

DOI: 10.3901/JME.2020.24.115

间隙配合变轨距轮对与轨道间瞬态滚滑接触模拟研究*

么超凡¹ 于子良² 齐洪峰² 赵鑫¹ 温泽峰¹ 梁树林¹

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031;

2. 中车工业研究院有限公司 北京 100070)

摘要: 变轨距技术是实现不同轨距铁路联运的重要手段,我国相关研究仍在起步阶段。基于显式有限元法,建立包含渐开线花键副的三维变轨距轮对-轨道耦合瞬态分析模型,于时域内模拟速度高至 400 km/h 下的瞬态轮轨滚滑和花键间动态接触行为及其相互影响。模型充分考虑轮轨和花键副三维几何、系统高频结构振动等,引入时变牵引/制动转矩,采用集成库仑摩擦定律的“面-面”接触算法求解轮轨接触和花键接触。假设圆柱直齿渐开线花键,齿数取 32,齿侧间隙恒 0.1 mm,无激励下模拟结果表明,花键副的存在使得轮轨力波动范围大于传统轮对,例如,400 km/h 下法向轮轨力波动幅值增加静载的 3.7%。时速 400 km/h 和牵引系数 0.05 下,内外花键的径向和角向偏置使得花键左、右两侧各存在 1 个位置相对固定的承载区,各涉及 5~6 个键齿,承载面分别为 II 和 I 键齿工作面。瞬态法、切向接触应力极值发生在靠近一系悬挂侧的齿根或齿顶部,典型值分别为 102 MPa 和 4.6 MPa,任一键齿的应力极值因不断有键齿进出承载区而波动上升和下降。牵引系数 0.3 时,左侧承载区消失,右侧承载区扩至 18 个键齿,相同时刻下的法、切向接触应力极值因承载齿数和总接触面积增加变为 89 MPa 和 5.2 MPa。为变轨距机构中花键的强度和动力学分析及相关设计提供精确模拟手段。

关键词: 变轨距轮对; 花键副; 接触应力分布; V-M 等效应力; 显式有限元法

中图分类号: U211

Transient Simulations of Gauge-adjustable Wheelset-rail Rolling-sliding Contact in Consideration of the Clearance Fit

YAO Chaofan¹ YU Ziliang² QI Hongfeng² ZHAO Xin¹ WEN Zefeng¹ LIANG Shulin¹

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;

2. CRRC Research Institute Co., Ltd., Beijing 100070)

Abstract: The gauge-adjustable wheelset is a feasible means to realize the railway transportation over networks with different gauges, and the relevant research is still in its infancy in China. Using the explicit finite element method, a 3D gauge-adjustable-wheelset-track coupled model is developed, in consideration of an involute spline between the wheel and its axle, to simulate in the time domain the transient wheel-rail rolling-sliding contact and the dynamic contact in the spline and their interactions at speeds up to 400 km/h. 3D geometry of the wheel-rail and spline, high-frequency structural vibrations of the system and a time-varying traction/braking torque are all taken into account. The wheel-rail and spline contact are both solved by a surface-to-surface contact algorithm with the Coulomb friction integrated. The results show that under the condition of a straight cylindrical spline with 32 teeth, a constant flank clearance of 0.1 mm and no irregularities exciting, the resulting wheel-rail contact forces fluctuate fiercer than those of the integral wheelset, for example, the fluctuation of the vertical contact force increases by 3.7% of the static load at 400 km/h. Due to the parallel and angular misalignment of the spline, circumferentially, two zones of the spline are under contact under a traction coefficient of 0.05, being on the left and right sides and relatively stable in location, and each part covers 5-6 teeth with different working surfaces (II and I surfaces, respectively). The maximum pressure and tangential contact stress, occurring on the side of the primary suspension and at the root or on the top of a tooth, are typically 102 MPa and 4.6 MPa, respectively, at 400 km/h. As the teeth move in and out of the bearing zones continuously, the maximum stresses occurring on a tooth vary significantly during loading and unloading processes. At the

* 国家重点研发计划(2016YFB1200501-005)、国家自然科学基金(51675444、51775455)和牵引动力国家重点实验室自主课题(2019TPL_T17)资助项目。20191231 收到初稿,20200423 收到修改稿

traction coefficient of 0.3, the left bearing zone disappears and the right expands to 18 teeth, and the maximum pressure tangential contact stresses change to 89 MPa and 5.2 MPa, respectively, because of the increase of bearing teeth and total contact area on these teeth. This work provides an appealing tool for the strength and dynamics analyses and design of spline in future gauge-adjustable wheelsets.

Key words: gauge-adjustable wheelsets; spline pair; contact stress distributions; Von Mises(V-M) equivalent stress; explicit finite element method

0 前言

国际铁路联运是“一带一路”倡议下国际合作的基础支撑和重要战略内容。实现这一伟大构想,首先要在技术上应对沿线国家轨距不同的现状^[1]。目前,以变轨距轮对为核心的变轨距列车技术,因为其操作方便、快捷,已成为我国跨国高速动车组的首选研发方向。

欧洲的割裂现状促使西班牙、波兰、德国、瑞士等较早开始了变轨距转向架的研发,形成了目前以西班牙变轨距动车组(Talgo)为代表的技术群落。亚洲境内,日本发展了可运行于 1 067 mm 窄轨和标准轨距铁路网的变轨距技术,韩国变轨距转向架可适应现代标准轨距和 1 520 mm 宽轨^[2]。我国铁路网几乎全是标准轨距,变轨距技术的国内需求不足,之前研究迫切性不足,截至目前,仍无产品在线。黄运华等^[3]和刘寅华等^[4]曾结合我国线路情况分别设计了具有变轨距机构的客、货车转向架。

变轨距轮对的轮轴间不再是过盈配合,而是代之以间隙配合的花键,既传递转矩,也允许车轮沿车轴滑动再配以锁死机构实现变轨距^[5]。容易想象,间隙配合面会在车轮高速旋转中不可避免地发生相对滑移,引发接触面磨损,导致配合接触间隙逐渐增大,进而恶化配合关系,造成严重的滑动与振动,甚至威胁行车安全。

本文旨在建立一种可模拟高速滚动和高速移动条件下变轨距轮对瞬态接触的建模方法,于时域内实现轮轨瞬态滚滑接触行为与花键配合面间瞬态接触之间的动态耦合作用分析,为未来变轨距机构中花键的强度和动力学分析及相关设计提供精确模拟手段。

1 花键配合研究方法现状

服役过程中,花键配合面可能会因接触应力过大而发生齿面压溃、打光以及异常磨损甚至齿根的断裂^[6],某些工况下,齿面也容易发生微动磨损^[7]。为避免花键失效,国内外学者对花键副开展了广泛而深入的研究。

花键副分布载荷的精确预测是很多相关研究的

基础。为此,MEDINA 等^[8-9]采用边界元法研究了花键副在静态和不对中工况下齿面黏滑和接触压力分布的演化,模型考虑了包含 18 个键齿的完整花键副配合,并预测了花键副齿向修鼓对键齿磨损深度的影响。CURA 等^[10]建立一种数值迭代方法来分析渐开线花键副在平行偏置不对中条件下处于啮合状态键齿的确切数目和受力情况,并参照二维全齿花键副(26 个齿)静态有限元模型对其进行了验证,也采用上述有限元模型研究了理想和轴向偏移条件下接触压力分布对花键副等效合力作用点位置的影响^[11]。CUFFARO 等^[12]试验测量了花键副齿面接触压力分布,验证了相关文献中花键副齿面接触压力解析模型和仅考虑单齿啮合的三维静态有限元模型。HONG 等^[13-14]建立了包含全部 25 个键齿的三维静态花键副有限元模型,分析了渐开线花键副在转矩、径向载荷和倾覆力矩联合作用下的齿面载荷分布,研究了不对中工况下齿向修鼓对齿面载荷的影响,并提出了一个高效的花键副载荷分布半解析模型。WINK 等^[15]利用解析法分析了键齿啮合间隙与啮合顺序等对键齿载荷的影响,并探讨了键齿修形对轴向分布载荷的影响。王庆国等^[6]建立了全齿啮合的静态三维花键副有限元模型,并结合解析法分析了花键副的齿面接触应力,发现齿廓修缘可以提高花键副的强度和可靠性。

花键副服役特性也是很多学者关注的重点。VOLFSON^[16]用解析法推导了花键副在转矩、径向载荷和轴向载荷作用下的静态应力场,发现接触应力和相对滑移量是花键副寿命的关键影响因素。RATSIMBA 等^[17]建立了三维螺旋花键副有限元模型,并参照试验结果完成了模型验证,研究了螺旋花键副在复杂周期性载荷作用下的微动磨损,探讨了摩擦因数与润滑的影响。DING 等^[18]采用静态有限元方法建立了单齿配合模型和三维全齿花键副模型,研究了花键副微动磨损与微动疲劳间的关系,分析了完全滑移与部分滑移条件下磨损对微动的影响。CUFFARO 等^[19]利用专用设备,试验了渐开线花键副角度失调时的磨损,建议采用粗糙度和角位移量两个参数来量化齿面磨损。

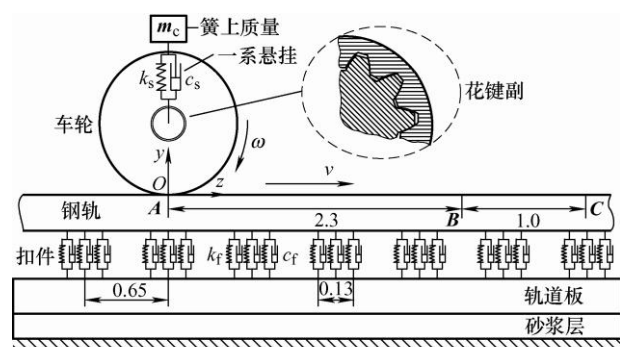
综上,以往针对花键副的研究方法有解析法、试验法和数值模拟法等。数值模型以静态有限元建模为

主, 且很多仅限于单齿, 无法考虑花键副处于服役环境时的动态效应。为填补这一研究空白, 本文拟采用适于短时内高频动态分析的显式有限元法^[20], 建立可模拟花键副瞬态接触行为的有限元模型, 为分析变轨距轮对花键副在车轮高速滚滑或服役过程中的瞬态接触行为提供模拟手段。

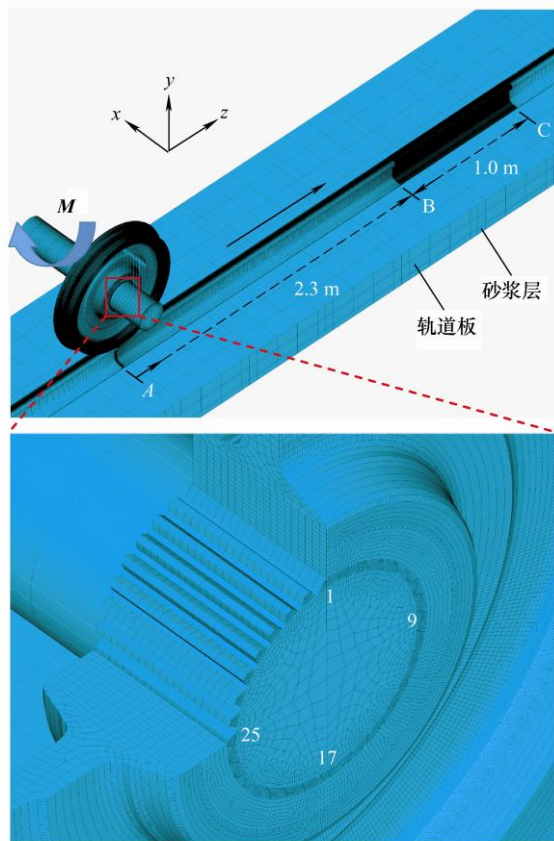
2 瞬态分析有限元模型

2.1 整体架构

图 1a 展示了变轨距轮对—轨道耦合瞬态分析模型的结构示意图, 笛卡尔坐标系的坐标原点 O 位于轮轨接触斑中心的初始位置(A 点), y 和 z 轴分别



(a) 结构示意图



(b) 网格图

图 1 变轨距轮对—轨道耦合瞬态分析模型

沿垂向和纵向。整体建模思路与轮轨高速瞬态滚动接触有限元模型^[20]大致相同, 具体如下: 基于 ANSYS/Ls-dyna 软件, 利用三维实体单元离散具有真实几何的轮对和轨道, 于时域内实现轮对瞬态滚滑模拟, 将车辆一系悬挂、钢轨离散支撑及道床等对轮轨高频动力作用有重要影响的结构考虑在内。本文模型的主要改进为不再隐含一体式轮对假设, 在轮对模型上引入花键副, 使得轮、轴相互独立, 其间脂润滑间隙配合由基于罚函数的面—面接触算法求解(与轮轨界面相同); 网格划分时, 轮轨和花键接触表面附近均需要细化, 最小网格尺寸均取 1 mm, 以保证接触计算精度, 其他部分网格尽可能稀疏, 以降低模型规模(图 1b)。模型总节点和单元数分别约为 180 万和 157 万。

模型考虑了渐开线花键副的真实几何, 但忽略了锁紧机构及与之相关联的横向动力作用。出于变轨距轮对具体花键设计保密等原因, 作者在本文中假设最简单的圆柱直齿花键, 参照 GB/T 3 478.1—2008 标准对键齿进行了初步设计, 用于模型展示。如图 2 所示, 花键具体参数如下: 齿数 32, 模数 6.65 mm, 外花键齿根圆和齿顶圆直径分别为 $D_{ie}=203$ mm 和 $D_{ee}=219.45$ mm, 内花键齿顶圆和齿根圆直径分别为 $D_{ii}=210.44$ mm 和 $D_{ei}=222.775$ mm, 分度圆压力角 $\alpha_D=30^\circ$, 齿厚和齿槽宽分别为 $S=10.240$ 5 mm 和 $E=10.440$ 5 mm(即单侧间隙按当下机加工水平取 0.1 mm, 忽略表面粗糙度和可能的缺陷), 花键副齿面轴向工作长度为 $a=155$ mm。为方便行文, 对键齿进行编号, 初始位置 A 处最高键齿编号为 1, 并按顺时针方向递增(图 1b)。

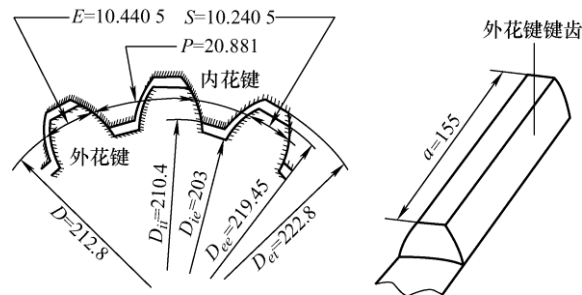


图 2 变轨距轮对花键副的设计(mm)

模型更多参数设置如下: 车轮踏面为 LMa 型, 轮径 $\varphi=860$ mm; 轨道为长 15.2 m(包含 24 组扣件)的平直段, 由钢轨、扣件、轨道板和砂浆层组成, 钢轨廓形为 CN60, 轨底坡 1:40, 仅包含半个轮对和半个轨道(即忽略了轮对横移); 轮轨接触和花键副切向接触均采用库伦摩擦模型, 摩擦因数恒定, 分别取 0.5 和 0.05; 鉴于花键应由车轮或车轴加工而成, 故假设整个变轨

距轮对的材料相同。模型参数取值详见表 1。

表 1 瞬态有限元模型参数取值

参数	数值	
簧上质量 m_c /(kg)	8 000	
轮轨摩擦因数 μ_w	0.5	
花键副摩擦因数 μ_s	0.05	
速度 v /(km/h)	400	
一系悬挂	刚度系数 k_s /(MN/m)	0.88
	阻尼系数 c_s /(KN·s/m)	4
车轮、钢轨材料	弹性模量 E /GPa	205.9
	泊松比 μ	0.3
	密度 ρ /(kg/m ³)	7 790
扣件	刚度系数 k_t /(MN/m)	22
	阻尼系数 c_t /(KN·s/m)	60
轨道板材料	弹性模量 E /GPa	34.5
	泊松比 μ	0.25
	密度 ρ /(kg/m ³)	2 400
轨道板接头材料	弹性模量 E /GPa	29.5
	泊松比 μ	0.25
	密度 ρ /(kg/m ³)	2 400
砂浆层	弹性模量 E /GPa	8
	泊松比 μ	0.2
	密度 ρ /(kg/m ³)	1 600
花键副	弹性模量 E /GPa	205.9
	泊松比 μ	0.3
	密度 ρ /(kg/m ³)	7 790

2.2 模拟过程及边界条件

先采用隐式积分算法求得车轮在初始位置 A 处的静态位移场, 再以此位移场为初始状态, 设置车轮转动和前进速度(ω 和 v)及其他初始条件和重力之后, 利用显式积分算法模拟处于锁紧状态下的变轨距轮对从位置 A 沿钢轨向 C 高速滚滑时的瞬态解, 输出轮轨在 BC 段内接触时的轮轨和花键副接触结果用于深入分析。AB 为动态松弛区或过渡段, 保证车轮在进入 BC 段前近似进入稳态滚动, 最大限度减少不完美初始条件激发的系统高频振动对结果的影响。本模型中 AB 长 2.3 m, 可模拟最高 400 km/h 运行速度。驱动力通过施加在车轴齿轮箱位置上的时变转矩 M 来模拟^[21], 与模拟牵引系数 μ 取值对应, 本文中假设恒转矩, 即 μ 恒为 0.05^[22]。由最小网格决定的时间步长取 7.58×10^{-8} s, 足以捕捉到轮轨和花键副间高频动力作用和瞬态接触行为, 以及它们间相互影响。本文典型计算工况中, 模拟车轮旋转一周(0.024 3 s), 需要计算时间为 18.8 h(3.5 GHz Inter Xeon CPU E5-1 650, 128 GB RAM)。

瞬态模拟的边界条件具体如下: ① 一系弹簧和阻尼的上下节点(即车辆簧上质量节点与车轴轴心

节点)在横、纵向耦合; ② 轨道砂浆层底部全约束, 轨道纵向端面和轨道横向对称面上施加对称边界条件; ③ 车轮轮毂两个横向端面也施加横向约束, 即忽略车轴和车轮之间的横向相互运动。

2.3 花键瞬态接触

接触计算中, 定义内、外花键所有齿面分别为目标面和接触面^[23], 下文结果分析仅针对外花键。任一时刻齿面上法、切向载荷分布由该时刻表面节点力结果除以相应表面积求得。以图 3 中某齿面节点 H 为例, 定义外法向和外切向为正, 其法、切向节点力 F_n 和 F_t 分别为

$$F_n = F_z \cos(\beta - \alpha) - F_y \sin(\beta - \alpha) \quad (1)$$

$$F_t = F_y \cos(\beta - \alpha) + F_z \sin(\beta - \alpha) \quad (2)$$

式中, F_y 和 F_z 为定义在整体坐标系内的节点力, α 和 β 为节点 H 与轴心 e 连线分别与 z 轴和接触面内法向的夹角, 其值可根据渐开线法线与其基圆相切的特性算得, α 取值为 $0 \sim 2\pi$, β 恒取锐角。

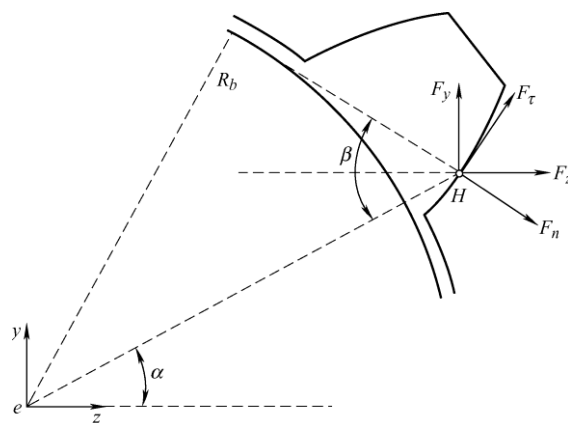


图 3 花键副接触表面的法、切向节点力

为方便结果展示, 如图 4 所示将单个键齿两侧的两工作面分别定义为 I 和 II 面, 并将花键副键齿某一工作面潜在接触区域近似映射到图中所示矩形框内, 用彩色云图展示齿面接触载荷的分布。

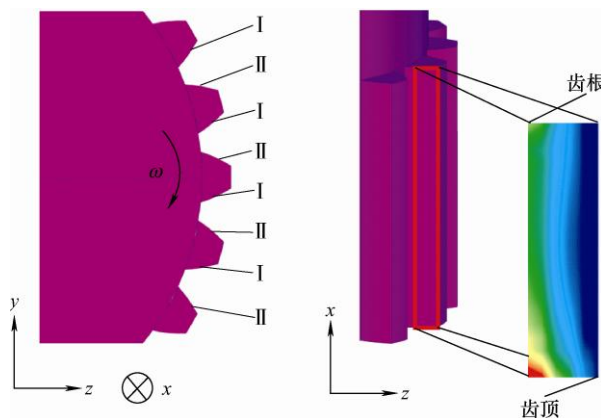


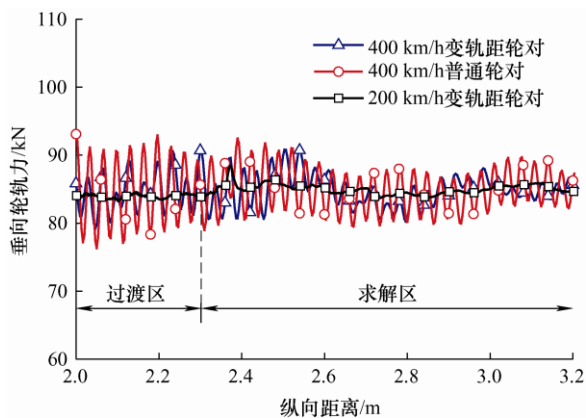
图 4 花键副工作面定义及接触载荷分布映射窗口

3 计算结果与分析

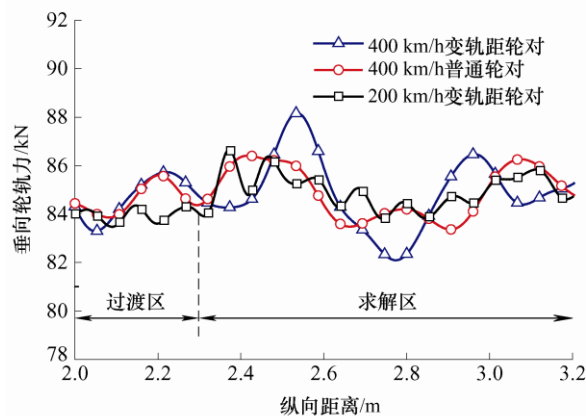
轮对变轨距过程在低速通过地面变轨设施的过程中完成, 之后, 锁死轮对变轨距机构以正常运行。本文针对变轨距完成后, 加速度为 0.5 和 3 m/s^2 ($\mu=0.05$ 和 0.3) 的匀加速工况, 分别模拟了带花键变轨距轮对和传统一体式轮对 in 平顺钢轨上的瞬态滚动接触行为。旨在揭示轮轨滚滑过程中内外花键之间的瞬态接触行为, 同时对比分析花键副的存在对轮轨间瞬态滚滑接触行为的影响。考虑到齿面接触应力是影响花键副失效的关键因素, 下文着重展示了花键副接触应力的空间分布及其随时间的变化。

3.1 时变轮轨力

图 5 展示了变轨距轮对和一体式轮对分别滚过时的垂向轮轨力结果。为方便对比, 横坐标设为轮对纵向滚动距离。从图 5a 中原始结果可见, 400 km/h 和 200 km/h 两种速度下, 变轨距轮对的垂向轮轨力均可很好地稳定在静载(84.6 kN)附近, 即所模拟理想花键副(间隙恒为 0.1 mm)对垂向轮轨力的影响很小。对原始结果施加 800 Hz 低通滤波后的结果示于图 5b, 可以看出, 400 km/h 下变轨



(a) 原始结果



(b) 800 Hz低滤波后结果

图 5 不同速度下两种轮对的垂向轮轨力结果

距轮对的最大波动的峰谷值为 6 kN (即静载的 7.1%), 大于普通轮对的 2.9 kN (静载的 3.4%)。这意味着花键副的引入导致了额外的系统振动, 但其幅值在理想情况下很小。对比不同速度的结果, 200 km/h 工况下的轮轨力波动明显降低 (峰谷 2.7 kN), 意味着花键副的影响随速度的降低而减弱。应当说明, 两种轮对模型的网格差异也是图 5 中轮轨力结果差异的原因之一, 换句话说, 无法完全肯定所示轮轨力差异均源自花键副。

图 6 进一步展示了图 5 中三个工况相应的纵、横向轮轨力结果。因为所施加的牵引转矩相同, 故纵向轮轨力均稳定在 4 kN 附近。 400 km/h 速度下, 变轨距轮对的纵向轮轨力在 $2.2 \sim 6.4 \text{ kN}$ 范围内波动, 大于传统轮对的 $3.4 \sim 4.8 \text{ kN}$, 这与上面的法向力结果一致。因未考虑轮轨横移, 所以横向轮轨力均在 0 附近波动, 但也同样存在变轨距轮对结果波动范围更大的现象, 即 400 km/h 下变轨距和一体轮对横向轮轨力的波动范围分别为 $-1.5 \sim 2.55 \text{ kN}$ 和 $-1.2 \sim 1.0 \text{ kN}$ 。另外, 纵、横向轮轨力波动范围也随着速度的降低而减小。

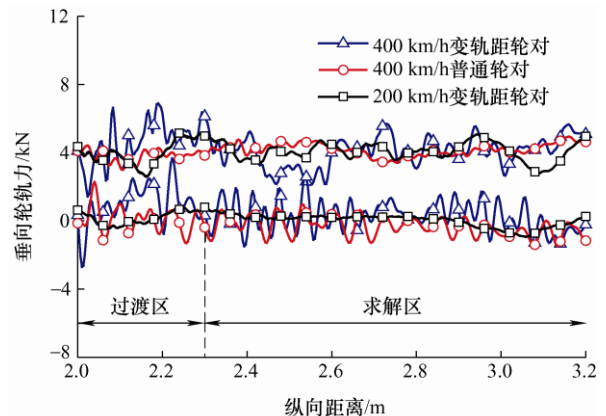


图 6 不同速度下两种轮对的纵、横向轮轨力结果

综上, 变轨距轮对也能像传统轮对一样很快地进入到近似稳态滚滑, 但其三向轮轨力的波动范围较传统轮对要大, 就上面所模拟的 400 km/h 工况而言, 其法向力波动范围增大了静载的 3.7% , 纵、横向轮轨力波动范围的增大幅度分别为 200% 和 84% 。

3.2 花键副结果

3.2.1 接触总力

图 7 展示了 200 km/h 速度下变轨距轮对滚过平顺钢轨时花键接触的接触总力结果。可以看出, 花键副垂向力稳定在 81 kN 左右, 等于簧上质量、车轴及车轴附属质量的总重 (相较于垂向轮轨力, 缺少了轮辐和轮辋的质量), 存在幅值为 4 kN 的波动, 与图 5b 中轮轨力高频波动相对应。纵向力则稳定在 4 kN 左右, 横向力近似为 0 , 均与轮轨力对应。

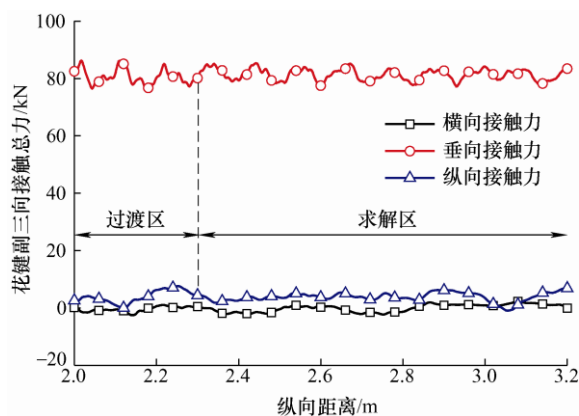
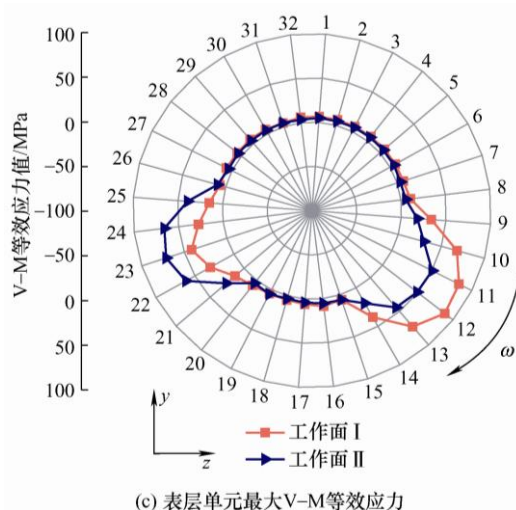


图7 速度 200 km/h 下花键副三向接触总力结果

3.2.2 接触应力空间分布

图8展示了变轨距轮对400 km/h运行工况中 $t=0.02457$ s时刻花键副各键齿承受的最大法、切向接触应力及其表层单元最大V-M等效应力分布图。由1号键齿的位置可知,车轮在所选时刻近似滚过了一周,具体滚动距离为2.73 m(周长2.7 m)。

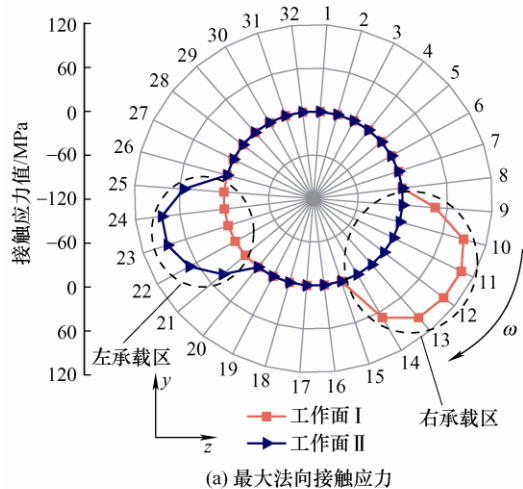
对比图8a和图8b,首先可以发现,最大法、切向接触应力的分布形式一致。其次,并不是所有键齿都处于承载状态,仅9~14号键的工作面I和



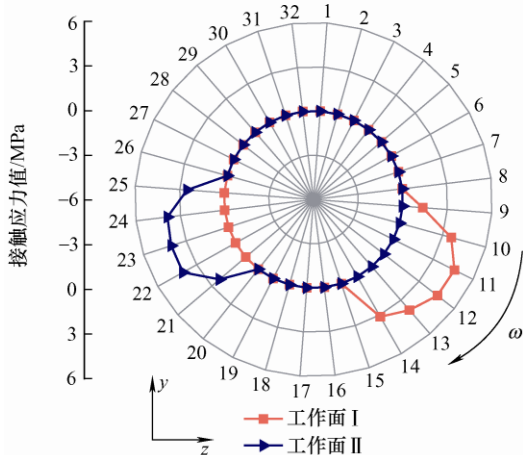
(c) 表层单元最大V-M等效应力

图8 速度400 km/h工况中 $t=0.02457$ s时各键齿工作面的最大应力分布($\mu=0.05$)

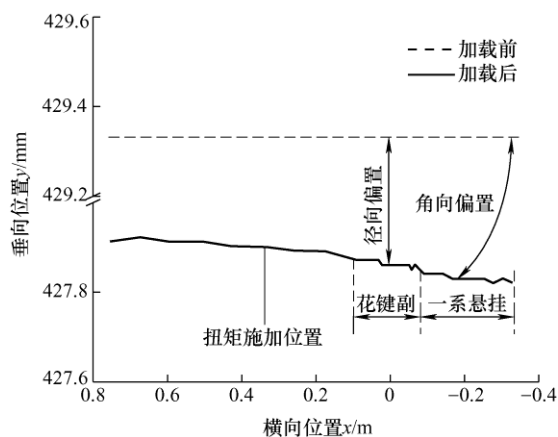
21~25号键的工作面II承载,且9~14号键的接触应力比21~25号键更大。比较各键结果,11号键I工作面的法、切向接触应力最大,分别为102 MPa和4.6 MPa。造成上述现象的根本原因是加载后的车轴外侧(轴箱轴承座一侧)受到通过一系悬挂施加的压力,造成车轴的弯曲变形,进而使内外花键中心不重合(径向偏置)和轴线不平行(角向偏置),如图9所示,再叠加上传矩下的承载齿面弹性变形,使齿侧间隙变得不再恒定^[24]。



(a) 最大法向接触应力



(b) 最大切向接触应力

图9 加载前后($t=0.02457$ s)轴心位置的有限元结果对比

由图8c可见,V-M等效应力最大值发生在12号键的工作面I上,值为88 MPa。承载键齿的非承载工作面表层单元也存在V-M等效应力,但小于承载工作面,这符合力学规律。

把图8中工况的牵引系数加大至0.3,得到的相同时刻对应结果如图10所示。对比可见,大转矩下载齿数及其位置发生重要变化,具体为1~18号键承载(数量多于小转矩下),且均为工作面I承载,最大法、切向接触应力分别发生

在 13 和 14 号键上, 其值分别为 89 MPa 和 5.4 MPa, 齿面表层单元最大等效应力也出现在 13 号键上, 值为 77 MPa。需要说明, 法向接触应力和表层单元等效应力最大值均低于图 8 中的相应结果, 而切向接触应力最大值则稍大于图 8 中结果。

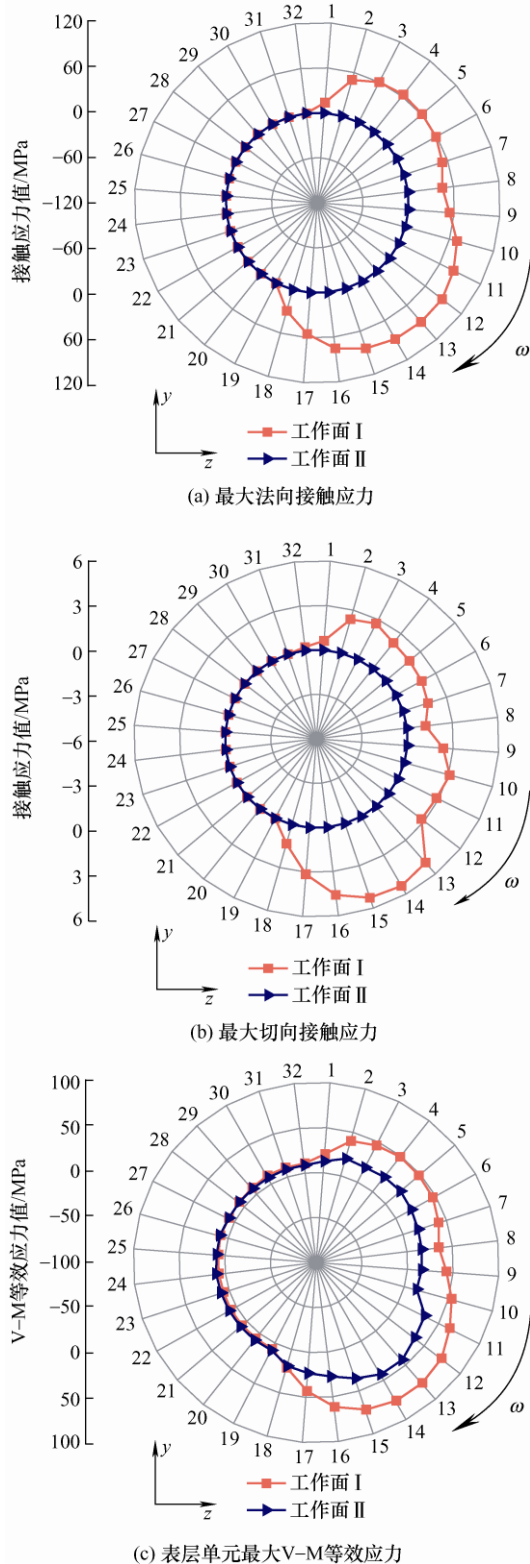


图 10 速度 400 km/h 工况中 $t=0.024\ 57\text{ s}$ 时各键齿工作面的最大应力分布($\mu=0.3$)

转矩增大后, 承载键齿由 11 个增加到 18 个, 承载键齿的总接触面积变为原来的 3.6 倍, 虽然转矩增大了更多(6 倍), 但图 8 左承载区(导致反向转矩)的消失, 最终使得各个键齿的法向接触应力和表层单元等效应力最大值有所降低。切向接触应力相应增大, 意味着大转矩下内外键齿接触面相对滑移趋势更大(或已发生相对滑移)尤其是空间位置相对较低的键齿(如图 10 中 13~15 号键), 此现象的深入研究对于揭示键齿损伤机理具有重要意义。

3.2.3 花键副接触解时变特性

为对比不同时刻结果, 图 11 展示了图 8 中工况在 $t=0.028\ 77\text{ s}$ 时的各键齿齿面表层单元最大 V-M 等效应力分布。对比图 8c 可以看出, 花键承载区的空间位置基本不变, 但随着车轮旋转, 具体承载的键齿转变为 4~9 号及 16~20 号键, 整个花键副键齿表层单元的最大 V-M 等效应力值为 80 MPa, 较图 8 中稍小。需要指出, 一个承载区域的具体齿数因键齿的进出可能是 5 个或 6 个, 例如图 8 和 10 中的右侧承载区。

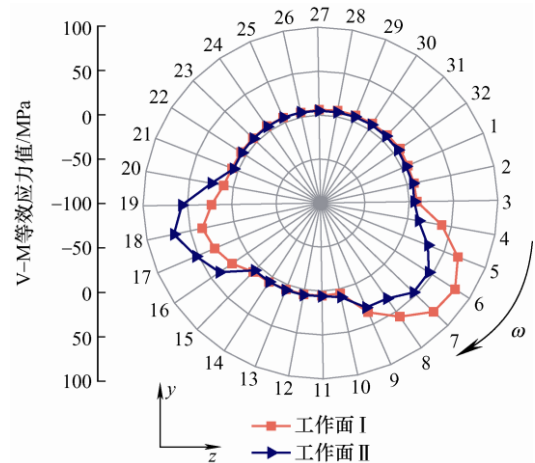


图 11 速度 400 km/h 工况 $t=0.028\ 77\text{ s}$ 时各键齿工作面的最大 V-M 等效应力分布($\mu=0.05$)

图 12 进一步展示了图 8 中结果所对应相同时刻下的齿面瞬态法、切向接触应力分布, 采用了图 4b 所示的映射矩形来表征, 为突出重点, 仅展示了承载区附近承载键齿的结果。可以看出, 每个齿面上的应力都不是沿横向均匀分布的, 其原因同样为图 9 所示的法向载荷偏置; 同时, 车轴内侧齿轮箱位置受到驱动力矩, 两者共同作用下导致齿面外侧(靠近一系悬挂侧)的应力水平更高, 且主要发生在齿顶和靠近齿根的位置, 而齿面内侧(靠近转矩施加位置)的接触面积更小, 且主要集中在齿根部位。这也从一个侧面说明, 本文初步设计的花键存在很大改善空间。另外, 从图 12 中可以看出齿面切向接触应力分布同法向应力基本一致, 这与图 8 中所示结果相符。

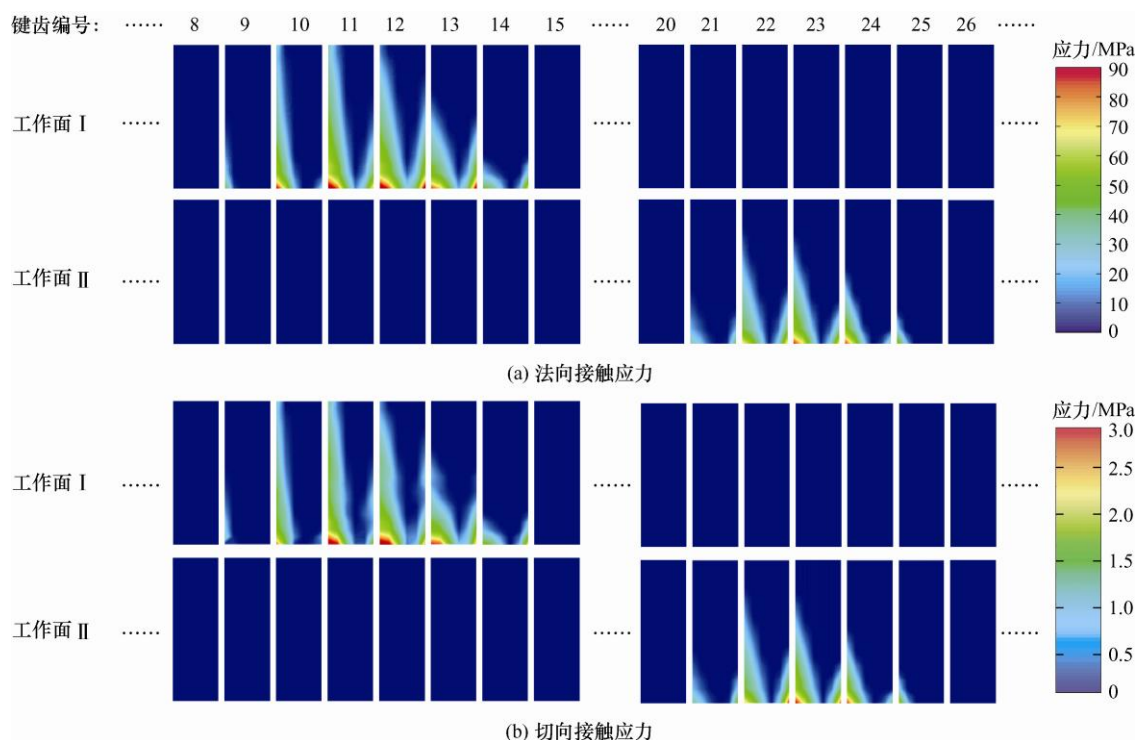


图 12 速度 400 km/h 工况中 $t=0.024\ 57\ \text{s}$ 时花键承载齿的瞬态接触应力分布($\mu=0.05$)

为更清晰展示键齿工作面接触应力分布的时变特性,图 13 详细展示了 8 号键齿工作面 I 上法向接触应力分布随时间的变化(8 号键进入到离开承载区的整个过程中,车轮都处在网格最细密或计算结果最精确的 BC 段)。可以看出,该键齿工作面 I 在 $t=25\ \text{ms}$ 时刻左右进入承载区,而在 $t=29.7\ \text{ms}$ 时刻前后离开,历时 $4.7\ \text{ms}$ 。承载期间,齿面接触应力的空间分布范围变化显著,且存在显著波动或反复,其原因应是不断有键齿进入和离开承载区造成的载荷波动。具体而

言,工作面进入承载区时,接触应力首先发生在靠近一系悬挂侧的齿根处,并逐渐布满整个齿根(见图 13 中第三个时刻);之后,承载载荷增加,导致键齿接触面面积上升,接触载荷分布也逐渐向一系悬挂侧集中,但齿根的接触区长度始终大于齿顶处;在 $t=27.3\ \text{ms}$ 时刻(图中第八个时刻)整个齿面的接触面积和接触应力均达到最大,分别为 $854\ \text{mm}^2$ 和 $105\ \text{MPa}$;最后,接触区面积和法向接触应力逐渐下降,直到 $t=29.7\ \text{ms}$ 时刻转出承载区域。

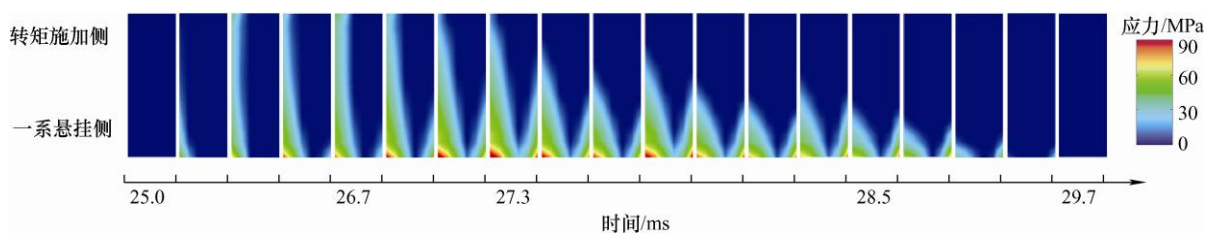


图 13 速度 400 km/h 工况中 8 号键齿工作面 I 上法向接触应力分布随时间的变化($\mu=0.05$)

图 14 进一步展示了 8 号键工作面 I 上最大法、切向接触应力在其处于承载区期间时随时间的变化曲线。可以看出,齿面最大法、切向接触应力在上升和下降过程中均存在较为明显的波动,且变化趋势基本相同,均在 $t=27.3\ \text{ms}$ 时刻达到最值,分别为 $105\ \text{MPa}$ 和 $5.7\ \text{MPa}$ 。与图 13 相比,图 14 中显示的起止时间相同,但显示时刻更多(采样频率 $33.3\ \text{kHz}$)。

分别选择两个承载区内的 8 号键和 19 号键,图

15 对比展示了相同时间段内它们最大 V-M 等效应力值随时间变化。可以看出,两键齿的最大 V-M 等效应力值均呈先波动上升随后近似平顺下降的趋势,但 8 号键较早开始承载,并且应力值在上升过程中始终高于 19 号键。图 15 中 8 号键工作面 I 的最大 V-M 等效应力值在 $t=27.24\ \text{ms}$ 时刻达到最大值 $89\ \text{MPa}$, 19 号键工作面 II 的最大 V-M 等效应力值在 $t=27.87\ \text{ms}$ 时刻达到最大值 $83.7\ \text{MPa}$ 。

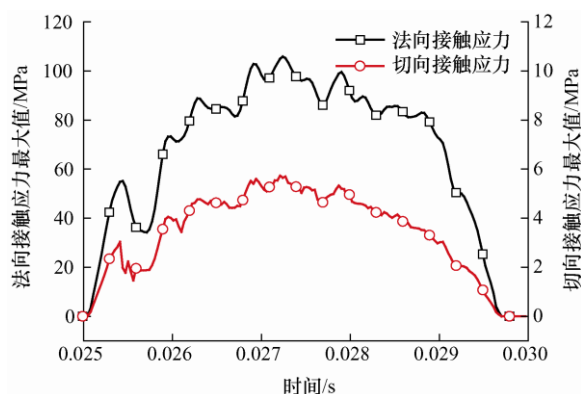


图 14 速度 400 km/h 工况 8 号键工作面 I 法、切向接触应力最大值随时间变化($\mu=0.05$)

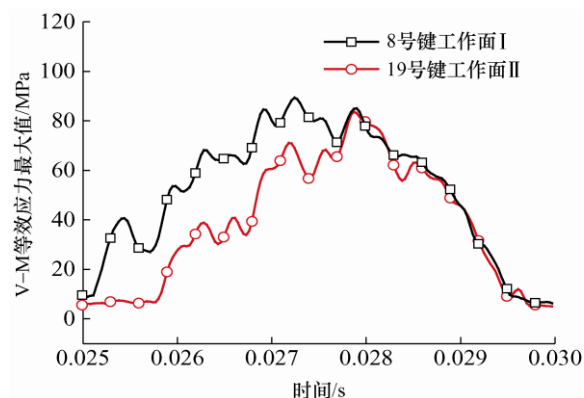


图 15 速度 400 km/h 工况 8 号键工作面 I 和 19 号键工作面 II 最大 V-M 等效应力值随时间变化($\mu=0.05$)

4 讨论与展望

本文所模拟的花键为作者初步设计, 并不能代表正在研发的真实变轨距轮对参数(尚属商业秘密), 所以更仔细讨论应力分布的意义不大。本文旨在展示一种新型的花键动态接触研究方法及其功能。未来, 通过改变花键几何, 更复杂的花键如螺旋花键等也同样适用, 可为变轨距轮对花键副或其他花键副的参数优化提供研究工具。另外, 本文仅考虑了间隙恒定的理想工况, 实际服役中键齿会因文中提到的应力分布不均及加工精度等原因导致几何失形和各种损伤, 也可在模型中方便考虑在内, 研究其影响。

5 结论

采用显式有限元法建立了包含渐开线花键副的三维变轨距轮对—轨道耦合瞬态分析有限元模型, 考虑真实几何、高频结构振动和时变牵引/制动转矩, 于时域内同时再现速度高至 400 km/h 下的轮轨瞬态滚滑和花键动态接触行为及其相互影响。假设圆柱直齿渐开线花键, 齿数取 32, 齿侧间隙恒

0.1 mm, 由无激励下的模拟结果可得如下结论。

(1) 变轨距轮对也能很快进入近似稳态滚动, 但花键副的存在加大了三向轮轨力的波动范围。400 km/h 和牵引系数 0.05 下, 变轨距轮对的法向轮轨力波动峰谷值比传统一体式轮对增大了静载的 3.7%。

(2) 牵引系数 0.05 工况下, 花键副左右两侧各存在一个空间位置相对固定的承载区, 各包含 5~6 个键齿, 承载面分别为 II 和 I 工作面, 法、切向接触应力极值发生在靠近一系悬挂侧的齿根或齿顶部。典型时刻($t=0.024\ 57\text{ s}$)的最大法、切向接触应力分别为 102 MPa 和 4.6 MPa。

(3) 由于键齿不断地进出承载区, 承载区任一齿的齿面应力会随时间波动地上升和下降, 且上升过程的波动更明显。

(4) 牵引系数增至 0.3 时, 左侧承载区消失, 右侧承载区扩大至 18 个键齿, 均为 I 工作面承载。典型时刻的法、切向接触应力最大值分别变为 89 MPa 和 5.2 MPa。

最后, 上述模型的合理性在本文得到初步验证, 为变轨距机构中花键的强度和动力学分析及相关设计提供一种精确模拟手段。

参 考 文 献

- [1] 杨照久. 国际联运的难题: 轨距不同[J]. 铁道知识, 1999(6): 26-28.
- [2] 李芾, 邵亚堂, 黄运华, 等. 国外变轨距列车及其转向架的发展与研究[J]. 机车电传动, 2018(3): 1-13.
- [3] 黄运华, 李芾, 傅茂海. 新型变轨距客车转向架结构及动力学性能[J]. 西南交通大学学报, 2003, 38(6): 668-672.
- [4] 刘寅华, 王晋刚, 翟鹏军. 轨距可变式货车动力学性能分析[J]. 铁道机车车辆, 2011(3): 19-22, 85.
- [5] 黄志辉, 夏朝国, 胡飞飞, 等. 变轨距轮对轴套式花键

- 的设计[J]. 机车电传动, 2018, 263(4): 7-11.
- HUANG Zhihui, XIA Chaoguo, HU Feifei, et al. Design of axle sleeve type spline of gauge changeable wheelset[J]. Electric Drive for Locomotives, 2018, 263(4): 7-11.
- [6] 王庆国, 陈大兵, 魏静, 等. 基于有限元法的渐开线花键联接接触分析[J]. 机械传动, 2014(1): 134-137.
- WANG Qingguo, CHEN Dabing, WEI Jing, et al. Contact analysis of involute spline joint based on FEM[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2014(1): 134-137.
- [7] 谭援强, 蒋理宽, 姜胜强, 等. 渐开线花键副微动摩擦接触分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(7): 123-130.
- TAN Yuanqiang, JIANG Likuan, JIANG Shengqiang, et al. The fretting frictional contact analysis of involute spline coupling[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(7): 123-130.
- [8] MEDINA S, OLIVER A V. Regimes of contact in spline couplings[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(2): 351-357.
- [9] MEDINA S, OLIVER A V. An analysis of misaligned spline couplings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2002, 216(5): 269-278.
- [10] CURA F, MURA A, GRAVINA M. Load distribution in spline coupling teeth with parallel offset misalignment[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2013, 227(10): 2195-2205.
- [11] CURA F, MURA A. Analysis of a load application point in spline coupling teeth[J]. Journal of Zhejiang University, 2014, 15(4): 302-308.
- [12] CUFFARO V, CURA F, MURA A. Analysis of the pressure distribution in spline couplings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2012, 226(12): 2852-2859.
- [13] HONG J, TALBOT D, KAHARAMAN A. Load distribution analysis of clearance-fit spline joints using finite elements[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 74: 42-57.
- [14] HONG J, TALBOT D, KAHARAMAN A. A semi-analytical load distribution model for side-fit involute splines[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 76: 39-55.
- [15] WINK C H, NAKANDAKAR M. Influence of gear loads on spline couplings[J]. Power Transmission Engineering, 2014: 42-49.
- [16] VOLFSON B P. Stress sources and critical stress combinations for splined shaft[J]. Journal of Mechanical Design, 1982, 104(3): 551-556.
- [17] RATSIMBA C H H, MCCOLL I R, WILLIAMS E J, et al. Measurement, analysis and prediction of fretting wear damage in a representative aeroengine spline coupling[J]. Wear, 2004, 257(11): 1193-1206.
- [18] DING J, LEEN S B, WILLIAMS E J, et al. Finite element simulation of fretting wear-fatigue interaction in spline couplings[J]. Tribology-Materials, Surfaces & Interfaces, 2008, 2(1): 10-24.
- [19] CUFFARO V, CURA F, MURA A. Test rig for spline couplings working in misaligned conditions[J]. Journal of Tribology, 2014, 136(1): 011104.
- [20] 赵鑫, 温泽峰, 王衡禹, 等. 三维高速轮轨瞬态滚动接触有限元模型及其应用[J]. 机械工程学报, 2013, 49(18): 1-7.
- ZHAO Xin, WEN Zefeng, WANG Hengyu, et al. 3D transient finite element model for high-speed wheel-rail rolling contact and its application[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(18): 1-7.
- [21] 寇峻瑜, 王衡禹, 赵鑫, 等. 钢轨脱碳层对轮轨瞬态滚动接触行为的影响分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(4): 101-108.
- KOU Junyu, WANG Hengyu, ZHAO Xin, et al. Influence of rail decarburization layer on wheel-rail transient rolling contact behavior[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(4): 101-108.
- [22] ZHAO Xin, Wen Zefeng, ZHU Minhao, et al. A study on high-speed rolling contact between a wheel and a contaminated rail[J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52(10): 1270-1287.
- [23] 胡正根, 朱如鹏, 靳广虎, 等. 航空渐开线花键副微动摩擦接触参数分析[J]. 中南大学学报, 2013, 44(5): 1822-1828.
- HU Zhenggen, ZHU Rupeng, JIN Guanghu, et al. Analysis of fretting frictional contact parameters of aviation involute spline couplings[J]. Journal of Central South University, 2013, 44(5): 1822-1828.
- [24] 谭援强, 胡检发, 姜胜强, 等. 基于有限元法渐开线花键副不对中载荷分布研究[J]. 机械传动, 2016(9): 110-113.
- TAN Yuanqiang, HU Jianfa, JIANG Shengqiang, et al. Research of misaligned load distribution of involute spline pair based on finite element method[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016(9): 110-113.

作者简介: 么超凡, 男, 1992 年出生。主要研究方向为轮轨关系。

E-mail: chaofanyj@163.com

赵鑫(通信作者), 男, 1981 年出生, 博士, 副研究员。主要研究方向为轮轨滚动接触行为及轮轨损伤。

E-mail: xinzhao@swjtu.edu.cn