

论文题目： 钢轨接触表面短波长波浪形磨损机理研究

专 业： 机械工程

博 士 生： 王步康

(签名) 王步康

指导教师： 谢友柏

(签名) 谢友柏

董光能

(签名) _____

摘 要

本文以摩擦学的三个公理为理论指导，通过数值计算分析了轮轨滚动接触过程参数的变化特性，研究了钢轨表面短波长波浪形磨损（以下简称短波长波磨）的产生机理、演变及动力学反馈，主要内容有：

(1) 建立了两种车辆轨道系统（即轨道与客车，轨道与货车）的垂向振动模型，分别进行了模态分析，得到了系统垂向振动特性。在低频时，车体、转向架及路基表现出较强的振动；在高频区域，垂向振动的能量主要集中在车轮和钢轨的接触区内，这是短波长波磨产生的主要因素。

(2) 指出了 Merwin 和 Johnson 关于弹塑性滚动接触假设的不完全适用性。波磨的形成是残余应变叠加的结果，忽略残余应变，在重复加载中计算结果会产生较大的误差积累。本文在准静态条件下，采用弹塑性滚动接触分析方法，考虑了接触表面的塑性变形，研究了波磨的生成和发展过程。同时比较了两种材料，即具有理想弹塑性和双线性随动硬化特性的材料，在出现波磨后的不同特性。

(3) 基于 Melan 安定理论，分析了高频力作用下，接触表层经过重复滚压，生成短波长波磨，接触面进入了安定状态的过程。研究了载荷的频率、相位等因素对波磨特征的影响，理论分析和试验结果相吻合。在考虑钢轨弯曲变形的基础上，研究了枕木间距对钢轨表面塑性变形的影响；分析了波磨波谷处硬化白层的产生机制。

(4) 波磨对车辆运行状况有较大影响。采用多刚体动力学方法，建立了整车虚拟样机模型。研究了车辆轮对在短波波磨激励下，垂向接触力和蠕滑力与波磨波长、波深和车辆运行速度的关系。结果表明，短波长波磨会引起较大的蠕滑力和垂向接触力，加剧了波磨的发展。

(5) 波磨是接触疲劳的一个主要表现形式，它和摩擦过程有着密切联系。采用液-力耦合方法，分析了微突起和裂纹的受力状态，突起的分布决

定了接触表面的受力状况；研究了不同材料属性的介质、裂纹倾斜角和摩擦系数对接触区状态以及裂纹的影响。结果表明润滑介质改变了接触区的受力状态，使得接触压力分布均匀，但增大了应力强度因子。这些因素会导致材料的失效以致脱落。

(6) 采用热—结构耦合方法，研究了轮轨接触面在瞬态载荷作用下，摩擦热的生成和传导过程。滑行运动中接触区温度和剪应力呈现出波动特性，这表明了滚滑接触中摩擦状态的不均匀性，温度场的波动加速了波磨的形成。

关 键 词：轮轨滚动接触 短波长波浪形磨损 安定分析 弹塑性有限元
摩擦学
论文类型：应用基础

本研究得到国家自然科学基金重大项目“支持产品创新的先进制造技术的基础研究”(59990470)和国家自然科学基金重点项目(攻关计划)“轮轨接触表面波浪形磨损和滚动接触疲劳的研究”(59935100)资助。

Subject : Study of Mechanism for Short Wavelength
Corrugation on Rail Contact Surface

Specialty: Mechanical Engineering

Name: Wang Bukang

Signature: Wang Bukang

Supervisors: Xie Youbai

Signature: Xie Youbai

Dong Guangneng

Signature: _____

Abstract

The short-wavelength corrugation on rail contact surface is investigated through a finite element method under the guidance of three axioms in tribology. The features of rolling contact are analyzed. The birth and evolution of corrugation and its dynamic feedback have been comprehensively explored. The main contents are as follows:

1. Vertical vehicle-track system models are set up for freight car and passenger car, respectively. Modal analyses have been performed to obtain their vertical vibration characteristics. It has been found that the vehicle body, bogie and ballast severely vibrate in low frequency domain, but the wheel and rail show high frequency dynamic characteristic. In the vibration spectrum the energy of components of high frequency are absorbed by the material in the vicinity of the contact area of the rail and wheel. These are the mainly factors on short wavelength corrugation.

2. Merwin and Johnson's hypothesis on the rolling contact is not suitable for the corrugation analysis, because the residual strain overlapped from repeated rolling leads to uneven deformation on the rail contact surface. During the repeated rolling the accumulating errors are obtained, if residual strains are neglected. The birth and evolution of corrugation are studied under the quasi-static condition by elasto-plastic rolling contact method. Two types of materials with elastic-perfectly plastic and bilinear kinematic hardening, are used to investigate the shakedown limits under various friction coefficients.

3. Based on the Melan's shakedown theorem, the process of repeated rolling contact is simulated under high frequency force. The birth and evolution of short wavelength corrugation are analyzed. The result indicates that the contact surface eventually reached the stable state in the shakedown. The influences of frequency and phase angle on the corrugation are studied. The numerical results show the same trend as that of experiments. Based on the bend behavior of rail, the influence of sleeper interval is more important to plastic deformation. Formation of white-etching layers due to hardening properties in the trough of corrugation is analyzed.

4. The corrugation affects the train operation. The virtual prototype of train system is analyzed with multi-body dynamic method. Based on this model, dynamic characteristics in contact area are described. The wheel/ rail contact force and creep force depends on such factors as velocity of train, the wavelength and depth of corrugation. Therefore, the impact of short corrugation is more serious. The above-mentioned factors improve the development of corrugation.

5. Corrugation, which is one of the main behaviors of contact fatigue, is related to wear in the wheel and rail contact. Stress distribution is analyzed as a fluid-structure coupling problem where the third body is in the crack or among the asperities on contact surfaces. Considering crack tilting angle and friction coefficients, lubricants affect the contact properties and stress intensity factors of crack tip. The contact stress depends on the asperity distribution. The liquid in crack averages the contact force and enlarges the stress intensity factors. They cause the destruction and wear on the material.

6. In the contact modeling of thermal-structural coupling, transient rolling plus sliding contact leads to heat generation. The temperature and shear stress undulate in the contact areas. It is shown that wear is not uniform in the time history and friction heat accelerates the birth of corrugation.

Keywords: Wheel/Rail rolling contact Short-wavelength corrugation
Shakedown analysis Elasto-plastic finite element
Tribology

Dissertation: Application Fundamentals

The study is financed by the key project of National Natural Science Foundation of China under the grant No. 59990470 and 59935100.

1 绪论

高速和重载是铁路运输的发展方向。从六十年代起，世界上已掀起三次建设高速铁路的高潮。在德、法、意、日，高速铁路的运行速度已达200~300km/h，最高试验时速达到515.3公里。我国以广深线为起点，率先在1995年开行160km/h的准高速列车，然后是200km/h的X2000摆式列车。经几次提速后京沪、京广、京哈干线的最高时速已达160km/h，平均为120~140km/h。目前我国第一条设计运行时速200公里的高速铁路—秦沈客运专线正在修建中，运行速度达250~300km/h的京沪高速铁路也在计划建设中，铁路高速化是我国铁路发展的必然趋势。发展重载运输是铁路发展的另一个重点，在“八五”和“九五”期间，就先后开行了5000吨和10000吨的长大货物列车，研制了25吨轴重的重载货车，修建了大同—秦皇岛重载运煤专线。在铁道部“十五”科技发展规划中，又进一步提出了发展我国重载运输的计划。高速重载铁路的运行，会使机车车辆和轨道的动力作用加剧，加快机车车辆和轨道结构的破坏。因此就要求机车车辆具有较好的动力学性能，轨道结构具有较高的强度，能承受较大的载荷。由于高速重载铁路在我国还处于初期发展阶段，许多复杂的理论和技术问题还有待进一步研究和解决，如高性能轮轨材料、弓网耐磨材料、机车车辆轻型低噪音材料，以及轮轨动态相互作用关系、脱轨和粘着机理、轮轨波浪形磨损和剥离机理等。其中波浪形磨损是铁路线路中普遍存在的钢轨损伤形式，它的出现几乎伴随着铁路发展的历史，这不仅大大增加了铁路的运营成本，而且危害行车的安全，因此波浪形磨损是一个世界铁路发展中亟待解决的难题。

1.1 钢轨波浪形磨损的分类及特点

1.1.1 钢轨波浪形磨损定义

铁路钢轨在投入使用后，随着服役期限的增加，会在钢轨顶部的某些部位沿其纵向出现一种波浪状不均匀的不平顺现象，这种现象（不均匀磨损、不均匀塑性变形的综合作用）称为波浪形磨损（corrugation），简称波

磨。按照波长，将钢轨波磨分为两大类描述：波长在 25~80mm 范围的波磨称为短波长波磨，又称响轨（roaring rail）；波长在 150~600mm 及以上的波磨称为长波长波磨^[1~3]。

在高速路线上的直线和制动地段，主要发生短波长波磨，在车速较低的重载线路上主要发生长波长波磨。

1.1.2 钢轨波磨的分类

Grassie 和 Kalousek^[4]将波磨进行了更进一步的分类，总结了相应的失效机理，同时指出短波长波磨（响轨）的形成机理尚未查明（见表 1.1）。

表 1.1 波磨的类型及特征^[4]

类型	波长 (mm)	波长确定机理	损伤机理
重载波磨	200-300	P_2 力共振	波谷塑性变形
轻轨波磨	500-1500	P_2 力共振	塑性弯曲
轨枕振动	45-60	轨枕共振	波谷侧面磨损
	51-75	轮对弯曲共振	波峰塑性变形
接触疲劳	150-450	P_2 力共振	滚动接触疲劳
车轮压痕	50	轮对扭转共振	波谷纵向振动磨损
	200	波峰垂直冲击力	
	150-450	例如 P_2 力	
响轨	25-80	未知	波谷纵向滑动磨损

为了对表中一些参数做出说明，首先需要引入定义 P_1 和 P_2 ，按照英国铁路（BR）的定义^[5]， P_1 是指轮轨接触的高频瞬态冲击力，一般来不及向车轮以上和钢轨以下传递，直接由车轮和钢轨承受，对轮轨接触造成不利影响。 P_2 代表轮轨接触的中低频响应力，持续时间较长，变化较为缓慢，能够充分地向轨道下结构传播，对轨道变形及轨下基础结构的破坏起主要作用。

成一渝线路上关于波磨的照片^[6]显示，在直线段和曲线段都会有波磨现象发生（见图 1.1）。曲线段的内外轨分别存在有短波长波磨和长波长波磨（见图 1.2）。根据实际情况的不同，有可能在一条线路同时发生不同波长

的波磨。

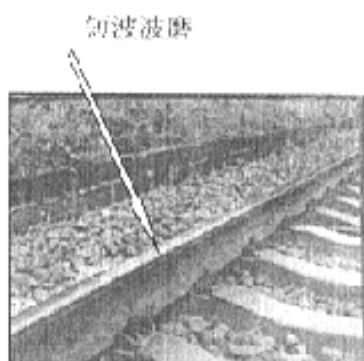


图 1.1 现场照片^[6]

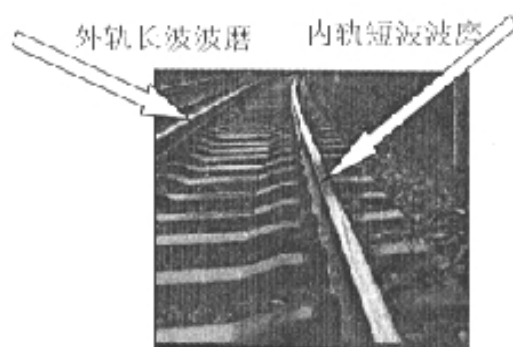


图 1.2 曲线钢轨波磨图^[6]

1.2 钢轨波磨的危害

轮轨滚动接触疲劳是铁路工业中难以解决的老问题，它的表现形式之一就是波浪形磨损。波磨会导致整个系统的强迫振动。经研究，在同样车速下，短波长波磨会造成较大的轮轨响应力，甚至出现瞬间相互脱离（轮轨力为零）现象，导致间歇性的高频轮轨冲击与振动，产生很大的轮轨冲击力，其危害较长波长波磨更为严重。高速轨道因波浪型磨损和滚动接触疲劳而需要经常人工打磨，增加了维护工作量。欧洲、北美和日本很早就被短波长波磨问题困扰^[7~9]，整个北美铁路每年更换失效车轮就需要 1.5 亿美元，不包括人工和设备费用^[12]，铁道的维修和其它部件的更换费用就更高了。铁路短波长波磨引发的高频振动对环境造成了听觉污染，荷兰政府为此立法采取措施降低噪声等级。在日本新干线 22 公里长的钢轨上发现了约 800 处短波长波磨，波磨最初是在隧道线路中被发现，现在已经扩展到普通

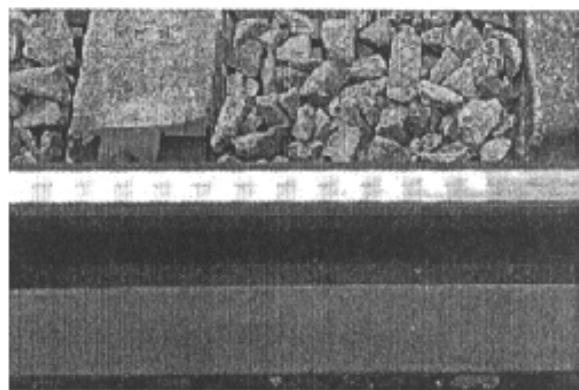


图 1.3 日本新干线波磨照片^[10]

线路的钢轨（见图 1.3）。

我国最早发现钢轨波磨是在六十年代。随着铁路运输向高速重载发展，波磨现象日益严重。根据石太线调查的结果^[11]：短波长波磨波长约为 80mm，在石太下行轻车线上 K170 及 K183 等处曲线内轨上发现短波波磨，最大波深不超过 0.5mm。短波长波磨不但在波长上明显不同于长波，在始发症状上也有明显的差异。短波波磨总在钢轨中部始发，随机出现一个或多个黑色光斑，黑色区域为波谷，光亮区域为波峰，波谷有明显的车轮擦痕。大秦线因断裂、剥离、压溃等原因，重伤轨数每年以 40% 的速度递增。广深准高速铁路自 1994 年 12 月底运行以来，波磨的出现不仅影响准高速列车的平稳运行，而且大大缩短了钢轨使用寿命。广深线的波磨主要发生在道岔、曲线段、路基下沉段、道床捣固不密实处、道床板结构弹性差和结构连接方式较多或较复杂处的钢轨上。理论研究和国外试验表明^[8]，250km/h 的高速列车在通过钢轨焊接接头时，所引起的轮轨冲击是 160km/h 时的 2~3 倍。目前广深准高速铁路自运行以来，出现了严重的钢轨波浪形磨损现象，加速了轨道和车辆结构破坏，危害环境，影响乘坐舒适度和列车的平稳运行，并激起轨道和车辆的强烈振动和噪音^[12]。

1.3 钢轨短波长波磨研究现状

自波磨问题提出以来，有许多模型和假说试图解释波磨的成因。影响短波长波磨产生的因素很多，可以归纳为摩擦学，动力学，冶金材料学等。按照摩擦学来讲，钢轨波磨的形成是磨损和变形（塑流）综合作用的结果，它涉及到的学科有：滚动接触力学，动力学，固体力学，热学，车辆轨道结构力学，轮轨接触面几何拓扑学，轮轨材料学等^[13~16]。

Carter^[17]最早提出了滚动接触理论，它将铁路钢轨看成了弹性半空间，用圆柱体模拟车轮，并将两者材料属性设为一致，借助 Hertz 理论和弹性半空间理论研究滚动接触问题。

英国铁路研究所和剑桥大学，从 1974 年开始联合对 BR's West Coast Main Line 短波长波磨现象开展了广泛调查。这项工作持续了十年，针对不同工作环境进行试验，取得了大量的实验数据和科研成果，并开发出了测量短波长波磨的仪器^[1]。1987 年 ERRI (European Rail Research Institute) 将波磨的防治列为重点研究项目^[18]。此项工作的目标是系统地研究滚动接触

疲劳的机理和控制方法,它包含了更广泛的内容,从理论分析到线路试验。ERRI 的 D173 委员会专职负责这项工作,共有 11 家铁路权威机构,7 家钢轨制造厂和 5 所大学共同参加。ERRI 的研究目标包括滚动接触疲劳理论研究、疲劳裂纹分析、实验室试验、线路试验、钢轨型面匹配性对接触特性的影响,轨道焊接及检测技术的评估,轨道组织中杂质指标的限定及热处理工艺等,还研究了轮轨润滑在解决接触疲劳问题中的作用。从研究方法及已有的成果来看,轮、轴、闸、轨是一个系统工程,需要用协同的方法来处理,如果孤立地研究车轮或钢轨,就会顾此失彼。我国国产钢轨也朝着重型化方向发展,钢轨断面增大,强度级别也有所提高,同时开发了全长淬火钢轨、钒微合金化和含铌稀土钢轨。但在取得巨大成绩的同时也存在严重问题,与国外相比,在对波磨机理的认识程度和治理方法上还存在着差距。

关于波磨的产生机理研究, Bower 等^[19]分析了铁轨表面的接触疲劳,磨损和安定极限,计算了越过安定极限后的塑流发展,并在圆盘机上做了试验来验证。Johnson^[20,21]提出了接触共振理论,认为轮轨接触会产生弹性变形,组成一个弹性系统,有自己的固有频率,当它和线路的不平顺激励引起的轮轨系统振动频率相吻合时就发生共振,并在列车的反复作用下,造成不均匀磨损。以上波磨研究的分析都是基于解析法完成,在弹性半空间理论和材料弹性假设条件下分析,这时接触载荷简化成了移动 Hertz 分布,没有考虑每次滚动后接触表面特性已经变化的影响。

Eisenmann^[22]阐述了残余应力理论,钢轨在生产过程中产生残余应力,在列车载荷作用下,应力场发生变化,形成三向残余压应力场,残余应力对轮载作用次数有累加效应,这样就产生塑性流动,塑流区凸起形成波峰,发散处形成波谷,但没有模拟滚动区域范围内的塑性迭加过程。

短波长波磨的形成机理较为复杂(见表1.1),许多人从车辆—轨道系统来研究^[23~32]。Sato^[33]建立了单层和双层的欧拉梁轨道模型分析短波长波磨,但对车辆及轨道下的各部件处理过于简化;Kalker^[34]采用准静态分析方法模拟了车轮在不平轨道上滚动的接触力;Grassie等^[35]和Vincent等^[36]建立了轨道系统单层、双层、连续和离散支撑模型来研究钢轨短波长波磨,但由于没有考虑车辆的影响,分析结果也有一定局限性;Vadillo^[37]等总结了两年的试验,从轨枕单一因素来分析,认为缩短轨枕间距可以降低短波长波磨发生的程度;Hempelmann等^[38~40]建立了一种预测短波长波磨的线性模

型,还开展了对接触疲劳的预测。借助试验观察,研究在高速线路(200公里/小时)的高频力(900~2000Hz)作用下,轮轨接触力的大小、位置、接触区的应力分布以及短波长波磨的发展趋势。这些研究都只是考虑了动力学作用,没有分析轮轨接触表面摩擦特性,更没有考虑材料弹塑性对短波长波磨形成的影响。

短波长波磨的发生还与接触面内的复杂接触特性有关,国外一些研究工作涉及到了轮轨接触表面的润滑和接触疲劳裂纹^[41~44],这些因素影响了车辆牵引和制动特性,是钢轨短波长波磨发生的一个主要原因。Kondo等^[45]通过对日本新干线的观察,发现水是轨道表面裂纹扩展的基本条件之一,会导致接触表面材料的剥离。Hou^[46]研究了轮轨滚滑接触面中第三介质特性对牵引特性的影响,这些物质包括磨损颗粒,沙土,润滑剂等物质,这些介质的性能对接触状态有较大影响。Zochowski等^[47]采用了非线性接触和断裂力学理论,用有限元方法模拟了摩擦接触问题,研究表明,水和油等液体进入轨面的毛细裂纹,在车轮高压下形成剥离,而后发展成波磨,这是在纯滚动假设下完成的。关于热问题,Bogdanski^[48]基于轮轨实体模型,在考虑轨道弯应力和热应力基础上,研究了残余应力对摩擦性能的影响,以及轨面裂纹的萌生和扩展以及滚动接触疲劳,没有详细分析滚动接触特性。

接触表面的安定状态直接关系到波磨的形成和发展^[49~58]。Williams^[59]解释了摩擦系数的变化对安定极限的影响,由于轮轨间的切向作用力降低了钢轨的安定极限,列车载荷的最大接触应力超过了安定极限而产生塑性变形压痕,随着变形的累计形成了波磨。此方法没有考虑接触表面的塑性变形对后续滚压行为的影响,仍然把载荷分布按照 Hertz 分布考虑,这样会导致分析误差。

另外在材料研究方面,Baumann^[60]钢轨冶金性能理论认为转炉钢比平炉钢更容易出现波磨,振动只促进波磨的形成,材质具有明显的作用,同时做了关于白层问题的研究。Makino^[61]也对材料硬化导致的白层现象提出了改进措施,并认为接触疲劳指标主要由材料特性决定。这些分析都是在材料特性范围内研究,忽略了动力学作用下塑性堆积的因素。

国内外的一些学者开展了许多现场调查和理论研究^[5,12,62~67,75],在轮轨系统垂向共振理论,包括轨道表面原始不平顺理论,轮轨系统高频振动理

论、轨枕弯曲振动理论和摩擦功波动理论研究方面取得了一些成果^[68~71]。

在短波长波磨的发展过程中,接触状态也在不断变化。接触面积变化有 3 种情况:第一种是由于接触位置变化,在轮轨接触初始状态下一般可认为是一点接触,当有横移发生,就会出现两点接触状态;第二种是车轮直径不同造成的接触面积变化;第三种是由于运行次数累积,经过磨合,或采用磨耗型车轮,轮轨间就会有较大面积的接触,在磨损状态中接触面积为 100 mm^2 左右^[12],这说明在轨道投入运行中,接触受力状态是不同的,造成了分析对象边界条件的差异。在受力较严峻的状态下,轨道表层发生塑性变形并很快进入磨损状态,轮轨受力状况发生变化,所以波磨分析要考虑轮轨的不同接触位置和钢轨的服役性能。

1.4 钢轨波磨的摩擦学系统研究方法

钢轨短波长波磨应当纳入摩擦学系统来分析。系统的特性是系统对输入的响应,每个子系统阶段的作用结果都可以看成是整个摩擦学系统分析的组成部分。对这个大系统的描述可以简化为对状态方程的求解。谢友柏^[72~74]把摩擦学这一个应用基础学科的发展方向特点做了归纳总结,并从三个方面,即系统依赖性,时间依赖性和多学科耦合,对摩擦学系统做了深入分析。

车轮和钢轨可以看作是组成一个轮轨摩擦学系统的两个主要元素,摩擦学系统的行为不可能由单独一个元素来决定。它们的共同特性,包括各种边界条件下的相对运动和相互作用,决定了这个系统的输出,所以一定意义上讲,摩擦副的属性是反映摩擦副所在系统的系统属性。传统的研究中,车轮和钢轨分别属于车辆系统和轨道系统,如果单独在车辆系统研究车轮和在轨道系统中研究钢轨,就会认为波磨现象要么会在任何地方都可以出现,要么就是无法解释^[75]。钢轨表面的变化,如不平度,波磨,疤痕,裂纹等,还有车轮的一些缺陷,如不圆度(属于车轮的波浪型磨损),踏面剥离等,都会对整个车辆轨道系统产生激励,这就会造成整个系统的动力学反馈又作用到接触面。这种从微观状态影响到宏观研究,再由宏观响应

到微观特性的分析过程，体现了摩擦学系统的研究方法。因此轮轨研究既要考虑目标元素在各自系统中的相互影响，更要考虑通过轮轨接触实现物质运动和能量的传递，形成车—轮—轨大系统，这就是系统的依赖性。

相对于机构的运动，材料磨损指标往往是缓慢变化的，但对这些由于磨损造成的状态参数变化采取忽略的方法，会造成运动副设计或研究的偏差。由于车轮和钢轨这对摩擦副，在工作中是借助于接触表面非常小的尺度范围内传递载荷和运动，加剧了接触表面（层）的材料特性转化和几何形貌的演变。随着时间的延续，系统元素接触表面的特性，即运动边界条件，比如表面变形，材料的磨损发生了变化，或由于表面经历物理化学作用而导致接触副状态发生了变化，这就与理想接触条件有很大差异。车轮在设计中允许一定磨损厚度，钢轨也允许打磨修整一定的尺度，在这样一个尺寸变化的阶段内，作为摩擦副的钢轨受力状况必然发生了变化；车轮由于受到疲劳载荷，包括滚—滑过程中发生的热疲劳，会造成车轮踏面的剥离，形成疤痕，由于这些因素对接触区域会产生较大的影响，就需要修正原来的模型，设定新的材料特性参数和边界条件，文献[73]中的系 3 对这一情况做了总结说明。所以在一定的工作阶段内，有必要考虑摩擦副特性参数的时变特点，这就是摩擦学元素的时间依赖特性。

摩擦磨损问题是自然界最普遍的现象，很多学科对其中的某些问题做解释，但只有综合考虑，才能更真实全面地研究现象的本质。多学科的耦合，大多不是简单线性叠加，例如实际中的轮轨接触要考虑摩擦热生成和传导过程，涉及到热—结构耦合；润滑性能和第三介质对接触表面微观区域特性影响，涉及到流体—结构耦合等。每一个载荷步中在考虑这些影响的基础上，还要将分析结果作为下一步分析的初始条件。孤立地研究其中任何一种现象都不能说明这个系统的特征。摩擦学的任务就是揭示在摩擦学的环境下，这些因素相互耦合作用的规律，这就是摩擦学行为的多学科耦合性。

车辆轨道系统是一个复杂的大系统，其中的摩擦学问题主要集中在轮轨系统中，大系统的运动保证功能主要是由轮轨系统所构成的摩擦学系统来实现的。由于这个摩擦学行为影响着整个系统的动力学特性，因此把大

系统的研究称为摩擦学、动力学研究。动力学行为受到摩擦副参数的制约,而这些摩擦副参数又和运行参数有密切关系,并且都是时变的参数。如何获取这些过程变量的特征知识是现代设计和摩擦学研究的重要内容^[76,77]。

由于轮轨相互作用导致的波磨是一个复杂的多学科问题,所以试验研究是波磨分析的重要方法。但样机的试验所需费用巨大,试验时间长,测试条件难以满足实际需要。通过仿真分析,也可以得到反映实际工况下轮轨系统行为的数据,有时甚至是难以测量的数据。所以可以根据研究对象的结构和输入,通过正确的数学模型,比较全面地预测系统的工作性能和行为,详尽地对波磨问题开展研究,这样能够节约大量的人力物力。本文的主要工作就是在摩擦学系统论的指导下建立目标模型,借助数值仿真方法对短波波磨的产生和发展进行分析。

1.5 本文选题的意义及主要工作

1.5.1 选题的意义

短波长波磨是铁路轮轨系统的一个主要研究内容,它涉及到摩擦学、轮轨接触力学、轮轨蠕滑理论、轮轨接触振动、轮对运动学,材料学等学科。如何以摩擦学为中心把有关的学科有机地结合起来是研究的首要问题。

本文研究目的是:① 钢轨上短波长波磨的产生机理;②短波长波磨形成后的发展及演化规律。轮轨接触磨损行为不是单纯意义的动力学作用,而是复杂的摩擦学行为,波磨的形成原因往往同时包含多种因素,今后的方向是把不同的边界条件和作用机理纳入摩擦学系统中,做到多学科多因素全面考虑,在此框架下,系统地对这一现象进行研究。

关于接触行为的解析法存在以下假设:半无限空间和材料的弹性范围,分析接触表面的滚动问题时一般采用移动 Hertz 分布,无法完全考虑残余塑性变形对后续滚动行为的影响。Kalker 从滚动接触力学理论出发,编制了 CONTACT 程序研究了铁轨波磨现象,但在理论中使用的能量变分极值原理和数学规划法是建立在弹性半空间假设基础上的,且没有塑性分析,所以有一定的局限性^[54]。要对钢轨短波长波磨进行研究,应当在分析车辆轨道

系统动力学的基础上,考虑接触行为对材料特性的影响。边界条件也会对接触状态产生较大影响,如接触面有复杂的拓扑结构,接触问题就不能简化成 Hertz 接触,采用解析解方法求解会有困难,借助于有限单元法可以解决这些问题。本文采用了数值计算办法,在动力学与摩擦学研究的基础上,对轮轨接触特性与钢轨安定状态进行分析。

1.5.2 主要工作内容

本文的主要工作是在国内外研究的基础上,把摩擦学系统理论作为研究短波长波磨产生机理的指导思想,以摩擦学为核心,将动力学、材料学等学科联系起来,建立了短波长波磨的分析模型,对轮轨接触的短波长磨损和变形、边界润滑以及摩擦热问题做了分析。有限元部分采用经过授权的 ANSYS5.7 软件进行分析,多体动力学部分采用经过授权的 Adams/Rail 动力学分析软件完成建模分析。主要内容如下:

(1) 建立了车辆轨道系统的集总参数模型,对两种车辆轨道系统的垂向动态特性做了研究,分析了产生短波长波磨的一个原因,即高频力振动集中在车轮钢轨之间,同时研究了车辆-钢轨系统的其它部件参数对系统振动特性的影响。

(2) 指出了 Merwin 和 Johnson 弹塑性滚动接触假设在研究短波长波磨问题中的不完全适用性。研究了准静态条件下,滚滑接触区特性的变化趋势,模拟了波磨的产生和发展过程,对滚压形成的残余应力和残余变形做了描述,讨论了影响安定极限的几种因素。

(3) 分析了在高频力作用下,钢轨在经历重复滚压下短波长波磨的形成过程,描述了考虑材料硬化特性的接触状态,并用塑性增量理论说明了钢轨波磨波谷出现的硬化白层现象,对其特性做了分析。将计算结果与波磨试验结果进行了对比。

(4) 建立了整车虚拟样机模型。短波长波磨形成后,对行驶车辆有一个动态激励。研究在这种激励条件下,轮轨接触力以及切向力对波磨发展的影响。

(5) 对轮轨接触表面微小区域结构做了研究,分析了第三介质对微突起及微小裂纹区域接触特性的作用。比较了不同润滑材料对存在裂纹的接触面的影响。

(6) 轮轨运行中的滚滑接触必然产生摩擦热问题,在动态特性下对摩擦生热过程进行了热-结构耦合仿真,分析了热场的产生和演变过程,研究了不同边界条件的接触特性。

(7) 最后是本文的总结与展望。对全文的主要研究成果进行了总结,并提出了进一步开展本研究的建议。

2 轮轨系统垂向振动分析

采用有限元方法建立了车辆轨道系统垂向振动分析模型，并对客车一轨系统和货车一轨系统进行了模态分析，得到了这两种系统的垂向振动特性，结果显示高频力振动集中在车轮钢轨之间，最后讨论了系统中主要部件的振动特性。

2.1 分析模型

2.1.1 车辆轨道系统动力学垂向分析范畴

车辆系统是由车体、悬挂系统、转向架和轮对等部件组成，轨道系统是由钢轨、轨枕、道床等组成，它们的力学特性各不相同。钢轨结构是承受列车运行的基础结构，它的作用是引导机车车辆运行。为了保证列车的安全稳定运行，实际上存在着与运输强度相对应的不同等级的钢轨。车轮和钢轨是联系车辆系统和轨道系统的纽带。

针对本文研究目标，即钢轨波磨发生的原因，主要分析垂向动力学特性。因为垂直方向振动对大部分波磨产生起决定作用，同时影响乘坐的平稳、舒适和列车安全，也是线路，特别是轨下基础破坏的主要原因。所以，本文不考虑横向动力学特性，从车辆—轨道垂向动力学分析入手，求得车辆—轨道系统的实模态，然后对系统动特性进行分析。

2.1.2 轮轨分析模型的分类及比较

Sato 等^[33]采用了集总参数模型，即“半车—轨道”模型（见图 2.1），把钢轨简化为连续弹性基础梁，研究了钢轨动力效应，但模型没有考虑钢轨下各层部件的影响。翟婉明^[78]和李成辉^[79]对车辆—轨道垂向系统模型作了研究，提出了考虑钢轨—枕木—道床—路基的分析模型。Cai 等^[80]采用转向架—钢轨分布参数模型，将钢轨考虑成二层离散支撑连续梁研究了车辆轨道相互动力作用，存在模型过于简化问题。

等效集总参数模型是依据一定的等效原则，把整个车辆—轨道系统变成有较少自由度的质量—弹簧—阻尼简化模型。但是这种方法没有考虑轨

道结构的参振作用。

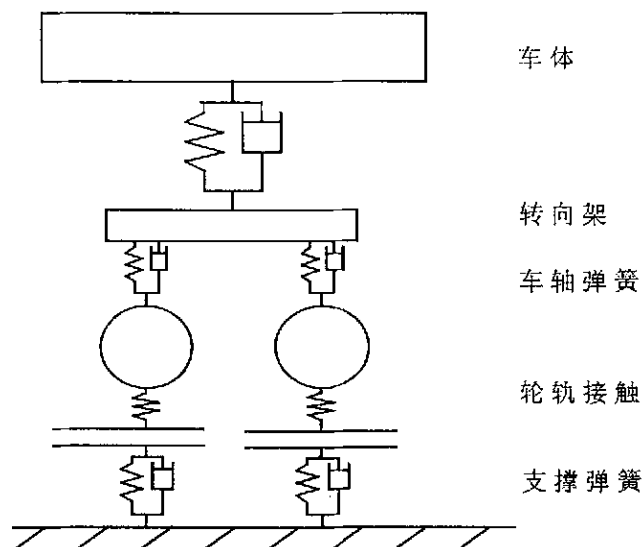


图 2.1 半车模型

2.2 模型的建立

2.2.1 动力学分析的几点假设

本文研究整车系统模型（见图 2.2）的垂向振动特性，将轮轨以外的部件按集中质量处理，采用有限元法分析。

对模型中的假设，作如下说明：

- (1) 只对与产生波磨有较大影响的垂向振动进行分析；
- (2) 采用连续弹性离散点支承梁模型，可以描述各轨枕，道床支撑点和路基的影响；
- (3) 采用连续分布参数钢轨模型，而不用简化的集总参数钢轨模型；
- (4) 钢轨分析采用 Euler 梁模型。Euler 梁模型考虑了钢轨的弯曲变形而不考虑其剪切变形；Timoshenko 梁模型引入了梁的剪切应变，并考虑梁的旋转惯性，但 Timoshenko 梁模型分析复杂。数值结果表明^[81]，Timoshenko 梁和 Euler 梁两种模型在计算所得的高频力 P_1 和低频力 P_2 频率范围大致相同，英国 Derby 铁路技术中心关于两种模型比较也说明

了差异不大，为了减少计算量，本文采用 Euler 梁模型；

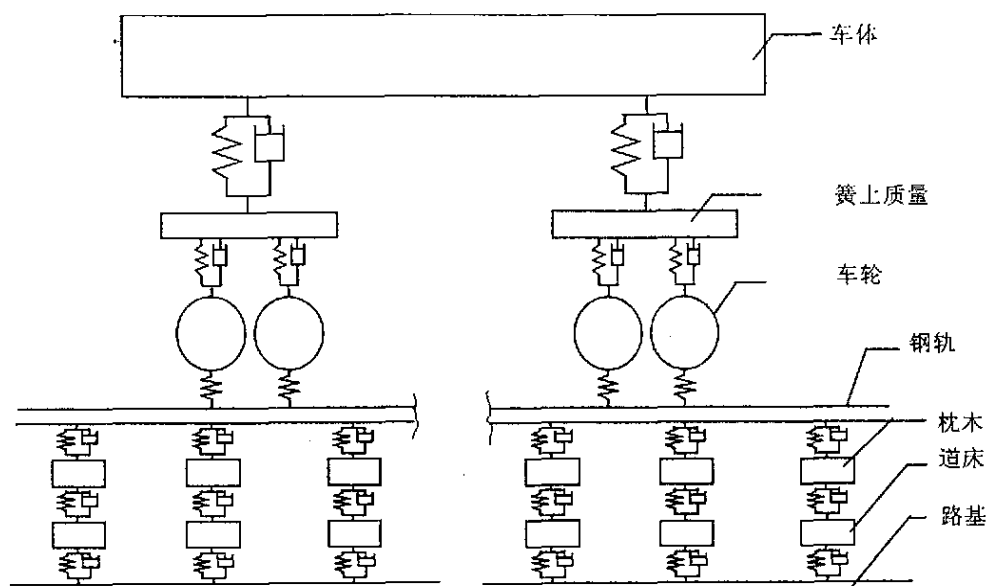


图 2.2 力学模型示意图

(5) 采用多层点支承模型，主要针对轨下基础各部件（轨枕，垫层，道床，路基）建模。它们在实现钢轨功能中所起的作用不同，对轮轨动力作用的影响也不一样，因此，将这些部件分开考虑，比较符合实际情况；

(6) 轮轨接触连接按照等效弹簧处理；

(7) 采用整车—轨道模型，考虑车体、转向架、轮对和第一、二系悬挂方式的影响，还有轮对和轨道部件的相互影响。

2.2.2 系统模态分析基本理论

对车辆—轨道系统的模态分析理论有实模态和复模态理论。实模态时阻尼矩阵不能解耦，在大阻尼条件下，要采用复模态理论进行分析。本文采用实模态分析。

运动方程如下：

$$[M]\ddot{X} + [C]\dot{X} + [K]X = [P] \quad (2.1)$$

式中：[M]为质量矩阵；[C]为阻尼矩阵；[K]为刚度矩阵；[P]为力矩阵。

考虑系统的无阻尼自由振动情况：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (2.2)$$

对应的特征值解法为：

$$([K] - \lambda[M])\{x\} = \{0\} \quad (2.3)$$

进一步变成标准的特征值解法：

$$(\lambda[I] - [M]^{-1}[K])\{x\} = \{0\} \quad (2.4)$$

其中 $[I]$ 是单位矩阵， $[M]$ 为对角矩阵。

假设特征值解为 λ_i ，它是振动频率的平方，对应的特征向量为 $\{\psi_i\}$ 。

2.2.3 系统模型参数

a. 钢轨参数

钢轨波磨的波长和运动参数之间有如下关系：

$$L = V/f \quad (2.5)$$

式中： L 是波长； V 是车速； f 为频率。

模型中的一些参数可以这样选择：

针对接触问题，Thompson 提出了轮轨接触垂向刚度^[82,83]：

$$K_H = \left(\frac{3}{2\xi} \right) \left[\left(\frac{4}{3} \cdot \frac{E}{1-\mu^2} \right)^2 P_0 \frac{4R_W R_R}{R_W + R_R} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.6)$$

其中： R_W 为车轮曲率半径， R_R 为钢轨顶面曲率半径； E 为弹性模量， μ 为泊松比； P_0 为单轮静载荷； ξ 为与接触半径相关的无量纲常数， ξ 与 θ 有关， θ 由下式定义：

$$\theta = \cos^{-1} \left[\left| 1/R_W - 1/R_R \right| / (1/R_W + 1/R_R) \right] \quad (2.7)$$

ξ 与 θ 对应关系如表 2.1^[83,84] 所示。

表 2.1 ξ 与 θ 对应关系^[83,84]

$\theta (^{\circ})$	30	40	50	60	70	80	90	100
ξ	1.435	1.637	1.772	1.875	1.994	1.985	2.000	1.985

计算中轨道的力学参数选择为：

客车单轮静载荷为 $7.35 \times 10^4 \text{N}$ ，车轮半径为 $R=457.5\text{mm}$ ；

货车单轮静载荷为 $1.029 \times 10^5 \text{N}$ ，车轮半径为 $R=420\text{mm}$ ；

60kg 钢轨参数为：顶部圆弧曲率半径 $R=300\text{mm}$ ，弹性模量 $2.08 \times 10^5 \text{MPa}$ ，泊松比 0.28。

可得：

客车单轮的垂向接触刚度为 $K_1 = 1.183 \times 10^9 \text{N/m}$ ；

货车单轮的垂向接触刚度为 $K_2 = 1.432 \times 10^9 \text{N/m}$ 。

表 2.2 客车 QHSC 部分参数^[33,78]

序号	部件名称	单位	数值
1	车体质量	kg	39500
2	构架质量	kg	2200
3	轮对（簧下）质量	kg	1900
4	一系悬挂刚度	N/m	2.13×10^6
5	二系悬挂刚度	N/m	8.00×10^5
6	轮轨等效接触刚度	N/m	1.18×10^9

表 2.3 大型货车（SWJ）部分参数^[33,78]

序号	部件名称	单位	数值
1	车体质量	kg	91100
2	构架质量	kg	1950
3	轮对（簧下）质量	kg	1250
4	一系悬挂刚度	N/m	5.00×10^6
5	轮轨等效接触刚度	N/m	1.432×10^9

b. 车辆的结构参数

计算模型选择提速客车 QHSC 和大型货车（SWJ）两种车型，其它参数见表 2.2 和表 2.3。

c. 轨道的结构参数

钢轨为 60kg/m（钢轨 T60），轨枕为“弦 69”，轨枕配置为高速铁路的

1667 根/km。

轨枕简化为集中质量块，道床按其参振质量也简化为质量块，主要参数见表 2.4。

表 2.4 轨道模型参数^[78]

序号	部件名称	单位	数值
1	轨枕质量	kg	251
2	道床参振质量	kg	660
3	扣件刚度	N/m	1×10^8
4	道床刚度	N/m	1.1×10^8
5	路基刚度	N/m	9×10^7

d. 有限元网格划分说明

钢轨设为连续弹性离散点支撑上的 Euler 梁，被离散成有限个单元，单元节点和相应的质量体通过弹簧单元连接。轨下基础沿纵向被离散，每个支撑单元采用双质量（轨枕和道床）3 层（钢轨—轨枕—道床—路基）弹簧振动模型。轨道计算长度取 46 个轨枕，Euler 梁单元的选择采用二维四点梁单元。为了能充分观察梁的变形，将梁单元数量选择为枕木数量（46）的整数倍，选择 230 个单元（5 倍）与选择 164 个单元（4 倍）的模态计算结果显示差别是 0.168%，所以在计算中选择 5 倍枕木数量的单元数可以满足分析问题的要求。将 60kg 钢轨的弹性模量，比重，截面尺寸，重心位置等结构参数输入到梁单元特性中。其它质量体和弹簧部件分别按照质量单元和弹簧单元处理。对车体和转向架的建模，都设为刚性体。计算采用 APDL 语言完成。

2.3 计算结果

首先是模态分析结果，见表 2.5 和表 2.6。如果车速度在 200 公里 / 小时（55.56m/s）， $f=1000\text{Hz}$ 那么，波长 $A=V/f=0.055\text{m}$ ，属于短波长波磨，所以分析频率上限设到 1000Hz，再高则属于噪声范畴了。取 1000Hz 以下的模态进行分析，其结果见表 1。由于存在对称模态和反振型，所以只列出

了一些有代表性的模态和振型来分析车辆—轨道的振动特性。

表 2.5 客车固有频率和模态

阶数	频率/Hz	车体	转向架	车轮	钢轨	枕木	道床
1	1.31	1109.12	182.80	10.97	2.12	2.84	1.00
2	10.12	0.53	1.01	2.76	1.93	1.17	1.21
3	66.05	0.00	1.00	1.95	10.82	3.83	0.00
4	94.36	0.00	0.05	-1.00	1.86	-5.12	-4.17
5	151.01	0.00	-0.01	9.88	-26.17	-1.00	1.24
6	210.23	0.00	-0.02	3.61	-9.11	4.19	-1.00
7	261.03	0.00	0.02	-11.79	43.11	-1.00	0.15
8	467.58	0.00	0.01	3.80	-19.98	1.00	0.04
9	952.75	0.00	0.00	3.22	29.12	1.00	0.00

表 2.6 货车固有频率和模态

阶数	频率/Hz	车体	转向架	车轮	钢轨	枕木	道床
1	2.32	60.46	3.26	2.12	1.52	1.12	0.76
2	12.00	1.13	5.36	7.35	8.63	4.78	1.52
3	71.05	0.00	0.02	1.00	-6.23	-6.73	-5.97
4	94.78	0.00	-0.22	1.00	1.19	3.49	5.78
5	160.14	0.00	-0.55	-1.00	17.78	14.49	-13.69
6	211.28	0.00	-0.40	-1.00	3.85	12.16	-4.20
7	269.79	0.00	0.16	1.00	-16.42	14.77	-2.70
8	541.25	0.00	-1.51	-2.93	12.42	-1.00	0.03
9	953.20	0.00	0.03	1.20	4.94	-1.00	0.00

分析结果为：

1. 客车的结果（表 2.5）显示：在低频阶段（1.3Hz）轮轨、枕木和道床基本不振动，车体和转向架表现出较强的振动。随着频率升高到 66.05Hz，钢轨主要振动表现为弯曲振动，下来是车轮，枕木，转向架，道床振动，车体在此频率及以上频率不再发生振动。在 94.36Hz 处道床和枕木表现出主

要振动，下来依次是钢轨，车轮，转向架，但位移量相差不大。在频率 210.23Hz 以上的模态，可以看出主要是钢轨，车轮，枕木发生振动，车体和道床基本不振动。

2. 货车没有类似客车的一系弹簧减振，所以表现出不同于客车的振动特性。模态分析结果（表 2.6）显示在低频阶段（2.3Hz），轮轨基本不振动，车体表现较强的振动；转向架的振动和轮对，轨道、枕木和道床振动在一个数量级。随着频率升高到 71.05Hz，轮对和轨道振动，车体在此频率及以上频率不再发生振动。在 160.14Hz~269.79Hz 范围，主要是钢轨、枕木，其次是车轮、道床参加振动。在 541.25 Hz 以上，主要是车轮和钢轨振动。

3. 车辆—钢轨系统的垂向振动固有频率从高到低表现为三个频率范围，第一个小于 10Hz，第二个范围是 30~310Hz，第三个范围是 310Hz 以上。就车轮钢轨来讲，振动等级基本在一个数量级，但和其它部件相比，在高频段它们的振幅较大。

2.4 分析

a. 不同车况的振动情况

高频力的作用位置是根据轮轨系统的几何及运动参数（如枕木的排列方式，弹性大小，轨头的高低不平顺和车速等因素）来决定的。列车高速运行中，在高频力的作用下，轨道表面呈现出短波长的波磨特性。一旦出现波磨，又会对轮轨系统产生不平顺的激励，加剧波磨的发展（见第五章分析）。

b. 不同车型的影响

提速客车的分析结果表明第一阶固有频率为 1.3Hz，车体在较低的频率段有垂向振动，在 10Hz 以上，基本不参加振动。转向架的振动范围在较次的位置，主要是一阶弹簧和二阶弹簧系统的作用。高频的振动集中在轮对和钢轨之间。在高速运行的外力激励下，就会产生波长较短的轮轨接触力，这是研究短波长波磨的一个前提。

货车的计算结果说明，第一阶固有频率为 2.3Hz，比客车高，货车存在满载和空车质量的巨大差异，并且由于质量的不同，所以计算的结果是仅仅一个参考特性。货车没有一系弹簧，振动特性受车轮的影响很大，如果车轮受到钢轨表面的不平顺激励，就会产生较大的振动。

c. 轨道参数的影响

轨道系统包括钢轨、枕木、道床和扣件等组件，它们的结构，连接方式和实际工作中的使用状况都影响着结构参数的确定。把梁参数改变，如将 60kg 钢轨换成 75kg 钢轨，那么从计算结果可知振动强度有所降低。

如果减少枕木间隔，改为 2000 根/公里，可以明显减轻振动强度。对枕木的种类做改变，发现水泥枕由于刚度高，能引起钢轨较大的振动。

将扣件弹簧刚度提高后，对减轻钢轨振动强度影响不大。

2.5 本章小结

a. 车辆钢轨系统的动力学分析表明，部件随着系统固有频率升高，振动表现的强烈程度依次为：车体、转向架、道床、枕木、车轮和钢轨。

b. 对于客车，可以看到车体在较低的频率段有振动，超过 10Hz 以上，基本不参加振动。转向架的振动范围在较次要的位置，主要是一阶弹簧和二阶弹簧系统的作用。高频的振动集中在轮对和钢轨之间。

c. 对于货车，可以看到车体在较低的频率段有振动，超过 10Hz 以上，基本不参加振动。转向架的振动范围在较次要的位置，主要是因为只有一阶弹簧系统的作用，高频振动也集中在轮对和钢轨之间。

d. 动力学激励可以对系统不同部件产生不同的影响，在低频段，主要是车体和转向架振动，这样作用的结果是产生长波长波浪形磨损的主要原因之一；高频段的振动，大部分集中在车轮和钢轨间，虽然不同车型有各自的特征，但都具有高频特征，这是短波长波磨生成的一个主要原因。

3 钢轨在滚动接触状态下的弹塑性分析

本文研究的主要内容有两个：第一，波磨如何在滚动接触表面上生成；第二，波磨一旦产生，是如何发展的。采用有限元法，在准静态滚压下对钢轨表面接触特性分析，模拟了在牵引力作用下从静态到滚动过程中的接触区中粘着和滑移部分的演变，以及摩擦状态的变化过程。对重复滚压后的安定问题进行了研究。分析了理想弹塑性和具有随动硬化特性材料在不同摩擦条件下的安定状态。

3.1 静态接触弹塑性分析

3.1.1 Hertz 弹性接触理论

两个弹性体的接触问题可以通过 Hertz 理论描述。Hertz 理论必须满足下列基本假设^[84]：

- a. 两接触体在初始接触点附近的表面至少二阶连续，因此表面可用微分几何的办法描述；
- b. 接触是反形的；
- c. 小变形；
- d. 接触面上无摩擦，因而切线面力为零；
- e. 接触体材料完全弹性；
- f. 接触体材料均匀且各向同性；
- g. 接触面之间无介质存在。

在本章的滚动问题研究中，忽略变形物体中的惯性力，即采用准静态方法分析。由两个正交圆柱体的接触模型（图 3.1）来表示理想轮轨接触（图 3.2）行为，这里考虑了钢轨与车轮踏面的接触，不考虑轮缘接触。

$$a = \alpha \cdot \sqrt[3]{F \frac{2R_1 R_2}{R_1 + R_2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} \quad (3.1)$$

$$b = \beta a \quad (3.2)$$

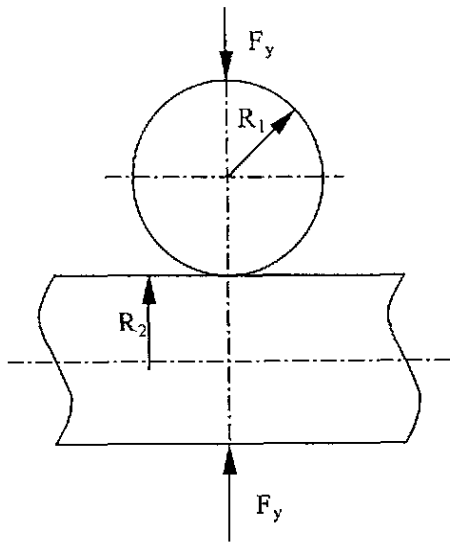


图 3.1 正交圆柱接触图

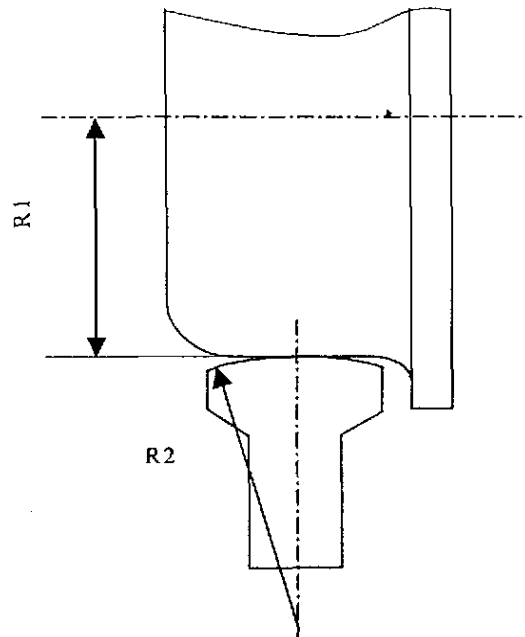


图 3.2 轮轨接触示意图

$$q_0 = \frac{3F_y}{2\pi ab} \quad (3.3)$$

$$q = q_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (3.4)$$

$$\delta = \lambda \cdot \sqrt{\frac{R_1 + R_2}{2R_1 R_2} F_y^2 \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^2} \quad (3.5)$$

公式中符号意义如下：

E_1 、 E_2 —弹性体 1、2 的弹性模量；

ν_1 、 ν_2 —弹性体 1、2 的泊松比；

R_1 、 R_2 —弹性体 1、2 在接触面处的曲率半径；

a —椭圆形接触面的长半轴；

b —椭圆形接触面的短半轴；

δ —两弹性体重心的移近距离；

q_0 —接触面上的最大压应力；

q —接触面内的压应力；

α 、 β 、 λ 由表 3.1^[85] 决定。

表 3.1 两个正交圆柱体的接触系数表^[85]

R_1/R_2	1	1.5	2	3	4	6
α	0.908	1.045	1.158	1.350	1.505	1.767
β	1.000	0.765	0.652	0.482	0.400	0.308
λ	2.080	2.060	2.025	1.950	1.875	1.770

由公式 3.4 和 3.5 可见，应力分量和变形与载荷成非线性关系，这是接触问题的主要特征之一。接触应力的另一个特征是应力与材料的弹性模量 E 和泊松比 ν 有关，这是因为接触面积的大小与接触体的弹性变形有关的缘故。

如果对一种轮轨接触情况做计算，假设车轮半径 $R_1=420\text{mm}$ ，钢轨的顶部圆弧半径 $R_2=300\text{mm}$ ，二者材料一样， $E_1=E_2=2.0\times 10^5\text{ MPa}$ ， $\nu_1=\nu_2=0.29$ ， $F_y=110\text{kN}$ ，没有自旋发生，可以求得，接触椭圆的长轴半径 a 为 7.208mm ，短轴半径 b 为 5.757mm ，最大接触应力 q_0 为 1265 MPa 。以上求解过程只是在假设材料为完全弹性的情况下进行，如果考虑钢轨的屈服强度为 883 MPa ，则最大接触应力值大于钢轨的弹性极限，那么接触区域内就会发生了塑性变形，所以轮轨接触分析应当考虑材料的弹塑性。

轨道将发生塑变，最终导致接触区发生变化，使轮轨接触踏面廓形向趋于稳定的磨损状态发展。由 Melan 定理得到的安定极限 $p_s \leq \frac{4}{\sqrt{3}} \sigma_{0.2}$ 。形成的磨损状态是否继续发展，取决于最大接触压应力值是否大于安定极限。在考虑有摩擦力的重复载荷作用下，摩擦力（牵引力）的改变会引起安定极限变化，摩擦系数增大，屈服点趋于移向接触表面。

3.1.2 二维蠕滑理论

a. 轮轨接触中的摩擦

当摩擦现象发生时，表明两个物体间的滑动会受到一个力的阻止，这个力就是摩擦力。为了使物体运动，需要加一个有限大小的平衡力，这个力 T 与法向力 F ，滑行速度 V ，以及其它参数 C 有关，则：

$$T = T(F, V, C) \quad (3.6)$$

当物体间没有相对滑移时，切向力的绝对值小于 T 的极值 $T_{\max}$ 。当有相对滑移时，切向力值等于 $T_{\max}$ ，其方向与滑动方向相反。一般切向力 F_t 为：

$$|F_t| \leq T_{\max} \quad (3.7)$$

库仑(1785)指出， T 与法向力 F 成正比：

$$T(F, V, C) = fF \quad (3.8)$$

其中 f 称为摩擦系数。为了解释这个公式，Archard(1957)提出，摩擦主要是由物体间的相互粘着引起的。粘着发生于不平顺部分的尖端，这种不平顺称为物体表面的粗糙度。在粗糙部分的顶部，物体相互接触，所有这些结合点组成了真实接触区。它与表观接触区不同，后者包括真实接触区和结合点之间的区域。Archard 说明了真实接触区内的切向力和法向压力成正比。

在真实接触区，物体由分子间作用力粘接在一起。由于滑动，粘接的粗糙突出部受剪而产生表面剪力，它们合成为切向力，当剪切力大到一定程度，结合点的粘结被破坏。粗糙突出部分又重新组合，建立起新的接触状态。粗糙度引起的剪切，通常伴有塑性变形及磨削从粗糙峰脱落，所以摩擦和磨损是共同存在的。

在接触力学中，尤其是在滚动接触理论中，接触区域内的接触力和滑动状态变化很大，仅有以上总体理论不够，还需要摩擦的局部理论，这就要对接触区的特性进行详细分析。

b. 弹性滚动接触

Carter^[17]在 1926 年首先提出了二维滚动接触理论。Johnson^[13]和 Vermeulen—Johnson^[14]以后的研究也采用了这一方法。

首先假设弹性体滚动接触（见图 3.3）中接触区域以外的面力为零。 v_t 是车轮的周向速度， v_z 是轮的滚动速度， P 为轮对轴向力，摩擦系数为 f 。

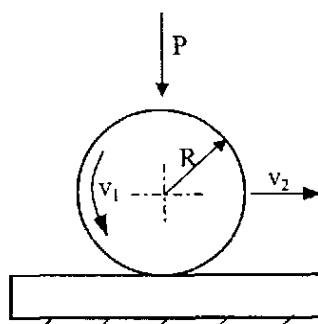


图 3.3 轮轨接触运动简图

接触区分为两部分，在滚动方向前沿为粘着区，后面为滑动区（见图 3.4）。接触区的总宽度为 $2a$ ，粘着区的总宽度为 $2a_1$ ，运动方向 X 的起点是接触区的中点。图中 P_{sr} 为滑动区切向力， P_{Ar} 为粘着区切向力，接触区表面整个切向力 P_τ 用箭头表示。

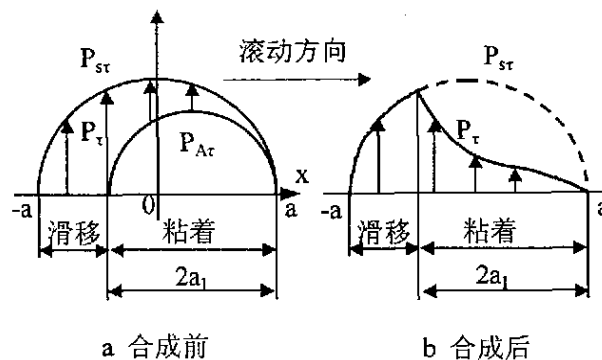


图 3.4 二维滚动接触切向力图

接触区半径 a ：

$$a = \left[\frac{4RP}{\pi \cdot E^*} \right]^{1/2} \quad (3.9)$$

其中：

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2};$$

ν_1, ν_2 分别为车轮和轨道材料泊松比；

E_1, E_2 分别为车轮和轨道材料弹性模量。

粘着区半径 a_1 有以下关系：

$$\frac{a_1}{a} = \left(1 - \frac{P_\tau}{fP}\right)^{1/2} \quad (3.10)$$

滑移区的切向力为:

$$P_\tau = P_{s\tau}(x) = fP_0 \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{1/2} \quad x \in (-a, a - 2a_1) \quad (3.11)$$

其中 P_0 为接触区最大压应力。

粘着区的切向力为:

$$P_\tau = P_{s\tau}(x) - P_{a\tau}(x) = fP_0 \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{1/2} - \frac{fP_0 a_1}{a} \left(1 - \frac{x^2}{a_1^2}\right)^{1/2} \quad x \in (a - 2a_1, a) \quad (3.12)$$

如果 $a_1/a=0$, 接触区中无粘着部分, 这时的接触区看作处于饱和状态;

如果 $a_1/a=1$, 则整个接触区处于粘着状态。

参照图 3.3, 纵向蠕滑率定义为:

$$\varepsilon = \frac{2(v_2 - v_1)}{v_2 + v_1} \quad (3.13)$$

可以借助于弹性半空间理论来确定 ε 与 a_1/a 和 P 的关系:

$$\varepsilon = -\frac{fa}{R} \left[1 - \left(1 - \frac{P_\tau}{fP}\right)^{1/2}\right] \quad (3.14)$$

或写成

$$\frac{P_\tau}{fP} = \begin{cases} -\frac{2R}{fa}\varepsilon + \frac{1}{4}\left(\frac{2R}{fa}\right)^2 \varepsilon|\varepsilon| & \frac{2R}{fa}|\varepsilon| \geq 2 \\ -\text{sign}(\varepsilon) & \frac{2R}{fa}|\varepsilon| \leq 2 \end{cases} \quad (3.15)$$

式(3.14)和(3.15)是二维滚动接触蠕滑率/力的关系定律, 是非线性表达式。为了方便, 写成如下形式^[67,75]:

$$\text{蠕滑力} \quad P_\tau = -f_1 \varepsilon \quad (3.16)$$

其中:

f_1 为纵向蠕滑系数, $f_1 = GabC_1$;

G 为材料剪切弹性模量;

a 、 b 为轮轨接触的长短半轴;

C_I 为无量纲的 Kalker 系数, 与材质的泊松比和接触区的长短半轴有关。

由以上的分析可以看出, 蠕滑率和蠕滑力是发生在接触面积微元上的应变和应力状态描述。不同位置的微元由于弹性变形的差异, 表现出不同的蠕滑特性。这些微元蠕滑力相加起来的合力也就是表面摩擦力, 它与物体的法向压力之比就是摩擦系数。蠕滑率和蠕滑力都是接触区内界面上分布的切向应力和分布的滑动及与之相关的弹性变形合成以后的外部表现。文中为了统一说明轮轨蠕滑特性, 采用了蠕滑力描述接触区内的切向力。

C. 蠕滑特性

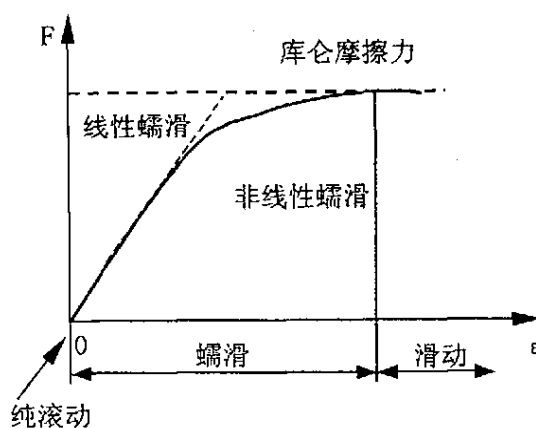


图 3.5 蠕滑力 F 和蠕滑率 ε 关系图

蠕滑特性参见图 3.5。图中的原点位置表示轮轨处于纯滚动状态, 蠕滑是介于纯滚动和纯滑动之间的运动方式。随着蠕滑率的增大, 蠕滑力与蠕滑率的关系将分别按照线性关系、非线性关系和库仑摩擦定律的顺序变化 (见图 3)。当轮轨处于小蠕滑情况下, 一般当蠕滑率小于 $1.5\% \sim 2.0\%$ 时, 应按照线性蠕滑理论进行计算。大的蠕滑率对应较大的切向力, 当 $\varepsilon = 3\% \sim 5\%$ 时, 轮轨之间的切向力增大到饱和力的程度, 这时粘着区消失, 滑移区扩大到全部接触区范围。由以上分析可知, 蠕滑率可以无边界变化, 但蠕滑力不能超过饱和值。

3.1.3 有限元法和解析法的误差评估

本文采用有限元法分析路轨接触问题，首先通过一个二维无摩擦接触问题的算例来对比 Ansys 有限元法^[86]与解析法^[87]的相对误差。如图 3.6 示，一个圆球与刚性平面无摩擦接触，圆球受到压力 F ，分析圆球与平面接触面的接触半径和最大接触应力值。圆球的弹性模量 $E=1000 \text{ N/mm}^2$ ，圆球半径 $r=8 \text{ mm}$ ，载

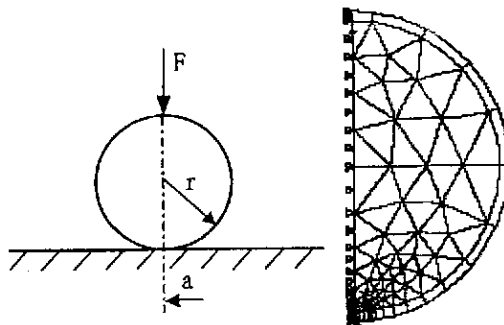


图 3.6 Hertz 接触计算模型图

荷 $F=30 \times 2\pi \text{ N}$ 。采用轴对称法，圆球划分采用平面四点单元，单元数 206，节点数 1002，接触单元为 6 个。结果对比了接触半径的差值，解析解的接触半径 a 解为 1.010 mm ，有限元的解为 1.011 mm ，相对误差为 $(1.011 - 1.010)/1.010 = 0.099\%$ ，可以认为在接触问题求解中，只要选择合适的算法，并采取一定措施来控制分析精度，那么能满足分析的要求。

3.1.4 弹塑性接触 Merwin 和 Johnson 假设分析

Merwin 和 Johnson^[64]关于滚动接触的塑性分析做了三个重要假设：

① 当接触体开始出现塑性变形后，Hertz 接触圆的半径和 Hertz 接触压力分布保持不变。接触压力分布为：

$$p = p_0 \left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.17)$$

式中：

p 为分布压力；

p_0 为最大压力值；

a 为 Hertz 接触圆半径。

② 接触体的弹性应变与塑性应变之和等于 Hertz 弹性应变。

③ 在滚动接触过程中，表面下某一深度若为弹性状态，则忽略残余应力对此处的影响。

本文针对假设的前两条作有限元验证。计算采用三种材料模型：弹性材料、双线性随动强化材料和理想弹塑性（不考虑硬化）材料。

有限元模型如图 3.3 所示，采用圆柱滚子压在半无限空间平面。圆柱体的法向载荷为 P ，采取逐渐加载方式，即从弹性区开始加载直至材料出现塑性变形，将每次加载后的最大接触应力以及出现塑性变形后的应变作分析，比较有限元计算结果和 Merwin-Johnson 假设的误差。

a. 接触区的最大应力计算

如果材料特性全部在弹性区，无疑假设条件成立。但在出现开始出现塑性变形时，接触区的最大接触应力有误差（见图 3.7）。

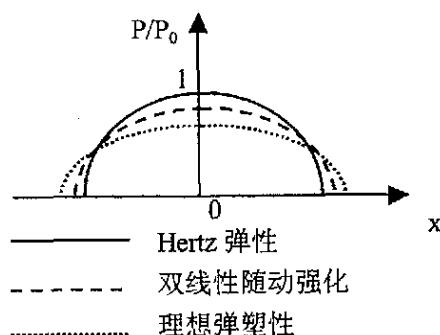


图 3.7 不同材料特性接触压力分布

接触压力计算相对误差 ζ ：

$$\zeta = \left| \frac{P - P_0}{P_0} \right| \times 100\% \quad (3.18)$$

式中：

P 为发生变形时的接触压力；

P_0 为 Hertz 接触压力。

图 3.8 为发生塑性变形后的两种材料接触压力误差，横坐标 ε_H 为 Hertz 弹性应变。在进入塑性变形后，两种塑性材料模型表现出来的结果都有较大误差，随着塑性变形的增大，理想弹塑性材料误差变化较大。

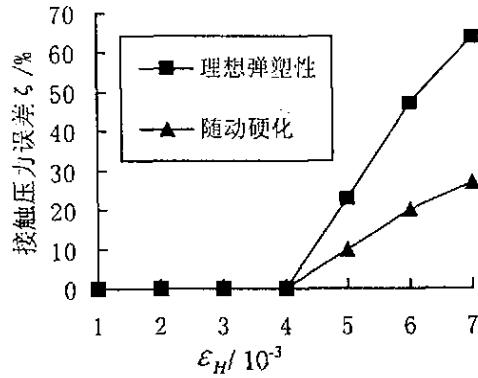


图 3.8 不同材料模型接触压力误差

b. 弹性材料的应变和塑性材料的总应变计算

应变计算相对误差 ξ ：

$$\xi = \left| \frac{\varepsilon_T - \varepsilon_H}{\varepsilon_H} \right| \times 100\% \quad (3.19)$$

式中：

ε_T 为总变形（弹性应变和塑性应变之和）；

ε_H 为 Hertz 弹性计算应变。

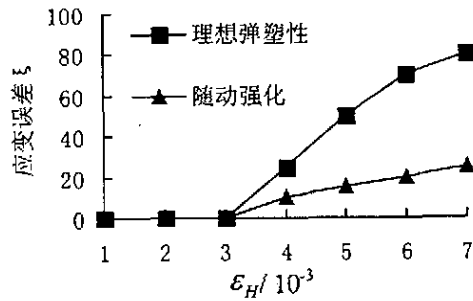


图 3.9 不同材料模型应变误差

图 3.9 为应变误差结果。当 Hertz 弹性应变增大时，塑性发生后的总应变误差越来越大。如果以 Hertz 计算的应变代替弹塑性总应变，理想弹塑性材料的计算误差最大达到 85%。

由于在随后的波磨分析中，必须考虑残余应变，这样累积误差就会越来越大较大。基于以上原因，得出以下结论：

- ① Merwin 和 Johnson 适用于塑性变形初始状态;
- ② 本文不采用 Merwin 和 Johnson 在滚动接触的塑性变形析中的假设;
- ③ 计算中考虑每次滚压的残余应变影响, 接触面力根据实际接触情况加载, 这样做虽然计算量增大, 但可以保证计算精度。

3.1.5 弹塑性接触分析

数学上施加无穿透接触约束的方法有拉格朗日乘子法和罚函数法。

a. 拉格朗日乘子法

这种求解方法是将拉格朗日乘子施加到接触体上, 同时满足非穿透约束条件, 它包含了约束极值问题的描述。该方法增加了系统变量数目, 并使系统矩阵主对角线元素为零。这就需要在数值方法中处理非正定系统, 数学上将发生困难。这时实施额外的操作才能保证计算精度, 从而使计算费用增加。另外, 由于拉格朗日乘子与质量无关, 所以这种由拉格朗日乘子描述的接触算法不能用于显式动力撞击问题分析。

拉格朗日乘子技术经常用于特殊界面单元的接触问题分析。该方法限制了接触物体之间的相对运动量, 并且需要预先知道接触发生的确切部位, 以便定义界面单元。这样的要求对于撞击、压力加工等通常事先并不知道准确接触区域所在的一类物理问题是难于满足的。

b. 罚函数法

这是一种施加接触约束的数值方法。其原理是一旦接触区域发生穿透, 罚函数便夸大这种误差的影响, 从而使系统的求解(满足力的平衡和位移的协调)无法正常实现。所以, 只有在约束条件满足之后, 才能求解出有实际物理意义的结果。

用罚函数法施加接触约束的方法可以看作是在物体之间施加了非线性弹簧。该方法不增加未知量数目, 但增加系统矩阵带宽。其优点是数值上实施比较容易, 在显式动力分析中被广泛应用。但不足之处在于罚函数选择不当将对系统的数值稳定性造成不良的影响。

扩增的拉格朗日算法是为了找到精确的拉格朗日乘子而对罚函数修正项进行反复迭代的方法。与罚函数的方法相比, 扩增的拉格朗日方法不易引起病态条件, 对接触刚度的灵敏度较小。然而, 在有些分析中, 特别是

在变形后网格变得太扭曲时, 扩增的拉格朗日方法可能需要更多的迭代。

接触问题是一种高度非线性问题, 需要消耗较大的计算资源, 为了进行有效的计算, 理解问题的特性和建立合理模型是很重要的。接触问题存在两个较大的难点: 其一, 在求解问题之前, 不知道确切的接触区域。表面之间是接触还是分开的, 接触区域是否是突然变化的, 这随着载荷、材料、边界条件和其它因素而定。其二, 大多的接触问题需要计算摩擦, 这些摩擦模型大都是非线性的, 摩擦使问题的收敛性变得困难。

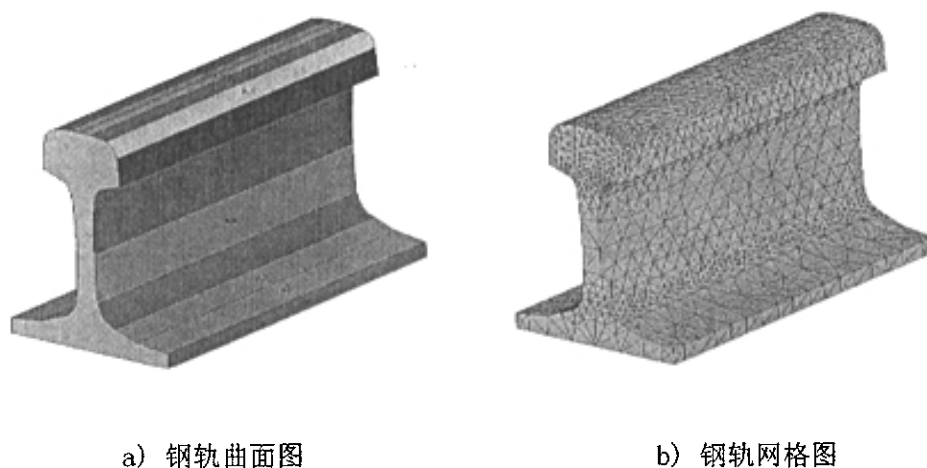


图 3.10 60Kg 级钢轨图

从钢轨的横断面观察, 接触表面是由许多曲率半径不同的曲线组成 (见图 3.10), 属于非 Hertz 接触, 用解析解来描述是很困难的, 借助有限元来分析问题是常用的办法。

三维接触问题的复杂, 不仅表现在拓扑问题上, 也表现在算法上^[88,89]。由于接触状态是随运动中的条件变化而变化, 再者横向位置不一样, 就会由只有车轮踏面和钢轨顶部的一点接触状态变为两点接触 (这时, 车轮的轮缘和钢轨发生接触)。再加上线路一旦投入运行, 就会存在磨损, 那时即使在一组固定的接触面中, 接触过程也不一样, 所以完全模拟实际运动是很困难的 (文献[73]中的摩擦学的三个公理中, 系 3 对此作了理论描述)。在具体仿真中, 一般先假设是一种平稳接触, 简化为二维求解。本章分析模型对钢轨接触问题暂不考虑轮缘接触, 只研究车轮在钢轨顶部平面上的滚动过程, 将模型简化为二维模型来分析塑性发生过程及重复滚动的结果。

3.2 计算模型

3.2.1 二维几何模型及网格划分

定义接触副，细化接触区的网格。如图 3.11 所示，车轮直径为 840mm，轨道长度为 5m。在接触区内或者有可能进入接触内的部分，网格划分要密集一些，在轨面下方，远离接触区的区域由于没有塑性变形，在网格处理时可以粗些，并采用弹性单元，这样可以使 CPU 资源得到合理使用。计算中选用拉格朗日加罚函数法，数学计算中要求有限的穿透容差（实际的接触体互相不发生穿透），为了更高的精度，目标是使发生在接触面的穿透量最小，这意味着接触刚度应该是个很大的值，但接触刚度很大会引起收敛困难。所以在选择接触刚度时，要注意接触刚度和穿透容差的匹配。

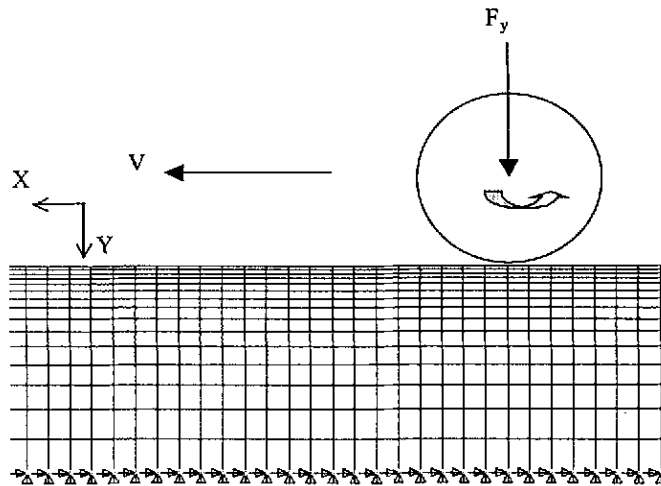


图 3.11 模型网格图

实体单元选择为平面八节点单元。接触单元选择为三结点的高阶抛物线形单元，位于有中结点的二维实体单元的表面。网格参数为：节点总数为 3360，实体单元总数为 3204，接触单元为 8080。材料特性采用双线性随动强化(BKIN)模型，弹性模量 2.08×10^5 Mpa，泊松比 0.28，屈服极限 833MPa，切向模量 2×10^4 Mpa，密度 7800kg/m^3 。

3.2.2 接触单元的描述

执行一个接触分析的基本步骤如下：

- ① 建立模型，并划分网格
- ② 识别接触对
- ③ 定义刚性目标面
- ④ 定义柔性接触面
- ⑤ 设置实常数
- ⑥ 定义运动方式
- ⑦ 给定边界条件
- ⑧ 定义求解选项和载荷步
- ⑨ 求解接触问题
- ⑩ 查看结果

接触单元的描述可以通过设定一系列实常数来完成，在这些实常数中，除了定义目标面单元的几何形状外，还要用来控制接触行为，主要作用有：

- 定义目标单元几何形状；
- 定义法向接触刚度比例因子；
- 定义最大穿透容差；
- 定义接触计算区域；
- 定义初始渗透的容许范围。

对面和面型接触单元，可以使用扩增的拉格朗日算法。使用拉格朗日算法的同时应为拉格朗日算法指定容许的最大渗透，如果程序发现渗透大于此值时，即使不平衡力和位移增量已经满足了收敛准则，总的求解仍被当作不收敛处理，这个值可以改变，但此值太小可能会造成太多的迭代次数或者不收敛。

关键是需要定义接触刚度，两个表面之间渗透量的大小取决于接触刚度，过大的接触刚度可能会引起总刚矩阵的病态，而造成收敛困难。一般来说，应该选取足够大的接触刚度以保证接触渗透小到可以接受，但同时又应该让接触刚度尽量小，不会引起总刚矩阵的病态同时保证收敛性。

对接触面摩擦问题的定义：

在基本的库仑摩擦模型中，两个接触面在开始相互滑动之前，在它们

的界面上剪应力会小于某一值，这种状态称为粘着状态；一旦剪应力超过此值后，两个表面之间将开始相互滑动，这种状态则被称作滑动状态，粘着和滑动计算决定一个点什么时候从粘着到滑动状态的转换。

3.2.3 边界条件

分为几何边界约束条件和运动边界条件。

a. 几何边界约束条件

为使问题分析单一化，不考虑车轮和钢轨间的轮缘接触，从而简化为二维接触。

b. 运动边界条件

加载条件按照图 3.1 中 $F_y=110\text{kN}$ ，此时接触区的最大压力为 1265 Mpa，必然产生塑性变形。将轮子的滚一滑、垂向载荷、牵引力及摩擦系数为研究对象，分析其运行状态。

3.2.4 接触状态分析

为了能直观地看到分析的效果，计算结果全部用云图来显示。先研究在有牵引力作用下由部分滑移到整体滑移的接触状态变化过程。

a. 有部分滑动发生时的接触状态

实际中的滚动接触可以看成是滚滑比不同的运动，自由滚动可以看成是牵引力为零的准静态运动。如果在两个物体之间没有整体滑动，那么在交界面至少存在一个点，在这个点上，表面做没有相对运动的变形，但不能讲整个接触区任何一点都没有滑动。当作用在物体上的切向力小于极限摩擦力时，在一小部分接触面上仍可能由于切向力的作用而产生小的相对滑动。

首先在弹性条件下研究当牵引力增大（轮子不发生转动）的接触状态。图 3.12 中接触状态的显示按照以下设定：粘着状态为 3，滑移状态为 2，远离接触区为 1。在恒法向力 P 作用下时，接触状态存在粘着区和滑移区，它们是对称分布的，这与 Mindlin 解相符。关于接触区的粘着部分和滑动部分，随着牵引力向左逐渐增大，粘着区减小，滑移区增大（图 3.12b, c），不再

是对称分布。这与 Johnson^[84]的结论不一样，他在 Mindlin 假设基础上分析认为，滑动区是从两边增大，向中间对称发展。图 3.12d 显示了粘着区消失，最后接触区全部为滑移状态，发生了接触体在宏观上的滑动。接触状态分析反映了在牵引力逐渐增大（转动自由度限制）的情况下，由部分滑移到宏观滑动开始的全部过程。

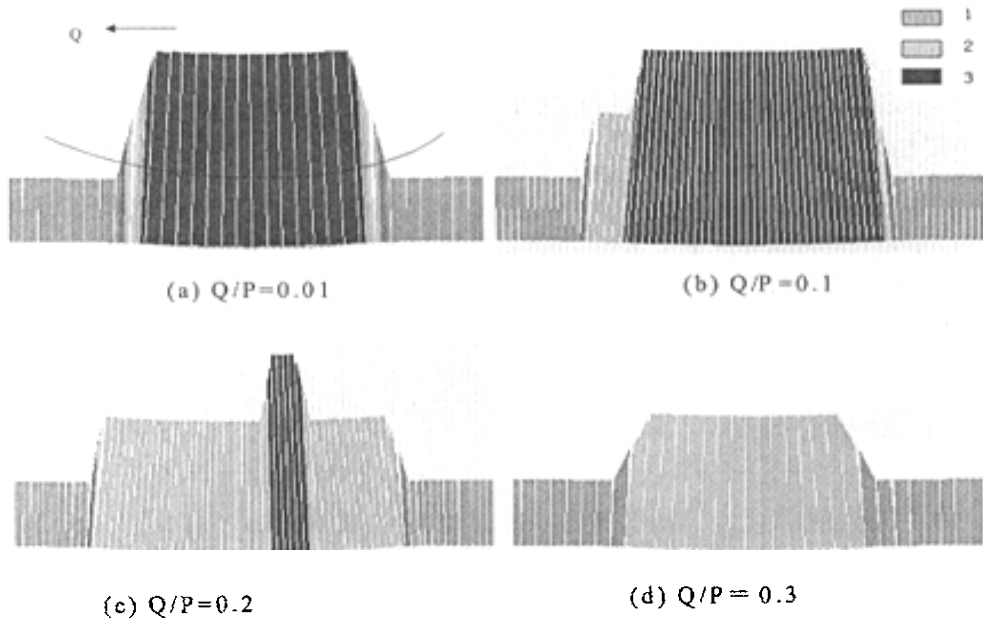


图 3.12 从部分滑移到整体滑动的接触状态变化

$$\mu = 0.3$$

b. 钢轨表层内的剪切应力变化

图 3.13a 显示，在接触面上摩擦系数为 0.3 的情况下，由于施加了牵引力，剪切力分布是非对称的（图 3.13a），随着牵引力增大，剪切力的分布也在变化（图 3.13b, c），直到完全滑动（图 3.13d）。可以观察到最大应力值（拉应力）和最小应力值（压应力）在接触区中的分布。

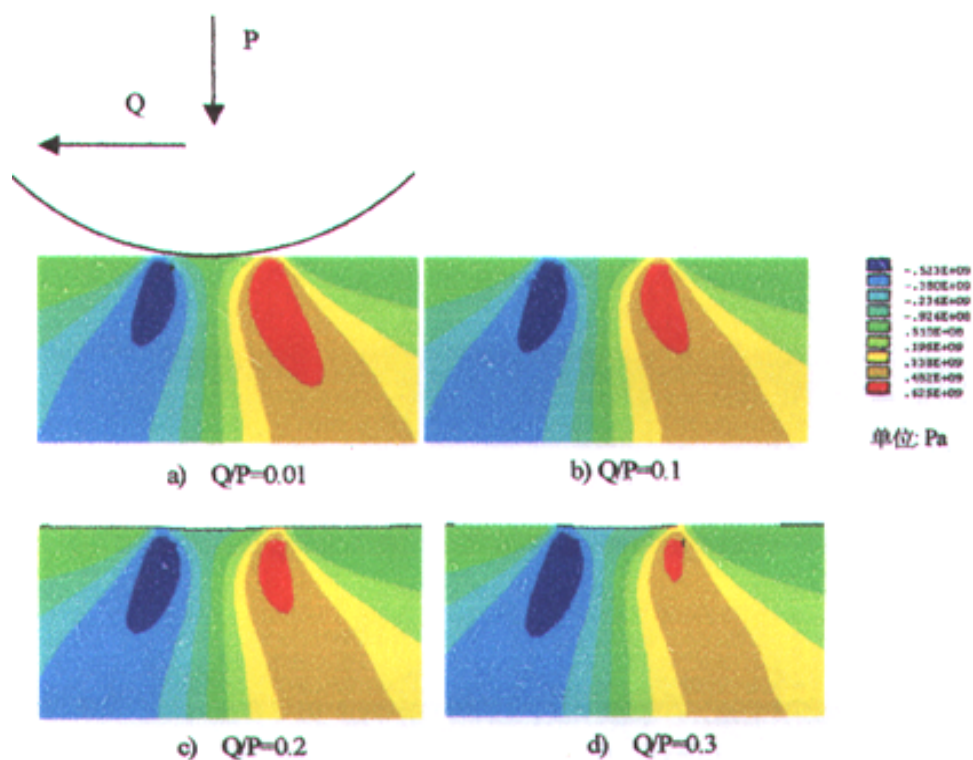


图 3.13 施加牵引力后剪切应力变化图 $\mu=0.3$

c. 接触面切向应力的变化

在牵引力和法向压力的作用下，接触区域内表面应力分布如图 3.14 所示。当滑移区的应力升高到饱和状态，粘着区的切向应力是合成应力。整体滑移开始后，粘着区消失，表面应力全部达到最大值（图 3.14d）。

如果钢轨表面经过渗碳或淬火处理，表层到内部的硬度不一样^[90]，呈非线性变化。接触表面高强度材料特性也会引起接触特性发生变化。随着摩擦系数的增高，最大剪应力位置移向接触表面。如果将最大合成应力约束在处理层，那么要综合考虑接触区的摩擦系数和表面处理深度影响，后面的安定问题研究对这一过程作了进一步解释。

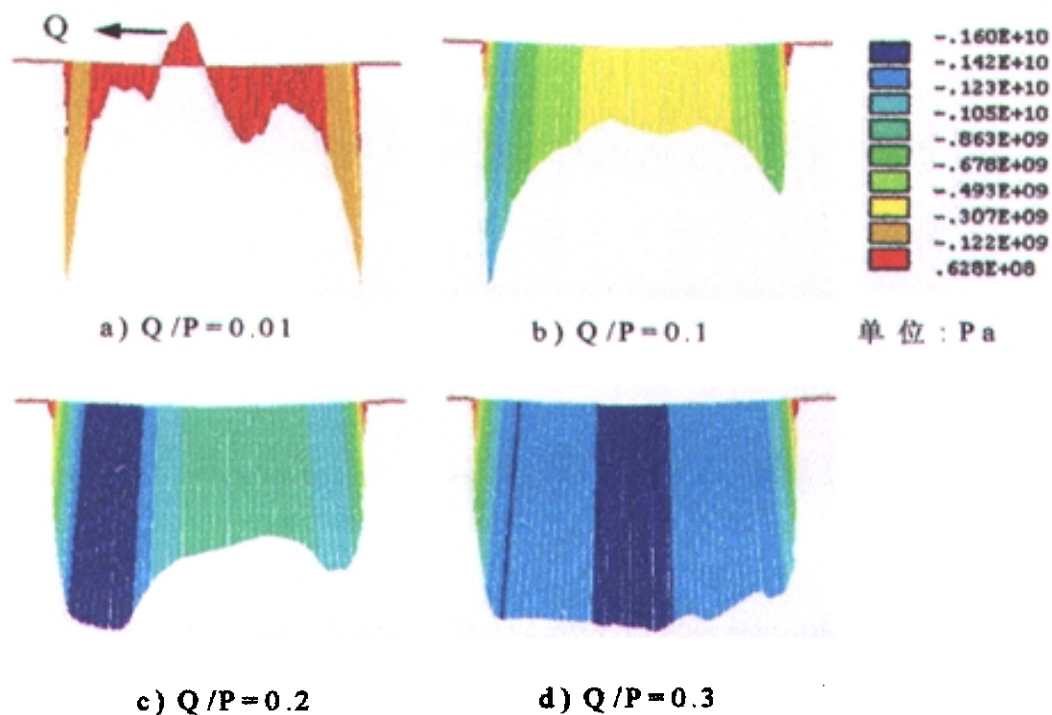


图 3.14 加牵引力后表面应力变化图 $\mu = 0.3$

3.3 恒定载荷作用下安定极限的研究

以弹塑性接触力学和增量塑性理论为基础，在考虑硬化的基础上对滚压过程中材料塑性流动的发展、堆积、分布做了描述，现在加以说明。从疲劳的观点来解释，钢轨最终发生的变形是一个塑性累加过程。以往研究大多是采用移动 Hertz 分布来模拟接触载荷，这与实际的接触过程不相符。如果第一次滚动完成后，接触表面产生了残余变形，第二次滚动的接触载荷再按照弹性 Hertz 分布对待，必然会导致误差。所以必须在重复滚动中考虑表面变形，采用有限元法来解决这个问题。

波磨在理论上绝对平整的滚动接触表面上的产生过程可以看成是残余应力和残余应变作用的结果，这在静态和动态下都可以模拟实现。波磨产生后如何发展则属于接触疲劳问题。解决这两个问题要考虑以下因素：

(1) 材料的疲劳准则，要判断所研究的问题属于高周疲劳还是低周疲劳。按照材料学的划分，高周疲劳属于 Elastic shakedown 范畴。轨道的疲

劳现象通过大量现场观察和实验室调查证明,属于低周疲劳,即 Plastic shakedown 问题。如果超过塑性安定极限就要考虑棘轮效应(ratcheting)的塑性累计变形过程,当这种变形超过材料的韧性极限时,开始产生裂纹;

(2)材料的性能,主要是计算中考虑材料的硬化;

(3)接触过程中运动方式问题,要判断是纯滚动还是滚动加滑动;

(4)是动态解还是静态解,以往由于假设条件或求解的收敛困难,实际都是用准静态观点来研究动力学问题⁽³⁾,这种替代对计算结果的精度必然产生影响。本章仍旧是准静态分析,动态分析在第四章。

(5)塑性堆积过程。

3.3.1 基础理论

a. 滚动接触力学的屈服理论

如果要研究的圆柱在理想弹塑性半空间上自由滚压,假设没有超过弹性极限,接触面积和接触压力可以由 Hertz 理论给出。

考虑材料的弹塑性,就需要设置材料属性。本文采用双线性随动强化模型的材料特性来描述安定极限状态和反复滚压次数的关系。在一定载荷(不超过塑性安定极限)条件下,如果第一次加载过程中超过了弹性极限,则发生一些塑性变形并因此产生残余应力。第二次加载时,在接触应力和前一次的残余应力综合作用下塑性变形就会变小。经过若干次的重复滚压,由于塑性变形的累积效应,残余应力达到一个固定值,即达到一种完全弹性状态。Melan 定理对这一现象进行了描述:假设可以找到任何与时间无关的残余应力分布以及由载荷引起的弹性应力,它们共同构成在弹性极限以内的应力体系,那么这一体系是安定的。反之,假设找不到这样的残余应力分布,那么这一体系不安定,并会在每次加载时发生塑性应变。

参照 Johnson 的分析^[84],首先在两个接触固体的应力场中,研究开始塑性屈服的载荷状态。依照 Von Mises 剪切应变能准则:

$$J_2 \equiv \frac{1}{6} \{ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \} = k^2 = \frac{Y^2}{3} \quad (3.20)$$

或 Tresca 最大剪应力准则

$$\max\{|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|\} = 2k = Y \quad (3.21)$$

式中, $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 是复杂应力状态下的主应力, k 和 Y 分别表示材料在纯剪切时和单向拉伸时(或压缩时)的屈服应力值。

Von Mises 准则与第三主应力有关, 即与泊松比有关。当 $\nu = 0.3$ 时, 在表面下方 $0.7a$ (a 为接触半径) 处开始屈服, 此时最大接触压力为

$$(p_0)_Y = 3.1k = 1.79Y \quad (3.22)$$

假设载荷经过后在半空间里存在残余应力分布(以下标 r 表示), 现在研究安定状态下表面及表面下应力分布的状况。由于接触应力和残余应力的组合, 主应力由下式给出:

$$\sigma_1 = \frac{1}{2}\{\sigma_x + (\sigma_x)_r + \sigma_z\} + \frac{1}{2}\left[\{\sigma_x + (\sigma_x)_r - \sigma_z\}^2 + 4\tau_{xz}^2\right]^{1/2} \quad (3.23a)$$

$$\sigma_2 = \frac{1}{2}\{\sigma_x + (\sigma_x)_r + \sigma_z\} - \frac{1}{2}\left[\{\sigma_x + (\sigma_x)_r - \sigma_z\}^2 + 4\tau_{xz}^2\right]^{1/2} \quad (3.23b)$$

$$\sigma_3 = \nu\{\sigma_x + (\sigma_x)_r + \sigma_z\} + (\sigma_y)_r \quad (3.23c)$$

将式(3.23)的 a, b, c 代入到式(3.20)中, 能看到: 选择残余应力 $(\sigma_x)_r = \sigma_z - \sigma_x$ 时可以满足 $\tau_{xy} = k$ 。因此, 当固体内任何地方的 τ_{xy} 最大值达到 k 时, 就能发生安定的极限条件。

τ_{xy} 最大值在点 $(\pm 0.87a, 0.50a)$ 处为 $0.25p_0$, 因此, 安定极限出现在:

$$(p_0)_s \leq 4.00k \quad (3.24)$$

对比式(3.22)中的极限屈服点, 由于载荷和接触压力平方成正比, 所以安定极限载荷 P_s 与弹性极限载荷 P_Y 比为:

$$\frac{P_s}{P_Y} = \left(\frac{4}{3.1}\right)^2 = 1.66 \quad (3.25)$$

这说明了在二维条下载荷必须增加到超过初始屈服载荷的 66%, 使得在反复加载循环中产生连续应变。

以上为无摩擦状态下的结论。

b. 增量塑性理论

波磨问题是属于在接触力学范畴内的变形问题, 要用到弹塑性理论来

解释。有关塑性变形的增量塑性理论给出了一种描述应力和应变增量的数学关系，用于表示塑性范围内的材料行为。它有三个基本组成部分：

- 屈服准则
- 流动准则
- 硬化准则

① 屈服准则

对于单向拉伸试件，通过比较轴向应力与材料屈服应力，可以确定是否屈服。然而，对于多向应力状态，有必要去定义一个屈服准则。屈服准则是应力状态的单值（标量）度量，可以很容易地与单轴试验的屈服应力相比较。因此，如果知道应力状态和屈服准则，程序就能确定是否会发生塑性应变。本文屈服准则采用 Von mises 准则，因为它可以较好地模拟大多数金属材料的特性。

② 流动准则

当屈服发生时，塑性应变沿垂直于屈服面的方向发展，这样的流动法则称为相关流动准则。

③ 硬化准则

分析安定问题必须考虑材料硬化问题，关于硬化因素的影响，与理想弹塑性材料的不同是，会导致屈服极限随着滚压循环次数要升高，这要限制在材料失效以前，即在断裂强度以下。

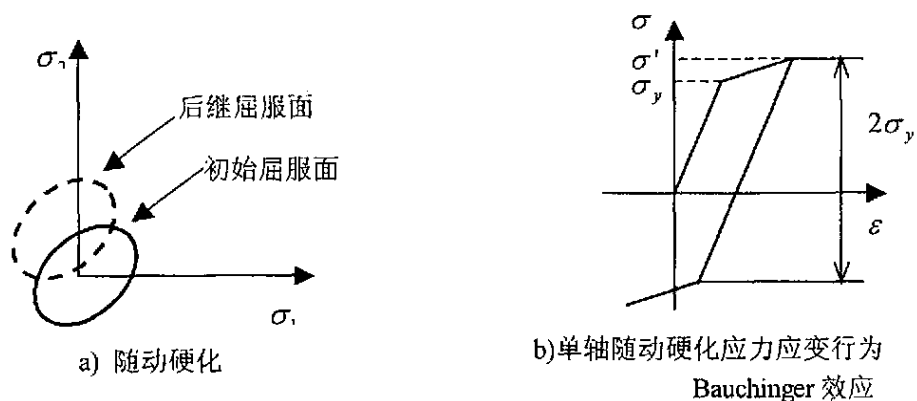


图 3.15 硬化定律

为说明初始屈服准则如何随不断发展的塑性应变的增大而变化，硬化

准则描述了在塑性流动过程中如何修正屈服面。如果继续加载或反向加载，硬化准则会确定何时将再次屈服。基本硬化准则有两个：随动硬化和各向同性硬化。对于小应变循环载荷，大多数材料显示出随动硬化行为，如图 3.15(a)所示，屈服面允许在应力空间移动但保持原来的大小和形状。它可以用 Bauschinger 效应来描述（见图 3.15b），即压缩时的后继屈服应力小于拉伸时增大后的屈服应力，这两种屈服应力间总能保持 $2\sigma_y$ 。随动强化模型对大多数金属都适用。

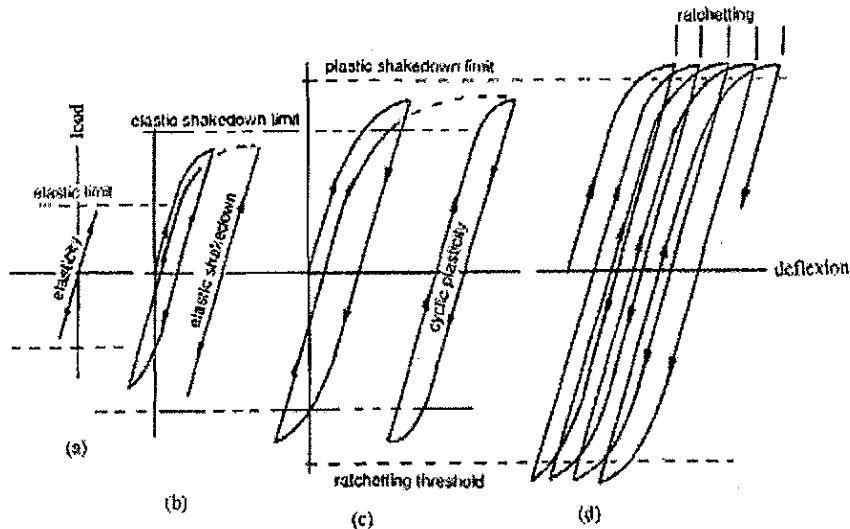


图 3.16 棘轮效应示意图^[59]

为了进一步了解安定极限的含义和在不同阶段的特性，现引用参考文献[59]的叙述来做一些解释说明（见图 3.16）。当载荷不大时，材料中没有任何部位发生屈服，则结构表现完全弹性，如图 3.16 中 a 区所示。超过结构弹性极限，至少第一次加载就有塑性流动发生，但是由于残余应力的作用，达到了一个新的完全弹性的稳定状态，这是称为 elastic shakedown（见图中 b 区所示）。当载荷进一步加大，每一步载荷都能导致材料的弹性和塑性变形的发生。如果达到稳定状态时应力循环是封闭的，此时会产生一个循环塑性状态，就是在图中 c 区所示 plastic shakedown 以下变化。但是，在某种情况下，施加的载荷越过塑性安定极限（plastic shakedown），会发生棘

轮失效 (ratcheting failure), 如图中 d 区域所示, 在这个变化过程中, 材料在每个载荷循环后会发生塑性变形, 当累积变形超过材料韧性后, 材料失效^[91]。

3.3.2 计算结果

a. 安定状态的实现

当两个物体的弹性模量设置成一样, 假设车轮为弹性, 钢轨材料为双线性随动硬化, 则在轨道表面会产生塑性变形。

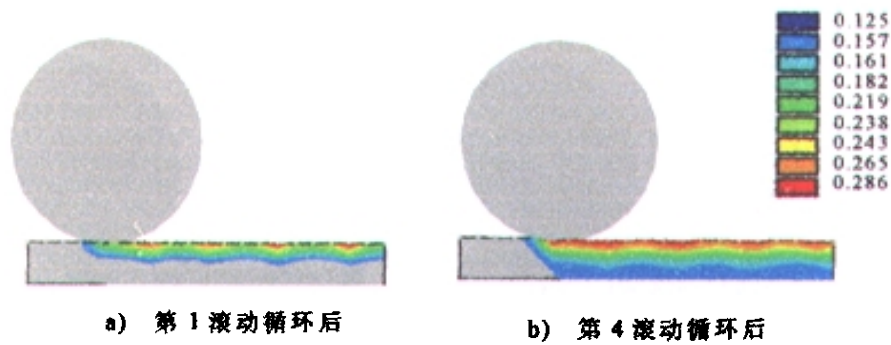


图 3.17 Von Mises 等效塑变/(%)
 $\mu = 0.3$

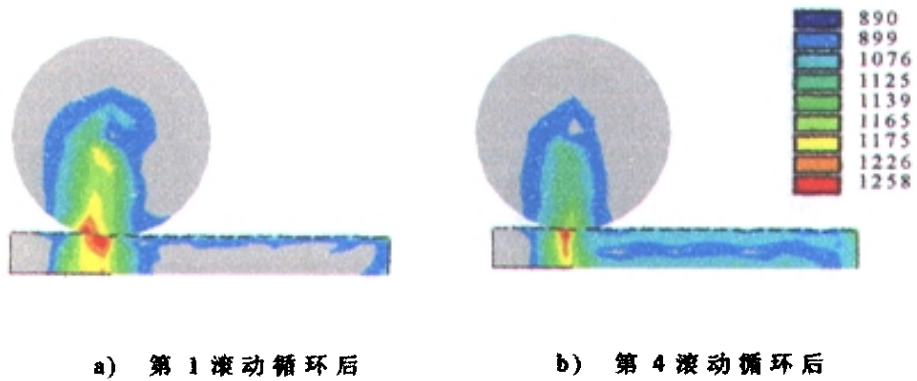


图 3.18 Von Mises 等效应力(MPa)
 $\mu = 0.3$

图 3.17 所示,在第一次滚压后出现了表面塑性变形(图 3.17(a)),对比可以看到滚压 4 次的塑性变形过程(图 3.17(b)),塑性累积效应明显地反映出来了。这有两层意义,首先可以回答前言中的第一个问题,就是在一定的载荷条件下,可以在表面(含表层)出现不均匀塑性变形;第二可以把这个残余变形当作下一次的初始条件。

图 3.18 显示了对应的残余应力演化过程。第 4 个循环后,塑性不再增加,也就是在硬化条件下达到了稳定变形,进入了安定状态。这时还不能确定变形具有固定波长,观察的波长范围在 200mm 左右。

这里的重复滚压是指每次滚动的垂向载荷值和起始位置均保持不变。这样假设的目的是为了研究固定点的残余应变叠加,进一步分析接触表面的安定状态。实际中钢轨产品在投入使用前就存在残余应力,这主要是产生于钢轨制造过程中,初始残余应变的设置可以由第一次滚动后实现。那么在经历重复滚压后,也会产生塑性叠加,可以判定初始残余应力是钢轨波磨发展的一个因素。

b. 摩擦对接触安定状况的影响

在没有摩擦的情况下,剪应力的最大值在距表层深度为 $0.78a$ (a 为接触区域一半长度)的位置上。当接触表面有摩擦时,在接触区内,由于法向力和切向力共同作用下最大剪切力移向表面。如果摩擦系数为 μ ,根据 Hertz 理论及 Amonton 摩擦定律确定切向力为:

$$q(x) = \mu \cdot p_0 = \frac{3\mu P}{2\pi a^2} (a^2 - x^2)^{1/2} \quad (3.26)$$

其中:

P 为每单位轴向长度上将圆柱体压至与平面接触的法向力;

a 为接触区域半径;

x 为接触区内距离接触中心距离, $x \leq a$;

该力在接触面的所有地方都平行于 x 轴。

为了求出初始屈服时的接触压力 P_0 , 使该最大主剪应力等于纯剪时的屈服应力 k , 如果摩擦系数足够高, 则接触面处能够达到屈服。

变形面上的主剪应力为:

$$\tau_1 = \frac{1}{2} \left\{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2 \right\}^{1/2} = \mu p_0 \quad (3.27)$$

这个结果表明，当满足如下条件时：

$$\frac{p_0}{k} = \frac{1}{\mu} \quad (3.28)$$

在整个接触面的宽度上材料将达到屈服。

结合公式(3.28)可以看出 $\mu < 0.25$ 时，在接触面底下的材料中一个点达到屈服。对于 $\mu > 0.25$ 的情况，则预示着表面达到屈服。图 3.19 所示为滚动接触安定极限，横坐标代表摩擦系数，纵坐标代表最大接触应力 p_0 (k 代表材料的屈服强度)。对比理想弹塑性材料和随动硬化材料的屈服曲线，可以看到材料硬化对接触面起到一定保护作用，因为它提高了屈服强度。当 $\mu < 0.3$ ， p_0 的下降比较缓慢，但随着摩擦系数的增大，下降比较快，而且摩擦系数越高，达到安定极限的临界接触压力 p_0 越低，即失效越快。

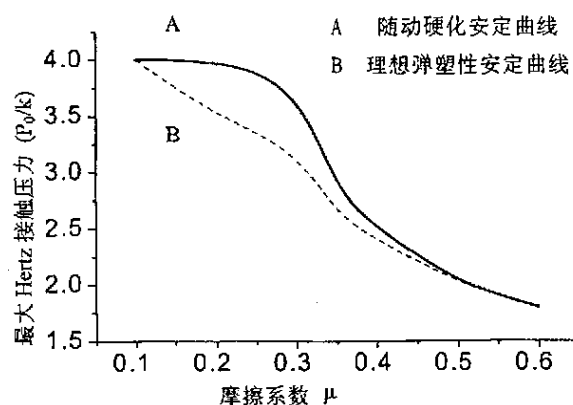


图 3.19 滚动接触安定极限图

如果表面存在摩擦力，会降低安定极限的阈值，加速表面塑性变形。接触层最大合成应力随着摩擦系数的增高而移向表面，这一现象可以说明润滑状况不好时会造成接触表面受力的恶化。有滑动时就容易屈服并产生较大的残余变形。

要提高钢轨的强度和使用寿命，就应该考虑表面处理深度，使其大于钢轨表层中由于接触力造成的最大等效应力和最大剪应力位置距表面的距离。在波磨严重地段，将全长热处理，抗拉强度为 1100MPa 的钢轨替换掉没有热处理的 880MPa 热轧钢轨，钢轨的波磨现象发生周期就会缩短，磨损

程度也会降低^[92,93]。

3.4 关于控制计算误差的讨论

在本课题分析中，对可能引起的误差因素分析如下：

a. 单元类型

平面四点单元和带中间节点的平面八点单元，分别有各自的特点，但在接触表面有塑性变形时，带有中间节点的单元有很好的柔性，可以避免刚性单元带来的分析误差。

b. 网格密度

对接触区要求单元要密集到不丢失精度，但在没有发生塑性变形的区域，则可以采用弹性单元求解，这样可以节省计算资源，但这要采取多次计算确定弹塑性分布区域。

c. 非线性解中的接触刚度

非线性求解的收敛准则是要考虑计算精度和速度的平衡。接触问题属于强非线性，在迭代时要设置接触刚度的初值，不同的初值会得出数值相差较大的解，为了取得一个合理的接触刚度值，需要测试一组刚度，一直到求得稳定解才能认为计算结束。对每种接触问题的计算，还需要考虑接触单元数量和穿透容差等参数的初值设置，这样才能保证解的收敛性和精度。

3.5 本章小结

a. 研究了滚动接触的蠕滑特性，对 Merwin 和 Johnson 关于滚动接触塑性变形的假设作了验证。分析表明这些假设在产生小塑性时可以应用，但对研究波磨问题不完全适用，因为在研究弹塑性问题中，理想弹塑性和双线性随动硬化两种材料计算误差较大。本文在弹塑性滚动接触中考虑了接触面的塑性变形和残余应力场的叠加。

b. 完成了弹塑性滚动接触的求解，回答了波磨研究的第一个问题，就是在施加使材料出现屈服的载荷后，会在表面（含表层）出现不均匀塑性变形。

c. 波磨是在弹塑性条件下对硬化材料重复滚动加载中形成的。不规则

残余应力，最终导致不规则的残余变形。在准静态载荷下，会产生不规则（近于周期性）的残余变形，但它是否就是波磨产生的本质，或者仅仅是由于某种计算上的原因，还有待于更深入的研究。垂向载荷是影响接触塑性变形出现的主要因素，重复加载可以实现准静态条件下安定极限的形成过程。在载荷参数完全相同的情况下，重复滚动 4 次可以达到安定状态。

d. 讨论了摩擦对安定极限的影响。摩擦的存在降低了安定极限，验证了 Johnson 理论中理想弹塑性和双线性随动硬化两种材料的安定极限分析，当摩擦系数变大时，安定极限都表现出降低特性，但双线性随动硬化模型下降得比理想弹塑性材料慢，可以看到硬化对材料表层的保护作用。

4 在高频力作用下的短波长波磨研究

本章采用有限元法研究了在高频力作用下，钢轨表面短波长波磨产生和发展过程。结果显示出在一定的载荷条件下，经过重复滚压，接触表层最终会达到安定极限状态，并在接触表面生成有规律的短波长变形。同时研究了枕木的间距对钢轨表面塑性变形和钢轨弯曲变形的影响。与试验结果作了对比，在动力学影响等方面取得了较为一致的结论。最后讨论了在波谷处硬化白层的形成机理。

在动载荷作用下，高频力有时达到 300kN 以上^[9,59]，在接触面内因有 τ_{max} ， $p_0 \propto \sqrt{F}$ ，(F 为垂向压力， p_0 为接触区内最大接触压力， τ_{max} 为接触区内最大剪应力)，因此加速了轨道的塑性变形。高频力的作用位置是根据轮轨系统的几何及运动参数（如枕木的排列方式，弹性大小，轨头的高低不平顺和车速等因素）来决定的。列车高速运行中，在高频力的作用下，轨道表面呈现出短波长的波磨。一旦波磨出现后，又会对轮轨系统产生不平顺的激励，引起更大的轮轨冲击力，加剧了波磨的发展。

4.1 非线性瞬态分析理论

在非线性动力学问题中，一般采用直接积分法。由于问题的复杂性及多样性，在非线性问题中不能给出保证成功分析的简单原则。动力学问题成为非线性有许多原因，可能是材料引起的（如塑性），也可能是由于大转动和大位移（几何非线性）引起的或者由于非线性加载和非线边界条件（如接触）引起的。先讨论非线性方程的直接积分法。

4.1.1 非线性方程的直接积分法

对于非线性问题，动力学方程可以写成下列形式：

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + f_{int} = f \quad (4.1)$$

式中 f_{int} 为内力向量，它是位移的非线性函数。 M 和 C 矩阵也可与位移或速度相关。此处仅考虑内力的非线性。

将式(4.1)对时间微分，有：

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + K'\dot{u} = \dot{f} \quad (4.2)$$

式中:

K' 为切线刚度矩阵。

在第一次近似中, 可以假设方程在有限时间域 Δt 内连续, 因而可将方程写为:

$$M\Delta\ddot{u} + C\Delta\dot{u} + K'\Delta u = \Delta f \quad (4.3)$$

此方程可用迭代求解。对于 Newmark 法, 有:

$$\left(4\frac{M}{\Delta t^2} + 2\frac{C}{\Delta t} + K'\right) \cdot \Delta u = \Delta f + \left(4\frac{M}{\Delta t} + 2C\right) \dot{u}^n + 2M\ddot{u}^n \quad (4.4)$$

在上式中, 增量动力学平衡方程是近似满足。由于没有残余载荷修正, 所以每个增量的误差累积会导致解的精度降低。

另一种方法是将式(4.1)在当前状态 (增量步 n) 进行线性化, 从而得到方程为:

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + K'u = f - f_{\text{int}}^n + K'u^n \quad (4.5)$$

对上式左端采用 Newmark 列式, 可得到递归关系为:

$$\left(4\frac{M}{\Delta t^2} + 2\frac{C}{\Delta t} + K'\right) \cdot \Delta u = f^{n+1} - f_{\text{int}}^n + \left(4\frac{M}{\Delta t} + C\right) \dot{u}^n + M\ddot{u}^n \quad (4.6)$$

类似地, 如果采用 Houbolt 列式可以得到:

$$\begin{aligned} \left(2\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{11}{6}\frac{C}{\Delta t} + K'\right) \cdot \Delta u &= f^{n+1} - f_{\text{int}}^n + \left(3\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{7}{6}\frac{C}{\Delta t}\right) \ddot{u}^n - \\ &\left(4\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{3}{2}\frac{C}{\Delta t}\right) \ddot{u}^{n-1} + \left(\frac{M}{\Delta t^2} + \frac{1}{3}\frac{C}{\Delta t}\right) \ddot{u}^{n-2} \end{aligned} \quad (4.7)$$

上面两种方法都是将问题线性化, 然后进行加权余量近似。对于中心差分法, 不需要进行迭代, 因为仅在已知量上加权。

因此可以直接写为:

$$\frac{M}{\Delta t^2} \Delta u = f^n - f_{\text{int}}^n + \frac{1}{\Delta t^2} M(u^n - u^{n-1}) - \frac{1}{2\Delta t} C(u^n - u^{n-1}) \quad (4.8)$$

Newmark 法和 Houbolt 都是隐式算法, 算子矩阵有刚度矩阵, 因而矩阵的非线性要求每个时间都要重新组集并求解该矩阵。中心差分法是显式算法, 如果忽略质量阵的非线性, 只需组集和求解一次, 非线性在右端项得到充分的考虑。

如同基于直接积分法的线性瞬态分析，阻尼矩阵不能直接得到。质量阻尼或粘性阻尼可用于衰减低阶频率如去掉刚体模态，刚度阻尼用于衰减瞬态分析中的高阶模态。在非线性分析之中，如采用刚度阻尼，由于经常要求减小时间步长而使阻尼往往过高。可以采用修正 Newton-Raphson 迭代法，仅在每个增量步开始形成一次刚度阵。

4.1.2 塑性的影响

在本章非线性动力学分析中，会产生塑性变形。在塑性区，刚度会下降加快，这将产生两方面的影响：

- (1) 在塑性区特征频率明显下降；
- (2) 刚度的突然改变会引起高频率的扰动。

对于线性分析，高频扰动没有什么害处，因为可以叠加到更多的总体低阶频率响应之中。但对于弹塑性分析，局部高频率可引起局部卸载并使刚度突然改变，这加剧了高频振动。为克服此问题，有两种可能的选择：采用有人工阻尼的积分法或采用合适的刚度对高频响应进行衰减。

4.1.3 非线性加载和边界条件

接触非线性问题可分为两种类型：

- (1) 与刚体表面接触；
- (2) 两个柔性体之间接触。

第一类问题没有特别的设置也可以处理，如果点的位移足够大，达到边界，位移保持恒定，速度和加速度则会马上消失。

第二类问题由于要考虑每个节点的冲量而涉及到附加条件。因此当碰撞引起一些瞬时的速度变化(Δu) 应确认为：

$$M \cdot \Delta \dot{u} = 0 \quad (4.9)$$

这个方程不仅只有解 $\Delta u = 0$ ，如果在碰撞前两个节点的速度有以下关系：

$$u^i + \Delta u^i = u^j + \Delta u^j \quad (4.10)$$

碰撞后，它们还是相等。

那么在式(4.10)的条件下，式(4.9)具有非零解。

显然如果采用一致质量矩阵，需对质量矩阵求逆。

如果质量阵为集束矩阵，式(4.9)和式(4.10)变为：

$$u^c = \frac{m^i u^i + m^j u^j}{m^i + m^j} \quad (4.11)$$

式中 u^c 为公共节点的速度。即使质量矩阵为一致质量阵，将它集束化对提高计算速度也是非常有效的。

4.1.4 精度和稳定性

对于线性瞬态分析，Houbolt 法和 Newmark 法是无条件稳定的，而中心差分法是条件稳定的。中心差分法的稳定极限由最高频率给定， $\Delta t_{\max} = 2/\omega_{\max}$ 。绝大数非线性分析对最高频率影响很小，所以最大稳定时间步长不需改变。采用快速中心差分法时，稳定极限连续再计算，相应地对时间步长也作调整。

Newmark 法对非线性问题有时出现不稳定，但通常可选用合适的刚度阻尼来消除。在精度方面与线性问题相比会有区别，这是以下因素引起的：

- 频率的改变。材料非线性能改变结构行为，如果特征频率降低而采用与线性相同的步长，精度将提高，如果特征频率升高而时间步长不变，精度将降低。
- 高频的突发激励。发生在冲击状态下，需要缩小时间步长来保证精度。

以上的考虑也适合于 Houbolt 法。由于有强人工阻尼一般不会发生不稳定，不需要刚度阻尼，精度一般比 Newmark 法差。因它不能改变时间步长，所以对冲击问题用处不大。

4.2 分析模型及边界条件

以往受到各种因素的制约，多采用准静态方法来研究重复滚压，并都是在不同的简化条件下完成的。没有考虑动特性的影响^[85,89,94,95]。本章以弹—塑性接触力学和增量塑性理论为基础，并运用疲劳的观点来解释轨道最终发生的变形，该变形是一个塑性累加的过程。采用动力学与摩擦学耦合的方法，对轨道的安定性与接触疲劳进行了分析。

4.2.1 有限元模型网格划分

图 4.1 所示为接触模型。轮轨接触的三维实体模型如图 4.1a 所示。假设轮缘和钢轨表面接触，车轮无自旋现象，轨道跨越四个枕木。利用 ANSYS5.7 计算，采用具有 8 节点立体单元，定义的接触单元为四点单元，划分后的

网格单元数为 51868，节点数为 73268，接触单元为 7820。随后定义实常数，指定接触刚度，接触方式等。由于接触面是塑性变形较大的区域，所以对这部分作网格细化处理，如图 4.1b 所示。由于动力学分析方程中有惯性项，ANSYS 的求解时间是和方程（节点）数量成平方关系，所以动力学问题和静态问题相比，求解时间大大延长。

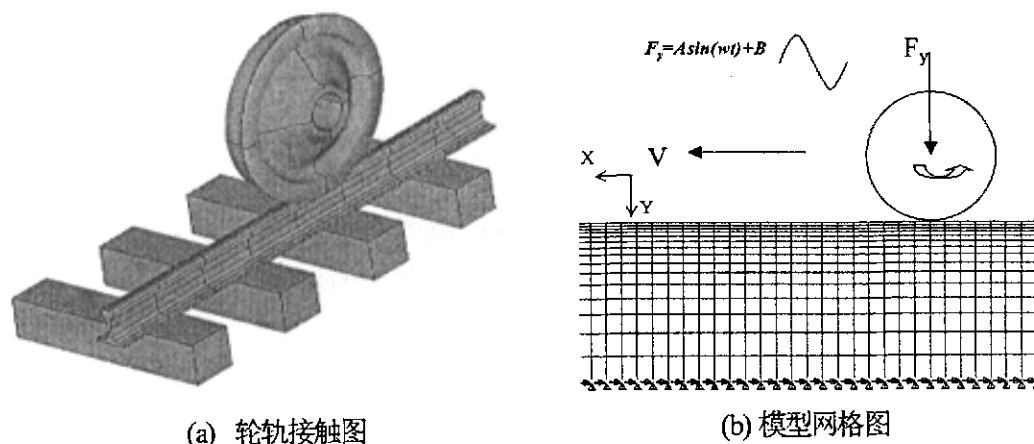


图 4.1 接触模型

4.2.2 边界条件

边界条件分为材料属性、几何边界和运动边界条件。轮轨材料均采用双线性随动强化模型，弹性模量 $2.08 \times 10^5 \text{MPa}$ ，泊松比 0.28，屈服极限 833MPa，切向模量 $2 \times 10^4 \text{MPa}$ ，比重 7800kg/m^3 ，摩擦系数在开始计算时设定为 0.3，在计算中要进行调整，枕木排放按照一般线路的 1760 根 / km（枕木间距为 0.568m），底面宽度为 0.200m，施加的载荷取自文献 [96] 的测试数值。

可以设置载荷的方程为：

$$F_y = A \sin(\omega \cdot t) + B \quad (4.12)$$

式中：

F_y 为轮子上的垂向载荷；

A 为动载荷幅值, 取为 $5 \times 10^4 \text{ N}$;

B 为静载荷值, 取为 $10.5 \times 10^4 \text{ N}$ (按照轴重 21 吨计算);

ω 为载荷频率, $\omega = 2\pi f$, $f = 460 \text{ Hz}$;

t 为运动时间。

将施加的载荷离散为多载荷步来实现运算, 重复滚动加载 (垂向载荷、载荷频率、相位和滚动速度均不变), 纯滚动时水平速度 30 m/s (108 km/h), 载荷频率 460 Hz 。在 HP VISUALIZE P-Class (A6034) 工作站上完成运算, 一个滚动循环的时间大约 5 小时 46 分钟。

4.3 计算结果

4.3.1 安定状态的形成

轨道顶部由五个曲率半径不同的圆弧组成, 在接受轮对轴向力作用下, 表现出的最大接触力集中在轮缘和钢轨接触处 (见图 4.2), 波磨的出现也在这一部分, 后面的应力分析就集中在这一区域。

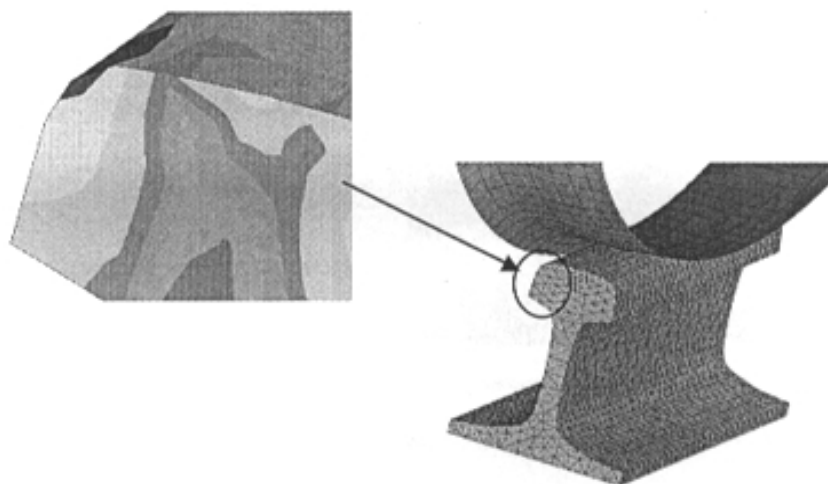


图 4.2 轨道接触断面上最大塑性变形位置

在固定频率载荷的作用下, 并保持初始相位不变 (这样假设的目的是为了观察固定点的安定状态), 重复滚动四次。滚压结束后, 接触表层达到

了安定状态。图 4.3(a)表示经过动态高频力作用后，会形成有规律的塑性变形。图 4.3(b)显示了接触表面放大 30 倍的表面形貌，可以看到表面已经形

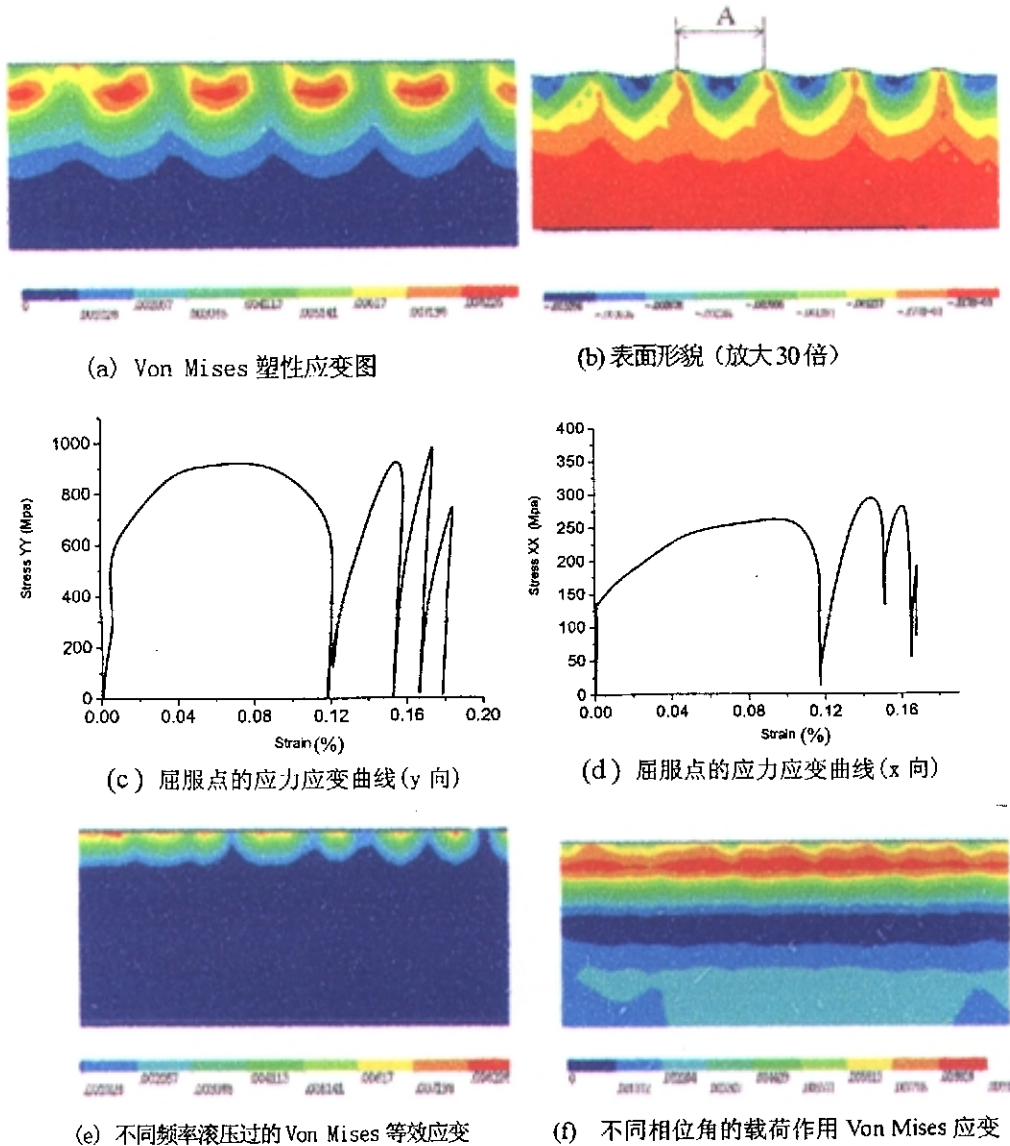


图 4.3 动态力作用结果图, $V=30\text{m/s}$, $f=460\text{Hz}$, $\mu=0.3$

成了有规律的变形，波长 $A = V/f = 0.065\text{m}$ ，形成短波长波磨。图 4.3(c)和图 4.3(d)分别表示接触表面下一个屈服点上的 x 和 y 向应力应变曲线，第一次滚压时，应变最大，越过了弹性区域，之后的滚压应力逐渐升高，可以看到材料的硬化作用。到第四次，应力降低，同时变形不再增加，即达到了

安定状态。在整个过程中，硬化导致循环曲线保持上升的趋势，接触面积增大则会造成循环曲线有下降趋势，到了第四循环，由于硬化过程完成，不再增加，此时面积增大的因素起了关键作用，所以曲线下降。

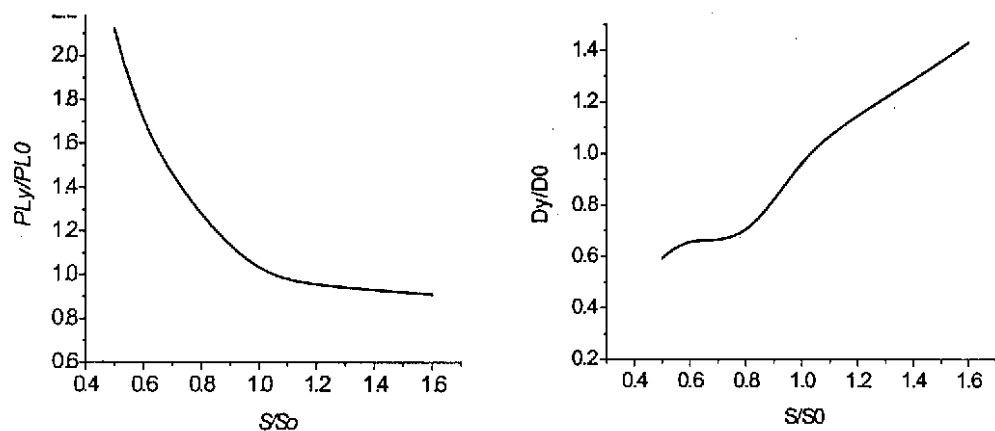
4.3.2 频率的影响

如果第一个循环是在设定初始频率下滚过，再经过另一个频率（设为380Hz）的动态力作第二次滚动，由于这时没有达到安定状态，就会看到接触表面的变形会是具有多种频率信息的塑性变形叠加，如图4.3(e)所示。

4.3.3 相位角的影响

保持频率不变，如果在达到安定状态之前，依次改变初始相位角，分别为0, $T/4$, $T/2$, $3T/4$ (T 为载荷作用周期)，载荷反复作用，那么接触面会发生塑性变形的重叠（见图4.3(f)）；但如果在达到安定状态之后，接触表面在承受初始相位角不一样的载荷时，对接触表面已经形成的塑性变形没影响。

4.3.4 枕木间距的影响



(a) 钢轨表层塑性变形与枕木间隔的关系 (b) 钢轨弯曲变形与枕木间隔的关系

图4.4 枕木间隔的影响作用

枕木的距离变化不会改变波磨的波长。图4.4示枕木距离的影响，分别计算了钢轨接触表面塑性变形和枕木间距以及钢轨最大弯曲变形和枕木间

距的关系，参数说明如下：当枕木采用标准布置时（1760 根 / km），枕木间距为 0.568m，记为 S_0 ，计算出的最大表面塑性变形为 PL_0 ，最大钢轨弯曲变形为 D_0 。当枕木间距调整后记为 S ，取 S/S_0 为横坐标。图 4.4(a) 是钢轨接触区域塑性变形与枕木间隔的关系。变量 PL 为调整后接触表面塑性变形，无量纲 PL/PL_0 为纵坐标。可以看出，枕木间隔距离变大，接触表面的塑性变形减小。这是因为轨道变形加大，实际接触面积变大，造成最大接触应力下降，所以表面变形减小。图 4.4(b) 是钢轨弯曲变形与枕木间隔的关系。 D 为枕木间距调整后的钢轨弯曲变形，无量纲量 D/D_0 为纵坐标。枕木距离变大时，钢轨弯曲变形趋势是增大。这样钢轨在动载荷下，容易发生弯曲振动，这是不希望发生的。所以在分析枕木间隔距离影响时，要综合考虑钢轨表面塑性变形和钢轨整体弯曲变形这两种因素。

4.3.5 摩擦系数的影响

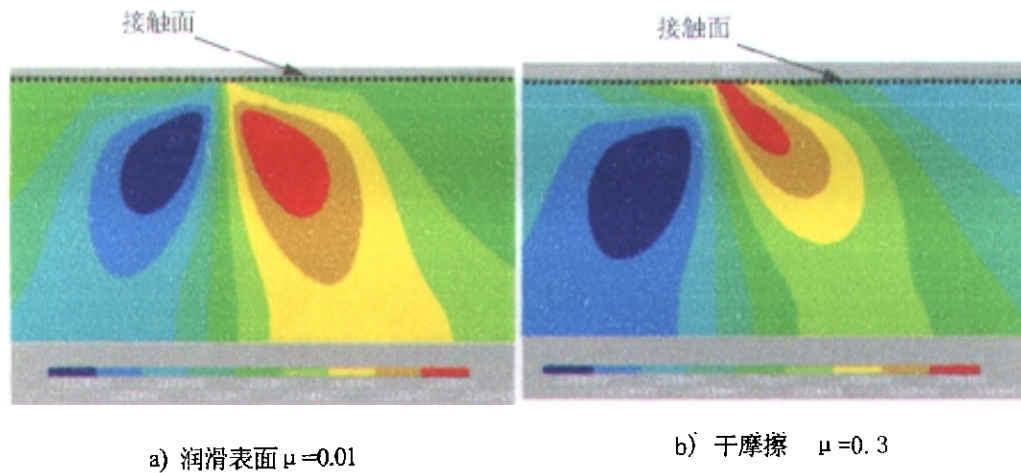


图 4.5 不同摩擦状态下的剪应力

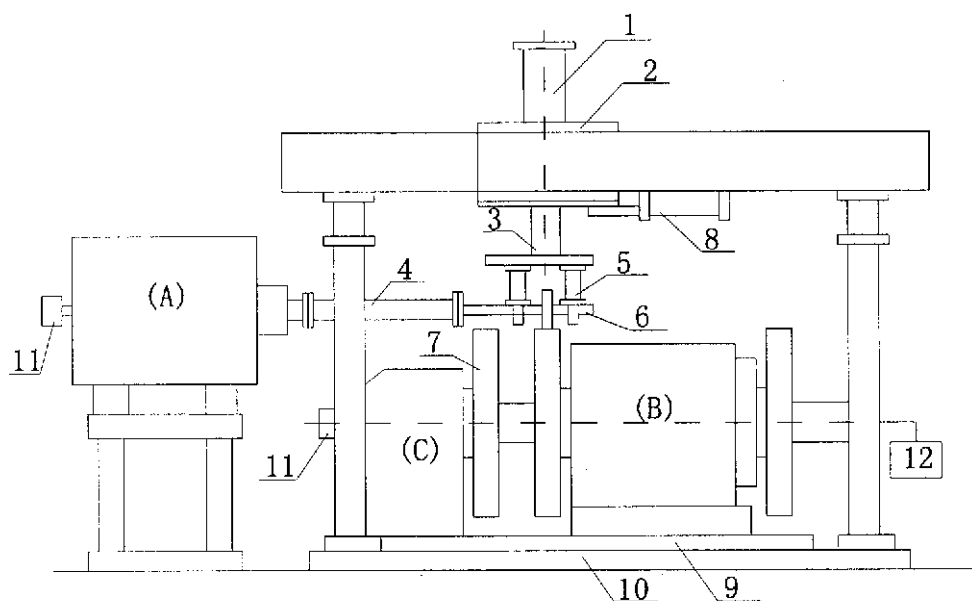
如果在滚动接触中，接触表面润滑状况不一样（见图 4.5），钢轨表层下的最大剪切应力就会处在不同位置。图 4.5(a) 示出了润滑状况良好时，最大剪切应力位置在表面下方。图 4.5(b) 示出了表面摩擦系数较大的情况下，最大剪切应力位置移向表面。

4.4 试验结果的讨论

本节介绍同属于一个基金项目的两个试验，西南交通大学摩擦研究所轮轨模拟试验和牵引动力国家重点实验室整车轮轨试验，介绍其中有关波磨的部分试验结果。（参见文献[6]和[96]）

4.4.1 轮轨模拟试验台^[96,97]

轮轨小比例模拟试验机系统组成见图 4.6，图 4.7 到图 4.8 为试验台架和系统的照片。



1. 垂向加载装置 2. 加载装置小车 3 心轴与軛架 4 万向轴
 5 载荷传感器 6 轮对模型 7 模拟轨系统 8 横向加载油缸
 9 转动平台 10 基础平台 11 光电增量编码器 12 测速电机
 (A) 模拟轮电机 (B) 模拟轨电机 (C) 滑差发生装置

图 4.6 JD-1 轮轨摩擦学模拟试验机简图[96]

a. 试验条件和目的

在实验室再现波磨的发生，并研究其发生的因素。

b. 试验边界条件及方法

采用 Hertz 模拟准则进行试验，通过振动功率谱的分析，指出了载荷、转速、蠕滑率对钢轨波磨波长的影响。认为轮轨系统的的振动和轮轨接触表面之间的切向力共同作用是波磨形成和发展的主要因素。

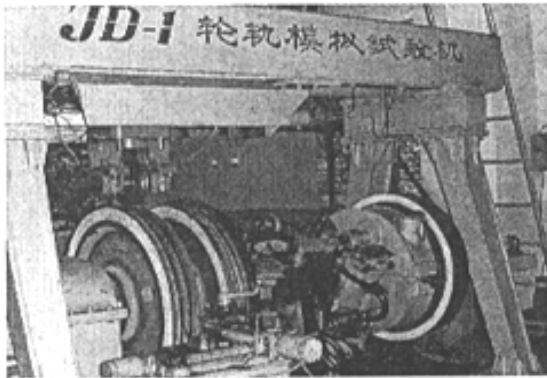


图 4.7 试验台架

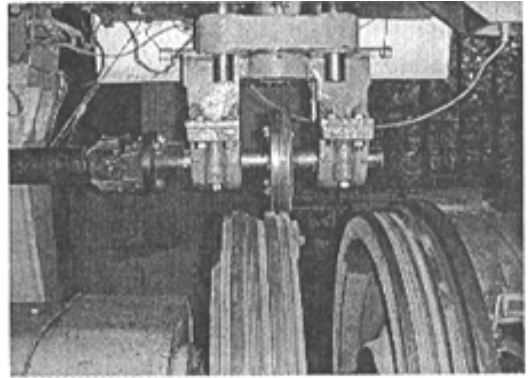
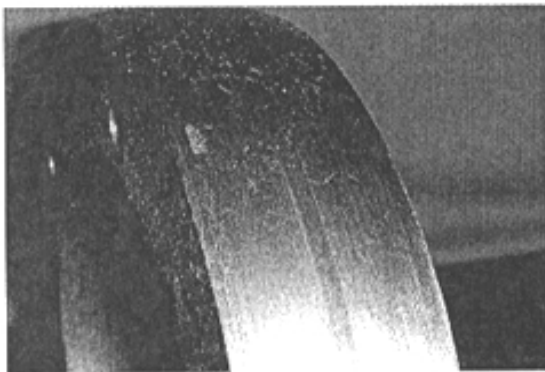
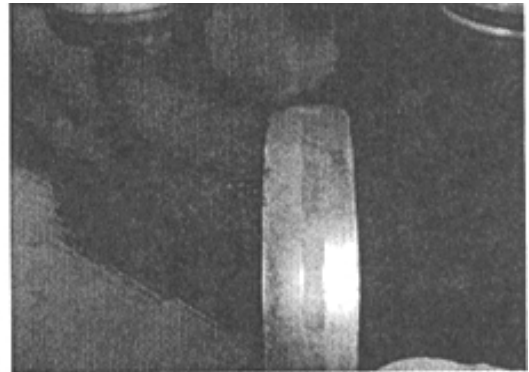


图 4.8 接触副



a) 无牵引力



b) 有牵引力

图 4.9 试件磨损照片

试验结果如图 4.9 所示。图 4.9 (a)是试件纯滚动时的磨损状况，此时有

磨损出现,但起伏不明显,在同时施加了接触法向载荷和牵引力后,出现了波浪形磨损(见图 4.9 (b)),可以看作是在接触面法向和切向共同作用下,最大剪应力移向表面,降低了安定极限的阈值,加速了接触疲劳。

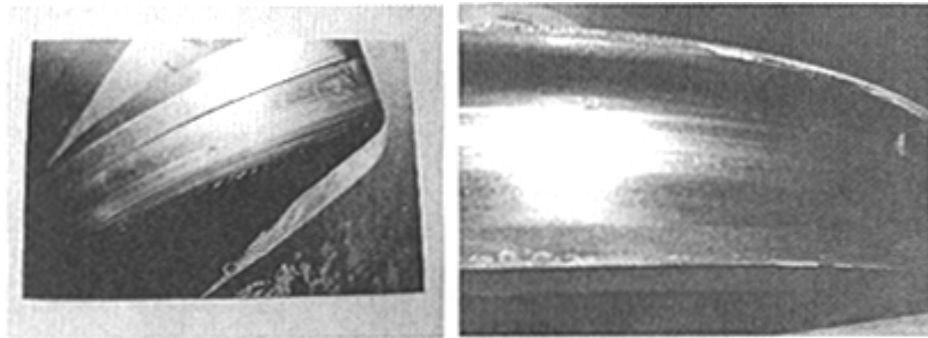
还有一个现象:模拟轮比模拟轨的波磨现象出现得明显。总结出了两条原因:第一,模拟轨材料较硬;第二,接触状态不同,模拟轨的轮子比较大,在整个试验中接触次数较少。

4.4.2 整车轮轨实验^[6]

a. 试验条件和目的

由于此试验主要研究原型尺寸试验模型轮对由高频振动引起的轮轨波磨发生机理,综合考虑了轮轨耦合振动频率对钢轨波磨的影响。

b. 试验结果



a) 轨道波磨 (50km/h)

b) 车轮波磨 (100km/h)

图 4.10 试件磨损照片

图 4.10 显示了试件磨损情况。图 4.10 (a)为试件在模拟车速 50km/h 时,对应的垂向振动频率在 170Hz 出现峰值,模拟轨道的轮子出现的波磨现象,波长为 25mm。图 4.10(b)为模拟车速 100km/h 时,对应的振动频率为 1388Hz,模拟轮的试验轮出现的波磨现象,波长为 20mm。

4.4.3 试验和仿真结果的比较

关于轮轨波磨的阶段实验^[6,96]和本文的仿真结果的比较说明,在以下方

面取得了一致结论:

- a. 波磨波长和载荷频率有直接的关系;
- b. 波谷的硬度较波峰高, 这反映了塑性变形大引起的材料硬化;
- c. 塑性首先出现在材料较软的一面;
- d. 轮轨接触面的摩擦力加速了波磨的出现, 实际上是由于安定极限降低造成的;
- e. 在安定状态形成后, 改变载荷频率和相位角都不会对已经形成的表面产生影响 (见 4.3.2 分析), 除非有更大的冲击力打破原来的平衡。
- f. 波磨波谷处白层的理论解释 (见下节) 。

4.5 关于波谷处白层的讨论

4.5.1 白层现象描述

在钢轨波磨形成以后, 可以观察到明暗相间的现象 (见图 4.11, 照片来源于 [96, 97]), 其中变形较大的波谷 (图 4.3(b)), 具有与基体不同的性质, 这些可以归纳为白层的一些特性。白层是指摩擦过程产生的一种组织, 通常是在摩擦副表面形成的相对于基体材料不易侵蚀, 通过光镜观察无明显特征的硬化层, 它对材料的摩擦, 磨损性能有十分重要的影响。

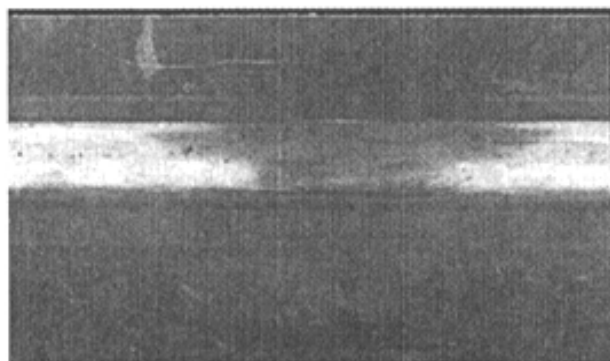


图 4.11 轨道接头塑性变形^[96]

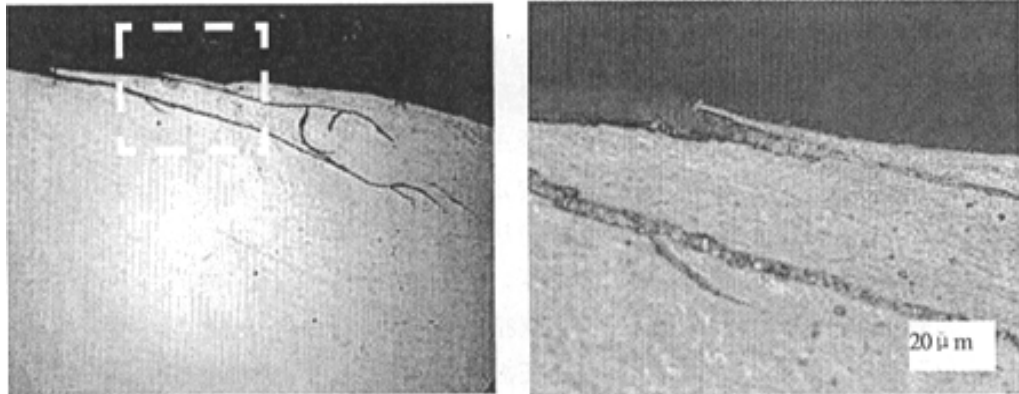
白层的基本特征归纳如下^[60, 98]:

- 1) 非侵蚀性;

- 2) 高硬度;
- 3) 大塑性变形;
- 4) 存在裂纹;

在钢轨接触表面波磨的波谷和轨距角表面部位（见图 4.12，4.13，照片来源于 [96]）观察到特征比较明显的白层，还存在裂纹。

- 5) 与基体有相同的化学组成和晶体结构。



a) 波谷裂纹图

b) 左图虚线部分金相

图 4.12 波谷裂纹金相图^[96]

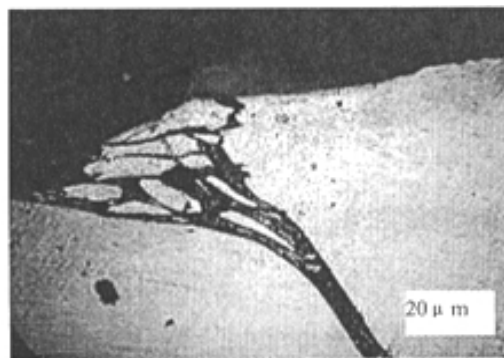


图 4.13 轨距角表层裂纹图^[96]

白层的形成机制有以下三种：摩擦热作用机制，塑性变形机制和化学

反应机制。还有其它假说, 迁移机制, 再结晶模型等, 轮轨表面白层主要由前两个因素造成^[98]。一般在重载和有滚滑比存在时, 还会存在热能和机械能同时作用的机制。这主要发生在启动和制动过程中, 摩擦热有时可以导致轮轨间瞬态闪点温度达到 1000°C ^[60], 在局部位置上产生相变。

本文分析了白层出现的一个主要原因, 即在动力学作用下塑性变形累积的结果, 它在材料强化作用下显示出高硬度。

4.5.2 消除钢轨短波长波磨的措施

在实践中, 人们也不断地寻找降低波磨的办法, 应用磨轨机对轨道进行修理在一定程度上减缓了波磨的发展趋势, 使用高强度钢轨也是解决波磨一种途径, 同样, 对钢轨表面热处理提高表面强度也能预防波磨的发生。由于钢轨表面经过重复滚压进入安定状态, 波磨不再进一步发展, 理论上讲对钢轨起到保护作用。但接触的边界条件发生变化后, 比如, 较高轴重的列车通过, 不同的车况和车速度, 在波磨的影响下引发的冲击力会进一步促使波磨的发展, 因此必须采取措施对其进行处理防范。主要的方法就是及时打磨表面, 所谓及时就是在波磨出现后, 但没有造成钢轨失效前, 把表层残余应力区消除掉。可是由于最大残余应力在接触表层以下, 如果没有完全打磨掉残余应力层, 就会为后续的滚动接触设置了初始不均匀残余应力, 波磨就会再次出现。打磨的另一个目的就是消除表面不平顺。实际中打磨钢轨不能彻底防止波磨的再次出现^[12]。除了动力学因素外, 残余应力层没有完全清除也是一个重要原因。

4.6 本章小结

a. 研究了高频动载荷作用下的短波长波磨的生成和发展过程。每一次加载可以把以前的残余应力和残余应变作为初始条件, 这样的研究方法属于非 Hertz 接触问题。针对固定位置的安定状态研究, 采用了不变的载荷力值、同频、同相加载条件, 结果显示经过重复滚压后, 表层塑性变形发展进入安定状态, 形成具有固定波长的变形。

b. 结合试验分析了载荷幅值、频率、摩擦系数对波磨形成的影响。如果在接触滚压过程中, 在达到安定状态以前, 施加不同频率和初始相位角的载荷, 接触表面就会表现出塑性变形的重叠。但在安定状态形成后, 不同相位载荷不会产生影响。

c. 当载荷大小、频率和相位保持不变, 改变枕木间距会对钢轨整体弯曲变形和接触区塑性变形有影响, 但不会改变波磨的波长。

d. 在波磨的形成过程及动力学影响因素方面, 与实验结果作了对比, 取得了较为一致的结论。在恒定载荷力幅值以及相同频率与相位加载条件下, 安定状态的形成是塑性变形叠加的结果。由于波谷塑性变形较波峰大, 所以表现出硬化等特性。分析了波谷处白层的形成机理, 讨论了钢轨波磨的治理措施要考虑接触表层不平度和最大残余应变区的因素。

5 钢轨短波长波磨的动力学反馈

通过虚拟样机模型,研究了短波长波磨形成后对运行车辆的影响,计算轮轨接触区域的动力学特性,如:接触面积、垂向接触力和纵向蠕滑力,并分析了这些参数对钢轨表面波磨形成和发展的影响作用。针对波磨形成的影响因素,如:波磨的波长、波深和车速分别进行了研究。

虚拟样机技术是指在产品的设计开发过程中,将分散的零部件设计和分析技术结合在一起,在计算机上建造出产品的整体模型,并针对该产品在投入使用后的各种工况进行仿真分析,预测产品的实际性能,进而改进产品设计,提高产品性能的一种新技术。借助虚拟技术分析获得结果数据,是现代设计知识来源的主要途径之一^[99,100]。

虚拟样机技术可以在各种虚拟环境中模拟产品整体运动及受力情况,快速分析多种设计方案,进行对物理样机而言难以进行或无法进行的试验,获得系统级的优化设计方案。当虚拟样机用来代替物理样机来验证初步设计时,不但可以缩短开发周期,降低设计成本,而且提高了设计质量和效率。

虚拟样机技术源于对多体系统动力学的研究,工程中的对象是由大量零部件构成的系统,对它们进行性能分析时可以归为两大类:一类称为结构,他们的特征是在正常的工况下构件间没有相对运动,主要的性能指标有强度、刚度与稳定性;另一类称为机构,其特征是系统在运行过程中这些部件间存在相对运动。本章利用虚拟样机技术来研究钢轨波磨对运行车辆的影响。

5.1 多刚体动力学

5.1.1 基本定义

a. 笛卡尔广义坐标

刚体的位置用三个笛卡尔坐标 x , y 和 z 来表示,即:

$$p = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

刚体的方位用三个欧拉角 (ψ, θ, φ) 来表示, 即:

$$\alpha = \begin{bmatrix} \psi \\ \theta \\ \varphi \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

物体 i 的整体坐标用如下形式来表示:

$$q_i = \begin{bmatrix} p_i \\ \alpha_i \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

基于这种整体坐标的选择, 物体的线速度和角速度的表示如下为:

$$\begin{aligned} u &= \dot{p} \\ \omega &= J\dot{\alpha} \end{aligned} \quad (5.4)$$

式中:

$$J = \begin{bmatrix} \sin\theta\sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ \sin\theta\cos\varphi & -\sin\varphi & 0 \\ \cos\theta & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

b. 动能

刚体动能包括平动动能和转动动能。

1) 平动动能定义

$$\begin{aligned} K_t &= \frac{1}{2} m V^2 = \frac{1}{2} \{V_x, V_y, V_z\} m \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \end{bmatrix} \\ &= \frac{1}{2} \{\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}\} m \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) = \frac{1}{2} m \dot{r}^2 \end{aligned} \quad (5.6)$$

式中:

m —刚体质量;

r —刚体重心位置矢径;

V_x, V_y, V_z —刚体在 x, y, z 轴上的速度分量。

2) 转动动能定义

$$K_r = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \omega_x & \omega_y & \omega_z \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{Bmatrix} \quad (5.7)$$

$$= \frac{1}{2} (I_{xx} \omega_x^2 + I_{yy} \omega_y^2 + I_{zz} \omega_z^2)$$

式中: $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ —刚体绕 x, y, z 轴转动的角速度;

I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} —刚体绕 x, y, z 轴转动惯量。

总动能为:

$$K = K_t + K_r \quad (5.8)$$

c. 动量

与广义坐标 q_j 相关联的广义动量定义为:

$$P_{qj} = \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j} \quad (5.9)$$

在笛卡尔坐标下, 动量又可以分为平动动量和转动动量。

1) 平动动量为 P_x, P_y, P_z , 即:

$$P_x = \frac{\partial K}{\partial \dot{x}} = M\dot{x} \quad P_y = \frac{\partial K}{\partial \dot{y}} = M\dot{y} \quad P_z = \frac{\partial K}{\partial \dot{z}} = M\dot{z} \quad (5.10)$$

2) 转动动量为 P_ψ, P_θ, P_ϕ , 即:

$$P_\psi = \frac{\partial K}{\partial \dot{\psi}} = I_{xx} \omega_x \sin \theta \sin \varphi + I_{yy} \omega_y \sin \theta \cos \varphi + I_{zz} \omega_z \cos \theta$$

$$P_\theta = \frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}} = I_{xx} \omega_x \cos \varphi - I_{yy} \omega_y \sin \varphi \quad (5.11)$$

$$P_\phi = \frac{\partial K}{\partial \dot{\phi}} = I_{zz} \omega_z$$

5.1.2 多刚体动力学方程

多刚体系统自由度 DOF 的计算公式为:

$$DOF = 6(n-1) - \sum_{i=1}^m n_i \quad (5.12)$$

其中 n —系统的部件数目 (包括地面);

n_i —系统内各约束所限制的自由度数目。

根据机械系统模型, 对每个刚体, 可以建立系统的拉格朗日方程, 列出 6 个广义坐标带乘子的拉格朗日方程及相应的约束方程。

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_j} + \sum_{i=1}^m \frac{\partial \Phi_i}{\partial q_j} \lambda_i &= F_j \\ (j=1, 2, \dots, 6) \\ \Phi_i &= 0 \quad (i=1, 2, \dots, m) \end{aligned} \quad (5.13)$$

式中:

K —动能;

q_j —描述系统的广义坐标;

Φ_i —系统的约束方程;

F_j —在广义坐标方向的广义力;

λ_i — $m \times 1$ 的拉格朗日乘子阵列。

方程(5.13)可写成如下形式:

$$\begin{Bmatrix} F \\ \Phi \end{Bmatrix} = O \quad (5.14)$$

式中:

O 为零矩阵

$F = f(\ddot{q}, \dot{q}, q, \lambda, t)$

$\Phi = f(\ddot{q}, \dot{q}, t)$

将动能定义为:

$$K = \frac{1}{2} \dot{r}^T M \dot{r} + \frac{1}{2} \dot{\omega}^T I \dot{\omega} \quad (5.15)$$

代入上式, 合并成如下的矩阵形式:

$$M\ddot{x} + \Phi_x^T \lambda = Q^* \quad (5.16)$$

式中:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \{\ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \dots, \ddot{x}_n\}^T \\ \Phi_x &= [\Phi_{x1}, \Phi_{x2}, \dots, \Phi_{xn}] \end{aligned}$$

M, Q^* 分别为系统的 6×6 广义质量对角矩阵和 6×1 广义阵列。

$$\begin{aligned} M &= \text{diag}[M_1, M_2, \dots, M_n] \\ Q^* &= [Q_1^T, Q_2^T, \dots, Q_n^T] \end{aligned} \quad (5.17)$$

对于上述代数—微分方程的求解方法有多种, 可将二阶微分方程降为一阶微分方程来求解, 或 directly 对二阶微分方程进行积分求解。本文采用了前一种方法, 即将所有拉格朗日方程均写成一阶微分方程形式, 并引入

$u = \frac{\partial q}{\partial t}$, 得:

$$\begin{Bmatrix} F \\ \dot{q} - u \\ \Phi \end{Bmatrix} = 0 \quad (5.18)$$

式中: $F = f(\dot{u}, u, q, \lambda, t)$

综上所述, 对多刚体系统可以列出以下刚体运动方程。

6 个一阶动力学方程 (将力与加速度相联系):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_j} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial \Phi_i}{\partial q_j} \lambda_i - F_j = 0 \quad (j=1, 2, \dots, 6) \quad (5.19)$$

式中: $q = (x, y, z, \psi, \theta, \varphi)^T$

6 个一阶运动学方程 (将位移与速度相联系):

$$\begin{cases} \dot{x} - V_x = 0 \\ \dot{y} - V_y = 0 \\ \dot{z} - V_z = 0 \\ \dot{\psi} - \omega_\psi = 0 \\ \dot{\theta} - \omega_\theta = 0 \\ \dot{\phi} - \omega_\phi = 0 \end{cases} \quad (5.20)$$

系统约束方程:

$$\Phi(\dot{q}, q, t) = 0 \quad (5.21)$$

系统外力方程:

$$F(\dot{u}, u, q, f, t) = 0 \quad (5.22)$$

其中 q 为笛卡儿广义坐标, u 为广义坐标的微分, f 是外力和约束力, t 为时间。

运动学分析需求解一系列的非线性代数方程, 本文计算中采用 Newton-Raphson 迭代算法求解。

5.2 模型及边界条件参数的选择

假设轨道表面已经形成了一定特征的短波长波磨, 这必然对行驶的列车产生一个激励, 以下主要研究短波长波磨在动力学作用下对钢轨波磨的影响作用。

不能简单地说明一种因素对波磨发展起促进或抑制影响, 如果从材料的角度来说明, 在达到安定极限后, 就会进入稳定状态, 但从动力学角度只要有更大的接触力破坏这种安定状态, 钢轨接触表面不平顺就会发展下去。

由于实体车辆的复杂性, 特别是许多非线性元件, 如各种空气弹簧, 橡胶堆的非线性, 所以采用虚拟样机技术来模拟行走试验。本文采用授权的 Adams/Rail 动力学分析软件, 建立完整的、参数化的列车模型以及子系统模型和线路模型, 并根据分析目的建立相应的轮轨接触模型, 然后组装成系统模型来研究车辆动力学问题。

研究的对象为欧洲 ERRI 某型客车, 车辆模型只考虑一节车厢 (见图 5.1), 共 50 个自由度, 包括车体三向位移, 侧滚, 点头和摇头, 轮对的横移, 沉浮和侧滚。机车的部件转向架 (图 5.2) 组件含有轮对, 在计算中主

要关心轮轨接触特性，对各部件参数定义如下：

车辆模型：主要部件为轮对、摇枕、构架、抗侧滚扭杆、轴箱、牵引杆等；

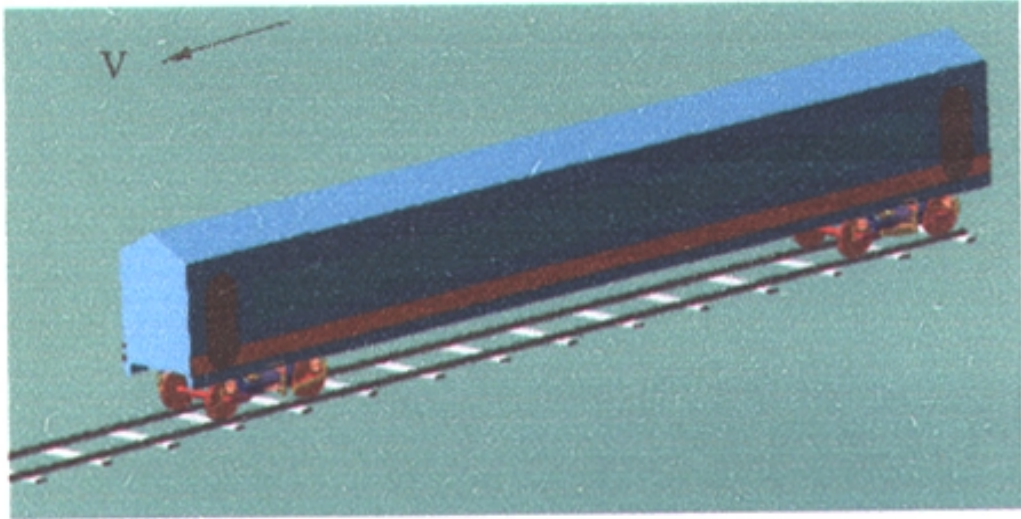


图 5.1 车辆虚拟样机模型

轨道模型：直线轨道长 1000m；

激励线路：将钢轨表面的不平度设置为短波长波磨。针对不同的波长和波深比较接触区特性的变化趋势；

车轮踏面为磨耗性踏面，钢轨采用 UIC 钢轨；

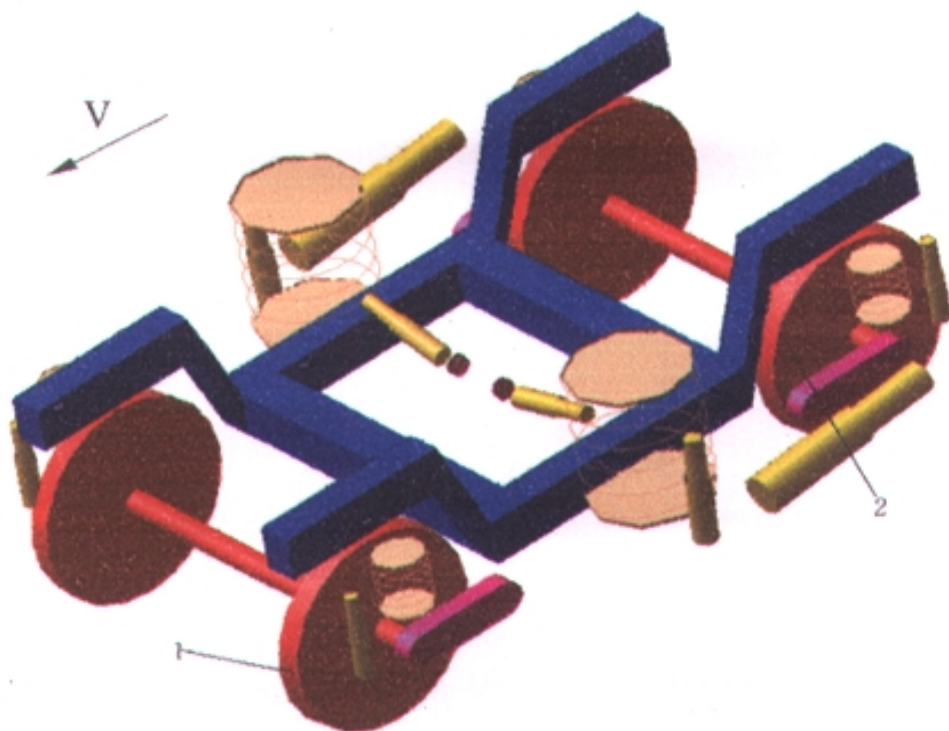
接触模型选为：Kalker 非线性接触；

由于车辆中的许多非线性元件，采用时域积分法分析；

模型中不考虑路基、道床、轨枕的影响。

分析采用的变化参数：

- 1) 比较波深为 0.5mm，车速为 108 km/h，波长分别为 60mm，和 1000mm，两种波磨对车辆轮对激励效果；
- 2) 比较波长为 60mm，车速为 108 km/h，波深分别为 0.1mm 和 0.3mm，两种波磨对车辆轮对激励效果；
- 3) 比较波深为 0.5mm，波长为 60mm 的波磨，在速度分别为 120km/h 和 200km/h 条件下，对车辆轮对激励效果。



1—左前轮、2—左后轮

图 5.2 转向架虚拟样机模型

计算分析参数说明：

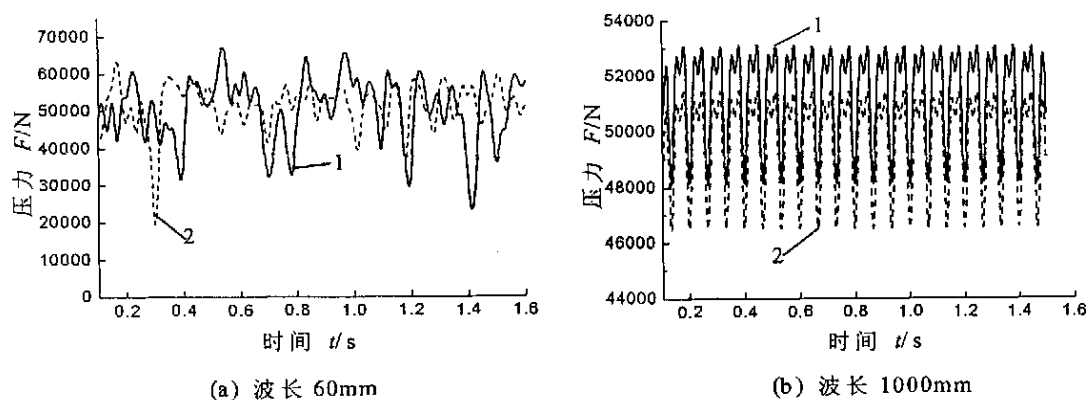
- 1) 轮轨垂向接触力；
- 2) 在蠕滑力计算中只分析纵向蠕滑力；
- 3) 接触面积是指粘着区和滑移区两处面积之和。

5.3 接触区特性分析

5.3.1 波长的影响

以下图中曲线编号说明：按照车辆行驶方向（见图 5.1）来规定，图 5.2 中的 1 代表第一转向架左方前车轮，2 为代表第一转向架左方后车轮。

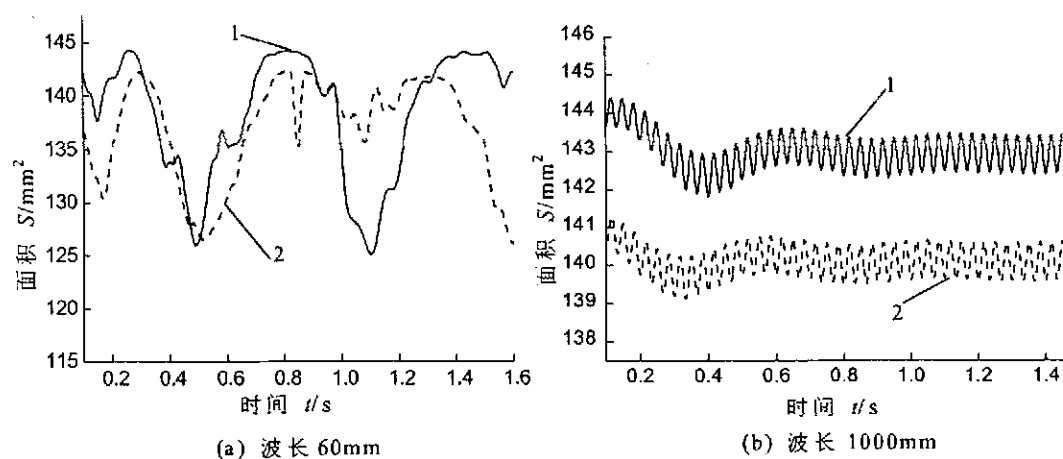
图 5.3 显示了在两种波长（波长分别为 60mm，和 1000mm）的波磨激励下第一转向架前轮轮轨垂向接触力。可以看到短波长波磨引起的轮轨接触力大于长波长波磨冲击力约 30%，这说明当波长小到一定程度，在较高速度下就会产生较大冲击振动，反复出现冲击尖峰，短波长波磨的危害性大于后者。时间历程反映了短波长波磨可以引起接触力的剧烈变化。



1—左前轮、2—左后轮

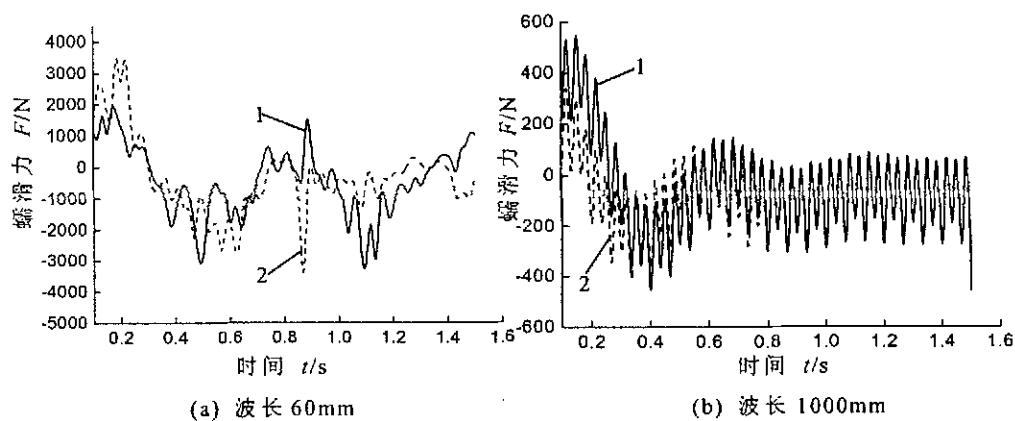
图 5.3 不同波长波磨作用下轮轨垂向接触力时间历程
(波深 0.5 mm, 车速 108km/h)

图 5.4 显示了接触面积的变化过程。在短波长激励的响应中，接触面积变化幅度比较大，前轮变化幅值在 20mm^2 （曲线 1），后轮变化幅值在 15mm^2 （曲线 2），都大于长波长波磨的接触面积（小于 10mm^2 ）变化。这种循环作用加剧了钢轨波磨的发展。大量的研究工作表明，轮轨间的接触应力是导致轮轨踏面疲劳剥离，从而引起疲劳损伤的主要因素^[1]。



1—左前轮、2—左后轮

图 5.4 不同波长波磨作用下轮轨接触面积时间历程
(波深 0.5 mm, 车速 108km/h)



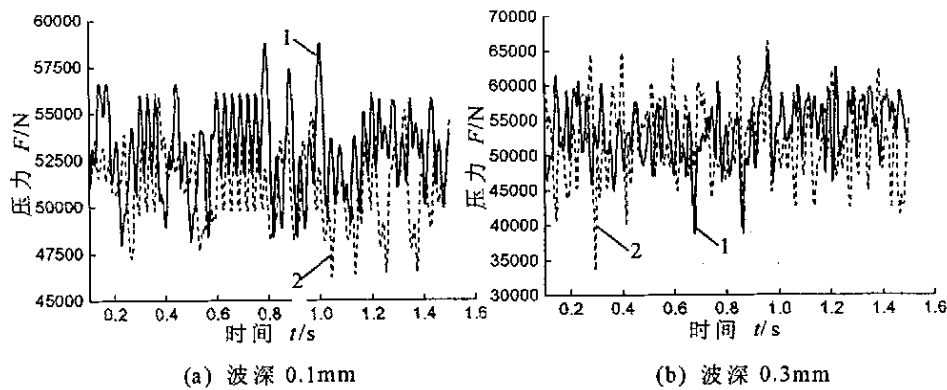
1—左前轮、2—左后轮

图 5.5 不同波长波磨作用下轮轨纵向蠕滑力时间历程
(波深 0.5 mm, 车速 108km/h)

车轮与钢轨滚动接触时, 由于接触面内有弹性变形, 所以在接触点上车轮的圆周速度和车轮在该点越过钢轨的平移速度之间存在一个微小的速度差, 说明在轮轨之间有微量的弹性滑动, 通常把这种轮轨接触表层的微量

弹性滑动叫做“蠕滑”。由于纵向蠕滑产生的力称为纵向蠕滑力，它是造成钢轨表面波磨的主要原因之一。图 5.5 反映了接触区域的纵向蠕滑力变化过程。图中短波长波磨造成的蠕滑力在前轮引起的力峰值（曲线 1）是长波长波磨峰值的 3 倍，相应后轮的峰值（曲线 2）比值几乎接近 10 倍。

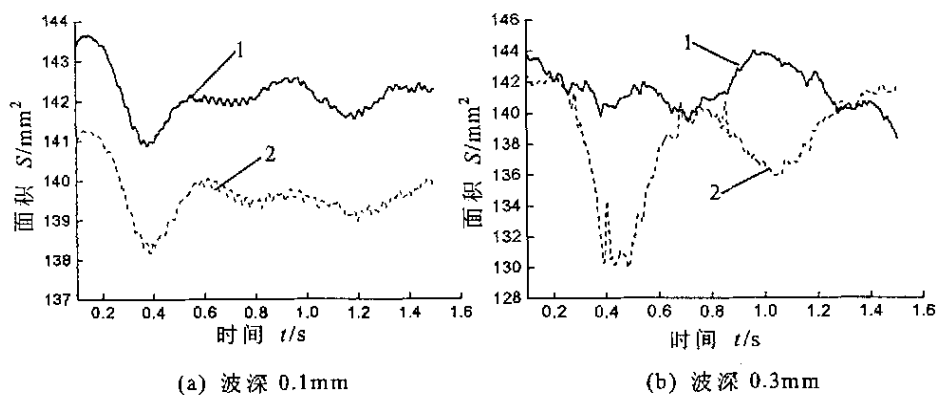
5.3.2 波深的影响



1—左前轮、2—左后轮

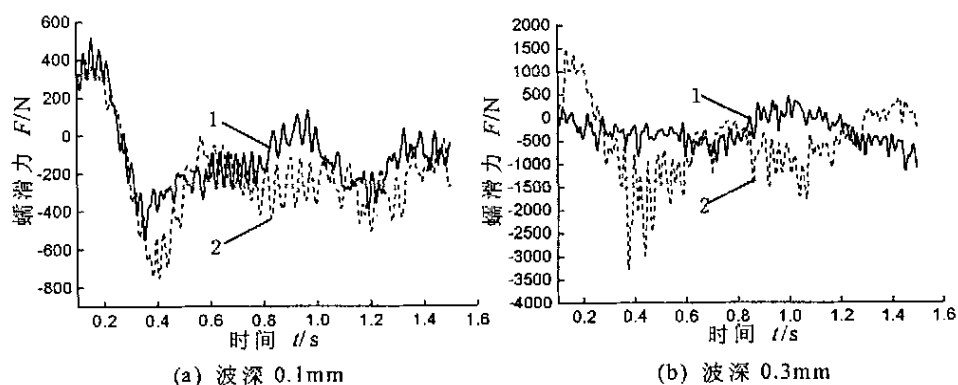
图 5.6 不同波深波磨作用下轮轨垂向接触力时间历程
(波长 60 mm, 车速 108km/h)

当车辆运行速度为 108km/h，钢轨表面波磨的波长为 60mm 时，波深分别设为 0.1mm 和 0.3mm，垂向接触力的变化如图 5.6 所示。波深为 0.3mm 接触力的峰值比波深为 0.1mm 时峰值高约 15%，并且在同样的时间历程中，变化幅度较大。图 5.7 显示了轮轨接触面积的变化过程。图 5.8 显示了接触区域的纵向蠕滑力变化特性。蠕滑率和蠕滑力都是接触区内界面上分布的，它们是切向应力和分布的滑动及与之相关的弹性变形合成以后的外部表现，反映了接触区内的摩擦状态（参见 3.1.2）。后轮的蠕滑力在不同波深的波磨作用下，变化幅度接近 4 倍。



1—左前轮、2—左后轮

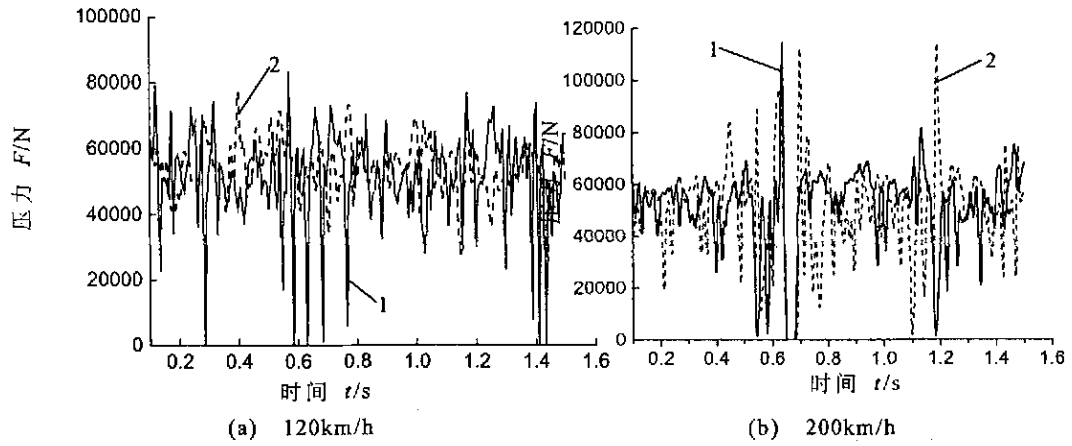
图 5.7 不同波深波磨作用下轮轨接触面积时间历程
(波长 60 mm, 车速 108km/h)



1—左前轮、2—左后轮

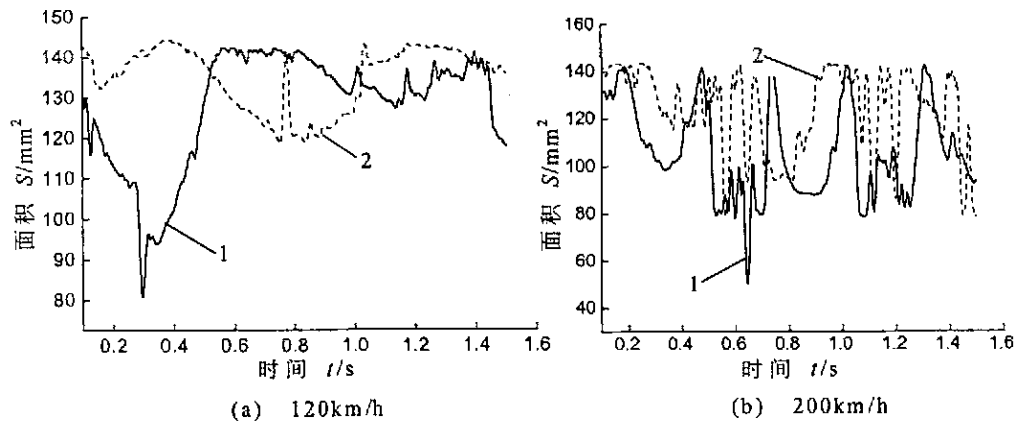
图 5.8 不同波深波磨作用下轮轨纵向蠕滑力时间历程
(波长 60 mm, 车速 108km/h)

5.3.3 车速的影响



1—左前轮、2—左后轮

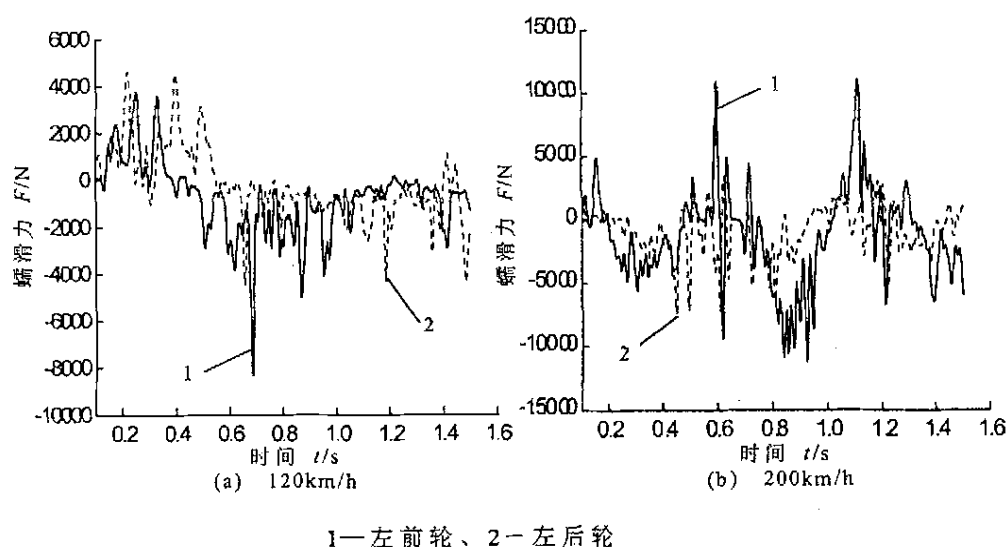
图 5.9 不同速度下轮轨垂向接触力时间历程
(波长 60 mm, 波深 0.5 mm)



1—左前轮、2—左后轮

图 5.10 不同速度下轮轨接触面积时间历程
(波长 60 mm, 波深 0.5 mm)

假设波磨波长 60mm, 波深 0.5mm。对比两种车速下 (120km/h 和 200km/h) 的接触响应特性。图 5.9 是垂向接触应力的时间历程。高速条件下 200km/h, 接触垂向力有突变, 力峰值约为低速时的 2 倍。图 5.10 示出了接触面积的变化时间历程。接触面积在高速时随接触压力的波动变化较大, 前轮的接触面积最小达到了 50mm^2 , 比低速时的最小接触面积值还小, 说明高速运动中接触力变化较大。



1—左前轮、2—左后轮
图 5.11 不同速度下轮轨纵向蠕滑力时间历程
(波长 60 mm, 波深 0.5 mm)

图 5.11 显示了接触区域的纵向蠕滑力变化特性, 前轮蠕滑力峰值在高速时是低速时的 3.5 倍 (曲线 1), 后轮则是 6 倍 (曲线 2), 这也反映了速度对波磨影响的敏感性, 短波长波磨的激励引起的纵向蠕滑力在高速下更为严重。

垂向接触力对钢轨波磨的发展起决定作用。在一定的运行速度和载荷条件下, 由于有冲击现象, 加速了波磨的发展, 并且加大了变形。假设钢轨表面的激励条件不变, 运行车辆的条件一定, 那么对钢轨表面某一处的受力状态可以看成是重复滚动接触, 如果接触力足够大, 钢轨表面就会产生永久变形。

如果线路上的运行条件（如：车况、车速、激励位置和类别等）发生了变化，则会打破原来的安定状态，进一步发生变形，加快了接触疲劳的发展，如果塑性累积到超过材料的韧性极限，就会导致钢轨接触表面失效。

5.4 本章小结

a. 建立了实体车辆虚拟模型，采用多刚体运动分析软件模拟了车辆在钢轨短波长波磨表面上运行的动力学特性。轮轨蠕滑特性可以反映出钢轨短波长波磨对运行车辆的影响和接触表面的摩擦状态。借助车辆实体模型对轮轨垂向接触力、接触面积和蠕滑力的变化特征进行了深入分析。

b. 当钢轨表面波深和车辆运行速度一定，短波长波磨会产生较大的轮轨垂向接触力，接触面积和纵向蠕滑力变化幅值也增大；当波磨波长和车辆运行速度一定，波磨深度较大时也会产生较大的轮轨垂向接触力，接触面积和纵向蠕滑力变化较大；车辆在短波长波磨的钢轨上运行时，速度越高，垂向接触力和蠕滑力越大。

c. 由于短波长波磨激励引起更大的轮轨接触力，尤其在车辆高速运行的情况下，钢轨表面的垂向接触力和蠕滑力加大，必然导致波磨的进一步发展。

6 轮轨接触中的磨损机制

钢轨摩擦磨损与接触表面的粗糙度、裂纹、第三介质和摩擦温度等因素有关。针对表面存在微突起和裂纹及第三介质的情况,以线弹性断裂力学理论和接触理论为基础,采用液-固耦合方法研究了二维微小结构的受力状态,同时分析了不同特性润滑剂的影响。分析结果表明:液体和突起的分布可以改变接触表面受力状况,液体影响了接触受力状态和裂纹尖端应力强度因子。表面裂纹造成接触区应力分布的不连续;采用热-结构耦合方法研究了滚动过程中伴随滑动现象发生的摩擦热问题以及温度波动现象。

6.1 接触表面微小区域分析

钢轨波磨是轮轨滚动接触疲劳的主要表现形式之一。对波磨的研究同样需要考虑微小接触区域特性,如表面粗糙度、第三介质和环境温度等。微小区域的状态影响着整个摩擦副的工作性能。在复杂的边界条件下局部受力状况是问题研究的实质。本文对微小接触区的作用力分布及其它特性作分析。

滚动接触问题在理论研究和试验研究方面取得了很大进展,但对第三介质的影响没有深入研究。要解决这些问题,首先要解决轮轨接触特性及相关因素。接触理论是研究的基础,有限元方法是主要手段。关于液体对疲劳裂纹的影响,已经有许多试验分析^[101~104]。Kalousek 等^[105]通过观察分析了轮轨间液体对磨损和表层脱落行为的影响。接触表面的润滑剂可以减缓摩擦副的接触和粘着,但同时也对表面局部结构产生影响。Clayton^[106]总结了轮轨接触的大量实验数据,分析了接触疲劳成因和润滑剂的使用规范及改进措施。Olzak 等^[107]借助数值方法发现裂纹上的接触应力分布的不连续性。Bogdanski 等^[48,108]研究了在纯滚动状态下轨道表面液体对裂纹应力强度因子的影响,但没有详细分析接触特性。Bordi^[109]通过数值方法,对裂纹尖端应力强度因子、裂纹扩展速率及方向进行了研究,但大都在孤立地研究裂纹本身的受力,没有考虑第三介质存在情况下耦合作用对接触特性的影响。

已有许多研究工作表明铁路车轮钢轨接触面有液体存在时,对磨损产

生显著影响。宏观上的磨损都是从材料局部区域失效开始的，此时存在表面微突体的磨损和表面损伤。

6.1.1 基础模型

首先对研究模型作以下假设（见图 6.1）：

1) 将滚动接触区放大，接触表面被描述为起伏的波峰；

2) 由于突起的接触，封闭的液体不会发生被“挤出”现象。

有限元划分网格时，接触固体用平面四节点单元描述，液体特性用四节点流体单元描述，并考虑流体静压和材料性能的耦合作用。

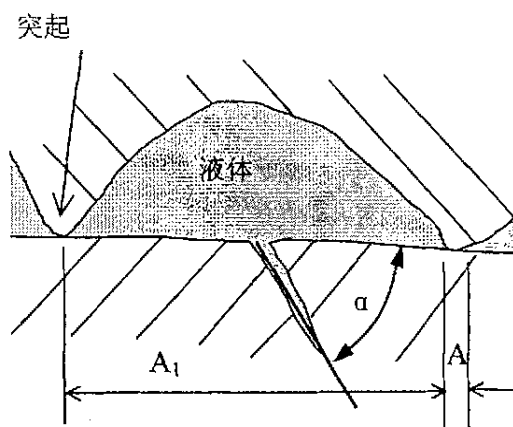


图 6.1 接触面润滑表层示意图

现在给出应力强度因子概念^[110]：力学证明，如图 6.2 所示，裂纹体沿裂纹平面上 y 方向的（垂直于裂纹面方向的）应力 σ_y 与研究点到裂纹顶端距离 r 有如下关系：

$$\sigma_y \propto r^{-\frac{1}{2}} \quad (6.1)$$

当 $r \rightarrow 0$ 时， $\sigma_y \rightarrow \infty$ ，表明裂纹前沿应力场具有 $r^{-\frac{1}{2}}$ 阶奇异性，此式也可以写成：

$$r^{-\frac{1}{2}} \sigma_y = \text{常数} \quad (6.2)$$

公式右端的常数项代表 $r^{-\frac{1}{2}}$ 阶奇异性大小的系数，表明了裂纹前沿应力场奇异性强度，称为应力强度因子。

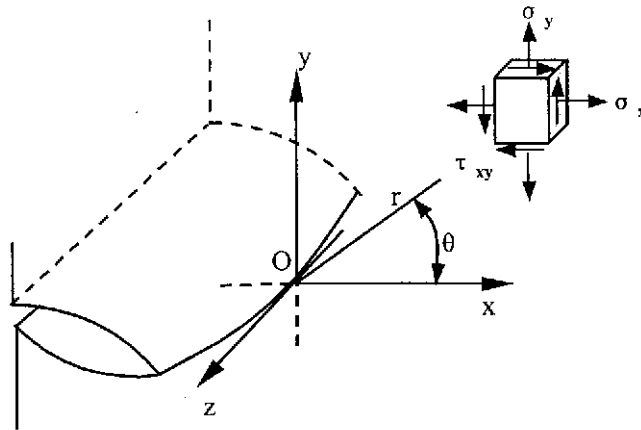


图 6.2 裂纹尖端点应力及位移示意图

应力强度因子 K 进一步定义为：

$$K = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi \cdot r} \sigma_y \quad (6.3)$$

显然，应力强度因子是描述应力场强弱的力学参数， K 的形式和数值大小，决定于裂纹的形状、尺寸、位置、外力作用情况和大小等。

裂纹体受载荷作用，裂纹变形和所受外力的形式可分为三种类型：张开型、滑开型（平面剪切型）和撕开型（面外剪切型）。 K_I 表示张开型，也是最具有促进断裂的倾向，本文只计算 K_I 。

材料计算所用参数见表 6.1。

表 6.1 材料主要参数^[111]

名称	单位	数值
金属弹性模量	MPa	2.09×10^5
泊松比		0.28
切向模量	MPa	2.00×10^4
屈服强度	MPa	883
液体密度	kg/m ³	996
运动粘度系数	Pa.s	1.3×10^{-3}
液体弹性模量	MPa	2.07×10^2 (20℃)

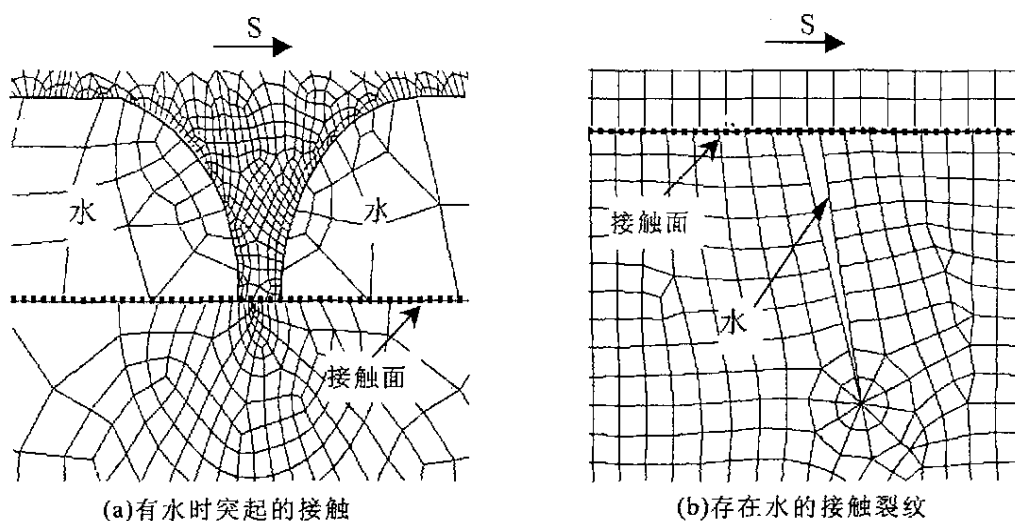


图 6.3 不同模型的网格划分

金属弹性模量采用双线形随动强化模型；针对不同现象（图 6.1），分别建立模型：

1) 主要分析由于液体存在对接触行为的影响，以及当有滑动 S 发生时，接触特性变化趋势。接触法向载荷为 100N ，突起高度为 $10\text{ }\mu\text{m}$ ，宽度 $10\text{ }\mu\text{m}$ ，存在液体的区域 $200\text{ }\mu\text{m}$ 。模型的网格划分结果：单元 3568，节点 5632（图 6.3(a)）。

2) 对表面有裂纹情况，采用线弹性断裂力学理论分析液体对接触表面裂纹的影响，计算裂纹顶部的应力强度因子。采用接触力学理论分析裂纹附近的接触状态。接触法向载荷为 100N ，微观裂纹开口宽度为 $10\text{ }\mu\text{m}$ ，深度为 $100\text{ }\mu\text{m}$ ，裂纹与接触表面角度为 60° 。研究当有滑动 S 发生时，接触特性变化趋势。因为裂纹尖端单元有奇异性，需要指定在尖端处设定奇异单元的尺寸及数目，图 6.3(b)显示了裂纹尖端网格，整个模型划分单元数目为 2136，节点为 4479。在后处理中要指定对裂纹尖端的局部坐标和路径，然后求出应力强度因子 K_I 。

6.1.2 液体对粗糙表面的影响

a. 突起分布尺寸 B/A 的影响

如图 6.1 所示, 微突起的接触宽度用 A 表示; 覆盖有液体部分宽度用 A_l 表示。当 $A_l/A=20$ 时, 可以看出突起接触压力的变化 (见图 6.4), 图中 P_0 为没有液体的接触压力, P 为有液体的接触压力, 纵坐标采用无量纲量 P/P_0 。由于液体介质存在, 法向力在液体和突起间分配, 突起的接触压力减小。当 $A_l/A < 20$ 时, 基本不用考虑液体对接触压力的影响。这是因为液体与金属的弹性模量相差很大 (三个数量级)。当 A_l/A 超出一定数值时, 就必须考虑液体对接触行为的作用, 本文中的计算就按照 $A_l/A=20$ 的设定进行。

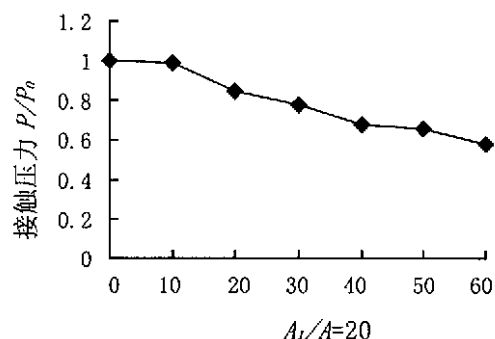


图 6.4 突起接触压力和 A_l/A 的关系

b. 水平方向位移的影响

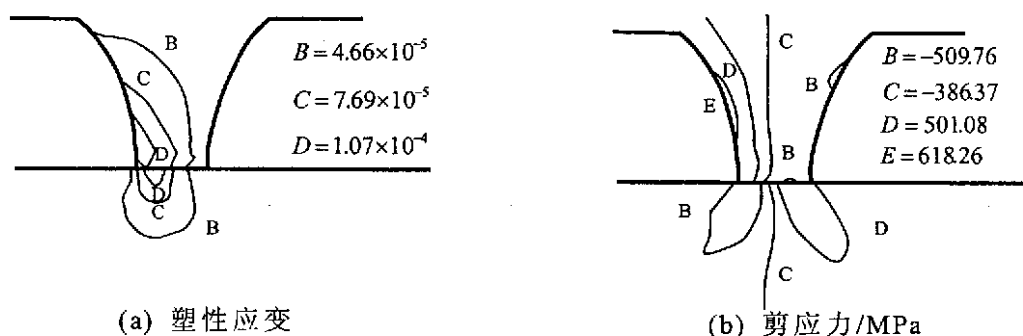


图 6.5 有微小滑移状态图 ($10 \mu m$)

在水平方向施加一个位移载荷 $10 \mu m$, 突起发生整体滑移。图 6.5 示出了有液体存在时, 并且有水平移动的状态。图 6.5 (a) 显示了塑性变形状态, 图 6.5 (b) 表明了当在水平方向有移动 S 时, 剪切力的分布。

再考虑突起摩擦系数的影响, 图 6.6 示出了剪切应力比值(无量纲)和摩擦系数的关系。其中, S 和 S_l 分别代表干摩擦状态突起移动后与移动前的最大剪应力, Y 和 Y_l 分别代表有液体时突起移动后与移动前的最大剪应力。有液体时, 当突起接触摩擦系数从 0.0 增大到 0.6, 最大剪应力由 1.07 增到 2.99。当没有液体时, 最大剪应力比值由 1.02 增到 4.03。可以看到表面剪切应力在干摩擦时增长较快, 有液体时则减缓了这种趋势。由此看出, 液体介质的存在缓解了剪切力的变化。

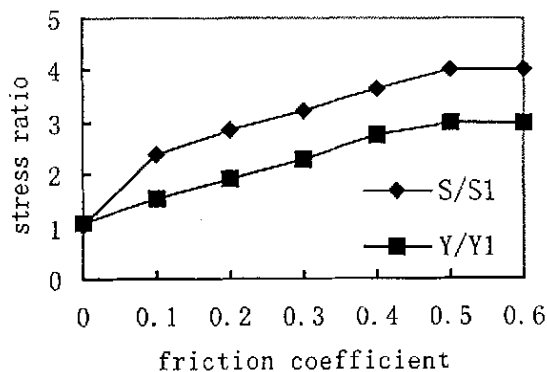
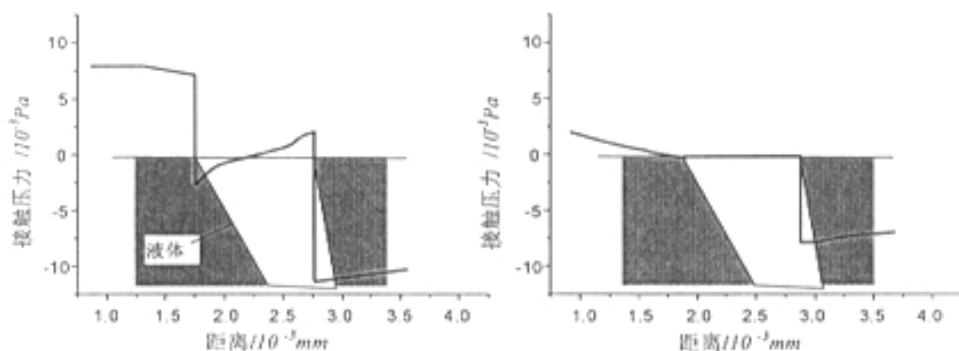


图 6.6 应力比值与摩擦系数的关系

6.1.3 液体对表面微裂纹的影响



(a) 有液体时

(b) 干摩擦时, $\mu=0.2$

图 6.7 摩擦表面剪切应力

图 6.7 显示了在水平方向施加一个位移载荷 $10 \mu\text{m}$ 时, 裂纹附近接触表面剪应力。图 6.7(a) 液体存在于接触表面和裂纹中, 接触表面摩擦系数为 0.01, 其剪应力在 $-12.5 \times 10^{-4} \sim 8.0 \times 10^{-4} \text{Pa}$ 之间; 图 6.7(b) 是干接触时应力图, 表面摩擦系数为 0.2, 其应力值在 $-8.22 \sim -0.6 \text{Pa}$ 之间。

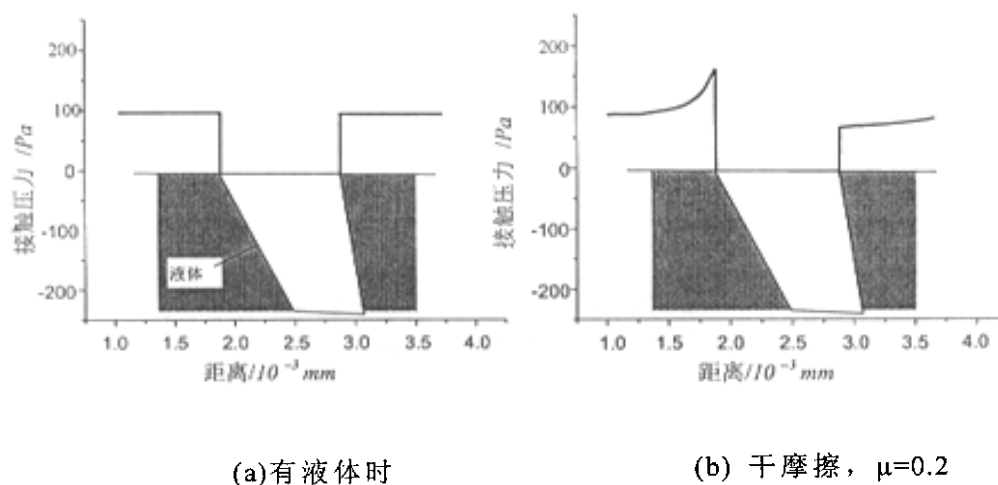


图 6.8 接触应力图

图 6.8 示出了 2 种工作状态下的接触压力。在图 6.8(a)中, 表面含有液体, 并充满裂纹形成封闭的空间, 在法向载荷作用下, 裂纹两侧的接触区压力在液体的作用下保持相等, 同时计算出其裂纹 I 型应力强度因子 K_I 为 $12.76 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{\frac{1}{2}}$, 是干接触状态的 1.68 倍; 图 6.8(b)是表示在干摩擦且表面摩擦系数为 0.2 时, 接触区的压力, 其最高接触力为有液体时的 2 倍, 且在裂纹两端分布不等, 这是由于裂纹的倾斜角度造成的。由此可以看出, 液体的存在使接触力分布均匀, 但引起了较大的尖端应力。

6.1.4 润滑介质对裂纹的影响

磨损的原因是由于微观裂纹的发展结果, 探讨裂纹的发展有以下几个方面: 裂纹的位置、倾斜角度, 裂纹位于接触区时的应力应变影响。

假设研究模型是接触表面不封口的单裂纹, 并且润滑剂只存在于裂纹中。垂向载荷和滑移距离与小节 6.1.3 中一样, 图 6.7 表示了接触表面通过断裂力学理论分析液体对接触表面裂纹的作用, 计算裂纹顶部的应力强度因子, 作为裂纹失稳的判据。

金属弹性模量为 209GPa, 金属间摩擦系数 0.25, 泊松比 0.28, 切向模量 20GPa, 屈服强度 883MPa。润滑材料采用三种: 水, 矿物油和油脂类。材料属性见表 6.2, 分析各种介质对裂纹的影响。

表 6.2 材料主要属性^[111]

	水	矿物油	润滑脂
比重 (kg/m^3)	996	1620	2800
动力粘度系数 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	1.3×10^{-3}	620	
体积弹性模量 (GPa)	2.05	7.6	16.5

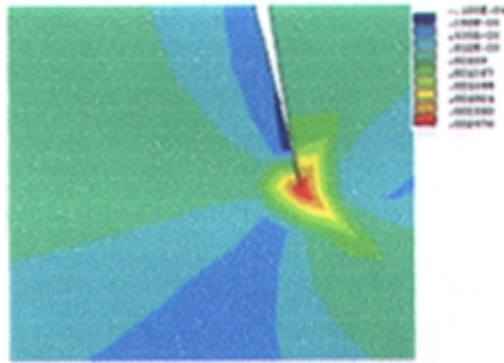


图 6.9 裂纹尖端总应变分布场

图 6.9 显示出计算出的裂纹尖端近处总应变分布场，可以看到尖端处的应变集中比较明显。

a. 结合面摩擦系数的影响

结合面摩擦系数是影响裂纹受力的主要因素。当 $\alpha=60^\circ$ 时，分别计算了摩擦系数从 0.1 到 0.5 各种润滑剂引起的应力强度因子 K_I ，并和摩擦系数为 0.1 时的应力强度因子 K_I' 相比，以应力强度因子比值 K_I/K_I' （此为无量纲量）作纵坐标，如图 6.10 所示，水的影响最大，矿物油次之，油脂的影响最小。由于水粘度低，体积弹性模量低，对裂纹的影响比较大。

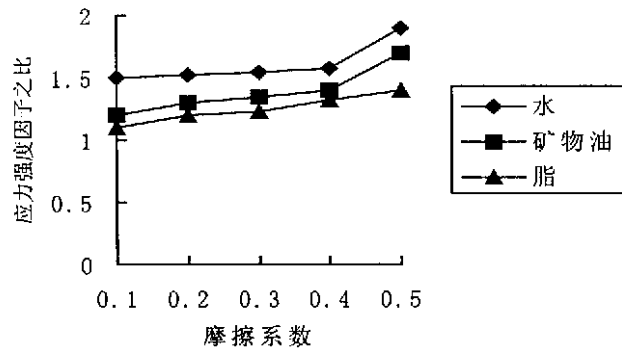


图 6.10 不同润滑材料对应力强度因子的影响

b. 倾斜角度的影响

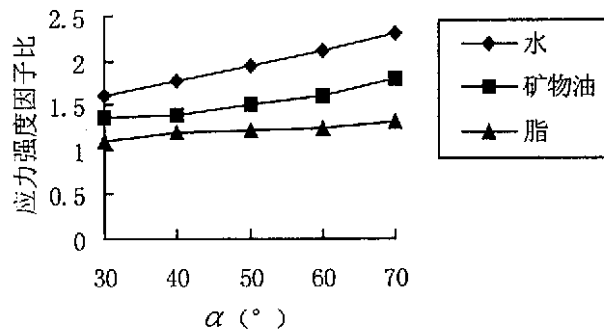


图 6.11 不同裂纹倾斜角度在润滑材料作用下
对应力强度因子比的影响

当结合面摩擦系数为 0.2 时，改变图 6.1 中的倾斜角 α ，计算各润滑材料对裂纹应力强度因子的影响。图 6.11 显示了各倾斜角度下，各种材料的应力强度因子 K_I 和倾斜角 $\alpha=30^{\circ}$ 情况下应力强度因子 K_d 的比值，分析无量纲 K_I / K_d 与倾斜角度的关系。由图可以看出，角度越大， K_I 越高，对润滑的敏感也越强，润滑剂作用下裂纹应力强度因子变化也越大，其中水的影响依然是最大的，矿物油和油脂次之。

6.2 滚滑接触中摩擦发热的数值分析

滑动接触过程中，在有摩擦热和力场的耦合作用中，接触区表现出和

纯滚动接触不相同的特性，这些特性是造成接触表面不均匀受力、磨损和产生噪声的一个主要原因。Johnson^[84]论述了摩擦热造成接触区域的不均匀变形，从而引起温度波动的机理。摩擦热集中到界面的特定区域，这些区域在周围表面上膨胀并减小了实际接触区域的面积，因而使接触变得集中起来并使局部温度升得更高，造成“热弹性失稳”。Gupta 等^[112]用有限元计算了火车车轮在制动闸长时间作用下，表面温度的分布，但对接触区内造成这种现象的原因没有详细论述。还有一些学者^[113~116]研究了车轮踏面的初始不平度接触区在制动力作用下，由于接触区内的热膨胀造成变形，对磨损和噪声的影响。Chi 等^[117]采用有限元法研究了摩擦热的生成，但没有描述接触区各参数的变化。本文采用热—结构耦合分析轮轨接触中，如果发生启动、制动或有其它滚滑现象，则轮轨间会有摩擦热的生成、接触面热分配和传导过程。

6.2.1 基本理论

热分析遵循热力学第一定律，即能量守恒定律。对于一个没有质量的流入或流出的封闭系统有以下描述：

$$Q - W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (6.4)$$

式中：

Q 为热量；

W 为对外做功；

ΔU 为系统内能；

ΔKE 为系统动能；

ΔPE 为系统势能。

对于大多数工程传热问题有：

$$\Delta KE = \Delta PE = 0 \quad (6.5)$$

通常考虑没有做功， $W = 0$ ，则：

$$Q = \Delta U \quad (6.6)$$

对于稳态热分析： $Q = \Delta U = 0$

即流入系统的热量等于流出的热量；

对于瞬态热分析：

$q = \frac{dU}{dt}$ ，即流入或流出的热传递速率 q 等于系统内能的变化。

a. 接触表面热生成模型

$$Q = F_h \cdot \tau \cdot V \quad (6.7)$$

式中:

F_h 为摩擦耗散能转换为热能的系数;

τ 为等效摩擦应力, MPa;

V 为滑移速度, m/s。

运动面和静止面吸收到的热能分别为:

$$Q_c = F_w \cdot F_h \cdot \tau \cdot V \quad (6.8)$$

和

$$Q_t = (1 - F_w) F_h \cdot \tau \cdot V \quad (6.9)$$

式中:

Q_c 为运动面 (轮) 吸收到的热能;

Q_t 为静止面 (平板) 吸收到的热能;

F_w 为接触副之间的热能分配权系数。

b. 热传导模型

通过接触面的热通量定义为:

$$Q' = T_{cc} \cdot (T_t - T_c) \quad (6.10)$$

式中:

Q' 为单位面积上的热流率, W/m^2 ;

T_{cc} 为接触热传导率, $W/(^\circ C \cdot m^2)$;

T_t 和 T_c 分别为轮和平板接触表面的温度, $^\circ C$ 。

计算中不考虑接触表面和环境之间, 分离表面之间的热对流。

热传导可以定义为完全接触的两个物体之间或一个物体的不同部分之间由于温度梯度而引起的内能的交换。

热传导遵循傅里叶定律:

$$q'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (6.11)$$

其中 q'' 为热流密度 (W/m^2), k 为导热系数 ($W/m^\circ C$), “-” 表示热量流向温度降低的方向。

热对流是指固体的表面与它周围接触的流体之间, 由于温差的存在引起的热量的交换。热对流可以分为两类: 自然对流和强制对

流。热对流用牛顿冷却方程来描述：

$$q'' = h(T_s - T_b) \quad (6.12)$$

式中：

h 为对流换热系数；

T_s 为固体表面的温度；

T_b 为周围流体的温度。

c. 瞬态传热

瞬态传热过程是指一个系统的加热或冷却过程。在这个过程中系统的温度、热流率、热边界条件以及系统内能都随时间变化。根据能量守恒原理，瞬态热平衡可以表达为（以矩阵形式表示）：

$$[C]\{\dot{T}\} + [K]\{T\} = \{Q\} \quad (6.13)$$

式中：

$[K]$ 为传导矩阵，包含导热系数、对流系数及辐射率和形状系数；

$[C]$ 为比热矩阵，考虑系统内能的增加；

$\{T\}$ 为节点温度向量；

$\{\dot{T}\}$ 为温度对时间的导数；

$\{Q\}$ 为节点热流率向量，包含热生成。

如果有下列情况产生，则为非线性热分析：

- ① 材料热性能随温度变化，如 $K(T)$ ， $C(T)$ 等；
- ② 边界条件随温度变化；
- ③ 含有非线性单元，如接触单元。

非线性热分析的热平衡矩阵方程为：

$$[C(T)]\{\dot{T}\} + [K(T)]\{T\} = [Q(T)] \quad (6.14)$$

6.2.2 模型的建立

假设运动为二维状态下的纯滑动，轮直径 100mm，平板尺寸 2000×25mm。弹性模量为 2.07×10^5 MPa，屈服强度为 883 MPa，切向模量为 2.0×10^4 MPa，泊松比 0.28，摩擦系数 0.3。网格单元采用 4 节点平面单元，由于热问题和接触非线性，所以采用热-结构直接耦合法。单元节点具有

位移和温度自由度。图 6.12 示出了划分网格后的模型，单元数为 6197（含接触单元），节点为 8391。

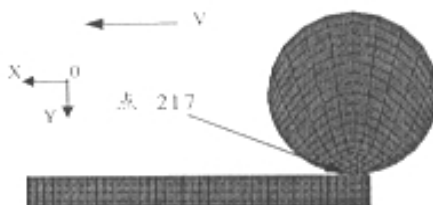


图 6.12 模型网格图

由于包括摩擦的非线性接触是一种路径相关的（能量耗散）问题，因此需要用较小的时间步和精确的加载历史。在接触协调中定义的罚函数，要和穿透量相适应，以解决收敛时间和精度的矛盾。需要定义单元实常数，边界条件和外界载荷。划分网格后，设定接触单元，打开时间积分步长，设定约束条件。在轮上施加 y 向恒定载荷位移 100N。在水平方向施加滑动速度为 10m/s 的边界条件。

6.2.3 接触区的状态

图 6.13 示出了在滑动结束时刻接触区内的各参数分析图。从图 6.13(a) 中可以看出，接触最大应力和静态的 Hertz 应力分布不一样，向后偏移。图 6.13(b) 显示了接触区内离合状态，当判定数值为 3 时，表示在粘着状态；判定数值为 2 时，表示在滑动接触；1 表示处于分离状态。可以看到运行的后区接触面比较大，与接触应力相吻合。图 6.13(c) 图示出了接触区最大合力的大小及位置。图 6.13(d) 图示出了温度分布场，由于轮的接触位置相对固定，热量积累多，所以温度比较高，在平板上发热区脱离接触后，还有热传导，温度会逐渐降低，反映了滑动状态下接触区的特征。

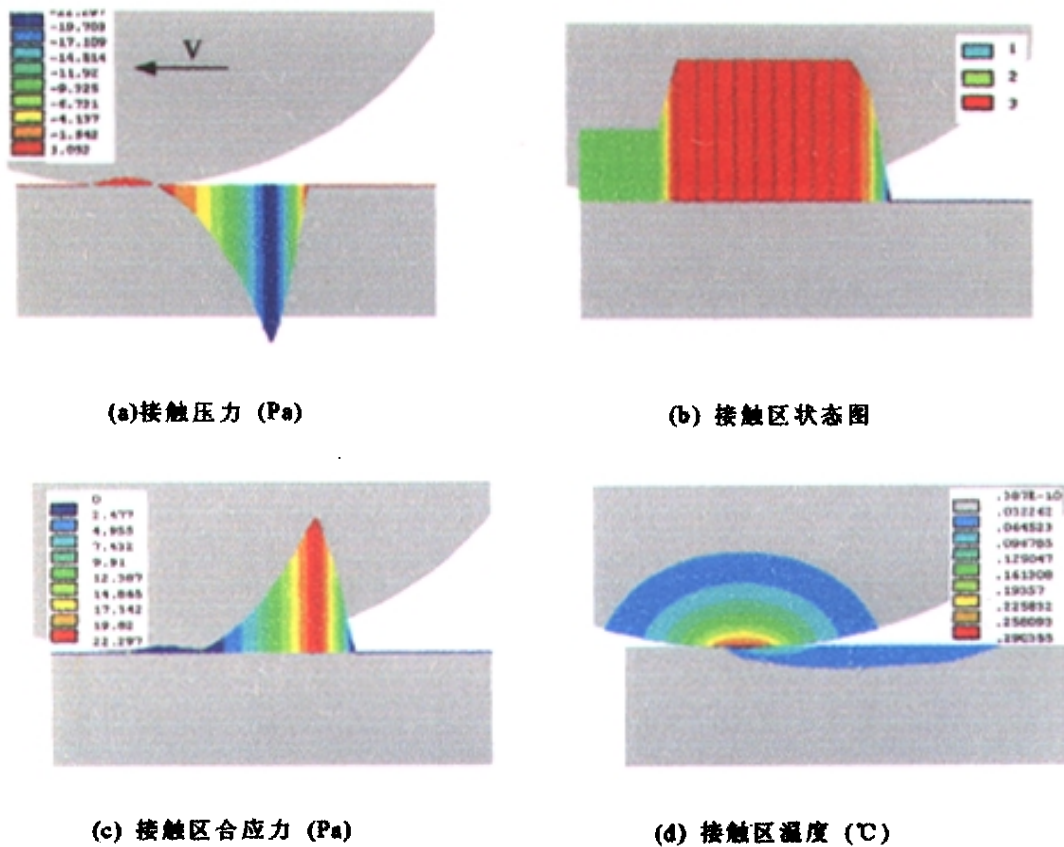
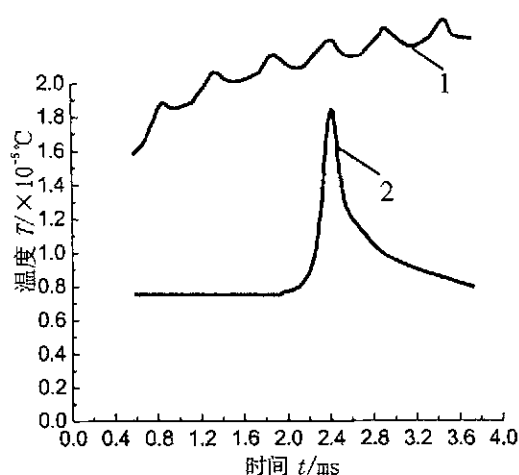


图 6.13 运动结束时刻的接触区特性图

图 6.14 示出了局部时间内发生的摩擦生热和热传导过程中，轮和平板上两点的温度时间历程。曲线 1 是轮上接触区内一点的温度过程，可以看出在接触过程中温度不是平稳上升，而是有波动；曲线 2 表示平板上表面一点的温度变化过程，显示了平板表面上的点从进入接触前，在接触中温度达到最高，然后脱离接触温度下降的过程。始终表现出比较平缓的过程，从热的传导过程来看，由于轮子有热量积累的过程，因此总的趋势在上升。

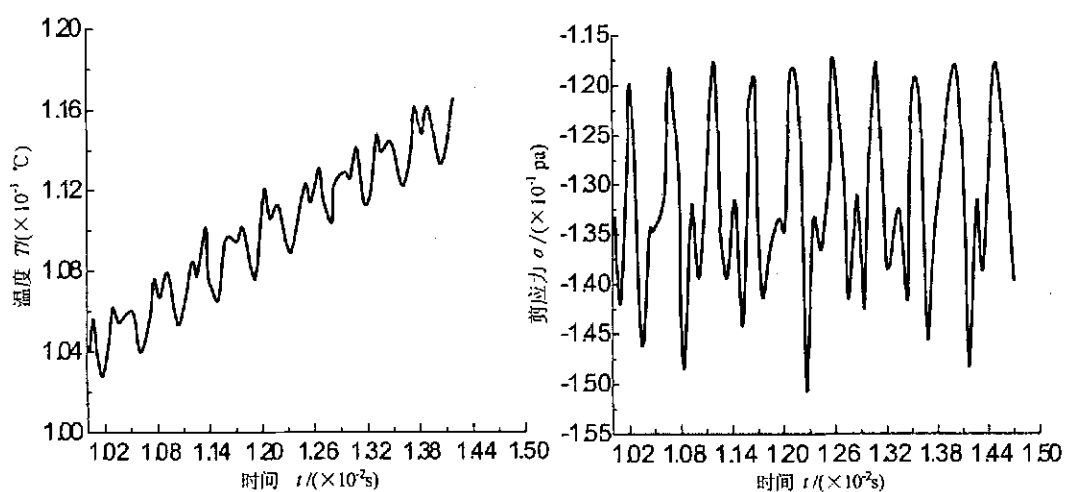


1. 轮表面接触点 2. 平板表面接触点

图 6.14 温度时间历程

6.2.4 温度场分布

a. 轮上的温度效应



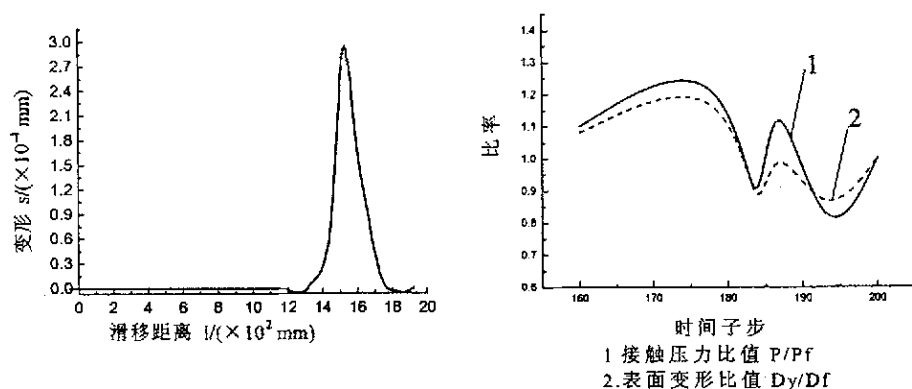
(a) 温度时间历程

(b) 剪应力时间历程

图 6.15 点 217 时间历程图

摩擦起热后温度的时间历程可以反映温度的产生, 传导及其起伏状态。取圆柱体的正下方接触点 217 (见图 6.12), 图 6.15 (a) 示出了此点温度的部分时间历程, 可以看出温度有上升趋势, 并且存在起伏现象, 波动频率约为 2000Hz, 作用点在平板上间隔为 5mm。图 6.15 (b) 示出了此点剪应力时间历程, 可以看出剪应力变化与温度变化是呈现“反拍”的, 即在温度升高的时刻, 剪应力降低。因为 217 节点一直处于接触区, 在摩擦过程中随着热量的不断产生, 接触面积经历了变形、膨胀、脱离接触后冷却的整个过程。剪应力变化会导致接触区特征具有时变的特征, 也就是摩擦状态的不同, 最终形成接触表层的不均匀磨损, 对波磨的产生有一定的影响。

b. 平板接触热状态分析



(a) 第 200 子步的 y 向变

(b) 时间段内的变形和接触

图 6.16 平板上接触点的时间响应

图 6.16(a) 示出了在运动终止时刻的平板接触区内 y 向变形曲线, 可以看到在此时刻的最大变形值。图 6.16(b) 示出了按照此方法记录下的在一定的时间内相对应的接触区内 y 向最大变形和最大接触应力的变化趋势。按照程序的编排, 取时间子步的第 160 步到第 200 步 (终止时刻) 区间。图中, Dy 表示平板表面各节点在接触时 y 向最大变形, D_f 表示滑动结束时刻接触区内 y 向最大变形, 无量纲量 Dy/D_f 表示它们的比值; P 表示平板表面各节点滑动过程中最大接触应力, P_f 表示滑动结束时刻的最

大接触应力，无量纲量 P/P_f 表示它们的比值。轮子受到恒定的垂直作用力，但平板接触面上受到的力是上下波动的，表现出接触表面形变的特点。对照轮子的变化可以看出温度变化的趋势和接触区特性的关系。

6.3 本章小结

a. 采用液力耦合方法，研究了微突起和裂纹在有第三介质情况下的接触特性。液体的存在可以改变接触区的受力状态，减小波峰突起处的接触压力和剪应力。在有切向位移时，润滑介质的存在降低了接触表面最大剪应力。

b. 验证了 Bogdanski 和 Olzak 关于表面裂纹可以造成接触区应力不连续，同时液体使应力强度因子 K_I 增大的结论。进一步研究发现了液体的存在可使最高接触压力降低并使其分布更加均匀。分析了不同润滑剂对不同倾斜角裂纹的影响，体积弹性模量低的润滑剂对裂纹的影响较大。倾斜角度越小，应力强度因子 K_I 增长越快。

c. 采用热-结构耦合方法研究了瞬态运动条件下滚滑接触中的摩擦热问题，模拟了摩擦热的生成和热传导过程。在瞬态力作用下，接触区有向后偏移的趋势。在 Johnson^[84] 的解析解研究的基础上，进一步分析了在接触区内，热场的时间历程以及接触参数的时变特性。发现接触区内的接触压力，最大合成应力及温度分布在接触区后端。

d. 在给定瞬态速度的滑移过程中，接触区存在温度起伏波动现象，同时接触区最大应力和最大变形也呈现出时变的特性。接触区状态的非稳定性表明了运动副在瞬态滑动的时候，接触面会有不均匀摩擦和磨损，对钢轨波磨的生成会有一定的影响。

7 主要结论与展望

摩擦学设计是摩擦学系统的设计。摩擦学系统理论指导下的方法是针对目标具有系统依赖性、时间依赖性和多学科交叉特征的研究方法。对短波长波磨的研究是基于动力学、摩擦学、材料学和传热学等学科的综合分析。考虑这些学科在研究中的关联作用,是完成分析任务的关键。本文采用摩擦学系统分析的方法对短波长波磨进行了较为全面和深入的研究,并取得了一些成果。

7.1 主要结论:

1. 通过轮轨关系把车辆系统和轨道系统联系在一起,建立了包含整车的轨道—车辆三层结构有限元模型。在这个大系统中提出了基于两种车辆的模型方案,分析了包括车轮、钢轨等部件的振动特性,将接触问题按照Thompson法处理,钢轨按照欧拉梁进行有限元处理。分析结果表明在5Hz以下,客车和货车车体表现出较强振动,当频率在10Hz左右,转向架、车轮、钢轨、枕木、道床在一个数量级上振动;随着频率升高到200Hz以上,主要是车轮和钢轨的振动,高频振动能量主要集中在车轮和钢轨之间,这是钢轨短波长波磨产生的一个内在因素。

2. 指出了Merwin和Johnson弹塑性滚动接触假设在研究短波长波磨问题中的不完全适用性。这些假设条件忽略了接触表面残余变形的影响,无法解决残余变形叠加问题。为此比较了纯弹性材料、双线性随动硬化材料和理想弹塑性材料计算的相对误差,证明了在研究安定问题时不能采用假设条件中的Hertz分布与塑性变形等效方法。提出了Merwin和Johnson假设条件的使用前提,即在发生较小的塑性变形时才适用。

3. 对静态滚动接触的残余应变和安定问题进行了分析,研究了准静态条件下二维蠕滑特性,并回答了波磨是如何在平整接触表层发生的问题。研究发现在可以产生材料屈服的接触压力作用下,弹塑性材料经历滚压后,接触表层会产生不均匀塑性变形;接触表面在经历重复滚压后,

残余应力场不断叠加,形成了波磨的演化过程。在材料硬化作用下,进入安定状态后,表层出现了稳定的变形区。分析了理想弹塑性和双线性随动硬化两种材料在不同摩擦条件下的安定状态,验证了 Johnson 关于这两种材料随着摩擦系数升高,安定极限降低这一结论。

4. 分析了在动态力作用下短波长波磨的产生和发展过程。为了研究固定位置的安定状态,将加载力设置成具有固定幅值、频率和相位的载荷。动载荷频率、初始相位角与波磨的形成有着密切联系,分析结果表明在表层达到安定状态后,改变后续动态力的频率和相位不会对接触状态产生影响。增大枕木的间隔距离,会使钢轨的整体弯曲变形加大,同时也使接触区内最大接触变形减小。计算结果与试验结论能较好地吻合。最后分析了在波磨波谷位置出现白层的一个主要原因,是在动力学作用下塑性变形积累的结果。在材料强化作用下白层表现出高硬度和具有微裂纹特征。

5. 采用多刚体动力学方法,建立了车辆虚拟样机模型,研究了短波长波磨形成后对轮轨接触特性的影响。针对不同参数的波磨模型和不同车速下的运动模型,分析了垂向接触力、接触面积和纵向蠕滑力变化趋势。在接触区内,垂向接触力是影响法向变形的主要因素,蠕滑力是导致切向变形的先决条件。蠕滑特性反映了摩擦接触的状态,蠕滑力增大会使最大应力移向表层,同时使安定极限值将低。分析结果表明,当波磨的波长较短、波深较大和车速较高时,都会引起的较大的轮轨冲击力,造成整个轨面的不均匀受力,促进了波磨的发展。

6. 波磨现象是轮轨接触疲劳的一个主要表现形式,它和轮轨摩擦学行为有着密切的联系。基于滚动接触中微小区域的简化模型,研究了第三介质存在时,在动力学作用下,微突起和裂纹区域的接触特性及相关因素。采用液-力耦合方法,分析了液体对微突起区域接触特性的影响;验证了 Bogdanski 和 Olzak 的表面裂纹会造成接触区应力的不连续,同时使应力强度因子增大的结论。进一步研究发现开口型裂纹中的润滑介质对接触区域压力分布有影响。不同润滑介质对微观裂纹尖端应力场的影响程度有差异,分析结果表明体积弹性模量低的润滑剂对裂纹的影响较大。

7. 采用热—结构耦合方法分析了钢轨表面的摩擦温度场演变过程。在 Johnson^[84]的解析法研究的基础上, 进一步分析了在接触区内, 热场的时间历程以及接触参数的时变特性。发现接触区内的接触压力, 最大合成应力及最高温度分布在接触区后端。当瞬态打滑发生时, 接触区温度和剪应力的时间历程显示出波动性, 这反映了接触区内摩擦状态的非稳定性, 对波磨的生成会产生一定的影响。

8. 本文运用摩擦学系统的思想, 解释了钢轨波磨的产生和发展, 以及接触表层安定问题。大系统的摩擦学研究体现了多学科交叉, 系统参数时变的特点。单独对车辆系统或轨道系统分析都体现不出轮轨的动力学特性。如果只考虑动力学因素, 就不能解释波磨中的安定状态; 不研究材料安定状态就会认为波磨在动力学的作用下一直发展下去; 另外, 在重复滚动接触分析中, 忽略材料塑性硬化的影响, 就会在安定分析中产生较大的误差;

目前弹塑性滚动接触有限元的接触求解大都采用 Merwin 和 Johnson 的假设, 即不考虑每次滚动过程中接触表面的塑性变形。实际上动态分析中随着时间的变化, 每个循环过程产生的残余应变场不断叠加, 接触特性会表现出较大的差异。如果忽略摩擦副时变特征就无法反映出系统的时变性。

系统依赖性的另一个主要内容就是研究结构尺度效应对摩擦学行为的影响, 本文采用流体—结构耦合和热—结构耦合方法分析问题就是基于这一原则进行的。在以往的微小区域分析中, 大都是分析液体对疲劳裂纹指标的影响, 没有充分研究介质对微小接触区域的作用。摩擦副的属性是反映所在系统的属性, 只有在摩擦学框架下, 才能深入地分析物质运动和能量的传递, 全面解释波磨的发展和演变过程。

7.2 研究展望

综合本文所得到的主要结论, 可以为短波长波磨的形成勾画出一个轮廓: 即使在准静态条件下, 轮轨接触也会在轨道上产生不规则(近于周期

性)的残余变形(本文从仿真中看到了这种现象,是否是一种本质规律,尚待更深入的研究)。这种残余变形对于系统来说是一个激励,激发出的较高频率的振动分量,其能量集中在轮轨接触区域附近,加大了残余变形并使之进入安定状态。安定的残余变形是更强的激励,在这种强烈的动态力的重复作用下,疲劳和其它类型的磨损连同塑性变形一起,形成了波浪形磨损。

本文在国内外研究的基础上,用摩擦学系统的观点解释了滚动接触中短波长波磨产生机理,采用数值分析方法对整个滚动过程中的接触特性进行了分析。研究了复杂边界条件下的准静态滚动和高频力作用下的安定状态,实现了弹塑性条件下滚动过程仿真,对微小区域的接触特性以及摩擦热生成及传导进行了分析。但是还有一些理论和实际问题有待解决:

1. 完善轮轨短波长波磨的摩擦学系统分析框架,依照系统具有时变,多变量的特征建立模型,进行材料学、摩擦学、动力学等学科的跨学科研究,体现出系统依赖和学科交叉的实际意义。轮轨研究既要考虑目标元素在各自系统中的相互影响,更要考虑通过轮轨接触实现物质运动和能量的传递,形成车-轮-轨大系统分析方法。孤立地研究其中任何一种现象都不能说明这个系统的特征,摩擦学的任务就是揭示在摩擦学的环境下,这些因素相互耦合作用的规律。

2. 进一步分析这个复杂系统摩擦副特征的时变性,即在不同运动参数、边界条件下材料的服役性能,并考虑如何将这些性能指标与大系统结合起来,改进波磨的研究方法。为此还要深入研究轮轨位于不同接触位置、蠕滑条件、润滑边界及热边界等条件下表现出来的接触特性及相关因素。

3. 设计过程中的材料性能数据有待补充,材料弹塑性本构方程还需要在广泛试验研究的基础上不断完善。摩擦副的属性直接影响到摩擦副所在系统的特性。本文只对简化边界条件下的模型进行了研究,实际中的载荷谱是一个包含许多频率成分的随机信号,在工作中材料的特性参数以及摩擦状态也是随着时间的变化而改变的。只有取得材料在服役条件下的性能特征,并将这些因素综合考虑到分析模型中,才能更全面地分析轮轨接触动力特性。

4. 研究系统结构尺度对摩擦学行为规律影响及不同尺度之间的转化关系。轮轨间的摩擦状态在波磨形成和发展中起着极为重要的作用，实际上宏观上的磨损都是从材料微观失效开始的。一方面结构在不同尺度范围内将出现尺寸效应，结构尺寸效应的影响主要反映在材料和系统结构上；另一方面，系统结构尺寸如长度、宽度、高度、几何形状等改变时，结构的刚度、热特性等指标会发生变化，从而影响接触表面的摩擦特性。摩擦学系统研究主要内容就是开展多尺度下的摩擦学和动力学的耦合，在不同尺度的系统中进行多学科交叉研究。

5. 进一步完善轮轨分析的数值分析方法，体现摩擦学系统的现代设计思想。数值仿真是获取过程变量特征知识的一个主要途径，为此进一步的研究需要建立与实际结构相符的模型，对轮轨接触中的拓扑结构，表面粗糙度，材料特性和摩擦边界条件进行处理，实现真实环境下的仿真。

6. 研究仿真过程中各种快速收敛控制方法。复杂结构的接触研究会受到现有软硬件条件限制，同时也受到了计算能力的困扰，所以应当综合考虑计算精度和时间成本，优化出一种数值求解的混合方法。

参考文献

- [1] Grassie S L. Short wavelength rail corrugation: field trials and measuring technology[J]. Wear, 1996, 191(1~2): 149~160.
- [2] Zarembski A M. Type of Rail Corrugation[J]. Railway Gazette International. 1989,85(8): 12~13.
- [3] Kalker J J, Periard F. Wheel-rail noise: impact, random, corrugation and noise[J]. Wear, 1996, 191(1~2): 184~187.
- [4] Grassie S L, Kalousek J. Rail corrugation: characteristics, causes and treatments[J]. Proc. Inst. Mech. Engineers, Part F, 1993, 287: 57~68.
- [5] Jenkins H H. The effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical dynamic forces[J]. Railway Engineering Journal, 1974, 3(1): 2~16.
- [6] 牵引动力国家重点实验室. 国家自然科学基金重点项目(轮轨滚动接触表面波浪形磨损及接触疲劳的研究)中期进展报告[R]. 成都: 西南交通大学, 2001: 1~77.
- [7] Marais J J. Wheel failures on heavy haul freight wheels due to subsurface defect[C]. Proceeding of the 12th International congress on Wheelset, China, 21 to 25, 1998: 306~314.
- [8] Hiensch M, Nielsen J C O, Verheijen E. Rail corrugation in the Netherlands — measurement and simulations[J]. Wear, 2002, 253: 140~149.
- [9] Sato Y, Matsumoto A. Review on rail corrugation studies[C]. Proceeding of the 5th International Conference on Contact mechanics and wear of Wheel/Rail System, Japan, July 25 to 28, 2000: 74~80.
- [10] Suda Y, Komine H, Iwasa T, Terumichi Y. Experimental study on mechanism of rail corrugation using corrugation simulator [J]. Wear, 2002, 253: 162~171.
- [11] Liu Q Y, Jin X S, Wang W X, and Zhou Z R. A Investigation of

- Rail Corrugation in China [C]. In Proceedings of the 5th International Conference on Contact mechanics and Wear of Wheel/Rail System, 2000: 89~95.
- [12] 金学松, 张继业, 温泽峰. 轮轨滚动接触疲劳现象分析[J]. 机械强度, 2002, 24(2): 250~257.
- [13] Johnson K L. The effect of tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane [J]. Journal of Applied Mechanics, 1958, 25: 339~346.
- [14] Vermeulen P J, Johnson K L. Contact of nonspherical bodies transmitting tangential forces[J]. Journal of Applied Mechanics, 1964, 31: 338~340.
- [15] Pau M, Aymerich F, Ginesu F. Distribution of contact pressure in wheel-rail contact area [J]. Wear, 2002, 253: 265~274.
- [16] Hanson M T, Keer L M. Analysis of edge effects on rail-wheel contact[J]. Wear, 1991, 144:39~56.
- [17] Carter F W. On the action of a locomotive driving wheel[C]. Proc. of the Royal Society of London, 1926, A112: 151~157.
- [18] Cannon D F, Pradier H. Rail rolling contact fatigue, Research by the European Rail Research Institute[J]. Wear, 1996, 191(1~2): 1~13.
- [19] Bower A F, Johnson K L. Plastic flow and shakedown of the rail surface in repeated wheel-rail contact[J]. Wear, 1991, 144: 1~18.
- [20] Johnson K L. Development of corrugation on surface in rolling contact[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1975, 189: 45~48.
- [21] Mesarvoic S D, Johnson K L. Adhesive contact of elastic-plastic spheres[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2000, 48(10):2009~2033.
- [22] Eisemann J. Formation of short corrugation in Rails [C]. In Proceedings of the Heavy Haul Railway Conference. Perth, 1978: 8~22.
- [23] Muller S. A linear wheel-track model to predict instability and short pitch corrugation[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 227(5): 899~913.
- [24] Popp K, Kruse H, Kaiser I. Vehicle-track dynamics in the mid-frequency range[J]. Vehicle System Dynamics, 1999, 31(5~6): 423~464.

- [25] Ilias H. The influence of railpad stiffness on wheelset/track interaction and corrugation growth[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 227(5): 935~948.
- [26] Grassie S L, Elkins J A. Rail corrugation on North American Transit systems[J]. Vehicle System Dynamics, 1998, 29: 5~17.
- [27] Igeland A, Ilias H . Rail head corrugation growth prediction based on non-linear high frequency vehicle/track interaction[J]. Wear, 1997, 213(1~2): 90~97.
- [28] Igeland A . Rail head corrugation growth explained by dynamic interaction between track and bogie wheelsets[J]. Proceedings of the instruction of mechanical engineers part f Journal of rail and rapid transit, 1996, 210(1): 11~20.
- [29] Dings PC, Dittrich MG. Roughness on Dutch railway wheels and rails[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 193(1): 103~112.
- [30] Matsumoto A, Sato Y. Study on the formation mechanism of rail corrugation on curved track[J]. Vehicle System Dynamics, 1996, 25: 450~465.
- [31] Satoh Y. Estimation of resistance to corrugation of rail steels in a rolling-contact test using 2 rollers[J]. Journal of Japanese society of tribologists, 1993, 38(7): 636~643.
- [32] Brockley C A. The influence of track support structure and locomotive traction characteristics on short wavelength corrugation[J]. Wear, 1992, 153(2): 315~322.
- [33] Sato Y. Abnormal wheel load of test train[J]. Permanent Way(Tokyo), 1973, 14: 1~8.
- [34] Kalker J J. Consideration on rail corrugation[J]. Vehicle System Dynamics, 1994, 23(1): 3~28.
- [35] Grassie S L, Gregory R W, Johnson K L. The dynamic response of railway track to high frequency longitudinal excitation[J]. Journal Mechanical Engineering Science, 1982, 4(2): 97~102.
- [36] Vincent N. Track dynamic behaviour at high frequencies. Part2: Experimental results and comparisons with theory [J]. Vehicle System

- Dynamics Supplement, 1995, 24: 518~528.
- [37] Vadillo E G. Effect of sleeper distance on rail corrugation[J]. Wear, 1998, 217: 140~146.
 - [38] Hempelmann K, Knothe K. An extended linear model for the prediction of short pitch corrugation[J]. Wear, 1996, 191(1~2): 161~169.
 - [39] Grohmann H D, Hempelmann K, Groß-Thebing A. A new type of RCF, experimental investigations and theoretical modelling [J]. Wear, 2002, 253: 67~74.
 - [40] Hempelmann K, Hiss F, Knothe K, Ripke B. The formation of wear patterns on rail tread[J]. Wear, 1991, 144: 179~196.
 - [41] Wong S L, Bold P E, Brown M W, Allen R J. A branch criterion for shallow angled rolling contact fatigue cracks in rails[J]. Wear, 1996, 191(1~2): 45~53.
 - [42] Alp A, Erdemir A, Kumar S. Energy and wear analysis in lubricated sliding contact[J]. Wear, 1996, 191(1~2): 261~264.
 - [43] Bold P E, Brown M W, Allen R J. Shear mode crack growth and rolling contact fatigue[J]. Wear, 1991, 144: 307~318.
 - [44] Sugino K, Kageyama, Urashima C, Kikuchi A. Metallurgical improvement of rail for the reduction of rail-wheel contact fatigue[J]. Wear, 1991, 144: 319~328.
 - [45] Kondo K, Yoroizaka K, Sato Y. Cause, increase, diagnosis countermeasures and elimination of Shinkansen shelling[J]. Wear, 1996, 191(1~2): 199~203.
 - [46] Hou K, Malousek K, Stone D H, and Teter D F. Thermal effect on adhesion in wheel/rail[C]. In Proceedings of the 5th International Conference on Contact mechanics and Wear of Wheel/Rail System, 2000: 239~244.
 - [47] Zochowski M B, Marek E M. Residual stress in some elasto-plastic problems of rolling contact with friction[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1997, 39: 15~32.
 - [48] Bogdanski S, Brown M W, Modelling the three Dimensional behaviour of shallow rolling contact fatigue cracks in rails[C]. Proceeding of the

- 5th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Wheel/Rail System, Japan, July 25 to 28, 2000: 9~16.
- [49] Barber J R, Ciavarella M. Contact mechanics[J]. International Journal of solids and structures, 2000, 37(1~2): 29~43.
- [50] Dyson I N, Williams J A, Kapoor A. The effect of surface hardening on the elastic shakedown of elliptical contacts[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers part J-Journal of engineering tribology, 1991, 213(J4): 287~298.
- [51] Collins I F, Boulbibane M. The application of shakedown theory to pavement design[J]. Mentals and Materials, 1998, 4(4): 832~837.
- [52] Xu G, Sadeghi F, Hoeprich M. Residual stress due to debris in EHL contacts[J]. Tribology transactions, 1997, 40(4): 613~620.
- [53] Wong S K, Kapoor A, Williams A. Shakedown limits on coated and engineered surfaces[J]. Wear, 1997, 203: 162~170.
- [54] Kapoor A, Cocks ACF. Wear through the plastic interaction of cylindrical asperities in sliding[J]. International Journal of mechanical sciences, 1994, 36(11) : 1045~1059.
- [55] Kapoor A, Johnson K L. Plastic ratchetting as a mechanism of metallic wear[J]. Proceedings of the royal society of London series a-mathematical physical and engineering sciences, 1994, 445: 367~381.
- [56] Johnson K L, Shercliff H R. Shakedown of 2-dimensional asperities in sliding contact[J]. International Journal of mechanical sciences, 1992, 34(5): 375~394.
- [57] Hamilton R, Boyle J T. Simple upper-bound method for calculating approximate shakedown loads[J]. Transactions of the ASME (J PRESSURE VESSEL THCHNOL TRANS ASME), 1998, 120(2): 195~199.
- [58] Kaliszky S. Elastoplastic analysis with limited plastic deformations and displacements[J]. Mechanics of structures and machines, 1996, 24(1) : 39~50.
- [59] Williams J A, Dyson J N and Kapoor A. Repeated loading, residual stresses, shakedown, and tribology[J]. Journal of Materials

- Research,1999, 14(4): 1548~1559.
- [60] Baumann G, Fedit H K, Liebelt S. Formation of white-etching layers on Rail Treads[J]. Wear, 1996, 191(1~2): 133~140.
- [61] Makino T, Yamamoto M, Fujimura T. Effect of material on spalling properties of railroad wheels [J]. Wear, 2002, 253: 284~290.
- [62] Grohmann H D, Schoech W. Contact geometry and surface fatigue—minimizing the risk of headcheck formation [J]. Wear, 2002, 253: 54~59.
- [63] Matsumoto A, Sato Y, Ono H, Yonjin W, Yamamoto M, Tanimoto M. Creep force characteristics between rail and wheel on scaled model [J]. Wear, 2002, 253: 199~203.
- [64] Merwin J E, Johnson K L. An analysis of plastic deformation in rolling contact[J].Proc.Inst.Mech.Engs,1963,177:667~673.
- [65] Ahlbeck D R, Daniels L E. Investigation of rail corrugation on the Baltimore Metro[J]. Wear, 1991, 144: 197~210.
- [66] Suda Y. Effects of vibration system and rolling conditions on the development of corrugations [J]. Wear, 1991,144: 227~242.
- [67] 金学松. 轮轨蠕滑理论及其试验研究[D]. 成都: 西南交通大学博士学位论文, 1999: 1~169.
- [68] Magiera J. Enhanced 3D analysis of residual stress in rails by physically based fit to neutron diffraction data [J]. Wear, 2002,253: 228~240.
- [69] Orringer O, Paxton W, Gray D E, Raj P K. Residual stress and its consequences on both sides of the wheel-rail interface[J]. Wear, 1996, 191(1~2): 25~34.
- [70] Jin X S, Wu P B, Wen Z F. Effects of structure elastic deformations of wheelset and track on creep forces of wheel/rail in rolling contact [J]. Wear, 2002, 253: 247~256.
- [71] 刘启跃, 张波, 周仲荣. 铁路钢轨损伤机理研究[J]. 中国机械工程, 2003,13(18): 1596~1599.
- [72] Xie You-Bai. On the systems engineering of tribo-systems [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition), 1996, (9): 89~99.
- [73] Xie You-Bai. Three Axioms in Tribology, Proceeding of III

- International Symposium on Tribo-fatigue, China, Oct. 22~26,2000, 17~23.
- [74] 谢友柏. 机械科学的一个前沿—摩擦学[C]. 机械工程学科前沿及优先领域研讨会论文集,国家自然科学基金委员会工程与材料科学部编, 1999. 17~20.
- [75] J.J.卡尔克著.李自力译.三维弹性体的滚动接触[M]. 西南交通大学出版社, 1993: 1~208.
- [76] 谢友柏. 大系统的摩擦学设计[J]. 中国机械工程, 1996, 7(3): 50~63.
- [77] 谢友柏. 现代设计与知识获取[J]. 中国机械工程, 1996, 7(6): 36~41.
- [78] 翟婉明. 车辆—钢轨耦合动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社(第二版), 2002, 1~382.
- [79] 李成辉. 轨道结构振动理论及应用研究[D]. 成都: 西南交通大学博士论文, 1996: 1~127.
- [80] Cai Z, Raymond G P. Theoretical model for dynamic wheel/rail and track interaction[C]. Proceedings of 10th International Wheelset Congress, Sydney, Australia, Sep. 1992: 127~131.
- [81] Newton S G, Clark R A. An investigation into the dynamic effects on the track of wheel flats on railway vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1979, 21(4): 287~297.
- [82] Thompson D J. Wheel-rail noise generation Part I: Introduction and interaction model [J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 161(3): 387~400.
- [83] Thompson D J. Wheel-rail noise generation Part IV: Contact zone and results[J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 161(4): 447~466.
- [84] Johnson K L. CONTACT MECHANICS[M]. Cambridge University Press, Cambridge, 1985: 115~368.
- [85] 徐秉业等. 弹塑性力学及其应用[M]. 机械工业出版社, 北京, 1984: 180~185.
- [86] Ansys Co. Ansys Verification manual: Verification Test Case Descriptions [M]. American, 2001: 63~65.
- [87] Timoshenko S P, Goodier J N. Theory of Elasticity[M]. New York, McGraw-Hill, 1970, Third Edition: 447~466.

- [88] J.W. Ringsberg, M.L.Morrey, B.L.Josefson etc. Prediction of fatigue crack initiation for rolling contact fatigue[J]. International Journal of Fatigue, 2000,(22) : 205~215.
- [89] Kulkarni S M, Hahn G T, Rubin C A, et al. Elasto-Plastic Finite Element Analysis of Repeated Three-Dimensional, Elliptical Rolling Contact with Rail Wheel Properties[J]. Transactions of the ASME, 1991, 113(7): 434~441.
- [90] Williams J A. Wear modeling: analytical, computational and mapping: a continuum mechanics approach[J]. Wear, 1999, 225-229: 1~17.
- [91] 余天庆,吴玉树译. 固体材料力学 [M]. J.Lemaitre and J.L.Chaboche. 国防工业出版社,1997: 1~518.
- [92] Muster H, Schmedders H, Wick K, Pradier H. Rail rolling contact fatigue-The performance of naturally hard and head-hardened rails in track[J]. Wear, 1996, 191: 54~64.
- [93] 王步康, 谢友柏. 钢轨短波波磨的产生机理. 摩擦学学报[J]. 2001, 21(5): 375-378.
- [94] Farris T N. Effect of overlapping wheel passages on residual stress in rail corners[J]. Wear, 1996, 191: 226~236.
- [95] Zochowski B M, Marek P. Residual Stress in Some Elasto-plastic Problems of Rolling Contact with Friction[J]. Int. J .Mech. Sci, 1997,39(1): 15~32.
- [96] 张波. 钢轨波磨的模拟试验研究[D]. 成都: 西南交通大学硕士学位论文, 2002: 1~72.
- [97] 张波, 刘启跃. 钢轨波磨的试验研究[J]. 铁道学报, 2003, 25(1): 104~108.
- [98] 周仲荣, Vincent L. 微动磨损[M]. 北京: 科学出版社, 2002: 1~211.
- [99] 谢友柏. 现代设计与知识获取[J]. 中国机械工程, 1996, 7(6): 36~41.
- [100] 谢友柏. 产品的性能特征与现代设计[J]. 中国机械工程, 2000, 11(1~2): 26~32.
- [101] Ishida M, Abe N. Experimental study on rolling contact fatigue from the aspect of residual stress [J]. Wear, 1996, 191(1~2): 65~71.
- [102] Flettcher D L, Beynon H J. The effect of contact load reduction on the

- fatigue life of pearlitic rail steel in lubrication rolling-sliding contact [J]. *Fatigue & Fracture of Engineering material & Structures*. 2000(23): 639~650.
- [103] Chen H, Ban T, Ishida M, Nakahara T. Adhesion between rail/wheel under water lubricated contact [J]. *Wear*, 2002,253: 75~81.
- [104] Akama M, Mori T. Boundary element analysis of surface initiated rolling contact fatigue cracks in wheel/rail contact systems [J]: *Wear*, 2002,253: 35~41.
- [105] Kalousek J, Magel E, Strasser J, *et al.* Tribological interrelationship of seasonal fluctuations of freight car wheel wear, contact fatigue shelling and composition brakeshoe consumption [J]. *Wear*, 1996, 191: 210~218.
- [106] Clayton P. Tribological aspects of wheel-rail contact: a review of recent experimental research[J]. *Wear*,1996,191: 170~183.
- [107] Olzak M, Stupnicki J, Wojcik R. Investigation of crack propagation during contact by a finite element method[J]. *Wear*, 1991,146: 229~240.
- [108] Bogdanski S, Olzak M, Stupnicki J. Numerical modeling of a 3D RCF 'Squat'-type crack under operation load [J]. *Fatigue & Fracture of Engineering material & Structures*. 1998, 21: 923~935.
- [109] Bordi V, Dorier C, Villechaise B. A Finite Element Analysis of Crack Initiation and Propagation in a Notched Disk Submitted to Rolling Contact Fatigue[J]. *Transactions of the ASME*,1998,120: 436~441.
- [110] 邓增杰, 周敬恩. 工程材料的断裂与疲劳[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995: 1~267.
- [111] Douglas J.F 著,汤全明译.流体力学[M].北京:清华大学出版社, 1992: 526~530.
- [112] Gupta V, Hahn G T, Bostias P C, Rubin C A. Thermal-Mechanical Modeling of the Rolling-Plus-Sliding with Frictional heating of a Locomotive Wheel[J]. *Transactions of the ASME*, 1995, 117(8): 418~422.
- [113] Vernersson T. Thermally induced roughness of tread braked railway wheels. Part 2:modeling and field measurement[J]. *Wear*, 1999, 236: 106~116.

- [114] Martin E, Knothe K. A comparison of analytical and numerical methods for the calculation of temperatures in wheel-rail contact[J]. Wear, 1999, 253: 498~503.
- [115] Moyar G J, Stone D H. An analysis of the thermal contributions to railway wheel shelling[J]. Wear, 1991, 144: 117~138.
- [116] Lunden R. Contact region fatigue of railway wheels under combined mechanical rolling pressure and thermal brake loading[J]. Wear, 1991, 144: 57~70.
- [117] Chi C H, Jiann J L, Chen Y L, etc. A two-dimensional finite element model for frictional heating analysis of total hip prosthesis[J]. Materials science engineering, 2001, C17: 11~18.

致 谢

本文是在导师谢友柏院士的精心指导和悉心关怀下完成的。在四年时间里，导师渊博的知识、求实严谨的学风、谦虚谨慎以及一丝不苟的工作作风给作者以深深的教育与启迪。他的严以律己、宽以待人的品质也使我受益终身。

在论文工作期间得到了研究所刁东风教授、徐华副教授及其它老师的关心和帮助。同时得到了丁向东博士后、刘永红博士、戴旭东博士、王金涛博士、耿海鹏博士和研究所其他同学的大力帮助，在此一并表示感谢。

感谢西南交通大学牵引动力国家重点实验室金学松教授、张立民教授、温泽锋博士提供的帮助和部分试验图片资料。

感谢西南交通大学表面工程及摩擦学四川省重点实验室周仲荣教授、刘启跃教授、张波硕士提供的帮助和部分试验图片资料。

感谢父母及所有家人给予的鼓励和支持，特别感谢妻子惠艳条女士在本人求学生涯里给予的全力支持和不断鼓励。

最后感谢自然科学基金重大项目（编号：59990470）和国家自然科学基金重点项目（编号：59935100）对本文的支持。

攻读博士学位期间的研究成果

发表的科技论文:

- (1) 1 Wang Bukang, Dong Guangneng and Xie Youbai . THE FEM ANALYSIS OF ROLLING-SLIDING CONTACT UNDER BOUNDARY LUBRICATION[C]. Proceedings of the 5th International Conference on Frontiers of design and manufacturing (ICFDM'2002), Dalian, 2002, July, 615 ~ 618. (ISTP 检索 IDS Number: BV14A , ISBN: 0-9580692-1-2)
- (1) 2 王步康, 谢友柏. 钢轨短波波磨的产生机理 [J]. 摩擦学学报, 2001, 21(5): 375-378. (EI 检索 AN 02146908409)
- 3 王步康, 董光能, 谢友柏. 润滑材料特性对接触疲劳裂纹的影响 [J]. 润滑与密封, 2002, 6: 4-6. (EI 检索 AN 03037328121)
- (1) 4 王步康, 董光能, 谢友柏. 边界润滑下滑动接触表面破坏行为的数值分析 [J]. 润滑与密封, 2003, 3: 1-3. (EI 检索 AN 03287541067)
- (3) 5 王步康, 董光能, 谢友柏. 滑动接触中摩擦热的数值解 [J]. 中国机械工程, 2002, 13(21): 1880-1882.
- (4) 6 B K Wang, G N Dong, Y B Xie. Thermal-mechanical Finite Element Analysis of the Rolling-sliding Contact [C]. Proceedings of 3rd International Conference on Surface Engineering, chengdu, 2002: 528-532.
- (5) 7 王步康, 董光能, 谢友柏. 离子镀 Pb-10Sn 膜无油润滑磨损机理分析. 摩擦学学报 (增刊), 2002, 22: 201-302.
- (5) 8 王步康, 董光能, 谢友柏. 车轮钢轨接触表面波浪形磨损过程仿真分析 [C]. 2002 Ansys 中国年会论文集, 深圳, 2002.
- (3) 9 王步康, 董光能, 谢友柏. 钢轨短波长波浪形磨损的安定状态分析 [J]. 摩擦学学报. (录用)
- (3) 10 刘永红, 任工昌, 王步康, 张优云. 曲轴轴系的动特性分析 [J]. 内燃机学报. (录用)

附件 1:

学位论文独创性声明

本人声明，所呈交的学位论文系在导师指导下本人独立完成的研究成果。文中依法引用他人的成果，均已做出明确标注或得到许可。论文内容未包含法律意义上已属于他人的任何形式的研究成果，也不包含本人已用于其他学位申请的论文或成果。

本人如违反上述声明，愿意承担以下责任和后果：

1. 交回学校授予的学位证书；
2. 学校可在相关媒体上对作者本人的行为进行通报；
3. 本人按照学校规定的方式，对因不当取得学位给学校造成的名誉损害，进行公开道歉。
4. 本人负责因论文成果不实产生的法律纠纷。

论文作者签名：王步康

日期：2003年9月8日

学位论文知识产权权属声明

本人在导师指导下所完成的论文及相关的职务作品，知识产权归属学校。学校享有以任何方式发表、复制、公开阅览、借阅以及申请专利等权利。本人离校后发表或使用学位论文或与该论文直接相关的学术论文或成果时，署名单位仍然为西安交通大学。

论文作者签名：王步康

日期：2003年9月8日

导师签名：陈友哲

日期：____年____月____日

(本声明的版权归西安交通大学所有，未经许可，任何单位及任何个人不得擅自使用)