DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2026.02.102

变轨距转向架锁紧机构修形研究及强度分析

陈丙硕，黄志辉，刘志超，李治桦
（西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室，四川 成都 610031）

摘　要：某变轨距转向架锁紧机构存在应力集中现象，而平键作为该锁紧机构的主要承载部件，应力集中现象最为严重。为有效缓解应力集中现象，文章分别研究了不同修形方式及其修形参数对锁紧机构应力的影响，并确定了最终的修形方案。对修形后的锁紧机构进行静强度和疲劳强度分析，结果表明：对平键进行相切圆弧修形的效果优于鼓形修形，并且当未修形长度为 77 mm、修形量为 7 μm 时，修形效果最佳。修形后锁紧机构的最大 Mises 应力相较于未修形时降低了 46.60%，有效缓解了应力集中现象。修形后锁紧机构的静强度和疲劳强度均满足设计要求，可为变轨距转向架的设计提供参考。

关键词：变轨距转向架；锁紧机构；鼓形修形；相切圆弧修形；强度分析；有限元分析

中图分类号：U260.331；U270.331　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-128X(2026)04-0121-09

0　引言

某变轨距转向架锁紧机构由轴箱梁、轴箱体和平键 3 部分组成，依靠轮对自身重力便可自行解锁[1]。平键作为主要承载部件，具有保证列车正常行驶时车轮不发生横向偏移的重要作用，需要承受轮轴横向载荷，但其受力情况恶劣，应力集中现象严重，因此有必要对其进行修形研究，以缓解应力集中现象。文献[2]对变轨距转向架轮轴结构中的轴套式花键进行鼓形修形，有效降低了花键副的最大接触应力。文献[3]以 CRH380A 高速动车组的牵引齿轮为研究对象，提出了全齿廓结合齿向的综合修形方法，有效改善了齿轮的传动性能。文献[4]以“柱塞泵缸体-主轴花键”为研究对象，提出了一种基于空间点阵的精准修形方法，缓解了应力集中现象，有效降低了花键的最大接触应力和磨损量。文献[5]在传统组合修形的基础上，综合分析摆线轮传动精度和齿面接触应力，提出了一种基于接触应力均化的摆线轮修形方法，该方法提高了传动精度，并有效改善了齿面的受力情况。文献[6]以 CRH3 动车组的传动齿轮为研究对象，基于 XGBoost 算法确定了最优修形参数取值，有效改善了齿轮传动性能，减少了齿轮偏载情况。文献[7]以变轨距转向架轴箱轴承为研究对象，研究了不同滚子修形方式对轴承接触应力的影响。文献[8]以变轨距转向架轴箱为研究对象，结合相关标准确定了轴箱载荷工况，对轴箱的静强度和疲劳强度进行评估，并分析了轴箱可能出现疲劳破损的位置。

目前，国内尚未有关于平键修形的相关研究，本文参考滚子轴承和齿轮的修形方式对平键进行修形，分析了相切圆弧修形和鼓形修形两种不同修形方式对锁紧机构的影响，选取最佳修形方案，并结合标准 TB/T 3549.1—2019《机车车辆强度设计及试验鉴定规范 转向架 第 1 部分：转向架构架》[9]确定了锁紧机构的载荷工况，分别对锁紧机构的静强度和疲劳强度进行分析。

基金项目：国家自然科学基金项目(12472395)；中国国家铁路集团有限公司科技研究开发计划项目(L2021J003)；四川省自然科学基金项目(2024NSFSC0155)

通信作者：黄志辉，男，博士，研究员，硕士生导师，主要从事机车车辆设计及理论、车辆系统动力学、结构与强度等方面的研究；E-mail: hzh_95@163.com

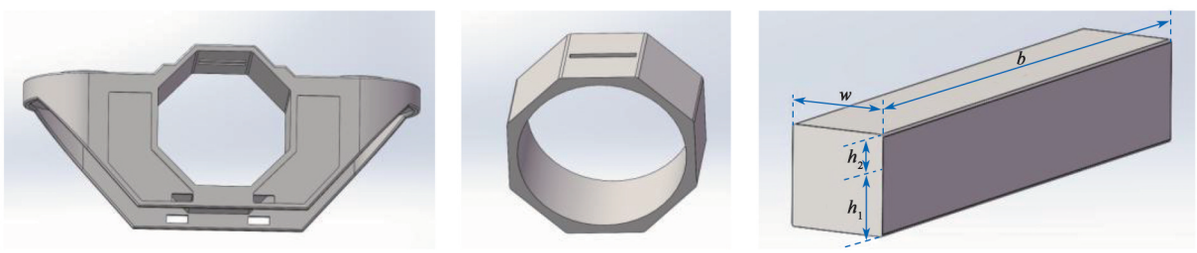
引用格式：陈丙硕, 黄志辉, 刘志超, 等. 变轨距转向架锁紧机构修形研究及强度分析[J]. 机车电传动, 2026(4): 121-129.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.02.102.

Citation：CHEN Bingshuo, HUANG Zhihui, LIU Zhichao, et al. Profiling research and strength analysis of locking mechanism of variable gauge bogies [J]. Electric drive for locomotives,2026(4): 121-129.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.02.102.

1 变轨距转向架锁紧机构建模及有限元分析

1.1 锁紧机构介绍

该变轨距转向架锁紧机构由轴箱梁、轴箱体和平键3部分组成，其结构简图如图1所示。其中，平键与轴箱体键槽为过盈配合，与轴箱梁键槽为间隙配合，通过平键与键槽相互配合以约束轮对的横向自由度，平键的基本参数如表1所示。



(a) 轴箱梁　　(b) 轴箱体　　(c) 平键

图1 变轨距转向架锁紧机构结构简图

Fig. 1 Schematic diagram of locking mechanism of variable gauge bogie

表1 平键基本参数

Table 1 Basic parameters of flat keys　　mm

参数名称	参数值	参数名称	参数值
平键长度 b	110	平键与轴箱体接触深度 h_1	10
平键宽度 w	20	平键与轴箱梁接触深度 h_2	6
平键高度 h	16		

1.2 锁紧机构有限元分析

变轨距转向架锁紧机构是保证变轨距列车在运行过程中车轮不发生横向偏移的关键部件，承受轮轴横向载荷。研究团队在SolidWorks中建立锁紧机构的三维模型，通过Hypermesh进行网格划分。为提高计算精度，对平键与键槽接触部分进行精细化网格划分，共划分519 316个网格、445 920个节点，网格类型为C3D8R，如图2所示。锁紧机构材料参数如表2所示。

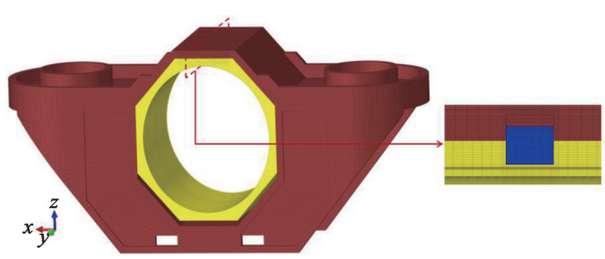


图2 锁紧机构有限元模型

Fig. 2 Finite element model of locking mechanism

表2 C级钢材料参数

Table 2 Parameters of grade C steel materials

参数项目	材料	密度/(kg·m^{-3})	弹性模量/MPa	泊松比	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa
参数值或说明	C级钢	7 820	211 000	0.288	620	415

平键与键槽接触部位承受轮轴横向载荷，为提高计算效率，强度分析仅考虑轮轴横向载荷。根据文献[9]计算锁紧机构的轮轴横向载荷，计算公式为

$$F_{y\max}=\frac{1}{2}\left(15000+\frac{M_v g}{3n_a n_b}\right) \tag{1}$$

式中：$F_{y\max}$为轮轴横向载荷，N；M_v为机车总质量，t；g为重力加速度，取g=9.81 m/s^2；n_a为每转向架轮对数量；n_b为转向架数量。

由于平键与轴箱体键槽为过盈配合，为保证计算精度，设置几个分析步，具体边界条件设置如下：

①分析步一：在初始分析步中，将轴箱体内表面节点与中心点耦合，在中心点约束x、z方向的平动自由度和绕x、y、z方向的转动自由度，在轴箱梁的轴箱端盖安装面约束y方向的平动自由度。

②分析步二：在“分析步一”中，分别建立平键与轴箱梁键槽、平键与轴箱体键槽的表面接触；同时，设置平键与轴箱体键槽过盈接触。

③分析步三：在“分析步二”中，在轴箱体的中心点处施加轮轴横向载荷，载荷大小为48 375 N。

有限元分析结果如图3所示，最大Mises应力位于平键上，具体位置为平键与轴箱体键槽接触处顶部两端，大小为289.5 MPa。虽然该数值小于C级钢的屈服强度，满足材料强度要求，但应力集中较为严重，因此有必要对平键进行修形，以缓解应力集中现象。

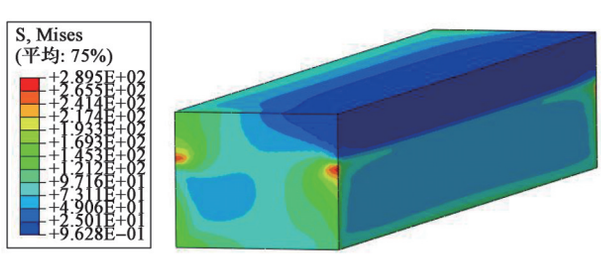


图3 平键Mises应力云图

Fig. 3 Mises stress cloud map for flat keys

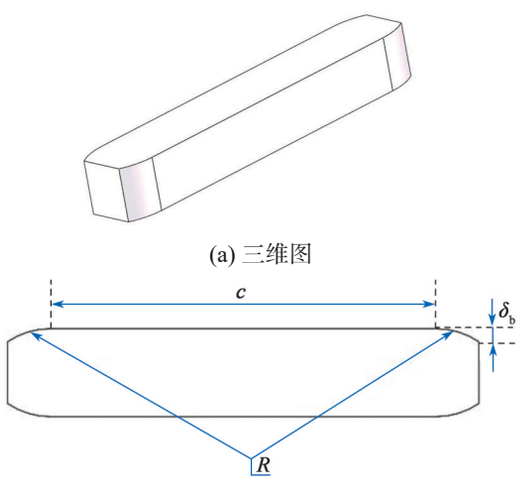
2 不同平键修形方案对锁紧机构的影响

由图3可知，平键两端存在较为严重的应力集中现

象，对平键进行修形可以有效缓解应力集中现象。目前，国内对平键修形的相关研究较少，因此研究团队分别参考滚子轴承相切圆弧修形和齿轮鼓形修形对平键进行修形研究。通过对比分析两种不同修形方式对锁紧机构的影响，确定了最优的修形方案。

2.1　相切圆弧修形对锁紧机构的影响

相切圆弧修形的键齿齿向由两段圆弧和一段直线组成，圆弧段与直线段相切，该修形方式广泛应用于滚子轴承修形，能够显著降低轴承应力，提高轴承的使用寿命。图 4 为平键相切圆弧修形示意图，图中 c 为未修形长度，δ_b 为修形量，R 为修形圆弧半径。根据文献[10-11]计算未修形长度和修形量，具体计算方法如式(2)所示。



(a) 三维图

(b) 俯视图

图 4　平键相切圆弧修形示意图

Fig. 4　Schematic diagram of tangent arc profiling of flat keys

$$\left.\begin{aligned} c &= 0.7b \\ \delta_b &= \frac{3.83Q^{0.9}}{b^{0.8}} \times 10^{-5} \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

式中：c 为未修形长度，mm；b 为键长，mm；δ_b 为修形量，μm；Q 为平键所受载荷，N。

研究团队通过计算，得出平键相切圆弧修形的未修形长度 c 为 77 mm，修形量 δ_b 为 15 μm。建立修形后的锁紧机构模型并对其进行有限元分析，分别划分了 0.02、0.05、0.10、0.50 mm 4 种网格尺寸的模型进行网格无关性验证。受计算成本和资源限制，其网格细化区域主要为平键修形部分，并且在与轴箱梁键槽发生接触的一侧，并沿 y 轴负方向逐渐过渡为 0.90 mm，图 5 为最小网格尺寸为 0.10 mm 的平键模型，分析结果如图 6 所示。由图 6 可知，随着网格尺寸的减小，最大 Mises 应力呈缓慢增加的趋势，而这 4 种网格尺寸下的最大 Mises 应力与最小 Mises 应力间相差 1.20%，0.50 mm 网格尺寸已具有良好的网格独立性，为提高计算效率，故采取 0.50 mm 网格尺寸。图 7 为锁紧机构应力云图，最大 Mises 应力位于平键上，具体位置为平键与轴箱体键槽接触处底部，大小为 165.5 MPa，比未修形的锁紧机构应力降低了 124.0 MPa。

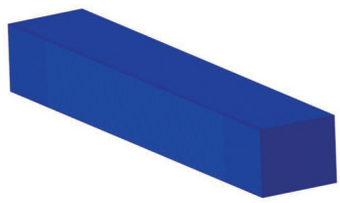


图 5　最小网格尺寸为 0.10 mm 的平键模型图

Fig. 5　Flat key model with the minimum grid size of 0.10 mm

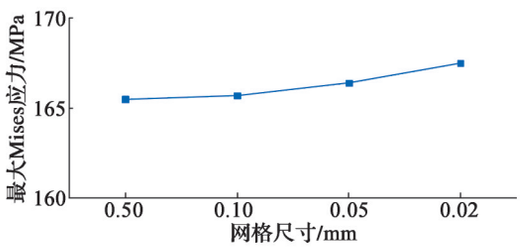


图 6　不同网格尺寸下锁紧机构最大应力曲线图

Fig. 6　Maximum stress curve of locking mechanism under different grid sizes

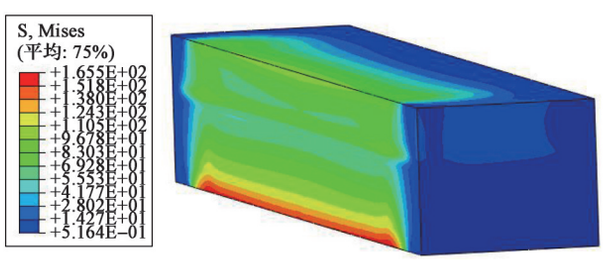


图 7　锁紧机构最大 Mises 应力云图

Fig. 7　Maximum Mises stress cloud map of locking mechanism

2.1.1　未修形长度的选取

研究团队分别选取未修形长度为 73、75、77、79、81 mm，修形量为 15 μm，研究未修形长度对锁紧机构应力的影响。图 8 为不同未修形长度的锁紧机构最大 Mises 应力变化曲线。由图 8 可知，随着未修形长度的增加，最大 Mises 应力呈先减小后增加的变化趋势，但应力变化幅度较小，可见未修形长度对锁紧机构应力的影响较小，并且当未修形长度为 77 mm 时，应力最小。因此，未修形长度选取为 77 mm。

2.1.2　修形量的选取

研究团队分别选取修形量为 5、10、15、20、25 μm，未修形长度为 77 mm，研究修形量对锁紧机构的影响。图 9 为不同修形量的锁紧机构最大 Mises 应力变化曲线。由图 9 可知，随着修形量的增加，最大 Mises 应力呈先减小后增大的变化趋势，并且当修形量为 10 μm 时，最大 Mises 应力最小，为 158.8 MPa，具体位置为平键与内轴箱键槽接触处底部。

研究团队进一步对修形量进行细化，选取修形量为 6、7、8、9、10、11 μm，分别进行有限元分析。图 10 为细化不同修形量的锁紧机构最大 Mises 应力变化曲

线。由图 10 可知，随着修形量的增加，最大 Mises 应力呈先减小后增大的趋势，并且当修形量为 7 μm 时，最大 Mises 应力最小，为 154.6 MPa，具体位置为平键与内轴箱键槽接触处底部，比未修形时锁紧机构的最大应力降低了 46.60%。图 11 为修形量 7 μm 的锁紧机构最大 Mises 应力云图。

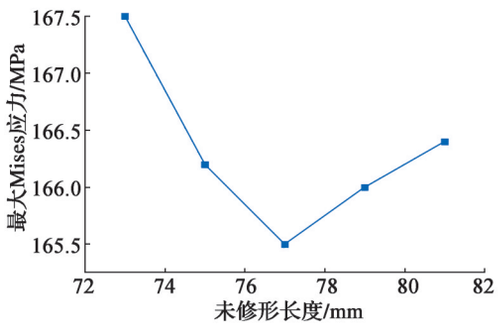


图 8　不同未修形长度的锁紧机构最大 Mises 应力变化曲线图

Fig. 8　Maximum Mises stress curve of locking mechanism at different unmodified lengths

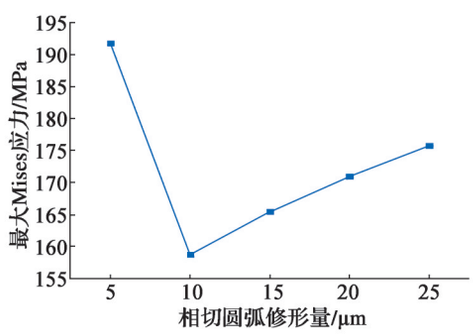


图 9　不同修形量的锁紧机构最大 Mises 应力变化曲线图

Fig. 9　Maximum Mises stress curve of locking mechanism at different profiling amounts

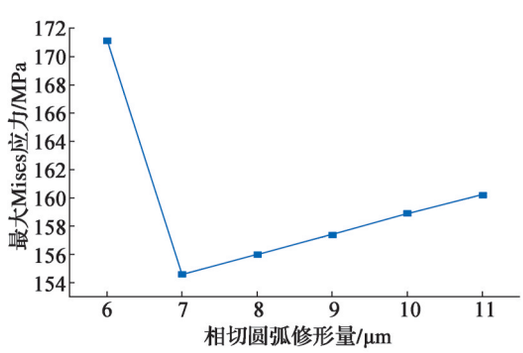


图 10　细化不同修形量的锁紧机构最大 Mises 应力变化曲线图

Fig. 10　Maximum Mises stress curve of locking mechanism at refined different profiling amounts

2.2　鼓形修形对锁紧机构的影响

鼓形修形是一种沿齿线方向，从中部向两端逐渐修薄的修形方式，广泛应用于齿轮修形，在减小齿轮应力、降低噪声等方面具有显著效果。图 12 为平键鼓形修形示意图，图中 b 为平键长度，δ_a 为鼓形修形量。研究团队参考文献[12]对鼓形修形量进行计算，具体计算方法如式(3)所示。

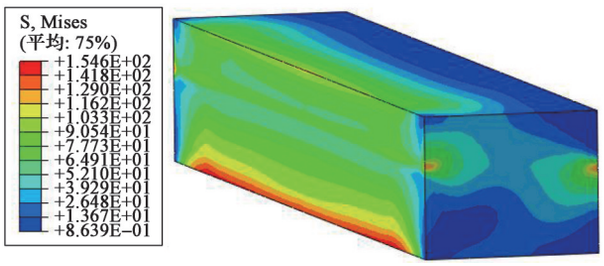
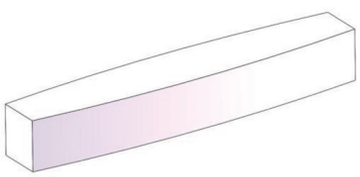
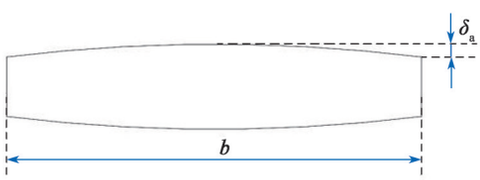


图 11　锁紧机构最大 Mises 应力云图

Fig. 11　Maximum Mises stress cloud map of locking mechanism



(a) 三维图



(b) 俯视图

图 12　平键鼓形修形示意图

Fig. 12　Schematic diagram of drum-shaped profiling of flat keys

$$\delta_a = 0.25b \times 10^{-3} + 0.4A(0.1b + 10) \tag{3}$$

式中：δ_a 为鼓形修形量，μm；b 为键长，mm；A 为由精度等级确定的系数。

研究团队通过计算，得出平键的鼓形修形量 δ_a 为 26 μm。根据计算结果，建立修形后锁紧机构三维模型，并对其进行有限元分析，分析结果如图 13 所示。由图 13 可知，最大 Mises 应力位于轴箱体上，具体位置为轴箱体键槽与平键接触处顶端中部，大小为 279.0 MPa，比未修形时锁紧机构的应力减小了 10.5 MPa。由此可知，鼓形修形对锁紧机构具有一定的优化效果，但优化效果不明显。

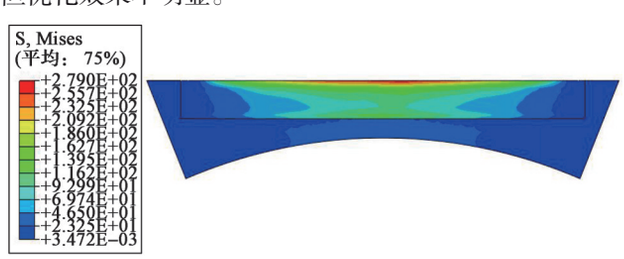


图 13　鼓形修形时锁紧机构最大 Mises 应力云图

Fig. 13　Maximum Mises stress cloud map of locking mechanism during drum-shaped profiling

为得到该锁紧机构中平键的最佳鼓形修形量，研究团队分别选取修形量为 6、11、16、21、26、31 μm，建立相应的锁紧机构模型，并进行有限元分析。图 14 为采取不同修形量的锁紧机构最大 Mises 应力变化曲

线。由图 14 可知，当修形量大于 11 μm 时，最大 Mises 应力位于轴箱体上；当修形量小于 11 μm 时，最大 Mises 应力位于平键上，并且随着修形量的增加，最大 Mises 应力呈先减小后增加的变化趋势；当修形量为 11 μm 时，最大 Mises 应力最小，为 195.1 MPa。

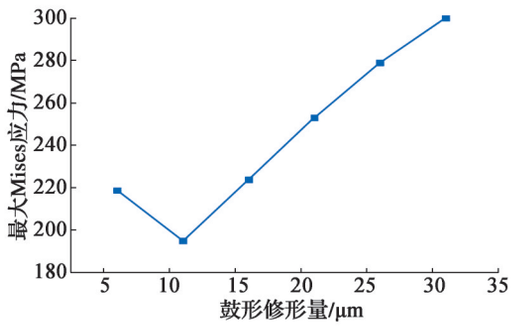


图 14　采用不同修形量的锁紧机构最大 Mises 应力变化曲线图

Fig. 14　Maximum Mises stress curve of locking mechanism at different profiling amounts

研究团队进一步对修形量进行细化，分别选取修形量为 8、9、10、12、13 μm，建立相应的锁紧机构模型，并进行有限元分析。图 15 为锁紧机构最大 Mises 应力变化曲线。由图 15 可知，随着修形量的增加，最大 Mises 应力呈先减小后增加的变化趋势；当修形量为 11 μm 时，最大 Mises 应力最小，为 195.1 MPa，具体位置位于平键与轴箱体键槽底部接触处中间部分。图 16 为修形量为 11 μm 时，平键最大 Mises 应力云图。由图 16 可知，相比于未修形的锁紧机构，最大 Mises 应力降低了 32.61%。因此，平键鼓形修形量选取 11 μm。

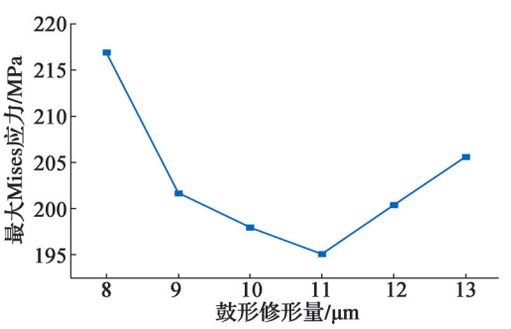


图 15　采用细化不同修形量的锁紧机构最大 Mises 应力变化曲线图

Fig. 15　Maximum Mises stress curve of locking mechanism at refined different profiling amounts

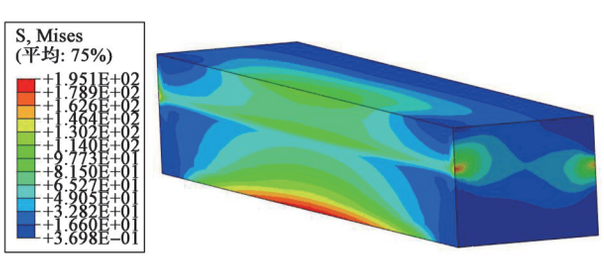


图 16　锁紧机构最大 Mises 应力云图（δ_a = 11 μm）

Fig. 16　Maximum Mises stress cloud map of locking mechanism (δ_a = 11 μm)

综合对比 2 种修形方式，鼓形修形相较于相切圆弧修形，其最大 Mises 应力增加了 26.20%。综上可知，当修形方式为相切圆弧修形（未修形长度为 77 mm，修形量为 7 μm）时，修形效果最佳，后续选择该修形方式进行研究。

3　锁紧机构工况的确定

研究团队根据标准 TB/T 3549.1—2019[9]，并结合文献[13-14]计算锁紧机构的超常载荷和运营载荷。

3.1　超常载荷计算

①垂向载荷计算如式(4)。

$$F_{z\max}=\frac{1.4g\left(M_v-n_bn_am_t\right)g}{2n_bn_a} \tag{4}$$

式中：m_t 为一系簧下质量，kg。

②横向载荷计算如式(5)。

$$F_{y\max}=\frac{1}{2}\left(15000+\frac{M_vg}{3n_an_b}\right) \tag{5}$$

③纵向载荷计算如式(6)。

$$F_{x\max}=\frac{3gm_t}{2} \tag{6}$$

④一系垂向减振器载荷计算如式(7)。

$$F_{d\max}=1.5F_d \tag{7}$$

式中：F_d 为一系垂向减振器最大阻尼力，N。

⑤菱形载荷计算如式(8)。

$$F_{xl\max}=\frac{1.4M_vg-0.4n_bm^+g}{10n_b} \tag{8}$$

式中：m^+ 为转向架质量，kg。

⑥牵引载荷计算如式(9)。

$$F_{t\max}=\frac{1.3F_s}{2n_bn_a} \tag{9}$$

式中：F_s 为启动牵引时机车的牵引力，N。

⑦制动载荷计算如式(10)。

$$F_{b\max}=\frac{1.3F_{be}}{2n_bn_a} \tag{10}$$

式中：F_{be} 为紧急制动时机车受到的最大制动力，N。

⑧扭曲载荷计算如式(11)。

$$Q=2.68L_1C_1 \tag{11}$$

式中：L_1 为车轴两端轴径中心之间的距离，m；C_1 为轴箱弹簧总刚度，N/mm。

研究团队根据标准 TB/T 3549.1—2019 和文献[13-14]，确定了该锁紧机构的 14 种超常载荷加载工况，如表 3 所示。

3.2　运营载荷计算

①垂向载荷的计算如式(12)。

$$F_z=\frac{\left(M_v-n_an_bm_t\right)g}{2n_bn_a} \tag{12}$$

②横向载荷的计算如式(13)。

表3 超常载荷加载工况

Table 3 Abnormal loading conditions

工况	垂向载荷	横向载荷	纵向载荷	减振器载荷	菱形载荷	牵引载荷	制动载荷	扭曲载荷
1	$F_{z\max}$	$F_{y\max}$	$F_{x\max}$	$F_{d\max}$				
2	$F_{z\max}$	$F_{y\max}$	$F_{x\max}$	$F_{d\max}$				
3	$F_{z\max}$	$-F_{y\max}$	$-F_{x\max}$	$F_{d\max}$				
4	$F_{z\max}$	$-F_{y\max}$	$-F_{x\max}$	$F_{d\max}$				
5	$F_{z\max}$	$F_{y\max}$						Q
6	$F_{z\max}$	$F_{y\max}$						$-Q$
7	$F_{z\max}$	$-F_{y\max}$						Q
8	$F_{z\max}$	$-F_{y\max}$						$-Q$
9	$F_{z\max}$			$F_{d\max}$		$F_{t\max}$		
10	$F_{z\max}$			$F_{d\max}$		$-F_{t\max}$		
11	$F_{z\max}$			$F_{d\max}$				
12	$F_{z\max}$			$F_{d\max}$				
13	$F_{z\max}$				$F_{xl\max}$			
14	$F_{z\max}$				$F_{xl\max}$			

$$F_y=\frac{2n_aF_z+n_am_tg}{16} \tag{13}$$

③纵向菱形载荷的计算如式(14)。

$$F_x=\frac{0.1M_vg}{n_an_b} \tag{14}$$

④一系垂向减振器载荷取一系垂向减振器取大阻尼力，即F_d。

⑤牵引载荷的计算如式(15)。

$$F_t=\frac{1.1F_c}{2n_bn_a} \tag{15}$$

式中：F_c为正常运营时机车的牵引力，N。

⑥制动载荷的计算如式(16)。

$$F_b=\frac{1.1F_{bc}}{2n_bn_a} \tag{16}$$

式中：F_{bc}为常规制动时机车所受制动力，N。

⑦扭曲载荷的计算如式(17)。

$$Q=2.68L_1C_1 \tag{17}$$

式中：L_1为车轴两端轴径中心之间的距离，m；C_1为轴箱弹簧总刚度，N/mm。

研究团队根据标准TB/T 3549.1—2019和文献[13-14]，确定了该锁紧机构的22种运营载荷加载工况，如表4所示。

表4 运营载荷加载工况

Table 4 Operating loading conditions

工况	垂向载荷	横向载荷	纵向菱形载荷	减振器载荷	牵引载荷	制动载荷	扭曲载荷
1	$(1+\alpha+\beta)F_z$	F_y	F_x				
2	$(1+\alpha+\beta)F_z$	F_y	$-F_x$				
3	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$-F_y$	F_x				
4	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$-F_y$	$-F_x$				
5	$(1-\alpha-\beta)F_z$	F_y	F_x				
6	$(1-\alpha-\beta)F_z$	F_y	$-F_x$				
7	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$-F_y$	F_x				
8	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$-F_y$	$-F_x$				
9	$(1+\alpha+\beta)F_z$	F_y					Q
10	$(1+\alpha+\beta)F_z$	F_y					$-Q$
11	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$-F_y$					Q
12	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$-F_y$					$-Q$
13	$(1-\alpha-\beta)F_z$	F_y					Q
14	$(1-\alpha-\beta)F_z$	F_y					$-Q$
15	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$-F_y$					Q
16	$(1-\alpha-\beta)F_z$	$-F_y$					$-Q$
17	F_z			F_d			
18	F_z			$-F_d$			
19	F_z				F_t		
20	F_z				$-F_t$		
21	F_z					F_b	
22	F_z					$-F_b$	

注：α、β分别为车体侧滚和浮沉产生的垂向动载荷占F_z的比例，本文分别取0.1和0.2。

4 锁紧机构的强度校核

在前文锁紧机构边界条件施加过程的基础上，研究团队在“分析步三”中，在一系弹簧安装座处施加垂向载荷，在轴箱拉杆座处施加纵向载荷，在轴箱端盖安装面处施加减振器载荷。

4.1 超常载荷工况计算结果

对锁紧机构进行静强度校核，在超常工况下，锁紧机构的有限元计算结果如表5所示。

研究团队根据TB/T 3548—2019《机车车辆强度设计及试验鉴定规范 总则》[15]，对其进行强度校核。通过式(18)计算其材料利用率，若材料利用率不大于1，则满足强度要求。

$$U=\frac{\sigma_cS_1}{R_q} \tag{18}$$

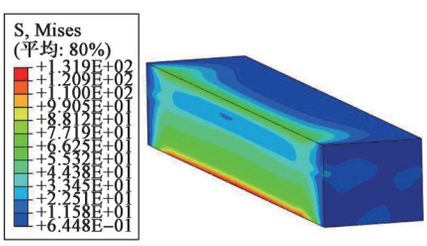
式中：σ_c为通过计算或试验得到的应力，MPa；S_1为屈服强度的安全系数，取S_1=1.15；R_q为屈服强度，MPa。

由有限元计算结果可知，在超常工况下，平键的最大Mises应力出现在第8工况，应力值为131.9 MPa，最大应力位于平键与轴箱体键槽底部接触处中部，材料利用率为0.366，满足强度要求；轴箱体的最大Mises应力出现在第6工况，应力值为108.0 MPa，最大应力位于轴箱体键槽与平键底部接触处中部，利用率为0.299，满足强度要求；轴箱梁的最大Mises应力出现在第1工况，应力值为113.9 MPa，最大应力位于轴箱拉杆安装座拐角处，材料利用率为0.316，满足强度要求。图17(a)、图17(b)和图17(c)分别为平键在第8工况、轴箱体在第6工况、轴箱梁在第1工况的应力云图。

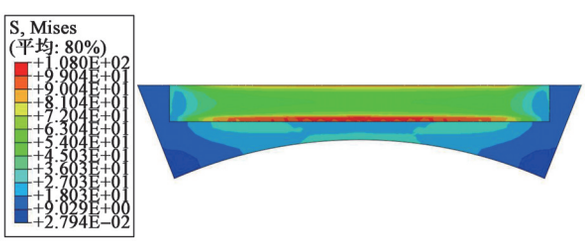
表5　超常工况下锁紧机构有限元计算结果

Table 5　Finite element calculation results of locking mechanism under abnormal conditions

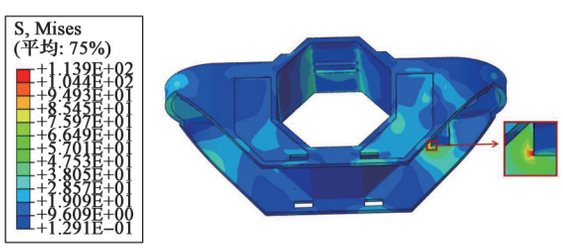
工况	平键		轴箱体		轴箱梁	
	最大Mises应力/MPa	最大应力位置	最大Mises应力/MPa	最大应力位置	最大Mises应力/MPa	最大应力位置
1	129.7	平键与轴箱体键槽接触底部	106.8	轴箱体键槽与平键接触底部	113.9	轴箱拉杆安装座拐角处
2	130.4	平键与轴箱体键槽接触底部	107.6	轴箱体键槽与平键接触底部	87.7	轴箱拉杆安装座加强筋处
3	131.0	平键与轴箱体键槽接触底部	103.6	轴箱体键槽与平键接触底部	113.3	轴箱拉杆安装座拐角处
4	131.6	平键与轴箱体键槽接触底部	103.7	轴箱体键槽与平键接触底部	91.6	轴箱拉杆安装座加强筋处
5	130.3	平键与轴箱体键槽接触底部	107.7	轴箱体键槽与平键接触底部	67.1	轴箱体键槽底部两端
6	130.3	平键与轴箱体键槽接触底部	108.0	轴箱体键槽与平键接触底部	59.7	轴箱体键槽底部两端
7	131.6	平键与轴箱体键槽接触底部	103.5	轴箱体键槽与平键接触底部	78.3	轴箱体键槽底部两端
8	131.9	平键与轴箱体键槽接触底部	103.5	轴箱体键槽与平键接触底部	89.2	轴箱体键槽底部两端
9	128.1	平键与轴箱体键槽接触底部	104.5	轴箱体键槽与平键接触底部	108.8	轴箱拉杆安装座拐角处
10	127.7	平键与轴箱体键槽接触底部	104.5	轴箱体键槽与平键接触底部	82.1	轴箱拉杆安装座加强筋处
11	128.0	平键与轴箱体键槽接触底部	104.5	轴箱体键槽与平键接触底部	85.0	轴箱拉杆安装座拐角处
12	127.7	平键与轴箱体键槽接触底部	104.5	轴箱体键槽与平键接触底部	66.4	轴箱梁顶部拐角处
13	127.0	平键与轴箱体键槽接触底部	103.7	轴箱体键槽与平键接触底部	108.4	轴箱拉杆安装座拐角处
14	126.6	平键与轴箱体键槽接触底部	103.8	轴箱体键槽与平键接触底部	81.8	轴箱拉杆安装座加强筋处



(a) 超常工况8下平键应力云图



(b) 超常工况6下轴箱体应力云图



(c) 超常工况1下轴箱梁应力云图

图17　锁紧机构各部件最大Mises应力云图

Fig. 17　Maximum Mises stress cloud map of components of locking mechanism

4.2　运营载荷工况计算结果

研究团队根据ERRI B12/RP17[16]绘制疲劳极限图，并对锁紧机构进行疲劳强度校核。根据各工况下平键应力分布情况，选取了12个关键部位，部分关键部位的位置分布如图18所示。研究团队通过计算得出各关键部位的最大主应力σ_{max}、最小主应力σ_{min}和平均应力σ_m，然后采用Goodman疲劳极限图进行评估，将各关键部位的主应力数值绘入图中，得到平键的疲劳极限校核结果，如图19所示。由图19可知，各关键部位的主应力点均位于材料的疲劳极限图内，因此平键的疲劳强度满足设计要求。

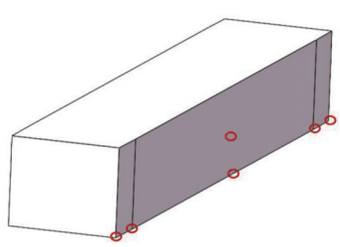


图18　平键部分强度校核部位

Fig. 18　Strength check parts of flat keys

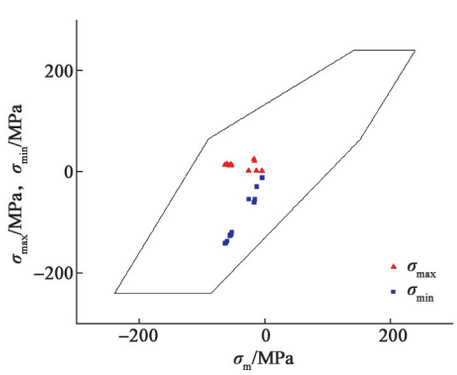


图19　平键疲劳极限校核结果

Fig. 19　Results of fatigue limit check for flat keys

根据各工况下轴箱体应力分布情况，共选取了14个关节部位，部分关键部位的分布位置如图20所示。将各关键部位的主应力值绘入疲劳极限图中，得到轴

箱体的疲劳极限校核结果，如图 21 所示。由图 21 可知，各关键部位的主应力点均位于材料的疲劳极限图内，因此轴箱体的疲劳强度满足设计要求。

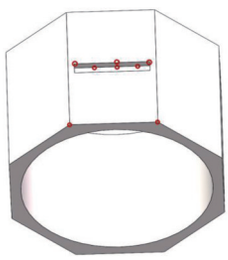


图 20　轴箱体部分强度校核部位

Fig. 20　Strength check parts of axle box body

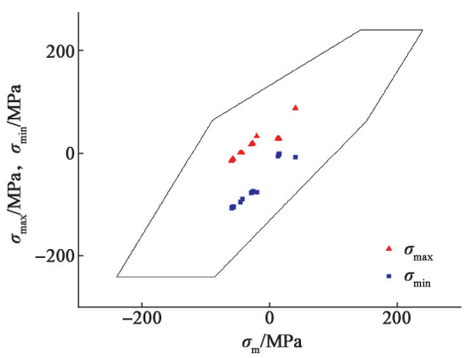


图 21　轴箱体疲劳极限校核结果

Fig. 21　Results of fatigue limit check for axle box body

根据各工况下轴箱梁应力分布情况，共选取了 14 个关节部位，部分关键部位的位置分布如图 22 所示。将各关键部位的主应力数值绘入疲劳极限图中，得到轴箱梁的疲劳极限校核结果，如图 23 所示。由图 23 可知，各关键部位的主应力点均位于材料的疲劳极限图内，因此轴箱梁的疲劳强度满足设计要求。

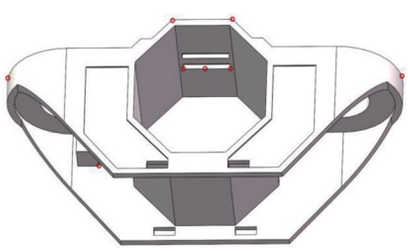


图 22　轴箱梁部分强度校核部位

Fig. 22　Strength check parts of axle box beam

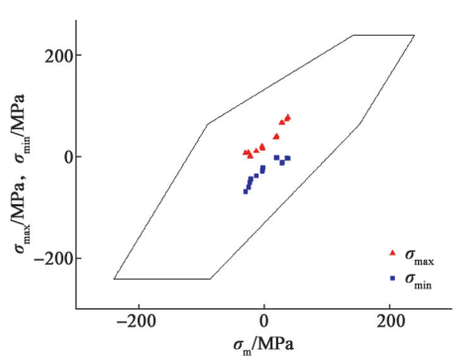


图 23　轴箱梁疲劳极限校核结果

Fig. 23　Results of fatigue limit check for axle box beam

5　结论

本文研究了平键分别采取相切圆弧修形和鼓形修形时对锁紧机构应力的影响，并对修形后的锁紧机构进行了强度分析，得出以下结论：

①当对平键进行相切圆弧修形，并且未修形长度为 77 mm，修形量为 7 μm 时，修形效果最佳，最大 Mises 应力为 154.6 MPa，相较于未修形时降低了 46.60%。

②当对平键进行鼓形修形，修形量为 11 μm 时，修形效果最佳，锁紧机构的最大 Mises 应力为 195.1 MPa，相较于未修形时降低了 32.61%，但相较于相切圆弧修形增加了 26.20%。

③对修形后的锁紧机构分别进行静强度和疲劳强度校核，均满足强度要求。

参考文献：

[1] 陈丙硕, 黄志辉, 杨成龙, 等. 变轨机车转向架锁紧机构方案选择与参数优化[J]. 机车电传动, 2024(5): 82-89.
Chen Bingshuo, Huang Zhihui, Yang Chenglong, et al. Selection and parameter optimization of bogie locking mechanism for variable gauge locomotives[J]. Electric Drive for Locomotives, 2024(5): 82-89.

[2] 唐嘉诚, 黄志辉, 彭越阳, 等. 变轨距轮对中轴套式花键副接触特性及修形研究[J]. 机车电传动, 2023(4): 34-41.
Tang Jiacheng, Huang Zhihui, Peng Yueyang, et al. Research on the contact characteristics and modification of axle sleeve type spline pair of gauge-changeable wheelset[J]. Electric Drive for Locomotives, 2023(4): 34-41.

[3] 汤兆平, 熊小颖, 曹艺藤. 基于 Romax 的高速动车牵引齿轮综合修形设计[J]. 科学技术与工程, 2019, 19(31): 145-150.
Tang Zhaoping, Xiong Xiaoying, Cao Yiteng. Comprehensive modification design of traction gear for high-speed locomotive based on romax[J]. Science Technology and Engineering, 2019, 19(31): 145-150.

[4] 叶绍干, 陈天星, 陈鼎, 等. 柱塞泵缸体-主轴花键齿面修形及抗磨设计[J]. 中国机械工程, 2025, 36(8): 1767-1773.
Ye Shaogan, Chen Tianxing, Chen Ding, et al. Tooth surface modification and anti-wear design of spline between cylinder and shaft of a piston pumps[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(8): 1767-1773.

[5] 刘志超, 黄志辉, 李治桦, 等. 基于机器学习的动车传动齿轮修形仿真研究[J]. 制造技术与机床, 2025(8): 87-95.
Liu Zhichao, Hang Zhihui, Li Zhihua, et al. Simulation research on traction transmission gear modification based on machine learning[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2025(8): 87-95.

[6] 丁国龙, 秦园, 明廷伯, 等. 基于接触应力均化的摆线轮修

形方法[J]. 中国机械工程, 2019, 30(9): 1081-1089.
Ding Guolong, Qin Yuan, Ming Tingbo, et al. Modification method of cycloidal gears based on contact stress equalization[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(9): 1081-1089.

[7] 李治桦, 黄志辉, 唐嘉诚, 等. 考虑轴向载荷时不同因素对轴箱轴承接触应力影响[J]. 机车电传动, 2023(4): 26-33.
Li Zhihua, Huang Zhihui, Tang Jiacheng, et al. Impact of different factors on contact stress of axle box bearing when considering axial load[J]. Electric Drive for Locomotives, 2023(4): 26-33.

[8] 陈森, 傅茂海, 杨昌果, 等. 某变轨距动车组转向架轴箱可靠性分析[J]. 机械工程与自动化, 2020(3): 56-58.
Chen Sen, Fu Maohai, Yang Changguo, et al. Reliability analysis of bogie axle box of variable gauge EMU[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2020(3): 56-58.

[9] TB/T 3549.1—2019　机车车辆强度设计及试验鉴定规范　转向架　第 1 部分: 转向架构架[S].
TB/T 3549.1—2019　Strength design and test accreditation specification for rolling stock—Bogie—Part 1: Bogie frame[S].

[10] 那鹏越, 毋振, 刘奇, 等. 掘进机主轴承疲劳磨损竞争失效机制的寿命分析[J]. 上海交通大学学报, 2025, 59(5): 675-683.
Na Pengyue, Wu Zhen, Liu Qi, et al. Life analysis of wear fatigue competition failure mechanism of main bearing of boring machine[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2025, 59(5): 675-683.

[11] 鄢闯, 杨霞. 基于不同修形曲线的圆柱滚子轴承振动特性分析[J]. 机械设计与研究, 2016, 32(2): 89-92.
Yan Chuang, Yang Xia. Vibration characteristics analysis of cylindrical roller bearings based on different modification generatrix[J]. Machine Design & Research, 2016, 32(2): 89-92.

[12] 李润芳. 齿轮传动的刚度分析和修形方法[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1998.
Li Runfang. Stiffness analysis and modification methods for gear transmission[M]. Chongqing: Chongqing University Press, 1998.

[13] 肖守讷, 杨冰, 曲天威, 等. EN 13749标准在机车轴箱体强度分析中的推演应用[J]. 机车电传动, 2013(2): 38-41.
Xiao Shoune, Yang Bing, Qu Tianwei, et al. Extrapolation and application of standard EN 13749 in strength analysis of locomotive axle-box body[J]. Electric Drive for Locomotives, 2013(2): 38-41.

[14] 穆云飞, 黄志辉, 朱世昌. 某工程车轴箱结构优化及强度分析[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版), 2021, 34(1): 43-48.
Mu Yunfei, Huang Zhihui, Zhu Shichang. Structural optimization and analysis of strength of an engineering vehicle axlebox[J]. Journal of Shijiazhuang Tiedao University(Natural Science Edition), 2021, 34(1): 43-48.

[15] TB/T 3548—2019　机车车辆强度设计及试验鉴定规范　总则[S].
TB/T 3548—2019　Strength design and test accreditation specification for rolling stock—General[S].

[16] ERRI B12/RP17: 997　Programme of tests to be carried out on wagons with steel underframe and body structure (suitable for being fitted with the automatic buffing and draw couple) and on their cast steel frame bogies[S].

Profiling research and strength analysis of locking mechanism of variable gauge bogies

CHEN Bingshuo, HUANG Zhihui, LIU Zhichao, LI Zhihua

(State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: The locking mechanism of a variable gauge bogie has stress concentration, while the flat keys, as the main load-bearing components of the locking mechanism, have the most severe stress concentration. In order to effectively alleviate the stress concentration, the impact of different profiling methods and profiling parameters on the stress of the locking mechanism was studied, and the final profiling scheme was determined. Static strength and fatigue strength analysis was performed on the profiled locking mechanism. The results are as follows: the effect of tangent arc profiling on flat keys was better than that of drum-shaped profiling, and the best profiling effect was achieved when the unmodified length was 77 mm and the profiling amount was 7 μm. After the profiling, the maximum Mises stress of the locking mechanism decreased by 46.60% compared to the unmodified state, effectively alleviating the stress concentration phenomenon. The static strength and fatigue strength of the locking mechanism after profiling meet the design requirements, thus providing a reference for the design of variable gauge bogies.

Keywords: variable gauge bogie; locking mechanism; drum-shaped profiling; tangent arc profiling; strength analysis; finite element analysis

收稿日期：2025-07-17；修回日期：2026-03-01
责任编辑：许　浩