

## 摘 要

侧架和摇枕是货车转向架构架的重要组成部分，在动态载荷下服役，疲劳裂纹是其主要失效形式。本学位论文开展有关问题的初步研究，对保障铁路运输安全，节约制造成本具有重要意义。

本文的研究内容分裂纹故障的侧架摇枕现场调查与统计分析、缺陷安全分析两部分：

1. 裂纹故障的侧架摇枕现场调查分析：以成都东、西安和北京西等车辆段检修货车转向架裂纹故障摇枕侧架的原始数据为有效数据进行调研分析。

2. 引用某货车的在一段线路试验应力时间历程，使用二项式拟合法求解不同工况下侧架摇枕的载荷时间历程。使用上步求得的载荷时间历程，对含裂纹的侧架摇枕缺陷部位有限元子模型进行计算，最后提出货车转向架缺陷部位裂纹的临界安全尺寸和标准规定的裂纹极限尺寸。

**关键词：**货车转向架；摇枕；侧架；缺陷；安全

## Abstract

Bolsters and frames are the elements of the bogie of a railway freight car. Fatigue cracks and flaws are main failure mode. It is preliminary important to study the approach realizing the safety analysis.

The work of present thesis covers the field investigation and survey analysis:

1. Field investigation and statistical analysis were performed by the field inspection on the failures of bolsters and frames of freight car bogies at Chengdou, Xian and Beijing railway cargo terminals.

2. Stress-time history on-line inspection was treated by binomial expansion. Finite element calculation was made to the side frames and bolster with cracks subject to the stress-time history.

**Keywords:** Freight car bogie; Bolster; Side frames; Flaws; Safety

---

# 西南交通大学

## 学位论文使用授权书

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

本学位论文属于

1. 保密 ，在\_\_\_年后解密后适用本授权书。
2. 不保密 ，适用本授权书。

(请在方框内打“√”)

学位论文作者签名: 翟中炎

指导教师签名: 赵永翔

日期: 2009年6月6日

日期: 2009年6月7日

# 西南交通大学

## 学位论文创新性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是在导师指导下独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包括任何其他个人或集体已经发表或撰写过的研究成果。对本文的研究做出贡献的个人和集体，均已在文中作了明确的说明。本人完全意识到本声明的法律责任由本人承担。

本学位论文的主要创新点如下：

1. 从时间和部位两方面对货车侧架和摇枕的疲劳裂纹进行调研，获得侧架和摇枕的缺陷分析部位。
2. 得到货车转向架侧架和摇枕缺陷部位的临界安全尺寸，对货车转向架的设计和检修管理很有现实参考意义。

学位论文作者签名：程中炎

日期：2009年6月6日

# 第 1 章 绪 论

## 1.1 本文的研究意义

铁路作为国民经济大动脉和大众化交通工具，在国民经济发展中占据着重要地位。货车在资源流通和调配上作用非常重大。据统计，今后 20 年全国货车总数将远超过 70 万辆<sup>[1]</sup>。铁路运力现在表现严重不足，对国民经济的“瓶颈”制约状况在我国仍然明显<sup>[2]</sup>。铁路货车密度、载重、速度是提高铁路运输能力的三大要素。就我国以往的实际而言：密度上，所有铁路干线运输密度已基本达到极限；速度上，提速前货车的时速约在 80km/h；载重上，铁路货车单车载重量为 60t。因此，为满足重点物资运输，2005 年 10 月，铁道部决定，2006 年起，新造铁路货车全部采用轴重 25t、载重量 70t、时速 120km/h、单列运载重量 5000t，这四个数字标志着中国铁路货车装备新的共同特点：高速和重载。

结合到我国正在进行的 25t 轴重低动力作用货车转向架研究工作，“九五”期间，齐齐哈尔、株洲、眉山三个车辆厂各研制一辆三大件式和一辆构架式方案<sup>[3]</sup>。转 K 系列转向架可有效减少重载列车轮轨之间的磨耗，降低重载运输的运营成本，改善车辆垂向动力学性能，提高车辆的运行平稳性，从而成为我国 70t 级及以上货车的主型转向架，满足了铁路货车重载、提速的要求<sup>[4,5]</sup>。



图 1-1 铁路货车

为了保证高速重载货车车辆具有或优于传统铁道货车车辆安全稳定运行品质,在货车运行速度提高和铁道车辆轴重增加的情况下,要求转向架自重和一系簧下质量不断降低<sup>[6,7]</sup>。摇枕采用封闭的箱形截面鱼腹状结构,整体上能保证足够的强度,而且节省材料,减轻自重<sup>[8]</sup>。高速重载使得结构轻量化摇枕的疲劳裂纹对车辆运行安全性的影响越来越大。摇枕在服役过程中发现,有些部位频频出现裂纹,它所导致的事故在摇枕故障中占到 30%~40%<sup>[9]</sup>。这就说明了对这些裂纹部位的安全分析是很必要。侧架也出现了同样的状况。本论文结合现线路运营的货车转向架在近十几年线路各种工况下积累下来的数据和故障、维修、检修的资料,对货车转向架侧架和摇枕的缺陷部位进行安全分析。

## 1.2 国内外研究现状

### 1.2.1 国外研究现状

近一百多年来,国内外铁路部门对转向架的疲劳和缺陷的分析研究,取得了很多的成果。美国、日本、苏联等国铁路都曾积极地采用疲劳裂纹安全性理论对机车和车辆做过疲劳裂纹安全分析<sup>[10]</sup>,并逐步将转向架疲劳裂纹安全性设计与分析方法加以完善,纳入标准。施治才、侯卫星等译的《货车转向架疲劳强度规范》<sup>[11]</sup>中较详细地介绍了 AAR 在这方面所做的大量工作,此规范适合所有的铸钢摇枕和侧架。

AAR<sup>[11]</sup>规范内容包含:铸钢摇枕和侧架的技术条件批准要求、环境载荷和疲劳实验数据疲劳分析等。技术条件批准要求依据是动载荷和静载荷的实验结果。实验要求摇枕加载为浮沉(垂直载荷  $Q$ )、侧滚(通过与旁承垂直载荷  $Z$ 、 $S$ 、 $Z'$ 和  $S'$ 交替循环)和横向(心盘边缘的垂直载荷  $C$ 、 $G$ ) (图 1-2)。侧架的加载为垂直、横向和中央扭转,可以由一个加载梁实现(图 1-3)。

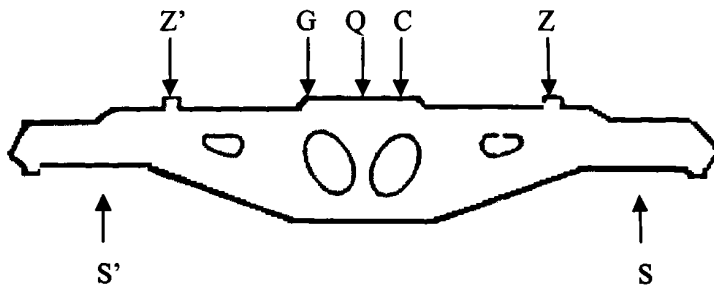


图 1-2 摇枕的动、静载荷实验的加载图

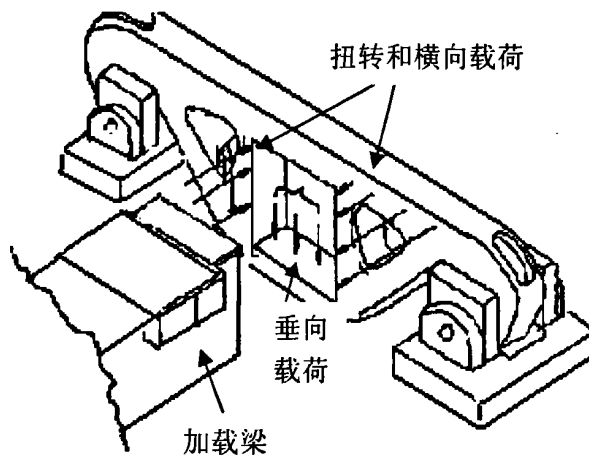


图 1-3 侧架的动静载荷实验加载图

对于线路上摇枕和侧架的测试和疲劳分析，要求的载荷不同于动载荷和静载荷实验时的加载，必须考虑钢轨不平顺、悬挂振动等。摇枕的垂直载荷是作用于摇枕主要载荷，由车辆和装载物重量引起的。其作用线通常在摇枕中心，过曲线和“侧滚”运动时，作用线会变动；垂向载荷还有旁承垂向载荷、弹簧冲击和摩擦面上摩擦力的垂向分力。纵向载荷主要是加速、制动和碰撞导致的纵向载荷。中心扭转载荷主要是过曲线时侧架相对摇枕菱形变形产生（图 1-4）。侧架在线路工况的载荷：垂向载荷包括承载鞍、摇枕弹簧悬挂载荷和摩擦板垂向载荷（摩擦板垂向载荷主要在线路严重不平顺的时候，在直线和过弯道可以忽略）；纵向载荷通过承载鞍和摇枕斜楔传递过来，在高速碰撞时刻很大；横向载荷来自车体，通过摇枕和承载鞍传递过来，在过曲线时，伴随通过曲线是保持转向架正位的内力而出现；水平扭转载荷主要是过曲线立柱摩擦板

作用产生 (图 1-5a、b 和 c)。

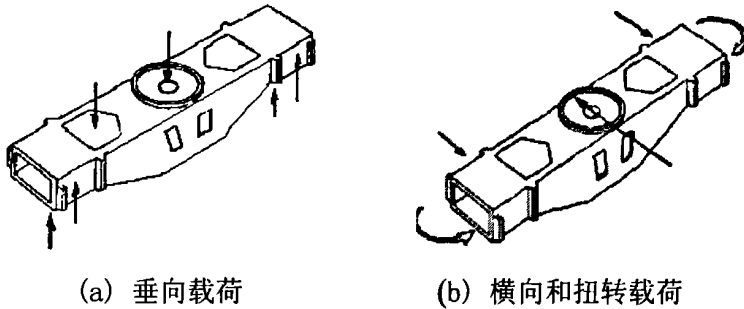


图 1-4 作用在摇枕载荷

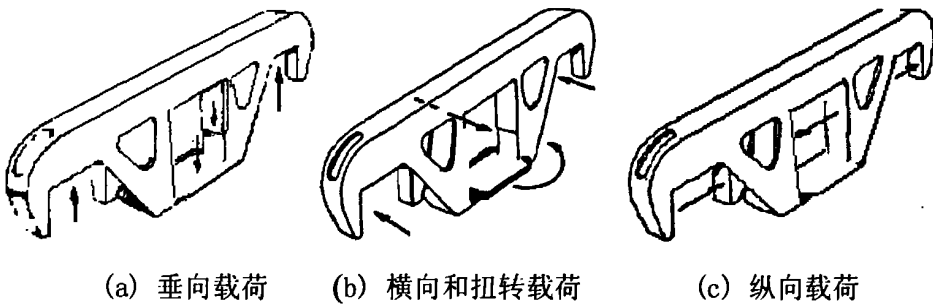


图 1-5 作用在侧架载荷

在线路上测得关于摇枕和侧架的载荷谱后,通过雨流法、有限元分析等,最后得到疲劳应力谱。疲劳分析采用的方法有名义应力法<sup>[12]</sup>、Miner 线性累计损伤理论<sup>[13]</sup>、局部应力应变法<sup>[14]</sup>和断裂力学方法等等。计算获得疲劳强度、安全系数等,对摇枕和侧架进行疲劳安全分析和评估。

国外一些学者提出了针对货车和客车转向架的疲劳安全设计和缺陷安全评估方法。

欧美近些年很重视利用边界元进行构件的裂纹扩展和寿命分析。三维弹性断裂问题,早期的工作主要集中于有限元法二维方法的扩展上,一些成功应用于二维裂纹问题的方法,已经推广应用到三维问题。例如, Wilosn 和 Thompson<sup>[15]</sup>用常用八节点六面体单元以确定有穿透裂纹的板件受横向弯曲时的应力强度因子。Miyamoto<sup>[16]</sup>用裂纹张开位移确定一块矩形板的半椭圆表面伤痕应力强度因子。Bergna 和 Aamdo<sup>[17]</sup>推广应用能量释放率的概念以近似计算应力强度因子。同时一些研究者也提出了一些别的方法。Atluri、Marecl<sup>[18]</sup>等直接采用三维有限元法研究了表面裂纹问题。Pain<sup>[19]</sup>用杂交有限元求解了三维穿透裂纹的应力强度因子。



Newmna, Raju 等<sup>[20]</sup>归纳了 13 位研究者成果,并用近万个自由度进行了三维有限元计算。

Cornell 大学研发一个专门分析三维裂纹扩展和寿命的边界元和有限元综合软件--FRANC3D(Fracture Analysis Code in 3 Dimensions)<sup>[21-23]</sup>,它和实体对象建模器 OSM(Object Solid Modeler)以及边界元系统 BES(Boundary Element System)<sup>[24-27]</sup>一起构成一套完整的断裂分析系统。该软件可以进行复杂裂纹的应力强度因子计算、自适应裂纹扩展,具有友好的图形用户界面和强大的前后处理功能。

James Andrew<sup>[28]</sup>在其博士学位论文中利用现场测试的多项试验数据,结合多体动力学分析(DADS 软件)、有限元方法(MSC.NASTRAN 软件)、耐久性和可靠性分析(DRAW 软件)以及由 NASA 开发的疲劳裂纹扩展分析软件 FLAGRO 对军用拖车进行了缺陷疲劳寿命预测。主应变测试数据的统计采用了回归分析法和主变量分析技术。还利用时频复现技术,将路面谱 PSD 转化为路面的时间激励数据,将此结果和采用实际加速度测试的轨道谱进行对比,表明该方法有效。

## 1.2.2 国内研究现状

我国铁路对转向架摇枕和侧架的疲劳安全性问题研究开展得较晚,目前尚处于起步阶段,与国外相比还有一定的差距。目前国内对转向架的摇枕、侧架进行疲劳试验的依据是 TB1960-87《货车铸钢摇枕载荷试验评定方法》<sup>[29]</sup>、TB1335-1996《铁道车辆强度设计及试验鉴定规范》<sup>[30]</sup>和 TB1960《货车铸钢侧架载荷试验评定方法》<sup>[31]</sup>,还有其他针对铁路货车的标准和规范<sup>[32,33]</sup>,这些“铁标”是按照美国铁路协会 AAR 有关标准制定的,由于我国和美国在线路状况和车辆运用条件以及铸造工艺要求等方面存在很多不同,因而在进行构件疲劳寿命分析时的一些关键性基础数据,如载荷谱和 S-N 曲线等,尚需根据我国实际情况或实测或选择合适模型自己完成。

王丹丹<sup>[34]</sup>在硕士学位论文《K6 转向架摇枕载荷谱测试和疲劳寿命评估》中分为测试货车在丰台西—衡水区段和双桥—洞庙河区段的载荷

谱, 采用有限元分析确定摇枕疲劳薄弱部位; 最后根据名义应力法分用编制的载荷谱和 AAR 载荷谱对转 K6 摇枕进行疲劳寿命分析。内容包含以下几点: 1. 对转 K6 型转向架摇枕进行线载荷和动应力的测试; 根据测试数据进行摇枕载荷识别, 得到各载荷的时间历程通过挑选载荷峰值、小波处理和雨流计数等, 编制载荷谱。作者在摇枕上布置四个测点: 1. 摇枕下表面中心线附近纵向和横向, 在旁承和旁承座之间放置压力传感器。 2. 根据 B 级铸钢摇枕的材料特性, 选择 S-N 曲线的三参数模型进行拟合, 定其疲劳性能参数, 为摇枕的损伤计算和疲劳寿命估算提供基础。 3. 运用 solidworks 建立转 K6 转向架摇枕的三维模型, 按图 1-6 所示建立摇枕的有限元力学模型, 根据加载计算结果确定转向架摇枕疲劳薄弱部位。 4. 基于实测载荷谱和 AAR 载荷谱, 进行摇枕疲劳薄弱部位寿命估算。通过两种结果相对比, 验证寿命估算方法的可行性。此论文对对裂纹疲劳部位的寿命值得本文借鉴, 对于摇枕的载荷谱的测点和力学模型的建立上面有些偏简易。此论文测点的数量和力学模型的独立载荷数偏少。本文在测点数量和力学模型的独立载荷数有所补充。

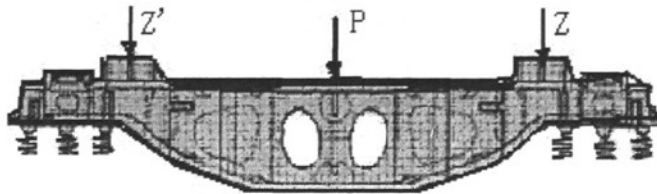


图 1-6 摇枕的载荷加载示意图

北京交通大学缪龙秀、孙守光、吕澎民等<sup>[35]</sup>对提速客车转向架焊接构架应力谱的测试方法、疲劳危险部位的确定及应力谱编制方法等也进行了系统研究。

温松涛<sup>[36]</sup>的硕士学位论文《货车转向架侧架疲劳分析》主要针对转 8A 危险截面部位进行疲劳寿命评估。C62 和 C64K 两种货车系统动力学仿真计算, 获得各种工况下作用转 8A 侧架的载荷谱并对仿真结果进行统计, 以此载荷谱为基础进行侧架疲劳分析。还对转 SA 侧架以及转 K2 侧架进行了有限元分析, 并对侧架部位危险点进行概率疲劳应力谱分析计算, 得到转向架侧架的危险截面部位典型线路的概率疲劳应力谱, 并对转 8A 分别进行了疲劳寿命评估。

国内对三维裂纹也开展了积极研究。罗祖道<sup>[37]</sup>提出用二维穿透裂纹解逼近三维裂纹问题的近似算法,王铎、杨芳毓等<sup>[38]</sup>结合压力容器问题进行研究,陆寅初<sup>[39]</sup>进一步发展了线弹簧模型,并处理了深埋裂纹问题。张行和夏棍<sup>[40]</sup>应用三维广义 J 积分与三维等参元计算了应力强度因子。张行和陈志刚<sup>[41]</sup>用能量释放率计算了三维应力强度因子。柳春图和李英志<sup>[42]</sup>用局部一整体分析法进行了三维有限元断裂分析,吴绍富<sup>[43]</sup>用交替法计算了三维表面或深埋裂纹前缘的应力强度因子。曹宗杰<sup>[44]</sup>研究了三维奇异协调有限元理论。吴学仁<sup>[45]</sup>发展了一种三维权函数法<sup>[46]</sup>并用它分析了内埋椭圆裂纹,孔边表面裂纹,孔边角裂纹,缺口表面裂纹及缺口角裂纹。边界元法在二维裂纹问题中得到了广泛的应用和发展,但是在三维裂纹问题中应用却很少,原因就是边界元产生的系数阵为非对称满阵,用于复合型裂纹问题时积分方程将出现不确定性,而且边界元对三维裂纹问题奇异场不能精确模拟。

王东<sup>[47]</sup>提出了采用二维网格扩展三维网格模型的策略建立裂纹有限元子模型。扩展方式有两种:一是由 6 节点三角形单元扩展成 15 节点棱形等参元;另一种是将 8 节点等参元扩展成 20 节点等参元。其中,围绕裂纹前沿 15 节点或 20 节点单元上的中间节点移至 1/4 点位置,以模拟裂纹前沿应力应变场,避免线弹性断裂力学的  $1/\sqrt{r}$  奇异性。采用 1/4 节点位移法计算裂尖应力强度因子。1/4 节点位移法是将临近裂纹尖端单元的中心点移到 1/4 点处,从而构建具有与线弹性断裂力学相似的  $1/\sqrt{r}$  奇异性应力场,由于较简单方便,且精度最高,已逐渐被广泛应用。这种裂纹模型只用来计算裂尖 I 型裂纹应力强度因子很方便。对于求解 II、III 型裂纹此文还没有更深的探讨,而本论文在这方面上继续深入,建立三维裂纹可以求解 I、II、III 型裂纹裂尖应力强度因子。

综上,对大多对摇枕和侧架的缺陷部位的确定都是从有限元应力计算得到,与现实偏差可能会很大。对于摇枕和侧架力学模型的建立,载荷个数偏少,对现实的模拟会有出入。但对缺陷部位的寿命预测分析方法值得本文借鉴。对于裂纹有限元模型的建立,大多局限于二维。三维裂纹有限元模型用于计算 I 型裂纹裂尖应力强度因子。本文针对上面的不足,分别在这方面上进行了一些深入。

### 1.3 本文的主要工作

本论文是以货车转向架的侧架和摇枕为研究对象，对货车转向架侧架和摇枕的疲劳裂纹进行调研分析，并提出影响侧架和摇枕缺陷安全的关键分析部位。利用有限元分析软件 ANSYS，根据侧架和摇枕的实际裂纹建立三维裂纹模型，计算应力强度因子和裂纹长度关系  $k-a$  和  $\Delta k-a$ ；然后计算货车转向架缺陷部位的裂纹检修安全尺度和标准规定极限尺寸。具体研究内容介绍如下：

第二章，货车转向架侧架和摇枕的疲劳故障调研，提出易发生裂纹的缺陷部位。

第三章，建立侧架和摇枕力学模型，根据实测的应变时间历程计算相同时刻的载荷时间历程。

第四章，载荷时间历程对应的载荷加载在含裂纹的缺陷部位有限元子模型，获得缺陷部位裂尖的应力强度因子和裂纹长度关系  $k-a$  和  $\Delta k-a$ ，然后计算货车转向架缺陷部位的检修安全尺度和标准规定的极限尺寸。

对影响摇枕和侧架缺陷安全的缺陷部位进行研究分析，结合了实际基础摇枕侧架的缺陷部位和线路试验获得的载荷时间历程，比较贴合实际。应用软件主要使用有限元分析软件 ANSYS11.0。摇枕侧架的缺陷安全分析流程见图 1-7。

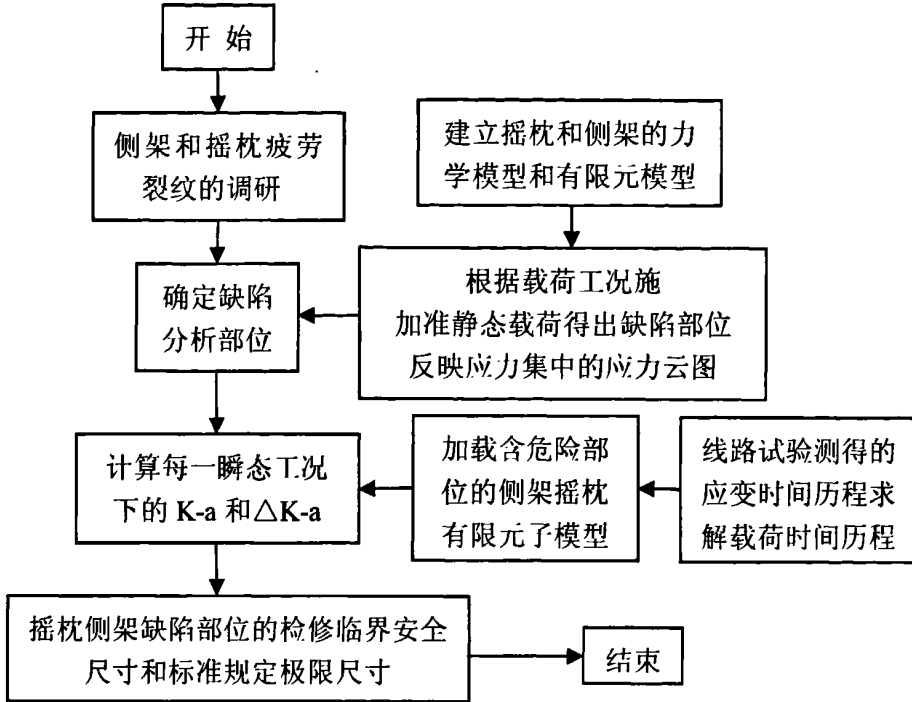


图 1-7 摇枕和侧架的缺陷安全分析流程图

## 第 2 章 货车转向架侧架和摇枕的疲劳裂纹调研

本章所做的工作是对发生裂纹故障的货车转向架侧架和摇枕（原始有效数据 3115 个）进行调研分析。调查报告分缺陷部位裂纹的典型图片和调研分析两部分。下面资料调研渠道分别来自成都车辆段、西安车辆段和北京西等车辆段提供和现场取得的资料和图片，以及车辆段工作人员和技术人员现场的统计和经验总结，还有北方交大的统计资料<sup>[48-50]</sup>和其他车辆厂<sup>[54-60]</sup>提供的资料，《铁道货车典型故障汇编》<sup>[61]</sup>，齐厂提供的图片，基本上涵盖从 80 年代至今货车侧架和摇枕在使用时间内故障裂纹情况。

目前对货车侧架摇枕的检测维修作业标准主要参照铁道部颁发的厂修和段修规范。《铁路货车厂修规程（铁道部铁运[2002]72 号）》和《铁运[2002]93 号关于重新公布《铁路货车段修规程》的通知》<sup>[53]</sup>里规定了摇枕侧架维修管理的规范。对本文的调研分析起到了指导作用。

货车定期检修分为厂修、段修、辅修和轴检四级修程。厂修是对车辆进行全面检查和彻底修理，并进行必要的现代化技术改造。目的在于恢复车辆的基本技术性能，使修理后接近新造车辆水平。主要部件的技术质量应能保证在一个段修期内正常运用。厂修一般在车辆修理工厂进行，必要时可以在有条件的车辆段进行。段修是对车辆进行全面检查、重点分析。着重分解检查车辆走行部、车钩缓冲装置和制动装置等部件。消除故障隐患，修复损坏、磨耗的零部件；按规定更换磨损超限零部件，防止故障扩大。目的是保持车辆的基本性能，延长车辆的使用寿命，保证车辆安全运行。主要零部件技术质量应能保证一个段修期。段修在车辆段进行。辅修主要对车辆制动装置和轴箱油润装置进行检修，同时对其他部件进行辅助性修理，以保证这些部件在运用中保持良好状态。货车的辅修在检修所（线）进行。轴检是按辅修的要求，对车辆轴箱油润装置和其他部分进行检修。

当段修、辅修、轴检在 1 个月内同时到期时须做高级修程。如确因

事故等特殊情况需提前维修时，须经铁道部批准。寿命期限以制造时间为准，时间统计精确到月。摇枕侧架使用时间满 20 年而未满 25 年，检测时在摇枕，侧架 A、B 部位发现裂纹，必须报废。使用时间达到 25 年的无故障构件，报废处理。除铁道部批准改造的零部件外，要按现车的原结构检修，装用的零部件须与设计规定一致。

## 2.1 侧架摇枕缺陷部位的裂纹典型图片

调研侧架和摇枕缺陷部位裂纹时记录了含裂纹部件的出厂时间、报废时间以及裂纹的长度。

### 2.1.1 侧架裂纹主要分布部位

(1) 内弯角：出厂日期 85.10、报废日期 02.10、裂纹长度 40mm<sup>[60]</sup>。



图 2-1 侧架内弯角裂纹的现场照片<sup>[60]</sup>

(2) 侧架体上梁：出厂日期 94.1、报废日期 03.2、裂纹长度 70mm<sup>[61]</sup>。

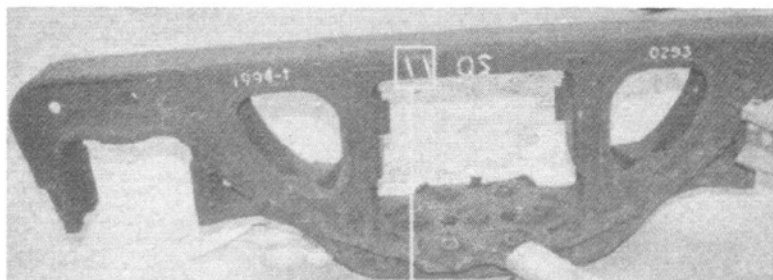


图 2-2 侧架上梁裂纹的现场照片<sup>[61]</sup>

### 2.1.2 摇枕裂纹主要分布部位

摇枕裂纹分布有以下 4 个部位：

(1) 摇枕 B 区: 出厂日期 93.12、报废日期 04.10、裂纹长度 103mm。

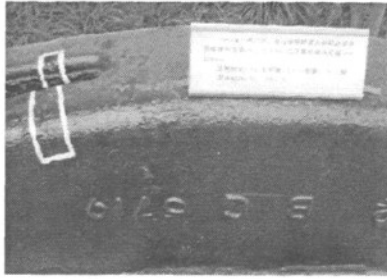


图 2-3 摇枕 B 区裂纹的现场照片<sup>[61]</sup>

(2) 摇枕八字面: 出厂日期 87.10、报废日期 03.1、裂纹长度 50mm<sup>[60]</sup>。

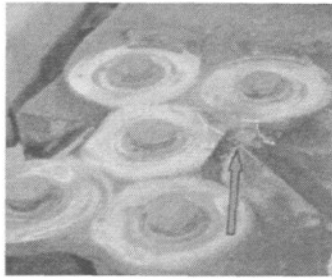


图 2-4 摇枕八字面裂纹的现场照片<sup>[60]</sup>

(3) 下表面弯角区: 出厂日期 94.5、报废日期 02.9、裂纹长度 130mm<sup>[58]</sup>。

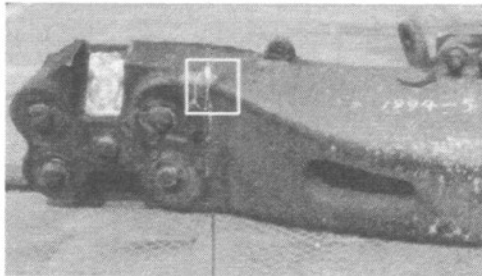


图 2-5 摇枕下弯角裂纹的现场照片<sup>[58]</sup>

(4) 摇枕心盘: 出厂日期 84.3、报废日期 03.1、裂纹长度 260mm。



图 2-6 摇枕心盘裂纹的现场照片<sup>[61]</sup>



## 2.2 裂纹调研分析

通过对收集资料整理可以发现发生裂纹的部位存在一定规律性：裂纹较集中地发生在几个部位，即本文所定义的缺陷分析部位。归纳总结得到侧架缺陷分析部位：内弯角 1 和侧架体上梁 2。摇枕缺陷分析部位：八字面 1、A 区下弯角 2、B 区排水孔 3 和心盘 4。

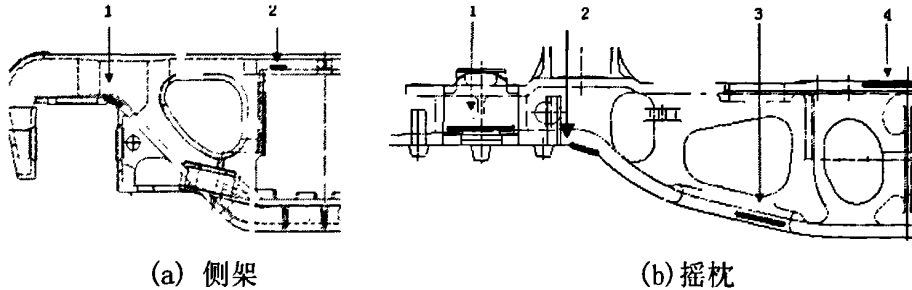


图 2-7 侧架和摇枕裂纹分布部位

由于转向架铸件（摇枕侧架）设计的复杂性和铸造工艺的固有特征，要消除所有可能导致铸件疲劳裂纹很困难。疲劳裂纹可能始发于铸件的内部缩孔、铸孔边缘、型芯连接形状不连续和表面应力集中部位。这些都是转向架铸件制造时不能完全消除的<sup>[62-65]</sup>。

侧架疲劳裂纹数量上少于摇枕，而且分布很集中。裂纹出现的常见位置在拉伸部位和拉压交替的部位。拉伸部位的裂纹最危险，因为裂纹穿过该部件扩展，会导致侧架折断。导框内弯角的裂纹占了裂纹故障比例的大部分，形成的原因：该部位是侧架最大拉应力应力集中处，由于线路不平顺和轮轨冲击等原因，导致在该部位产生瞬间过载，裂纹源就产生了；如果该部位有缺陷，就有先天的裂纹源，那么裂纹的产生和扩展就更明显。在压缩部件靠近其连接部位容易出现裂纹，比如侧架体上梁，在直道上行驶，侧架体上梁受压，在过曲线时，外侧就出现拉，压拉交变载荷的作用，裂纹的产生就很容易。如果该部位存在缺陷，微观的缺陷就会扩展成宏观的裂纹。

摇枕最严重和容易出现裂纹的地方是八字面和 B 区排水孔，其次是心盘和下表面 A 区。八字面焊缝容易成为裂纹源，摇枕斜楔和侧架摩擦板相对上下运动，交变应力的作用使得裂纹扩展很快。摇枕 A、B 区承

受着车体载荷和运动冲击，拉应力在 B 区排水孔附件和 A 区的突变处表现应力集中。如果该部位出现铸造缺陷，则极易产生裂纹，并扩展到侧壁导致摇枕裂损。空车高速行驶，高速连挂产生大的转向架加速度和惯性载荷，制动和加速在心盘处出现瞬时的高应力。瞬间产生裂纹源。裂纹沿心盘下面的内筋与心盘下表面的过渡处扩展。

与裂纹产生相关的因素包括铸造加工导致的缺陷、几何形状的突变、在该区域的载荷特征和应力集中等等，所有提取关键的危险裂纹的依据和很重要。

《铁路货车厂修规程（铁道部铁运[2002]72 号）》和《铁运[2002]93 号关于重新公布《铁路货车段修规程》的通知》<sup>[53]</sup>里规定了摇枕侧架的厂修和段修标准如下：

侧架维修和报废规定：内弯角处横裂纹长度不大于裂纹处断面周长的 30%，其他部位的横裂纹长度不大于裂纹处断面周长的 50% 时焊修，焊波须高于基准面 2mm，焊修后须进行热处理；超过上述范围则更换（即报废）。摇枕维修和报废规定：上平面、侧面横裂纹长度不大于裂纹处断面周长的 20%，底面横裂纹长度不大于底面宽度的 20% 时焊修（测量周长或宽度时，铸孔计算在内；测量裂纹长度时，铸孔不计算在内），焊波须高于基准面 2mm，焊修后进行热处理；超过上述范围则更换（即报废）。

表 2-2 裂纹部位断面周长和裂纹长度（单位：mm）

	裂纹部位	裂纹处断面的周长	缺陷部位裂纹最大的比例	缺陷部位最大裂纹长度	裂纹所在部位(图 2-16)
侧架	内弯角	580	30%	174	A
	上梁	285	50%	142	B
	八字面	709	20%	141	D
摇枕	A 区下弯角	1280	20%	256	E
	B 区排水孔	1068	20%	213	F
	心盘	1650	20%	330	C

由于铁道部要求货车转向架更新换代的时间缩短，设计寿命在 25 年的部件要求在 20 年内就要淘汰。所以现场报废裂纹长度一般小于规

程中的指定值。

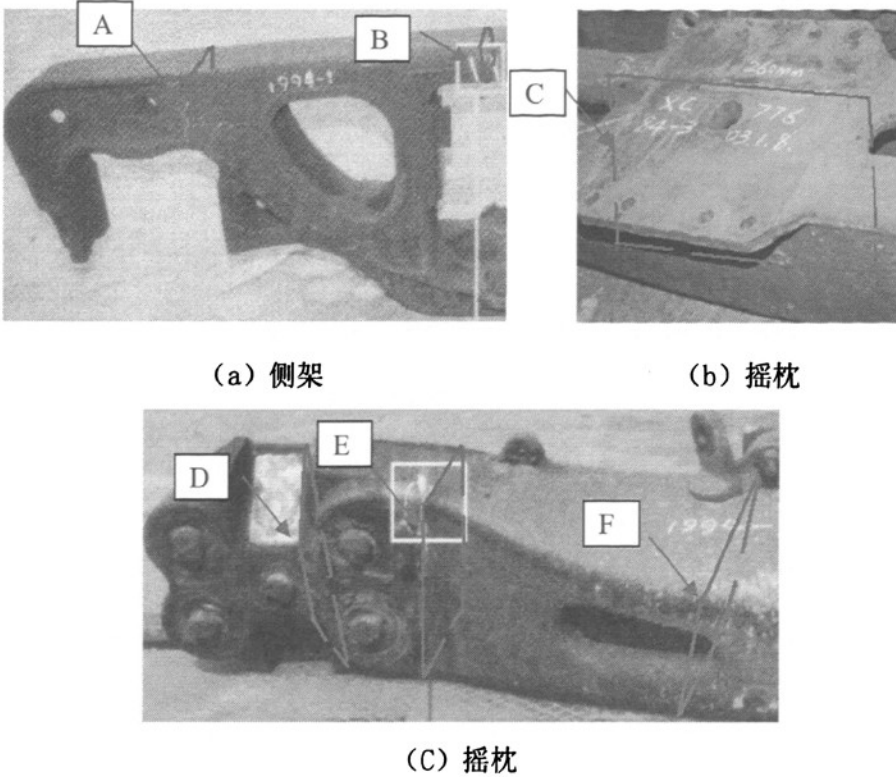


图 2-15 裂纹所处部位的截面图<sup>[58]</sup>

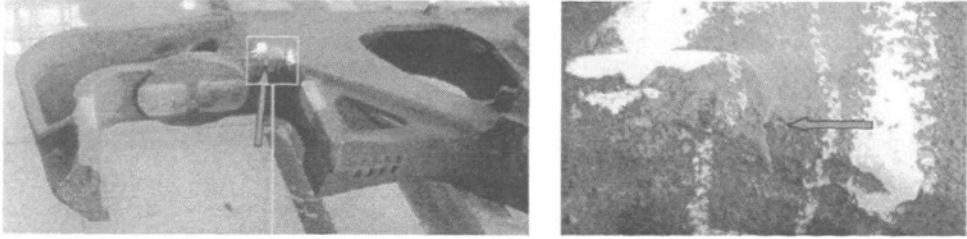
## 2.3 确定侧架摇枕缺陷部位的裂纹初始模型

### 2.3.1 从现场报废侧架的裂纹照片确定裂纹初始模型

美国断裂力学专家 G. C. Sih.<sup>[92]</sup> 在《应力强度因子手册》里提到许多内嵌裂纹或缺陷具有不规则的形状。这些缺陷实质上是三维的，而且可以以光滑曲线为周界的不连续平面加以理论化。它可以用“圆片状”和“椭圆状”加以分析。本文裂纹模型裂尖采用的是“椭圆状”光滑曲线为周界。圆弧椭圆型裂纹指的是表面裂纹为圆弧而裂尖为椭圆曲线；钝角椭圆型裂纹指表面裂纹夹角为钝角而裂尖为椭圆状。1/4 椭圆型裂纹和 1/2 椭圆型裂纹指表面裂纹长短轴夹角为  $90^\circ$  和  $180^\circ$ 。

(1) 导框内弯角部位初始裂纹模型的确定：内弯角是侧架最大拉应力应力集中部位。在瞬间的过载或存在铸造缺陷的条件下裂纹就会产

生。从图 2-18(b)可以初步确定初始裂纹模型为 1/4 椭圆型裂纹<sup>[60]</sup>。

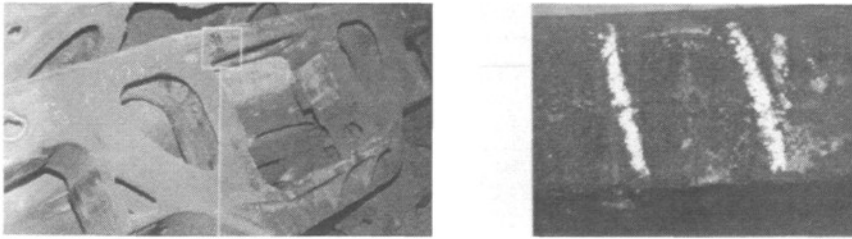


(a) 侧架内弯角裂纹

(b) 侧架内弯角裂纹局部放大相片

图 2-18 现场报废的侧架导框内弯角裂纹照片<sup>[60]</sup>

(2) 侧架体上梁部位初始裂纹模型的确定：上梁部位呈现压应力和过曲线时拉应力交替出现情况，导致侧架体上梁外侧容易出现裂纹。从图 2-19 (b) 可以初步确定初始裂纹模型为 1/2 椭圆型裂纹<sup>[61]</sup>。



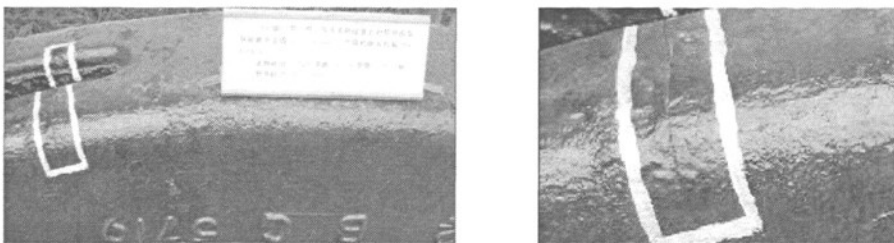
(a) 侧架体上梁裂纹

(b) 侧架体上梁裂纹局部放大相片

图 2-19 现场报废的侧架上梁裂纹照片<sup>[61]</sup>

### 2.3.2 从现场报废的摇枕缺陷部位裂纹照片决定裂纹模型

(1) B 区排水孔部位初始裂纹模型的确定：摇枕下表面排水孔部位承受车体的载荷，产生巨大的拉应力。几何的突变和铸造的缺陷就形成裂纹源。从图 2-20 (b) 可以初步确定初始裂纹模型为圆弧椭圆型裂纹。

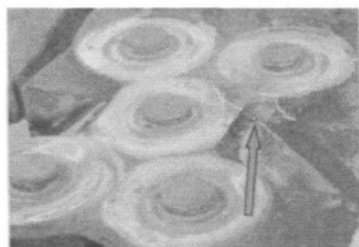


(a) 摇枕 B 区裂纹

(b) 摇枕 B 区裂纹局部放大相片

图 2-20 现场报废的摇枕 B 区排水孔处裂纹照片

(2) 八字面部位初始裂纹模型的确定:从图 2-21 (b) 可得初始裂纹模型为钝角椭圆型裂纹。裂纹源所在部位为摩擦板和八字面的焊接部位, 裂纹源主要是焊缝<sup>[60]</sup>。



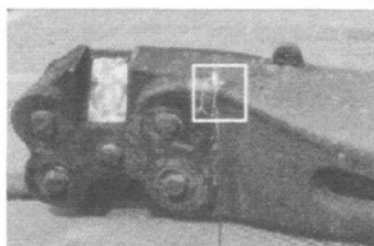
(a) 八字面裂纹



(b) 八字面局部放大相片

图 2-21 现场报废的摇枕八字面处裂纹照片<sup>[60]</sup>

(3) A 区下弯角部位初始裂纹模型的确定: A 区下弯角部位承受车体的载荷和动载产生很大拉应力。几何的突变和铸造的缺陷就形成裂纹源。从图 2-22 (b) 可以初步确定初始裂纹模型为圆弧椭圆型裂纹<sup>[58]</sup>。



(a) 下表面弯角区裂纹



(b) 下表面弯角区局部放大相片

图 2-22 现场报废的摇枕 A 区下弯角处裂纹照片<sup>[58]</sup>

(4) 心盘部位初始裂纹模型的确定: 空车高速行驶时制动和急加速导致心盘部位裂纹源产生。裂纹沿内筋和心盘下表面扩展。从图 2-23 (b) 可以初步确定初始裂纹模型为 1/2 椭圆型裂纹。裂纹源所在部位为心盘下表面两个加强筋之间部位。



(a) 心盘裂纹



(b) 心盘局部放大相片

图 2-23 现场报废的摇枕心盘处裂纹照片

## 2.4 本章小结

通过对裂纹故障（由于裂纹导致构件不能投入使用，需要维修或报废）的货车侧架摇枕调研分析，完成了以下几个方面的工作：

1. 总结出侧架和摇枕的裂纹分布部位，为寻找缺陷分析部位提供了依据。

2. 完成侧架和摇枕缺陷分析部位及裂纹产生原因，总结了缺陷部位维修和报废时裂纹长度。对现实维修有借鉴意义。

3. 分析侧架合摇枕的缺陷部位裂纹初始模型，为后面的建立裂纹有限元模型做了准备。

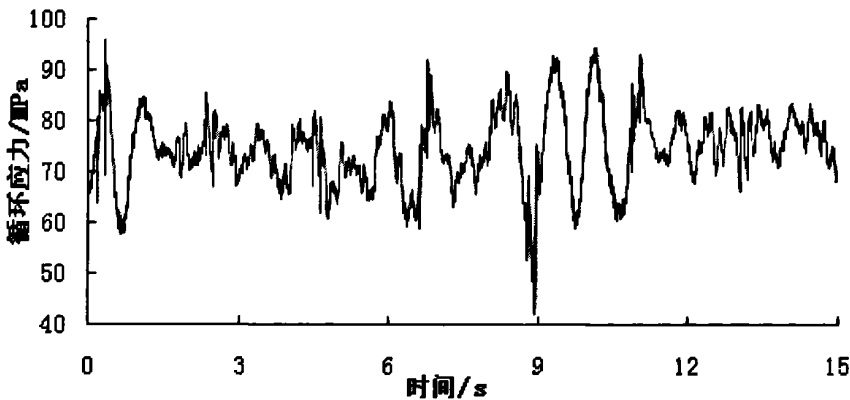
本章的调研分析可以了解到裂纹的分布主要在上述几个部位，具有一定的规律性。

### 第 3 章 侧架摇枕的载荷时间历程计算

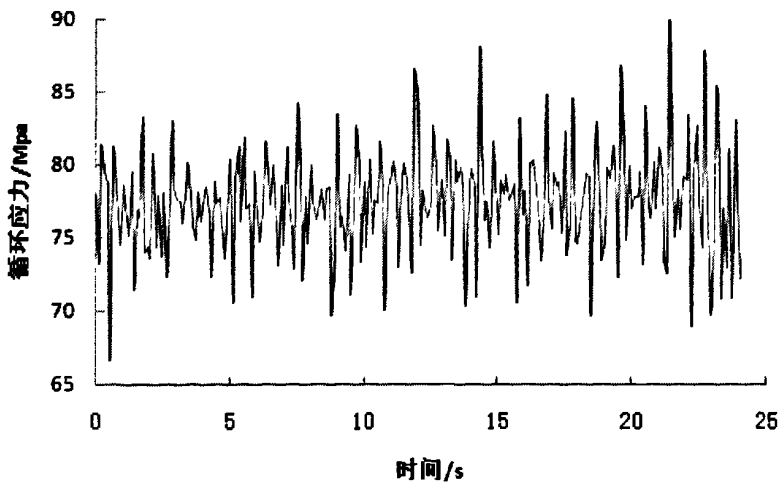
本章借鉴对某型货车的应变时间历程线路试验数据, 求解转向架侧架和摇枕的载荷时间历程。

#### 3.1 应变时间历程试验数据

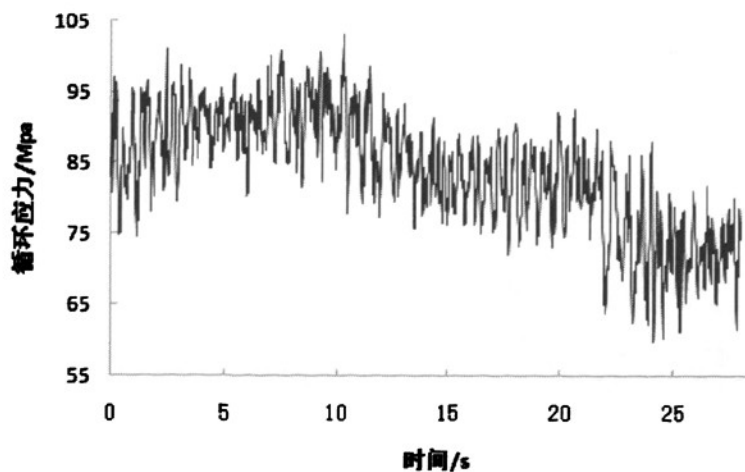
下面列出了某型货车应变时间历程线路试验数据中具有代表性的 3 种工况分析结果: 40km/h 过直道, 120km/h 过 R9000 弯道, 80km/h 过 R600 弯道。相对应的列出侧架弹簧承台处测点、摇枕的 A 区下弯角区测点的应力—时间历程, 以及一位轮对左轮轮轨接触力—时间历程。



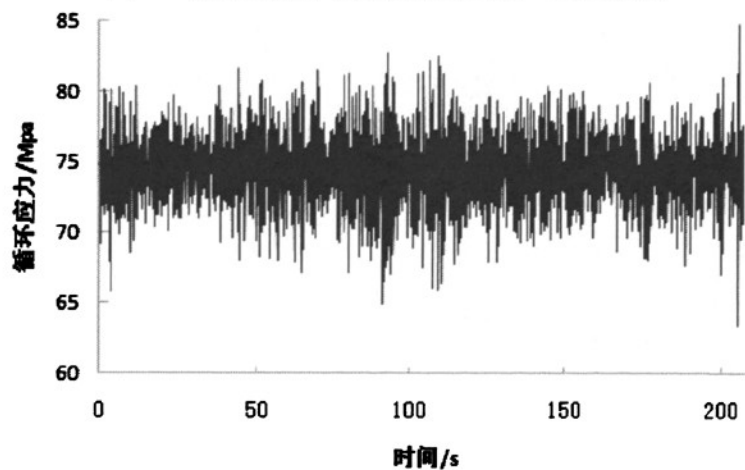
(a) 40km/h 过直道<sup>[66]</sup>



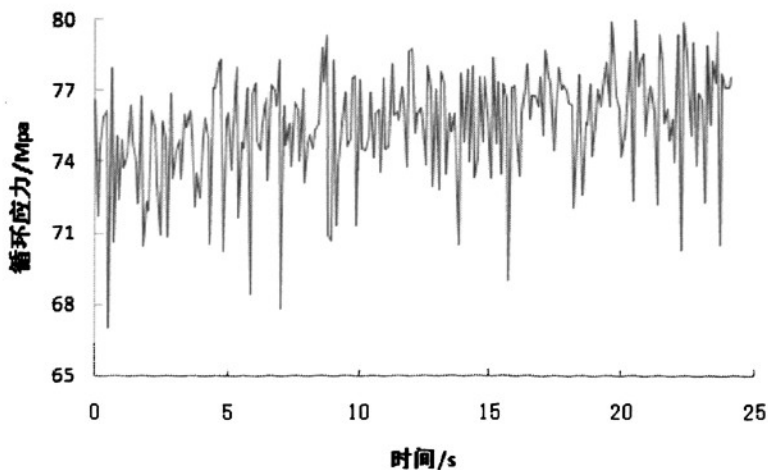
(b) 120km/h 过 R9000 弯道<sup>[66]</sup>



(c) 80km/h 过 R600 弯道

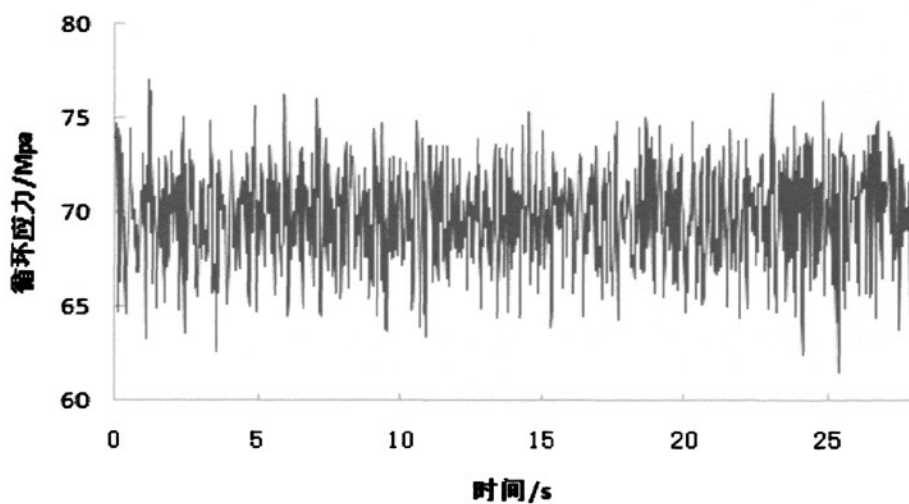
图 3-1 侧架弹簧承台处测点的应力—时间历程<sup>[66]</sup>

(a) 40km/h 过直道



(b) 120km/h 过 R9000 弯道

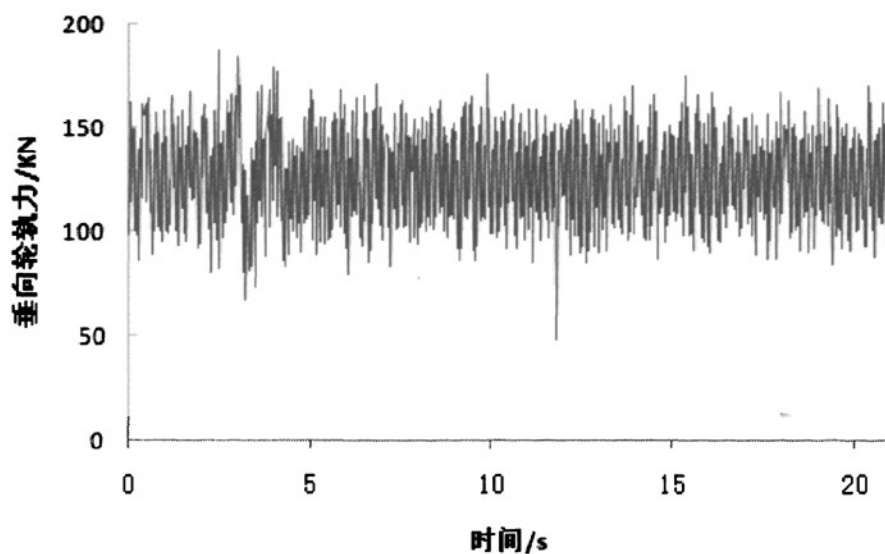




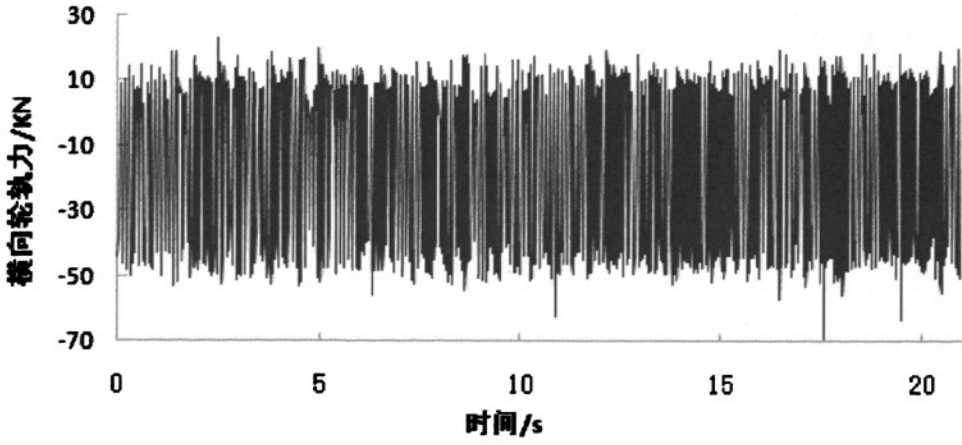
(c)80km/h 过 R600 弯道

图 3-2 摇枕下底面测点的应力-时间历程<sup>[66]</sup>

货车在工况 40Km/h 过直道, 120km/h 过 R9000 弯道和 80km/h 过 R600 弯道时, 一位轮对左轮的轮轨接触力-时间历程见图 3-3~图 3-5。

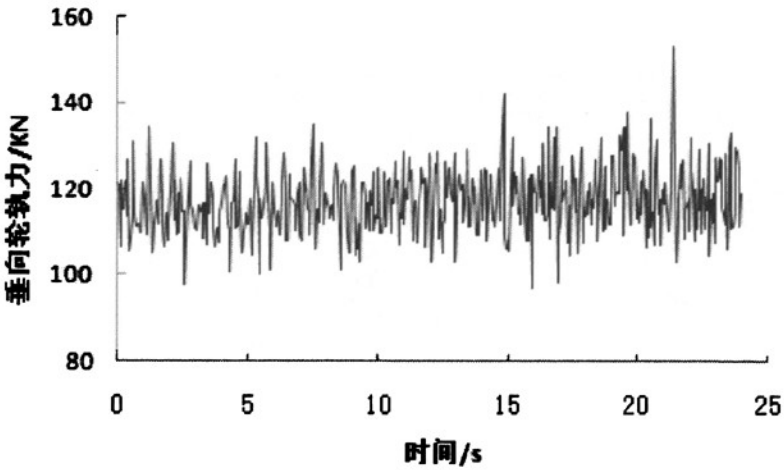


(a) 垂向力

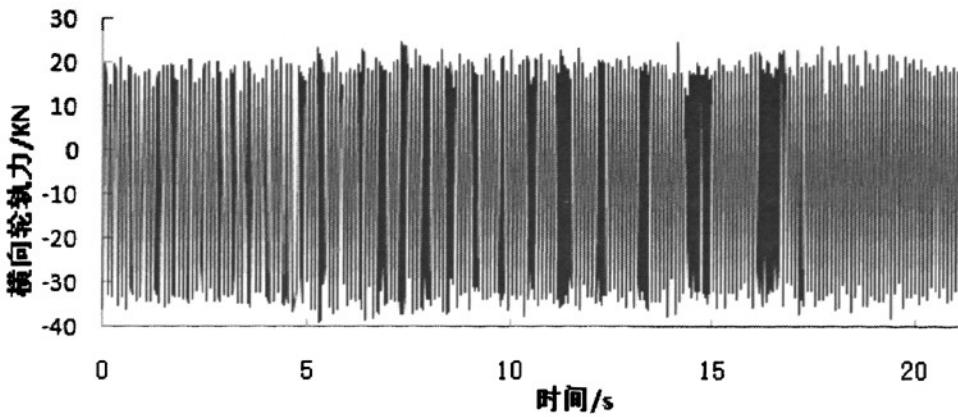


(b) 横向力

图 3-3 40km/h 过直道

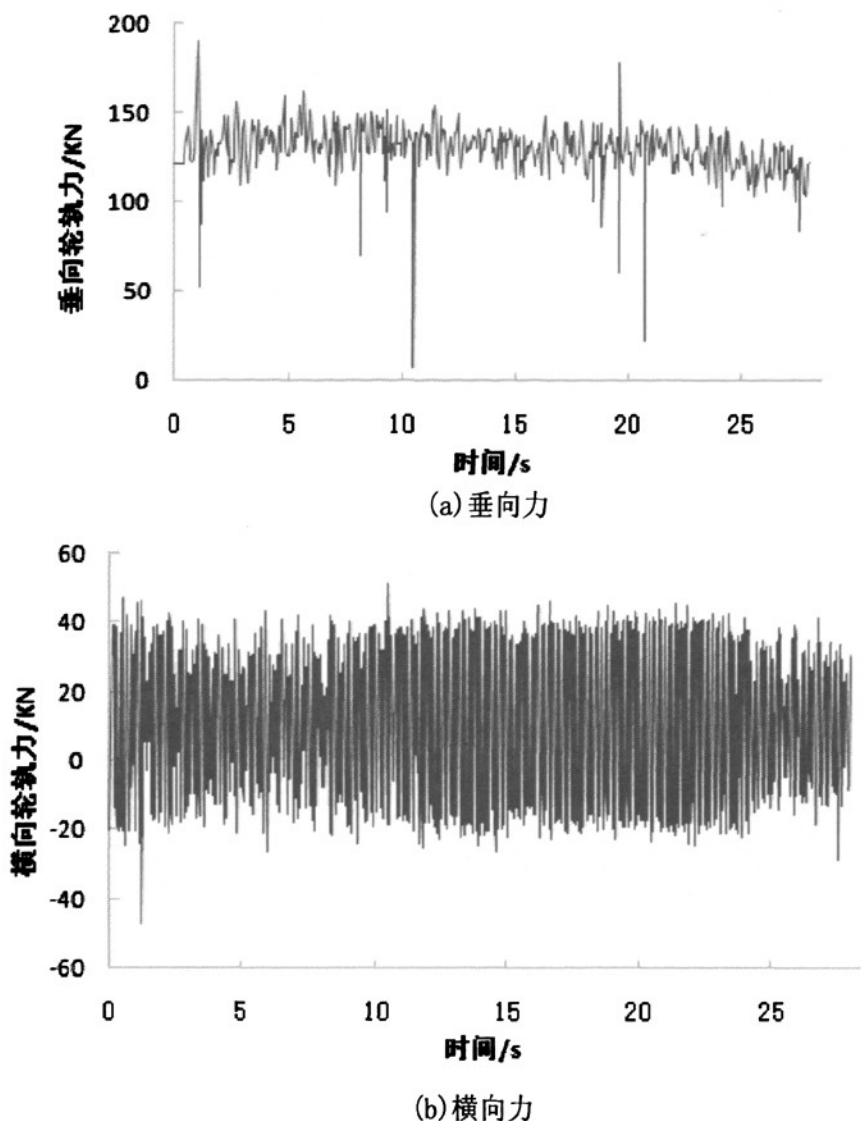


(a) 垂向力



(b) 横向力

图 3-4 120km/h 过 R9000 弯道<sup>[66]</sup>

图 3-5 80km/h 过 R600 弯道<sup>[66]</sup>

## 3.2 摇枕和侧架的力学模型

侧架和摇枕力学模型取决于它们在线路上运行时所受的载荷作用情况。本文摇枕侧架力学模型是在美国铁路货车标准里提到的线路货车载荷基础上，结合货车转向架实际载荷情况建立起来。第二章试验工况主要是在直道和弯道上匀速行驶。建立摇枕侧架的力学模型从具体工况中分析载荷的情况。

心盘销连接摇枕和车体，主要传递车体的横向载荷。车体和摇枕通

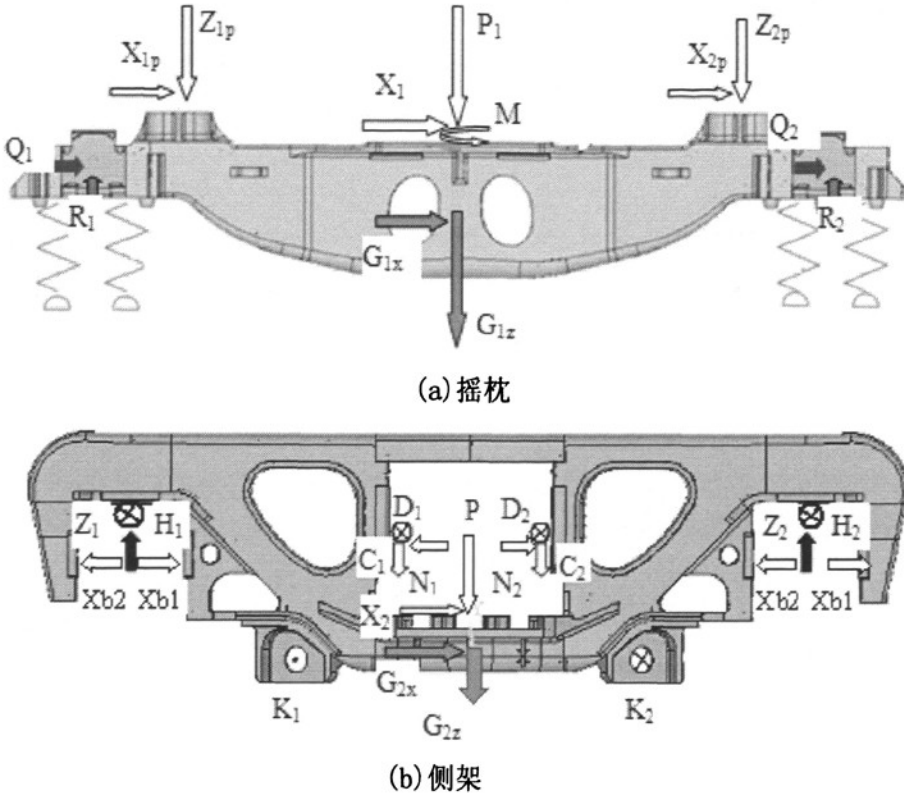
过心盘平面接触，承载垂向载荷。车体相对摇枕转动，车体和心盘之间摩擦面间摩擦力矩就产生了。摇枕端部弹簧座和侧架弹簧承台通过三维刚度弹簧连接，传递三向载荷。摇枕相对侧架运动，摇枕摩擦楔和侧架磨损板接触面间摩擦载荷就产生了。侧架和轮对通过轴箱连接，传递三向载荷。

弯道上运行，车体载荷直接作用部位是心盘和旁承。心盘和车体的接触部位是平面圆盘（定义方向：垂向为 Z 向，横向为 X 向）。平面圆盘承受垂向载荷  $P_1$ ，弯道车体相对于心盘有横向位移就产生横向力  $X_1$ ，车体相对于心盘转动，产生摩擦力矩  $M$ 。旁承上表面为平面，车体动载部分作用在旁承上产生垂向载荷  $Z_{1p}$  和  $Z_{2p}$ ，车体相对于旁承有横向位移，就产生横向摩擦力  $X_{1p}$  和  $X_{2p}$ 。八字面与铅垂方向成  $60^\circ$ ，车体载荷使得摇枕相对侧架下沉，就会使得八字面产生正压力  $R$ 。货车在弯道上行驶，离心力使得摇枕相对侧架有向外位移，八字面的摩擦力  $Q$  就产生了。摇枕端部弹簧有支撑力  $T_{1x}$ 、 $T_{1y}$ 。运动中的摇枕有垂向和横向的惯性力  $G_{1z}$  和  $G_{1x}$ 。车体载荷作用在摇枕上，摇枕载荷通过弹簧作用在侧架弹簧承台上。弹簧承台承受着弹簧的垂向力  $P_2$  和横向力  $X_2$ 。摇枕摩擦楔给侧架摩擦板产生 2 个正压力  $N_1$  和  $N_2$ ，由于侧架摇枕相对运动就会产生与  $Q$  相对应的摩擦力  $D$ 。轮轨垂向力  $Z$  和横向力  $H$  通过轴箱作用在侧架的轴箱承台上。两侧架在运动中会出现横向变形，交叉拉杆的作用力  $K$  起约束作用。运动的侧架存在垂向惯性力  $G_{2z}$  和横向惯性力  $G_{2x}$ 。侧架和摇枕的详细力学模型见图 3-6。

在直道上行驶，车体载荷（包含车体重和车体动载）直接垂直作用在心盘和旁承上。平面圆盘承受垂向载荷  $P_1$ 。旁承上表面为平面，车重和车体动载部分作用在旁承上产生垂向载荷  $Z_{1p}$  和  $Z_{2p}$ 。八字面与铅垂方向成  $60^\circ$  夹角，车体载荷使得摇枕相对于侧架下沉，就会使得八字面产生正压力  $R$ 。摇枕端部弹簧有支撑力  $T_{1x}$ 、 $T_{1y}$ 。运动中的摇枕有垂向和横向的惯性力  $G_{1z}$  和  $G_{1x}$ 。车体的载荷作用在摇枕上，摇枕载荷通过弹簧作用在侧架的弹簧承台上。弹簧承台承受着弹簧的垂向力  $P_2$  和横向力  $X_2$ 。摇枕的摩擦楔给侧架的摩擦板产生 2 个正压力  $N_1$  和  $N_2$ 。轮轨力的垂向力  $Z$  和横向力  $H$  通过轴箱作用在侧架的轴箱承台上。交叉拉杆作用力  $K$  起

约束作用。运动中的侧架存在垂向惯性力  $G_{2z}$  和横向惯性力  $G_{2x}$ 。

由上述侧架摇枕在线路上载荷特征的分析，可以得出下面摇枕和侧架的详细力学模型。



- $P_1$ 、 $X_1$ 、 $M$ -摇枕心盘的垂向、横向和摩擦矩； $G_{1z}$ 、 $G_{1x}$ -摇枕垂向横向惯性力； $Z_{1p}$ 、 $Z_{2p}$ 、 $X_{1p}$ 、 $X_{2p}$ -摇枕左右旁承的垂向力和横向力； $C_1$ 、 $C_2$ -侧架磨耗板垂向载荷； $Q_1$ 、 $R_1$ 、 $Q_2$ 、 $R_2$ 、 $Q_3$ 、 $R_3$ 、 $Q_4$ 、 $P_4$ -摇枕八字面正压力和横向摩擦力； $P$ 、 $X_2$ -侧架弹簧承台的垂向、横向力； $G_{2z}$ 、 $G_{2x}$ -侧架垂向横向惯性力； $D_1$ 、 $N_1$ 、 $D_2$ 、 $N_2$ -侧架磨耗板横向摩擦力和正压力； $K_1$ 、 $K_2$ -交叉拉杆力； $Z_1$ 、 $H_1$ 、 $Z_2$ 、 $H_2$ -轮轨垂向和横向力； $X_{b1}$ 、 $X_{b2}$ -轴箱对导框的正压力

图 3-6 货车转向架侧架和摇枕的力学模型<sup>[69]</sup>

### 3.3 利用二项式拟合方法求解载荷时间历程

#### 3.3.1 在测得的应变时间历程基础上,利用二项式拟合方法求解载荷的可行性论证

获得结构疲劳应力的方法一般采用有限元法来进行计算。由于疲劳载荷具有多部位联合交变作用特点,国际上对结构疲劳应力计算有准静态法<sup>[68]</sup>、瞬态法<sup>[69]</sup>和二项式拟合方法<sup>[70]</sup>。本文采用的是二项式拟合方法。

考虑结构局部材料在交变疲劳载荷下的塑性变形行为,以及非线性变形行为,对与受载模式较为稳定的结构,载荷谱与结构局部材料变形之间应当存在一种非线性的传递关系,用二次多项式来表示<sup>[71]</sup>,即:

对于承受  $n$  种随时间变化载荷谱 ( $F_i(t)$ ,  $i=1, 2, \dots, n$ ) 作用的结构,  $t_j$  时刻其考察部位的疲劳应力谱  $\sigma_j$  可表示为:

$$\sigma_j = a_0 + a_1 F_1(t_j) + a_2 F_1^2(t_j) + \dots + a_{2n-1} F_n(t_j) + a_{2n} F_n^2(t_j) \quad (3-1)$$

测点的个数为  $i$ , 载荷作用的部位为  $j$ ,  $a_0, a_1, a_2, \dots, a_{2n}$  是材料常数, 在覆盖载荷谱 ( $F_i(t)$ ,  $i=1, 2, \dots, n$ ) 的范围内, 选取  $k > 2n+1$  组载荷组合, 对结构进行  $k$  次弹塑性有限元计算, 可取出考察部位  $j$  个疲劳应力:  $\sigma_j$  ( $j = 1, 2, \dots, k$ ), 建立如下方程组:

$$\begin{cases} \sigma_1 = a_0 + a_1 F_1(t_1) + a_2 F_1^2(t_1) + \dots + a_{2n-1} F_n(t_1) + a_{2n} F_n^2(t_1) \\ \sigma_2 = a_0 + a_1 F_1(t_2) + a_2 F_1^2(t_2) + \dots + a_{2n-1} F_n(t_2) + a_{2n} F_n^2(t_2) \\ \vdots \\ \sigma_k = a_0 + a_1 F_1(t_k) + a_2 F_1^2(t_k) + \dots + a_{2n-1} F_n(t_k) + a_{2n} F_n^2(t_k) \end{cases} \quad (3-2)$$

证明的方法采用类推法:

(1) 假设有 2 个未知载荷数为  $F_1, T_1$ , 已知测点数为 7, 可以得到下面的方程:

取时刻  $i=1$ , 可以得到的方程组式 3-3。

同理: 时刻取  $i=2$  至 7, 分别增加 2 个未知载荷和 7 个方程。新增方程组的系数没有改变。这时未知数和方程数都是 49 个, 方程可解。

(2) 2 个未知载荷: (测点数  $n$ , 时刻数  $m$ )

1 个测点 1 个时刻，未知数为：5\*1+2；

$$\begin{cases} \sigma_{11} = a_{01} + a_{11}F_1 + a_{21}F_1^2 + a_{31}T_1 + a_{41}T_1^2 \\ \sigma_{21} = a_{02} + a_{12}F_1 + a_{22}F_1^2 + a_{32}T_1 + a_{42}T_1^2 \\ \sigma_{31} = a_{03} + a_{13}F_1 + a_{23}F_1^2 + a_{33}T_1 + a_{43}T_1^2 \\ \sigma_{41} = a_{04} + a_{14}F_1 + a_{24}F_1^2 + a_{34}T_1 + a_{44}T_1^2 \\ \sigma_{51} = a_{05} + a_{15}F_1 + a_{25}F_1^2 + a_{35}T_1 + a_{45}T_1^2 \\ \sigma_{61} = a_{06} + a_{16}F_1 + a_{26}F_1^2 + a_{36}T_1 + a_{46}T_1^2 \\ \sigma_{71} = a_{07} + a_{17}F_1 + a_{27}F_1^2 + a_{37}T_1 + a_{47}T_1^2 \end{cases} \quad (3-3)$$

2 个测点 1 个时刻，未知数为：5\*2+2；

同理：n 个测点 1 个时刻，未知数为：5\*n+2；

增加一个时刻，增加 2 个未知数，

增加 m-1 个时刻增加的未知数：2\*(m-1)。

结论：方程可解的条件是：(5n+2)+2(m-1) ≤ mn。

(3) j 个未知载荷：(测点数 n，时刻数 m)：

未知数个数：(2j+1)\*n + j\*(m-1)，方程数：mn。

方程组可解的条件是：(2j+1)\*n + j\*(m-1) =< mn。

### 3.3.2 利用二项式拟合方法计算每个载荷的时间历程

利用二项式求解载荷，由于实测应变片是一维拉压，而线路上侧架摇枕的应变为三维拉压，所以二项式拟合公式中左边的应力值代入考虑是三维的应变，必须在 xyz 三个方向上分解为（σ 为实测的应力值）。

比如摇枕下表面测点 20（图 3-2），二项式的表达式为：

$$\sigma_x = \sigma, \quad \sigma_x = a_{06} + a_{16}F_1 + a_{26}F_1^2 + a_{36}T_1 + a_{46}T_1^2 + \dots \quad (3-4)$$

对于侧架内弯角测点，二项式的表达式为：

$$\sigma_x = a_{06} + a_{16}F_1 + a_{26}F_1^2 + a_{36}T_1 + a_{46}T_1^2 + \dots, \quad \sigma_x = \sigma \cos 45^\circ \quad (3-5)$$

下面列出了使用二项式拟合方法求解侧架和摇枕 2 个关键承载部位的载荷时间历程。

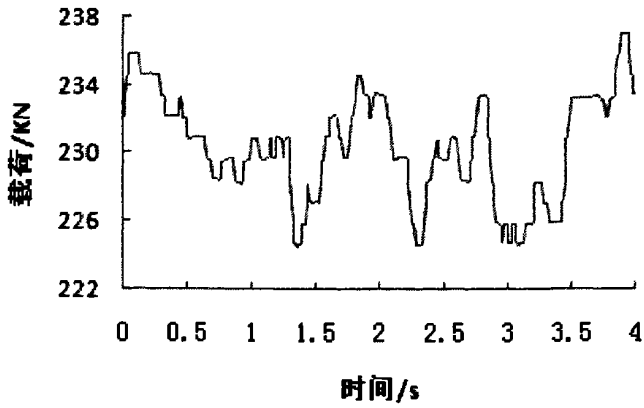
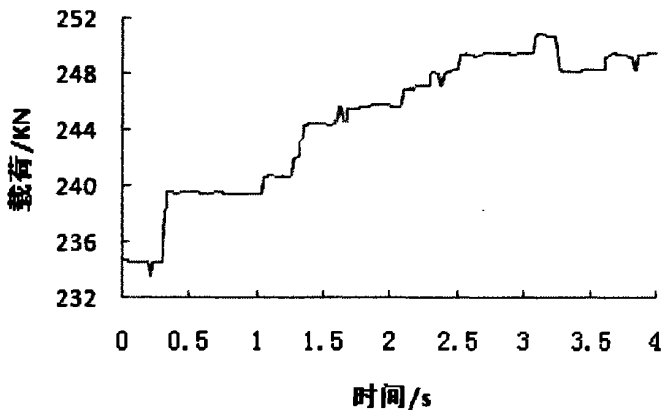
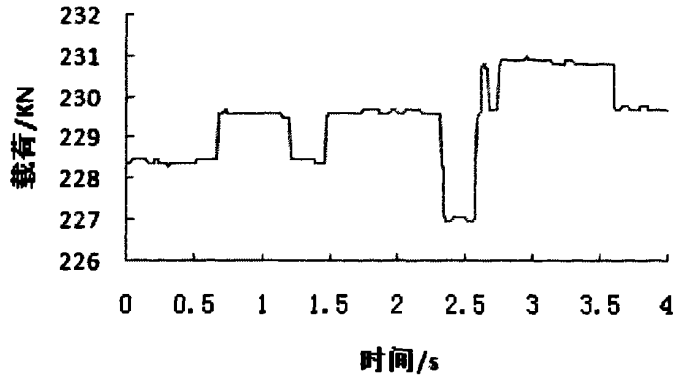
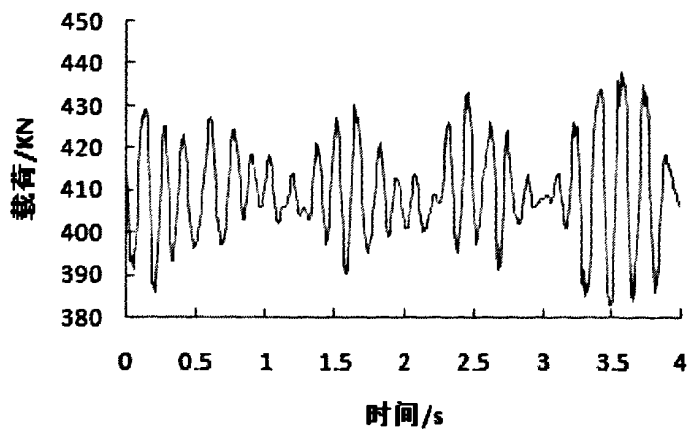
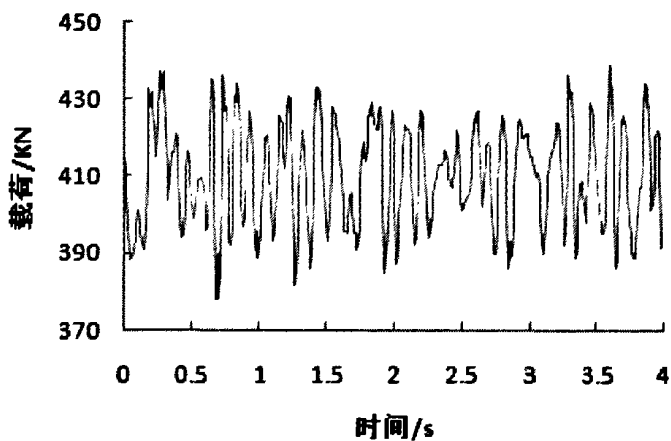


图 3-7 侧架弹簧承台处垂向载荷—时间历程

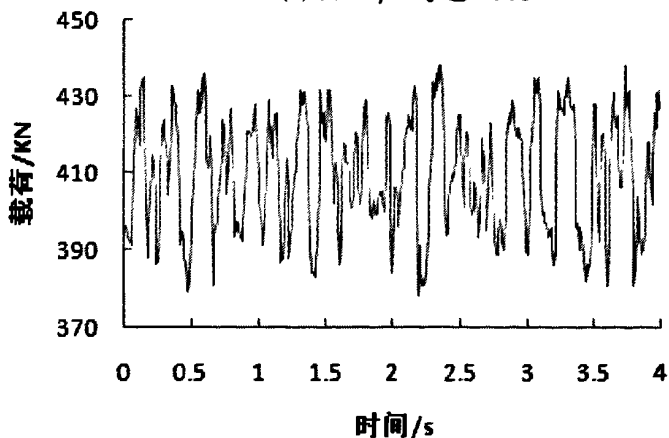




(a) 40km/h 直道



(b) 80km/h 弯道 R600



(b) 120km/h 弯道 R9000

图 3-8 摇枕心盘处垂向载荷—时间历程

### 3.4 本章小结

本章主要完成以下几个工作：

1. 分析线路试验，得出不同部位的应变时间历程和轮轨力时间历程。对应变时间历程进行筛选，最后得到除非峰非谷值的相同时刻应变时间历程。为后续的载荷分析做准备。

2. 分析摇枕侧架的结构和力的传递，建立力学模型。

3. 验证二项式求解侧架摇枕载荷的可行性，利用此方法求解侧架摇枕的载荷时间历程。

## 第 4 章 货车转向架侧架和摇枕缺陷部位裂纹 临界安全尺度和标准规定的极限尺寸

侧架和摇枕的缺陷分析，主要希望获得两个目标：一是在安全使用到下一次全面检修前，不发生事故的临界安全尺寸；二是依据标准规定，必须进行部件更换的裂纹极限尺寸。

本论文在摇枕和侧架的缺陷部位建立裂纹模型，载荷时间历程的载荷作用下，计算出应力强度因子（ $K$ ）和裂纹长度（ $a$ ）的关系。最后计算缺陷部位裂纹的临界安全尺度和标准规定的裂纹极限尺寸。本论文主要采用实体单元对缺陷部位子模型和裂纹模型进行手动有限元网格划分，进而完成含裂纹的缺陷部位子模型有限元分析计算。使用的软件主要为有限元分析软件 ANSYS11.0。

### 4.1 计算三维裂纹应力强度因子 $K$ 的理论依据

疲劳破坏过程大致经历着四个时期，即疲劳成核期、微观裂纹增长期、宏观裂纹扩展期以及最后断裂期<sup>[73]</sup>。在工程实践中，又常把这四个时期综合为两个阶段，也就是疲劳裂纹形成阶段和疲劳裂纹扩展阶段。裂纹形成阶段包括疲劳成核期和微观裂纹增长期，疲劳裂纹扩展阶段包括宏观裂纹扩展阶段和最后断裂阶段，相应地将疲劳寿命划分为疲劳裂纹形成寿命和疲劳裂纹扩展寿命两部分。对于低周疲劳，裂纹形成早，无裂纹寿命短，疲劳的总寿命近似等于裂纹扩展寿命，所以在低周疲劳寿命设计中，主要考虑裂纹扩展寿命。

#### 4.1.1 理论基础

裂纹是断裂力学从实际材料存在缺陷，或者应力腐蚀引起的蚀坑，交变荷载下产生的疲劳源以及各种因素引起的裂纹中抽象出来的概念。

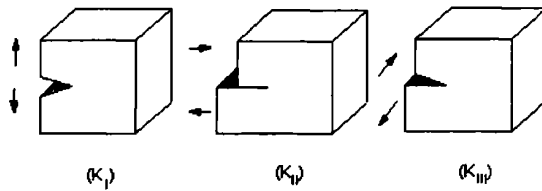
理想裂纹又叫“尖裂纹”，断裂力学假设存在于连续介质中的裂纹

均为尖裂纹。尖裂纹的特点：(1)裂纹表面是无应力的、平滑的自由面；(2)裂纹尖端曲率半径  $\rho=0$ 。

裂纹按其几何特征主要分两类：一类是贯穿裂纹（平面问题）；一类是表面裂纹和深埋裂纹（空间问题）。依据外加应力与裂纹面的取向关系，可以分三种变形方式：

- (1) I 型裂纹：拉开裂纹，变形为张开型，易于实验；
- (2) II 型裂纹：滑开裂纹，变形为滑开型，不易于实验；
- (3) III 型裂纹：撕开裂纹，变形为撕开型，比较易于实验。

复合型裂纹为 I、II 和 III 型裂纹迭加。I 型裂纹是在正应力作用下裂纹张开儿延展，这是最危险的受力状态。II 型裂纹和 III 型裂纹都是在剪应力的作用下，裂纹上下两面产生平行的滑移。只是 II 型沿 x 向，而 III 型沿 z 向。II 型和 III 型由于实际的裂纹面存在摩擦而降低了裂纹的应力强度，复合型裂纹也只有裂纹确实张开的条件下才有研究意义<sup>[64]</sup>。



(a) I 型裂纹 (b) II 型裂纹 (c) III 型裂纹

图 4-1 裂纹力学

特征分类图

(1) I 型裂纹尖端区域的应力场分析：

Weatergaard 解最早提出的 WSF 的复数应力函数主要是解决以 x 轴对称或反对称的问题，用来解带奇异性的问题很有特殊的好处。

对于大板双轴等值均匀拉伸 I 型贯穿裂纹尖端附近的应力场的问题，取

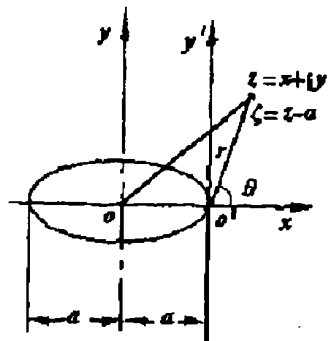


图 4-2 新坐标示意图<sup>[73]</sup>

$$z_1 = \frac{\sigma_z}{\sqrt{z^2 - a^2}}$$

设定满足两个边界:

远边界: 离裂纹很远,

$$\text{有 } \sigma_x = \sigma_y = \sigma, \tau_{xy} = 0$$

近边界 (裂纹): 裂纹有上下两个表面, 都是自由表面, 在此表面上:  $\sigma_y = \sigma, \tau_{xy} = 0$ 。

把图 4-2 的坐标原点从裂纹中心移到裂纹有尖端处, 并以  $\zeta$  作为新坐标,  $z = \zeta + a$ , 则:

$$\text{裂尖附近应力场表达式: } \begin{cases} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{cases} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi\zeta}} \cos \frac{\theta}{2} \begin{pmatrix} 1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \\ 1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \\ \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \end{pmatrix}$$

裂纹尖端区域应力场的位移: (其中:  $k = \begin{cases} \frac{3-\mu}{1+\mu} & \text{平面应力} \\ 3-4\mu & \text{平面应变} \end{cases}$ )

$$\begin{cases} u = \frac{K_I}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} [(2k-1) \cos \frac{\theta}{2} - \cos \frac{3\theta}{2}], \\ v = \frac{K_I}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} [(2k+1) \sin \frac{\theta}{2} - \sin \frac{3\theta}{2}] \end{cases}$$

由于这个位移结果表达式在推导过程中, 应用了  $|\zeta| \rightarrow 0$  这一条件, 因此, 应力场和位移表达式只适用于裂纹尖端附近区域。

(2) II 型裂纹尖端区域的应力场分析:

II 型裂纹问题与 I 型的主要差别是在于无限远处的受力条件不同, II 型裂纹问题所受的是均匀切应力作用见图 4-3。

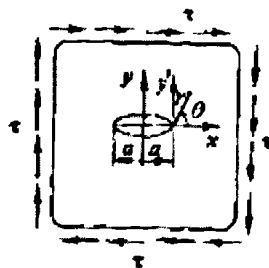


图 4-3 纯剪切无限大裂纹板<sup>[73]</sup>

II 型裂纹裂尖附近的应力场表达式:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{-K_I}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \left( 2 + \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \right) \\ \sigma_y &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \\ \tau_{xy} &= \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left( 1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right) \end{aligned} \right\}$$

II 型裂纹裂尖附近的位移表达式:

$$\left. \begin{aligned} u &= \frac{K_I}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left[ (2k+3) \sin \frac{\theta}{2} + \sin \frac{3\theta}{2} \right] \\ v &= \frac{-K_I}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \left[ (2k-3) \cos \frac{\theta}{2} + \cos \frac{3\theta}{2} \right] \end{aligned} \right\}$$

(3) III 型裂纹尖端区域的应力场分析:

I、II 型裂纹来说可以当成平面问题, III 型裂纹不属于平面问题, 求解需要从弹性力学的空间问题另外推导。

III 型裂纹裂尖附近的应力场表达式

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xz} &= \frac{-K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \\ \tau_{yz} &= \frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \end{aligned} \right\}$$

III 型裂纹裂尖附近的位移表达式

$$w = \frac{K_{III}}{G} \sqrt{\frac{2r}{\pi}} \sin \frac{\theta}{2}$$

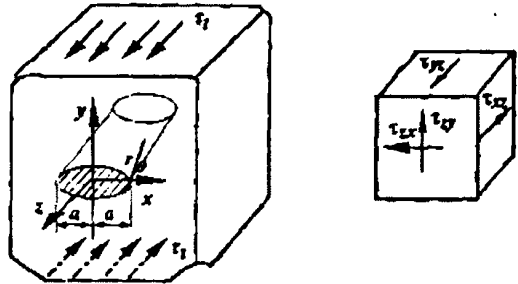


图 4-4 面外纯剪切“无限大”裂纹板

上述 I、II 和 III 型裂纹问题在裂纹尖端附近的应力表达式, 虽然是根据“无限大”板具有中心穿透裂纹且在均匀外加应力作用下获得的, 但进一步分析表明, 这些解具有普遍的意义<sup>[75-80]</sup>。

### 4.1.2 应力强度因子计算

1/4 节点位移法是一种定义明确、较易实现的数值方法, 目前在线弹性断裂力学有限元计算中普遍应用。本学位论文采用这一方法计算应

力强度因子<sup>[81]</sup>。

摇枕和侧架危险部位的裂纹主要是三维复合裂纹<sup>[84-87]</sup>。裂纹尖端附件节点的位移可表示为（坐标系见图 4-5）。

$$\begin{cases} u = \frac{K_I}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} [(2k-1)\cos\frac{\theta}{2} - \cos\frac{3\theta}{2}] - \frac{K_{II}}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} [(2k+3)\sin\frac{\theta}{2} + \sin\frac{3\theta}{2}] + o(r) \\ v = \frac{K_I}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} [(2k-1)\sin\frac{\theta}{2} - \sin\frac{3\theta}{2}] - \frac{K_{II}}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} [(2k+3)\cos\frac{\theta}{2} + \cos\frac{3\theta}{2}] + o(r) \\ w = \frac{2K_{III}}{4G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \sin\frac{\theta}{2} + o(r) \end{cases}$$

式中， $G$  是剪切弹性模量； $\mu$  是泊松比， $\kappa = \begin{cases} 3-4\nu & \text{平面应变} \\ \frac{3\nu}{1+\nu} & \text{平面应力} \end{cases}$ ，

$u$ 、 $v$ 、 $w$ 、 $r$  和  $\theta$  的定义如图 2.7 所示。

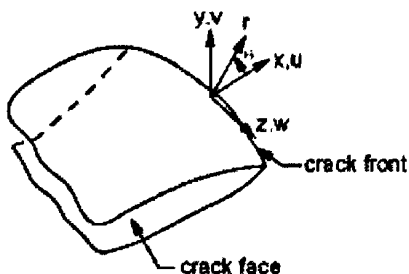


图 4-5 三维裂纹尖端局部坐标系和位移分布

对于关于裂纹面对称的模型，采用的是半裂纹模型和全裂纹模型，裂尖节点的应力强度因子用裂尖的位移的计算表达式：

$$\begin{cases} K_I = \sqrt{2\pi} \frac{2G}{1+\kappa} \frac{|v|}{\sqrt{r}} \\ K_{II} = \sqrt{2\pi} \frac{2G}{1+\kappa} \frac{|u|}{\sqrt{r}} \\ K_{III} = \sqrt{2\pi} 2G \frac{|w|}{\sqrt{r}} \end{cases}$$

对于关于裂纹面非对称的模型，采用的是全裂纹模型，裂尖节点的应力强度因子用裂尖的位移的计算表达式是将上式中的  $u$ 、 $v$ 、 $w$  分别

改成  $\Delta u$ 、 $\Delta v$ 、 $\Delta w$ <sup>[88]</sup>。

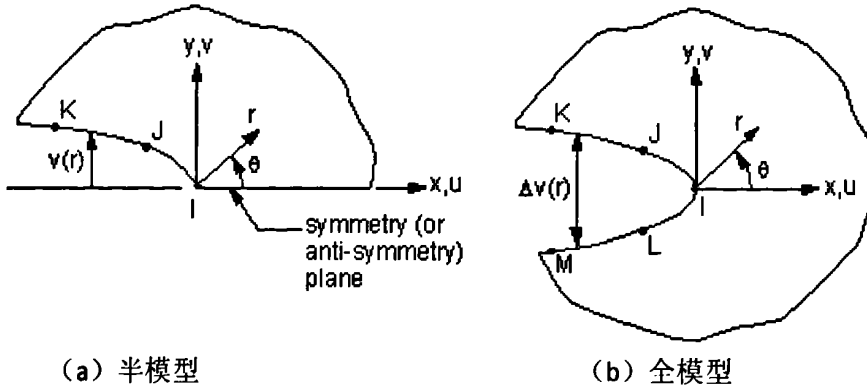


图 4-6 裂纹面非对称的模型

用有限元法确定裂纹体应力强度因子，有其突出特点：单元布局灵活，节点配置方式比较任意，对裂纹形状、位置都没有特殊限制。因此，对裂纹形状和载荷比较复杂的裂纹体能得到比较符合实际解答，已成为计算三维裂纹裂尖应力强度因子有效方法。但是因大多三维单元网格十分稠密，自由度很大，其计算量和所费机时相当大且费用高，不能适应解决工程问题需要。因此，发展一种简单、经济有效且能得到精确结果的方法受到许多研究者关注。出现了一些近似的数值计算方法，例如，线弹簧模型<sup>[89]</sup>，片条合成法<sup>[90]</sup>，权函数法<sup>[91]</sup>。在上面所述的数值计算方法中，片条合成法和权函数法引起了许多研究者的关注。这两种方法简单、有效、计算结果精确，

侧架和摇枕的裂纹模型采用 1/4 节点位移法，计算裂尖的应力强度因子。1/4 节点位移法是，围绕裂纹前沿的 15 节点或 20 节点单元上的中间节点移至 1/4 点位置，以模拟裂纹前沿应力应变场，避免线弹性断裂力学的  $1/\sqrt{r}$  奇异性从而构建具有与线弹性断裂力学相似  $1/\sqrt{r}$  的奇异性应力场，由于较简单方便，且精度最高，已逐渐被广泛应用。

## 4.2 不含裂纹和含不同长度裂纹缺陷部位的应力分析

与裂纹产生相关因素包括铸造加工导致缺陷、几何形状的突变、在该区域的载荷特征和应力集中等等，所以分析判断缺陷部位的依据很重要。



机械中应力集中现象是一个产生高应力的根源，也是疲劳断裂的主要原因。工程构件同一部位存在缺陷导致的应力集中系数是没有缺陷的数倍。对于侧架摇枕的一些存在局部应力集中部位，铸造、加工留下的缺陷或其他原因形成了裂纹源，在载荷的作用力，裂纹就在这些部位扩展，最后导致失效。现实机器或零件的寿命和失效取决于很多因素：应力或应变的幅值、平均应力值、应力幅值的分布情况、零件表面的状态、周围的环境等等。这些都可以反映在构件部位应力集中的程度上<sup>[9]</sup>。

裂纹的缺陷部位的理论分析为：1. 此部位为该部位所在的区域的应力集中处；2. 结构的复杂程度、尺寸限制和铸造工艺水平决定此处容易出现缺陷，导致裂纹源的形成；3. 线路上的载荷情况决定。基于上述 3 点，并根据现场经验，确定出侧架摇枕的缺陷分析部位。

通过第二章调研已经得到了货车转向架摇枕侧架的裂纹分布部位。图 4-7~4-12 分别列出了缺陷部位在线路载荷下局部区域的应力云图，反应了在该区域存在局部应力集中形象。

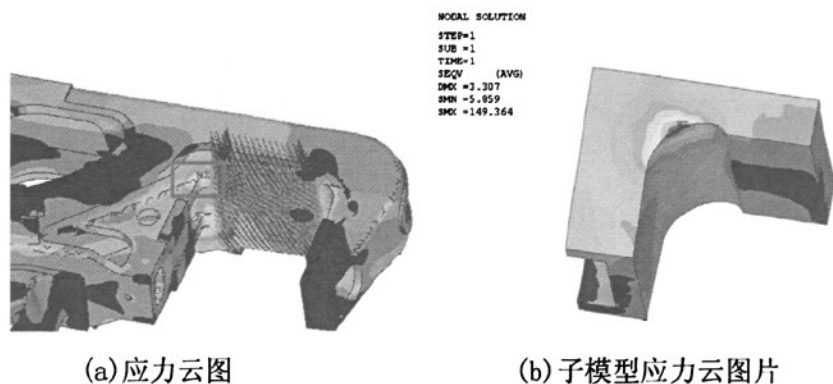


图 4-7 货车侧架内弯角

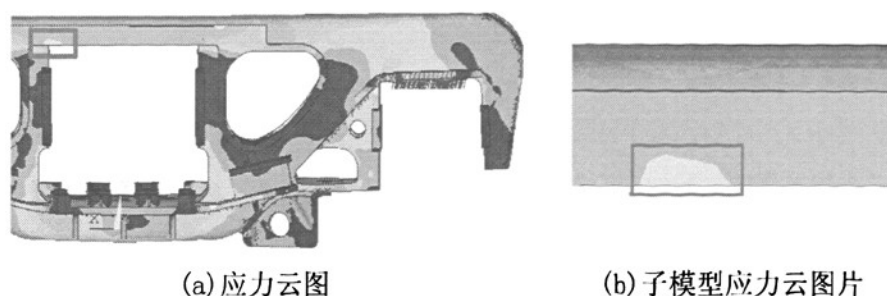


图 4-8 货车侧架体上梁

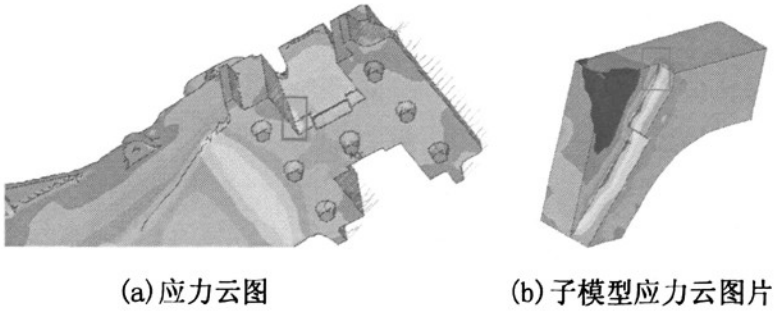


图 4-9 货车摇枕八字面

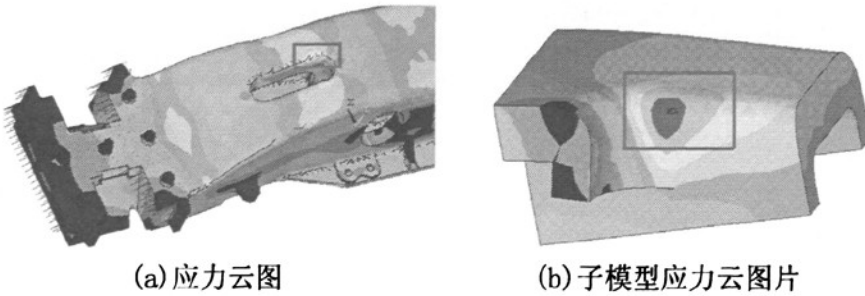


图 4-10 货车摇枕排水孔

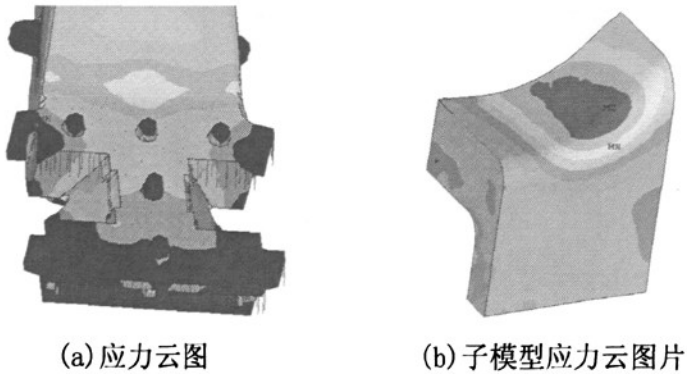


图 4-11 货车摇枕下弯角

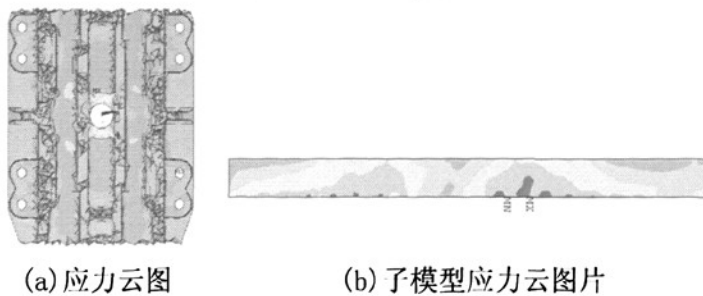


图 4-12 货车摇枕心盘

下面列举了侧架内弯角、上梁和摇枕下弯角缺陷部位划分了裂纹单元的有限元模型。它涵盖了裂纹所处部位为  $90^\circ$  直角（侧架内弯角）、

180° 平面（上梁）和任意弧度（摇枕下弯角）的椭圆状裂纹模型。

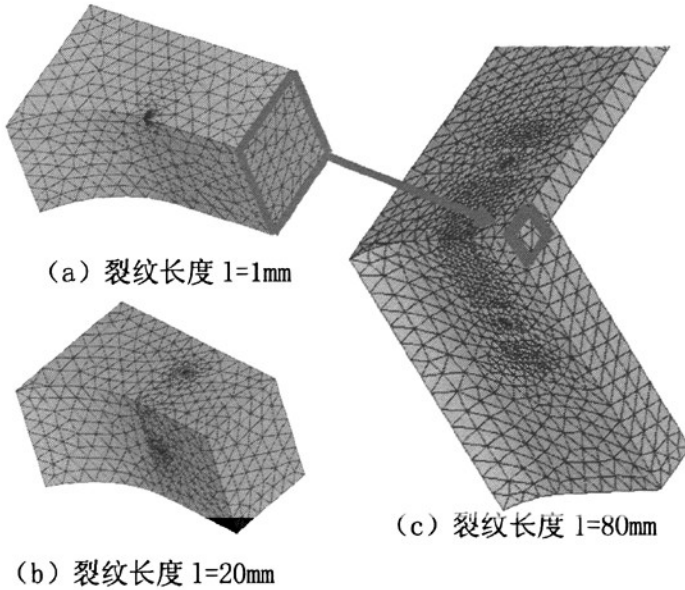
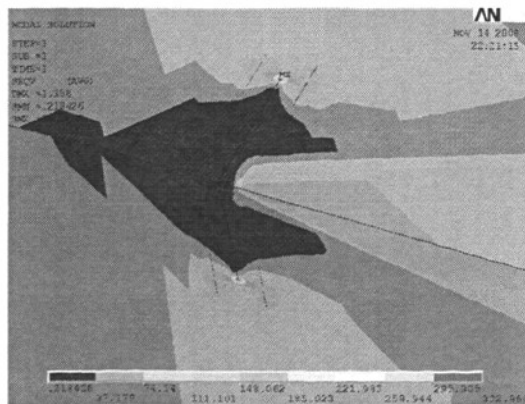


图 4-13 侧架内弯角的裂纹模型有限元图

（说明：裂纹长度  $l=30\text{mm}$  的内弯角子模型的横截面如图红线所示）

速度  $80\text{km/h}$  半径  $600$  工况载荷作用下，缺陷部位的裂尖都会出现局部应力集中（应力云图见图 4-14、图 4-16 和图 4-18）。在裂尖附近的应力场存在奇异性，这个奇异性大小就用奇异性强弱系数  $K$  来表示，即应力强度因子。在考虑弹塑性的条件下，含裂纹的有限元模型在 ANSYS 里面的裂纹奇异点的模块，分析就可得到一个复合的三维应力强度因子值，见表 4-1。从图中可以看在在裂纹尖端的地方明显出现大的应力值。



(a) 裂纹长度  $l=1\text{mm}$

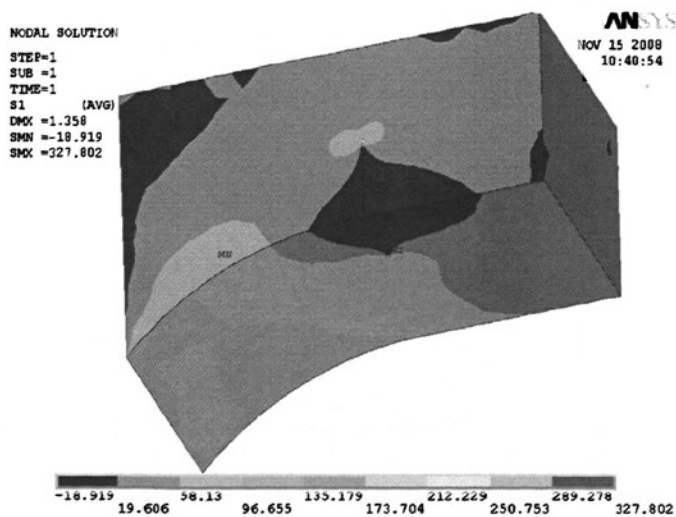
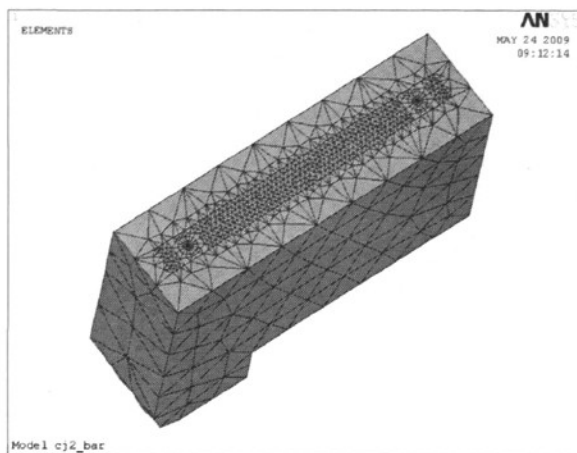
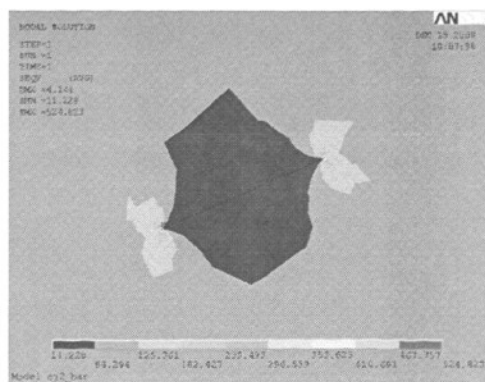
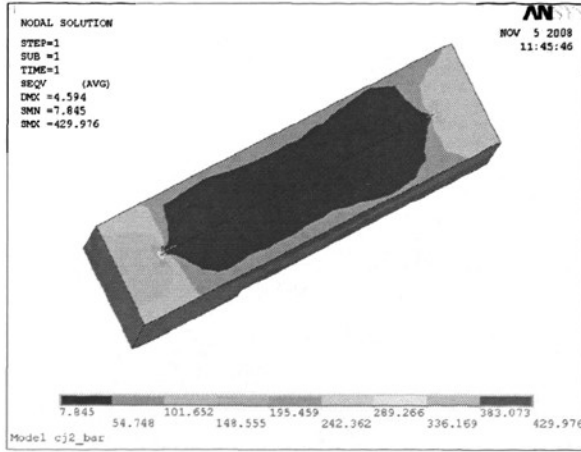
(b) 裂纹长度  $l=20\text{mm}$ 

图 4-14 含裂纹的侧架内弯角应力云图

图 4-15 侧架上梁的裂纹模型有限元图 (裂纹长度  $l=50\text{mm}$ )(a) 裂纹长度  $l=1\text{mm}$



(b) 裂纹长度  $l=50\text{mm}$

图 4-16 含裂纹的侧架上梁应力云图

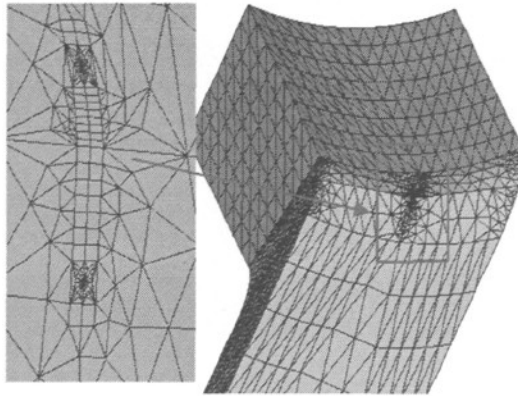
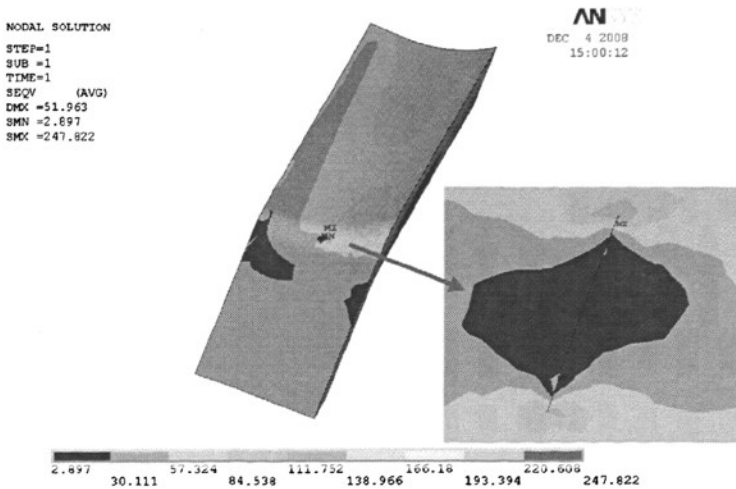


图 4-17 摇枕内弯角的裂纹模型有限元图 (裂纹长度  $l=20\text{mm}$ )



(a) 裂纹长度  $l=1\text{mm}$

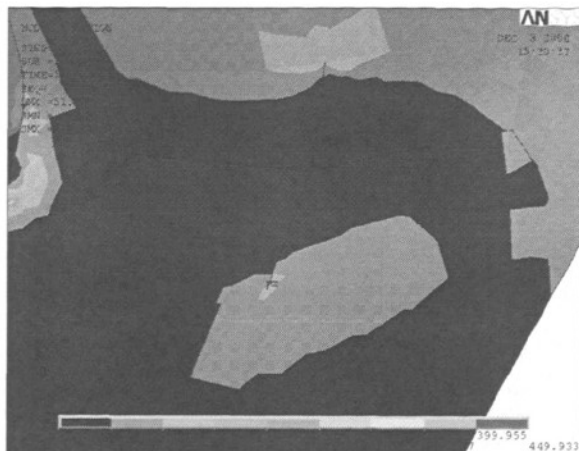
(b) 裂纹长度  $l=20\text{mm}$ 

图 4-18 含裂纹的摇枕下弯角应力云图

从上面的分析可以看出含裂纹缺陷部位的应力比不含裂纹缺陷部位应力大几倍。以内弯角为例，内弯角处不含裂纹模型局部最大应力是  $149.364\text{ MPa}$  (图 4-7)，含裂纹的裂纹模型局部应力最大值  $327.802\text{ MPa}$  (图 4-14b)。

### 4.3 缺陷部位裂纹的临界安全尺寸和标准规定裂纹的极限尺寸

侧架摇枕疲劳裂纹扩展寿命计算中，缺陷部位的初始裂纹长度由检测设备精度确定。目前各车辆段主要使用检测裂纹设备是 CJW-6000 型铁路货车摇枕和侧架探伤机，精度可以到达  $1\text{mm}$ 。

缺陷部位裂纹的临界安全尺寸与各种工况和载荷密切相关。在 ANSYS 分析含裂纹侧架内弯角应力之后，可以提取出裂尖的三维应力强度因子值见表 4-2 (后续的分析过程以速度  $80\text{km/h}$  半径 600 工况为例列出)。

表 4-2 侧架内弯角不同裂纹长度的复合应力强度因子

		下限载荷			上限载荷		
		$K_I$	$K_{II}$	$K_{III}$	$K_I$	$K_{II}$	$K_{III}$
l=1	计算结果	0.3906	46.525	1.1074	0.83929	58.657	0.87
	$K_{Ieq}$	46.948			59.512		
L=2	计算结果	1.358	71.43	1.86	5.412	98.42	1.245
	$K_{Ieq}$	72.847			99.6844		
L=5	计算结果	7.1338	115.05	2.3168	7.4012	160.78	1.9236
	$K_{Ieq}$	122.2387			168.21		
L=10	计算结果	15.783	162.0	5.774	16.182	225.22	4.879
	$K_{Ieq}$	178.017			241.5252		
L=24	计算结果	23.589	172.75	8.836	24.5	245.11	6.753
	$K_{Ieq}$	196.8355			269.8213		
L=50	计算结果	39.427	242.63	96.241	45.6	343.2	114.5
	$K_{Ieq}$	320.49			428.8835		
L=80	计算结果	4.903	1.763	87.85	8.68	16.97	169.92
	$K_{Ieq}$	139.063			269.89		
L=130	计算结果	6.209	18.712	174.412	16.975	219.7	6.68
	$K_{Ieq}$	276.893			406.5665		
L=170	计算结果	1.634	55.22	102.72	12.342	81.135	174.542
	$K_{Ieq}$	172.07			291.365		

(裂纹长度单位: mm, 应力强度因子单位:  $MP_a\sqrt{mm}$ , 三维裂纹的等效应力

强度因子:  $K_{Ieq} = \sqrt{(K_I + K_{II})^2 + K_{III}^2} / (1 - 2\nu)^{[9]}$ , 适用范围是弹塑性均匀、连

续材料。 $K_I$ 、 $K_{II}$  和  $K_{III}$  为三维裂纹的 I、II 和 III 型裂纹的应力强度因子, 泊松比  $\nu=0.3$ )

对速度 80km/h 弯道 R600 工况不同裂纹长度的等效应力强度因子, 求差就是  $\Delta K$ , 即可得到  $\Delta K$ 、 $a$  值 (表 4-3)。

表 4-3 当量载荷下侧架内弯角的不同裂纹长度的  $\Delta K$ 、 $a$  值

a (mm)	1	2	5	10	24
$\Delta K (MP_a\sqrt{mm})$	12.564	31.003	45.97	63.507	72.986
a (mm)	50	80	130	174	
$\Delta K (MP_a\sqrt{mm})$	108.392	130.826	129.6732	119.2937	

使用上面相同方法可以求得其他部位在工况速度 80km/h 半径 600 工况下不同裂纹长度的 $\Delta K$ - $a$ 关系。对 paris 公式 $da/dN = C\Delta K^m$ 进行推导, 可得利用 $\Delta K$ - $a$ 关系函数关系积分得到计算寿命的公式:

$$\int_{n_0}^{n_1} dN = \int_{a_0}^{a_1} \frac{1}{C\Delta K^m} da$$

(公式中:  $C = 1.3397e-16$ ,  $m = 4.0886$  是侧架摇枕的材料试验获得)

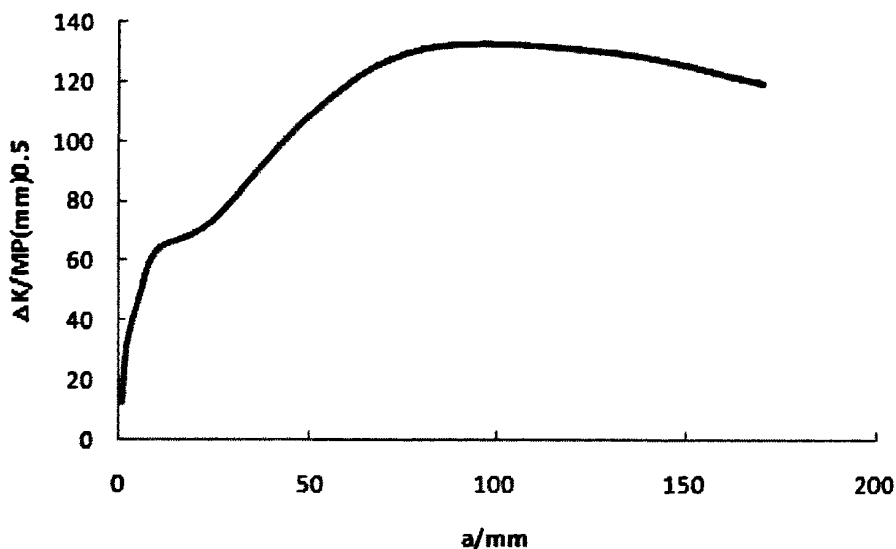


图 4-19 侧架内弯角的 $\Delta K$ - $a$ 曲线

拟合上面 $\Delta K$ - $a$ 关系曲线可以得到二项式方程  $y = -0.008x^2 + 1.942x + 29.81$ ,  $R^2 = 0.951$ , 线性相关系数  $R = 0.9751$ 。

按照某车辆厂设计大秦线货车转向架一年里程数 16 万公里。在速度 80km/h 弯道半径 600 工况试验线路上测得 1m 的距离上内弯角应变次数 4.2。进一步计算可以得到一年循环次数是  $6.8 \times 10^8$ 。

使用推导后的 paris 公式, 可计算裂纹从 1mm 扩展到 174mm 的总循环数是  $6.6 \times 10^9$ , 使用年限 9.7 年。其余其他线路上使用年限相对会延长一些。使用相同方法可以到下面的裂纹长度和使用时间曲线。



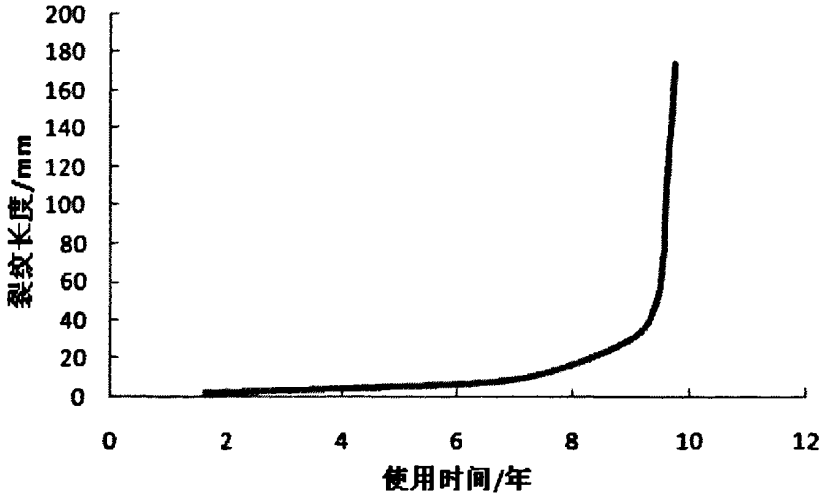


图 4-20 侧架内弯角不同裂纹长度与使用时间曲线图

使用推导后的 paris 公式或从侧架内弯角不同裂纹长度与使用时间曲线图，可以求得：侧架内弯角的使用年限是 9.7 年，就认为裂纹的检修临界安全尺寸对应的寿命是 10 年。按照段修为 1 年时间，从数据中或者从图容易得到检修临界安全尺寸是 30mm。

使用上述分析侧架内弯角裂纹的方法，同样可以计算侧架摇枕其它缺陷部位临界安全尺寸，结果列在表 4-4。在表 4-4 中“标准规定裂纹极限尺寸”对应的数值在 2.2.4 节求得的，此处为引用。

表 4-4 三种工况下侧架摇枕缺陷部位的临界检修尺寸  
和标准规定裂纹极限尺寸（单位：mm）

	检修临界安全尺寸			标准规定裂纹极限尺寸
	直道 40km/h	120km/h -R1200	80km/h-R600	
侧架内弯角	34.52	33.15	29.8	174
侧架上梁	46.7	41.6	34.2	142
摇枕八字面	57.6	54.3	48.7	141
摇枕 B 区	55.6	53.7	50.4	256
摇枕下弯角	49.6	48.7	46.3	213
摇枕心盘	82.1	74.4	64.7	330

#### 4.4 本章小结

本章完成了侧架摇枕缺陷分析的以下几项工作：

1. 分析缺陷部位容易产生扩展的条件，得出以下结论：侧架摇枕该部位的区域某点或小区域存在应力集中现象，如果在铸造加工或使用中产生了微小的裂纹源，在运行载荷的作用下，微观缺陷就会扩展成宏观裂纹，最后形成裂纹故障甚至失效。

2. 三种工况下，完成了不同裂纹长度摇枕侧架缺陷部位的三维裂尖应力强度因子计算，得出应力强度因子和裂纹长度的关系 $\Delta K$ - $a$  曲线，利用 paris 公式计算缺陷部位的寿命，求出缺陷部位的检修临界安全尺寸。

## 结论与展望

本文完成了铁路货车转向架侧架摇枕的缺陷分析，得出以下几点结论：

(1) 对铁路货车摇枕和侧架的调研分析，完成了 3 个方面工作：

1. 总结出侧架摇枕的裂纹分布部位，为寻找缺陷分析部位提供了依据。
2. 完成侧架摇枕缺陷分析部位及裂纹产生原因，总结了缺陷部位维修和报废时裂纹长度。对现实维修有借鉴意义。
3. 分析侧架摇枕的缺陷部位裂纹初始模型，为后面的建立裂纹模型做准备。

(2) 分析货车转向架在典型线路运行中，货车转向架轮-轨接触力及关键部件--摇枕、侧架疲劳应变史数据。为求载荷时间历程做准备，并探索了求解侧架摇枕载荷时间历程的新思路。

(3) 三种工况下，计算侧架摇枕缺陷部位不同裂纹长度的三维裂纹应力强度因子，得出应力强度因子 (K) 和裂纹长度 (a) 的关系。利用 Paris 公式计算缺陷部位寿命，得到缺陷部位的检修临界安全尺寸。对货车转向架的设计制造和维修管理有一定参考价值。

后期需要进一步完善的工作还有：在缺陷分析基础上，对货车转向架侧架和摇枕的合理铸造加工工艺、维修管理制度等提出有益建议。

## 致 谢

我能顺利的完成论文，由衷的感谢所有关心、帮助、鼓励和支持过我的导师和在 3 年学习期间帮助过我的老师们、同学们、亲人和朋友。

首先我要感谢我的导师赵永翔教授，在三年来研究生学习期间，给予我莫大的悉心指导、关心和栽培。赵老师深厚的学术造诣、严谨的治学态度、平易近人的为师风范使我深受教诲。感谢赵老师无私地提供给学生许多宝贵的科研资料，以及始终如一地给予学生在学习上指导和在生活上许多帮助和鼓励。不仅在学习上，在生活上，赵老师也给了我很多的批评和指点，让我收益匪浅。再次向赵老师表示深深的谢意。

感谢同门的师兄弟姐妹、刘剑涛工程师（成都东车辆段货车检测首席工程师）、郭忠海工程师（西安车辆厂）和田海增工程师（齐厂）等其他帮助过我的车辆段和车辆厂的工程师们，特别是杨冰博士在这三年的学习生活中，给我的支持和关照，还有吴会超博士和高浩硕士在学习期间给予的帮助。

最后我要感谢我的父母，在我学习期间，他们从精神和物质上给我提供了最无私、最坚定的支持、鼓励和爱。我得以完满的完成学业。

翟中炎

2009-6-4

## 参考文献

- [1] 陈明资. 我国铁路货车转向架现状及 2010 年发展设想. 铁道车辆,1996,34 (11): 9-10
- [2] 林江. 我国货车转向架现状与展望[J]. 铁道车辆, 2003,41(8): 11-13
- [3] 贺启庸, 金新灿. 国外重载货车转向架发展综述. 铁道车辆,1997,3(14): 6-8
- [4] 李立东. 转 K6 型转向架的研制[J]. 铁道车辆, 2005,43(10): 22-26
- [5] 赵永翔. 铁道车辆结构强度可靠性和安全性技术展望[J]. 铁道学报,2003,25(2): 92-97
- [6] Ridnour, James Andrew. Methodology for evaluating vehicle fatigue life and durability. Ph.D. The University of Tennessee,Knoxville,2003(12): 6
- [7] M.Haiba, D.C.Barton, P.C.Brooks, M.C.Levesley. Review of life assessment techniques applied to dynamically loaded automotive components. Computers and structures,2002(80): 481-494
- [8] 严隽耄. 车辆工程. 中国铁道出版社,1999: 95-98
- [9] An IHHA Conference on Freight Car Truckö Bogies. 1996: 56-60
- [10] Johan Martinsson. Fatigue assessment of complex welding steel structures. Ph.D. Royal institute of technology, Stockholm,2005(2): 12
- [11] 施治才, 侯卫星等译. 货车转向架疲劳强度规范. 铁道部四方车辆研究所, 1989(5): 4-20
- [12] 吴富民. 结构疲劳强度. 西北工业大学出版社,1985: 52-55
- [13] M.Gobb, G.Mastinu. Expected Fatigue Damage of Road Vehicles due to Road Excitation. Vehicle System Dynamics Supplement 28,1998: 778-788
- [14] Mika Backstrom. Multiaxial fatigue life assessment of welds based on nominal and hot stresses. Ph.D. Norwegian University of Science and Technology,Finland, 2003(8): 20
- [15] W.K.Wilson, D.G. ThomPson. On the Finite Element Method for Caleulating Srteess Intensiyyt Factors for Cracked Plates in Bneding, Engng. Frae. Meeh., 1971 (3): 97- 102

- 
- [16] H. Miyamoto. APPLieation of Finite Element Method to Fraeture Meehnaies. Proc. First Int.Con.f on Struetural Meechanical in ReactorTeehnology, Berlin,PartL,6: 535-566
- [17] P.G. Begrn, B.Aamodt. Finite Element Analysis of Crack Propagationin three-Dimensional Solids under Cyclie Loading. NuelearEngng and Design,1974(29) : 180-188
- [18] T. Nishioka, S. N.Atluri. Engng Fraet.Mesh,1983(17): 247-268
- [19] T.H.H. Pina, K.Moriya. Three Dimensional Fraeture Analysis by AssumedStress Finite Element Method, Numerieal Methods in Fraeture Meehnaies, 1978: 57-62
- [20] J. C. Newman, I.S. Raju, Analysis of Suracfe Crack in Finite Plate under tension or Bending Loads, NASATP-1587,1979: 13-25
- [21] Ingraffea, A. R., computational fracture mechanics for Aerospace Applications. Lockheed Martin Mechanical Analysis Conference. Sunnnyvale,CA,2004(3): 7-8
- [22] Iesulauro, E., Coffman, V., and Sethna, J., Adaptive Multiscale Simulations. ASP Project Meeting, Birmingham,AL, 2004(1): 24-27
- [23] Emery, J., Miyazaki, K., Ingraffea, A. R., A simplified Evaluation of Stress Intensity Factors for a Small Diameter Pipe Penetrating a Thick Plate, ASME PVP Conference, 2003(6): 4-5
- [24] Jones, S. L., Carter, B.J., Ingraffea, A.R., and Bouchard, P.-O., Finite Element /Fracture Mechanics Simulation of Trajectionries During Cutting of Layered Plastic Film, Progress Report, Eastmankodak Co., Rochester, NY, USA, 2001(4): 42-45
- [25] Sousa, J. L., Ingraffea, A. R.. A Numerical, Energy-Based Approach for Three -Dimensional Fracture Propagation. Computer Methods and Mechanics - Proceedings of the Seventh Int. Conf. on Comp. Meth. and Advances in Geomech., 1991 (2): 1653-1658
- [26] Wawrzynek, P., Martha, L., Ingraffea, A. R., A Computational Environment for the Simulation of Fracture Processes in Three Dimensions. Proc. of the Symposium on Analytical, Numerical, and Experimental Aspects of Three - Dimensional Fracture Processes, A. Rosakis, Berkeley, CA, 1988(5): 321 - 327
-

- 
- [27] Germanovich, L.N., Carter, B.J., Ingrassia, A.R., Dyskin, A.V., Lee, K.K. Mechanics of 3D Crack Growth in Compression, in Rock Mechanics Tools and Techniques, 2nd North American Rock Mechanics Symposium, Montreal, Canada, Aubertin, Hassani & Mitri (eds), Balkema, Rotterdam, 1996: 1151-1160
- [28] Ridnour, James Andrew. Methodology for evaluating vehicle fatigue life and durability. Ph.D. The University of Tennessee, Knoxville, 2003(12): 21-25
- [29] 货车铸钢摇枕载荷试验评定方法. TB1960-87
- [30] 铁道车辆强度设计及试验鉴定规范. TB 1335-1996
- [31] 货车铸钢侧架载荷试验评定方法. TB1960-1996
- [32] 铁道货车摇枕、侧架静载荷及疲劳试验. TB1959-2006
- [33] 摇枕侧架的技术条件. TB3012-2006
- [34] 王丹丹, 谢基龙, 王斌杰. 基于实测载荷谱的转 K6 转向架摇枕的疲劳寿命仿真分析. 铁道机车车辆, 2008,12: 23-25
- [35] 缪龙秀, 孙守光, 吕澎民, 刘志明, 李强. 提速客车转向架焊接构架应力谱的试验研究. 铁道车辆, 1998,36(12): 30-34
- [36] 温松涛. 货车转向架侧架疲劳分析. 西南交通大学硕士论文, 2006: 3-17
- [37] 罗祖道. 三维裂纹应力强度因子的一个近似计算方. 上海交大技术资料报告, 1978: 14-18
- [38] 王殿富, 杜善义, 王铎. 超高强度钢薄壁压力容器圆筒型壳体断裂力学分析. 哈尔滨工业大学科学研究报告, 1979(25): 23-24
- [39] 陆寅初, 唐国令. 第四届全国断裂力学会议论文集, 1985: 114-118
- [40] Zhang Xing, XiaKun. OnThreeDimensionalGeneralized J-Integral, Int. Con on Computational Meechanics, 1986: 8-9
- [41] 陈志刚. 复合型裂纹疲劳扩展规律的研究. 北京航空学院硕士学位论文. 1987,6: 12-20
- [42] LiuChunTu. Analysis of Cracked Plates and Shell sand Its APPLieationn in Engineering, ICF, T1989: 13-22
- [43] 吴绍富. 三维含裂纹体应力场分析与应力强度因子解法. 北京航空学院博士学位论文, 1997: 75-89
- [44] 曹宗杰. 三维奇异准协调单元理论研究与数值分析. 吉林工业大学硕士论文. 1993,12: 62-69
-

- [45] 赵伟. 复合型裂纹扩展的应变能准则. 北京航空材料研究所博士学位论文. 1988,6: 79-86
- [46] Zhao W., Wu X.R. Engineering. Fracture Mech.,1989(34): 593-607
- [47] 王东. 840D 货车车轮辐板孔疲劳裂纹扩展仿真. 机车电传动,2005,(1): 46-49
- [48] 丁敏, 吴作伟. 货车侧架疲劳裂纹检修数据的统计分析. 电力机车技术, 2002,25(3): 42-45
- [49] 邓瑞. 机车转向架构架疲劳寿命预测. 西南交通大学硕士论文. 2008,12: 13-17
- [50] 白淑萍. 大秦线 C80 型车转 K6 转向架摇枕裂纹分析及改进[R]. 铁道机车车辆工人,2007(5): 15-17
- [51] 王冬. 840D 货车车轮辐板孔疲劳裂纹扩展仿真. 机车电传动,2005(1): 46-49.
- [52] 于慧, 王文斌, 虞丽娟, 赵洪伦. 基于疲劳设计的高速客车转向架构架优化设计. 铁道车辆,2005,39(8): 9-12
- [53] 《铁运[2002]93 号关于重新公布《铁路货车段修规程》的通知》. 铁道部,2002: 32-38
- [54] 岳刚. 提速后货车转 8A 型转向架摇枕侧架裂纹原因分析及对策. 铁道车辆, 2003,4 (2):10-11
- [55] 姚红详. 转 8G 型转向架摇枕底部与斜楔下平面间距超差的原因与措施. 铁道车辆, 2003,41(2): 21-22
- [56] 段继存. 对转 9 型转向架摇枕裂纹的分析及建设. 铁道车辆,1990(6): 50
- [57] 杜春雨. 转 K2 型转向架厂修侧架、摇枕裂纹问题探讨. 铁道车辆,2008,46(2): 40-42
- [58] 王坤. 转 K2 型转向架存在的问题及改进建议. 铁道车辆,2007,45(3): 40
- [59] 铁道部运输局装备部. 铁路货车典型故障汇编. 中国铁道出版社, 2003: 19-65
- [60] 白淑萍. K6 转向架摇枕裂纹原因分析及改进. 措施铁道技术监督,2007 (35): 21-23
- [61] 付顺利, 赵军杰. 转 K6 摇枕侧架 V 法与整体芯工艺. 铁道车辆,2008,40(5): 4-5
- [62] 白淑萍. 大秦线 C80 型货车转 K6 转向架摇枕裂纹分析及改进. 铁道机车车辆, 2007(5): 15-16
- [63] 刘马力. ZG230 450 侧架铸造缺陷及其消除措施. 机车车辆工艺,96(5): 7
- [64] 高金平. 转 K6 侧架铸造工艺分析. 铁道机车车辆工人,2006(5): 1-2
- [65] 宋忠明. 延长货车转向架侧架的使用寿命. 国外机车车辆工艺,2007(4): 11-12
- [66] 黄诗尧. K6 型转向架关键部件的疲劳应力研究. 西南交通大学硕士答辩论文,



- 2006,9: 17-20
- [67] K.Luo, B.L.Gabbitas, B.V.Brickle. Fatigue life evaluation of a railway vehicle bogie using a integration dynamic simulation. *Journal of Rail and Rapid Transit*, 1994, 208(4): 123-132
- [68] Shen.Z, J.Hedrick, J.Elkins. A Comparison of Alternative Creep Force Models for Rail Vehicle Dynamic Analysis. *Vehicle System Dynamics*, 1983, 12(1): 79-83
- [69] 彭佳纯. C70 铁路货车关键部位的疲劳应力计算. 西南交通大学, 2008,12: 48-50
- [70] J.C.Peng, Y.X.Zhao, L.Y.Yu, A.G.Yang. Finite Element Analysis on Fatigue Stress History of a Railway Bogie Bolster. *Advanced Materials Research*, 2008: 44-46
- [71] 邓瑞. 机车转向架构架疲劳寿命预测. 西南交通大学硕士论文. 2008,12: 13-17
- [72] 高庆. 工程断裂力学. 重庆大学出版社, 1986: 67-90
- [73] 戴振羽. 断裂力学基础教程. 西南交通大学出版社. 2000: 14-17
- [74] S.Suresh 著. 王中光等译. 材料的疲劳. 国防工业出版社,1993: 231-245
- [75] 陈家权. 应力强度因子的有限元计算. *装备制造技术*,2003(4): 41
- [76] 崔振源. 表面裂纹理论及其应用. 西安工业大学出版社,1987: 147-162
- [77] Jose German ,Gimenez 等. 车轮裂纹增长和断裂的理论研究. *国外铁道车辆*,1996 (2): 33-38
- [78] 陈建桥. 组合加载下的疲劳破坏与裂纹扩展条件. *华中理工大学学报*,1992(2): 71-75
- [79] 凌超, 李风, 郑修麟. 疲劳裂纹扩展速率  $da/dN$  与材料性能常数间关系的研究. *机械强度*,1997,19 (1): 74-76
- [80] 林晓斌. 应用三维有限单元法计算应力强度因子. *中国金属加工网*, 2004: 1-9
- [81] 张建民, 秦荣. 等参奇异裂纹单元的研究. *华南理工大学学报*, 2001: 2-6
- [82] 王颤成, 邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法. 清华大学出版社. 2001: 231-249
- [83] Cook, R. D. *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*. 1981(2): 5-6
- [84] Tamma, Kumar K. and Namburu, Raju R..Recent Advances, Trends and New Perspectives Via Enthalpy-Based Finite Element Formulations for Applications to Solidification Problems. *International Journal for Numerical Methods in*

- Engineering,1990(30): 803-820
- [85] Hill R., The Mathematical Theory of Plasticity, Oxford University Press, New York ,1983: 8-9
- [86] Rankin, C. C., Brogan, F. A. An Element Independent Corotational Procedure for the Treatment of Large Rotations. Journal of Pressure Vessel Technology, 1986 (108): 165-174
- [87] Biro, Oszkar and Preis, Kurt, On the Use of the Magnetic Vector Potential in the Finite Element Analysis of Three-Dimensional Eddy Currents. IEEE Transactions on Magnetics,1989(10): 3145-3159
- [88] Marques, J. M. M. C. and Owen, D. R. J.. Infinite Elements in Quasi-Static Materially Nonlinear Problems. Computers and Structures. 1984(18): 739-751
- [89] Li Hui, Saigal, Sunil, Ali, Ashraf, and Pawlak, Timothy P.. Mapped Infinite Elements for 3-D Vector Potential Magnetic Problems. International Journal for Numerical Methods in Engineering,1994 (33): 343-356
- [90] Shih,C.F., B.Moran, T. Nakamura. Energy Release Rate Along a Three - Dimensional Crack Front in a Thermally Stressed Body. International Journal of Fracture,1986 (30): 79-102
- [91] J. 阿弗里尔. 实验应力分析手册. 陈棣华, 于天庆, 段自力, 周迪勋译,机械工业出版社.1982(6): 503-505
- [92] G. C. Sih. 应力强度因子手册. 韩风英, 常振楫 (译). 中国矿业学院科技情报室,1980(4): 125
-

## 攻读硕士期间发表的论文

### 1. 发表论文

- [1] Zhao YX, Yang B, **Zhai ZY**. The framework for a strain-based fatigue reliability analysis. *Int J Fatigue*, 2008,30(3): 493-501
  - [2] **Zhai ZY**, Feng MF, Zhao YX. A Probabilistic Assessment on the Random S-N relations and the ASME design S-N curves of 0Cr18Ni10Ti pipe steel. APCFS06 邀请报告, 2006(稿号 15-0129)
-