



DOI: 10.3969/j.issn.1003-7292.2026.02.004

引文格式:王力,龙坚战,屠永宁,等.高线轧机复合辊环过盈配合理论设计与仿真验证[J].硬质合金,2026,43(2):38-46.

WANG L, LONG J Z, TU Y N, et al. Theoretical design and simulation verification of interference fit for composite roll rings in high-speed wire rod mills[J]. Cemented Carbides, 2026, 43(2): 38-46.

高线轧机复合辊环过盈配合理论设计与仿真验证

王力¹ 龙坚战^{2,3} 屠永宁^{2,3} 罗尧^{2,4} 王义凯^{2,5} 成祥^{2,3} 崔焱茗^{2,3}

- (1. 马鞍山学院, 安徽马鞍山 243100;
2. 硬质合金全国重点实验室, 湖南株洲 412000;
3. 株洲硬质合金集团有限公司, 湖南株洲 412000;
4. 北京科技大学, 北京 100083;
5. 天津大学, 天津 300354)

摘 要 为降低高线轧机硬质合金辊环成本与重量,提出一种外层硬质合金/内层合金钢过盈配合的复合辊环结构。基于厚壁圆筒理论,以极限工况为校核基准,结合安全系数 $n=2$, 计算得到安全过盈量范围为 $0.126 \sim 0.344$ mm, 选取设计过盈量 0.16 mm。采用 ANSYS Workbench 建立三维静力学模型进行仿真分析。结果表明,由于短圆筒结构 ($L/D_0 \approx 0.33$) 的端部效应,结合面接触应力沿轴向呈两端高、中间低的分布特征,中部接触应力为 30.5 MPa, 较理论值 33.0 MPa 降低约 7.6% 。合金钢层与硬质合金层内表面等效应力仿真值分别为 153.8 MPa 和 124.7 MPa, 与理论值误差均在 5% 以内,两者吻合良好。研究验证了厚壁圆筒理论在复合辊环过盈配合设计中的适用性,也证明了有限元方法对该类结构分析的可靠性。

关键词 复合辊环;厚壁圆筒理论;过盈配合;仿真验证

Theoretical Design and Simulation Verification of Interference Fit for Composite Roll Rings in High-Speed Wire Rod Mills

Wang Li¹ Long Jianzhan^{2,3} Tu Yongning^{2,3} Luo Rao^{2,4} Wang Yikai^{2,5}

Cheng Xiang^{2,3} Cui Yanming^{2,3}

- (1. Ma'an Shan University, Ma'an Shan Anhui 243100, China;
2. State Key Laboratory of Cemented Carbide, Zhuzhou Hunan 412000, China;
3. Zhuzhou Cemented Carbide Group Co., Ltd., Zhuzhou Hunan 412000, China;
4. University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China;
5. Tianjin University, Tianjin 300354, China)

基金项目:中国五矿集团有限公司全国重点实验室专项资金项目(2024GZYJ01);湖南省示范性科技成果转化项目(2025CK1005);
湖南省芙蓉计划青年人才项目(2025QT-11);中国五矿集团有限公司青年科技基金项目(2026QNJJ11);
湖南省重大科技攻关“揭榜挂帅”制项目(2023ZJ1050)

作者简介:王力(1978—),男,高级工程师,研究方向:主要从事金属材料及成型技术研究。E-mail: wang_scu@126.com。
通信作者:龙坚战(1979—),男,博士,正高级工程师,主要从事硬质合金研究工作。E-mail: longjianzhan@163.com。

ABSTRACT To reduce the cost and weight of cemented carbide roll rings in high-speed wire rod mills, a composite roll ring structure with an outer cemented carbide layer and an inner alloy steel layer connected by interference fit was proposed. Based on the thick-walled cylinder theory, taking the ultimate working condition as the benchmark and incorporating a safety factor of $n=2$, the safe interference range was calculated to be 0.126–0.344 mm, and a design interference of 0.16 mm was selected. A three-dimensional static model was established using ANSYS Workbench for simulation analysis. The results indicate that due to the end effect of the short cylindrical structure ($L/D_0 \approx 0.33$), the contact stress on the bonding interface exhibits a distribution characteristic of being higher at both ends and lower in the middle along the axial direction. The contact stress in the middle region is 30.5 MPa, which is approximately 2.1% lower than the theoretical value of 33.0 MPa. The simulated equivalent stresses on the inner surfaces of the alloy steel layer and the cemented carbide layer are 153.8 MPa and 124.7 MPa, respectively, with errors from the theoretical values within 5%, showing good agreement. The study verifies the applicability of the thick-walled cylinder theory in the interference fit design of composite roll rings and demonstrates the reliability of the finite element method for analyzing such structures.

KEY WORDS composite roll ring; thick-walled cylinder theory; interference fit; simulation verification

线材产量占据钢材总产量的10%~15%,其中绝大多数由高速线材轧机生产。高速线材轧机作为高速线材轧制领域的核心装备,在钢铁行业中具有重要地位。辊环作为轧机中的关键消耗件,因持续承受高负荷轧制与磨损,需频繁修磨与更换,使用成本较高。硬质合金辊环因其优异的抗轧制冲击性、抗热疲劳性、耐磨性与高强度被广泛采用,可显著提升轧制效率与辊环使用寿命^[1]。目前,硬质合金辊环因其优异的力学性能,已成为高线精轧机标准配置。成祥^[2]、刘豪^[3]等人对硬质合金辊环在钢铁行业的应用优势、研究现状和发展趋势做了系统地介绍,也指出随着国家提出的“双碳”战略目标,钢铁行业必将向绿色环保、低能耗、高质量方向发展转型。

整体式硬质合金辊环性能优异,但是存在成本高和密度大两大瓶颈问题。为兼顾性能、成本和轻量化,产业界逐渐探索双金属复合结构的辊环设计方案,即外层采用硬质合金保证接触区的耐磨性与强度,内层采用合金钢实现减重与降本。满足辊环工况要求的复合结构辊环界面结合方式设计至关重要,巴讯^[4]、张健健^[5]等人通过离心铸造、固-液复合铸造等办法成功制备冶金结合工艺的复合辊环,虽然连接强度高,但工艺相对复杂。齐红敏基于ABAQUS软件对粉末冶金复合凸轮的过盈装配结构和材料参数进行分析优化,得出粉末冶金复合凸轮材料和厚度、结构的最佳参数^[6]。徐锐等基于ANSYS软件对管道和活塞装配过盈量参数分析,获得

结构变形规律,得到活塞不同过盈量与其推出压力关系图^[7]。铁道机车的车轮与车轴采用过盈配合联接,王小燕等对铁道机车车辆轮轴装配应力进行理论计算,给出了轮轴配合合理的过盈量^[8]。张慧生等针对主电机定子铁心与机座间的过盈配合,结合实际应用中的高低温工况,采用有限元的计算方法,对接触面装配应力及传递力矩进行了校核^[9]。上述大部分研究充分证明了过盈配合在机械连接领域的可靠性与实用性。

相对于冶金结合,采用过盈装配的机械连接方法具有以下显著优势:(1)工艺可靠性高,质量主要取决于尺寸精度,便于按工况要求设计,同时避免了冶金结合中常见的界面缺陷问题;(2)可实现无损拆卸,便于维修更换,硬质合金层达到寿命后钢芯可重复使用,经济性更优;(3)温差法装配温度低(200~300℃),无热影响区,不会改变基体材料的原始力学性能;(4)基于厚壁圆筒理论,应力分布能准确预测,可为工程设计提供可靠的理论依据。

对于高线轧机这种高压、高转速工况,采用机械过盈配合连接异种材料(硬质合金-合金钢)的研究尚不充分,其界面行为、可靠性设计方法缺乏系统性介绍。对于硬质合金-合金钢这类异种材料机械过盈配合连接,尤其是应用于高转速、大扭矩、冷热交变的轧制环境中,其界面接触应力、结构强度、抗扭可靠性以及安全过盈量的确定等问题需要系统深入的研究。

本文针对高线轧机辊环提出一种外层为硬质合

金(YGR55)、内层为合金钢(40CrNiMoA)的复合辊环轻量化设计方案,采用机械过盈配合实现两者间的可靠连接传递扭矩,保证使用要求。综合考虑辊环全寿命周期外径修磨的影响,以极限工况为校核基准,基于厚壁圆筒理论计算过盈量范围,选定过盈量设计值,并通过理论计算与有限元仿真相结合的方法,系统揭示复合辊环结构短圆筒端部效应规律,验证厚壁圆筒理论的理论计算和仿真分析的一致性,为高线轧机辊环的轻量化设计与工程应用提供可靠的理论依据与分析验证方法。

1 复合辊环结构与性能要求

1.1 复合辊环结构

传统的高线轧机辊环采用硬质合金材料整体制作。考虑成本及轻量化要求,高线轧机辊环采用复合结构设计,由硬质合金层环和合金钢层环组成,硬质合金层保证轧制质量性能要求,合金钢层起支撑和轧机轴连接作用。零件装配采用热装法,利用材料热胀冷缩的特性,通过对硬质合金层加热,合金钢层冷却,将合金钢层压入硬质合金层中,在室温状态下完成过盈装配。扭矩载荷完全由过盈配合界面传递。图1为复合辊环结构示意图。某规格的复合辊环尺寸参数见表1,材料参数见表2。

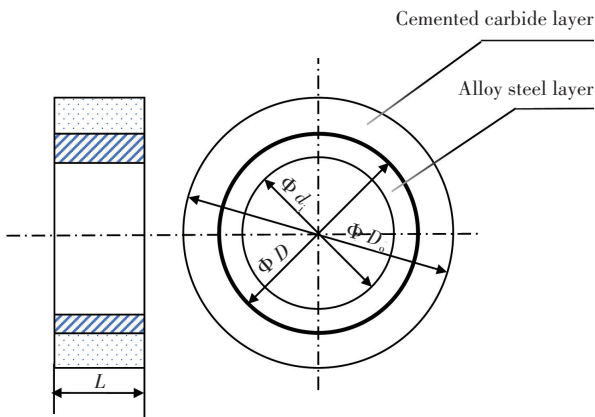


图1 复合辊环结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of composite roll ring structure

表1 复合辊环结构尺寸参数

Table 1 Dimensional parameters of composite roll ring structure

ring structure			mm
ϕD_o	ϕD	ϕd_i	L
285	210	160	95

表2 复合辊环结构材料参数

Table 2 Material parameters of composite roll ring structure

Material	E (Elastic modulus)/MPa	ν (Poisson's ratio)	ρ (g/cm ³)	Strength limit/MPa
YGR55	550 000	0.22	14	1 200 (Tensile strength)
40CrNiMoA	210 000	0.30	7.7	800 (Yield strength)

1.2 辊环结构性能目标要求

复合辊环过盈装配需满足以下基本性能目标要求:

(1)强度要求

过盈装配引起的联结件内应力应保持在弹性范围内,低于材料的强度极限。根据厚壁圆筒理论,硬质合金层(外筒)在过盈装配下受内压作用,呈向外撑开趋势,其环向应力表现为拉应力。硬质合金虽具有较高的抗拉强度,但韧性较差,脆性特征显著,故需按脆性材料校核其强度。合金钢层(内筒)在过盈装配下受外压作用,呈向内压缩趋势,其环向应力表现为压应力,最大压应力出现在合金钢层内表面。合金钢材料为韧性材料,以屈服强度为基准进行强度校核。

(2)扭矩传递要求

过盈配合所需传递的摩擦力矩必须大于轧机工艺计算的轧制力矩。根据所研究轧机规格工艺计算,轧制力矩为 $18 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$,过盈联结设计需以此为目标值,并预留足够的安全系数。

以上两项要求均需在过盈量设计时统筹考虑,确保联结强度与传动可靠性。

2 辊环结构理论计算

2.1 复合辊环接触应力理论计算

复合辊环由外层硬质合金环与内层合金钢环通过过盈配合构成,其结构满足厚壁圆筒定义(外半径与内半径之比 $b/a > 1.2$)。基于厚壁圆筒理论[Lamé公式,见公式(1)],假设材料为连续、均匀、各向同性线弹性体,轴向应力为零(平面应力状态),结合面压力均匀分布,无应力集中,建立双层厚壁圆筒过盈配合力学模型。

直径过盈量 Δ 与接触应力 p 的关系为:

$$\Delta = p \cdot D \cdot \{ (1/E_i) \cdot [(D^2 + d_i^2)/(D^2 - d_i^2) - \nu_i] + (1/E_o) \cdot [(D_o^2 + D^2)/(D_o^2 - D^2) + \nu_o] \} \cdots \cdots (1)$$

式中: D_i ——内筒内直径(mm);
 D ——结合面直径(mm);
 D_o ——外筒外直径(mm)
 E_i, ν_i ——内筒材料弹性模量(MPa)、泊松比;
 E_o, ν_o ——外筒材料弹性模量(MPa)、泊松比;
 p ——结合面接触应力(MPa);
 Δ ——直径过盈量(mm)。

将表 1、表 2 所列几何尺寸及材料参数代入式 (1) 中, 计算可得复合辊环初始状态 ($D_o = 285 \text{ mm}$) 的接触应力与过盈量关系见式 (2):

$$p = 206.6 \Delta \tag{2}$$

辊环在服役过程中, 硬质合金层外径会因修磨逐渐减小。当外径修磨至极限尺寸 $D_o' = 255 \text{ mm}$ 时, 相关参数代入式 (1) 中, 计算可得修磨极限状态下的接触应力与过盈量关系见式 (3):

$$p = 180.5 \Delta \tag{3}$$

由上可知, 复合辊环结合面接触应力是由复合辊环过盈量、结构尺寸、材料弹性模量和材料泊松比参数确定。与初始状态相比, 相同过盈量在修磨后对应的接触应力下降约 12.6%。因此, 复合辊环全生命周期内的扭矩传递力矩要求应以修磨极限状态为校核基准。

2.2 复合辊环应力理论计算

依据厚壁圆筒理论, 复合辊环关键位置 (合金钢层内表面、外表面, 硬质合金层内表面、外表面) 的应力与结构几何尺寸、接触应力有关, 同结合面接触应力 p 呈线性关系。复合辊环各位置应力与结合面接触应力的对应关系及系数见表 3。

其中, 平面应力状态下, 等效应力公式见式 (4):

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r \sigma_\theta} \tag{4}$$

由表 3 可知, 合金钢层内表面应力最大。

2.3 满足强度要求的最大直径过盈量计算

对于本文研究的复合辊环结构, 包容件材料为硬质合金 YGR55, 属于脆性材料, 被包容件为合金钢 40CrNiMoA, 采用调质处理, 属于偏韧性材料。参考 GB/T 5371—2004^[10] 第 5.3.2 条给出的过盈联结件不产生塑性变形所允许的最大过盈量, 针对包容件、被包容件分别按照脆性材料和塑性材料规定了结合面最大接触应力计算公式。

按标准中表 3 计算结合面最大接触应力, 计算公式见式 (5):

硬质合金层为脆性材料:

$$P_{fa, \max} = b \cdot \frac{\sigma_{ba}}{2 \sim 3} \tag{5}$$

式中:

$$b = \frac{1 - q_a^2}{1 + q_a^2}, q_a = D/D_o$$

参考复合辊环结构尺寸计算: $b = 0.2963$

式 (5) 中经验系数取 2.5, 用于脆性材料的过盈配合设计, 保证结构在服役条件下的可靠性, 计算硬质合金层结合面最大接触应力:

$$p_{fa, \max} = 0.2963 \times 1200 \text{ MPa} / 2.5 = 142.2 \text{ MPa}$$

合金钢层为塑性材料, 结合面最大接触应力计算公式见式 (6):

$$P_{fi, \max} = c \sigma_{si} \tag{6}$$

$$\text{式中: } c = \frac{1 - q_i^2}{2}, q_i = d_i/D$$

参考复合辊环结构尺寸计算: $c = 0.21$

合金钢层结合面最大接触应力:

表 3 复合辊环各位置应力系数 (接触应力 p)
Table 3 Stress coefficients at various positions of composite roll ring (contact stress p)

Structural layer	Position	Hoop stress	Radial stress		Equivalent stress
		Formula	σ_θ	σ_r	σ_{vm}
Alloy steel layer	Inner surface	$\sigma_{\theta 1i} = -P \cdot \frac{2D^2}{D^2 - d_i^2}$	$-4.768p$	0	$4.768p$
	Outer surface	$\sigma_{\theta 1o} = -P \cdot \frac{D^2 + d_i^2}{D^2 - d_i^2}$	$-3.768p$	$-p$	$3.381p$
Cemented carbide layer	Inner surface	$\sigma_{\theta 2i} = P \cdot \frac{d_o^2 + D^2}{d_o^2 - D^2}$	$3.376p$	$-p$	$3.971p$
	Outer surface	$\sigma_{\theta 2o} = P \cdot \frac{2D^2}{d_o^2 - D^2}$	$2.376p$	0	$2.376p$

$$p_{fi,max}=0.21 \times 800 \text{ MPa}=168 \text{ MPa}$$

上述计算结果为满足复合辊环结构的材料强度极限数值,结构最大应力同材料强度极限一致,未考虑安全系数。考虑轧制过程中的冲击载荷、高温交变疲劳载荷以及修磨后的工况变化,参考《机械设计手册》^[11]中安全系数的范围,结合工程实际要求,确定安全系数 $n=2$ 。计算复合辊环结构结合面最大允许用接触应力见式(7)和式(8):

硬质合金层:

$$p_{o,max} \leq 142.2 \text{ MPa}/2=71.1 \text{ MPa} \quad (7)$$

合金钢层:

$$p_{i,max} \leq 168 \text{ MPa}/2=84 \text{ MPa} \quad (8)$$

将复合辊环各层最大允许用接触应力数值代入表3,计算可知,均满足结构工况安全系数要求。硬质合金层结合面最大允许用接触应力为 71.1 MPa,相对最小,将其作为最大允许直径过盈量设计基础。数值代入式(2)中,计算满足强度要求最大允许直径过盈量约为 0.344 mm。

2.4 满足抗扭传递要求的最小直径过盈量计算

过盈配合依靠结合面摩擦力传递扭矩。可传递的极限扭矩 T_t 的计算方法见式(9):

$$T_t = (\pi \mu D^2 L p) / 2 \quad (9)$$

式中: μ 为摩擦系数,取 0.12^[12]; D 为结合直径, $D=210 \text{ mm}$; L 为配合宽度, $L=95 \text{ mm}$; p 为接触应力 (MPa)。

将 $18 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 轧制力矩代入式(9)中,可计算出所需传递扭矩最小接触应力,见式(10):

$$p = 2T_t / (\pi \mu D^2 L) \approx 22.8 \text{ MPa} \quad (10)$$

考虑到复合辊环服役过程中外径修磨的极限状态,代入式(3)中,得到满足传递扭矩要求最小直径过盈量约为 0.126 mm。

2.5 安全直径过盈量范围与直径过盈量选择

结合上述理论计算结果,同时满足复合辊环强度与抗扭要求的安全过盈量范围为:

$$0.126 \text{ mm} \leq \Delta \leq 0.344 \text{ mm}$$

为兼顾可靠性并留有一定安全余量,参考国标 GB/T 5371—2004^[10]中 5.4 过盈配合的选择,要求有较多的联结件材料强度储备时,取值范围见公式(11):

$$\Delta_{\min} < \Delta_{\text{design}} < (\Delta_{\min} + \Delta_{\max})/2 \quad (11)$$

综合考虑,选取设计直径过盈量为 0.16 mm。选取的过盈量约为最小需求直径过盈量的 1.27 倍,同时远低于结构强度要求的最大过盈量。

校核直径过盈量 0.16 mm 下,计算接触应力和传递扭矩,代入式(2)中, $p \approx 33 \text{ MPa}$;代入式(10)中, $T_t \approx 26.1 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。可知,以上计算结果满足复合辊环结构性能目标要求,并有一定设计余量,设计合理。

3 有限元模型建立及验证策略

3.1 几何建模与材料参数

依据表1所示的复合辊环结构尺寸,在 ANSYS Workbench 软件中,创建 Static Structural 分析模块,建立三维静力学模型。考虑到复合辊环结构的轴对称性,采用 1/4 模型设计以降低计算规模。依据理论分析确认的直径过盈量数值,在合金钢层建模时直接体现 0.08 mm 半径过盈量。参考表2中材料定义,将硬质合金和合金钢材料参数输入并赋予相应模型。

3.2 接触定义与网格划分

在接触设置中,硬质合金层内圆柱面与合金钢层外圆柱面之间建立摩擦接触对,硬质合金层结合面定义为目标面,合金钢层结合面定义为接触面,接触类型设置为 Frictional,摩擦系数设定为 0.12,相应行为选项中设置为非对称,设置增广拉格朗日算法,精确模拟过盈配合的力学行为。对模型进行网格划分,网格尺寸设置为 1.5 mm,生成六面体网格。图2所示为复合辊环 1/4 网格模型。

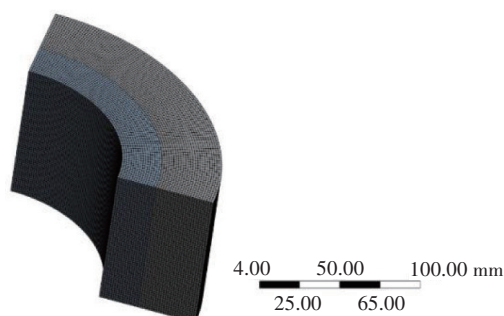


图2 复合辊环 1/4 网格模型

Fig. 2 Quarter mesh model of composite roll ring

3.3 边界条件与验证策略

边界条件的设定应与实际工况保持一致,这是保证有限元分析结果符合工程实际的前提。本研究采用复合辊环的 1/4 对称模型,在环向端面施加法向位移约束以模拟对称边界条件;径向内外表面及轴向端面均设置为自由状态,允许其在过盈装配后沿径向和轴向自由变形,符合实际装配情况。

理论计算是基于厚壁圆筒理论,假定包容件与被包容件处于平面应力状态,轴向应力为零。有限元模型在边界条件设置上同理论并不一致。根据圣维南原理^[13],端部局部边界条件的影响随距离增加而迅速衰减,在距离端部足够远处(通常为横向尺寸的1~2倍),应力分布趋于均匀,与理论假设的“无限长圆筒”状态一致。但本研究中复合辊环宽度 $L=95\text{ mm}$,外径 $D_o=285\text{ mm}$,宽径比 $L/D_o \approx 0.33$,属于典型的短圆筒结构,其端部效应较为显著,不满足理论分析的“无限长圆筒”,轴向应力为零的状态。对于复合辊环过盈配合有限元分析,意味着两端附近区域存在明显的端部效应,应力状态复杂,和厚壁圆筒理论分析的假设条件不一致。

虽然复合辊环轴向偏短,但两端呈现反向端部效应状态,中部位置轴向位移基本无变化,反而更接近平面应力状态,更接近理论计算的“无限长”假设。因此,后续在模型中选取中间位置的仿真结果,以消除端部效应的干扰,同理论分析数据进行验证对比,同时兼顾评估真实的复合辊环过盈配合的力学状态。

3.4 模型分析设置

在分析设置中,考虑几何非线性效应,大挠曲设置为On。其他求解参数保持默认即可。

4 有限元结果分析验证与讨论

4.1 模型仿真结果整体分析与端部效应说明

图3至图5分别为复合辊环位移及等效应力云图。有限元分析结果表明,复合辊环的位移、等效

应力和接触应力沿径向和轴向均呈现梯度分布,表现出明显的端部效应。

图3展示了合金钢层模型仿真云图。由图3(a)和(b)可知,内表面中间位置的位移和等效应力较大,向两端逐渐降低。内表面中间位置位移约为 $0.061\ 5\text{ mm}$,两端约为 0.06 mm ;外表面中间位置位移约为 $0.058\ 3\text{ mm}$,两端约为 $0.057\ 3\text{ mm}$ 。等效应力方面,内表面中间位置最大值为 153.8 MPa ,两端为 148.5 MPa ;外表面中间位置为 102.2 MPa ,两端为 104.5 MPa 。位移和等效应力沿径向均呈现从内表面向外表面递减的趋势。由图3(c)可知,合金钢层两端轴向变形向外伸长,中间位置轴向位移近似为零,这是由于环向应力与径向应力均为压应力,泊松效应导致两端产生轴向伸长,呈现端部效应。由图3(d)可知,轴向应力为压应力,在结合面中间位置达到 -16.7 MPa ,并沿径向和轴向逐渐增大,接近于零。

硬质合金层的应力分布趋势与合金钢层相反。由图4(a)和(b)可知,内表面中间位置的位移和等效应力较小,向两端逐渐升高。内表面中间位置位移约为 $0.021\ 5\text{ mm}$,两端约为 0.023 mm ;外表面中间位置位移约为 $0.019\ 3\text{ mm}$,两端约为 0.021 mm 。等效应力方面,内表面中间位置为 124.7 MPa ,两端为 144.1 MPa ;外表面中间位置为 77.5 MPa ,两端为 78.7 MPa 。位移和等效应力沿径向同样呈现从内表面向外表面递减的趋势。由图4(c)可见,硬质合金层两端轴向位移向中间收缩,中间位置轴向位移近似为零,这是由于环向应力为拉应力,泊松效应导致两端向中间收缩,呈现端部效应。由图4(d)可

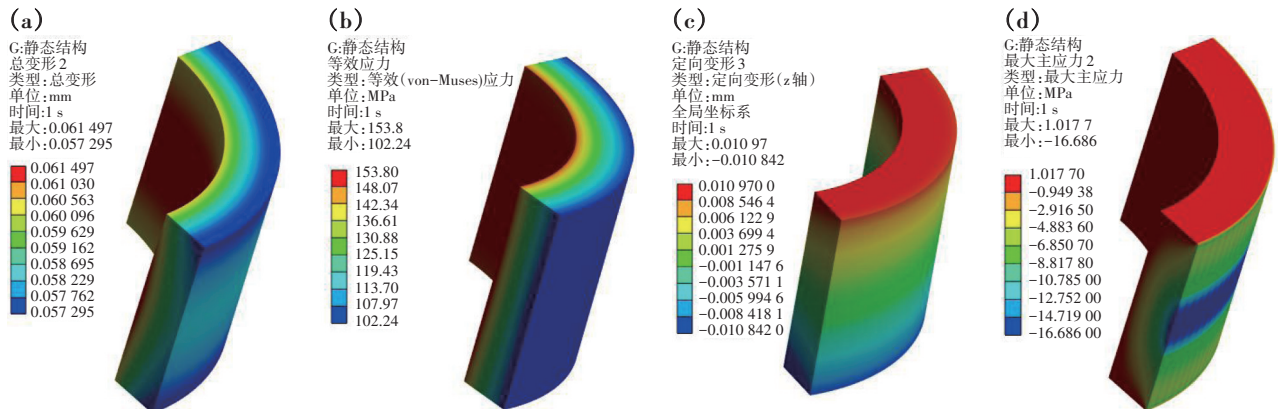


图3 合金钢层模型仿真云图:(a)总位移云图;(b)等效应力云图;(c)轴向变形云图;(d)轴向应力云图

Fig. 3 Simulation contour plots of alloy steel layer model: (a) total displacement contour plot; (b) equivalent stress contour plot; (c) axial deformation contour plot; (d) axial stress contour plot

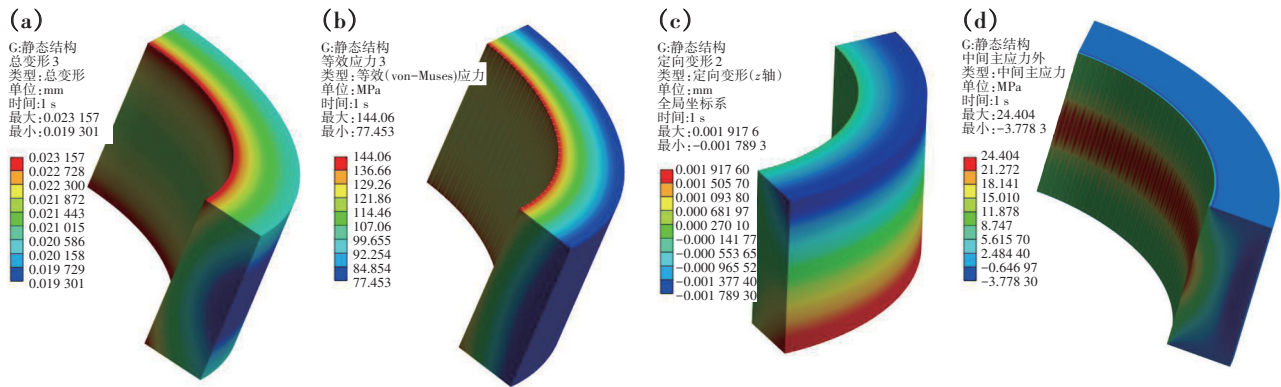


图 4 硬质合金层模型仿真云图: (a) 总位移云图; (b) 等效应力云图; (c) 轴向变形云图; (d) 轴向应力云图

Fig. 4 Simulation contour plots of cemented carbide layer model: (a) total displacement contour plot; (b) equivalent stress contour plot; (c) axial deformation contour plot; (d) axial stress contour plot

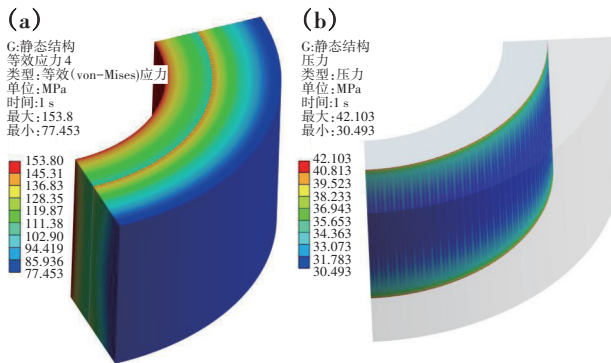


图 5 复合辊环模型仿真云图: (a) 等效应力云图; (b) 结合面接触应力云图

Fig. 5 Simulation contour plots of composite roll ring model: (a) equivalent stress contour plot; (b) contact stress contour plot of bonding interface

知, 轴向应力为拉应力, 在结合面中间位置最大拉应力为 24.4 MPa, 并沿径向和轴向逐渐减小, 外表面大部分区域为较小压应力。

图 5 为复合辊环整体模型仿真云图。图 5(a) 为复合辊环整体模型等效应力云图。由图可知, 等效应力沿径向呈梯度分布, 最大值出现在合金钢层内表面中间位置, 最小值出现在硬质合金层外表面中间位置, 等效应力在结合面发生突变, 硬质合金层内表面增加较大, 与理论分析趋势一致。图 5(b) 为复合辊环结合面接触应力云图。由图可见, 结合面接触应力沿轴向呈现两端高、中间低的分布特征: 两端区域接触应力较高, 最大值约为 42.1 MPa; 中间位置接触应力较低且分布均匀, 最小值约为 30.5 MPa。这是由于端部自由边界条件导致局部应力集中, 中间位置接触应力较理论计算值 (33.0 MPa) 低约 2.5 MPa。

上述分析表明, 复合辊环的应力分布特征符合圣维南原理对短圆筒端部效应的描述, 即两端自由边界引起局部应力变化。整体有限元分析结果准确反映了过盈装配后的实际应力状态: 合金钢层两端轴向伸长, 硬质合金层两端轴向收缩。尽管整体应力状态与平面应力假设存在差异, 但模型中间位置轴向应力相对较小、轴向位移近似为零, 可认为接近平面应力状态, 可用于与理论计算值进行对比验证。

4.2 理论计算及仿真分析对比验证

通过对有限元模型仿真结果的整体分析说明, 将复合辊环中部位置仿真值同理论计算值对比, 如表 4 所示。

由表 4 可知, 复合辊环硬质合金层与合金钢层在内、外表面位置的过盈量、结合面接触应力及等效应力仿真值与理论计算值吻合较好。为进一步验证理论模型的准确性, 提取复合辊环中间径向不同位置等效应力仿真结果与理论计算值进行对比。位置是从合金钢层内表面到硬质合金层外表面, 对比结果如图 6 所示。从图中可以看出, 理论计算值整体上略高于仿真分析结果, 但两者变化趋势一致, 数值吻合良好, 总体误差控制在 5% 以内。在结合面两侧, 由于材料属性不同, 等效应力发生明显突变。其中, 结合面附近误差最大, 合金钢层外表面误差约为 3.9%, 硬质合金层内表面误差约为 4.8%。

在有限元模型中, 由于复合辊环为短圆筒结构 ($L/D_0 \approx 0.33$), 两端为自由边界, 其应力状态与无限长圆筒假设下的平面应力状态存在差异。仿真结果表明, 结合面接触应力较理论计算值降低约

表 4 复合辊环中部位置仿真值同理论计算值对比表

Table 4 Comparison of simulation values and theoretically calculated values at middle position of composite roll ring

Item	Diametral interference /mm	Alloy steel layer radial interference/mm	Cemented carbide layer radial interference /mm	Contact stress/MPa	Alloy steel layer equivalent stress/MPa		Cemented carbide layer equivalent stress/MPa	
					Inner surface	Outer surface	Inner surface	Outer surface
Theoretical calculation	0.16	0.057 3	0.022 7	33	157.3	111.5	131.0	78.4
Simulation analysis	0.159 6	0.058 3	0.021 5	30.5	153.8	102.2	124.7	77.5
Error	0.3%	1.7%	5.3%	2.1%	2.2%	3.9%	4.8%	1.2%

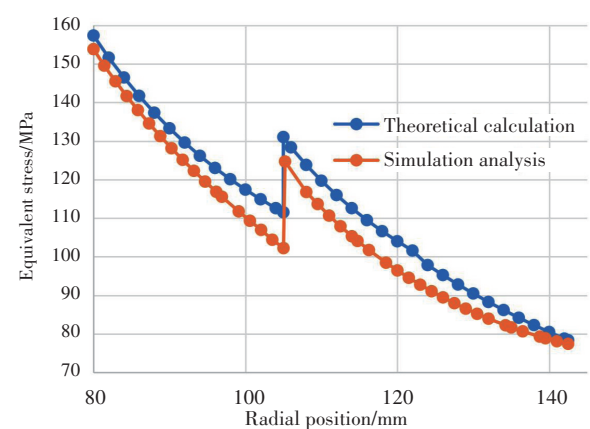


图 6 复合辊环径向位置等效应力对比

Fig. 6 Comparison of equivalent stresses at radial positions of composite roll ring

7.6%,且结合面两侧出现明显的轴向应力(如图3(d)、图4(d)所示)。由于轴向应力的存在,根据 Mises 屈服准则计算的等效应力略低于理论平面应力解。

从图3(d)、图4(d)还可看出,轴向应力自结合面向两端逐渐衰减至零,这与图6中等等效应力误差从结合面向两侧逐渐减小的趋势一致,进一步验证了仿真结果的合理性。

综上所述,有限元仿真结果与厚壁圆筒理论计算在等效应力的变化趋势及数值上均表现出良好的一致性,最大误差不超过5%。这不仅验证了理论分析模型的有效性,也证明了采用有限元方法进行过盈配合分析的可靠性,为该类过盈装配结构的工程设计与优化提供了一种可靠有效的分析验证方法。

5 总结

本文针对高线轧机硬质合金辊环的轻量化与低成本化需求,提出一种外层硬质合金(YGR55)/内层合金钢(40CrNiMoA)过盈配合的复合辊环结构。通过理论计算与有限元仿真相结合的方法,系统研

究了该结构的过盈量设计、端部效应及应力分布规律,得到以下结论:

1)基于厚壁圆筒理论,以极限工况为校核基准,结合安全系数 $n=2$,计算得到满足强度与扭矩要求的安全过盈量范围为0.126~0.344 mm,选取设计过盈量为0.16 mm。理论计算表明,该过盈量下结合面接触应力为33.0 MPa,合金钢层与硬质合金层内表面等效应力分别为157.3 MPa和131.0 MPa,满足材料强度要求。

2)有限元仿真揭示了短圆筒结构($L/D_0\approx 0.33$)的端部效应:结合面接触应力沿轴向呈两端高、中间低的分布特征,中部区域接触应力为30.5 MPa,较理论值降低约2.1%;合金钢层两端轴向伸长,硬质合金层两端轴向收缩,中部区域接近平面应力状态。仿真结果与理论计算在等效应力变化趋势及数值上吻合良好,最大误差不超过5%,验证了理论分析的正确性。

3)研究验证了厚壁圆筒理论在复合辊环过盈配合设计中的适用性,也证明了有限元方法对该类结构分析的可靠性。所建立的分析方法可为同类过盈装配结构的工程设计与优化提供有效参考。

本文基于静力学分析开展理论计算与仿真验证,后续可进一步围绕过盈量、结构尺寸等设计参数进行敏感性分析与优化,并结合轧制工况的高温及交变载荷,开展热-力-过盈耦合的动态仿真。同时,探究辊环修磨过程中尺寸变化对接触应力的影响规律,以完善复合辊环的设计方法,提升其工程适用性与服役可靠性,为高线轧机辊环的轻量化与低成本化应用提供更系统的理论与工程支撑。

参考文献

REFERENCES

[1] 杜晓丰,刘璐,肖佳. 高速线材轧机辊环失效原因分析及措施[J].

金属制品, 2024, 50(6): 42-45.

DU X F, LIU L, XIAO J. Failure cause analysis and measure of roller ring in high speed wire rod mill[J]. Steel Wire Products, 2024, 50(6): 42-45.

[2] 成祥, 龙坚战, 曾瑞霖. 硬质合金辊环在钢铁工业中的挑战与机遇[J]. 中国钨业, 2023, 38(6): 61-68.

CHENG X, LONG J Z, ZENG R L. Challenges and opportunities for cemented carbide roller rings in iron and steel industry[J]. China Tungsten Industry, 2023, 38(6): 61-68.

[3] 刘豪, 孟湘君, 管玉明, 等. 硬质合金辊环材料研究现状与发展趋势[J]. 硬质合金, 2022, 39(6): 505-512.

LIU H, MENG X J, GUAN Y M, et al. Research status and development trend of cemented carbide roller rings[J]. Cemented Carbides, 2022, 39(6): 505-512.

[4] 巴迅. 轨梁轧机用高碳高速钢离心复合辊环的生产与应用[C]//聚焦新质生产力 加快铸造行业高质量发展: 第二十届中国铸造协会年会论文集. 上海, 2024: 196-199.

BA X. Production and application of high-Carbon high-Speed steel centrifugal composite roll rings for rail beam mills[C]//Proceedings of the 20th China Foundry Association Annual Conference: Focusing on New Quality Productivity to Accelerate the High-Quality Development of the Foundry Industry. Shanghai, 2024: 196-199.

[5] 张健健, 王振虎, 于梦娜. 基于 ANSYS 的双金属复合铸造工艺数值模拟及验证[J]. 特种铸造及有色合金, 2024, 44(5): 679-682.

ZHANG J J, WANG Z H, YU M N. Numerical simulation and verification of bimetal compound casting process based on ANSYS[J]. Special Casting & Nonferrous Alloys, 2024, 44(5): 679-682.

[6] 齐红敏. 粉末冶金复合凸轮过盈装配的应力研究[D]. 北京: 北京有色金属研究总院, 2016.

QI H M. Study on stress of interference assembly of powder metallurgy composite cam[D]. Beijing: General Research Institute for Nonferrous Metals, Beijing, 2016.

[7] 徐锐, 刘坤林, 鲜海峰, 等. 基于 Ansys Workbench 的装置过盈配合有限元分析[J]. 模具制造, 2025, 25(1): 217-219.

XU R, LIU K L, XIAN H F, et al. Finite element analysis of device inter-

ference fit based on ansys workbench[J]. Die & Mould Manufacture, 2025, 25(1): 217-219.

[8] 王小燕, 金钊, 解晓东. 铁道机车车辆轮轴配合过盈量计算分析[J]. 中国机械, 2024(34): 112-115.

WANG X Y, JIN Z, XIE X D. Calculation and analysis of interference fit of axle of railway locomotive and rolling stock[J]. Machine China, 2024(34): 112-115.

[9] 张慧生, 庞强, 邱添. 压裂电机定子铁心与机座过盈配合分析[J]. 电机技术, 2024(4): 8-12.

ZHANG H S, PANG Q, QIU T. Analysis on the interference fit between stator core and framework of fracturing machinery motors[J]. Electrical Machinery Technology, 2024(4): 8-12.

[10] 全国产品尺寸和几何技术规范标准化技术委员会. 极限与配合过盈配合的计算和选用: GB/T 5371—2004[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.

National Technical Committee on Product Dimensions and Geometrical Technical Specifications of Standardization Administration of China. Limits and fits-The calculation and selection of interference fits: GB/T 5371—2004[S]. Beijing: Standards Press of China, 2005.

[11] 成大先, 中国有色工程设计研究总院. 机械设计手册-第4卷[M]. 6版. 北京: 化学工业出版社, 2016.

CHENG D X. Handbook of mechanical design[M]. 6th ed. Beijing: Chemical Industry Press, 2016.

[12] 机械工业部科技与质量监督司. 机械工程材料测试手册-腐蚀与摩擦学卷[M]. 沈阳: 辽宁科学技术出版社, 2002: 825-870.

Department of Science, Technology and Quality Supervision, Ministry of Machinery Industry. Handbook of materials testing for mechanical engineering[M]. Shenyang: Liaoning Science and Technology Publishing House, 2002: 825-870.

[13] 徐芝纶. 徐芝纶弹性力学-上册[M]. 6版. 北京: 高等教育出版社, 2025.

XU Z L. Xu Zhilun's elasticity-I[M]. 6th ed. Beijing: Higher Education Press, 2025.

(2026-03-01 收稿)