与一致性优异[5][6]。此外，国外在节能与智能液压控制系统方面也进行了深入研究[7]。近年来，国内企业通过引进与自主研发并行，在模具设计和制造精度方面取得进步，部分产品已接近国际水平[8]-[10]。但总体而言，国内在模具材料研究、制造工艺精细化及标准化体系建设方面仍存在差距。因此，设计一款适应国内不锈钢管行业特性的 DN25 径向压接模具，对提升国产模具的可靠性与推广应用具有重要意义。

## 2. 方法

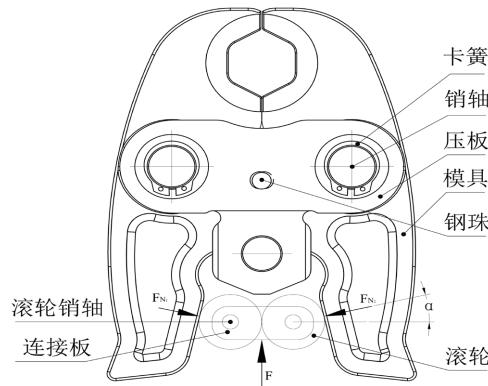
### 2.1. 理论受力与工况定义

在不锈钢管径向压接过程中，模具的受力主要来源于液压钳油缸的推力。如图 1 所示，整个压接过

程可分为三个阶段：1) 模具闭合并开始挤压管道，管子发生塑性变形；2) 钳口闭合形成刚性接触，油缸推力继续增加；3) 达到最大设定推力后完成压接并回位。此时，模具的受力达到极限状态，应对该工况进行受力分析与强度校核。将两个滚轮及滚轮的连接件视为一个整体，根据静力学原理，对滚轮部件所受到的力进行分析。受力分析如图 2 所示。



**Figure 1.** Diagram of pressure pipe  
**图 1.** 压管示意图



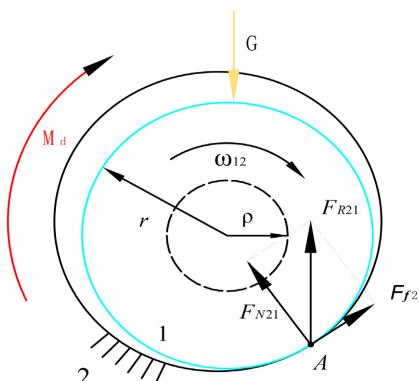
**Figure 2.** Force analysis diagram of roller component  
**图 2.** 滚轮部件受力分析图

其中： $\alpha$  为滚轮与模具的接触角， $\mu$  为滑动摩擦系数，取 0.1。

竖直方向合力为 0，则有

$$F_{N_1} \sin \alpha + \mu F_{N_1} \cos \alpha = \frac{F}{2} \quad (1)$$

由于分析中用到了考虑摩擦力时旋转副的受力分析，因此将旋转副的受力分析单独拿出，如图 3 所示。



**Figure 3.** Force analysis diagram of revolute pair  
**图 3.** 旋转副受力分析图

图中  $G$  为旋转副所受到的支撑力，根据受力分析可知：

$$G = F_{R21} \quad (2)$$

$$M_f = G\rho \quad (3)$$

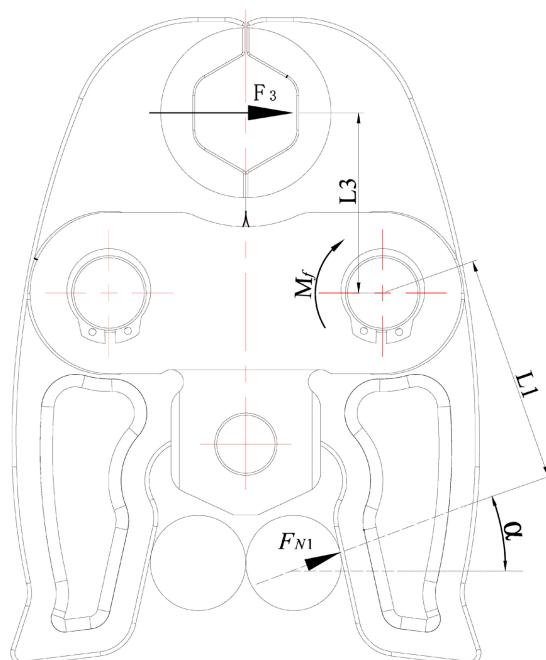
$$\rho = f_v r \quad (4)$$

摩擦力矩：

$$M_f = F_{f21}r = M_d \quad (5)$$

以 O 点为圆心，与  $F_{R21}$  相切的圆为摩擦圆， $\rho$  为摩擦圆半径。 $f_v$  为当量摩擦系数，跑合后的旋转副取  $1.25f$ ，未跑合的旋转副取  $1.57f$ 。

钳口端面受力可等效为作用在钳口中间位置水平方向的力  $F_3$ ，模具受力分析如图 4。



**Figure 4.** Force analysis diagram of mold  
**图 4.** 模具受力分析图

力矩平衡关系为：

$$\sum M = 0 \quad (6)$$

可得：

$$F_{N1}L_1 - F_3L_3 - M_f = 0 \quad (7)$$

即：

$$F_{N1}L_1 = F_3L_3 + G\rho \quad (8)$$

已知  $F_3$  与  $F_{N1}$  的夹角  $\alpha$  为 12.30 度，销轴旋转副处受到的合力为零

$$G^2 = (F_3 \sin \alpha)^2 + (F_{N1} + F_3 \cos \alpha)^2 \quad (9)$$

根据等效作用原则：

$$F_3 L_3 = F_4 L_4 + F_5 L_5 \quad (10)$$

式中:  $F_4$  为钳口端面等效作用力,  $F_5$  为压管过程中, 管子对钳口的最大作用力。经实验测定, 该力大小为 45.2 KN [11]。

由上述公式计算可得, 在油缸推力 3.2 t 的工况下, 受力分析计算结果如表 1。

**Table 1.** Result data of the standard test system  
**表 1.** 标准试验系统结果数据

工况	接触面	变量说明	结果
工况 1	钳口下端面接触	$r = 9 \text{ mm}$ $\rho = 1.215$ $\alpha = 12.3^\circ$ $L_1 = 71 \text{ mm}, L_3 = 43.5 \text{ mm}$ $L_4 = 26.52 \text{ mm}$	$F_{N_1} = 5.15 \text{ t}$ $F_3 = 7.98 \text{ t}$ $F_4 = 6.5 \text{ t}$ $G = 15.2 \text{ t}$
工况 2	钳口上、下端面接触	$r = 9 \text{ mm}$ $\rho = 1.215$ $\alpha = 12.56^\circ$ $L_1 = 71 \text{ mm}, L_3 = 43.5 \text{ mm}$ $L_4 = 43.5 \text{ mm}$	$F_{N_1} = 5.08 \text{ t}$ $F_3 = 7.87 \text{ t}$ $F_4 = 3.87 \text{ t}$ $G = 15 \text{ t}$
工况 3	钳口上端面接触	$r = 9 \text{ mm}$ $\rho = 1.215$ $\alpha = 12.56^\circ$ $L_1 = 71 \text{ mm}, L_3 = 43.5 \text{ mm}$ $L_4 = 61.23 \text{ mm}$	$F_{N_1} = 5.08 \text{ t}$ $F_3 = 7.87 \text{ t}$ $F_4 = 2.75 \text{ t}$ $G = 15 \text{ t}$

## 2.2. CAE 建模与仿真

为准确分析 DN25 径向压接模具在压接过程中的受力与变形规律, 采用 CAE (计算机辅助工程)方法对关键部件进行有限元仿真分析。通过 SolidWorks 建立模具的三维几何模型, 并导入有限元分析模块进行材料属性、边界条件及载荷设定。

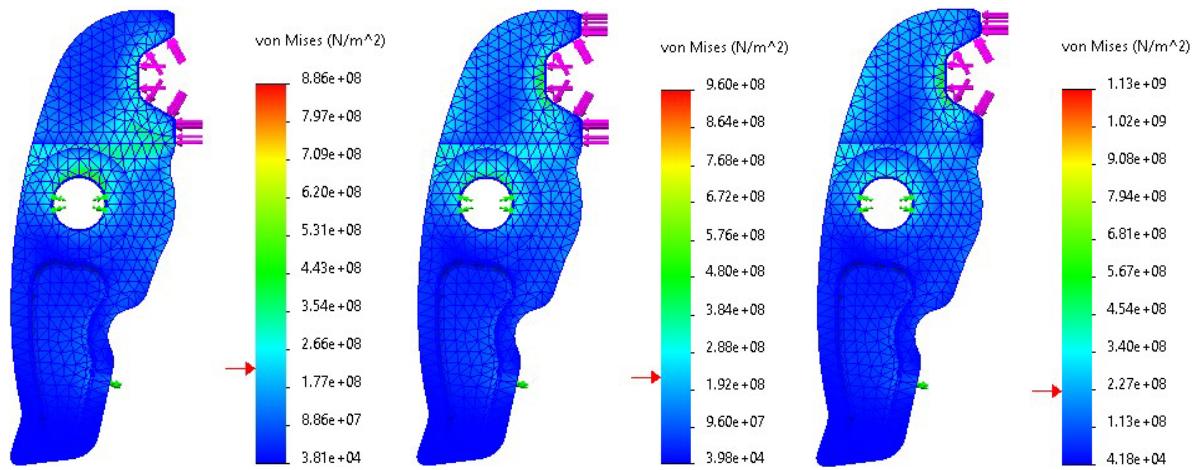
模具主要材料为 42CrMo 钢, 其弹性模量为 210 GPa、泊松比 0.28、密度 7700 kg/m<sup>3</sup>、屈服强度 930 MPa。

在仿真建模中, 钳口与滚轮、铰轴等接触部位设置滑动约束, 并限制零件中性面垂直纸面方向的运动。中间连接铰孔位置固定, 但是不限制沿铰轴的旋转。在滚轮与模具的接触区域, 施加  $F_{N_1}$  作用力, 方向垂直于接触面, 以模拟液压油缸最终对模具的作用力。

网格划分采用四面体单元, 并根据零件的表面尺寸进行优化调整, 可能出现应力集中或产生破坏的区域加大网格密度, 提高计算精度。并对三种典型接触工况(钳口下端面接触、钳口上下端面接触、钳口上端面接触)进行静力学分析。

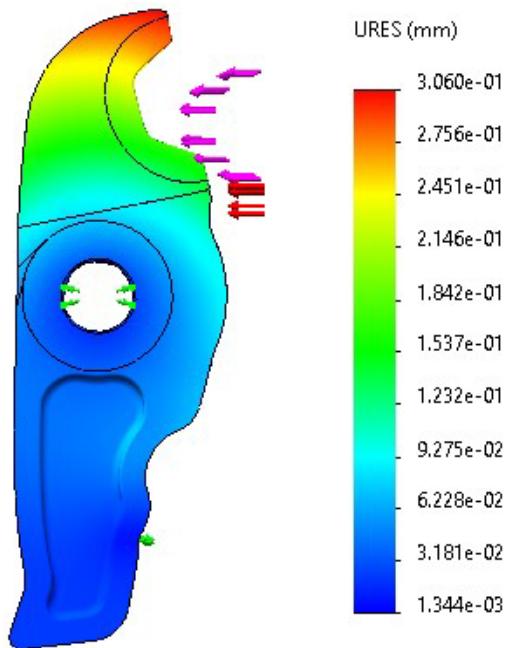
根据不同的接触受力工况, 在钳口处施加载荷  $F_4$ 、 $F_5$ 。

如图 5, 在不同工况下进行仿真, 钳口下端面接触时, 3.2 吨推力下最大应力为 886 MPa。钳口上下两个端面接触, 此时模型的最大应力为 960 MPa, 接近材料屈服强度极限。当上端面接触时, 钳口上方可能产生拉应力, 造成沿钳口方向断裂的情况。由分析可知模型的最大应力为 1130 MPa。



**Figure 5.** Stress diagram of mold  
**图 5.** 模具应力分布图

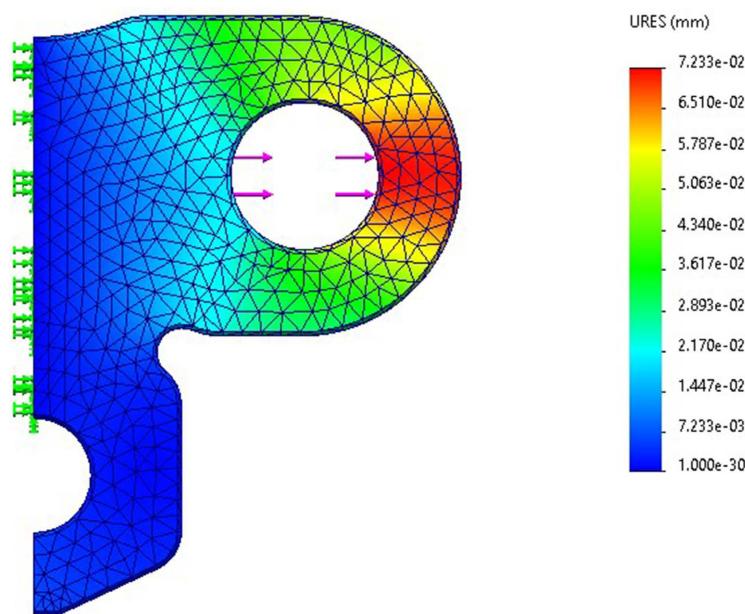
如图 6, 可知模具在使用过程中, 所产生的形变量在 0.3 mm 左右。



**Figure 6.** Deformation diagram of mold  
**图 6.** 模具变形图

由表 1 可知, 滚轮销轴支撑力  $G$  为 15 t, 共有两块压板受力, 单个压板受力为 7.5 t。压板为二力构件, 为便于分析计算, 模型沿着中性面进行分割, 取一半进行分析。材料与模具一致, 对中性面施加固定约束, 并添加载荷, 得到压板的形变图 7, 最大形变量为 0.07 mm。

根据以上分析, 初步设计模型在使用时, 如果时钳口上端面先接触受力的情况, 极易引起工具破坏, 不能实现压管功能。结构设计存在安全隐患, 需要对模具的设计进行进一步的设计优化。但经过分析, 获得了模具自身应力分布及变形的大致范围, 给后续的参数修正提供参考数据, 用于对模具变形量引起的压力角度变化进行调整, 同时为后续的结构优化提供依据。



**Figure 7.** Deformation diagram of pressure plate  
**图 7.** 压板形变图

### 2.3. 计算参数修正

理论分析阶段未充分考虑零部件之间的配合间隙及零件的弹性变形。结合有限元分析结果与理论计算对比可知，配合间隙及结构件自身的弹性变形幅度较大，对滚轮接触点位置产生显著影响，从而对最终计算结果造成较大偏差。鉴于此，针对配合间隙及弹性变形因素，对模具受力分析中的若干关键参数进行了修正。在修正参数的基础上，重新计算了力臂长度与载荷分配，并据此开展了二次仿真分析。

结果表明，影响最为显著的因素为油缸顶部滚轮与模具之间的接触位置及接触角度变化。以下部分将对参数修正的具体内容及其对系统受力特性的影响进行详细阐述。

#### 2.3.1. 接触位置修正

通过对结构件的受力与变形特性进行分析可知，接触点位置的修正量与多种影响因素相关。接触点位置修正系数的大小主要取决于模具销轴配合间隙系数  $\beta_1$ 、结构变形系数  $\beta_2$ 、滚轮配合间隙系数  $\beta_3$  以及滚轮切角等参数的综合作用。其中，滚轮切角  $\alpha$  的修正量对整体修正系数具有显著影响，其变化将直接改变接触点的空间位置与接触角度。

滚轮切角的修正量可通过弧长公式将滚轮端部的位移量转化为角度偏移量，从而定量描述滚轮姿态的变化。基于该方法，可准确获得滚轮切角的修正值，为后续的受力分析与接触特性计算提供更为精确的输入参数。

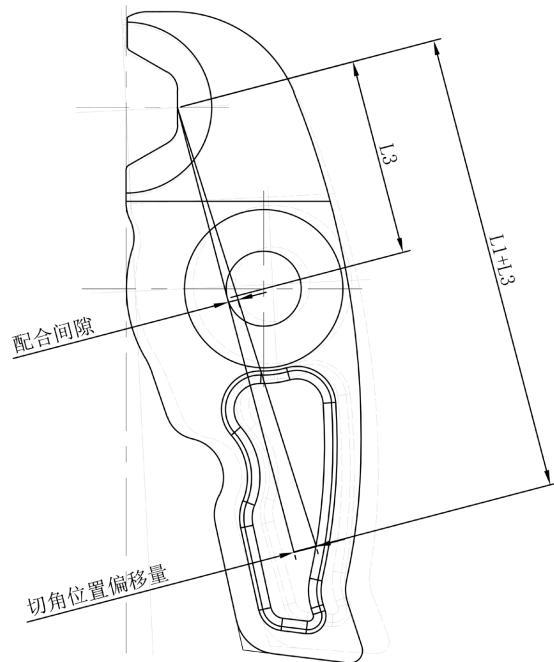
理论接触点的力臂  $L_1$ ，减去修正系数，可以得到实际接触距离  $L'_1$ 。

$$\Delta L = \frac{\beta_1 + \beta_2 + \beta_3}{\sin(\alpha + \Delta_\alpha)} \quad (11)$$

$$L'_1 = L_1 - \Delta L \quad (12)$$

##### 1) 模具销轴配合间隙系数 $\beta_1$

模具在压接管子最后受力阶段，钳口位置中心基本保持不动，销轴位于模具与滚轮接触位置和钳口的中间部分，因此销轴与孔配合间隙会在模具尾部进行放大，如图 8。



**Figure 8.** Graph of clearance versus  $\beta_1$   
**图 8.** 配合间隙与  $\beta_1$  关系图

则有：

$$\beta_1 = 2 * (k + 1) * \delta_1 \quad (13)$$

模具销轴配合间隙系数受到力臂系数的变化影响如表 2 所示。

**Table 2.** Fitting clearance correction value  
**表 2.** 配合间隙修正值

力臂系数 $k$	销孔配合间隙 $\delta_1$	参数取值 $\beta_1$ /mm
$L_1/L_3$	0.25	0.3

## 2) 结构变形系数 $\beta_2$

结构变形系数  $\beta_2$  受压板形变量与模具整体形变量的共同影响。该系数能够有效表征载荷作用下模具系统的整体柔度，为接触点位置修正及后续受力分布分析提供关键修正依据。具体而言，压板的形变量可参考初步有限元分析得到的结果。压板结构变形对结构形变系数的影响，与销轴配合间隙对修正系数的影响一致，可通过公式(13)获得。模具的形变直接引起接触位置偏移，则有：

$$\beta_2 = \delta_2 * (k + 1) + \delta_3 \quad (14)$$

结构系数取值表如表 3 所示。

**Table 3.** Structural deformation correction value  
**表 3.** 结构变形修正值

力臂系数 $k$	压板形变量 $\delta_2$ /mm	模具形变量 $\delta_3$ /mm	系数取值 $\beta_2$ /mm
$L_1/L_3$	0.07	0.30	1.0054

3) 滚轮配合间隙系数  $\beta_3$ 

滚轮配合间隙系数取值  $\beta_3$  可由销孔配合间隙的上限乘 2 求得, 如表 4 所示。

**Table 4.** Roller pin fitting clearance correction value**表 4.** 滚轮销轴配合间隙修正值

销孔配合间隙下限/mm	销孔配合间隙上限/mm	系数取值 $\beta_3/\text{mm}$
0.01	0.05	0.1

**2.3.2. 接触角度修正**

滚轮切角修正量可以通过模具销轴配合间隙, 压板形变量, 夹紧头形变量及模具形变量转化角度变化量。滚轮切角的修正量是由压板的形变量夹紧头的形变量以及模具的形变量的影响, 形变量的变化通过弧长公式可转化为角度的变化量, 转化公式如下所示:

$$\Delta\alpha = \frac{A}{r} \times \frac{180}{\pi} \quad (15)$$

式中,  $\Delta\alpha$  为角度变化量,  $A$  为等效形变量,  $L_3$  表示弧长半径。由此可推导出以下公式, 再由下列公式计算得出角度修正值。同理, 压板形变量, 夹紧头形变量及模具形变量的间隙变化同样可由此公式计算可得, 这里采用求和一次性求解的方式求得角度的变化量, 即角度修正值。

计算公式如下所示:

$$\frac{\beta_1 + \beta_2 + \beta_3}{L_3} \times \frac{180}{\pi} = \Delta\alpha \quad (16)$$

滚轮接触点的实际距离可由模具销轴配合间隙系数  $\beta_1$ , 结构变形系数  $\beta_2$ , 滚轮配合间隙系数  $\beta_3$  及滚轮切角修正量计算得出, 具体计算公式如下:

$$L_0 - \Delta_L = L_1 \quad (17)$$

根据以上对理论计算进行修正, 得到修正后的计算结果如表 5。

**Table 5.** Results of corrected force analysis  
**表 5.** 修正后受力分析结果

工况	接触面	变量说明	结果
工况 1	钳口下端面接触	$r = 9$	
		$\rho = 1.215$	$F_{N_1} = 4.887 \text{ t}$
		$\frac{F}{2} = 1.6 \text{ t}, \alpha = 12.3^\circ$	$F_3 = 6.2 \text{ t}$
		$L_1 = 58.5 \text{ mm}, L_3 = 43.5 \text{ mm}$	$F_4 = 3.6 \text{ t}$
		$L_4 = 26.52 \text{ mm}$	$G = 12.8 \text{ t}$
工况 2	钳口上、下端面接触	$r = 9$	
		$\rho = 1.215$	$F_{N_1} = 4.82 \text{ t}$
		$\frac{F}{2} = 1.6 \text{ t}, \alpha = 12.3^\circ$	$F_3 = 6.15 \text{ t}$
		$L_1 = 58.5 \text{ mm}, L_3 = 43.5 \text{ mm}$	$F_4 = 2.15 \text{ t}$
		$L_4 = 43.5 \text{ mm}$	$G = 12.7 \text{ t}$

续表

工况 3	钳口上端面接触	$r=9$ $\rho=1.215$ $\frac{F}{2}=1.6 \text{ t}, \alpha=12.3^\circ$ $L_1=58.5 \text{ mm}, L_3=43.5 \text{ mm}$ $L_4=61.2 \text{ mm}$	$F_{N_1}=5.08 \text{ t}$ $F_3=6.15 \text{ t}$ $F_4=1.53 \text{ t}$ $G=12.7 \text{ t}$
------	---------	--	--

## 2.4. 二次仿真分析

将修正后的计算结果带入分析模型，仿真结果如图 8，图 9 所示。钳口下端面接触，最大应力为 666 MPa；钳口上下端面接触，模型的最大应力为 770 MPa；钳口上端面接触，钳口上方产生较大应力，可能造成沿钳口方向断裂的情况，最大应力为 867 MPa。

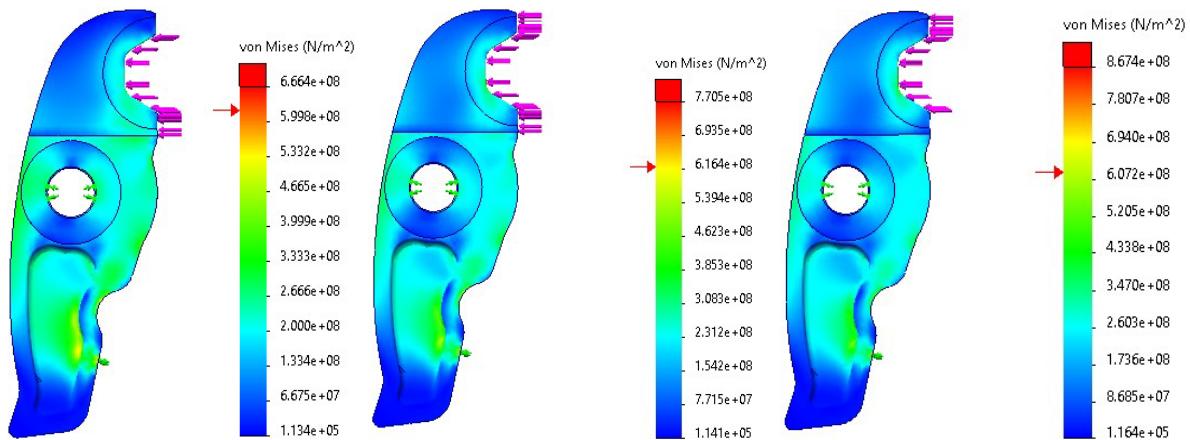


Figure 9. Stress diagram of mold

图 9. 模具应力分布图

经参数修正后，最恶劣工况下，峰值应力降至 868 MPa，即使在最不利的情况下，模具应力依然低于材料的屈服强度，降低安全隐患。

## 3. 结构优化及实验验证

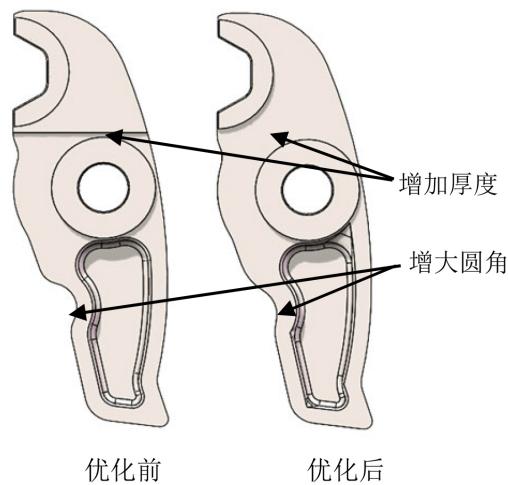
不改变接口尺寸与适配性的前提下，实施以下三项措施：1) 模具厚度增加；2) 统一钳口压接接触面，通过调整结构，保证压接时，仅有钳口的下端面接触，使其工作在低应力工况；3) 重构应力集中区域过渡圆角，减小应力集中。

### 3.1. 结构优化示意图

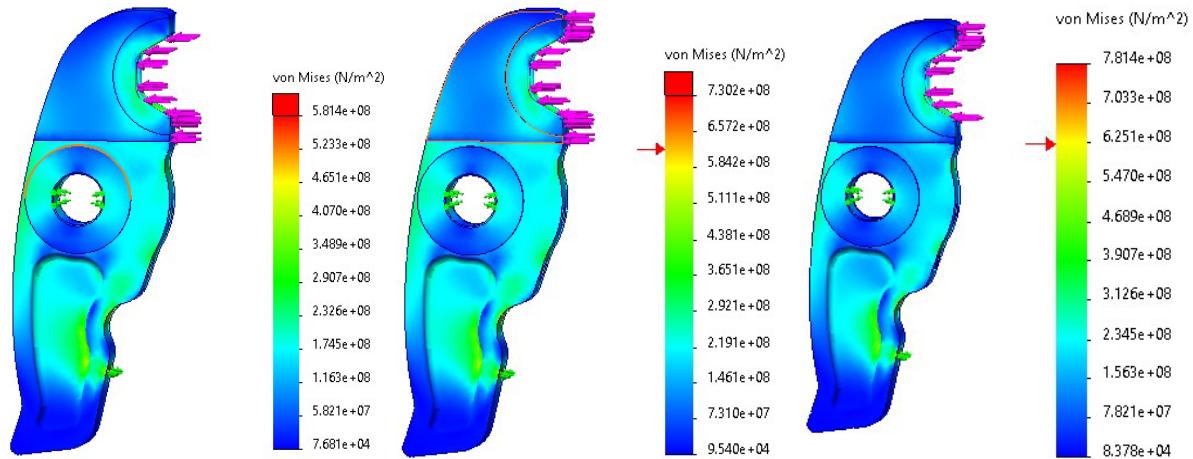
根据受力分析，对模具结构进行设计调整，不改变原有的接口尺寸，设计模型如下更改：模具厚度增加 2 mm，模具钳口倒角进行修改，保证模具压管位置接触面积一致，模具下方应力集中区域，设计修改，降低应力集中，修改后如图 10 所示。

优化后仿真分析结果如图 11 (表 6)。

基于厚度增加、倒角重构与应力集中过渡优化的结构，进一步降低至 781.4 MPa，安全裕度得到进一步提升。



**Figure 10.** Comparison of mold before and after optimization  
**图 10.** 模具优化前后对比



**Figure 11.** Mold stress diagrams  
**图 11.** 模具应力分析图

**Table 6.** Peak stress comparison under different working conditions  
**表 6.** 不同工况下的峰值应力对比

接触工况	初设最大应力 (MPa)	修正后最大应力 (MPa)	优化后最大应力 (MPa)	优化后/屈服比
钳口下端面接触	886	666	581	0.63
钳口上下端面接触	960	770	730	0.79
钳口上端面接触	1120	867	781	0.84

### 3.2. 试验验证

在 3.2 t 推力的 HHYD-1550B 工具上，采用钢棒代替可塑性管件进行满载循环疲劳试验，如图 12。试验台以气动控制，实现与实际相近的节拍加载。优化结构前，实现 26,276 次有效循环。结构优化后，实现 26,276 次有效循环，超过 20,000 次设计寿命指标，等效寿命系数约为 1.314。



Figure 12. Fatigue cycle test  
图 12. 疲劳测试

#### 4. 结论

本文形成了“理论 - 仿真 - 修正 - 优化 - 验证”的 DN25 卡压模具设计闭环：1) 获得压接载荷谱并建立三类极限工况；2) 识别上端面接触的失效风险；3) 引入间隙/形变修正后，仿真结果更接近实际；4) 结构优化显著降低应力峰值，台架循环达到 26,276 次，满足工程寿命要求。5) 未来将开展旋转副磨损/摩擦演化建模，以及跨规格(DN15~DN40)参数化扩展与试验覆盖。

#### 参考文献

- [1] 张雪, 沙雨纯, 沈峰, 等. 基于高品质供水的不锈钢管选型及质控要求[J]. 给水排水, 2023, 59(S1): 445-451.
- [2] 谢丹, 冯新宁, 杨荧莹, 等. 双卡压接口薄壁不锈钢给水管在施工中的应用[J]. 安装, 2022(8): 26-29.
- [3] 李天宝, 曹亚楠, 李怀洲, 等. 我国不锈钢水管行业发展现状及展望(下)[J]. 钢管, 2022, 51(3): 6-12.
- [4] 路创业. 建筑给水薄壁不锈钢管道连接施工技术要点探析[J]. 工程机械与维修, 2022(5): 130-132.
- [5] Smith, J., et al. (2022) Recent Advances in Pipe Joining Technologies: A Review. *Journal of Constructional Steel Research*, **195**, 1-10.
- [6] Johnson, M., et al. (2020) Innovative Materials for High-Pressure Pipeline Connections: A Comparative Study. *Engineering Structures*, **225**, Article ID: 111278.
- [7] Wilson, T. and Taylor, M. (2021) Long-Term Reliability Assessment of Crimped Pipe Connections. *Materials Science and Engineering: A*, **798**, Article ID: 140287.
- [8] 李华, 陈涛. 基于机器人的管道压接自动化系统[J]. 机器人技术与应用, 2023, 30(2): 45-52.
- [9] 韩玲玲, 高亮, 杨敬辉, 等. 电动工具行业智能制造发展指数研究[J]. 电动工具, 2023(3): 1-5.
- [10] 吴刚, 马莉. 绿色节能的管道压接工具设计[J]. 环境工程学报, 2023, 37(3): 112-118.
- [11] 张建, 唐文献, 吴爱胜, 等. DN25 薄壁不锈钢管卡压机制研究[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2013, 27(1): 43-47.