

分类号: TH117.1

学校代码: 10363

密 级: 公开

学 号: 2220110118



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 基于轮轨瞬态滚动接触的高速铁路

焊缝处波磨演变规律研究

论 文 作 者 王 文 静

校 内 导 师 吴 波 文 副 教 授

校 外 导 师 艾 和 金 高 级 工 程 师

专业学位类别 机 械

研究方向 (领域) 轮 轨 摩 擦 磨 损

论文提交日期: 2025 年 5 月 11 日

分类号：TH117.1

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2220110118

安徽工程大学

基于轮轨瞬态滚动接触的高速铁路焊缝处波磨 演变规律研究

Research on rail corrugation evolution at the welded
joints of high-speed railways based on transient
wheel-rail rolling contact

学生姓名： 王文静

指导教师： 吴博文 副教授

校外教师： 艾和金 高级工程师

专 业： 机械

研究方向： 轮轨摩擦磨损

论文答辩日期：2025 年 5 月 11 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：王文静

日期：2025年5月11日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ☐，在 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☐。

学位论文作者签名：王文静

日期：2025 年 5 月 11 日

指导教师签名：吴波

日期：2025 年 5 月 11 日

基于轮轨瞬态滚动接触的高速铁路焊缝处波磨 演变规律研究

摘 要

钢轨波磨是钢轨表面出现的周期性非均匀磨耗。高速铁路钢轨波磨会引起车辆-轨道系统强烈振动，导致车轨系统结构件松动脱落甚至疲劳断裂，严重威胁高速列车运行安全和运营品质。研究钢轨波磨形成原因并提出防治方法对于保障高速列车运行安全具有重要的意义。近年来，基于有限元法的轮轨瞬态滚动接触模型因其可考虑真实的接触几何以及不需要稳态接触、半无限空间等车辆-轨道系统多体动力学模型所依赖的假设等优点被广泛应用于轮轨接触力学、轮轨损伤和车辆-轨道动力相互作用等研究领域。然而，传统的轮轨瞬态滚动接触模型存在高速条件初始扰动大，难以获得稳定的接触解以及单元规模庞大，计算成本高等缺点，限制了该模型在高速铁路钢轨波磨研究上的应用。

本文基于拉格朗日/欧拉描述法，开发了一种改进的轮轨瞬态滚动接触模型，改进的方法克服了传统模型的缺点，可实现高速条件下轮轨瞬态滚动接触行为模拟。提出了一种钢轨廓形更新策略和钢轨表面磨耗计算模型，基于开发的轮轨瞬态滚动接触模型研究了高速铁路焊缝区钢轨波磨的形成原因和动态演变规律及其影响因素。获得了如下结论：

- (1) 对比分析了传统轮轨瞬态滚动接触模型和本文中改进的模

型在求解高速条件下轮轨瞬态滚动接触解的表现。结果表明：相比传统模型，改进模型可快速获得稳定的轮轨接触解，且其收敛速度基本不受车速的影响，只需 1250 mm 的动态松弛区即可获得高至 500 km/h 速度下稳定的轮轨接触解。

(2) 基于改进的轮轨瞬态滚动接触模型研究了焊缝激励下的动态轮轨力及动态磨损变化情况。分析了轮轨力和磨损的时域和频域特征，探讨了焊缝激起的轮轨瞬态动力响应与初始波磨的关系。采用频响分析和模态分析探寻与初始波磨形成相关的共振模态。结果表明：钢轨焊缝会激发轮轨间动态相互作用，导致动态轮轨接触力和动态磨损，从而引起初始波磨。高速铁路 150 mm 的钢轨波磨是焊缝激发的频率为 543 Hz 的钢轨相对于轨道板的垂向振动导致的。

(3) 基于提出的钢轨廓形更新策略，模拟了车轮多次通过过程中钢轨波磨的形成过程，研究了钢轨波磨的动态演变规律。结果表明：随着车轮通过焊缝次数的增加，钢轨表面会逐渐形成波长在 150 mm 左右的波磨。波磨波深随车轮通过次数增加不断增长，但增长速度逐渐放缓。焊缝深度不断减小且不断向行车方向移动。焊缝位置对钢轨廓形和波磨有一定的影响，合理选择焊缝的位置可以降低波磨的深度；将焊缝波长控制在 30 mm 范围内可显著抑制钢轨波磨的发展；适当提高轮轨间的摩擦系数有利于缓解钢轨波磨。

(4) 基于轮轨瞬态滚动接触模型，研究了钢轨波磨激发的轮轨瞬态响应，并探讨了波磨波长和波深对轮轨力的影响。研究结果表明：波磨会激发强烈的轮轨动作用力，且波长与轮轨力振动幅值不呈简单

线性关系。当轮对以 300 km/h 的速度通过 65 mm 波长的波磨时，轮轨垂向力和纵向力振动频率相同，但相位存在差异。当波磨深度达到 105 μm 时，需进行打磨处理。

关键词：钢轨波磨，轮轨瞬态滚动接触，轮轨动态响应，钢轨焊缝，形成机理，演变规律

RESEARCH ON RAIL CORRUGATION EVOLUTION AT
THE WELDED JOINTS OF HIGH-SPEED RAILWAYS
BASED ON TRANSIENT WHEEL-RAIL
ROLLING CONTACT

ABSTRACT

Rail corrugation is a periodic non-uniform wear on the rail surface. Rail corrugation of high-speed railway will cause strong vibration of vehicle-track system, resulting in looseness and even fatigue fracture of structural parts of vehicle-track system, which seriously threatens the safety and operation quality of high-speed train operation. It is of great significance to study the causes of rail corrugation and put forward prevention methods to ensure the safety of high-speed train operation. In recent years, the wheel-rail transient rolling contact model based on the finite element method has been widely used in the research fields of wheel-rail contact mechanics, wheel-rail damage and vehicle-track dynamic interaction due to its advantages of considering the real contact geometry and not requiring the assumptions of vehicle-track multi-body dynamics models such as steady-state contact and semi-infinite space. However, the traditional wheel-rail transient rolling contact model has the disadvantages of large initial disturbance under high speed conditions,

difficult to obtain stable contact solution, large unit size and high computational cost, which limits the application of the model in the study of rail corrugation of high-speed railway.

Based on the Lagrangian/Eulerian description method, an improved wheel-rail transient rolling contact model is developed in this paper. The improved method overcomes the shortcomings of the traditional model and can realize the simulation of wheel-rail transient rolling contact behavior under high speed conditions. A rail profile updating strategy and a rail surface wear calculation model are proposed. Based on the developed wheel-rail transient rolling contact model, the causes and dynamic evolution of rail corrugation in the weld zone of high-speed railway are studied. The following conclusions are obtained:

(1) The performance of the traditional wheel-rail transient rolling contact model and the improved model in this paper in solving the wheel-rail transient rolling contact solution under high-speed conditions is compared and analyzed. The results show that compared with the traditional model, the improved model can quickly obtain a stable wheel-rail contact solution, and its convergence speed is basically not affected by the vehicle speed. Only a dynamic relaxation zone of 1250 mm is needed to obtain a stable wheel-rail contact solution at a speed of 500 km/h.

(2) Based on the improved wheel-rail transient rolling contact model, the dynamic wheel-rail force and dynamic wear changes under weld excitation are studied. The time domain and frequency domain characteristics of wheel-rail force and wear are analyzed, and the relationship between the transient dynamic response of wheel-rail induced by weld and the initial corrugation is discussed. Frequency response analysis and modal analysis are used to explore the resonance modes related to the formation of initial corrugation. The results show that the rail weld will stimulate the dynamic interaction between the wheel and rail, resulting in dynamic wheel-rail contact force and dynamic wear, resulting in initial corrugation. The rail corrugation of 150 mm in high-speed railway is caused by the vertical vibration of the rail relative to the track plate with the frequency of 543 Hz excited by the weld.

(3) Based on the proposed rail profile updating strategy, the formation process of rail corrugation during multiple passes of wheels is simulated, and the dynamic evolution law of rail corrugation is studied. The results show that with the increase of the number of times the wheel passes through the weld, the rail surface will gradually form a corrugation with a wavelength of about 150 mm. The wave depth increases with the increase of the number of wheel passes, but the growth rate gradually slows down. The weld depth decreases continuously and moves towards the driving direction. The position of the weld has a certain influence on

the rail profile and corrugation. The reasonable selection of the position of the weld can reduce the depth of the corrugation. The development of rail corrugation can be significantly inhibited by controlling the weld wavelength in the range of 30 mm. Properly increasing the friction coefficient between wheel and rail is beneficial to alleviate rail corrugation.

(4) Based on the wheel-rail transient rolling contact model, the wheel-rail transient response excited by rail corrugation is studied, and the influence of corrugation wavelength and depth on wheel-rail force is discussed. The results show that the corrugation will stimulate a strong wheel-rail action force, and the wavelength does not have a simple linear relationship with the vibration amplitude of the wheel-rail force. When the wheelset passes through the 65 mm wavelength corrugation at a speed of 300 km/h, the vibration frequencies of the wheel-rail vertical force and the longitudinal force are the same, but the phases are different. When the grinding depth reaches 105 μm , it needs to be grinded.

KEY WORDS: Rail corrugation, Wheel-rail transient rolling contact, Wheel-rail dynamic response, Rail weld, Formation mechanism, Evolution law

目录

第 1 章 绪论	1
1.1 研究背景	1
1.2 钢轨波磨研究现状	3
1.2.1 车辆-轨道动力学模型	3
1.2.2 轮轨瞬态滚动接触有限元模型	5
1.2.3 高速铁路钢轨波磨焊缝研究	7
1.2.4 目前存在的问题	8
1.3 论文主要内容与章节安排	9
第 2 章 三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型	11
2.1 轮轨瞬态滚动接触有限元模型	11
2.2 瞬态动力学分析方法	13
2.3 传统轮轨瞬态滚动接触响应分析	14
2.3.1 传统模型瞬态滚动接触分析	14
2.3.2 传统模型振动特性分析	16
2.4 改进的轮轨瞬态滚动接触响应分析	18
2.5 两种方法结果对比	23
2.6 本章小结	26
第 3 章 高速铁路焊缝处钢轨波磨成因研究	27
3.1 高速铁路钢轨波磨分析	27
3.2 焊缝处轮轨瞬态滚动接触响应分析	28
3.2.1 焊缝模型	28
3.2.2 磨耗模型	29
3.2.3 焊缝处轮轨力和轨面磨耗分析	30
3.2.4 轮对频响分析和轨道模态分析	32
3.3 高速铁路钢轨波磨成因分析	33
3.3.1 波磨模型	33
3.3.2 初始波磨激励下的钢轨动态磨损	34

3.3.3 钢轨焊缝激励下的钢轨动态磨损	35
3.3.4 波磨深度对钢轨动态磨损的影响	37
3.4 本章小结	38
第 4 章 高速铁路焊缝处钢轨波磨演变规律研究	40
4.1 钢轨廓形更新策略	40
4.2 焊缝激励下钢轨廓形的演变	42
4.3 焊缝位置的影响	46
4.4 焊缝波长的影响	48
4.5 摩擦系数的影响	50
4.6 本章小结	51
第 5 章 钢轨波磨对轮轨瞬态动力相互作用影响研究	53
5.1 波磨轨道上的轮轨动态相互作用	53
5.2 波磨深度的影响	56
5.3 波磨波长的影响	58
5.4 本章小结	59
第 6 章 总结与展望	61
6.1 论文工作总结	61
6.2 展望与建议	62
参考文献	63
攻读硕士学位期间取得的学术成果及参研项目	71
致 谢	72

插图清单

图 1-1 高速铁路线路钢轨波磨	1
图 1-2 波磨形成及发展示意图	2
图 1-3 车辆-轨道耦合动力学模型	3
图 1-4 轮轨瞬态滚动接触模型示意图	5
图 1-5 某高速线路钢轨表面粗糙度测量值	8
图 1-6 论文总体技术路线	9
图 2-1 三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型	12
图 2-2 传统的模拟方案	14
图 2-3 传统方法分析过程	15
图 2-4 不同速度下轮轨法向接触力	16
图 2-5 轮轨接触斑内粘/滑区分布情况	16
图 2-6 轮对频响特征曲线	17
图 2-7 300 km/h 速度下轮对径向振动模态	18
图 2-8 改进的模拟方案	19
图 2-9 混合的拉格朗日/欧拉描述运动分解示意图	20
图 2-10 轮轨静态接触解	21
图 2-11 300 km/h 速度下轮轨力	22
图 2-12 轮轨动态接触解	23
图 2-13 传统模型与改进模型在不同速度下的轮轨垂向力对比	24
图 2-14 轮对在不同运行速度下获得的轮轨力	25
图 3-1 高速铁路钢轨波磨	28
图 3-2 焊缝位置示意图	28
图 3-3 钢轨磨损计算	29
图 3-4 钢轨焊缝激励下的轮轨力及其引起的动态磨损	30
图 3-5 不同波长的焊缝激励下的轮轨力和轮轨力引起的轨面磨耗	31
图 3-6 轮对频率响应特征	32
图 3-7 轨道模态分析	33

图 3-8 波磨几何	34
图 3-9 初始波磨激励位置	35
图 3-10 由初始波磨引起的动态轮轨力和动态磨损	35
图 3-11 钢轨焊缝激励位置	36
图 3-12 钢轨焊缝激励下的动态磨损	36
图 3-13 不同焊缝深度下钢轨动态磨损变化情况	37
图 3-14 不同深度的波磨对轨面磨损的影响	38
图 4-1 钢轨廓形演变仿真流程	41
图 4-2 轨面原始磨损和拟合磨损	42
图 4-3 钢轨表面磨损分布	43
图 4-4 钢轨焊缝廓形随车轮滚动次数的变化情况	44
图 4-5 焊缝后钢轨波磨随车轮滚动次数的变化情况	44
图 4-6 波磨波长随车轮滚动次数增加的变化情况	44
图 4-7 波磨相角随车轮滚动次数的变化情况	45
图 4-8 磨损放大倍数对钢轨廓形的影响	45
图 4-9 钢轨廓形演变随车轮通过次数的变化	46
图 4-10 钢轨焊缝添加位置示意图	47
图 4-11 车轮多次通过 B 处焊缝时钢轨廓形的变化情况	47
图 4-12 车轮多次通过 C 处焊缝时钢轨廓形的变化情况	47
图 4-13 车轮多次通过 A 处焊缝时钢轨廓形的变化情况	48
图 4-14 焊缝位置对钢轨波磨波深的影响	48
图 4-15 车轮多次通过波长 100 mm 焊缝时钢轨廓形变化情况	49
图 4-16 车轮多次通过波长 80 mm 焊缝时钢轨廓形变化情况	49
图 4-17 车轮多次通过波长 30 mm 焊缝时钢轨廓形变化情况	49
图 4-18 焊缝波长对波磨波深的影响	50
图 4-19 摩擦系数为 0.2 时钢轨廓形的变化情况	51
图 4-20 摩擦系数为 0.135（全滑）时对钢轨廓形和波磨的影响	51
图 4-21 摩擦系数对波磨波深的影响	51
图 5-1 300 km/h 速度下波磨段上的轮轨力	54

图 5-2 波磨区段不同位置接触力	55
图 5-3 波磨区段不同位置	56
图 5-4 不同位置接触应力和剪切应力沿纵向分布	56
图 5-5 波磨深度对轮轨力的影响	57
图 5-6 垂向力和纵向力的峰值和谷值	57
图 5-7 轮轨力的频谱	58
图 5-8 波长对轮轨力的影响	59
图 5-9 轮轨力频谱变化情况	59

插表清单

表 2-1 轮轨系统材料参数	13
表 2-2 轮轨系统基本参数	13
表 2-3 轮对固有频率和模态振型	18

第 1 章 绪论

1.1 研究背景

截至 2024 年底，我国铁路运营总里程达 16.2 万公里，其中高铁通车里程占 4.8 万公里。预计到 2025 年底，全国铁路营业里程将达 16.5 万公里，高铁里程将达 5 万公里，覆盖 95%以上城区人口超 50 万的城市，基本形成“全国 123 高铁出行圈”。然而，随着高速铁路运营里程的增加，轮轨损伤问题越来越严重，尤其是钢轨波磨，如图 1-1 所示^[1,2]。钢轨波磨是钢轨表面沿纵向出现的周期性非均匀磨损^[3-5]。钢轨波磨会引起强烈的周期性轮轨动作用力，导致轮轨噪声和车轨系统受迫振动。受迫振动长时间作用下，车辆和轨道结构件极易松动脱落，甚至疲劳断裂，严重影响列车运行安全^[6]。若未及时治理，钢轨波磨甚至可能导致列车脱轨，造成重大行车事故。由于运行速度高，高速铁路钢轨波磨会产生更大的安全隐患。

为治理钢轨波磨，运营部门和铁路领域的学者提出了一系列措施，如采用轮轨摩擦系数调节器^[8-12]、钢轨润滑^[13-18]、轨道结构参数优化^[19-21]等，取得了一定的效果。然而，钢轨波磨复杂多变，影响因素众多，其形成原因还未彻底厘清，因此上述的措施取得的效果有限。目前，较为有效的钢轨波磨治理措施是定期打磨，然而，打磨成本高昂，还会影响列车的运行计划^[22]。并且打磨治标不治本，打磨后钢轨波磨往往在短时间内再次出现，在打磨前，钢轨波磨仍会对车轨系统造成影响。由此可见，研究钢轨波磨形成机理和演变规律，从源头上提出预防钢轨波磨产生的措施是解决钢轨波磨问题的重要手段。



图 1-1 高速铁路线路钢轨波磨^[1,2]

铁路钢轨波磨的发生和发展受多种因素影响,且各因素间关系复杂。研究者们从多个角度出发,对各种可能因素进行了深入探究^[23-25]。目前,广泛认为钢轨波磨是车辆-轨道系统动力相互作用和轮轨界面磨损长期耦合作用的结果^[26,27]。图 1-2 显示了钢轨波磨的形成和发展过程,轮轨表面存在的初始不平顺通过车辆-轨道动力相互作用导致轮轨接触斑磨损率波动,引起初始波磨。初始波磨又会激起更强烈的动力作用,使初始波磨不断增长,最终形成可见的波状磨耗。因此对于钢轨波磨形成机理的研究关键在于轮轨间的相互作用及由此引发的接触斑内动态磨损。

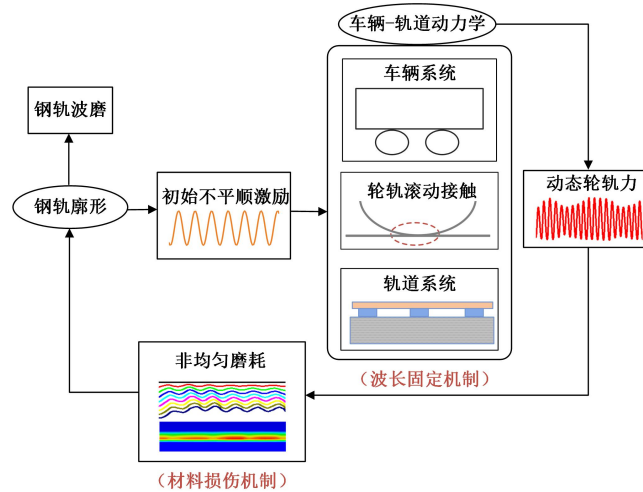


图 1-2 波磨形成及发展示意图

目前,有以下两种方法用于研究钢轨波磨。第一种是车辆-轨道动力学模型,该模型优点是车辆和轨道系统可以考虑得非常全面,计算速度快,可以模拟长期运行过程中,钢轨形貌的演变过程^[28-30]。然而,该模型也存在一些缺陷,其假设轮轨间的接触斑在一个平面内,未考虑轮轨廓形曲率的变化,与真实的轮轨接触几何存在差异。第二种模型是近年来逐渐成熟的基于有限元的轮轨瞬态滚动接触模型^[31-34],该模型可以考虑真实的轮轨接触几何和轮轨间的瞬态效应。因此模型被研发不久便已广泛用于轮轨瞬态滚动接触问题的研究中,但该模型为保证计算精确度需对车轮和轨道网格精细化设置,导致模型网格数量庞大,计算成本偏高。

因此,使轮轨瞬态滚动接触模型快速获得稳定的接触解以缩短计算时间和计算成本,是将该模型应用于高速铁路钢轨波磨研究的关键。本文的研究意义在于探究能够使轮轨瞬态滚动接触模型快速收敛到稳定接触解的方法,并基于该模型深入分析高速铁路钢轨波磨的形成原因及其动态演变规律。以下对钢轨波磨的研究方法及研究现状进行详细阐述。

1.2 钢轨波磨研究现状

1.2.1 车辆-轨道动力学模型

钢轨波磨的形成与轮轨间动态相互作用以及轮轨界面磨损长期耦合作用相关。因此，研究钢轨波磨的模型不仅要能描述车辆和轨道系统的动力学行为，还要能准确的计算轮轨接触斑内的接触力、蠕滑力和磨损率。翟婉明团队提出的车辆-轨道动力学模型^[35-37]将车辆系统与轨道系统耦合成一个整体，系统研究了铁道车辆运行状态下轨道结构的动态响应特性以及车辆与轨道系统之间的动态相互作用。

车辆-轨道动力学模型简图如图 1-3 所示。模型中包括车体、构架、轮对、钢轨、轨枕、道床、路基以及一系二系悬挂系统。车辆模型中转向架与车体之间通过二系悬挂相连，与轮对之间通过一系悬挂连接。一系悬挂和二系悬挂采用弹簧-阻尼单元描述，二系悬挂中考虑了抗蛇行减振器和抗侧滚弹簧以及车体与转向架在止挡位置处的横向间隙。轨道模型中，钢轨采用连续的欧拉-伯努利梁，具有垂向、横向及扭转运动三个自由度。轨枕被简化为刚体，具备垂向、横向振动以及扭转运动三个自由度。钢轨与轨枕之间、轨枕与道床之间、道床与路基之间均通过弹簧-阻尼单元进行连接。道床离散为刚性质量块，并在相邻道床块之间引入了剪切刚度和阻尼特性。车辆系统与轨道系统通过轮轨相互作用耦合为一个整体，其中轮轨法向接触通常采用 Hertz 或非 Hertz 接触弹簧模型进行模拟，而切向接触则基于 Kalker 蠕滑力理论进行描述。

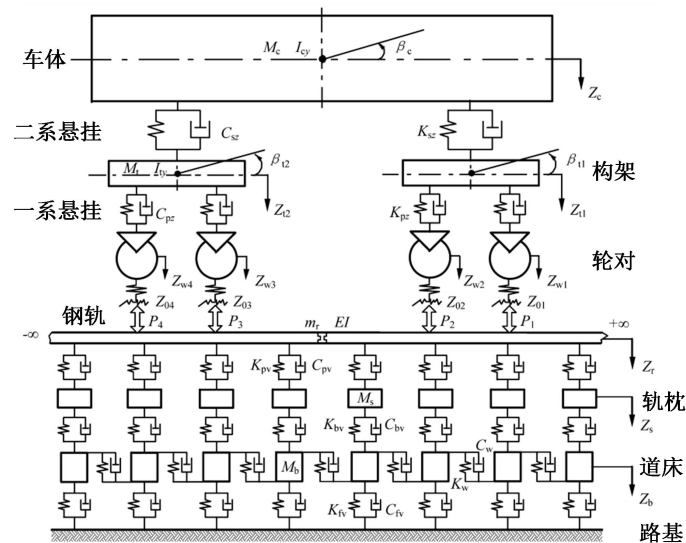


图 1-3 车辆-轨道耦合动力学模型^[37]

车辆-轨道耦合动力学模型充分的考虑了车辆系统和轨道系统，广泛用于研究钢轨波磨。Wang 等^[28]基于车辆-轨道系统耦合动力学模型研究了高速铁路钢轨波磨激励下轮轨动力相互作用。结果表明波磨显著加剧了轮轨动作用力，高速运行下甚至导致车轮跳轨。宋小林等^[38]对钢轨波磨进行现场测量并建立车辆-轨道模型，研究了波磨对轮轨系统动力特性的影响规律。研究发现以波磨时变率作为参照对钢轨进行打磨较合理。杨超等^[39]基于车辆-轨道垂向耦合动力学模型，深入探究了钢轨波磨对高速列车车辆稳定性与轮轨接触力所产生的影响。其研究结果显示，随着钢轨波磨波深增大和车速提高，车辆稳定性会有所下降，同时轮轨接触力会增大。閻鑫等^[40]采用车辆-轨道耦合动力学模型分析了高速动车组在不同结构类型曲线轨道上运行的动态相互作用特征。在钢轨波磨激励下，CRTSII型无砟轨道上的轮轨动态相互作用最为强烈，CRTSI型、CRTSIII型以及双块式无砟轨道上的轮轨动态相互作用强度次之，有砟轨道上的轮轨动态相互作用最弱。

除以上研究外该模型还被用来分析列车长期运行过程中，钢轨形貌的演变过程。王璞^[41]建立了车辆轨道耦合动力学模型，结合滚动接触理论和 Archard 磨损模型探究了重载铁路轮轨磨耗发展过程，创建了较完善的轮轨磨耗演化发展的数值仿真预测模型。Shen 等^[42]将三维车辆-轨道系统耦合动力学模型与 USFD 磨损模型相结合建立了一种新的磨耗模型，用于研究高速铁路钢轨波磨的长期演变过程。结果表明同一转向架的两轮对之间的 3 阶局部钢轨垂向弯曲模态是造成钢轨长波长波磨的主要原因，钢轨垂向振动与接触点处的钢轨纵向运动速度具有耦合作用，该耦合作用和轮轨纵向蠕变是造成短波长波磨的主要原因。

车辆-轨道动力学模型能够综合考虑车辆-轨道系统的多体耦合特性及动态响应规律，在铁路工程领域得到了广泛应用。然而其在求解高频瞬态滚动接触问题时存在对轮轨黏滑行为描述不足、接触斑动态演变模拟精度受限等问题。这是由于大多数车辆-轨道动力学模型均是基于弹性半空间假设来研究轮轨滚动接触问题^[43,44]。这种假设具有极大的局限性，并且需要满足以下几点条件：（1）两接触物体表面光滑，接触斑近似在一个平面内；（2）接触物体本身的尺寸与接触斑尺寸相比相对较大；（3）接触物体处于完全弹性阶段，不存在因塑性变形引发的材料非线性问题。

这些条件在轮轨瞬态滚动接触中通常难以完全满足。在磨耗后的轮轨接触及

短波波磨的轮轨接触中，轮对与轨道的“共形”程度较高，接触斑尺寸相对于特征尺寸不再是小量，且接触斑形状和分布不断变化，导致该模型难以准确分析轮轨瞬态滚动接触中的动态相互作用。并且当轮轨间发生动态相互作用时，车轮和钢轨会发生弹性变形，轮对和轨道视为弹性半空间时会导致变形刚度大于实际轮轨接触变形刚度，这会给轮轨滚动接触计算带来较大的误差。此外，该模型通常不考虑轮轨廓形曲率的变化，但随着轨道交通的发展，相关部门采用不同方法来设计钢轨和车轮型面，以使磨损最小，为此新型车轮和钢轨的型面都是磨耗型的^[45,46]。在轮轨滚动接触时型面曲率半径会发生显著变化，不考虑轮轨廓形曲率的变化对预测接触斑内粘滑区分布以及轮轨动态响应均会造成影响。

综上可知，车辆-轨道动力学模型虽对车辆系统和轨道系统考虑较为全面，适用于分析钢轨波磨的演变过程。但由于其未考虑轮轨廓形曲率的变化，假设轮轨接触斑位于一个平面内，并且大多数模型假设轮轨接触是稳态的。这些假设具有一定的局限性，无法考虑真实的轮轨接触几何的影响，并且在波磨激励下，轮轨间的接触是非稳态的。因此采用该模型分析轮轨瞬态滚动接触问题时可能会影响结果的精确度，导致对实际钢轨波磨情况的预测产生误差。

1.2.2 轮轨瞬态滚动接触有限元模型

除车辆-轨道动力学模型外，基于有限元的轮轨瞬态滚动接触模型^[47-50]也逐渐被用于研究钢轨波磨。该模型根据实测轨道参数建立三维模型，考虑了真实的轮轨几何形状，广泛用于研究钢轨波磨的形成机理。图 1-4 为轮轨瞬态滚动接触有限元模型示意图。模型包括轮对、轨道、轨道板、簧上质量、一系悬挂以及扣件。因车辆/轨道系统相对于中心纵垂面具有对称性，所以只模拟了半轮对-轨道。一系悬挂通过一个粘弹簧模拟，其上节点与下节点分别与簧上质量和轴箱相连接。轨底采用弹簧-阻尼单元模拟离散支撑。

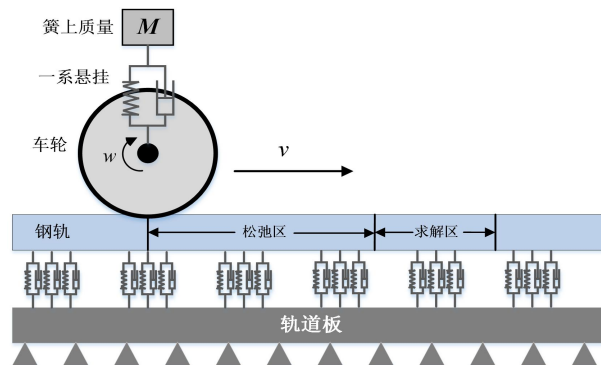


图 1-4 轮轨瞬态滚动接触模型示意图

该模型采用实体单元划分网格，并在此基础上采用“面-面”接触算法求解其接触耦合，进而通过显式积分算法计算出轮轨间的瞬态相互作用。该模型可引入任意接触面不平顺，并可考虑材料的非线性行为。显式有限元的条件稳定性以及由此决定的极小时间步长使得该模型适合于时域内求解轮轨高速滚动过程中的高频动态或瞬态现象。如分析钢轨焊接接头和波浪形磨损引起的轮轨瞬态冲击响应^[51-53]。

王志强等^[54]通过现场波磨测试建立了三维轮轨滚动接触有限元模型，从轮轨黏滑振动角度探究了地铁钢轨波磨形成机理。研究表明可将钢轨波磨形成机理归结为轨面缺陷激励导致的轨道垂向弯曲振动。陈光雄^[55-56]等在轮轨瞬态滚动接触模型中引入饱和蠕滑力来模拟小半径曲线饱和蠕滑力的激励。研究表明当导向轮对通过半径较小的曲线轨道时，轮轨间的大横移和大冲角会导致轮轨蠕滑力趋于饱和，饱和的蠕滑力会诱发轮轨系统不稳定振动进而引发钢轨波磨，并且钢轨波磨通常出现在低轨。这与实际情况相符合。Wu 等^[31]建立了一种可快速收敛的三维轮轨瞬态滚动接触模型，研究钢轨焊接接头激励下的动态轮轨力，分析高速铁路钢轨波磨产生原因。研究表明采用改进方法可快速获得稳定接触解，并且收敛速度不受轮速影响。并且发现高速铁路 125~160 mm 的钢轨波磨是焊缝激励下轨道的垂向振动导致。

刘超等^[58]采用显式有限元方法建立了三维高速瞬态滚动接触模型，研究轮轨在波磨处的高速滚动行为，分析了波磨波长和波深对轮轨瞬态滚动接触的影响以及不同牵引系数条件下波磨处的瞬态滚动接触行为。研究表明钢轨波磨对轮轨接触力有较大的影响，并且牵引系数越大，波磨的发生几率越高。Zhao 等^[32]基于该方法研究了高速铁路钢轨波磨激发的轮轨动力响应，分析了波磨波长和波深的影响，并对比了两种方法的结果，发现车辆-轨道系统动力学模型会高估轮轨力。Yu 等^[34]基于该方法研究了短波波磨激励下轮对动力响应，发现短波波磨会激发高频轮轨力，波磨激发的轮轨力相位领先于波磨几何。

于淼等^[59]考虑轨道-车辆系统耦合振动以及轮轨几何非线性，建立了高速轮轨瞬态滚动接触三维有限元模型，分析波磨区段的轮轨动态响应。研究发现在波磨激励下，轮轨瞬态接触力有显著变化。当轨道-车辆系统出现 Pinned-pinned 共振时，会加剧波磨波谷处滑动磨损，促进波磨的发展。Li 等^[60]基于该方法研

究了高速铁路短波波磨激励下的轮轨动态接触力和由此产生的动态磨损,分析了短波波磨产生和发展所需要的条件。结果表明轨道纵向振动模态对短波波磨的萌生有重要影响,随着波磨振幅的增大,轨道垂向振动模态逐渐占据主导地位,轨道垂向和纵向振动模态共同决定波磨的发展。Wu 等^[61]基于该模型和磨耗模型再现了波磨形成过程,通过频响分析和模态分析探究了高速铁路钢轨波磨形成的原因。研究发现在焊缝激励下易出现钢轨波磨,但该波磨具有自限性,其波深达到一定程度便不会继续增大。此外还发现由动态轮轨接触力导致的动态磨损与轨面初始不平顺的相位差达到一定值时波磨会继续发展。

1.2.3 高速铁路钢轨波磨焊缝研究

现场测试数据表明,高速铁路上存在两种典型波长的波磨,其波长范围分别为 65~80 mm 和 125~160 mm。Yu 等^[34]采用显式积分算法建立了三维轮轨瞬态滚动接触模型,研究高速下轮轨动态响应行为。研究发现,当波磨波长为 80 mm 时,轮轨法向和切向接触力达到最大值,这与现场观测到的主波长一致。钢轨 Pinned-pinned 共振是高速铁路波长为 65~80 mm 波磨形成的主要原因。张攀等^[62]表示 Pinned-pinned 共振的频率范围为 400~1200 Hz,其振动形式表现为钢轨相对基础的弯曲共振。这种振动会在钢轨表面形成明显的波状磨耗,典型波长为 25~80 mm。Ma 等^[63]考虑了轮对和轨道的柔性特性,建立车辆-轨道耦合动力学模型。采用有限元方法和模态叠加法,分析了轮对共振对轮轨相互作用的影响。研究发现当列车通过频率与轨道系统的 Pinned-pinned 共振频率接近时,轮轨系统会发生强烈的振动。高速铁路波长为 65~80 mm 的波磨是 Pinned-pinned 共振导致的。钢轨三阶弯曲振动模态是波长为 125~160 mm 波磨形成的原因。

谷永磊等^[64]建立了 CRTSII 型板式无砟轨道的计算模型研究轨道振动特性。结合车辆和轨道系统的动态特性,分析轮轨接触力和振动对波磨形成的影响。研究表明,波长为 65~80 mm 的波磨主要与轨道的高频振动(如 Pinned-pinned 共振)有关,而波长为 125~160 mm 的波磨则与轨道的中低频振动(如垂向弯曲共振)密切相关。Cui 等^[65]研究表明,125~160 mm 的波磨是轮轨系统在 607 Hz 处的摩擦自激振动导致的。高速铁路制动区段轮轨力趋于饱和,饱和的蠕滑力会激发轮轨系统摩擦自激振动,导致钢轨波磨。然而非制动段的波磨无法用摩擦自激振动理论解释。Guan 等^[66]基于 P2 力共振及波磨激励引起的共振效应,构

建了车辆-轨道耦合动力学模型，用于研究地铁及高速铁路钢轨波磨的形成与演化机制。研究表明，相邻轮对间因波磨激励产生的共振效应会导致地铁轨道出现 20~30 mm 的短波长波磨，高速铁路轨道则出现 110~160 mm 的长波长波磨。

由以上研究可知，高速铁路 65~80 mm 的钢轨波磨被认为是轨道的 Pinned-pinned 共振导致的。然而，125~160 mm 的钢轨波磨形成原因目前还存在较大的争议。调查显示，高速铁路焊缝附近频繁出现钢轨波磨，远离焊缝区域较少出现。图 1-5 为某高速线路焊缝处钢轨表面粗糙度测量值^[59]，其主导波长约为 150 mm。文献^[31,32]中研究发现高速铁路 125~160 mm 的波磨成因与钢轨焊接接头激发的轨道垂向振动相关。基于上述分析，可以推测此类波磨的形成可能与焊缝激发的轮轨系统振动模态相关。为此文中基于轮轨瞬态滚动接触模型对高速铁路焊缝处钢轨波磨演变规律展开研究。

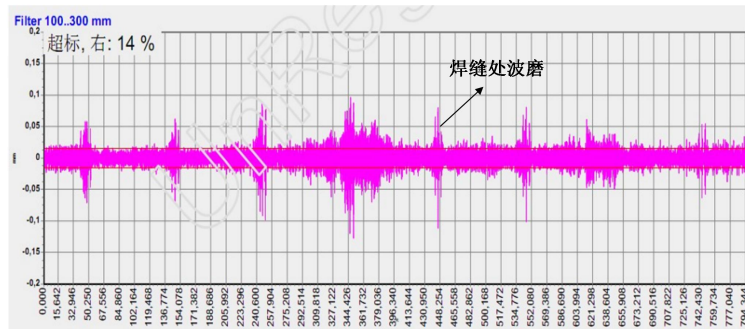


图 1-5 某高速线路钢轨表面粗糙度测量值^[59]

1.2.4 目前存在的问题

由 1.2.1 和 1.2.2 节可知，相比车辆-轨道动力学模型，轮轨瞬态滚动接触模型更适用于研究钢轨波磨问题。该模型在单元尺寸足够小时便可获得接近真实的轮轨接触解。然而，该模型单元尺寸越精细，规模便会越大，计算效率也会越低。此外，传统的轮轨瞬态滚动接触有限元模型存在初始扰动大，所需动态“松弛区”较长，进一步增大了该模型的单元规律。因此，减小该模型的初始扰动和单元规模以改善其计算效率是将该模型应用到高速铁路钢轨波磨研究的关键。

此外，由于轮轨瞬态滚动接触模型的规模较大，目前仅适用于钢轨波磨成因的研究，暂未能研究波磨演变规律。然而，钢轨波磨的演变规律是深入理解其形成机制及制定有效抑制措施的关键研究方向。波磨的演变涉及轮轨接触区域的动态磨损累积以及振动激励的长期作用，这些因素共同决定了波磨波长、波深及分布特征的动态变化。因此，本文采用现场实测与数值仿真分析相结合的研究方法，

针对高速铁路钢轨波磨的动态演变规律展开研究。

1.3 论文主要内容与章节安排

随着列车速度的不断提升，对轨道结构的要求也更加严格，因此，确保轨道结构安全性至关重要。

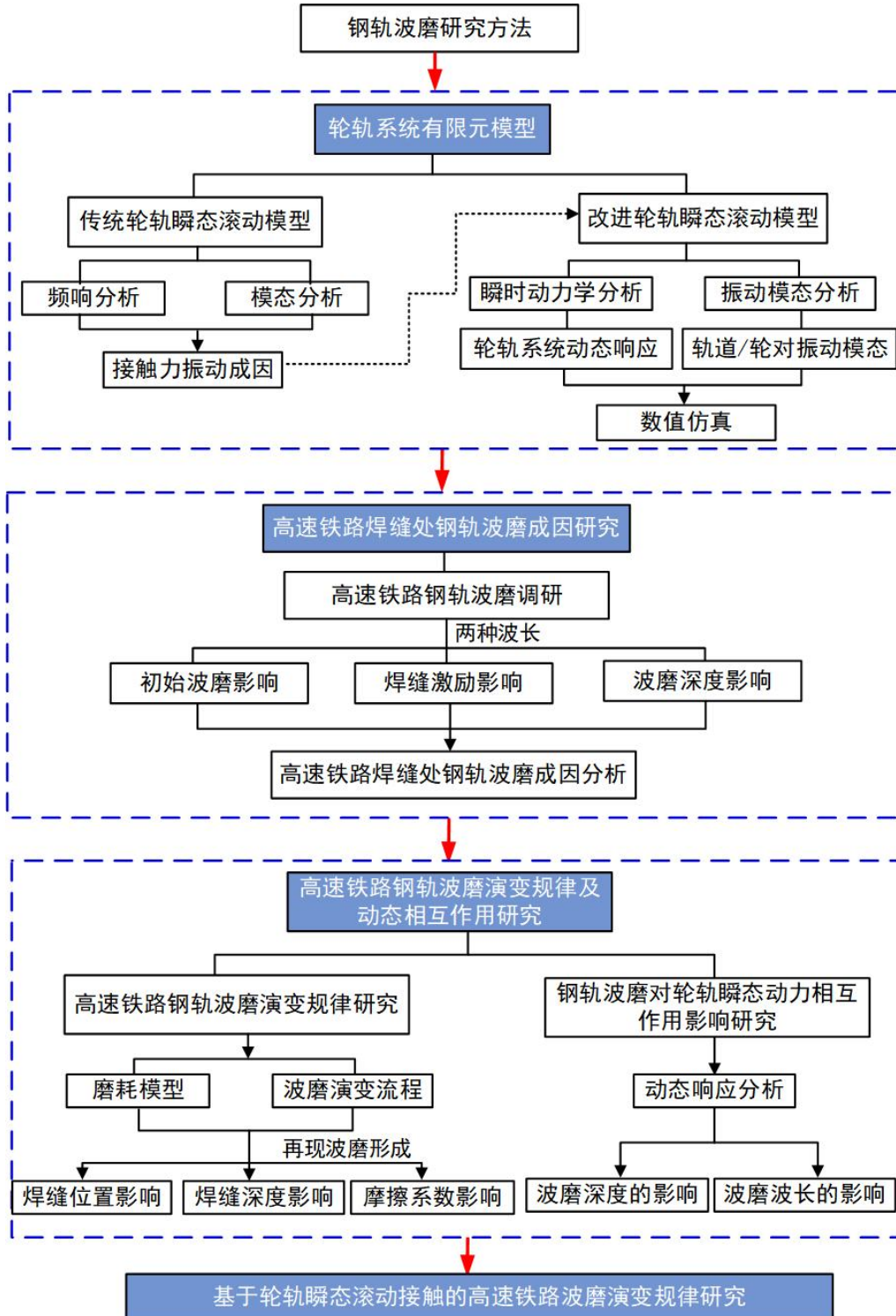


图 1-6 论文总体技术路线

本文从高速铁路焊缝处钢轨波磨演变规律出发,首先提出了一种快速收敛的轮轨瞬态滚动接触模型,用于分析高速铁路焊缝处的波磨问题,随后通过钢轨廓形更新策略研究波磨演变过程,最后探讨了波磨对轮轨动态相互作用的影响。本文总体研究路线如图 1-6 所示。各章节的具体内容如下:

第一章:首先介绍了我国高速铁路快速发展现状和列车运行时出现的一系列问题,简要说明了高速铁路钢轨波磨的危害及研究意义。详细分析了研究钢轨波磨的两种方法。本文的技术路线和各章节主要研究内容。

第二章:考虑实测轨道参数建立了三维轮轨系统有限元模型,研究了轮轨瞬态滚动响应过程,分析了采用传统模型预测的轮轨接触力在初始阶段产生波动的原因,提出了改进的模拟方案。对比分析了改进模型和传统模型预测的轮轨接触力及其频谱,并测试了改进模型在更高速度下的表现。研究结果为后续章节提供了模型和理论支撑。

第三章:对高速铁路钢轨波磨的实测数据进行分析,在三维轮轨系统有限元模型中添加了焊缝模型以研究列车通过钢轨焊缝处的轮轨瞬态响应,分析了无焊缝激励和有焊缝激励对钢轨波磨的影响,探讨了高速铁路直线线路钢轨波磨的形成原因。

第四章:基于磨耗模型与钢轨廓形更新策略再现钢轨波磨形成过程,分析了焊缝激励下钢轨表面磨损分布规律,通过傅里叶级数拟合磨损,研究列车多次经过焊缝处钢轨廓形演变规律。此外还探讨了焊缝位置、焊缝波长和摩擦系数对钢轨廓形造成的影响,为钢轨波磨的控制提供理论基础。

第五章:基于轮轨瞬态滚动接触模型研究了波磨激励下轮轨瞬态响应的影响,探究了波磨深度和波长对轮轨接触力的影响,为钢轨打磨技术提供理论基础。

第六章:对本文的主要工作做了总结,并对未来可研究方向进行了展望。

第 2 章 三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型

传统轮轨瞬态滚动接触有限元模型通过隐显式算法相结合求解轮轨滚动接触问题，考虑了真实的轮轨接触几何，可以准确捕捉接触斑内黏滑区变化情况，适用于分析钢轨波磨问题。然而传统模型存在初始扰动大、所需动态“松弛区”较长等问题，导致模型的规模庞大，难以快速得到稳定轮轨接触解。

为避免传统方案在动态分析中施加转速引起的强烈初始扰动，本章基于摩擦自激振动理论并采用拉格朗日/欧拉方法建立了一个改进的轮轨瞬态滚动接触模型。基于该模型模拟了轮轨瞬态滚动接触过程，分析了改进模型与传统模型在相同速度下预测的轮轨接触力，最后进一步测试了改进模型在更高速度下预测的轮轨接触力。

2.1 轮轨瞬态滚动接触有限元模型

我国高速铁路动车组种类众多，车辆主要结构大体相似，但结构参数部分存在差异，因此本节在建模时考虑实测轨道参数建立了三维轮轨瞬态滚动接触模型。模型中钢轨型号选取 CHN60 型，车轮踏面为 LMA 型。

图 2-1 为三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型。模型中轨道是直线，直线线路上轮对的侧滚角接近于零，并且在理想状态下同一轮对左右车轮的相互作用力接近相同^[67]。为减小模型中网格数量，提高计算效率，文中沿轨道纵向中分面取一半轮轨系统建模。模型中包括一条钢轨、一半轨道板和半轮对，轮对和轨道板的中分面设为横向对称边界。为避免端部效应所建立的轨道长度为 15.2 m^[53]，钢轨和轨道板两端设为纵向对称边界，轨底坡设置为 1/40^[68]。模型整体坐标采用笛卡尔坐标系，坐标原点为轮轨接触的初始位置， x 轴与车轮滚动方向垂直， y 轴代表轨道横向， z 轴与车轮滚动方向平行。

轮轨系统中车体通过二系悬挂与转向架连接，转向架通过一系悬挂与轮对连接，以一系悬挂为分界线，悬挂以上部分统称为簧上质量，悬挂以下部分称为簧下质量。车辆系统中一系悬挂和二系悬挂均存在阻尼结构，列车运行时轮轨间相互作用引起的轨道-车辆耦合系统高频振动通过一系悬挂和二系悬挂得到缓冲，避免车体和构架等受到高频振动影响，因此簧上质量主要影响轮轨系统的低频响

应（几十赫兹）^[69,70]。然而，钢轨波磨主要激发轮轨系统的中高频响应，因此模型中以集中质量点 M_1 代替簧上质量。轴箱等质量也采用位于车轴中心的集中质量点 M_2 代替，并将该质量点三个平移自由度与轴颈耦合。采用粘弹簧单元模拟一系悬挂，其上节点与簧上质量点相连，下节点与轴箱质量点相连。簧上质量点和轴箱质量点的纵向和横向自由度耦合到一起，确保两者纵向和横向位移同步。扣件通过均匀分布在轨底的弹簧和阻尼单元模拟，按照轨道板底部设为固定边界。

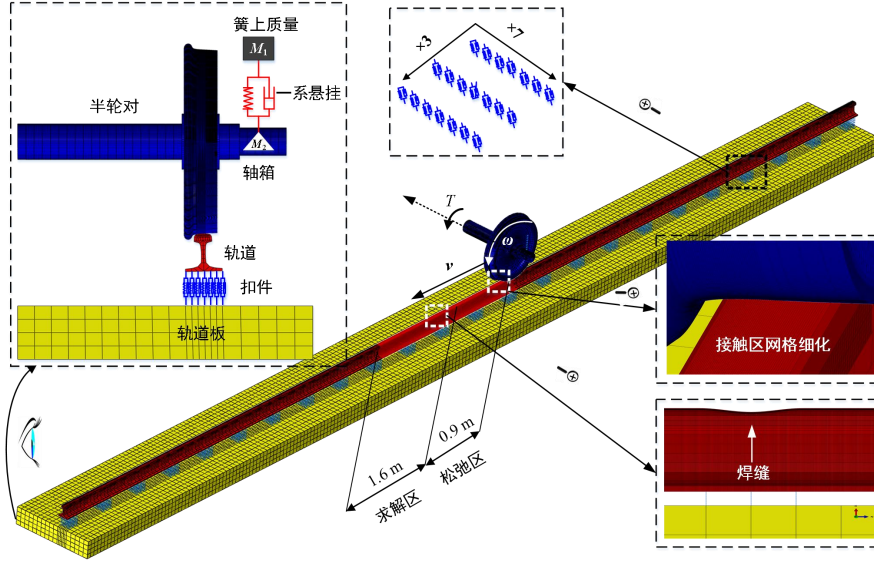


图 2-1 三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型

轮对、钢轨和轨道板采用 8 节点减缩积分三维实体单元建模（C3D8R）。模型中网格划分的越精细求解精度越高，然而网格细化后单元会呈指数形式增长，导致网格数量过大，计算机难以进行仿真模拟^[71]。为避免这种情况的出现，模型中在车轮踏面和钢轨滚动区域（如图 2-1 所示）处设置精密的网格以确保获得高效精确的求解结果，远离轮轨接触区的网格划分较粗，模型中最小网格单元尺寸约为 $1.0 \times 1.0 \text{ mm}^2$ 。模型中滚动区域的长度设置为 2.5 m，由动态松弛区（0.9 m）和求解区（1.5 m）组成。一系悬挂弹簧包括 1 个粘弹簧，每组扣件包括 21（ 3×7 ）个粘弹簧，间距为 0.65 m，共模拟 24 组扣件。基于面对面离散方法描述轮轨间的接触行为，轮轨间法向接触行为为无穿透的“硬”接触，切向接触行为采用罚函数法描述，轮轨间蠕滑力/蠕滑率关系采用 Coulomb 摩擦法则近似描述。摩擦系数设置为 0.3。在车轴上施加牵引扭矩驱动轮对向前滚动，扭矩值根据牵引系数确定：

$$\begin{aligned} \mu &= F_L / F_T \\ T &= F_T \times \mu \times R \end{aligned} \quad (2-1)$$

式中, μ 为牵引系数, F_L 为轮轨纵向力, F_T 为轮轨法向力, R 为滚动圆半径。模列出了轮轨系统的材料参数, 见表 2-1, 建模所需其他参数列于表 2-2。

表 2-1 轮轨系统材料参数

结构	弹性模量/ GPa	泊松比	密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^3$
轮对	210	0.3	7800
钢轨	210	0.3	7800
轨道板	34.5	0.25	2400

表 2-2 轮轨系统基本参数

参数	单位	数值
簧上质量	t	6
轴箱质量	t	0.35
一系悬挂刚度	kN/m	880
一系悬挂阻尼	kN·s/m	4
扣件垂向刚度	MN/m	22
扣件垂向阻尼	N·s/m	200
车轮名义滚动圆半径	mm	460

2.2 瞬态动力学分析方法

通过有限元方法求解轮轨瞬态滚动接触响应时, 一般采用瞬态动力学分析法。该方法是一种从时域上反映轮轨系统动态行为的分析方法, 可考虑系统非线性因素, 准确真实的反映摩擦系统的动态行为。瞬态动力学分析法分为振型叠加法和直接积分法。振型叠加法通过求解系统的固有频率和固有振型来求解系统的动力响应^[72]。直接积分法又可分为显式积分法和隐式积分法, 两种积分方法的主要区别在于求解加速度的迭代方式^[73]。在 Abaqus 有限元软件中通过 Abaqus/Explicit 求解器进行显式瞬时动态分析, Abaqus/Standard 求解器进行隐式瞬时动态分析。显式积分法主要应用在冲击较大或爆炸碰撞型的情况中, 而隐式积分算法则较多应用于低频率的结构振动中^[74,75]。波磨激励下轮轨瞬态响应属于高速高频冲击动力学问题, 因此适合采用显式积分方法求解。为防止瞬间加载引起的剧烈冲击, 采用隐-显式结合的方案模拟轮轨瞬态滚动接触。

以下为显式积分算法求解轮轨瞬态动力响应过程。在显式瞬时动态分析中通

常采用中心差分法和质量矩阵求解系统的动态响应，系统的平衡方程建立在时间增量步的开始，因此在时间 t 处的轮轨动力学方程可表示为：

$$M^t \ddot{x} = P^t - I^t + F^t \quad (2-2)$$

式中 M 为质量矩阵， P 为施加的外力载荷， I 为系统的单元内力， F 为接触力， x 为节点位移向量， $\ddot{x}$ 代表节点加速度，随后通过中心差分法进行显式时间积分，增量 $i+1$ 处节点速度 $\dot{x}$ 和节点位移 x 为：

$$\begin{aligned} \dot{x}^{(i+\frac{1}{2})} &= \dot{x}^{(i+\frac{1}{2})} + \frac{\Delta t^{(i+1)} + \Delta t^{(i)}}{2} \ddot{x}^{(i)} \\ x^{(i+1)} &= x^{(i)} + \Delta t^{(i+1)} \dot{x}^{(i+\frac{1}{2})} \end{aligned} \quad (2-3)$$

其中 Δt 为时间增量，由于显式积分算法在计算过程中不需要考虑系统的收敛问题，为保证求解的准确性设置的时间增量步应满足以下条件：

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_n} = \frac{T_n}{\pi} \quad (2-4)$$

式中， ω_n 为系统最高的振动频率， T_n 为系统最小固有振动周期，本文模型的临界时间增量为 $1.513 \times 10^{-7} \text{ s}$ 。

2.3 传统轮轨瞬态滚动接触响应分析

2.3.1 传统模型瞬态滚动接触分析

传统模拟方案模拟轮轨瞬态滚动接触，分为静态加载和动态滚动。模拟方案如图 2-2 所示，其模拟步骤包括两步：（1）在静力学分析中对模型整体施加重力载荷，建立轮轨接触，求解静态接触解；（2）在动力学分析中，以静力学分析获得的位移场为初始条件，为轮对施加初始转速和平移速度，并在轮轴上施加牵引扭矩，使轮对向前滚动。图 2-3 为传统模型的显式动力学分析过程，模型中在车轮滚动方向设置了 2.4 m 的动态松弛区和 1 m 的滚动求解区。

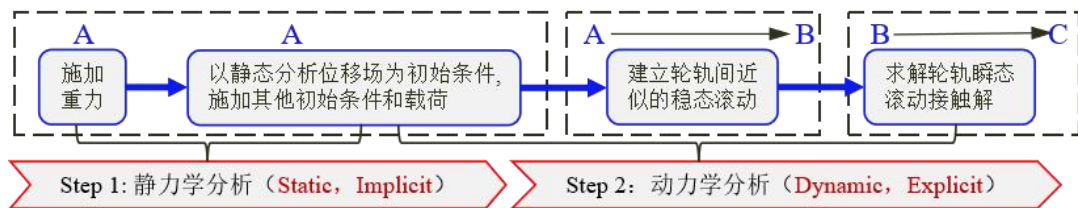


图 2-2 传统的模拟方案

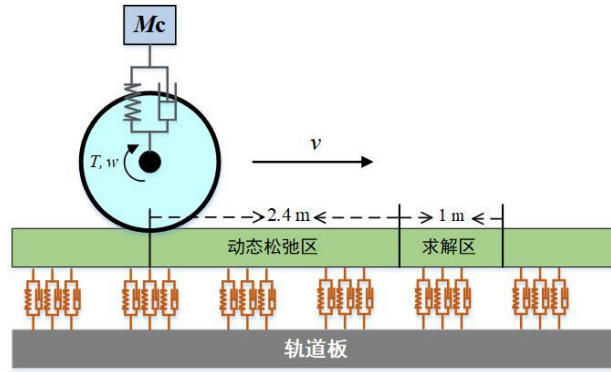


图 2-3 传统方法分析过程

图 2-4 显示了 100~300 km/h 速度下传统模型预测的轮轨法向接触力及其频谱，可见三种速度下轮轨法向接触力在初始阶段均存在强烈的振动，且振动幅值随车辆速度的提高迅速增大，与文献^[32]中研究结果相似。当轮对滚过 2.4 m 长的动态松弛区后，100 km/h、200 km/h 和 300 km/h 速度下的轮轨法向力的振动幅值分别降到约 1 kN，5 kN 和 15 kN，且轮轨法向力的振动主频均为 3298 Hz。轮轨接触力振幅为 1 kN 时可认为达到稳定，然而采用传统方法在 200 km/h 和 300 km/h 速度下得到的轮轨法向接触力幅值均大于 1 kN，因此，2.4 m 长的动态松弛区对于速度 200 km/h 及以上是不够的，需要延长动态松弛区才能获得稳定轮轨接触解。相对于车轮与钢轨的尺寸，真实轮轨的接触面积较小，并且对列车的运行状态有至关重要的作用，为此，研究轮轨瞬态滚动接触时需对轮轨接触斑内变化情况进行分析。

图 2-5 显示了车轮滚动时接触斑内常会出现的粘滑区分布情况。可见，轮轨接触斑形状近似为椭圆形，包括黏着区和滑动区。为精确观察轮轨间接触斑内的这种变化情况，需对钢轨和车轮踏面进行精细化网格划分，网格尺寸至少需细化到 1×1 mm。当模型中动态松弛区设置为 2.4 m 时，模型总单元数量为 150 万个，仿真计算总时长达到 36 h，对于速度 200 km/h 及以上的研究因动态松弛区的加长需要更长的模拟时间。动态松弛区的加长会导致模型规模增大，计算成本增高，对模拟设备的要求也更为严格。因此传统模型难以用于高速条件下的轮轨瞬态滚动接触研究。为使传统模型能广泛应用于高速条件下研究，本文在后续章节深入探究了该模型存在的不足，并对其进行改进。

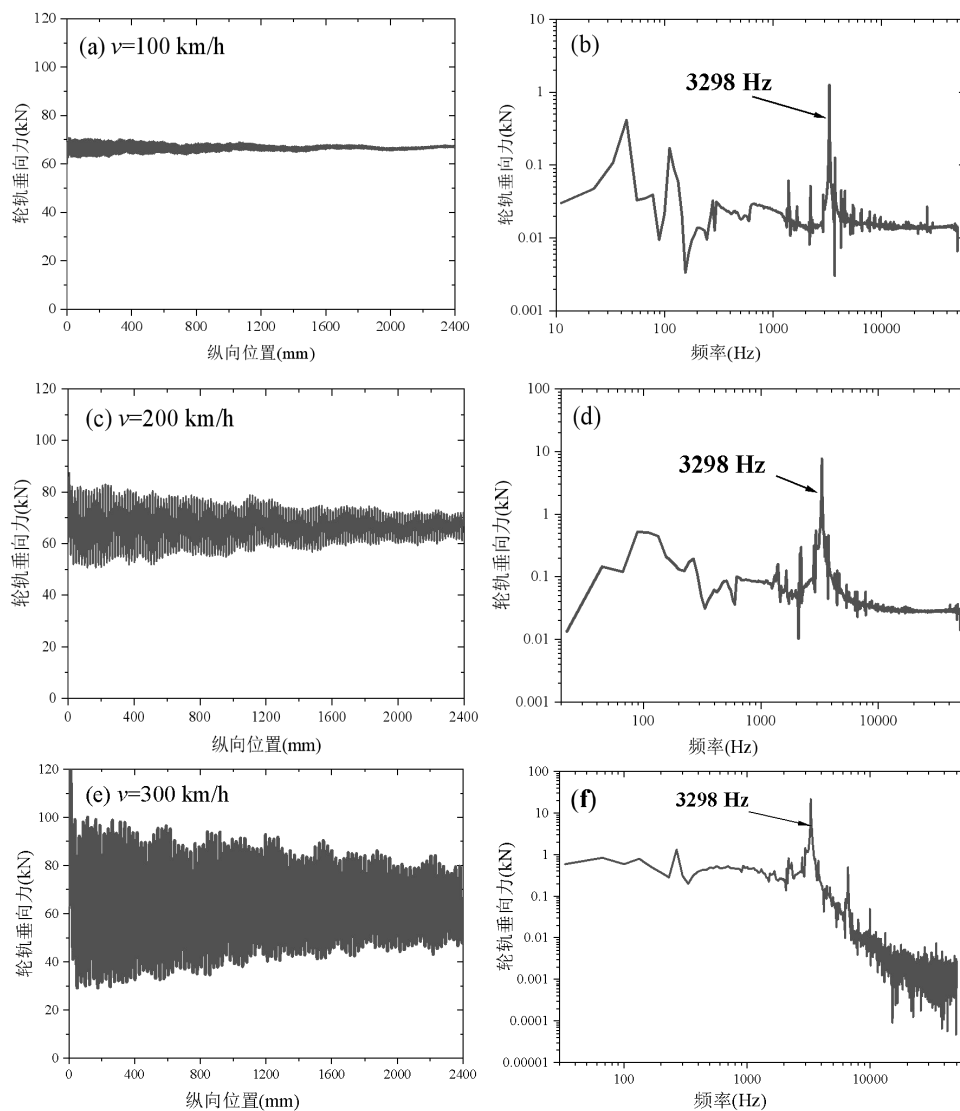


图 2-4 不同速度下轮轨法向接触力：(a) 空间域(100 km/h)，(b) 频域(100 km/h) (c) 空间域(200 km/h)，(d) 频域(200 km/h)，(e) 空间域(300 km/h)，(f) 频域(300 km/h)

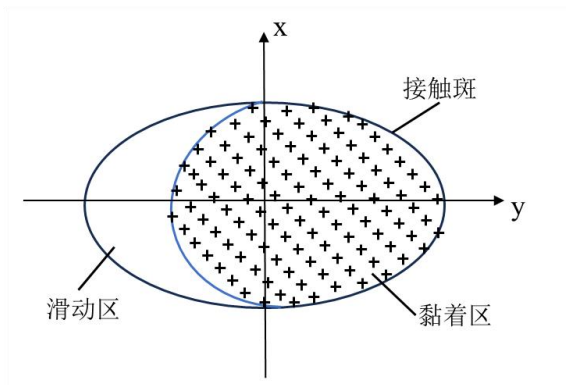


图 2-5 轮轨接触斑内粘/滑区分布情况

2.3.2 传统模型振动特性分析

传统模型初始振动大且收敛速度慢，导致求解效率十分低下，计算成本偏高。

为找出轮轨接触力剧烈振动的原因,本文对轮对和轨道进行了频响分析和模态分析。图 2-6 为轮对的垂向加速度导纳曲线图,从图中可观察到轮对的垂向加速度导纳存在多个明显振动峰值。分别在 306 Hz、871 Hz、1567 Hz、2106 Hz、2451 Hz、2855 Hz、3283 Hz 和 3660 Hz 频率下出现,其中 3283 Hz 振动频率与图 2-4 中显示的轮轨接触力振动主频(3298 Hz)十分接近。

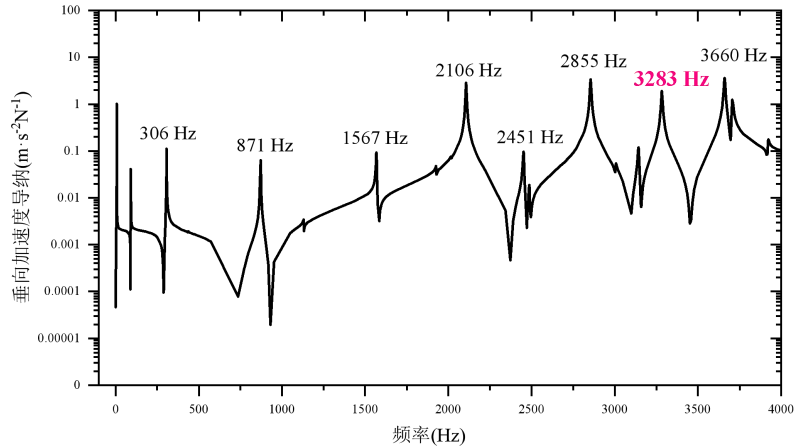
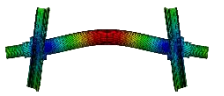
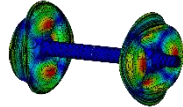
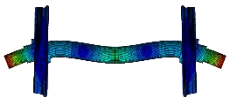
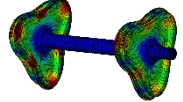
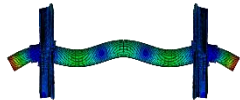
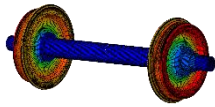
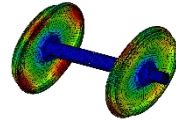
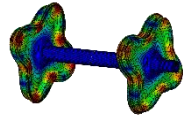


图 2-6 轮对垂向加速度导纳曲线

表 2-3 显示了轮对固有频率下的模态振型。可见,在 306 Hz、871 Hz、1567 Hz 频率下不稳定振动主要发生在车轴上,这说明中高频振动对车轴的影响较大。在 2106 Hz、2451 Hz、2855 Hz、3283 Hz 和 3660 Hz 频率下不稳定振动主要发生在轮对上,因此高频率下的振动对轮对影响较为明显。此外,在 3283 Hz 频率下车轮的振动最为剧烈,对应轮对的径向振动模态,该频率接近于轮轨接触力振动主频。这表明轮对在 3283 Hz 振动频率下的径向振动模态是导致轮轨接触力振动的原因。图 2-7 显示了轮对在 300 km/h 速度下受离心力作用产生的径向振动模态。传统模型在动力学分析中为轮对施加初始转速时,产生的离心力会使轮对产生径向位移,最大位移为 0.05 mm,该径向位移是瞬间产生,激发了轮对的径向振动模态,从而使轮轨接触力在初始阶段产生波动。并且速度越高时,产生的离心力会越大,激发的振动也会更强烈。

综上所述,轮对转速瞬间加载时产生的离心力会引起轮对径向振动,导致轮轨接触力波动,从而使轮轨接触解在短时间内难以稳定,需要较长的动态松弛区才能获得稳定的接触解。因此消除轮轨接触力发生初始振动的关键步骤是避免轮对转速瞬间加载产生的离心力作用。

表 2-3 轮对固有频率和模态振型

频率/Hz	振型	频率/Hz	振型
306		2451	
871		2855	
1567		3283	
2106		3660	

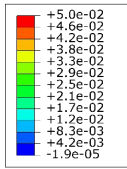
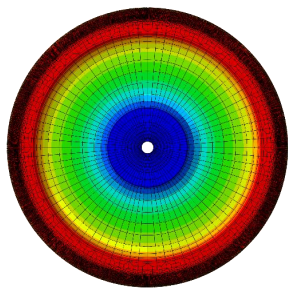
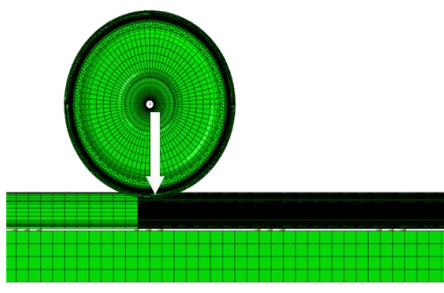




图 2-7 300 km/h 速度下轮对径向振动模态

2.4 改进的轮轨瞬态滚动接触响应分析

由 2.3 节可知轮轨法向接触力产生初始振动是由于动力学分析中转速瞬间加载产生的离心力引起轮对径向振动导致。因此为避免在动力学分析中施加转速则不会产生离心力作用，达到降低或消除初始振动的效果。为此，文中在传统模拟方案的接触基础上提出了一个改进的模拟方案，如图 2-8 所示。该模拟方案分为 3 步：（1）在静态分析中对轮轨系统施加重力载荷，建立平衡状态；（2）在静态分析中为轮对施加转速和平移速度；（3）在动力学分析中以静力学分析获得的位移场为初始条件，为轮对施加牵引扭矩，使其向前滚动。改进模型与传统模型的模拟方案主要区别在于改进方案在静态分析中为轮对额外设置了一个施加滚动速度的分析步，以在动态分析前获得稳态滚动接触解。在动力学分析时，由于已在静力学分析中获得了稳态滚动接触解，动态松弛区仅用于消除静/动力学分析结果差异引起的初始扰动，因此，动态松弛区可以显著缩短，使高速条件下轮轨瞬态滚动接触分析成为可能。

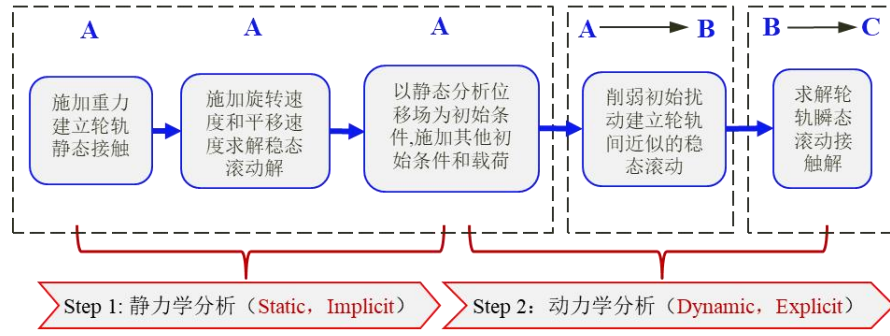


图 2-8 改进的模拟方案

为了实现在静态分析中施加滚动速度，采用基于混合的拉格朗日/欧拉描述方法^[76,77]。图 2-9 为混合的拉格朗日/欧拉描述运动分解示意图。车轮绕轴旋转速度为 w_0 ，向前平移速度为 v_0 。 Ω_0 表示初始构型， Ω 表示当前构型， $\dot{\Omega}$ 表示参考构型。在该方法中，轮对的刚体位移采用欧拉方式描述，材料变形采用拉格朗日方式描述。因此，施加滚动速度时，轮对网格固定不同，而材料质点在网格中流动，进而实现在静态分析中为轮对施加滚动速度。基于混合的拉格朗日/欧拉描述的轮对稳态滚动分析理论简介如下。

假设初始构型、参考构型和当前构型间存在如下一一映射关系：

$$\begin{aligned}\chi &= \chi(\mathbf{X}, t) \\ \mathbf{x} &= \hat{\phi}(\chi, t)\end{aligned}\quad (2-5)$$

当质点在时间增量 Δt 内从初始位置 $\mathbf{X}$ 处运动到位置 $\mathbf{Y}$ 。质点的运动由刚体位移 $\chi = \chi(\mathbf{X}, t)$ 和材料变形 $\mathbf{x} = \hat{\phi}(\chi, t)$ 组成。刚体位移可表示为：

$$\chi = \mathbf{R}_s \cdot (\mathbf{X} - \mathbf{X}_0) \quad (2-6)$$

式中 $\mathbf{R}_s$ 为旋转矩阵。位置 $\mathbf{Y}$ 可表示为：

$$\mathbf{Y} = \mathbf{x} + \mathbf{v}_0 t \quad (2-7)$$

质点的速度矢量为：

$$\mathbf{v} = \dot{\mathbf{Y}} = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial t} + \mathbf{v}_0 = \mathbf{v}_0 + \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial \chi} \frac{\partial \chi}{\partial t} + \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial t} \quad (2-8)$$

定义周向方向：

$$\mathbf{S} = \frac{\mathbf{T} \times (\chi - \mathbf{X}_0)}{R} \quad (2-9)$$

式中 T 为车轮旋转轴的方向矢量。 $R = |\chi - \mathbf{X}_0|$ 为质点滚动半径。参考体速度可表示为 $\frac{\partial \chi(\mathbf{X}, t)}{\partial t} = \omega_0 \mathbf{R} \mathbf{S}$ ，这样可将式 (2-8) 写为：

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_0 + \omega_0 R \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial \chi} \cdot \mathbf{S} + \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial t} = \mathbf{v}_0 + \omega_0 R \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial \mathbf{S}} + \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial t} \quad (2-10)$$

对于稳态滚动, $\frac{\partial \hat{\phi}}{\partial t} = 0$, 这样可将 (2-10) 化简为:

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_0 + \omega_0 R \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial \mathbf{S}} \quad (2-11)$$

质点加速度可表示为:

$$\mathbf{a} = \dot{\mathbf{v}} = \omega_0^2 R^2 \frac{\partial^2 \hat{\phi}}{\partial \mathbf{S}^2} \quad (2-12)$$

混合拉格朗日/欧拉法可以实现车轮在静态接触条件下的转动, 避免车轮转动瞬间加载产生的离心力作用。因此改进的轮轨瞬态滚动接触模型适合用于求解高速条件下轮轨瞬态滚动接触问题。

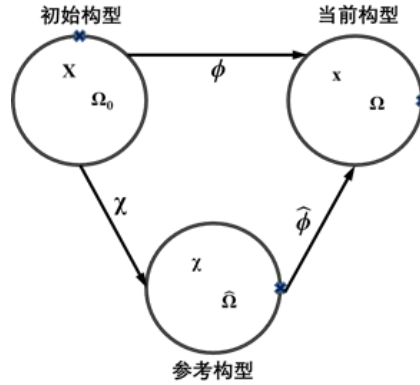


图 2-9 混合的拉格朗日/欧拉描述运动分解示意图

图 2-10 为改进模型在静态分析中获得的钢轨上接触应力结果, 其中图 2-10 (a) 为法向接触应力分布云图, 图 2-10 (b) 为表面剪切应力分布云图。可见, 静态分析获得的法向接触应力和剪切应力均近似呈椭圆形分布, 且接触应力和剪切应力在纵向上以轮对中心线为轴对称分布。在横向上, 接触应力和剪切应力是非对称的, 在靠近轨距角一侧应力梯度大于另一侧的应力梯度, 这是因为车轮滚动圆半径沿轮缘方向不断增大。图 2-10 (c) 描述了法向接触应力和剪切应力在纵向上的分布规律, 接触椭圆的长轴约为 14 mm。从图 2-10 (c) 同样可以看出接触应力和剪切应力以轮对中心线为轴对称分布, 最大的接触应力和剪切应力出现在轮对中心线上, 分别为 1335 MPa 和 324 MPa。静态分析获得的剪切应力不存在滑移区, 整个接触斑内均为黏着区, 这与轮轨接触力学理论所获得的结果存在差异。

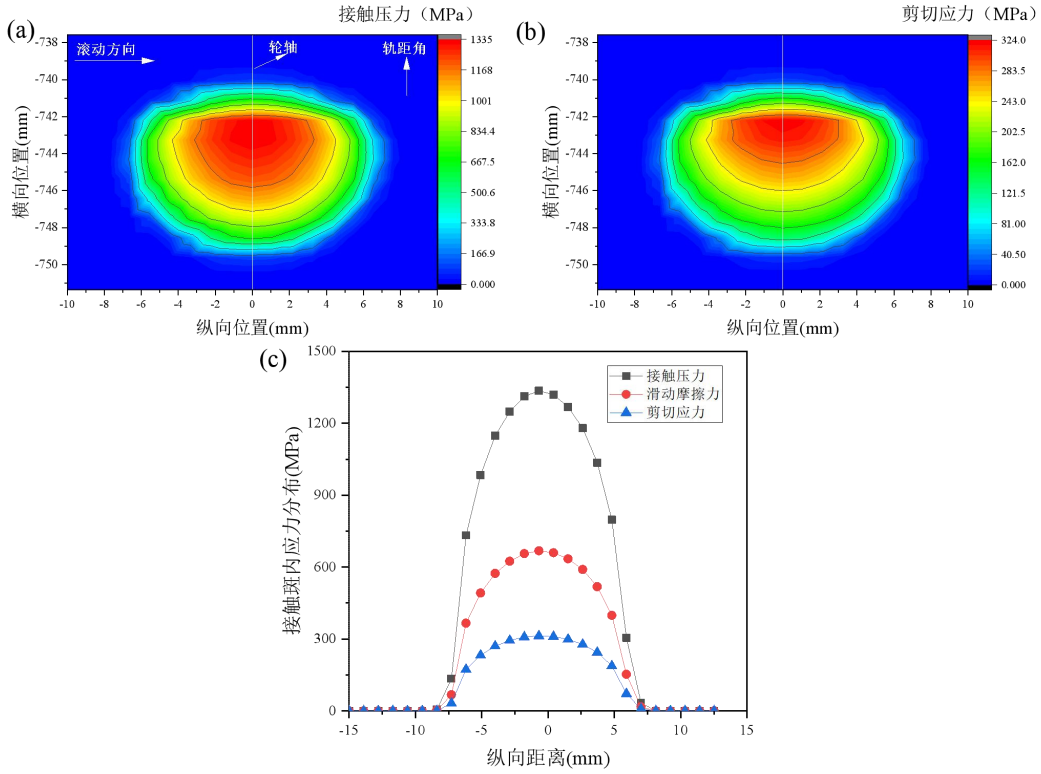


图 2-10 轮轨静态接触解：(a) 法向接触应力，(b) 剪切应力，
(c) 接触应力和剪切应力沿纵向分布规律

图 2-11 为轮对以 300 km/h 的速度滚过光滑钢轨时轮轨垂向力 F_N 和纵向力 F_L 的变化情况，其中图 2-11 (a) 为垂向力和纵向力在空间域上的变化规律，图 2-11 (b) 和 (c) 分别为垂向力和纵向力的频谱图。如图 2-11 (a) 所示，垂向力整体上呈周期性波动，其波长近似为轨枕间距。垂向力最大值出现在轨枕前方，最小值出现在轨枕后方。垂向力在初始阶段 (0~250 mm) 有轻微的波动，且第一个波长内垂向力值稍大于后续几个波长内的值，这是由于动态接触解与静态接触解之间的差异导致的初始扰动。可见，本文采用的方法中，轮轨接触力初始扰动相对于传统的方法显著减小，在一个轨枕间距内 (650 mm) 垂向力的初始波动即可获得完全的衰减。因此，本文的模型中 900 mm 长的动态松弛区已足够。

此外，纵向力在 0~650 mm 内逐渐增大到牵引系数设定值，之后纵向力趋于稳定。垂向力频谱曲线随频率的增大整体呈下降趋势，即垂向力振动分量频率越高，振幅越小，这是由于频率更高的振动分量需要更高的能量才能激起。此外，垂向力频谱上出现两个较明显的尖峰，分别为轨枕通过频率 (128 Hz) 及其二倍频 (256 Hz)。同样，纵向力频谱也呈现与垂向力频谱相似的规律。此外，可以

观察到在垂向力和纵向力频谱的尾部（>10000 Hz）出现了非常密集的尖峰，这可能是有限元分析中的数值噪声，其幅值很小，对结果的影响可以忽略。

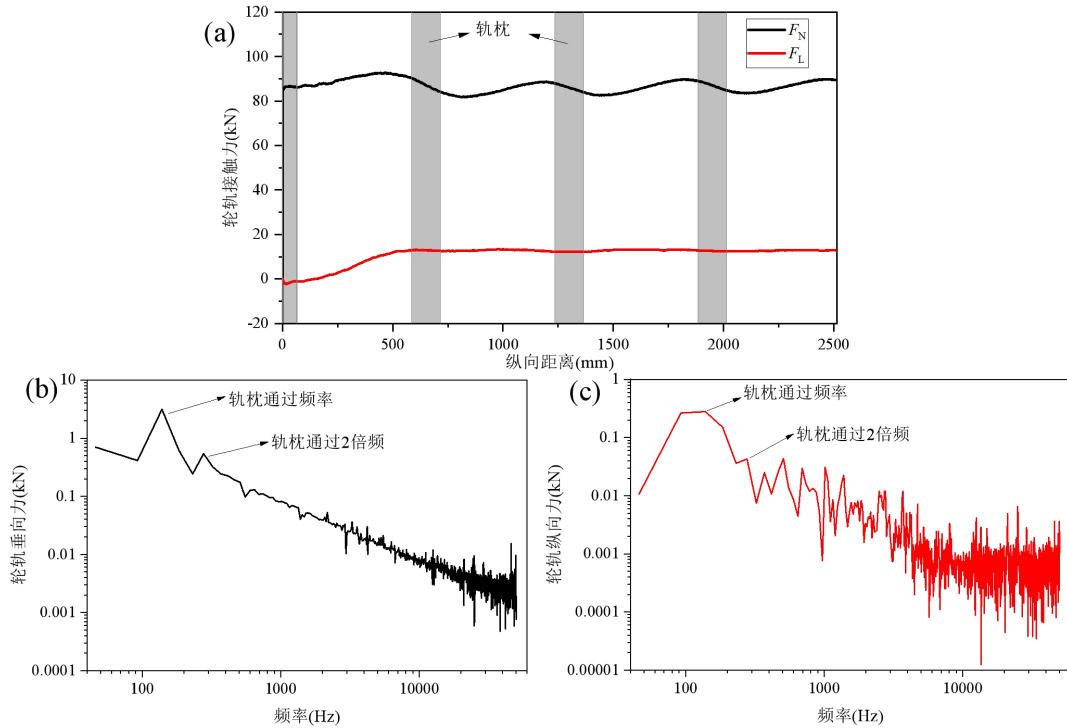


图 2-11 300 km/h 速度下轮轨力：(a) 空间域上的垂向力和纵向力，
(b) 垂向力频谱，(c) 纵向力频谱

图 2-12 为动态分析获得的钢轨上接触应力结果，其中图 2-12 (a) 和 (b) 分别为法向接触应力分布云图和表面剪切应力分布云图。可见，动态分析获得的法向接触应力与静态分析获得的法向接触应力相似，均呈近似椭圆形分布。接触斑内最大接触压力约为 1285 MPa，小于静态分析获得的最大接触压力。动态分析获得的剪切应力分布与静态分析具有显著的差异，剪切应力集中分布在滚动方向的后方，靠近轮缘一侧，接触斑内最大剪切应力约为 466 MPa。静态分析与动态分析接触解的差异在传统方法中表现为显式动力学分析初始阶段存在较大的初始扰动。图 2-12 (c) 描述了法向接触应力和剪切应力在纵向上的分布规律，接触应力以轮对中心线呈轴对称分布，接触斑内最大接触应力出现在轮对中心线上。剪切应力与滑动摩擦力部分区域重合，表明动态分析获得的剪切应力存在滑动区和黏着区，说明车辆行驶在光滑轨道时轮轨间处于黏滑状态，这与实际情况相符。

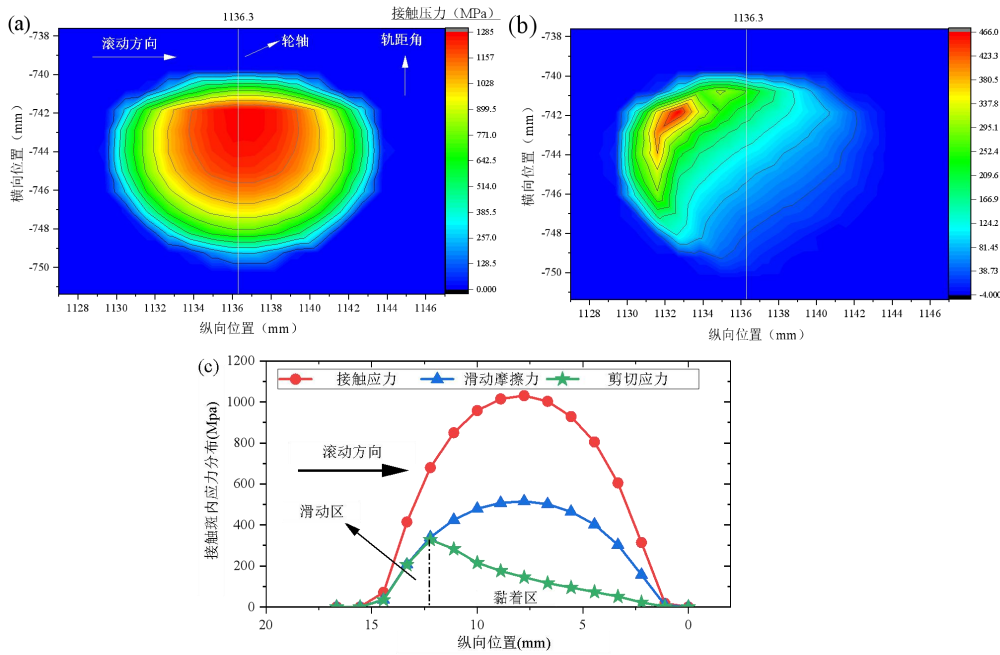


图 2-12 轮轨动态接触解：(a) 法向接触应力，(b) 剪切应力，
(c) 接触应力和剪切应力

2.5 两种方法结果对比

本节将改进方法与传统方法在 100~300 km/h 速度下预测的轮轨接触力绘制在同一幅图中进行对比。图 2-13 为轮轨垂向力（以下简称垂向力）及其频谱对比图，从图 2-13 (a)、(c) 和 (e) 中可以看出，采用传统方法预测的垂向力在初始阶段出现了明显的振动，这主要是车轮瞬间加载产生的离心力导致。在阻尼的作用下，垂向力振动幅值随速度的提高而增大，随滚动距离的增加而衰减。由图 2-13 (a) 可观察到，当车轮以 100 km/h 的速度向前滚动 1.5 m 时，传统方法预测的垂向力振动幅值约为 1.6 kN，约为静态接触解的 2.4%，此时轮轨接触解基本处于稳定状态。因此，在 100 km/h 速度下，1.5 m 长的动态松弛区长度便可获得稳定的轮轨接触解。然而，当车轮以 200 km/h 和 300 km/h 的速度向前滚动 2.4 m 时，图 2-13 (c) 和 (e) 显示的垂向力的振动幅值高达 10 kN 和 15 kN，远大于轮轨接触解稳定所能接受的振动幅值范围。这说明，当车辆速度提高到 200 km/h 及以上时，采用传统方法预测的垂向力在经过 2.4 m 动态松弛区后仍无法稳定，为得到稳定接触解需要延长动态松弛区。然而图 2-13 (c) 和 (e) 显示，在 200 km/h 速度下，传统方法预测的垂向力峰值从一开始的 83 kN 逐渐减小至 71.5 kN 左右，衰减率约为 14%，在 300 km/h 速度下，垂向力峰值从开始的 100 kN 逐渐减小至 80 kN 左右，衰减率约为 20%。两种速度下垂向力衰减的速率均

较慢，这意味着需要较长的动态松弛区才能获得稳定的轮轨接触解。与传统方法相比，改进方法在三种速度下预测的垂向力在初始阶段便处于稳定状态，且随着距离的增加变化趋势不大，这说明改进方法可快速获得稳定的轮轨接触解。这主要是由于改进方法在轮对施加转速阶段便已获得稳定的轮轨接触解。

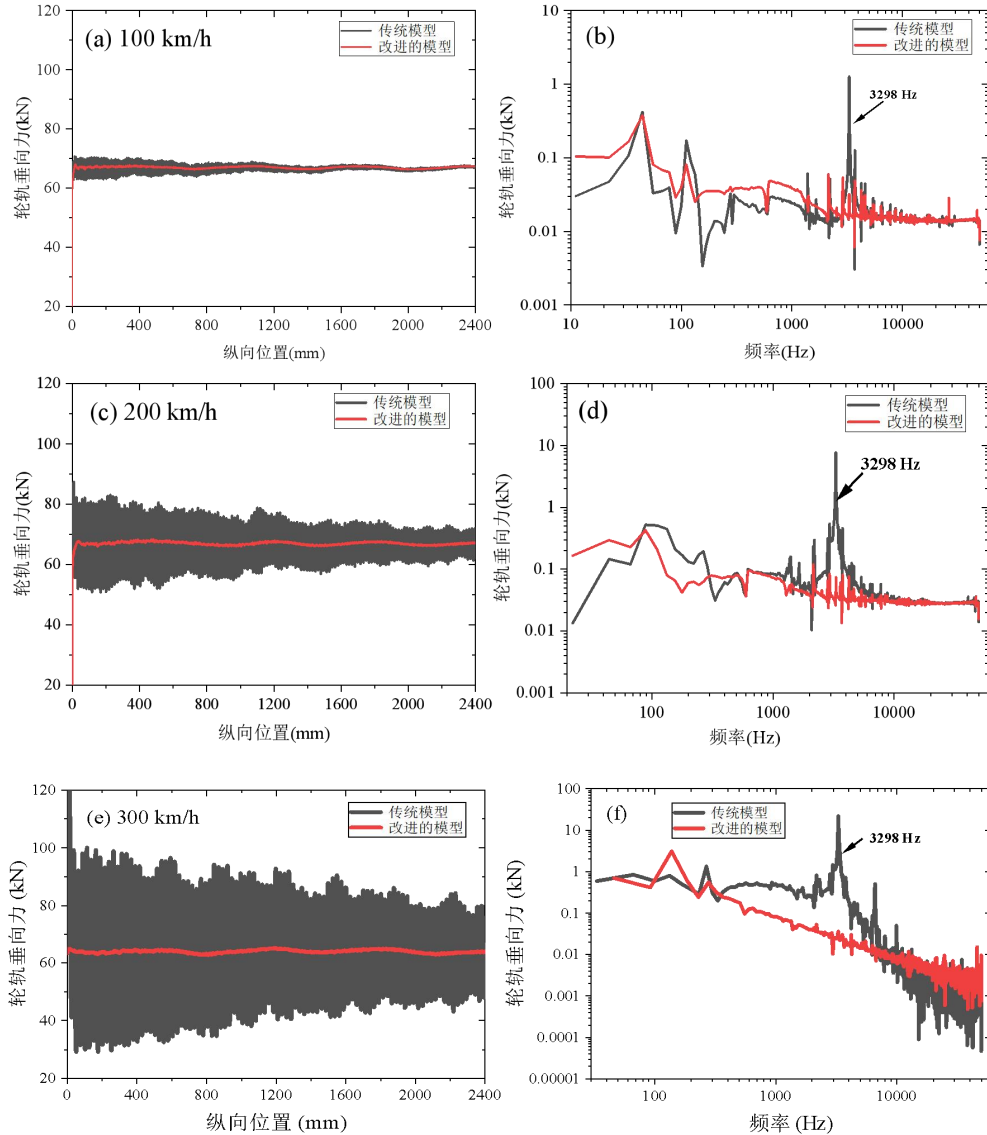


图 2-13 传统模型与改进模型在不同速度下的轮轨垂向力对比：(a) 空间域（100 km/h），(b) 频域（100 km/h），(c) 空间域（200 km/h），(d) 频域（200 km/h），(e) 空间域（300 km/h），(f) 频域（300 km/h）

图 2-13 (b)、(d) 和 (f) 描述了 100~300 km/h 速度下传统方法与改进方法通过快速傅里叶变换得到的垂向力频谱。可见，传统方法预测的轮轨力频谱在 3298 Hz 附近均有一个明显的峰值，而改进方法预测的轮轨力频谱在 3298 Hz 附近的峰值完全消失，这说明改进的模型避免了轮对的径向振动。综上，垂向力在

频域与空间域显示的结果均表明采用改进的模型获得的轮轨接触力可以迅速收敛到稳定值，并且这种收敛性几乎不受速度的影响。

为了测试改进模型在更高速度下的表现，进一步模拟了 500 km/h 速度下采用改进模型预测的轮轨力结果。图 2-14 显示了轮轨垂向力和纵向力的变化情况。可见，不同速度下轮轨垂向力呈现相似的波动特征，具有相同的波长和相位。不同速度所需的动态松弛区长度不同，速度为 300-400 km/h 时，经过约 750 mm 长的动态松弛区后，垂向力趋于稳定。然而当速度提高到 500 km/h 时，垂向力在约 1250 mm 处才开始趋于稳定。对比 300-400 km/h 速度下垂向力的波动幅值可发现，稳定区域内垂向力振幅随速度的增大而增大，具体表现为垂向力谷值随速度的增大而减小，峰值几乎不随速度变化。不同速度下，纵向力变化趋势相似，区别在于纵向力达到稳定时所需的动态松弛区长度不同，速度从 300 km/h 提高到 500 km/h 时，动态松弛区分别约为 650 mm、725 mm、1000 mm 和 1250 mm。

综上所述，本文采用的瞬态滚动接触模拟方案具有快速收敛的优点，所需的动态松弛区长度相对于传统模型显著减小，当速度提高到 500 km/h 时，只需 1250 mm 的动态松弛区即可获得稳定的轮轨接触解。静态分析获得的轮轨法向接触应力和剪切应力分布与动态分析的结果存在差异，尤其是剪切应力上的显著差异是引起瞬态滚动接触分析中轮轨力存在初始扰动的重要因素之一。

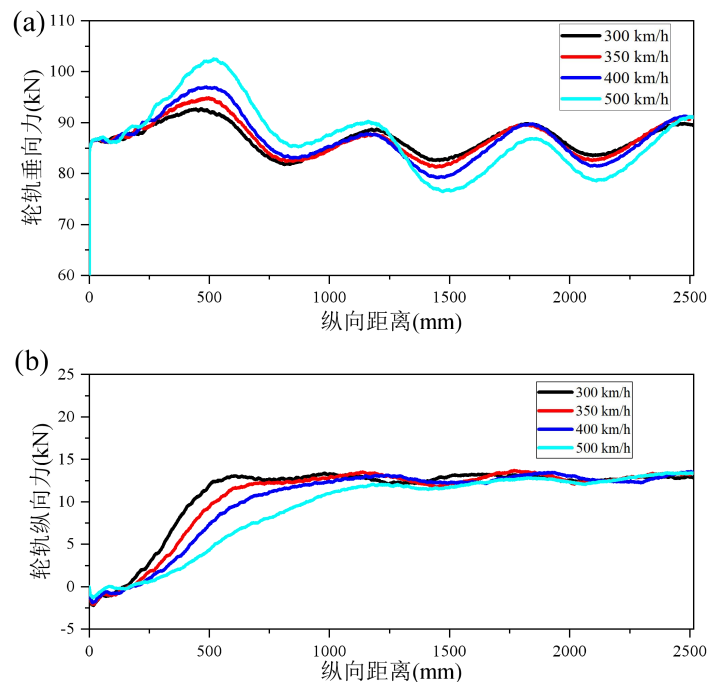


图 2-14 轮对在不同运行速度下获得的轮轨力：(a) 垂向力，(b) 纵向力

2.6 本章小结

本章针对传统轮轨瞬态模型存在的不足，提出了一个改进的模型。通过改进方法模拟了列车在光滑轨道滚动的过程。然后对比分析了两种方法预测的轮轨接触力及其频谱，最后测试了改进模型在更高速度下的表现，探究改进模型在不同速度下所需动态松弛区长度。所得结论如下：

（1）轮对的径向振动是导致传统方法产生初始扰动的原因。传统模型在动力学分析中为轮对施加初始转速时，产生的离心力会激发轮对在 3283 Hz 附近产生径向振动模态，造成接触力初始波动。

（2）基于混合的拉格朗日/欧拉描述法可以在静态分析中获得的稳态轮轨滚动接触解。该方法获得的轮轨法向接触应力和剪切应力分布均近似呈椭圆形，剪切应力未见粘着区、滑动区分区现象，这也是导致动态分析中纵向力达到稳定值需要较长的动态松弛区的主要原因。

（3）改进的轮轨瞬态滚动接触模型可以快速获得稳定的轮轨接触解，所需的动态松弛区长度得以显著减小。速度从 300 km/h 提高到 500 km/h 时，轮轨接触解稳定所需的动态松弛区长度分别为 650 mm、725 mm、1000 mm 和 1250 mm。

第 3 章 高速铁路焊缝处钢轨波磨成因研究

钢轨焊缝在高速铁路中较为常见,是轨道结构中的薄弱环节,其受焊接材料、焊接工艺和线路维护水平等因素的影响^[78-79]。当车轮通过焊缝时,由于几何不平顺性和材料差异,会产生较大的冲击力,易引起钢轨焊缝区域的不均匀磨耗。调查显示在高速铁路焊缝附近频繁发现钢轨波磨,远离焊缝位置较少出现。本章分析了高速铁路钢轨波磨现场测量情况,基于第二章提出的轮轨瞬态滚动接触模型对钢轨焊缝处的轮轨瞬态滚动响应进行了研究,分析高速铁路直线线路上钢轨波磨的形成原因。

3.1 高速铁路钢轨波磨分析

图 3-1 显示了高速铁路实测钢轨波磨。图 3-1 (a) 为 300 km/h 运行速度下高速铁路 1/3 倍频程粗糙度水平谱^[80]。可见,高速铁路左轨和右轨的粗糙度谱均存在两处峰值,分别在 65~80 mm 和 125~160 mm 范围内。这两种波长的波磨在我国高速铁路中最为常见,其通过频率分别在 521~667 Hz 和 1042~1282 Hz 范围内。波长为 65~80 mm 的波磨已被发现是轨道的 Pinned-pinned 共振导致的^[81],然而波长为 125~160 mm 的波磨成因尚存在争议。图 3-1 (b) 为某高速线路钢轨表面粗糙度测量值,图 (c) 为图 (b) 的细节放大图。从图 3-1 (b) 中可以看到里程每间隔大约 100 m 处,同时也是在钢轨焊缝位置,轨面的不平顺会出现波动峰值,并逐渐向焊缝两边蔓延。钢轨右轨的波磨主导波长大约为 150 mm,最大峰值约为 0.111 mm,集中出现在钢轨焊缝附近,属于中长波波磨。鉴于此,文中合理假设波长为 125~160 mm 的波磨与钢轨焊缝激发的轮轨动态相互作用以及由此导致的钢轨动态磨损相关。为此,本文在接下来的章节展开了相关研究,研究结果证实了这个假设。

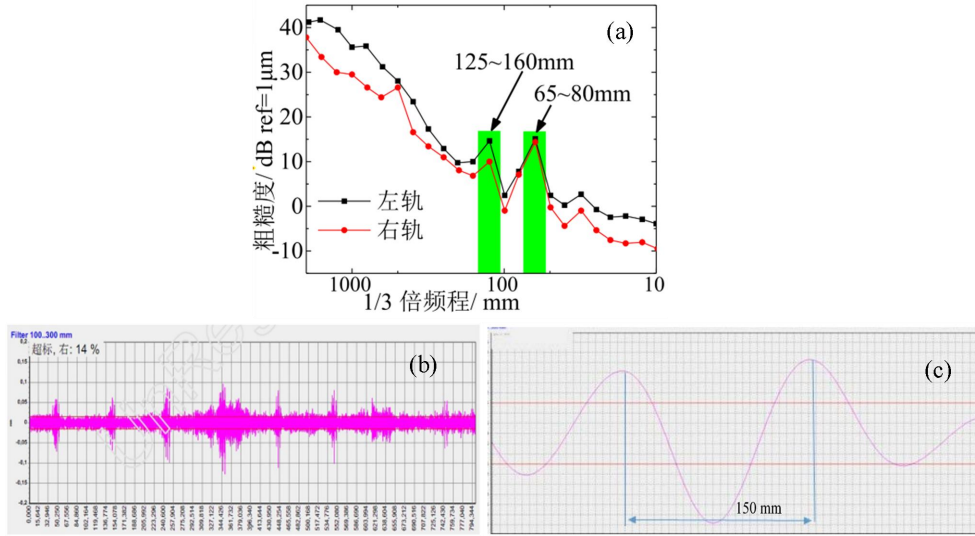


图 3-1 高速铁路钢轨波磨：(a) 高速铁路 1/3 倍频程粗糙度谱^[80]，(b) 高速铁路轨面实测粗糙度水平^[59]，(c) 图 (b) 局部细节放大图

3.2 焊缝处轮轨瞬态滚动接触响应分析

3.2.1 焊缝模型

图 3-2 显示了模型中添加的焊缝位置。在车轮初始位置 1365 mm 处添加了凹形焊缝。轨道横向方向的焊缝深度相同，纵向方向的深度呈正弦函数变化。纵向方向的焊缝深度 $d(z)$ 如下：

$$d(z) = \frac{A}{2} - \frac{A}{2} \times \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda}(z - z_{\min})\right) \quad (3-1)$$

其中 z 为焊缝节点纵坐标； A 表示焊缝最大深度，文中设置为 0.1 mm； λ 表示焊缝的波长，文中设置为 125 mm； $z_{\min}$ 是焊缝起点的纵坐标。焊缝的起点在距车轮初始位置 1365 mm 处，是根据轮轨接触力稳定所需的动态松弛区长度所设置，文献^[61]中显示，轮轨纵向力在距初始车轮位置约 1000 mm 处达到稳定值。

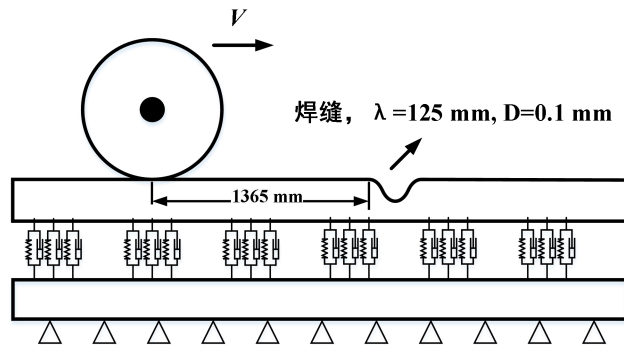


图 3-2 焊缝位置示意图

钢轨波磨是车辆-轨道系统动力相互作用和轮轨界面磨损长期耦合作用的结果,因此研究焊缝处波磨成因时需深入分析轮轨间动态相互作用以及由此引发的钢轨动态磨损。为此,本文基于 Archard 理论建立了磨耗模型,重点研究列车通过焊缝后产生的动态轮轨力及动态磨损。

3.2.2 磨耗模型

钢轨波磨的形成和发展取决于接触区的力学性能和材料性能,因此,轮轨间的动态特性以及材料损失在钢轨波磨的数值模拟中非常重要^[82]。本文基于 Archard 理论建立了磨耗模型计算钢轨表面磨损分布。假设磨损造成的材料损失主要受接触应力和相对滑动距离的影响。车轮通过后钢轨磨损深度表达式为:

$$w = kps \quad (3-2)$$

其中, w 为磨损深度; k 为磨损系数, 保持不变^[83]; p 和 s 分别为局部接触压力和相对滑动距离。在本文轮轨瞬态滚动接触有限元模型中, 钢轨表面接触区域的网格尺寸约为 $1.0 \times 1.0 \text{ mm}^2$ 。图 3-3 为钢轨磨损计算示意图, 图中每个单元的面积约为 (如图 3-3 中的黑色矩形框) $1.0 \times 1.0 \text{ mm}^2$, 与节点周围 4 个单元的中心连成的红色矩形框面积相同。红色矩形框的接触压力在数值上约等于节点处的法向力, 因此单位面积的磨损深度可以写为:

$$w = kFs \quad (3-3)$$

式中 F 为节点处法向力。单位面积上的平均磨损量通过每个节点的磨损量表示。因此车轮多次通过后, 节点的累积磨损深度可以表示为:

$$W = w_{n-1} + kF_n \Delta s_n \quad (3-4)$$

其中, W 为节点处累积磨损深度, n 为接触斑经过节点处的时间步长, F_n 为第 n 个时间步长的节点法向力, w_{n-1} 为第 $(n-1)$ 个时间步长的节点磨损深度, Δs_n 为第 n 个时间步长的增量位移。

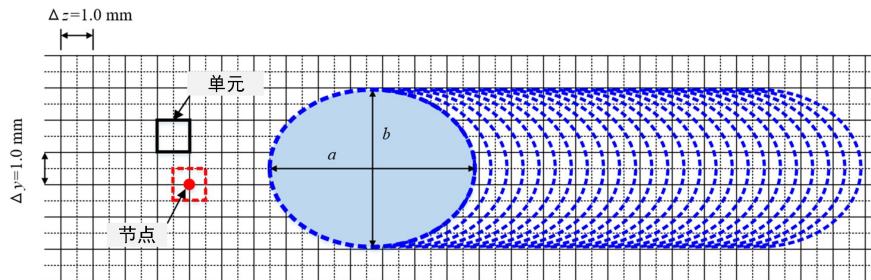


图 3-3 钢轨磨损计算

3.2.3 焊缝处轮轨力和轨面磨损分析

图 3-4 为列车通过焊缝后产生的动态轮轨力及由此导致的动态磨损，由于接触滤波效应，文中将带通滤波的上截止频率设置为 2778 Hz。图 3-4 (a) 为空间域上的动态轮轨力和磨损变化情况。可见，在钢轨焊缝激励下，轮轨间强烈的动态相互作用会使轮轨系统发生振动，并产生动态轮轨力和动态磨损。在空间域中，轮轨纵向力 F_L 、轮轨垂向力 F_N 和动态磨损 W 的振幅变化规律较为相似。并且还可以观察到 F_N 存在两个由 P1 力和 P2 力引起的明显峰值。由钢轨焊缝激发的振动可分为两个阶段：通过焊缝时振幅较大的强迫振动和通过焊缝后振幅较小且不断衰减的自由振动。通过焊缝后的自由振动阶段表现为单波长谐波振动， F_N 和 W 的相位几乎一致，略微滞后于 F_L 的相位。焊缝后的自由振动阶段揭示了轮轨动态相互作用的主要特征，对研究钢轨波磨问题至关重要，因此本文主要关注自由振动阶段，并对自由振动的频率进行了分析。图 3-4 (b-d) 分别为经过连续小波变换得到的 W 、 F_N 和 F_L 的时频谱。可以观察到， W 、 F_N 和 F_L 的时频谱中均存在一条水平光亮带，其强度随时间的增加逐渐衰减，频率几乎固定在 581 Hz。由以上空间域和频域分析结果可得，钢轨焊缝在 581 Hz 附近会引发轮轨动态相互作用，导致动态轮轨力和差异磨损，进而引发钢轨波磨。

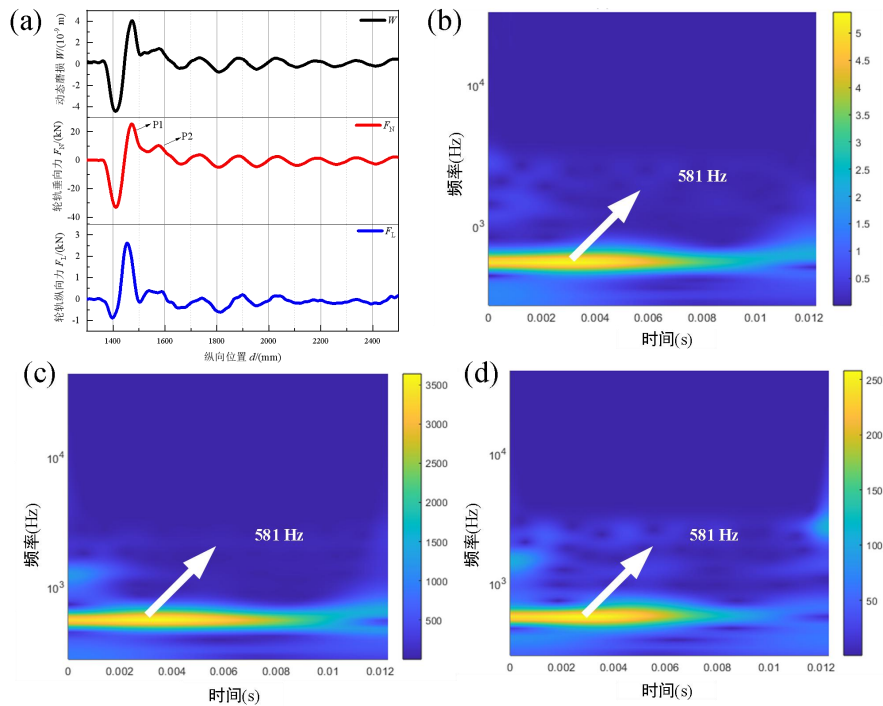


图 3-4 钢轨焊缝激励下的轮轨力及其引起的动态磨损：(a) 空间域上的轮轨力与磨损，(b) 时域上的动态磨损，(c) 时域上的垂向力，(d) 时域上的纵向力

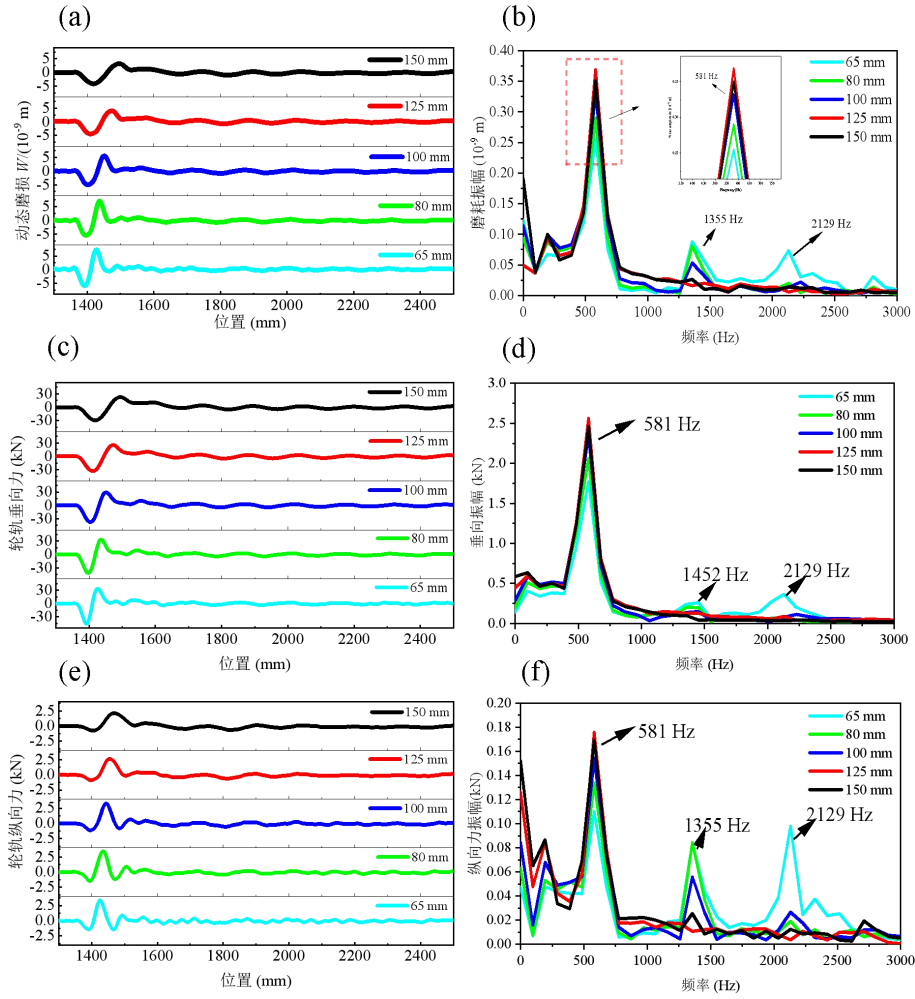


图 3-5 不同波长的焊缝激励下的轮轨力和轮轨力引起的轨面磨耗：(a)、(c)、(e) 分别为空间域下的 W 、 F_N 和 F_L ，(b)、(d)、(f) 分别为时域下 W 、 F_N 和 F_L 的频谱

高速铁路存在不同波长的焊缝，为排除钢轨焊缝波长的影响，文中研究了不同波长焊缝激励下的车辆-轨道动态相互作用和钢轨动态磨损，如图 3-5 所示。图 3-5 (a) 显示了空间域上动态轮轨力和动态磨损的变化情况。从图中可以观察到在强迫振动阶段， W 、 F_N 和 F_L 随着焊缝波长的减小逐渐增加，这表明较短波长的焊缝激励下会激发更强烈的轮轨动态相互作用。在自由振动阶段，焊缝波长为 100 mm、125 mm 和 150 mm 时预测的 W 、 F_N 和 F_L 近似谐波振动，且振动波长较长。当焊缝波长减小到 65 mm 和 80 mm 时，轮轨接触力和钢轨动态磨损振动波长中出现短波分量。图 3-5 (b)、(d) 和 (f) 分别为经过快速傅里叶变换后的动态磨损和动态轮轨力在自由振动阶段的时频谱。可见， W 、 F_N 和 F_L 在不同波长焊缝激励下的振动主频均为 581 Hz。并且从图 3-5 (b) 中局部放大细节可以看出，在 581 Hz 频率下动态磨损幅值随焊缝波长的增加先增大后减小，焊缝

波长为 125 mm 时磨损幅值增至最大。在动态轮轨力中存在同样的变化。此外，随着焊缝波长的减小，在 1355 Hz、1452 Hz 和 2129 Hz 处也出现了明显的峰值。这意味着，随着焊缝波长的减小，高频的轮轨动态相互作用将会越来越显著。这与空间域中观察到的变化情况相对应。

综上可知，不同波长焊缝激励下产生的动态轮轨力和动态磨损的振动主频均在 581 Hz 附近。因此 150 mm 的钢轨波磨应是焊缝激起的频率在 581 Hz 附近的某个模态导致的。轮轨系统发生振动主要体现在轮对和轨道上，为分析振动模态来自于轮对还是轨道，本文在后续章节进行了深入研究。

3.2.4 轮对频响分析和轨道模态分析

为明确振动模态来自于轮对还是轨道，本节对轮对和轨道进行了频响分析和模态分析。首先对轮对进行频响分析，图 3-6 为轮对在谐波激励下的频率响应特征。图 3-6 (a) 显示了对轮对施加的激励位置。为准确模拟轮对通过焊缝时受到的激励，在轮对与钢轨接触位置（车轮踏面处）施加了两种正弦波激励：代表轮轨垂向力的垂向激励和代表轮轨横向力的横向激励。图 3-6 (b) 和 (c) 为轮对的垂向和横向加速度导纳曲线。从图中可以观察到轮对垂向和横向频响特征存在一定差异，然而两种加速度导纳曲线中均未发现接近 581 Hz 的振动频率，因此轮对振动模态不是本文研究的钢轨波磨产生的原因。

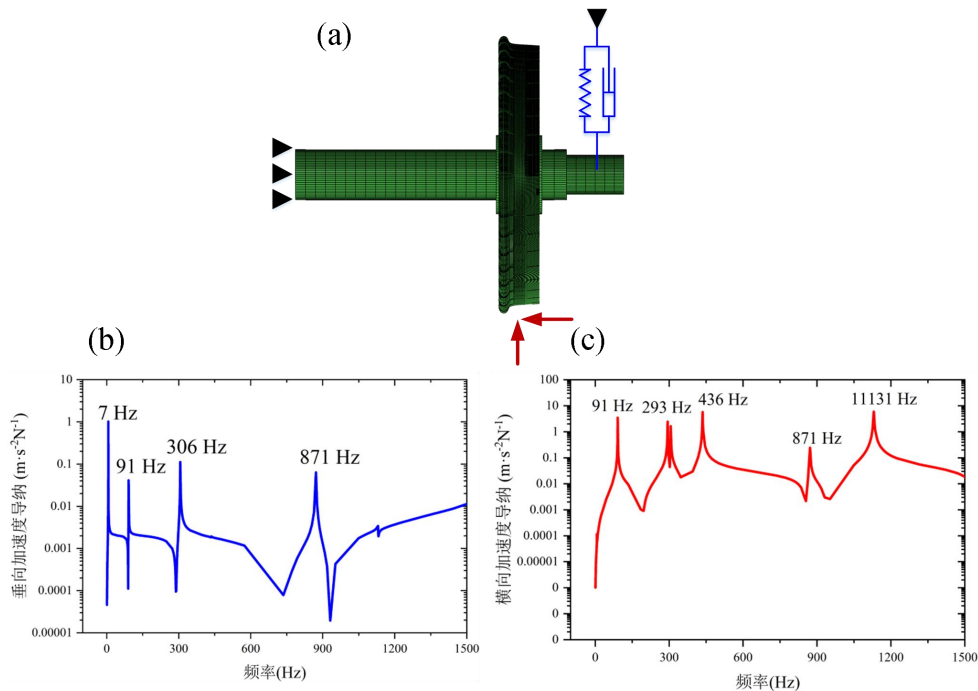


图 3-6 轮对频率响应特征：(a) 激励位置，(b) 垂向加速度导纳，(c) 横向加速度导纳

在排除了轮对振动的影响后，文中对轨道进行了模态分析以确定与钢轨波磨形成有关的振动模态。由于钢轨焊缝的激励主要集中在垂向方向，因此轨道垂向振动模态较受关注。图 3-7 显示了两种振动频率接近 581 Hz 的轨道垂向振动模态以及相应的振型。图 3-7 (a) 和 (b) 为轨道垂向振动模态，振动频率分别为 543 Hz 和 601 Hz。图 3-7 (c) 和 (d) 分别为相对应的振型。可见，两种振动模态对应的振型均呈正弦函数变化，在 300 km/h 速度下，两种振动模态引发的波磨波长分别为 153 mm 和 138 mm，与图 3-1 (c) 中测量的波磨波长较为接近。因此本文研究的钢轨波磨的产生原因与钢轨垂向振动模态相关。

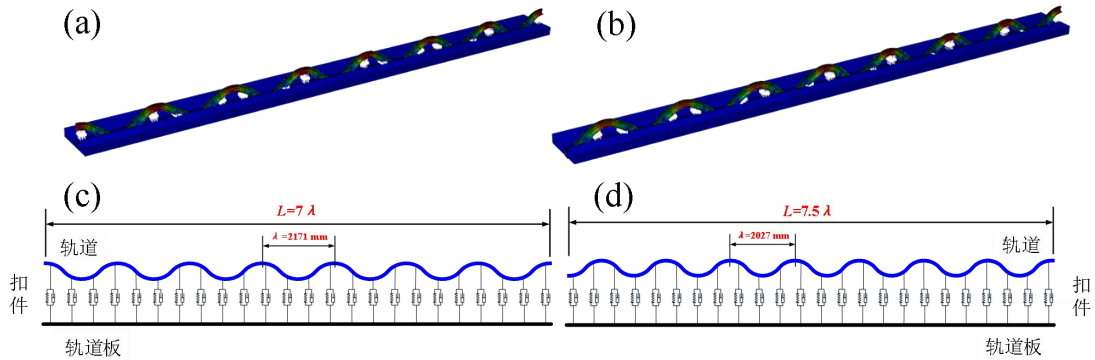


图 3-7 轨道模态分析：(a) 钢轨垂向振动模态（543 Hz），(b) 钢轨垂向振动模态（601 Hz），(c) 543 Hz 相应振型示意图，(d) 601 Hz 相应振型示意图

3.3 高速铁路钢轨波磨成因分析

通过 3.2 节分析可得本文研究的钢轨波磨的产生原因与两种钢轨垂向振动模态相关。因此文中对两种振动模态进行了研究，以探清是哪种振动模态导致的波磨。

3.3.1 波磨模型

通过修改钢轨表面节点坐标的方式在有限元模型中引入单一波长的钢轨波磨。如图 3-8 所示，施加的钢轨波磨的波深在纵向上呈正弦函数变化。波峰高度与非波磨区段齐平，波磨深度在横向上呈抛物线变化。波磨深度和幅值为：

$$z = \frac{A}{2} \{1 - \cos[\frac{2\pi}{\lambda}(x - x_{\min})]\}$$

$$A = -\frac{2A_{\max}}{(y_{\max} - y_{\min})^2} \times (y - \frac{y_{\min} + y_{\max}}{2})^2 + \frac{A_{\max}}{2} \quad (3-5)$$

其中， z 为波磨任一位置处的深度， A 为幅值。 λ 为波磨波长， x 为波磨区域任一

点的纵坐标, $x_{\min}$ 为波磨起点的纵坐标, $A_{\max}$ 为波磨最大幅值, $y_{\max}$ 为波磨区域最大横坐标, $y_{\min}$ 为最大横坐标, y 为任一点的横坐标。

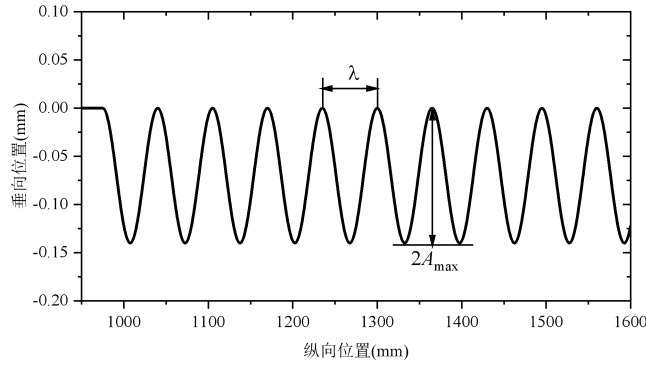


图 3-8 波磨几何

3.3.2 初始波磨激励下的钢轨动态磨损

由轨面初始不平顺造成的钢轨动态磨损与初始波磨之间存在一定相位差时, 初始波磨会继续发展。若动态磨损与初始波磨之间相位一致, 在列车多次运行后初始波磨会被磨损抹平, 不会增长。根据以往理论分析可知钢轨动态磨损与初始波磨相位差在 $0 \sim 0.5\pi$ 范围内会导致初始波磨逐渐削弱直至消失, 在 $0.5\pi \sim \pi$ 范围内, 初始波磨会继续增长^[84-86]。本节研究了初始波磨激励下由轮轨力导致的动态磨损与初始波磨之间的相位关系, 以探清是哪种振动模态导致的钢轨波磨。

本节首先假设两种轨道垂向振动模态均会引发初始波磨, 并且初始波磨的深度可持续增加至 $10 \mu\text{m}$ 。图 3-9 显示了在有限元模型中施加的初始波磨, 距车轮初始位置 1135 mm 处分别施加了与图 3-7 所示的两种轨道振动模态相对应的波长为 138 mm 和 153 mm 的初始波磨。图 3-10 显示了由初始波磨激发的动态轮轨力与钢轨动态磨损的变化规律。从图 3-10 中可观察到轮轨垂向力 F_N 和动态磨损 W 的相位几乎相同, 振幅变化趋势一致, 这说明初始波磨确实是由轨道垂向振动模态导致的。此外, F_N 、 F_L 和 W 的相位均领先于初始波磨, 其中, F_L 的相位以较小的角度领先于 F_N 和 W 。在图 3-10 (a) 和 (b) 中可以观察到波长为 138 mm 和 153 mm 的初始波磨与由此引发的动态磨损之间的相位差分别为 0.33π 和 0.39π , 均小于 0.5π , 这意味着两种初始波磨均不会继续发展, 会被动态磨损逐渐抹平。因此在没有钢轨焊缝激励时, 光滑轨道上不会产生钢轨波磨。

以上研究结果与文献^[87]中的研究结果相同, 单波长的初始波磨与钢轨动态磨损间的相位差小于 0.5π 时, 初始波磨会逐渐消失。此外, 在实际高速铁路上, 远离钢轨焊缝位置的轨道上很少发现钢轨波磨, 这也说明了钢轨波磨的产生需要有

效初始激励，因此本文继续研究了钢轨焊缝激励对钢轨波磨的影响。

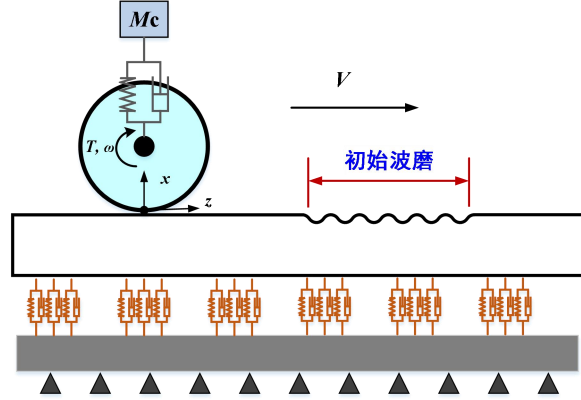


图 3-9 初始波磨激励位置

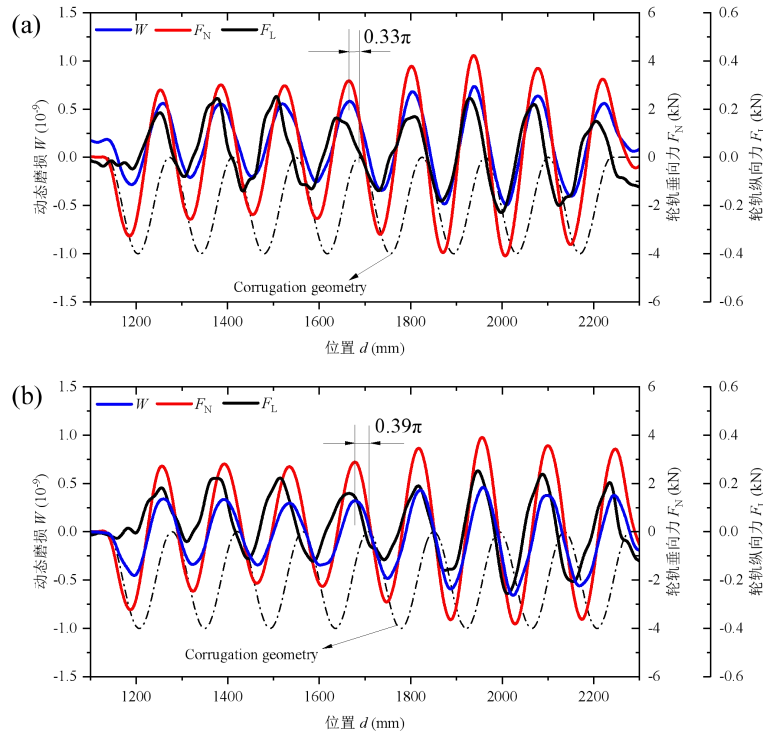


图 3-10 由初始波磨引起的动态轮轨力和动态磨损：(a) 初始波磨波长为 138 mm，
(b) 初始波磨波长为 153 mm

3.3.3 钢轨焊缝激励下的钢轨动态磨损

本节假设钢轨焊缝会引发初始波磨，文中在焊缝后施加了幅值为 $0.5 \mu\text{m}$ 的正弦波模拟初始波磨，图 3-11 显示了焊缝和初始波磨施加的位置。焊缝波长为 125 mm，深度为 0.1 mm。图 3-12 显示了空间域中由钢轨焊缝和初始波磨引起的钢轨动态磨损。图 3-12 (a) 和 (b) 中的初始波磨波长分别为 138 mm 和 153 mm。从图 3-12 (a) 中可以观察到，钢轨动态磨损与初始波磨的相位差从第二波谷处

的 0.58π 逐渐减小到第四波谷处的 0.26π ，到第 5 和第 6 波谷处时相位差已减小至零，此时动态磨损与初始波磨相位接近相同，这将导致初始波磨逐渐消失，也意味着 138 mm 的钢轨波磨不会形成。从图 3-12 (b) 中可以观察到，在钢轨焊缝激励下，波长为 153 mm 的初始波磨引起的磨损与初始波磨反相，这表明波长为 153 mm 的初始波磨会继续增长。

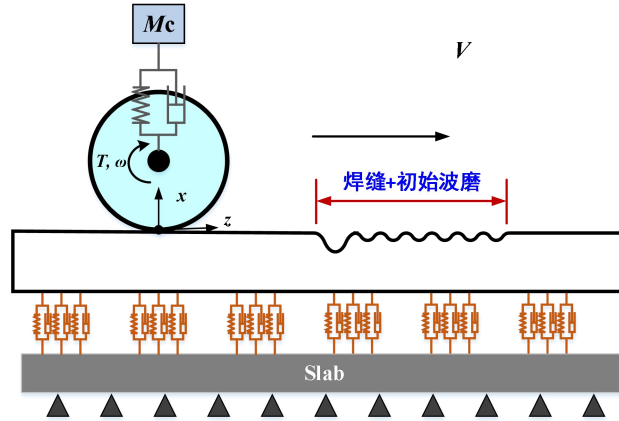


图 3-11 钢轨焊缝激励位置

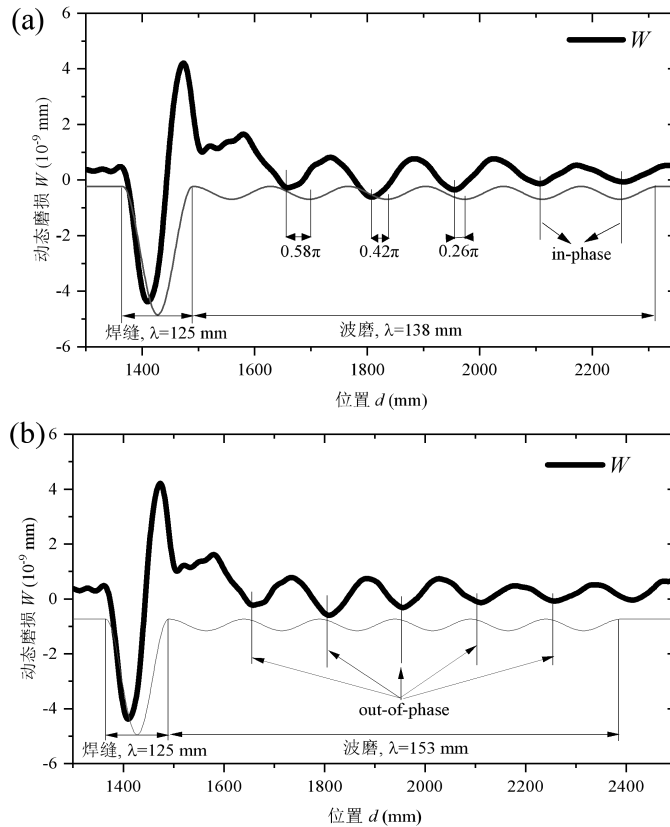


图 3-12 钢轨焊缝激励下的动态磨损

高速铁路上不同位置的钢轨焊缝因焊接方法和周围条件的影响存在深度差异，并且随着车轮多次通过，焊缝深度也会发生变化。钢轨焊缝深度发生变化时，

动态磨损与初始波磨是否仍能保持持续增长的相位关系需要进一步的研究,为此本文研究了不同焊缝深度对钢轨动态磨损的影响。图 3-13 为不同焊缝深度下动态磨损的变化情况,图中模拟的焊缝深度范围为 20~150 μm 。可见,不同焊缝深度下,钢轨动态磨损变化情况存在差异。随焊缝深度的增加,动态磨损的幅值逐渐增大,但波长和相位基本上没有变化。这一现象说明钢轨焊缝深度的变化不会影响波磨的波长和相位角。

综上所述,钢轨焊缝激发的频率为 543 Hz 的钢轨相对于轨道板的垂向振动模态是导致钢轨波磨形成的原因,在该频率下预测的波磨波长为 153 mm,与图 3-1 中现场实测的波磨波长十分接近。

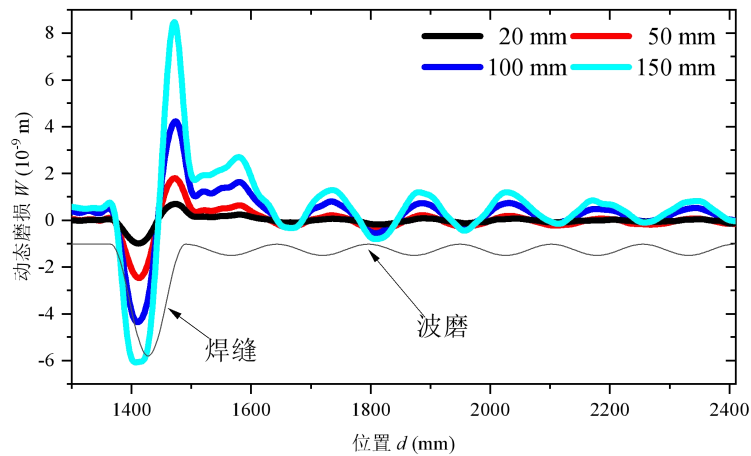


图 3-13 不同焊缝深度下钢轨动态磨损变化情况

3.3.4 波磨深度对钢轨动态磨损的影响

图 3-14 为钢轨焊缝激励下不同深度波磨对磨损的影响,从图 3-14 (a) 中可观察到钢轨焊缝会导致波深为 0.1 μm 的初始波磨,并且波磨会持续发展。然而随着车轮多次通过,波磨的深度会发生变化,在钢轨焊缝的激励下,不同深度的钢轨波磨能否持续发展是一个未知的问题,因此文中分析了深度为 1 μm 、10 μm 、30 μm 和 50 μm 的钢轨波磨对动态磨损的影响。如图 3-14 (a) 所示,动态磨损的幅值随波磨深度的增加而增大,这表明磨损会随波磨深度的增大而迅速发展。图 3-14 (b) 为图 (a) 的细节放大图。可见,随着波磨深度的变化,动态磨损与初始波磨之间的相位差也在不断变化。波磨深度从 1 μm 增大到 50 μm 时,动态磨损与初始波磨之间的相位角从 π 减小到 0.5π 。因此由钢轨焊缝引发的波磨深度最大为 50 μm 。当波磨深度大于 50 μm 时,动态磨损与初始波磨之间的相位差小于 0.5π ,波磨不会继续发展。由此说明钢轨焊缝引发的波磨具有自限性,当波磨

深度达到一定程度时便不会增加。这一研究发现与文献^[88]中的研究结果类似，钢轨波磨深度达到 $80\text{ }\mu\text{m}$ 趋于稳定。然而图 3-1 中实测的钢轨波磨波深最大值可达 $111\text{ }\mu\text{m}$ ，远大于图 3-14 中预测的波磨深度，因此图 3-14 中的预测结果低估了焊缝激励下导致的钢轨波磨深度。这是由于图 3-14 中未考虑钢轨廓形变化的影响。假设钢轨廓形在车轮多次通过后保持不变，波磨振幅在纵向上相同。然而在实际线路中，由于钢轨动态磨损的存在钢轨廓形会随车轮滚动次数的增加不断发生变化，从而使动态磨损的幅值和相位角也发生变化。动态磨损的幅值随滚动距离的增加会逐渐衰减，导致波磨幅值在纵向上呈不均匀变化。

此外，在文献^[89]中动态磨损还会导致已存在的钢轨波磨相位发生变化，钢轨波磨会向行车方向不断移动，这在图 3-14 中尚未考虑，但图中仿真结果可为钢轨波磨的长期演变规律提供定性的理解方向。对于钢轨波磨演变过程的分析还需进一步的研究，在后续章节中本文通过钢轨廓形更新策略再现钢轨波磨形成的过程进而研究波磨的演变规律。

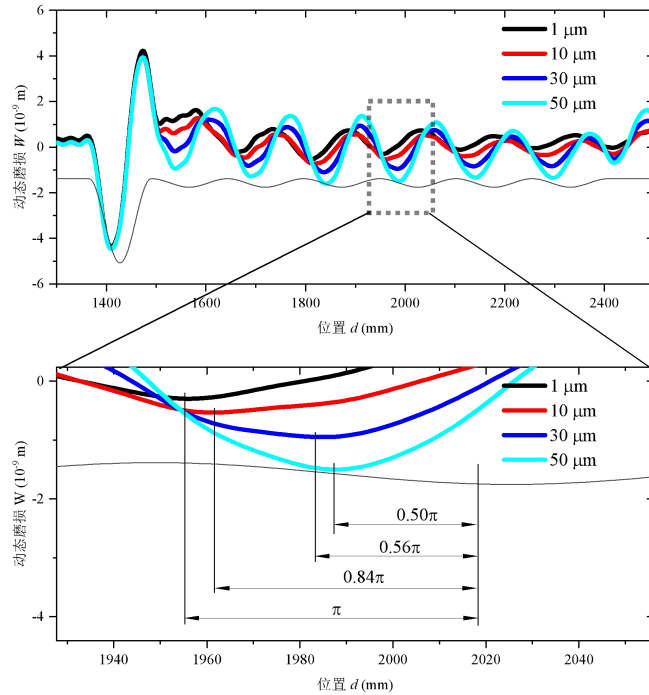


图 3-14 不同深度的波磨对轨面磨损的影响

3.4 本章小结

本章通过三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型和磨耗模型对高速铁路钢轨波磨形成原因进行研究。从空间域和频域角度研究了不同波长的焊缝引发的动态轮轨力及动态磨损。并对轮对和轨道进行了频响分析和模态分析，探究与钢轨波磨

形成原因相关的振动模态。最后研究了钢轨焊缝引发的动态磨损与初始波磨之间的相位关系以揭示钢轨波磨形成的原因。此外，还研究了钢轨波磨深度对动态磨损的影响。所得结论如下：

（1）钢轨焊缝会激发轮轨间动态相互作用使轮轨系统发生振动，并产生动态轮轨力和动态磨损。不同波长焊缝激发的动态轮轨力和动态磨损的振动主频均在 581 Hz 附近。

（2）频响分析表明，轮对振动模态与本文研究的钢轨波磨无关。模态分析表明，轨道垂向振动模态与本文研究的钢轨波磨形成原因密切相关。

（3）钢轨焊缝的激励是波磨形成的必要条件。钢轨动态磨损与初始波磨之间的相位差小于 0.5π 时，波磨不会继续发展。振动频率为 601 Hz 的轨道垂向振动模态引发的动态磨损与初始波磨的相位逐渐相同，初始波磨会被磨损抹平。振动频率为 543 Hz 的轨道垂向振动模态引发的动态磨损与初始波磨反相，波磨会继续发展。本文研究的高速铁路 150 mm 的钢轨波磨是焊缝激发的频率为 543 Hz 的钢轨相对于轨道板的垂向振动导致的。

（4）钢轨焊缝激励下产生的钢轨波磨具有自限性，当其深度达到一定值时便趋于稳定。动态磨损与初始波磨相位关系的演变表明钢轨焊缝激励下产生的波磨深度最深可达 50 μm 。未考虑钢轨廓形演变时会低估波磨的最大深度。

第 4 章 高速铁路焊缝处钢轨波磨演变规律研究

第三章的研究发现焊缝是高速铁路初始波磨重要的激励源。然而，初始波磨增长成可见的波磨需要满足一定的条件，即动态磨损与波磨几何间的相位差要大于 90° 。然而，动态磨损与钢轨波磨间相位关系是动态变化的，导致钢轨波磨的发展是一个动态的过程。为阐明焊缝引起的初始波磨的动态演变规律，本节研究提出了一种钢轨廓形更新策略，基于开发的轮轨瞬态滚动接触模型和磨损模型，研究车轮多次滚过焊缝钢轨波磨的演变规律，研究了焊缝位置、焊缝波长和摩擦系数对钢轨波磨发展演变的影响。

4.1 钢轨廓形更新策略

为揭示车轮多次滚过焊缝波磨的演变规律，采用磨耗模型和钢轨廓形更新策略再现了波磨形成的过程，图 4-1 为钢轨波磨动态演变仿真流程图。基于轮轨瞬态滚动模型和 Archard 磨损理论^[90-92]再现波磨形成过程。首先，采用轮轨瞬态滚动接触模型，分析车轮滚过焊缝轮轨系统动态响应。求解有限元节点处的法向接触力 F_N 和相对滑动距离 S 。然后，基于 Archard 磨损理论，计算有限元节点的累积磨损量，分析钢轨表面磨损在纵向上的分布规律。采用带通滤波方法获得动态磨损。接着，采用傅里叶级数拟合法获取钢轨表面动态磨损在纵向上分布的数学表达式。基于该数学表达式，采用自编的有限元节点坐标修改程序将动态磨损反相叠加到钢轨表面，分析车轮滚过后钢轨表面轮廓变化。最后，再次开展轮轨瞬态滚动接触分析和磨损分析，研究后续通过钢轨表面轮廓变化。多次重复上述过程即可再现钢轨波磨的形成过程，研究钢轨波磨的动态演变规律。假设在 N 次车轮通过内，钢轨波磨增长速度与车轮通过次数成正比。采用获得的动态磨损更新钢轨廓形前，将磨损放大 N 倍。因此，模拟 1 次车轮通过产生的磨耗相当于 N 次车轮通过。如此可显著减小数值再现钢轨波磨形成过程所需的模拟次数，使得钢轨波磨动态演变规律研究成为可能。

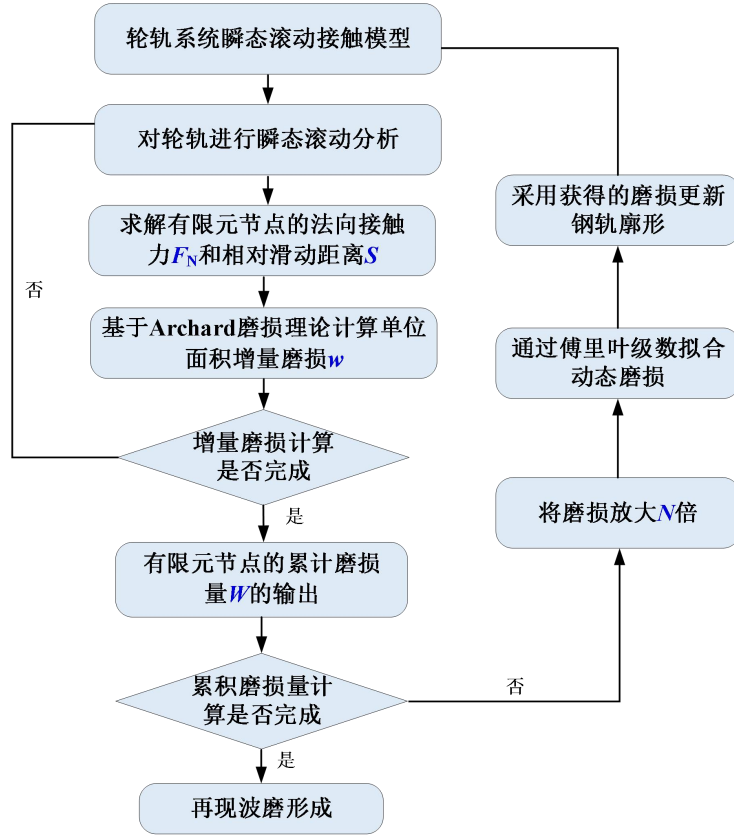


图 4-1 钢轨廓形演变仿真流程

图 4-2 为车轮第一次通过后，经带通滤波后（0~2778 Hz）获得的钢轨动态磨损沿钢轨纵向分布。差异磨损会引起钢轨表面非均匀磨耗，而均匀磨损只能产生均匀磨耗，本文不关注均匀磨耗。因此，将带通滤波下截止频率设为 0 Hz 以滤除均匀磨损。由于接触滤波效应^[93]，波长低于 30 mm 的波磨基本不会出现。因此，带通滤波的上截止频率设置为 2778 Hz。本文采用自编的节点坐标修改程序将动态磨损引入钢轨表面以更新钢轨廓形。由于磨损最大的位置形成波谷，最小的位置形成波峰。因此，将动态磨损反相叠加到原始廓形上以获得更新后的钢轨廓形。此外，采用自编程序修改节点坐标时需要动态磨损沿纵向分布的数学表达式，采用傅里叶级数拟合动态磨损。

傅里叶级数展开式如下：

$$f(z) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(\alpha_n \times z) + b_n \sin(\beta_n \times z)) \quad (4-1)$$

式中， z 为纵坐标， a_0 表示直流分量， a_n 为余弦项系数， b_n 为正弦项系数。 α_n 、 β_n 为与频率相关的系数。

图 4-2 中红色线条为待拟合的动态磨损，黑色点线为采用 40 项傅里叶级数拟合的动态磨损。可以发现采用傅里叶级数拟合磨损与原始数据吻合良好，能完整地保留原始磨损的波长和相位特征。采用拟合的磨损更新钢轨廓形不会带来太大的误差。

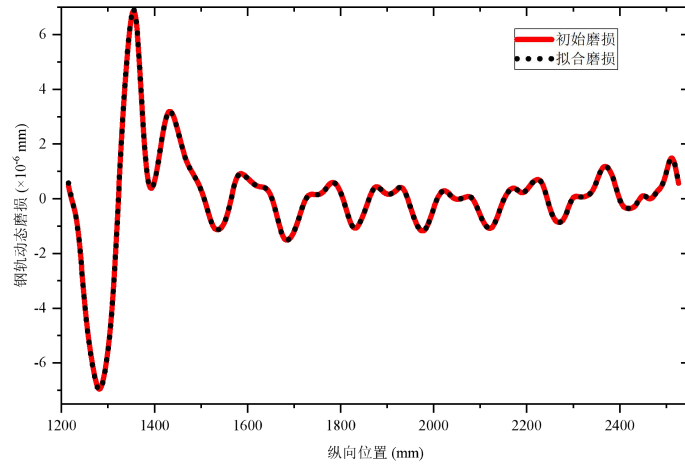


图 4-2 轨面原始磨损和拟合磨损

4.2 焊缝激励下钢轨廓形的演变

图 4-3 为车轮通过焊缝后钢轨表面未经滤波处理的动态磨损的分布。可见，车轮通过焊缝后，钢轨表面磨损在纵向上呈现明显的周期性特征，其显著波长约为 150 mm。在横向不同位置处，动态磨损在纵向分布具有明显的差异。靠近接触中心的位置，可以观察到动态磨损在 150 mm 波长的基础上叠加了短波分量。在远离接触中心的位置，磨损具有单一波长特征，其显著波长为 150 mm。磨损在接触中心位置最大，并从接触中心沿横向方向逐渐减小，这是由于接触力从接触中心沿横向逐渐减小。此外，还可观察到钢轨表面靠近轨距角一侧的磨损梯度大于另一侧，这是因为车轮踏面滚动圆半径从轨距角一侧沿横向逐渐减小，导致接触斑内接触压力梯度从轨距角一侧沿横向逐渐减小（见图 2-10）。

图 4-3 显示钢轨表面横向上不同位置磨损不同。在更新钢轨表面廓形时忽略横向上磨损差异，对磨损进行二维化处理，采用横向上的平均磨损更新钢轨表面廓形。利用磨损均值更新钢轨表面廓形具有物理意义，因为即使在直线轨道上，轮对蛇行运动以及轨道随机不平顺也会导致轮对发生横向振动，可以认为钢轨表面横向上每一点与车轮踏面接触的机会均等。车轮多次滚过后，钢轨表面横向上每一点产生的磨损可以用平均磨损代替。

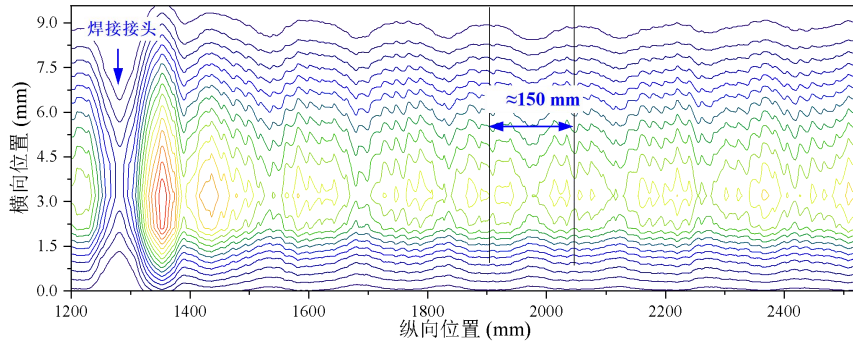


图 4-3 钢轨表面磨损分布

采用前述的钢轨表面廓形更新策略研究车轮长时间滚过焊缝后,钢轨表面廓形演变规律,如图 4-4 到图 4-7 所示。考虑焊缝位于轨枕正上方,波长为 150 mm,最大深度为 0.15 mm,更新廓形前磨损的放大倍数 N 为 1000。图 4-4 为焊缝区域廓形变化,图 4-5 为焊缝后钢轨廓形的变化。从图 4-4 可观察到,随着车轮滚动次数的增加,钢轨焊缝的深度逐渐减小,其波谷逐渐向行车方向移动,这是由于焊缝激发的动态磨损与焊缝几何间的相位差小于 90° (如图 3-10 和图 3-11 所示),导致焊缝深度逐渐减小。动态磨损峰值出现在焊缝波谷的后面(沿行车方向),导致波谷后面逐渐形成新的波谷,使焊缝逐渐向行车方向移动。同时,由于焊缝激发的出现在焊缝后面的较大的 P_2 力,导致焊缝后面出现第二个磨损峰值,使焊缝后面逐渐形成波谷,其深度逐渐增加,形成新的“焊缝”,“新焊缝”会成为钢轨波磨新的激励源。

图 4-5 为焊缝后钢轨表面廓形变化情况。可见,焊缝后钢轨表面廓形呈现明显的波状特征,即形成了钢轨波磨。随着车轮滚动次数的增加,钢轨波磨的深度逐渐增大,但增大的速度逐渐减小,这与 3.4 节预测的结果一致。同样,也可以观察到波峰和波谷随滚动次数的增加逐渐向前移动,这与第三章预测的结果吻合。图 4-6 为钢轨波磨的波长分布,可见,钢轨波磨的主波长为 150 mm,次波长为 75 mm。两种波长的波磨深度均不断增加,车轮滚过 10000 次时,波长为 150 mm 的波磨波深约为 $11\ \mu\text{m}$,波长为 75 mm 的波磨波深约为 $3\ \mu\text{m}$ 。同样,从波长域上也显示两种波长的波磨深度增长速度逐渐减小。图 4-7 为钢轨波磨的相角变化情况,两种波长波磨的相角均逐渐减小,表明波磨确如图 4-5 所示逐渐向前移动。

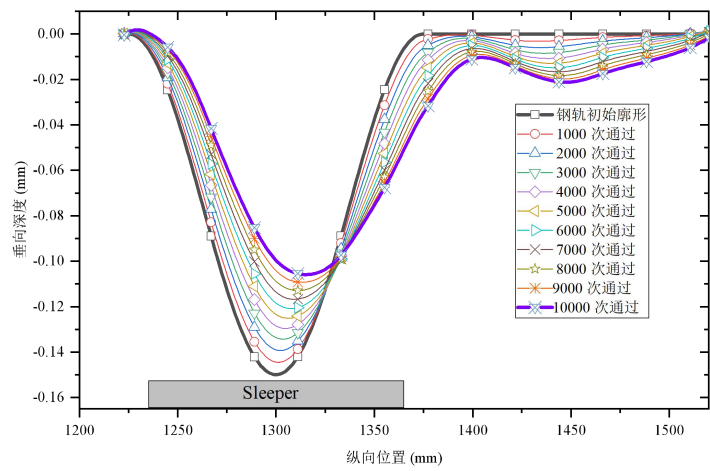


图 4-4 钢轨焊缝廓形随车轮滚动次数的变化情况

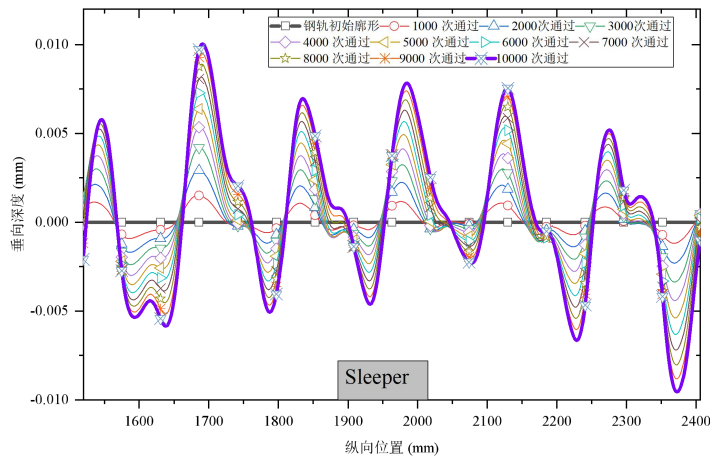


图 4-5 焊缝后钢轨波磨随车轮滚动次数的变化情况

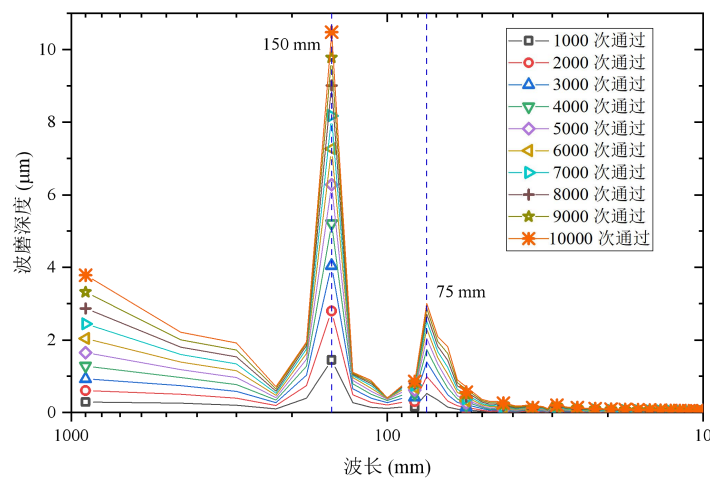


图 4-6 波磨波长随车轮滚动次数增加的变化情况

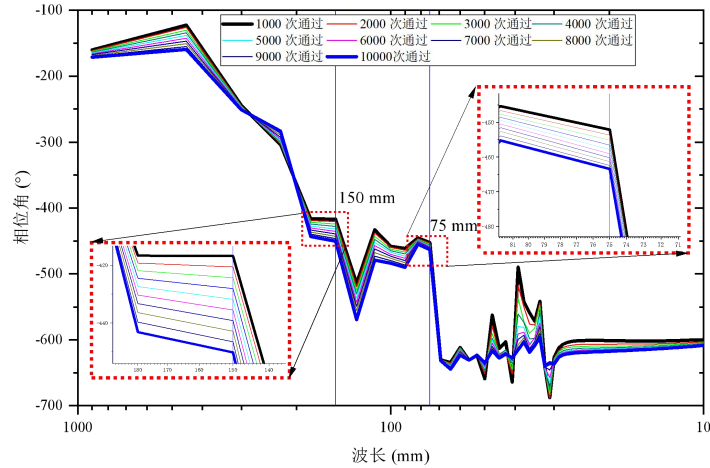


图 4-7 波磨相角随车轮滚动次数的变化情况

磨损的放大倍数 N 是影响钢轨最终廓形的重要因素，较小的放大倍数 N 有利于提高精度，但计算成本高。较大的放大倍数可减少计算量，但计算精度会降低。为找到合适的放大倍数，对比了两种放大倍数下钢轨表面的最终廓形，如图 4-8 所示。图中，黑色实线为放大倍数为 1000 时钢轨最终廓形，模拟了车轮滚过 10000 次后的廓形，共计 10 次模拟。红色虚线为放大倍数为 5000 时的最终廓形，共计两次模拟。可见，两种放大倍数下钢轨最终具有相似的廓形。因此，为减小计算成本，以下分析中放大倍数采用 5000。

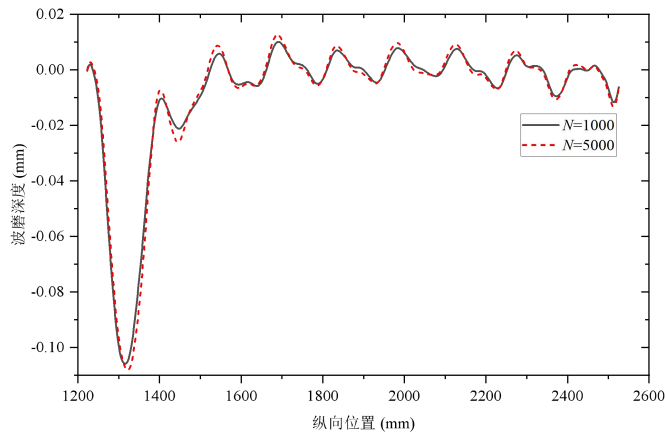


图 4-8 磨损放大倍数对钢轨廓形的影响

图 4-9 为采用放大倍数 5000 模拟车轮滚过 25000 次钢轨廓形的演变情况，模型中施加的焊缝与图 4-4 中的相同。图 4-9 (a) 为廓形空间分布，假设车轮每滚过 5000 次后轨面廓形因均匀磨损产生的高度损失为 0.03 mm。可见随着车轮滚过次数继续增加，焊缝深度继续减小，其后的波磨深度继续增大。当车轮滚过 15000 次后，在焊缝起始位置逐渐形成波长较小的波峰，该波峰高度逐渐增大，

这是由于动态磨损与焊缝几何存在相位差,焊缝轮廓逐渐被动态磨损“修型”的结果。图 4-9 (b) 为焊缝后波磨的波长分布。同样可观察到一个 150 mm 的显著波长,其高度不断增大,但增长速度变缓。当滚动 25000 次后,该波长的波磨深度约为 22 μm 。此外当滚动 15000 次后,在 64 mm 处开始出现一个高度不断增大的尖峰,该波长波磨可能与焊缝起始位置逐渐出现的高度不断增加的波峰有关。

综上,随着车轮滚过波长为 150 mm 的焊缝次数增加,钢轨廓形会发生明显的变化。焊缝深度将不断减小,焊缝后形成的以 150 mm 为显著波长的钢轨波磨深度不断增长,但波磨的增长速度会逐渐放缓。此外焊缝和波磨会逐渐向行车方向移动。

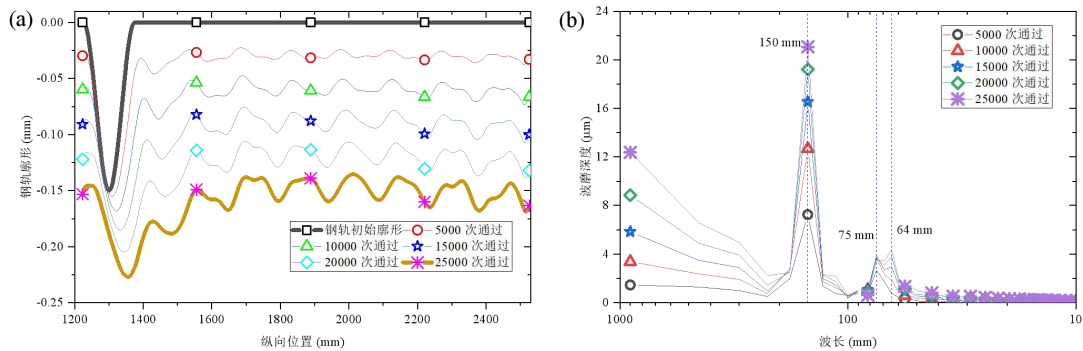


图 4-9 钢轨廓形演变随车轮通过次数的变化: (a) 空间域, (b) 波长域

4.3 焊缝位置的影响

中国高铁线路上每隔 500 m 即有一个焊缝,由于铺设误差以及线路参数的变化,无法保证每个焊缝出现在轨枕间固定位置。文献^[94]研究发现,不同位置的焊缝激起的轮轨动力相互作用存在差异,导致的磨损也应有所差异。因此,焊缝位置对钢轨波磨可能具有一定程度的影响。鉴于此,本节研究焊缝位置对钢轨廓形变化的影响规律。分别考察了四种焊缝位置,如图 4-10 所示,四种位置分别为轨枕正上方 D (图 4-4 到图 4-9 中的研究的焊缝位置)、轨跨 1/4 处 (位置 B)、轨跨中间 (位置 C) 以及轨跨 3/4 处 (位置 A)。四种位置处施加相同的焊缝,波长为 150 mm,最大深度为 0.15 mm。

图 4-11、图 4-12 和图 4-13 分别为车轮多次通过 B 处、C 处和 A 处的焊缝后钢轨廓形在空间域和波长域的变化情况。从钢轨廓形在空间上的分布可以发现,焊缝位置对钢轨廓形演变影响较小。不同位置的焊缝引起的廓形变化情况呈现与图 4-9 (a) 相似的规律。然而焊缝位置对钢轨波磨的波长和波深具有一定程度的

影响，位于 A、B、C 和 D 位置的焊缝，激起的波磨主波长分别为 154 mm、145 mm、146 mm 和 150 mm，波磨次波长分别为 72 mm、72 mm、73 mm 和 64 mm。图 4-14 显示了焊缝位置的变化对钢轨波磨波深的影响，当滚动次数达到 25000 次后，A、B、C 和 D 处钢轨焊缝引起的主波长波磨的波深分别为 18 μm 、20 μm 、16 μm 和 22 μm 。焊缝位于轨跨中间波磨程度最轻，焊缝离轨跨中间越远，引起的钢轨波磨越严重。

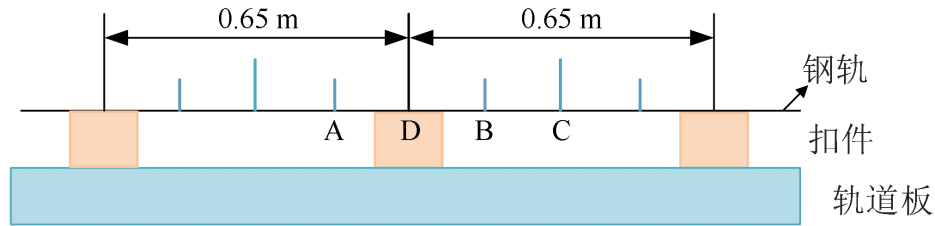


图 4-10 钢轨焊缝添加位置示意图

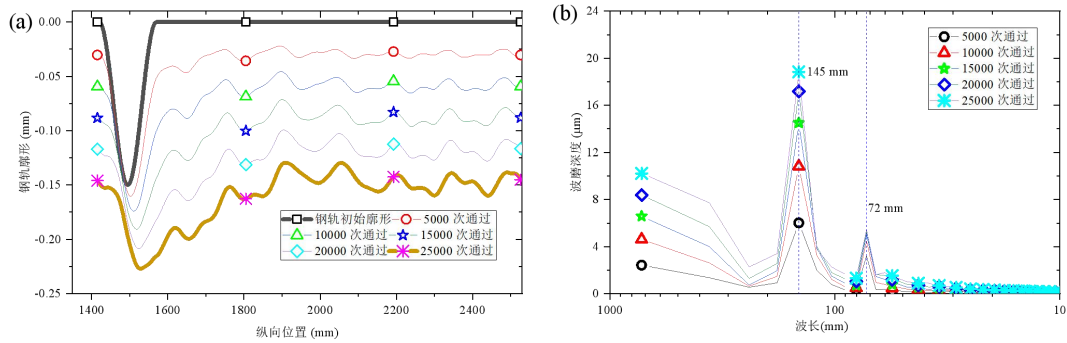


图 4-11 车轮多次通过 B 处焊缝时钢轨廓形的变化情况

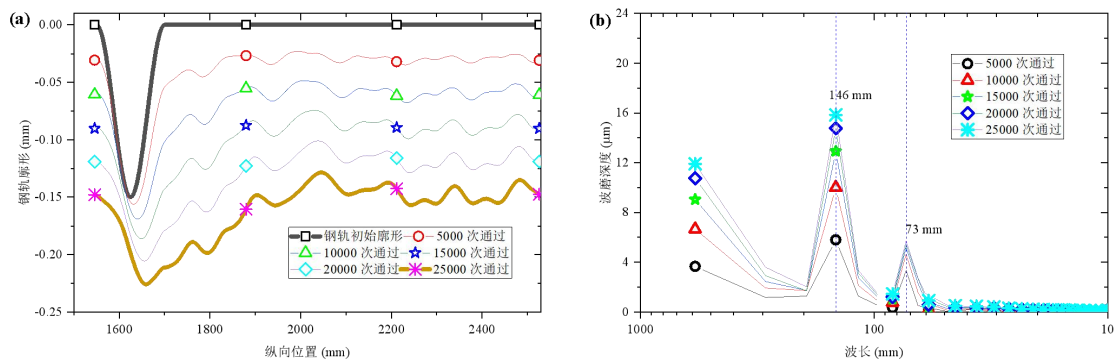


图 4-12 车轮多次通过 C 处焊缝时钢轨廓形的变化情况

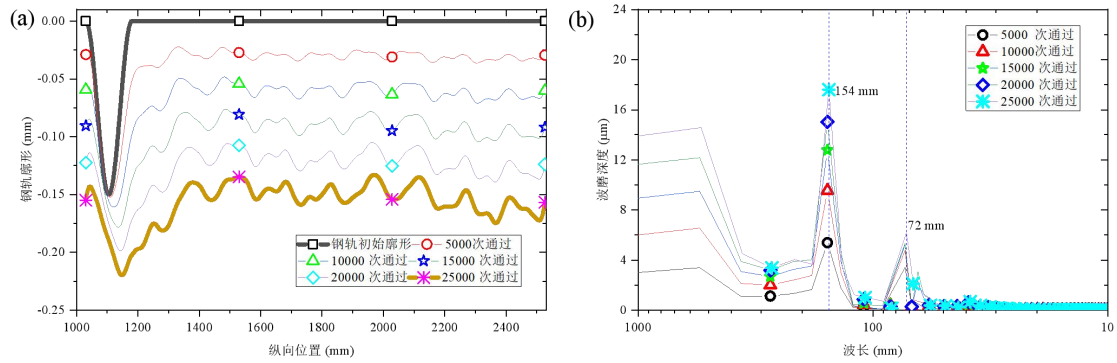


图 4-13 车轮多次通过 A 处焊缝时钢轨廓形的变化情况

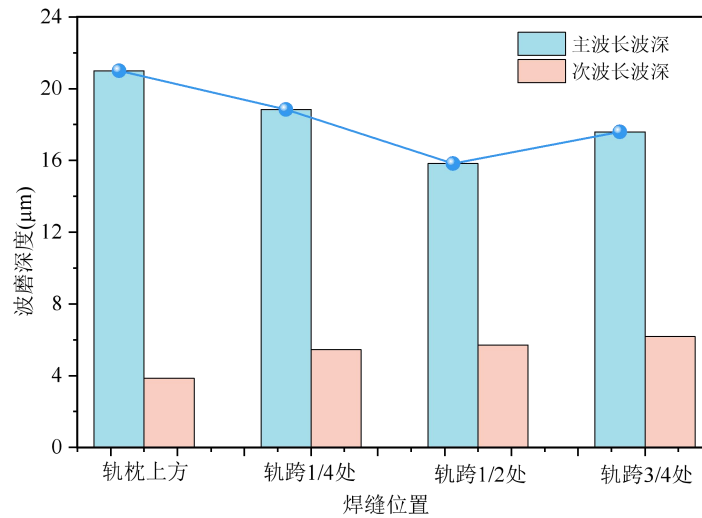


图 4-14 焊缝位置对钢轨波磨波深的影响

4.4 焊缝波长的影响

现场可能存在不同波长的焊缝，由文献^[95]研究发现，焊缝不平顺波长对轮轨系的振动具有重要影响，焊缝不平顺波长对钢轨波磨演变的影响需要澄清。本节对比分析了车轮滚过 150 mm、100 mm、80 mm 和 30 mm 波长的焊缝后钢轨廓形的演变，四种焊缝均位于轨枕上方，最大深度均为 0.15 mm。图 4-15、4-16 和 4-17 分别显示了三种波长焊缝激励下钢轨廓形变化情况。对比图 4-9、图 4-15 和图 4-16 可发现，较长波长（>30 mm）焊缝引起的钢轨廓形变化规律相似，波磨主波长均在 150 mm 左右。但短波长焊缝引起的钢轨廓形（见图 4-17）与其他三种具有显著的差异。首先，波磨波长分布不同，30 mm 焊缝引起的波磨具有多个波长，分别为 156 mm、73 mm、64 mm 和 39 mm，主波长为 73 mm。其次，波磨深度随车轮滚过次数演变规律存在差异。波长为 156 mm 和 64 mm 波磨的深度随车轮滚过次数增加不断增长，但增长速度逐渐放缓。波长为 73 mm 波磨的深度先逐渐增长，当车轮滚过次数达到 15000 次后，其深度稳定在 5 μm 左右

不再继续增长。波长 39 mm 波磨的波深先增长后迅速衰减，滚动 15000 次后，其波深达到最大值 6.5 μm ，滚动 25000 次后，其波深衰减到不足 4 μm 。图 4-18 为滚过次数 25000 次后，四种波长焊缝引起的波磨的波深变化。可见，短波焊缝引起的波磨最轻微，将焊缝波长控制在 30 mm 范围内可显著抑制波磨的发展。

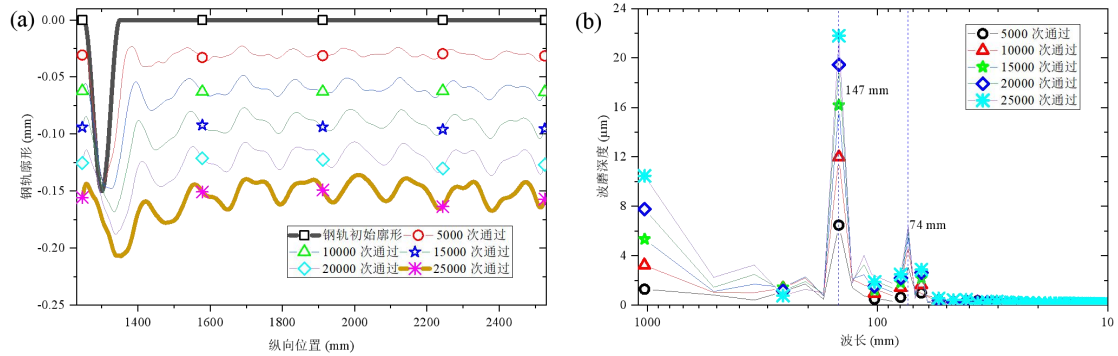


图 4-15 车轮多次通过波长 100 mm 焊缝时钢轨廓形变化情况

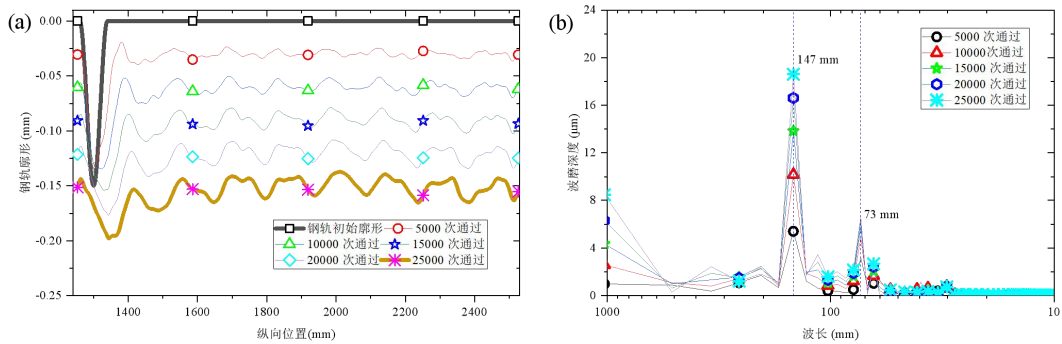


图 4-16 车轮多次通过波长 80 mm 焊缝时钢轨廓形变化情况

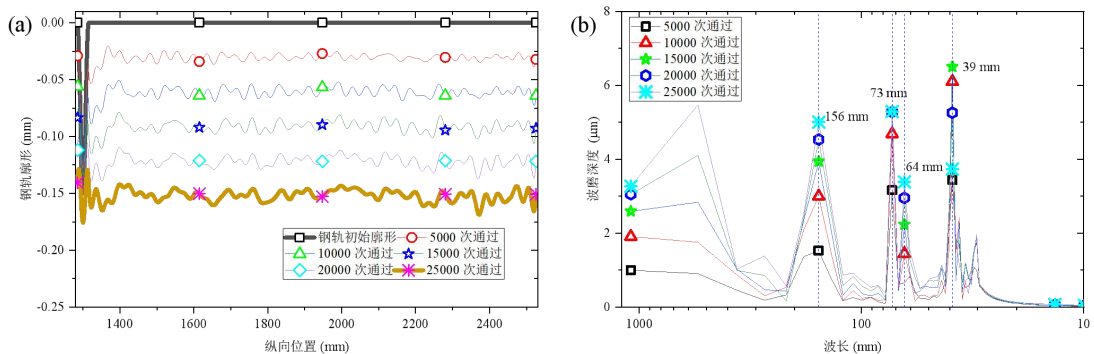


图 4-17 车轮多次通过波长 30 mm 焊缝时钢轨廓形变化情况

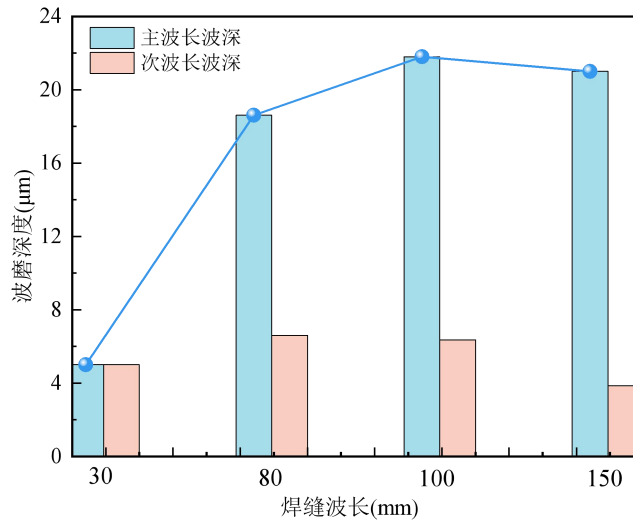


图 4-18 焊缝波长对波磨波深的影响

4.5 摩擦系数的影响

本节研究摩擦系数对钢轨波磨动态演变的影响。对比分析了摩擦系数分别为 0.3、0.2 和 0.135 时钢轨波磨廓形的演变情况，焊缝波长均为 150 mm，波深为 0.15 mm。牵引系数为 0.135，因此摩擦系数为 0.135 时，车轮处于全滑动状态。对比图 4-9、图 4-19 和图 4-20，可观察到全滑（0.135）和粘滑（0.3 和 0.2）两种状态下钢轨波磨具有不同的演变特征。全滑状态下，车轮滚过 25000 次后，初始凹形焊缝处已形成明显的波磨波峰，而粘滑两种状态下，初始凹形焊缝处的波磨波峰尚不明显。三种摩擦系数下钢轨波磨波长有轻微的差别，摩擦系数分别为 0.3、0.2 和 0.135 时，波磨显著波长分别为 150 mm、146 mm 和 140 mm。对比波磨的波长波深演变可发现，全滑状态下，钢轨波磨的波深在车轮通过 20000 次后已基本停止增长，其深度约为 26 μm 。图 4-21 为三种摩擦系数下车轮滚过 25000 次后波磨波深的对比图。可见摩擦系数越高，最终形成的波磨波深越小。这是由于本文所有考察的案例中牵引系数均为 0.135，摩擦系数越小，轮轨接触斑内滑动区越大，而磨损主要发生在接触斑的滑动区。因此，摩擦系数越高，最终形成的波磨波深越小。

综上所述，适当提高轮轨间的摩擦系数有利于缓解钢轨波磨。

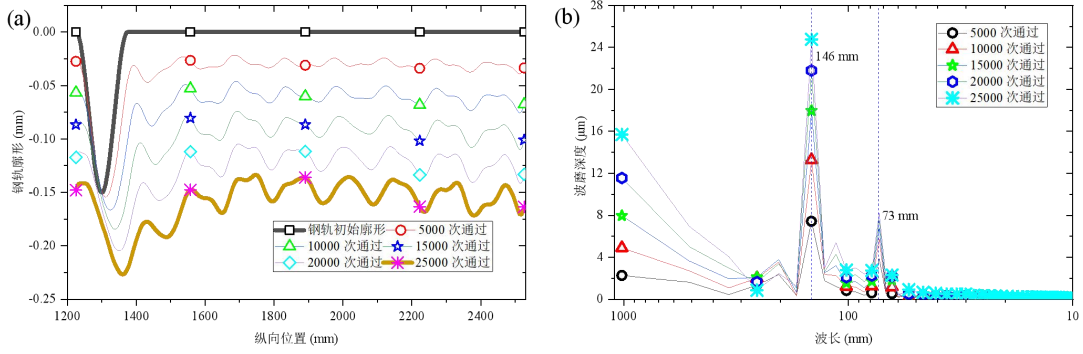


图 4-19 摩擦系数为 0.2 时钢轨廓形的变化情况

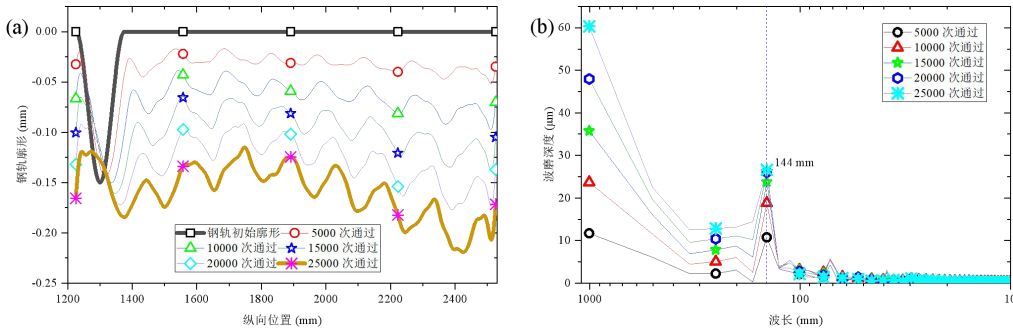


图 4-20 摩擦系数为 0.135（全滑）时对钢轨廓形和波磨的影响

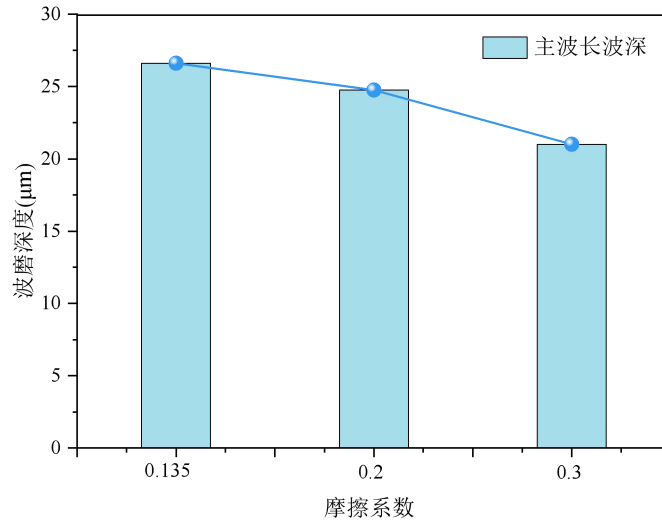


图 4-21 摩擦系数对波磨波深的影响

4.6 本章小结

为探究车轮多次滚过焊缝处导致的钢轨波磨演变规律，本章采用磨耗模型和轨面廓形更新策略再现了波磨形成的过程。首先通过轮轨瞬态滚动接触模型求解节点接触力和相对滑动速度，基于 Archard 磨损模型计算磨耗分布。之后，根据仿真获得的磨耗更新钢轨廓形。通过轨面更新策略研究了钢轨焊缝激励下钢轨廓形的演变，并探讨了焊缝位置、焊缝波长和摩擦系数对钢轨廓形的影响。经过分

析可得：

（1）焊缝激励对钢轨廓形的影响显著。车轮多次通过后焊缝的深度将会不断减小，但在其后会形成新的“缺陷”，成为波磨新的激励源。

（2）车轮滚动次数钢轨波磨的影响较为显著，波磨深度随车轮滚动次数的增加不断增大，但增长速度逐渐放缓。波磨的主波长为 150 mm，次波长为 75 mm；波磨相角逐渐增大，向行车方向移动。

（3）焊缝在轨跨间位置的变化对钢轨廓形和波磨的影响较小，在轨枕上方的影响较大。轨跨间不同位置处的焊缝激励下钢轨廓形和波磨波长变化规律相近，产生的钢轨波磨波长也较为接近，轨枕上方的焊缝激励下产生的波磨深度更大，波长种类较多。

（4）焊缝波长对钢轨波磨有明显的影响，较短的焊缝波长易引发多种波长的波磨产生，但极大的减小了波磨的深度；较长的焊缝波磨激励下易引发波长为 147 mm 和 73 mm 左右的波磨。

（5）摩擦系数对钢轨廓形和波磨波长的影响较大，摩擦系数为 0.135 时，车轮处于全滑动状态，钢轨波磨的深度会增大。

第 5 章 钢轨波磨对轮轨瞬态动力相互作用影响研究

钢轨波磨是高速铁路运营中常见的轨道病害,会显著加剧轮轨系统的动力相互作用,影响列车运行安全性和舒适性。研究钢轨波磨对轮轨瞬态动力相互作用的影响,对于揭示波磨形成机理、优化轨道维护策略具有重要意义。本章节基于前期提出的轮轨瞬态滚动接触有限元模型研究了钢轨波磨激励下的轮轨瞬态响应,并探讨了波磨波长和波深对轮轨接触力的影响规律。

5.1 波磨轨道上的轮轨动态相互作用

本节采用提出的改进瞬态滚动接触模型研究车轮滚过波磨轨道时轮轨动态相互作用。图 5-1 为车轮以 300 km/h 的速度滚过轨面存在波长为 65 mm,波深为 0.14 mm 的波磨钢轨时轮轨力变化情况。如图 5-1(a)所示,车轮滚过波磨区段时,轮轨垂向力和纵向力均发生剧烈的波动。从波磨起始位置(675 mm)到波磨第三个波峰位置(1170 mm)为车轮从无波磨到波磨过渡的影响区域,在该区域内,轮轨垂向力振动幅值逐渐增大。从 1170 mm 位置开始,垂向力振幅呈周期性波动,振幅在轨跨中间最大,在轨枕上方最小,振幅变化规律呈现“拍振”现象。如图 5-1(b)和(c)所示,波磨的通过频率为 1281 Hz,与轨道的 Pinned-pinned 共振频率接近,表明车轮通过波磨区段时激发了轨道的 Pinned-pinned 共振。垂向力相位在轨枕中心位置与波磨相位保持同步,而在轨枕之间,垂向力相位滞后于波磨相位,且滞后角度先增大而减小,直到下一个轨枕中心再次保持同步,滞后角度在轨跨中间达到最大。纵向力的相位在轨枕中心与垂向力保持同步,在轨跨之间纵向力相位领先于垂向力。从轮轨力频谱图可以观察到若干个尖峰,幅值最大出现在波磨通过频率 1281 Hz 处,其余的尖峰为波磨通过频率的倍频。

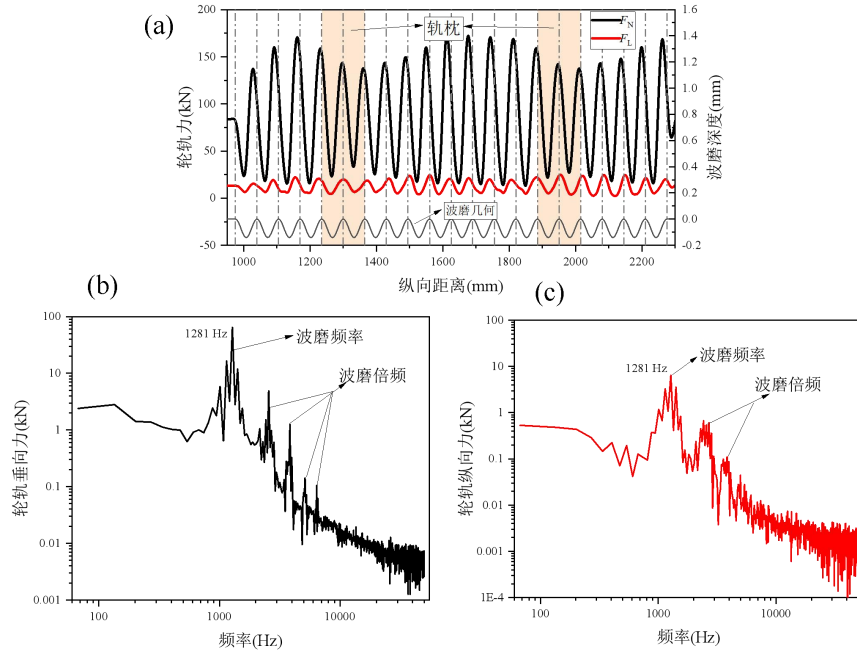


图 5-1 300 km/h 速度下波磨段上的轮轨力：(a) 空间域上的垂向力和切向力，
(b) 垂向力频谱，(c) 纵向力频谱

图 5-2 为车轮通过波磨不同位置时钢轨表面接触压力和剪切应力分布，其中 P2 和 P4 位置分别为波谷和波峰，P1 和 P3 位于波谷和波峰中间，分别位于波磨的下坡边和上坡边，如图 5-3 所示。图 5-2 中第一列云图为接触压力分布，第二列云图为剪切应力分布。可以观察到波磨不同位置的接触压力和剪切应力分布具有显著的差异。接触压力云图中白色边界是压力为 0 的等值线，可见接触斑面积从 P1 到 P4 位置先增大后减小，在 P3 位置接触面积最大。在波峰和波谷处接触斑在纵向上以轮对轴线为轴对称分布，然而在 P1 和 P3 位置接触斑在纵向上是非对称的，表现为靠近波磨一侧的接触压力梯度大于另一侧，这是因为在波磨的上坡边和下坡边接触斑内受到非对称挤压作用，在靠近波磨一侧受挤压程度大，导致接触斑中心向靠近波磨几何一侧转移。在 P1 和 P2 位置剪切应力主要分布在接触斑的后方，在 P3 和 P4 位置，剪切应力向轮缘一侧集中，且靠近轮缘一侧剪切应力向滚动方向延伸，呈现“弯月”形状。图 5-4 比较了 P1~P4 处接触压力和剪切应力在纵向上的分布，最大接触压力先从 P1 的 894 MPa 减小到 P2 处的 700 MPa，然后增大到 P3 处的 1505 MPa 和 P4 处的 1500 MPa，接触斑纵向上的尺寸先增大后减小，在 P3 位置最大，这与图 5-2 中接触压力分布云图呈现出的规律一致。从接触斑内粘着区和滑动区的分界点来看，P1 和 P2 位置处接触斑内滑动区面积比重大于 P3 和 P4 处的比重。

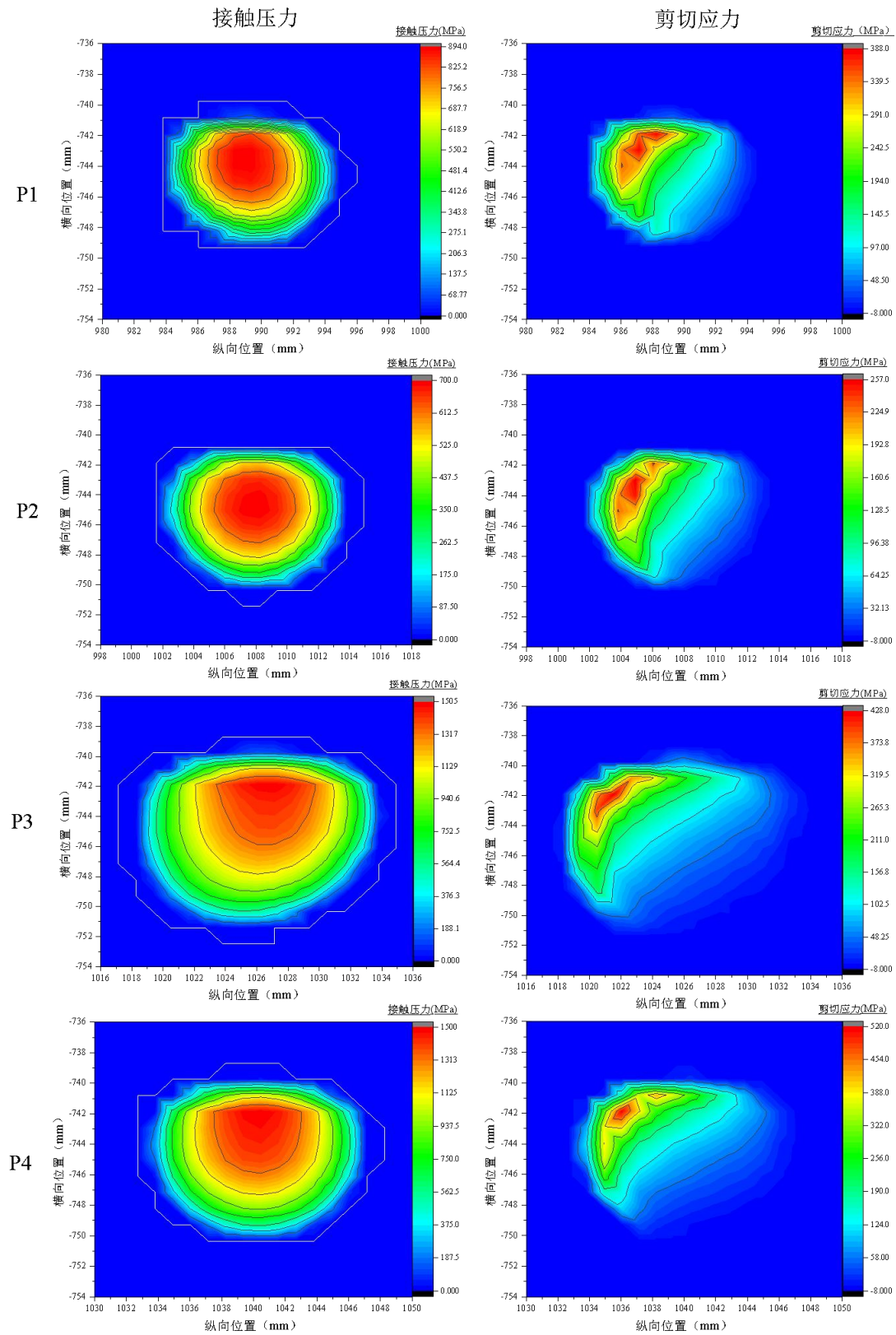


图 5-2 波磨区段不同位置接触力：(a) P1 处，(b) P2 处，(c) P3 处，(d) P4 处

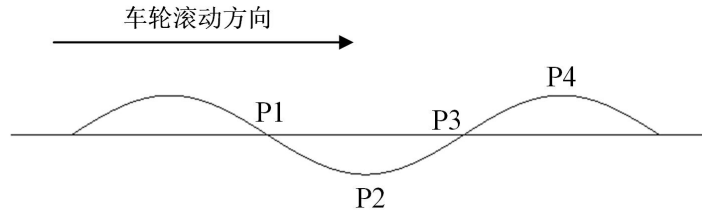


图 5-3 波磨区段不同位置

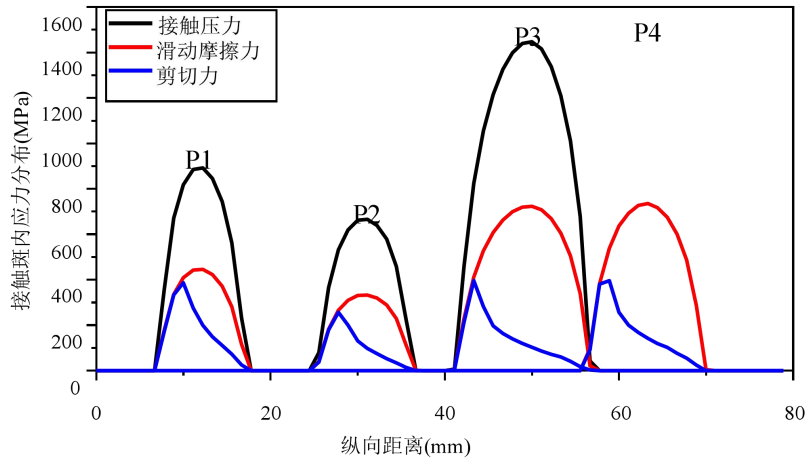


图 5-4 不同位置接触应力和剪切应力沿纵向分布

5.2 波磨深度的影响

当波磨深度增长到一定程度后，强烈的轮轨动力相互作用可能导致列车脱轨。因此，需要对波磨轨道定期打磨。研究轮轨瞬态响应随波磨深度的变化规律可为打磨策略的制定提供依据。研究了列车以 300 km/h 的速度通过波长为 65 mm，波深分别为 20 μm 、80 μm 和 140 μm 的波磨时轮轨瞬态响应。图 5-5 为轮轨垂向力和纵向力（蠕滑力）随波深的变化情况。可见，随波磨深度增加，垂向和纵向力振动幅值逐渐增大。不同波磨深度激发的垂向力或纵向力波动的幅值在纵向上的变化趋势一致，且不同波深下的垂向力或纵向力几乎同相。垂向力幅值在轨跨中间最大，在轨枕出口位置最小，其波动周期为轨枕间距，即 650 mm；纵向力的波动与垂向力的波动并不一致，其最大的幅值出现在轨跨前半部分，最小的幅值出现在第一个轨枕出口处（1365 mm）和第二个轨枕前方（大约 1800 mm），整体上看纵向力总的波动周期要小于轨枕间距。

图 5-6 为轮轨力的峰值和谷值随波磨深度的变化情况。可以观察到垂向力和纵向力的峰值随深度的增加呈线性增大，而谷值随深度增加呈线性减小趋势。波深为 80 μm 时，垂向力谷值为 43 kN，轮重减载率为 0.51。波深增大到 140 μm 时，垂向力谷值为 13 kN，轮重减载率为 0.85。轮重减载率超过 0.65，列车有脱

轨风险, 因此需要控制轮重减载率在 0.65 以下。图 5-6 表明垂向力谷值与波磨深度存在线性关系, 通过线性插值可求得轮重减载率 0.65 对应的波磨深度为 105 μm 。因此, 105 μm 的波磨深度是该波长波磨的打磨限值。从图 5-6 轮轨力的频谱可以发现, 不同波磨深度下轮轨力振动主频均等于波磨的通过频率 1281 Hz。此外, 在轮轨垂向力频谱上 135 Hz、1013 Hz、1148 Hz、1418 Hz、1554 Hz 和 2567 Hz 位置处也存在尖峰, 然而其高度远低于主频 1281 Hz 的高度。因此, 图 5-5 展示的时域或空间域上垂向力显示单波长 (650 mm) 的特征。在图 5-7 的轮轨纵向力频谱上同样可以在 135 Hz、1013 Hz、1148 Hz、1418 Hz、1554 Hz 和 2567 Hz 位置处观察到尖峰, 且其高度与主导频率 1281 Hz 较接近, 因此纵向力的波长受多个振动的影响, 导致在时域或空间域上纵向力波动偏离 Pinned-pinned 共振模式。

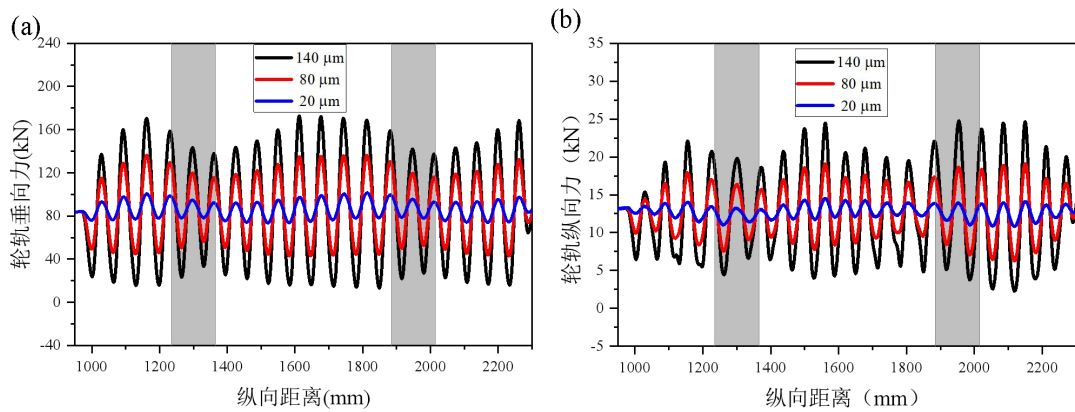


图 5-5 波磨深度对轮轨力的影响: (a) 垂向力, (b) 纵向力

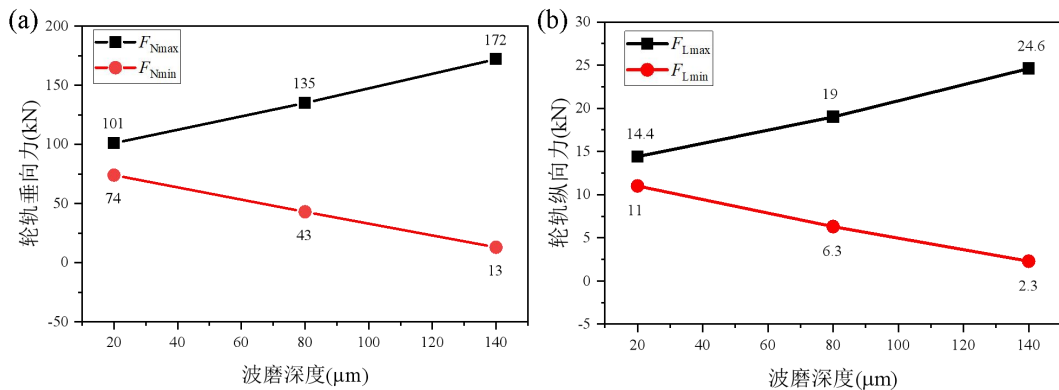


图 5-6 垂向力和纵向力的峰值和谷值: (a) 垂向力, (b) 纵向力

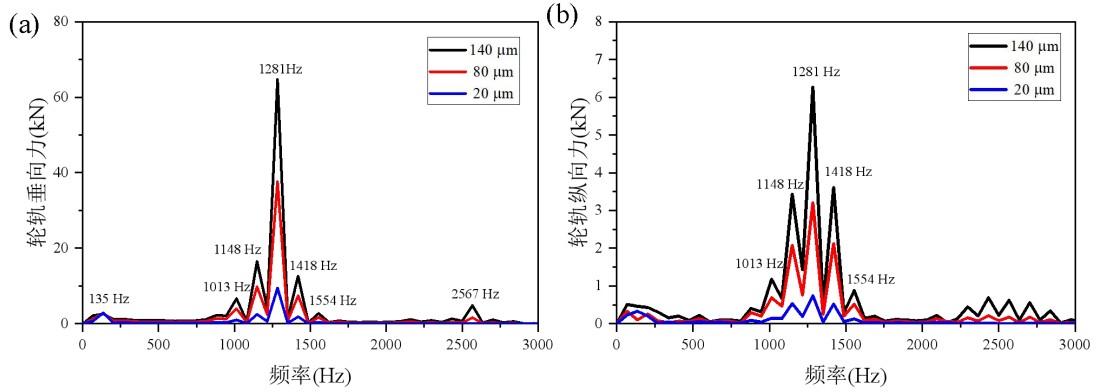


图 5-7 轮轨力的频谱：(a) 垂向力，(b) 纵向力

5.3 波磨波长的影响

除 65 mm 波长的波磨外，高速铁路上波长为 80 mm 和 125 mm 的波磨也很常见。本节研究波磨波长对轮轨瞬态响应的影响。波长分别为 65 mm、80 mm 和 125 mm，波深均为 140 μm 。图 5-8 为轮轨力随波磨波长的变化情况，可见不同波长下轮轨力波动的幅值具有不同的变化趋势。波长为 125 mm 和 80 mm 时，垂向力幅值在轨枕上方最大，在轨跨中间最小，与波长 65 mm 时的情况正好相反。整体上垂向力幅值随波长的增大而减小。波长 80 mm 时纵向力震动特征与垂向力差别最大，纵向力不具有单波长特点，且其最大幅值出现在轨跨 1/4 处，其他位置纵向力幅值明显小于轨跨 1/4 处，因此该波长波磨在轨跨 1/4 处最为显著。另两种波长下纵向力均呈现单波长特点，且其幅值变化规律与其垂向力幅值变化规律接近。图 5-9 为轮轨力频谱图。三种波长下垂向力频谱均具有显著的主导频率，且主导频率均等于波磨的通过频率。而纵向力频谱上除了波磨通过频率处的尖峰外，在其他频率处也存在较明显的尖峰。如波长 80 mm 时，存在两个尖峰，频率分别为 1013 Hz 和 1148 Hz，两者频率接近，其中 1013 Hz 为波磨通过频率。频率为 1148 Hz 的尖峰高度与 1013 Hz 处的非常接近，因此，波长 80 mm 的波磨激发的纵向力受两个振动分量的影响，导致纵向力在时域或空间域上呈现非单一波长特征，与垂向力有显著差异。

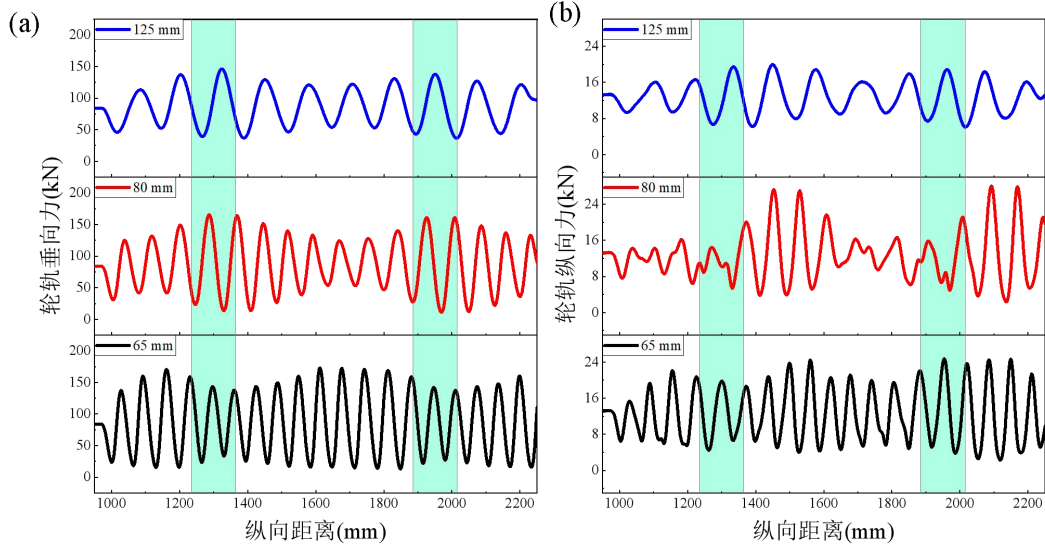


图 5-8 波长对轮轨力的影响：(a) 垂直力，(b) 纵向力

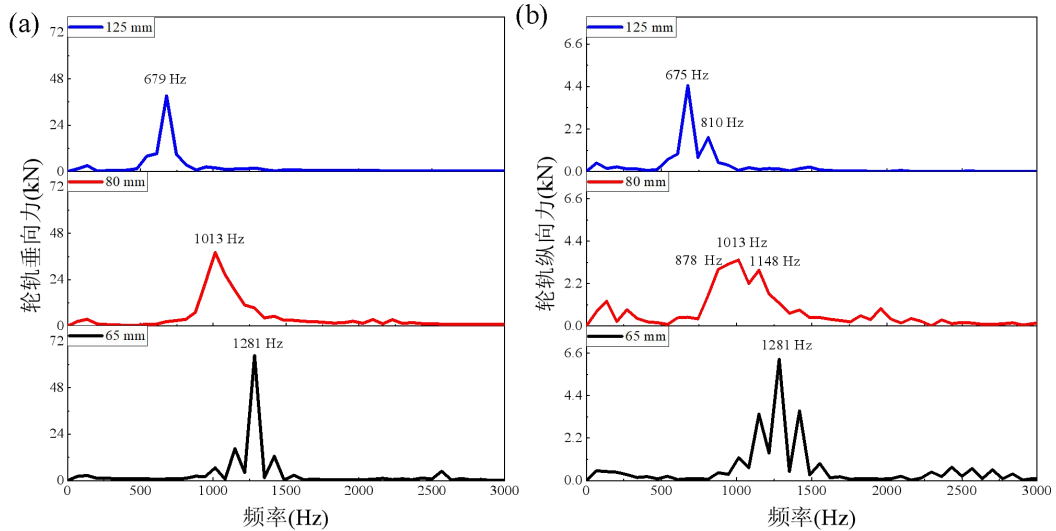


图 5-9 轮轨力频谱变化情况：(a) 垂直力，(b) 纵向力

5.4 本章小结

本章基于轮轨瞬态滚动接触模型，分析波磨波长、波深等参数对轮轨力的影响规律，探讨波磨激发的轮轨动态响应特征。研究主要结论如下：

(1) 波磨会激起强烈的轮轨动作用力。轮对以 300 km/h 的速度滚过 65 mm 的波磨时，轨道的垂向 Pinned-pinned 共振被激发，轮轨法向力出现“拍振”现象，拍振周期为轨枕间距。轮轨垂向力和纵向力振动频率相同，但相位存在差异。

(2) 在波峰和波谷位置接触斑在纵向上是对称分布的。在波峰和波谷之间，由于非对称挤压作用，在靠近波磨一侧受挤压程度大，导致接触斑中心向靠近波磨几何一侧转移，接触斑在纵向上是非对称的，表现为靠近波磨一侧的接触压力

梯度大于另一侧。

(3) 波磨深度越大, 激发的轮轨动作用力越强烈。垂向力和纵向力峰谷值与波磨深度成线性关系。波长为 65 mm 的波磨深度增长到 105 μm 时, 轮重减载率为 0.65, 需要进行打磨。

(4) 波磨波长与轮轨力振动幅值不存在简单的线性关系。波磨波长为 65 mm 和 125 mm 时, 轮轨垂向和纵向力均呈现单波长特征。波长为 80 mm 时, 垂向力具有单波长特征, 但纵向力呈现非单波长特征。

第 6 章 总结与展望

6.1 论文工作总结

钢轨波磨是轨道损伤问题中的一种常见现象。为研究其形成机理和演变规律以从源头上提出预防措施，开展了以下工作。

本文基于三维轮轨瞬态滚动接触有限元模型，研究焊缝处轮轨动态响应行为，分析焊缝激励下动态磨损与初始波磨的相位关系，探讨波磨形成机理。为进一步研究波磨发展，提出钢轨廓形再现策略模拟波磨形成过程，结合轮轨瞬态滚动接触模型与磨耗模型，分析焊缝后钢轨波磨演变规律，并探究波磨对轮轨瞬态动态相互作用的影响。主要结论如下：

（1）传统轮轨瞬态滚动接触模型在转速施加的瞬间会产生离心力作用，导致轮轨接触力波动，需要过长动态松弛区才可获得稳定的轮轨接触解。改进模型因避免了离心力的作用可快速获得稳定轮轨接触解。在 300 km/h、350 km/h、400 km/h 和 500 km/h 四种速度下，获得稳定轮轨接触解所需的动态松弛区长度分别为 650 mm、725 mm、1000 mm 和 1250 mm。

（2）钢轨焊缝会激发轮轨间动态相互作用，导致动态轮轨接触力和钢轨动态磨损。频响分析与模态分析表明，钢轨波磨的产生与轨道垂向振动相关。当车辆-轨道系统振动引起的动态磨损与初始波磨相位差大于 0.5π 时，波磨将持续发展。高速铁路 150 mm 的钢轨波磨是由焊缝激发的频率为 543 Hz 的钢轨相对于轨道板的垂向振动导致的。焊缝激发的波磨具有自限性，最大深度为 50 μm 。若不考虑钢轨廓形变化，会低估波磨最大深度的预测值。

（3）钢轨焊缝对钢轨廓形的影响显著。焊缝深度随车轮滚动次数增加不断减小，其后形成了新的“焊缝”，成为波磨新的激励源。焊缝后形成的钢轨波磨深度随车轮滚动次数的增加不断增大，但增长速度逐渐放缓。不同位置的焊缝导致的波磨波长和深度存在差异，位于轨跨 1/2 处的焊缝导致的波磨波深最小。短波长焊缝易引发多种波长的波磨，但波磨深度较小。车轮处于全滑动状态时，焊缝激励下产生的钢轨波磨为单波长，但其深度较大。

（4）波磨会激发强烈的轮轨动作用力。波磨深度越大，激发的动作用力越

强。当轮对以 300 km/h 的速度通过 65 mm 波长的波磨时，轮轨法向力会出现“拍振”现象，垂向力和纵向力振动频率相同，但相位存在差异。在波峰和波谷位置，接触斑沿纵向对称分布；在波峰与波谷之间，由于非对称挤压作用，靠近波磨一侧的接触压力梯度较大。波长为 65 mm 的波磨深度增大到 105 μm 时，需进行打磨处理。波磨波长为 65 mm 和 125 mm 时，轮轨垂向和纵向力均呈现单波长特征；波长为 80 mm 时，轮轨垂向力为单波长，纵向力则呈现非单波长特征。

6.2 展望与建议

钢轨波磨目前仍是高速铁路中难以解决的轨道问题之一。近年来，许多学者通过理论与实测数据相结合，通过仿真模拟研究波磨形成机理及发展过程，为抑制和消除波磨提供理论依据。本文提出了一种改进的轮轨瞬态滚动接触模型，基于该模型分析高速铁路焊缝处轮轨动态响应。探究钢轨波磨成因及演变规律。然而，前期研究表明，波磨形成机理复杂，与列车运行工况及轨道-车辆系统结构密切相关，导致研究难以考虑全面，且实际运行条件比理论模拟更为复杂，因此完全根治波磨具有一定难度。未来研究可从以下方面展开：

（1）本文主要研究了高速铁路钢轨焊缝处波磨的形成原因和演变过程，未来可以对高速铁路特殊位置进行研究，如高速铁路制动处、小曲线半径转弯处和道岔处等，探究复杂轨道环境下对钢轨波磨的影响。

（2）本文采用高速轮轨瞬态仿真方法，研究高速线路钢轨焊缝处轮轨瞬态响应，分析波磨形成原因与演变规律。然而实际轨道长度大、运行条件复杂，现场试验研究面临较大困难。未来在条件允许的情况下，应对波磨发生区域及潜在波磨区域开展大量现场实验，测试可能引发波磨形成的关键影响因素。

参考文献

- [1] 崔晓璐, 包鹏羽, 陈佳欣, 等. 高速铁路制动区间钢轨摩擦自激振动研究[J]. 西南交通大学学报, 2023, 58(01): 141-149.
- [2] 朱海燕, 袁遥, 肖乾, 等. 钢轨波磨研究进展[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(03): 110-133.
- [3] 温泽峰. 钢轨波浪形磨损研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2006.
- [4] Liu Q Y, Zhang B, Zhou Z R. An experimental study of rail corrugation[J]. Wear, 2003, 255(7-12): 1121-1126.
- [5] 金学松, 李霞, 李伟, 等. 铁路钢轨波浪形磨损研究进展[J]. 西南交通大学学报, 2016, 51(02): 264-273.
- [6] Grassie L S. Rail corrugation: characteristics, causes, and treatments[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2009, 223(6): 581-596.
- [7] 吴建钢. 浅谈钢轨异常波磨对北京地铁 6 号线设备的危害及整治[J]. 交通科技与管理, 2024, 5(13): 11-13.
- [8] 张凯琦, 朱爱华, 杨建伟, 等. 不同车轮磨耗型面的轮轨摩擦系数优化[J]. 中国科技论文, 2020, 15(06): 664-670.
- [9] 李伟, 郭欣茹, 裴志远, 等. 复杂轮轨接触条件下机车牵引/制动性能分析[J]. 四川轻化工大学学报(自然科学版), 2022, 35(02): 46-53.
- [10] Zhao Y, Shen L, Jiang Z, et al. Real-time wheel-rail friction coefficient estimation and its application[J]. Vehicle System Dynamics, 2023, 61(10): 2598-2612.
- [11] Meymand Z S, Keylin A, Ahmadian M. A survey of wheel-rail contact models for rail vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2016, 54(3): 386-428.
- [12] 李胜杰. 摩擦调节剂及其施用条件对轮轨黏着与损伤行为影响研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2022.
- [13] 罗信伟, 张斌, 汪龙洋, 等. 轮轨润滑对地铁小半径曲线段外轨磨耗影响[J].

- 城市轨道交通研究, 2024, 27(02): 73-77.
- [14] 张念. 高速铁路小半径曲线钢轨的磨损及润滑[J]. 合成润滑材料, 2021, 48(01): 20-25.
- [15] Kossov V, Lunin A, Spirov A, et al. The technology of rail lubrication by the hauling locomotive in train formation[J]. Procedia Computer Science, 2019, 149: 331-335.
- [16] Fröhling R, De Koker J, Amade M. Rail lubrication and its impact on the wheel/rail system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2009, 223(2): 173-180.
- [17] 张翰林, 方江南, 王明轩, 等. 基于轮轨关系的地铁钢轨侧磨病害及维护方法分析[J]. 中国机械, 2024, (05): 85-89.
- [18] Uddin M G, Chattopadhyay G, Rasul M. Development of effective performance measures for wayside rail curve lubrication in heavy haul lines[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2014, 228(5): 481-495.
- [19] 崔晓璐, 李童, 漆伟. 抑制钢轨波磨的梯形轨道结构的多参数拟合与优化[J]. 表面技术, 2022, 51(02): 185-192+222.
- [20] Cui X L, Li T, Huang B, et al. Parametric study of track support structure to minimize the occurrence possibility of rail corrugation[J]. Transportation Research Record, 2022, 2676(4): 242-254.
- [21] Dong B J, Chen G X, Song Q F, et al. Study on long-term tracking of rail corrugation and the influence of parameters[J]. Wear, 2023, 523: 204768.
- [22] 刘永建, 王瑞军, 宋世勇. 钢轨打磨车打磨电机移动新型自润滑导向机构[J]. 中国铁路, 2021, (05): 28-32.
- [23] Sato Y, Matsumoto A, Knothe K. Review on rail corrugation studies[J]. Wear, 2002, 253(1): 130-139.
- [24] Ahlbeck D R, Daniels L E. A review of rail corrugation processes under different operating modes[C]//ASME/IEEE Joint Conference on Railroads. IEEE, 1990: 13-17.
- [25] Nielsen J C O, Lundén R, Johansson A, et al. Train-track interaction and

- mechanisms of irregular wear on wheel and rail surfaces[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2003, 40(1-3): 3-54.
- [26] Qian Y H, Cai C B, Yun Y, et al. Analysis on the causes of rail corrugation and the influence of parameters on the steel spring floating slab track of the metro line[J]. *Railway Standard Design*, 2022, 66(12): 49-55.
- [27] Li X, Lin K, He X L, et al. Research on track vibration characteristics and rail corrugation based on fastener failure[J]. *Noise & Vibration Worldwide*, 2025, 56(1-2): 52-65.
- [28] Wang K Y, Liu P F, Zhai W M, et al. Wheel/rail dynamic interaction due to excitation of rail corrugation in high-speed railway[J]. *Science China Technological Sciences*, 2015, 58: 226-235.
- [29] 翟婉明, 姚力, 孙立, 等. 基于车辆-轨道耦合动力学的 400 km/h 高速铁路线路平面参数设计研究[J]. *高速铁路技术*, 2021, 12(02): 1-10+16.
- [30] 陈美, 翟婉明, 閤鑫, 等. 高速铁路多边形车轮通过钢轨焊接区的轮轨动力特性分析[J]. *科学通报*, 2019, 64(25): 2573-2582.
- [31] Wu B W, Wang W J, Pan J B, et al. Study on corrugated wear on high-speed railways based on an improved finite element model of wheel-rail rolling contact[J]. *Tribology International*, 2023, 179: 108199.
- [32] Zhao X, Wen Z F, Wang H Y, et al. Modeling of high-speed wheel-rail rolling contact on a corrugated rail and corrugation development[J]. *Journal of Zhejiang University Science A*, 2014, 15(12): 946-963.
- [33] Zhao X, Li Z L. The solution of frictional wheel-rail rolling contact with a 3D transient finite element model: Validation and error analysis[J]. *Wear*, 2011, 271(1-2): 444-452.
- [34] Yu M, Wang W D, Liu J Z, et al. The transient response of high-speed wheel/rail rolling contact on “roaring rails” corrugation[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2019, 233(10): 1068-1080.
- [35] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学理论的发展与工程实践[J]. *科学通报*, 2022, 67(32): 3794-3807+3793.

- [36] Zhai W M, Jin X S, Wen Z F, et al. Wear problems of high-speed wheel/rail systems: observations, causes, and countermeasures in China[J]. Applied Mechanics Reviews, 2020, 72(6): 060801.
- [37] Zhai W M, Wang K Y, Cai C B. Fundamentals of vehicle-track coupled dynamics[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(11): 1349-1376.
- [38] 宋小林, 翟婉明, 王开云. 波磨对轮轨系统动力特性的影响分析[J]. 中国铁道科学, 2018, 39(05): 42-50.
- [39] 杨超, 张玉龙, 陈彪. 钢轨波磨对车辆-轨道系统动力特性的影响[J]. 铁道科学与工程学报, 2021, 18(6): 1447-1455.
- [40] 閻鑫, 王开云, 袁玄成. 高速铁路不同结构类型曲线轨道的轮轨动态相互作用特征分析[J]. 交通信息与安全, 2018, 36(04): 66-73.
- [41] 王璞. 重载铁路轮轨磨耗预测及钢轨型面优化研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2017.
- [42] Shen Y Z, Zhu S Y, Yang J J, et al. Evolution and formation mechanism of rail corrugation in high-speed railways involving the longitudinal wheel-track coupling relationship[J]. Science China Technological Sciences, 2024: 1-14.
- [43] 常崇义. 有限元轮轨滚动接触理论及其应用研究[D]. 北京: 中国铁道科学研究院, 2010.
- [44] 安博洋. 轮轨滚动接触行为的数值研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2020.
- [45] 刘丰收. 基于磨耗的高速铁路轮轨接触关系研究[J]. 中国铁道科学, 2019, 40(03): 38-43.
- [46] 贾小平, 朱程, 戴焕云, 等. 地铁车辆车轮磨耗和镟修策略研究[J]. 城市轨道交通研究, 2024, 27(05): 127-133.
- [47] 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.
- [48] Zhao X, Li Z L. A solution of transient rolling contact with velocity dependent friction by the explicit finite element method[J]. Engineering Computations, 2016, 33(4): 1033-1050.
- [49] Zhao X, Zhao X G, Liu C, et al. A study on dynamic stress intensity factors of rail cracks at high speeds by a 3D explicit finite element model of rolling

- contact[J]. *Wear*, 2016, 366: 60-70.
- [50] Li Z L, Zhao X, Dollevoet R. An approach to determine a critical size for rolling contact fatigue initiating from rail surface defects[J]. *International Journal of Rail Transportation*, 2017, 5(1): 16-37.
- [51] 康熙, 宫巍容, 刘锐涵, 等. 高速列车偏心车轮踏面的高阶多边形磨耗机理研究[J]. *表面技术*, 2025, 54(01): 132-139.
- [52] 崔晓璐, 张洪伟, 徐佳, 等. 科隆蛋扣件区段双重钢轨吸振器对钢轨波磨的抑制效果研究[J]. *表面技术*, 2024, 53(05): 41-51.
- [53] 李霞, 吴磊, 温泽峰, 等. 钢弹簧浮置板轨道焊接接头处钢轨波磨研究I: 初始演化[J]. *机械工程学报*, 2023, 59(08): 245-252.
- [54] 王志强, 雷震宇. 基于瞬态接触特性的科隆蛋扣件轨道波磨形成机理[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2023, 63(11): 1844-1855.
- [55] 陈光雄. 钢轨波磨预测模型验证工况的研究[J]. *西南交通大学学报*, 2022, 57(05): 1017-1023+1054.
- [56] Chen G X. Friction-induced vibration of a railway wheelset-track system and its effect on rail corrugation[J]. *Lubricants*, 2020, 8(2): 18-18.
- [57] Chen G X, Zhou Z R, Ouyang H, et al. A finite element study on rail corrugation based on saturated creep force-induced self-excited vibration of a wheelset-track system [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2010, 329(22): 4643-4655.
- [58] 刘超, 赵鑫, 安博洋, 等. 钢轨短波长波磨处的高速滚动接触分析[J]. *润滑与密封*, 2015(08): 40-46.
- [59] 于淼. 高速铁路轨道-车辆系统高频瞬态仿真及波磨机理研究[D]. 北京: 中国铁道科学研究院, 2019.
- [60] Li S, Li Z, Núñez A, et al. New insights into the short pitch corrugation enigma based on 3d-fe coupled dynamic vehicle-track modeling of frictional rolling contact[J]. *Applied Sciences*, 2017, 7(8).
- [61] Wu B, Pan J, Hu W, et al. Investigation on the causes of rail corrugation in high-speed railways based on the wheel-rail transient rolling contact model and wear model[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2024: 1-21.

- [62] 张攀, 王安斌, 王志强, 等. 轨道参数对钢轨 Pinned-Pinned 振动的影响[J]. 城市轨道交通研究, 2016, 19(12): 72-76+82.
- [63] Chao Z M, Liang G, Tao X, et al. The dynamic resonance under multiple flexible wheelset-rail interactions and its influence on rail corrugation for high-speed railway[J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 498: 115968.
- [64] 谷永磊, 赵国堂, 王衡禹, 等. 轨道振动特性对高速铁路钢轨波磨的影响[J]. 中国铁道科学, 2016, 37(04): 42-47.
- [65] Cui X L, He Z Q, Huang B, et al. Study on the effects of wheel-rail friction self-excited vibration and feedback vibration of corrugated irregularity on rail corrugation[J]. Wear, 2021, 477: 203854.
- [66] Guan Q H, Wen Z F, Liu B B, et al. A new perspective on rail corrugation and its practical implications[J]. Wear, 2025, 564: 205743.
- [67] 康熙, 陈光雄, 何俊华, 等. 轮轨滑动对高速铁路扣件弹条振动特性的影响[J]. 振动与冲击, 2023, 42(18): 63-70.
- [68] 龚伟. 城市轨道交通线路轨底坡设置探讨[J]. 铁道标准设计, 2010, (02): 56-58.
- [69] 蒋崇达, 唐娟. 基于 ABAQUS 软件的二维车辆-轨道耦合模型[J]. 城市轨道交通研究, 2018, 21(08): 51-56+62.
- [70] Yang W, Nong Z, Bang J Z, et al. Modeling and performance analysis of a vehicle with kinetic dynamic suspension system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2019, 233(3): 697-709.
- [71] 张澎湃, 井秀海. 轮轨接触应力的有限元计算[J]. 铁道车辆, 2007, 45(06): 4-8.
- [72] 王贞, 武文斌, 黄健君, 等. 基于显式非线性振型叠加法的大型复杂结构实时混合试验数值仿真[J]. 武汉理工大学学报, 2024, 46(09): 29-36.
- [73] 吴波文. 制动对车轮多边形磨耗和钢轨波磨影响的研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2020.
- [74] 崔晓璐. 地铁线路钢轨波磨现象发生机理研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2017.

- [75] Mei G, Li X, Zhang W. Study on the friction-induced vibration and wire corrugation of metro rigid overhead wire-pantograph systems[J]. Journal of Vibration and Control, 2024, 30(19): 4450-4464.
- [76] Souli M, Zolesio J. Arbitrary Lagrangian-Eulerian and free surface methods in fluid mechanics[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2001, 191(3): 451-466.
- [77] Tang G Q, Lu L, Teng B, et al. Numerical simulation of vortex-induced vibration with three-step finite element method and arbitrary Lagrangian-Eulerian formulation[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2013, 5(Pt.5): 890423.
- [78] 蒋文娟, 向鹏程, 丁昊昊, 等. U71Mn 钢轨气压焊焊接接头滚动磨损与损伤性能研究[J]. 摩擦学学报, 2020, 40(05): 579-585.
- [79] 李炜, 宋伟军, 戴安, 等. 两种焊接工艺下过共析钢轨接头的冲击磨损性能[J]. 西南交通大学学报, 2021, 56(02): 403-410.
- [80] 马超智. 高速铁路无砟轨道轮轨周期性磨耗形成机理及控制研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2022.
- [81] 谷永磊. 高速铁路无砟轨道钢轨波浪形磨损机理研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2017.
- [82] 吴彦龙, 崔大宾. 钢轨三维擦伤状态对波磨发展的影响研究[J]. 机械工程与技术, 2024, 13(5): 363-372.
- [83] Correa N, Vadillo E G, Santamaria J, et al. A versatile method in the space domain to study short-wave rail undulatory wear caused by rail surface defects[J]. Wear, 2016, 352: 196-208.
- [84] 王志强, 雷震宇. 地铁直线轨道钢轨波磨影响参数研究[J]. 中国机械工程, 2021, 32(04): 420-430.
- [85] Jin X S, Wen Z F, Zhang W H. Theoretical model and numerical method of rail corrugation[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2005, 5(2): 12-18.
- [86] Xie G, Iwnicki S. Simulation of wear on a rough rail using a time-domain wheel-track interaction model[J]. Wear. 2008, 265(11): 1572-1583.

- [87] Torstensson T P, Pieringer A, Nielsen C J. Simulation of rail roughness growth on small radius curves using a non-hertzian and non-steady wheel-rail contact model[J]. *Wear*, 2014, 314(1-2): 241-253.
- [88] Li Z L, Li S G, Zhang P, et al. Mechanism of short pitch rail corrugation: initial excitation and frequency selection for consistent initiation and growth[J]. *International Journal of Rail Transportation*, 2024, 12(1): 1-36.
- [89] Jin X S, Wen Z F, Wang K Y. Effect of track irregularities on initiation and evolution of rail corrugation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 285(1-2): 121-148.
- [90] Archard J F, Hirst W. The wear of metals under unlubricated conditions[J]. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 1956, 236(1206): 397-410.
- [91] Attia H. A generalized fretting wear theory[J]. *Tribology International*, 2009, 42(9): 1380-1388.
- [92] Yuan T S, Ying C L, Qing Z, et al. Wear analysis and simulation of small module gear based on Archard model[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2023, 144: 106990.
- [93] Hempelmann K, Knothe K. An extended linear model for the prediction of short pitch corrugation[J]. *Wear*. 1996; 191(1-2):161-169.
- [94] 徐舟, 从建力, 赵铭洋, 等. 基于 3m 波长地铁钢轨焊缝接头不平顺的轮轨响应分析[J]. *铁道标准设计*, 2024, 68(02): 52-59+67.
- [95] 朱程, 贾小平, 王日艺, 等. 地铁钢轨焊缝不平顺的动力特性及其安全阈值[J]. *科学技术与工程*, 2024, 24(23): 10057-10062.

攻读硕士学位期间取得的学术成果及参研项目

一、 发表学术论文

- [1] 第一作者. 高速铁路钢轨波磨激励下轮轨瞬态响应分析[J].表面技术, 1-21. (EI)
- [2] 第一作者. 扣件弹条结构和安装参数对地铁短波波磨的影响[J]. 表面技术, 1-20. (EI)
- [3] 第一作者. A refined 3D finite element model of wheelset-track system to study the influence of the fastener clip on rail corrugation. (在审)
- [4] 第二作者. Study on corrugated wear on high-speed railways based on an improved finite element model of wheel-rail rolling contact[J]. Tribology International,2023,179. (SCI)
- [5] 第二作者. Study on the influence of wheel inertia and longitudinal/lateral creep force on the corrugated wear on the metro curved track[J]. Journal of Vibration and Control,2024,30(15-16):3364-3376. (SCI)
- [6] 第二作者. A wear prediction model to investigate the initiation and evolution of rail corrugation at rail welded joints. (在审)

二、 参研项目

- [1] 国家自然科学基金(52405243)
- [2] 轨道交通基础设施性能监测与保障国家重点实验室开放课题 (HJGZ2023109)
- [3] 芜湖市重点研发与成果转化项目 (2023yf055)

致 谢

在此论文完成之际，我首先要向我的导师吴波文副教授致以万分的感谢。本论文的顺利完成离不开导师的大力支持与帮助。导师严谨治学、实事求是的科研态度，以及孜孜不倦、献身科研的敬业精神，深深感染并激励着我，一直是我三年科研生活中学习的榜样。三年的求学生涯中，导师在学术上不仅给予我悉心指导，更在为人处世和生活上给予我无私的关怀与帮助。在我跑仿真和写论文期间，更是时时关注，耐心指导，我取得的每一点成绩都离不开导师的汗水与心血。有此良师，使我感到无比的幸运。吴老师深厚的学术造诣、创新的科研思维以及务实的工作作风，始终是我追求的目标和前进的动力。

同时我还要感谢潘家保教授。潘老师作为课题组的大导师，一直操心着组内所有同学。潘老师在三年的求学生涯中给我提供了很多指导，给予了我投身科研的动力。无论是在学术上还是在生活中潘老师一直保持着敬业和尽责的态度，一直是组内所有同学学习的榜样。此外，我还要特别感谢课题组的徐锐老师、叶东东老师、闫伟老师、胡焰老师、孙仲伟老师、刘金朵老师以及课题组其他老师。各位老师们在学术上造诣深厚，经常给予大家学术上的指导和帮助，在此非常感谢各位老师。

还要感谢课题组内的汪奥大师兄、汤天成师兄、李瑞师兄、李贻良师兄等以及同门王锦、陈晴晴、张锦程、傅学镔、许书恒、陆金龙、吴飞翔和王庆兰、杨忆文、汪俊杰、徐耀宗等师弟师妹，还有室友周梦如、汪晶晶、周燕。在三年学习生涯中，我与大家在一起的时间比家人还长。十分感谢各位在我论文撰写中提供了宝贵的建议和指导，在生活中给予我支持与帮助。话不多说，一切尽在不言中。与大家共处的这段时光将会被我永记于心。

最后，我要感谢我的父母和弟弟，虽然父母平时工作很忙，但会经常提醒我多穿衣，防着凉，多看绿色植物，有空的时候要运动一下，保持身体健康。这些语句再平常不过，但对我来说，让我在学校中也能感受到家人的陪伴。你们默默无闻的奉献与支持，是我三年来求学路上最坚实的后盾和动力源泉。

谨以此致谢，表达我对所有帮助过我的人的感激之情。

尚德敏学 唯实惟新

