

## 摘 要

铁路运输的发展极大的促进了国民经济的进步。随着改革开放与经济的发展，铁路的高速化已经势在必行。截止 2007 年 4 月 18 日零时起，全国铁路实施了六次大提速。伴随着列车运行速度的提高，车辆各部件的振动问题也开始显露，特别是转向架垂向振动尤为突出。旅客长期乘坐在不断振动的车厢中会感到疲劳。剧烈的振动会使车辆运行品质下降，导致某些部件频繁发生故障，危及行车安全。执行哈尔滨至北京的 Z15/16 次列车为最新制造的 25T 型客车，其转向架为 CW—200K 型。该转向架在列车运行初期，总体情况较为平稳，但在走行 30 万 km 后出现了一系垂向油压减振器漏油失效，个别车出现轴箱弹簧外卷折断，危及行车安全。

本文运用车辆动力学理论与方法，建立了传统车辆垂向振动模型和车辆—轨道耦合集总参数垂向振动模型，并确定了模型中各个参数的取值。通过对模型的处理，使其符合实际情况。依据模型建立车辆系统垂向振动的动力学方程。利用 Visual Fortran 编制程序求解振动方程，分别得到了两个模型在谐波轨道激励和伪随机轨道激励下转向架构架的垂向振动位移响应。依据转向架构架垂向振动位移响应得到了轴箱弹簧的应力变化。将轴箱弹簧的应力变化结合疲劳分析理论对轴箱弹簧的疲劳寿命和达到疲劳寿命时车辆的运行里程进行了评估和判断。本文通过计算机模拟分析了车轮偏心对轴箱弹簧失效的影响程度。

**关键词：**车轮偏心；车辆振动；轴箱弹簧；疲劳破坏

## Abstract

The development of the railway transportation tremendously accelerates national economy developing. With the development of the opening to the world and the national economy, raising travel speed is developmental tendency of the railway transportation. Our national railway had raised travel speed of railway transport six times until 0 o'clock am on April 18, 2007. Following the raising speed of the train, the various of the vehicle vibration problem has started to emerge and bogie vertical vibration is particularly prominent. The passenger will feel fatigue taking in the car that unceasingly vibrates. Fierce vibration causes the quality of vehicle operation drop and results in the frequent failure of certain components, endangering the traffic safety. The Harbin to Beijing's Z15/16 train is newest manufacture 25T vehicle and its bogies are CW-200K. The situation of the bogie is stable in the early operation. But after running of 300,000 kilometers, the train appears axle-box hydraulic pressure shock absorber expiration and axle-box spring fatigue expiration that endangers the traffic safety.

This paper uses the theory and methods of vehicle dynamics to establish vertical vehicle vibration model and vehicle/track lumped parameter model. The models are revised to conform to the actual situation. Dynamic equations of railway vehicle vibration are established by the model. Use Visual Fortran to solve dynamic equations of railway vehicle vibration, then obtains the vibration displacement of bogie frame that is under the harmonic orbit incentive and pseudo-random orbit incentive. Through the vibrating displacement analyzes Stress of the axle-box spring. The stress of axle-box spring and the theory of fatigue are used to judge axle-box spring fatigue life and mileage of vehicle running. This paper through the computer simulation analyzes the influence of the eccentric wheel on axle-box spring fatigue.

**Key Words: Eccentric wheel; Vehicle vibration; Axle-box spring; Fatigue expiration**

## 绪 论

### 一、本课题研究的背景

铁路是我国主要运输方式，在国民经济中起着非常重要的作用。铁路的客运量占据了我国客运总量的很大一部分，是国民经济发展的先导。近年来，我国国民经济发展十分迅速，对铁路运输提出了更高的要求。从1997年4月1日，我国铁路开始了大面积提速，截止2001年10月21日我国铁路实行了四次提速。这四次大提速在大幅度增加我国铁路提速线路资源的同时，也相应提高了列车运行的最高速度，其中快速列车最高运行速度达到了每小时160公里，非提速区段快速列车最高速度达到了每小时120公里。2004年4月18日零时起，全国铁路实施第五次大面积提速，并实行新的列车运行图。全路开行了19对直达特快列车。2007年4月18日零时起，全国铁路实施了第六次大提速，运营时速200km及200km以上的动车组投入使用。

目前，我国铁路7700多公里的干线已经实现了160km/h的运营最高速度，第一条设计时速超过200km/h的秦沈快速客运专线已于2003年底投入运营，郑西、郑武、武广等高速客运专线相继开工建设，京沪高速铁路的建设也将开始。可以预见，未来5~10年间，我国铁路列车运行速度的大幅度提高将是一个不争的事实。

伴随着列车运行速度的提高，车辆各部件的振动问题也开始显露，特别是转向架垂向振动尤为突出。旅客长期乘坐不断振动的车厢中会感到疲劳。剧烈的振动会使车辆运行品质下降，导致某些部件频繁发生故障，危及行车安全。

### 二、本课题研究问题的提出

铁道车辆一般有一个装载旅客或货物的质量较大的车体和两台起承载、走行、导向等作用的转向架。车体与转向架构架之间或转向架构架与轮对之间设有弹性较大的悬挂装置。悬挂装置在车体与转向架构架、转向架构架与轮对之间形成弹性约束。车体、转向架构架、轮对和弹性悬挂装置共同组成一个弹簧质量系统。当车辆沿轨道运行时，由于轮轨之间的相互作用，产生各种垂向和横向作用力并引起车辆系统的各种振动。

#### 1 振动问题的产生

25T型客车是为适应中国铁路第五次大面积提速而设计制造的，可以保证以160km/h的速度持续运营20小时。2004年4月18日零时起，全国铁路实施第五次大面积提速，全路开行了19对直达特快列车。哈尔滨铁路局配属的新造25T型客车转向架形式为CW—200K型，担当哈尔滨至北京Z15/16次列车运行任务，列车图定编组18辆，两组车底运行。CW—200K型转向架在Z15/16次列车运行初期总体情况较为平稳，

但累计走行约 30 万千米后（2004 年 4 月 17 日至 2005 年 2 月期间），车辆车体和转向架振动问题开始显露出来，且随着走行公里数的增加，振动问题逐渐增多，特别是转向架垂向振动尤为突出。自 2005 年 1 月 2 日起，陆续发现 Z15/16 次 25T 型客车转向架垂向油压减振器漏油故障较为突出，特别是个别车出现轴箱弹簧折断问题。通过使用监测系统对故障车进行技术分析，发现垂向油压减振器漏油或轴箱弹簧折断前，车辆转向架垂向加速度有效值（振幅）均较高。说明垂向油压减振器漏油或轴箱弹簧折断是构架长时间振动导致的后果。

## 2 振动原因的现场分析

在处理故障的同时，对发生故障的车辆逐辆入线进行了全面检查，并对同一轮对直径差、转向架四角高度等尺寸限度进行仔细测量，根据反复检查、测试结果分析，通过更换轮对后对车辆振动变化情况的跟踪，确定了 25T 型客车转向架初始振动的源头来自于轮对<sup>[2]</sup>。以 RW554041 为例，更换轮对前后转向架构架垂向振动变化（图 1）。从图 1 中可以明显看出，该转向架在 2 月 23 日更换 3 位轮对后，振动情况明显改善，未在继续发生转向架故障。

将引起 Z15/16 次 25T 型客车转向架构架垂向振动较为严重的 8 条轮对，送往哈尔滨铁路局佳木斯东车辆段轮轴检修分段进行轮对试验和检测，结果见表 1。根据检测试验结果表明，部分轮对动平衡值超标，部分轮对同一车轮偏心度大于 0.5mm，同一轮对直径差均大于 0.4mm（最大超过 2.7mm）。

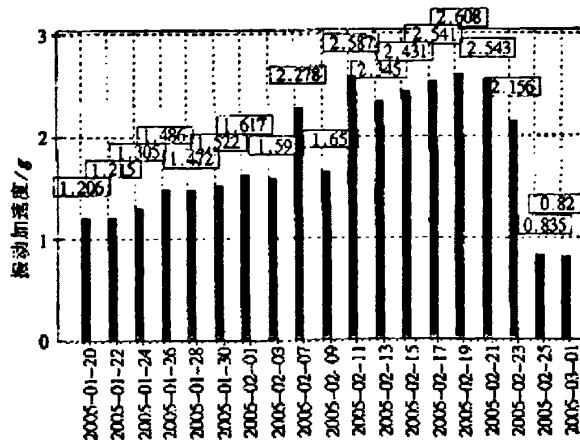


图 1 更换 3 位轮对前后转向架构架垂向振动变化

Fig. 1 Replacement of the third wheel the difference of the bogie frame vertical vibration

表 1 振动严重轮对的试验检测结果

Table 1 Test results of serious vibration wheels

车号	位数	轴号	同一轮对直径差/mm			车轮偏心度/mm			轮对动平衡值/g			轮对磨 合状态	
			标准	左	右	直径 差	标准	左	右	标准	左		右
554015	5	00366	段 修 标 准 ≤ 0.3	910.5	912	1.5	段修 同轮 对相 互垂 直直 径差 为≤ 0.5	0.5	0.1	≤ 190	95.0	78.6	合格
554039	1	00102		912.4	912.8	0.4		0.7	0.2		56.4	109.9	合格
554029	6	00378		911.6	912.7	1.1		0.8	0.2		157.5	186.5	合格
554041	5	00372		909.8	912.5	2.7		1.2	0.1		662.9	181.2	左轴箱 摆动大, 车轮偏 心
554018	7	00135		911.2	912.5	1.3		0.3	0.25		261	103	不合格
554028	3	00392		913.6	912.5	1.1		0.25	0.2		350	93	不合格
	5	00157		914	913.4	0.6		0.2	0.15		279	56	不合格
554017	8	00374		912.6	913	0.4		0.3	0.25		263	284	轴保持 架裂

根据对 25T 型客车的检查、检测、跟踪和试验结果认为 25T 型客车转向架构架垂向振动问题的源头来自于轮对，主要是由于车轮动平衡值、偏心度以及同一轮对直径差因素造成车辆原始振动振幅高，应力大，因而引起油压减振器的早期失效、漏油或轴箱弹簧疲劳折断等车辆故障，恶化车辆运行品质。

### 3 振动带来的危害

在检查分析 25T 型客车转向架构架振动原因过程中，自 2005 年 1 月 2 日至 3 月 10 日，Z15/16 次列车 25T 型客车共计有 7 辆振动问题较为严重的车辆，到更换轮对时，油压减振器漏油失效 14 台，轴箱钢圆弹簧折断 7 卷<sup>[2]</sup>。具体统计见表 2。

车辆振动问题不仅加剧了转向架配件的损坏，增加运用成本，且振动问题对轮对轴承的影响带来的后果更加严重，如 RW554017 八位轴承保持架裂的故障，如未能及时发现并采取更换轮对措施，将直接威胁到行车安全。

表 2 故障情况统计

Table 2 Fault situation statistics

序号	车号	故障现象	处理结果
1	RW554017	8 位垂向油压减振器漏油 8 位轴箱簧内、外卷折断 8 位轴箱簧外卷再次折断 1 位垂向减振器漏油 4 位轴箱簧内卷折断 8 位垂向油压减振器漏油 8 位垂向油压减振器再次漏油	更换减振器 更换轴箱簧 更换轴箱簧 更换减振器 更换轴箱簧 更换减振器 更换减振器、4 轴轮对
2	RW554018	7 位轴箱簧外卷折断 北京库内 7 位轴箱簧外卷再次折断 7 位垂向油压减振器漏油 7 位油压减振器再次漏油	更换轴箱簧 更换轴箱簧 更换减振器 更换减振器、4 轴轮对
3	RW554041	5 位垂向油压减振器漏油 5 位油压减振器再次漏油、5 位轴箱簧外卷折断	更换减振器 更换减振器、轴箱簧、3 轴轮对
4	RW554029	5 位垂向油压减振器漏油 5 位油压减振器再次漏油、5 位轴箱簧外卷折断	更换减振器 更换减振器、轴箱簧、3 轴轮对
5	RW554015	5 位垂向油压减振器漏油 7 位垂向油压减振器漏油	更换减振器 更换减振器、3、4 轴轮对
6	RW554028	3 位垂向油压减振器漏油 3、5 位垂向油压减振器漏油	更换减振器 更换减振器、2、3 轴轮对
7	RW554039	1 位构架垂向振动异常	更换 1 轴轮对

### 三、本课题的研究方法及论文工作内容

#### 1 本课题的研究方法

铁道车辆一般有一个车体和两台起承载、走行、导向等作用的转向架。车体与转向架构架之间或转向架构架与轮对之间设有弹性较大的悬挂装置。悬挂装置在车体与转向架构架、转向架构架与轮对之间形成弹性约束。车体、转向架构架、轮对和弹性悬挂装置共同组成一个弹簧质量系统。此系统是一个典型的多自由度系统，可以利用多自由度系统的结构动力学分析方法对铁道车辆系统进行分析。结构动力学可分为两类，一类是求解结构的自振频率（固有频率）及相应的振型；另一类是求在给定载荷、冲击力或地面加速度作用下结构随时间的振动响应。实际的铁路轨道是不可能绝对平直和完全刚性

的, 铁路轨道上存在各种各样的不平顺, 实际的车轮也不是一个理想的几何圆形。因此, 车辆在轨道上运行时, 轨道之间会出现不断变化着的轮轨作用力, 这些作用力会激起车辆振动。这里利用了已测轮轨作用力作为轨道对车轮的激励, 研究了车辆垂向振动的响应。

多自由度系统的振动主要可以分为: 无阻尼的自由振动、无阻尼的强迫振动、有阻尼的强迫振动。对于多自由度系统振动微分方程的建立主要有以下方法: 按牛顿第二定律建立、按达朗贝尔原理建立、按哈密尔顿原理建立。系统振动微分方程式建立以后, 可以通过对微分方程组的处理来获得所期望的结果。例如求解系统的自振频率和振型可以通过子空间迭代法、矩阵展开法等方法得到。求解系统的动态响应可以通过直接积分法或模态迭加法得到。常用的逐步积分法有线性加速度法、Newmark 法、Wilson- $\theta$ 法、Hubolt 法等方法。在使用直接积分法时应当注意直接积分法的稳定性问题。所谓稳定性是指对于一个积分方法, 如果该方法导致它的舍入误差出现发散, 这个方法就是不稳定的; 如果当对积分步长有限制才能保证稳定的话, 这个方法称为条件稳定的方法; 如果在任何步长下都能稳定, 这个方法称为无条件稳定方法。

为了改善车辆的振动性能, 铁道车辆本身就存在很多油压减振器, 因此车辆垂向振动系统是一个多自由度的有阻尼强迫振动。对此系统建立振动微分方程后, 利用数值分析方法对微分方程求解, 得到车辆垂向振动系统随时间的响应。通过对车辆振动系统运动情况的分析就可以得到转向架的振动特性, 可以对轴箱弹簧进行疲劳强度分析, 从而分析轮对的异常是否与轴箱弹簧的疲劳破坏有直接的因果关系。

## 2 论文工作内容

- (1) 建立符合实际情况的车辆系统垂向振动模型, 并确定该模型中所有参数值。
- (2) 建立车辆系统垂向振动模型的振动微分方程组。利用 FORTRAN 语言编制求解该振动微分方程组的数值分析方法的程序。
- (3) 利用程序计算出车辆系统垂向振动模型随时间的运动情况, 得到车辆系统垂向振动的振动特性。
- (4) 对程序计算结果进行分析, 确定轴箱弹簧的疲劳破坏是否与轮对的异常有直接因果关系。
- (5) 对几种不同的轨道激励和不同的车辆系统垂向振动模型重复上述分析过程, 对所得结果进行分析对比。

## 第一章 车辆—轨道动力学模型及数值分析方法

### 1.1 概述

车辆与轨道的动态相互作用问题,是铁路轮轨接触式运输系统中最为基本的、也是最难以解决的问题,直接影响着铁路运输的安全与效率。长期以来,由于专业划分和计算条件的影响,有关铁路轮轨系统动力学方面的问题,常常归结为“机车车辆动力学”、“轨道动力学”及“轮轨关系”三个相对独立的研究领域。事实上,铁道车辆与轨道线路乃是铁路轮轨系统中不可分割的两大组成部分,车辆系统并非孤立系统,二者是相互依赖、相互影响的,从动力学角度来看,他们构成了一个耦合系统。最早开始涉及轨道动力问题可以追溯到 20 世纪 40 年代,铁木辛柯(Timoshenko)采用单自由度集总参数轨道模型分析正弦荷载作用下的轨道位移响应问题。日本学者佐藤裕和佐藤吉彦对轮轨动力分析做了大量有价值的工作。他们曾经采用集总参数模型和连续弹性基础梁模型研究了轨道的动力效应,其中比较有代表性的是佐藤(Sato)“半车—轨道”集总参数模型。在现有的各种车辆—轨道动力学模型,依据各自分析目的和模拟侧重点不同,形式种类各不相同。若按轨道模型参数来分,有分布参数模型与集总参数模型两大类;若按车辆模型化方法划分,则有整车、半车和轮对模型三种。在各类模型中又有多种不同形式,如分布参数模型中出现了弹性基础梁模型和弹性点支承梁模型, Euler 梁模型与 Timoshenko 梁模型等等。

### 1.2 车辆—轨道垂向系统统一模型

#### 1.2.1 车辆—轨道耦合动力学的基本思想

众所周知,车轮在钢轨上的运动是一个复杂的动力学过程,牵涉到很多因素,既有车辆方面的,又有轨道方面的,而且还互相渗透。而影响和控制这一动力行为的根源在于轮轨接触点处的作用力。因此,认识并改进轮轨相互动态作用关系,是确保铁路运输安全高效的基本前提,也是不断发展和完善铁路轮轨运输系统的必要条件,由此而形成了轮轨系统动力学。轮轨动力学以轮轨关系为核心,着重研究轮轨相互动态作用及其相关问题,主要包括:轮轨接触几何学,轮轨蠕滑理论,轮轨接触振动,轮对运动学,运动稳定性与导向理论等。世界各国的科学工作者对此进行了长期的研究与试验,取得了大量的研究成果,对铁路运输事业的发展起到了极大的推动作用。

轮轨之间的相互动力作用,以轮轨接触点为分界面,向上传递给车辆,向下施加于轨道。从系统工程的观点来看,铁路轮轨系统包含着两个相对独立的物理系统—机车车



辆系统和轨道系统。轮轨相互作用问题，实质上是机车车辆—轨道相互作用问题，相应地，对轮轨关系得研究也宜扩展为对机车车辆与轨道之间关系的研究。机车车辆与轨道的关系是铁路轮轨系统中最为基本的，也是最难以解决的问题，直接制约着铁路运输的安全、舒适和效率，一直是铁路工程技术人员前赴后继为之探索的课题。

长期以来，有关机车车辆和轨道动态相互作用问题，常常归结为“机车车辆动力学”、“轨道动力学”及“轮轨相互作用（轮轨关系）”三个相对独立的研究领域。或者将轨道基础视为“刚性支承”来研究机车车辆；或者将机车车辆当作“激振质点”来分析轨道；再就是研究车轮与钢轨之间的相互作用关系。总之，没有将这三者很好地统一起来加以考虑。例如，研究机车车辆（或轨道）的振动问题，习惯上以机车车辆（或轨道）系统为主体，而将轨道（或机车车辆）系统作为其激励源，从轮轨界面向主系统输入，进而采用“激励输入—传递函数—响应输出”的模式来分析机车车辆（或轨道）系统的振动。由此可见，经典的方法将车辆与轨道视为两个各自独立的系统，相互从对方获得输入，并经由自身系统的传递函数，对输入产生响应。在这一过程中，没有考虑另一系统中可能进行的任何动力学过程及其对自身系统的影响。

车辆—轨道耦合动力学的基本思想认为，铁道车辆与轨道线路是铁路轮轨运输系统中不可分割的两大组成部分，车辆系统与轨道系统并非孤立系统，两者是相互耦合、相互影响的。例如，轨道的变形会激起机车车辆的振动，而机车车辆的振动经由轮轨接触界面，又会引起轨道结构振动的加剧，反过来助长了轨道的变形，这种互反馈作用将使机车车辆—轨道系统处于特定的耦合振动形态之中。显然，研究这样的问题，仅从某一个单一系统着手，难以反映其本质。所以应用系统工程的思想，将机车车辆系统与轨道系统作为一个总体大系统，而将轮轨相互作用（轮轨关系）作为连接两个子系统的“纽带”，进行“车辆—轨道耦合动力学”的研究，可以更为客观的反映铁路轮轨系统的本质。

概括地说，车辆—轨道耦合动力学包括车辆动力学、轨道动力学及轮轨相互作用三大领域的所有研究内容，是一个交叉性很强的学科。而其突出缺点是从轮轨大系统的角度，考察铁道车辆和轨道结构的动态行为，并着重考虑二者间的耦合影响和反馈机制。因此，车辆—轨道耦合动力学理论是实现铁路车辆和轨道结构参数最佳匹配设计的必要基础。一般而言，车辆—轨道耦合动力学可分为垂向、横向和纵向耦合动力学三个方面。由于轮轨滚动所产生的纵向耦合效应较弱，常可视为准静态作用。显然，垂向与横向动力学是车辆—轨道耦合动力学的主要内容。本文用到的是车辆—轨道垂向耦合动力学的内容，所以着重介绍车辆—轨道垂向耦合系统。

车辆—轨道垂向耦合动力学主要研究车辆—轨道耦合系统在各种垂向轮轨激励作用下的动力响应及其轮轨动力作用特征。在轮轨系统的垂向纵平面内,广泛存在着各种各样的振动激励源,既有轨面的局部凹凸不平顺,如轨头压溃或轨面剥离等;又含有系统的周期性不平顺,如波形线路、波状磨耗、偏心车轮等。特别是,在钢轨接头处,像低接头、错牙接头、大轨缝以及焊缝之类的脉冲型不平顺,更具有普遍性。此外,轨下基础也可能存在诸如空吊板或道床板结等缺陷,形成弹性不均的动力型不平顺。所有这些不平顺都能导致轮轨系统的垂向动态作用,并以接触面为界面,向上传递给车辆子系统,向下施加于轨道结构子系统,激励车辆和轨道结构产生振动和冲击,导致轮轨系统的状态变化和性能下降,直接影响它们的日常维修保养工作量,有时甚至危及行车安全和恶化平稳性指标。在高速和重载条件下,这种动力作用将进一步加强,其危害性也显得尤为突出,所以,弄清各种形态的轮轨垂向相互动态作用的特征及其影响因素,进而寻求抑制策略,是专业基础研究的重要使命,这也是车辆—轨道垂向耦合动力学所要解决的问题。

车辆—轨道耦合动力学,作为一种不同于传统理论的新体系,在铁路轮轨总体系动力学及其相关问题的研究领域中,具有十分广阔的应用前景。基于车辆—轨道耦合动力学的计算分析结果,可以科学合理的指导机车车辆的运用及轨道状态的维护。

### 1.2.2 车辆—轨道垂向耦合系统统一模型的建立

车辆—轨道垂向系统统一模型如图 1.1 所示<sup>[1]</sup>。此模型是具有两系悬挂的车辆—轨道模型,主要描述客车与轨道的相互作用。在此模型中,钢轨被视为连续弹性离散点支承上的无限长 Euler 梁,轨下基础沿纵向被离散。离散以各轨枕支点为基元,每个支承单元采用双质量(轨枕和道床)三层(钢轨—轨枕—道床—路基)弹簧—阻尼振动模型。道床的纵向离散化,可以大大简化数值分析。

图 1.1 中符号所代表的意义如下:

$M_c$ —车体(包括载客或货物)质量(kg);  $J_c$ —车体点头惯量(kg·m<sup>2</sup>);  $M_t$ —转向架簧上质量(kg);  $J_t$ —转向架点头惯量(kg·m<sup>2</sup>);  $M_w$ —转向架簧下质量(kg);  $M_r$ —钢轨单位长质量(kg/m);  $M_{s1}$ —轨枕质量(kg);  $M_{b1}$ —道床离散质量(kg);  $K_{s1}$ —车辆一系悬挂刚度(N/m);  $C_{s1}$ —车辆一系悬挂阻尼(N·S/m);  $K_{s2}$ —车辆二系悬挂刚度(N/m);  $C_{s2}$ —车辆二系悬挂阻尼(N·S/m);  $K_p$ —轨下垫层刚度(N/m);  $C_p$ —轨下垫层阻尼(N·S/m);  $K_{b1}$ —道床离散刚度(N/m);  $C_{b1}$ —道床离散阻尼(N·S/m);  $K_f$ —路基离散刚度(N/m);  $C_f$ —

路基离散阻尼(N. S/m);  $K_w$ —道床剪切刚度(N/m);  $C_w$ —道床剪切阻尼(N. S/m);  $EI$ —钢轨抗弯刚度(N.  $m^2$ );  $Z_i(t)$ —系统部件位移(m);  $\varphi_i(t)$ —系统部件角位移(rad);  $Z_i(x,t)$ —钢轨位移(m);  $Z_{oi}(t)$ —轮轨不平顺位移(m);  $P_i(t)$ —轮轨作用力(KN)。

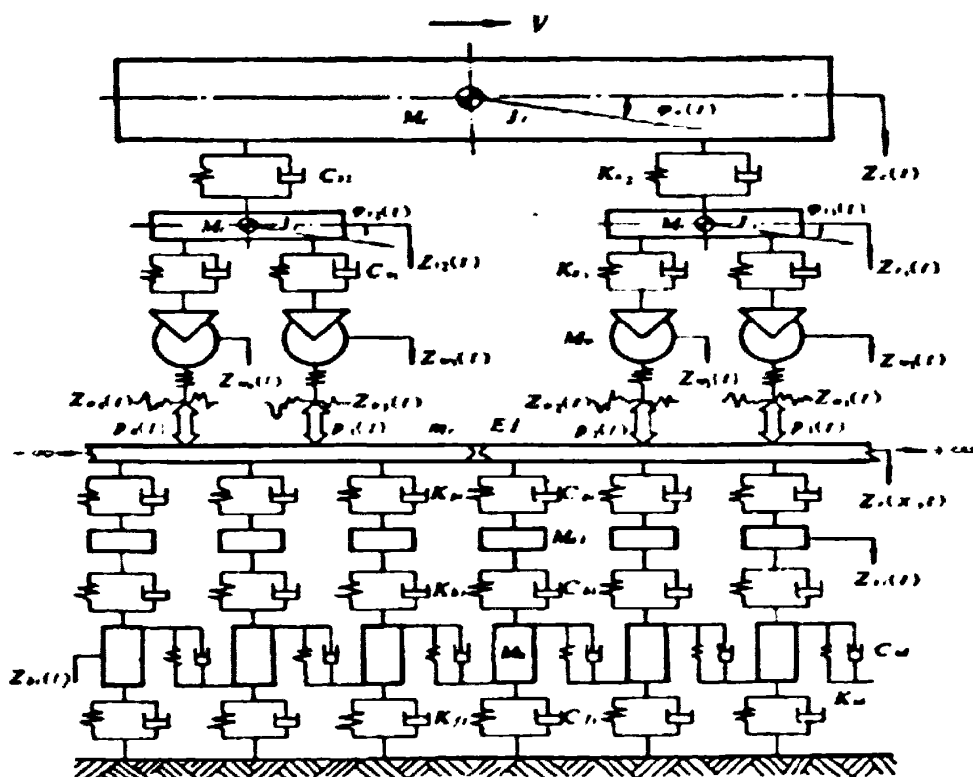


图 1.1 具有二系悬挂的车辆—轨道垂向模型

Fig. 1.1 Secondary suspension vertical vehicle/track vibration model

### 1.2.3 车辆振动微分方程

铁道车辆在垂向平面内的运动关系，可以作为多刚体系统来考虑。在图 1.1 模型中车辆的自由度为 10。车辆垂向振动微分方程可以通过对各个刚体逐一应用 D'Alembert 原理而获得。所得到的车辆垂向振动微分方程为：

- (1) 车体浮沉运动

$$\begin{aligned} M_c \ddot{Z}_c + 2C_{s2} \dot{Z}_c + 2K_{s2} Z_c - C_{s2} \dot{Z}_{i1} \\ - C_{s2} \dot{Z}_{i2} - K_{s2} Z_{i1} - K_{s2} Z_{i2} = 0 \end{aligned} \quad (1.1)$$

(2) 车体点头运动

$$\begin{aligned} J_c \ddot{\varphi}_c + 2C_{s2} l_c^2 \dot{\varphi}_c + 2K_{s2} l_c^2 \varphi_c - C_{s2} l_c \dot{Z}_{i1} + C_{s2} l_c \dot{Z}_{i2} \\ - K_{s2} l_c Z_{i1} + K_{s2} l_c Z_{i2} = 0 \end{aligned} \quad (1.2)$$

(3) 前转向架构架浮沉运动

$$\begin{aligned} M_r \ddot{Z}_{r1} + (C_{s2} + 2C_{s1}) \dot{Z}_{r1} + (K_{s2} + 2K_{s1}) Z_{r1} - C_{s2} \dot{Z}_c \\ - K_{s2} Z_c - C_{s1} \dot{Z}_{w1} - C_{s1} \dot{Z}_{w2} - K_{s1} Z_{w1} - K_{s1} Z_{w2} \\ - C_{s2} l_c \dot{\varphi}_c - k_{s2} l_c \varphi_c = 0 \end{aligned} \quad (1.3)$$

(4) 前转向架构架点头运动

$$\begin{aligned} J_r \ddot{\varphi}_{r1} + 2C_{s1} l_r^2 \dot{\varphi}_{r1} + 2K_{s1} l_r^2 \varphi_{r1} - C_{s1} l_r \dot{Z}_{w1} + C_{s1} l_r \dot{Z}_{w2} \\ - K_{s1} l_r Z_{w1} + K_{s1} l_r Z_{w2} = 0 \end{aligned} \quad (1.4)$$

(5) 后转向架构架浮沉运动

$$\begin{aligned} M_r \ddot{Z}_{r2} + (C_{s2} + 2C_{s1}) \dot{Z}_{r2} + (K_{s2} + 2K_{s1}) Z_{r2} - C_{s2} \dot{Z}_c \\ - K_{s2} Z_c - C_{s1} \dot{Z}_{w3} - C_{s1} \dot{Z}_{w4} - K_{s1} Z_{w3} \\ - K_{s1} Z_{w4} + C_{s2} l_c \dot{\varphi}_c + k_{s2} l_c \varphi_c = 0 \end{aligned} \quad (1.5)$$

(6) 后转向架构架点头运动

$$\begin{aligned} J_r \ddot{\varphi}_{r2} + 2C_{s1} l_r^2 \dot{\varphi}_{r2} + 2K_{s1} l_r^2 \varphi_{r2} - C_{s1} l_r \dot{Z}_{w3} \\ + C_{s1} l_r \dot{Z}_{w4} - K_{s1} l_r Z_{w3} + K_{s1} l_r Z_{w4} = 0 \end{aligned} \quad (1.6)$$

(7) 第一轮对

$$\begin{aligned} M_w \ddot{Z}_{w1} + C_{s1} \dot{Z}_{w1} + K_{s1} Z_{w1} - C_{s1} \dot{Z}_{i1} - K_{s1} Z_{i1} \\ - C_{s1} l_r \dot{\varphi}_{i1} - K_{s1} l_r \varphi_{i1} + p_1(t) - p_0 = F_{01}(t) \end{aligned} \quad (1.7)$$

(8) 第二轮对

$$\begin{aligned} M_w \ddot{Z}_{w2} + C_{s1} \dot{Z}_{w2} + K_{s1} Z_{w2} - C_{s1} \dot{Z}_{i1} - K_{s1} Z_{i1} \\ + C_{s1} l_r \dot{\varphi}_{i1} + K_{s1} l_r \varphi_{i1} + p_2(t) - p_0 = F_{02}(t) \end{aligned} \quad (1.8)$$

(9) 第三轮对

$$M_w \ddot{Z}_{w3} + C_{s1} \dot{Z}_{w3} + K_{s1} Z_{w3} - C_{s1} \dot{Z}_{i2} - K_{s1} Z_{i2} - C_{s1} l_i \dot{\phi}_{i2} - K_{s1} l_i \phi_{i2} + p_3(t) - p_0 = F_{03}(t) \quad (1.9)$$

(10) 第四轮对

$$M_w \ddot{Z}_{w4} + C_{s1} \dot{Z}_{w4} + K_{s1} Z_{w4} - C_{s1} \dot{Z}_{i2} - K_{s1} Z_{i2} + C_{s1} l_i \dot{\phi}_{i2} + K_{s1} l_i \phi_{i2} + p_4(t) - p_0 = F_{04}(t) \quad (1.10)$$

其中  $l_c$ —车辆定距之半(m);

$l_i$ —转向架固定轴距之半(m);

$F_{0i}(t)$ —各轮对处激振力函数( $i=1\sim 4$ )。

### 1.2.4 轨道结构振动微分方程

(1) 钢轨的振动微分方程

轨道被当作连续支承无限长 Euler 梁。而在实际处理中，常常将钢轨看成有限长简支梁。事实上，当计算长度取得足够长时，这样的处理可以获得令人满意的效果。钢轨的计算模型如图 1.2 所示。

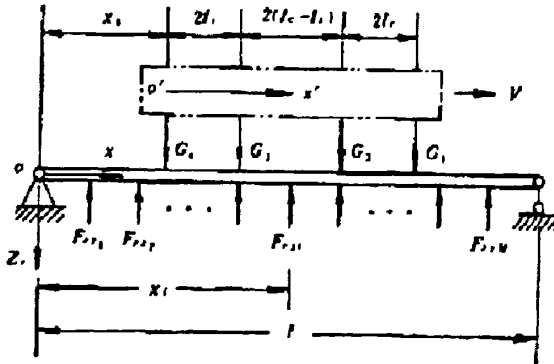


图 1.2 钢轨分析模型

Fig. 1.2. Rail analysis model

图中， $G_i$  ( $i=1\sim 4$ )为第  $i$  号车轮对钢轨的动作用力，随车辆以速度  $V$  向前移动； $F_{ni}$  ( $i=1\sim N$ )是轨枕支点动反力， $N$  为长度  $l$  范围内轨枕支点总数； $l_c$ 是车辆定距之半， $l_i$

是转向架固定轴距之半。图 1.2 中  $ox$  为固结于钢轨的固定坐标系； $o'x'$  是连接在车辆上的移动坐标系。两种坐标系的相互变换关系为：

$$x = x' + x_o + Vt \quad (1.11)$$

式中  $x_o$ —起始时刻第 4 位轮的固定坐标；

$t$ —运行时间变量。

设钢轨的振动位移变量为  $Z_r(x, t)$ ，钢轨弹性模量  $E$ ，截面惯量  $I$ ，则其振动微分方程为：

$$EI \frac{\partial^4 Z_r(x, t)}{\partial x^4} + m_r \frac{\partial^2 Z_r(x, t)}{\partial t^2} = - \sum_{i=1}^N F_{rsi}(t) \delta(x - x_i) + \sum_{j=1}^4 G_j(t) \delta(x - x_{Gj}) \quad (1.12)$$

其中 
$$F_{rsi}(t) = K_{pi} [Z_r(x_i, t) - Z_{si}(t)] + C_{pi} [\dot{Z}_r(x_i, t) - \dot{Z}_{si}(t)] \quad (1.13)$$

$$G_j(t) = p_j(t) - p_o \quad (1.14)$$

式中  $Z_{si}(t)$ —钢轨振动位移(m)；

$p_j(t)$ —轮轨间总的作用力(kN)；

$p_o$ —静轮载(kN)。

方程(1.12)是四阶偏微分方程。为了进行数值分析，需要将其转化为二阶常微分方程组。引入钢轨正则振型坐标  $q_k(t)$ ，应用简支梁的正则振型函数，可得相应于本模型条件的钢轨振型是

$$Y_k(x) = \sqrt{\frac{2}{m_r l}} \sin \frac{k\pi x}{l} \quad (1.15)$$

则方程(1.12)的解可以写成

$$Z_r(x, t) = \sum_{k=1}^{NM} Y_k(x) q_k(t) \quad (1.16)$$

对于所截取的模态阶数  $NM$ ，要求其截止频率在所分析的钢轨有效频率的二倍以上。将式(1.16)代入式(1.12)得

$$\begin{aligned} & \sum_{k=1}^{NM} EI \frac{d^4 y_k(x)}{dx^4} q_k(t) + \sum_{k=1}^{NM} m_r y_k(x) \ddot{q}_k(t) \\ &= -\sum_{i=1}^N F_{rsi}(t) \delta(x-x_i) + \sum_{j=1}^4 G_j(t) \delta(x-x_{Gj}) \end{aligned} \quad (1.17)$$

上式两边统乘以  $Y_h(x)$  ( $h=1,2,\dots,NM$ ), 对  $x$  自 0 至  $l$  积分, 并注意到模态的正交性

$$\int_0^l Y_h(x) Y_k(x) dx = 0 \quad (h \neq k) \quad (1.18)$$

有

$$\begin{aligned} & \int_0^l EI \frac{d^4 Y_k(x)}{dx^4} Y_k(x) q_k(t) dx + \int_0^l m_r Y_k(x) Y_k(x) \ddot{q}_k(t) dx \\ &= -\sum_{i=1}^N \int_0^l F_{rsi}(t) Y_k(x) \delta(x-x_i) dx \\ &+ \sum_{j=1}^4 \int_0^l G_j(t) Y_k(x) \delta(x-x_{Gj}) dx \quad (k=1 \sim NM) \end{aligned} \quad (1.19)$$

上式可整理得

$$\begin{aligned} & m_r \ddot{q}_k(t) \int_0^l Y_k^2(x) dx + EI q_k(t) \int_0^l Y_k(x) \frac{d^4 Y_k(x)}{dx^4} dx \\ &= -\sum_{i=1}^N F_{rsi}(t) Y_k(x_i) + \sum_{j=1}^4 G_j(t) Y_k(x_{Gj}) \quad (k=1 \sim NM) \end{aligned} \quad (1.20)$$

因为

$$\int_0^l Y_k^2(x) dx = \frac{1}{m_r} \quad (1.21)$$

$$\begin{aligned} & \int_0^l Y_k(x) \frac{d^4 Y_k(x)}{dx^4} dx = \int_0^l \frac{2}{m_r l} \left( \frac{k\pi}{l} \right)^4 \sin^2 \frac{k\pi x}{l} dx \\ &= \left( \frac{k\pi}{l} \right)^4 \int_0^l Y_k^2(x) dx = \frac{1}{m_r} \left( \frac{k\pi}{l} \right)^4 \end{aligned} \quad (1.22)$$

所以, 式(1.20)可简化成

$$\begin{aligned} & \ddot{q}_k(t) + \frac{EI}{m_r} \left( \frac{k\pi}{l} \right)^4 q_k(t) \\ &= -\sum_{i=1}^N F_{rsi}(t) Y_k(x_i) + \sum_{j=1}^4 G_j(t) Y_k(x_{Gj}) \quad (k=1 \sim NM) \end{aligned} \quad (1.23)$$

此即钢轨振型坐标二阶常微分方程组的基本形式。

## (2) 轨枕振动方程

根据模型(图 1.2)中第  $i$  号轨枕的受力状态不难写出其振动方程

$$\begin{aligned} & K_{pi} [Z_r(x_i, t) - Z_{si}(t)] + C_{pi} [\dot{Z}_r(x_i, t) - \dot{Z}_{si}(t)] \\ & - K_{bi} [Z_{si}(t) - Z_{bi}(t)] - C_{bi} [\dot{Z}_{si}(t) - \dot{Z}_{bi}(t)] = M_{si} \ddot{Z}_{si}(t) \end{aligned} \quad (1.24)$$

将钢轨位移表达式代入并整理可得轨枕振动方程

$$\begin{aligned} & M_{si} \ddot{Z}_{si}(t) + (C_{pi} + C_{bi}) \dot{Z}_{si}(t) + (K_{pi} + K_{bi}) Z_{si}(t) - C_{bi} \dot{Z}_{bi}(t) - K_{bi} Z_{bi}(t) \\ & C_{pi} \sum_{h=1}^{NM} y_h(x_i) \dot{q}_h(t) - K_{pi} \sum_{h=1}^{NM} y_h(x_i) q_h(t) = 0 \quad (i=1 \sim N) \end{aligned} \quad (1.25)$$

### (3) 道床振动方程

第  $i$  号离散道床块, 共受到上方轨枕对道床的作用力  $F_{bsi}$ 、下方路基对道床的作用力  $F_{bfi}$ 、左侧道床块剪切作用力  $F_{bbli}$  及右侧道床块剪切作用力  $F_{bbri}$  的作用, 其运动方程为

$$F_{bsi} - F_{bfi} - F_{bbli} - F_{bbri} = M_{bi} \ddot{Z}_{bi}(t) \quad (1.26)$$

四个作用力分别为

$$\begin{cases} F_{bsi} = K_{bi} [Z_{si}(t) - Z_{bi}(t)] + C_{bi} [\dot{Z}_{si}(t) - \dot{Z}_{bi}(t)] \\ F_{bfi} = K_{fi} Z_{bi}(t) + C_{fi} \dot{Z}_{bi}(t) \\ F_{bbli} = K_{wi} [Z_{bi}(t) - Z_{b(i-1)}(t)] + C_{wi} [\dot{Z}_{bi}(t) - \dot{Z}_{b(i-1)}(t)] \\ F_{bbri} = K_{wi} [Z_{bi}(t) - Z_{b(i-1)}(t)] + C_{wi} [\dot{Z}_{bi}(t) - \dot{Z}_{b(i-1)}(t)] \end{cases} \quad (1.27)$$

将式(1.27)代入式(1.26)整理得道床振动微分方程

$$\begin{aligned} & M_{bi} \ddot{Z}_{bi}(t) + (C_{bi} + C_{pi} + 2C_{wi}) \dot{Z}_{bi}(t) + (K_{bi} + K_{pi} + 2K_{wi}) Z_{bi}(t) \\ & - C_{bi} \dot{Z}_{si}(t) - K_{bi} Z_{si}(t) - C_{wi} \dot{Z}_{b(i+1)}(t) - K_{wi} Z_{b(i+1)}(t) \\ & - C_{wi} \dot{Z}_{b(i-1)}(t) - K_{wi} Z_{b(i-1)}(t) = 0 \quad (i=1 \sim N) \end{aligned} \quad (1.28)$$

其边界条件为



$$\begin{cases} Z_{b0} = \dot{Z}_{b0} = 0 \\ Z_{b(N+1)} = \dot{Z}_{b(N+1)} = 0 \end{cases} \quad (1.29)$$

### 1.2.5 车辆—轨道垂向耦合关系

在图 1.1 所示的垂向平面内, 车辆子系统与轨道子系统之间的耦合作用是通过轮轨接触而实现的。轮轨之间的垂向作用力由著名的赫兹非线性弹性接触理论所确定:

$$p(t) = \left[ \frac{1}{G} \delta Z(t) \right]^{\frac{3}{2}} \quad (1.30)$$

式中  $G$ —轮轨接触常数 ( $m/N^{\frac{3}{2}}$ );

$\delta Z(t)$ —轮轨之间的弹性压缩量(m)。

对于锥形踏面车轮

$$G = 4.57 R^{-0.149} \times 10^{-8} (m/N^{\frac{3}{2}}) \quad (1.31)$$

对于磨耗型踏面车轮

$$G = 3.86 R^{-0.176} \times 10^{-8} (m/N^{\frac{3}{2}}) \quad (1.32)$$

其中  $R$ —车轮半径(m)。

轮轨之间的弹性压缩量  $\delta Z(t)$  包括车轮静压量  $\delta Z_0$  和轮轨相对运动位移  $\delta Z_{wr}(t)$  两部分, 即

$$\delta Z(t) = \delta Z_0 + \delta Z_{wr}(t) \quad (1.33)$$

而

$$\delta Z_0 = G p_0^{\frac{2}{3}} \quad (1.34)$$

$$\delta Z_{wr}(t) = Z_{wj}(t) - Z_r(x_{Gj}, t) \quad (j=1 \sim 4) \quad (1.35)$$

式中  $Z_{wj}(t)$ — $t$  时刻第  $j$  位车轮的动位移(m);

$Z_r(x_{Gj}, t)$ — $t$  时刻第  $j$  位车轮下钢轨的动位移(m)。

因此, 轮轨力

$$p_j(t) = \left\{ p_0^{\frac{2}{3}} + \frac{1}{G} \left[ Z_{wj}(t) - Z_r(x_{Gj}, t) \right] \right\}^{\frac{3}{2}} \quad (j=1 \sim 4) \quad (1.36)$$

特别地, 当  $\delta Z(t) < 0$  时, 表明轮轨相互脱离, 显然此时轮轨力  $p(t) = 0$ 。

当轮轨界面存在位移不平顺输入时, 轮轨力表达式变为

$$p_j(t) = \left\{ p_0^{\frac{2}{3}} + \frac{1}{G} \left[ Z_{wj}(t) - Z_r(x_{Gj}, t) - \eta(t) \right] \right\}^{\frac{3}{2}} \quad (j=1 \sim 4)$$

或 
$$p_j(t) = 0 \quad (\text{轮轨之间脱离}) \quad (1.37)$$

式中  $\eta(t)$ —轮轨表面几何不平顺(m)

### 1.3 本文采用的模型

由图 1.1 模型可见, 车辆—轨道耦合动力学方程可表示成如下统一形式

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{P\} \quad (1.38)$$

或 
$$[M]\{A\} + [C]\{V\} + [K]\{X\} = \{P\} \quad (1.39)$$

式中  $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ —车辆—轨道耦合系统的质量、阻尼、刚度矩阵;

$\{X\}$ —耦合系统的广义位移矢量;

$\{\dot{X}\}$  或  $\{V\}$ —耦合系统的广义速度矢量;

$\{\ddot{X}\}$  或  $\{A\}$ —耦合系统的广义加速度矢量;

$\{P\}$ —耦合系统的广义载荷矢量。

这是一个大型非线性动力学微分方程组。对于垂向耦合动力学问题, 系统自由度一般在 450~500 个之间, 轮轨间具有强非线性接触特征。这种多自由度的大型工程问题分析起来很困难, 其计算工作量是十分惊人的, 计算费用也是相当可观的。因此本文采用的两个模型是在图 1.1 模型的基础上进行简化后得到的。

#### 1.3.1 传统的车辆垂向振动模型

模型如图 1.3 与图 1.1 模型差别在于此模型没有考虑轮轨耦合。因本文的重点在于车轮偏心引起的转向架振动特性分析, 因此该模型只考虑了车辆子系统的垂向振动。在此模型中车辆以速度  $V$  沿轨道运动, 三号轮对发生偏心。轴箱弹簧的疲劳破坏多发生在与该弹簧所在位置对应的一系垂向油压减振器失效后, 因此图 1.3 模型中, 认为第二转向架三号轮对处一系垂向油压减振器已经失效。

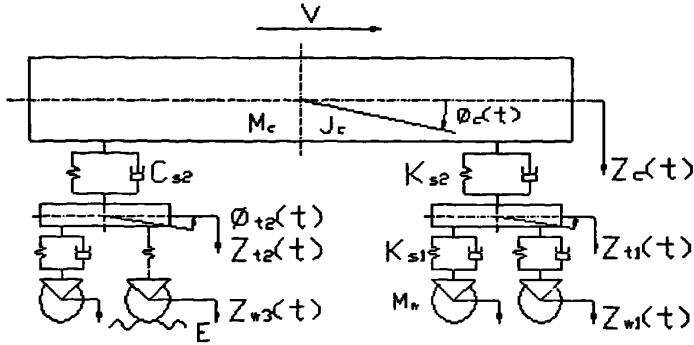


图 1.3 传统车辆垂向振动模型

Fig. 1.3 Traditional vertical vehicle vibration model

图 1.3 中除去  $Z_{wi}(t)$ ，其他符号所代表的意义与图 1.1 模型中车辆子系统符号意义相同。 $Z_{wi}(t)$  在此模型中为  $t$  时刻第  $i$  轮对处，轨道对轮对的位移激励。

### 1.3.2 车辆—轨道耦合系统的等效集总参数简化模型

建立车辆—轨道耦合动力学模型的关键，是将连续分布的轨道结构体系简化成具有有限自由度数的多刚体系统，从根本上避开四阶偏微分钢轨动力学方程的求解过程。基于这一思想本文采用了如图 1.4 所示的二十二个自由度的车辆—轨道垂向耦合动力学的集总参数简化模型。

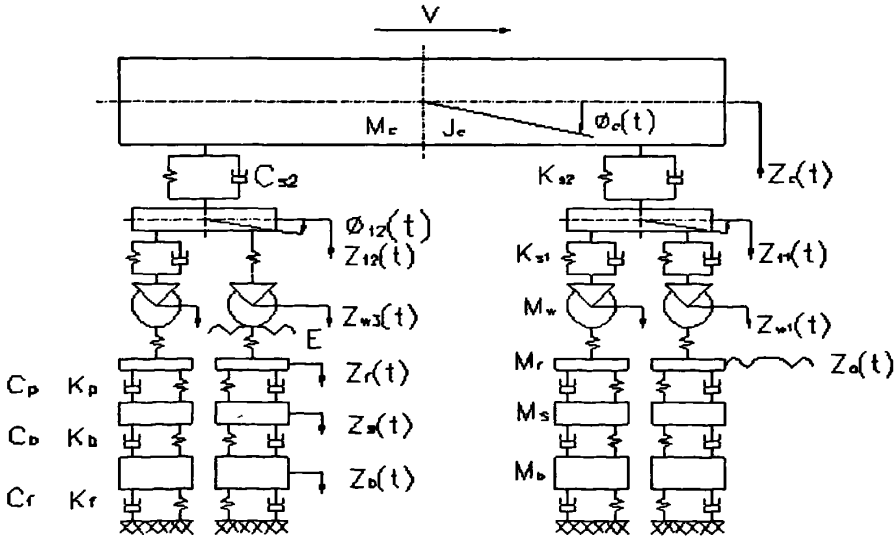


图 1.4 车辆—轨道垂向耦合集总参数模型

Fig. 1.4 Vertical vehicle/track vibration lumped parameter model

图 1.4 模型中, 除  $M_r$ 、 $M_s$ 、 $M_b$  代表钢轨、轨枕和道床的等效质量,  $K_p$ 、 $K_b$ 、 $K_f$  和  $C_p$ 、 $C_b$ 、 $C_f$  表示轨下垫层、道床与路基的等效刚度和等效阻尼之外, 其余各参数的意义均同图 1.1 模型参数含义相同。

### 1.4 数值分析方法

无论是不考虑轮轨耦合的车辆子系统的垂向振动模型或者是车辆—轨道耦合系统集总参数模型, 最后都归结为对式(1.38)统一形式的动力学方程的求解。求解系统的动态响应可采用直接积分法。常用的逐步积分法有线性加速度法、Newmark 法、Wilson- $\theta$  法、Hubolt 法等, 本文采用 Wilson- $\theta$  法。

Wilson- $\theta$  法假定加速度在时间间隔  $t$  至  $t+\theta\Delta t$  之间是线性变化的, 即对于  $[t, t+\theta\Delta t]$  区间内任一时刻  $t+\tau$ , 加速度、速度和位移满足

$$\{\ddot{X}\}_{k+\tau} = \{\ddot{X}\}_k + \frac{\tau}{\theta\Delta t} \left( \{\ddot{X}\}_{k+\theta} - \{\ddot{X}\}_k \right) \quad (1.40)$$

$$\{\dot{X}\}_{k+\tau} = \{\dot{X}\}_k + \{\ddot{X}\}_k \tau + \frac{\tau^2}{2\theta\Delta t} \left( \{\ddot{X}\}_{k+\theta} - \{\ddot{X}\}_k \right) \quad (1.41)$$

$$\{X\}_{k+\tau} = \{X\}_k + \{\dot{X}\}_k \tau + \frac{1}{2} \{\ddot{X}\}_k \tau^2 + \frac{\tau^3}{6\theta\Delta t} \left( \{\ddot{X}\}_{k+\theta} - \{\ddot{X}\}_k \right) \quad (1.42)$$

在  $t+\theta\Delta t$  时刻

$$\{\ddot{X}\}_{k+\theta} = \{\ddot{X}\}_k + \frac{\theta\Delta t}{2} \left( \{\ddot{X}\}_{k+\theta} + \{\ddot{X}\}_k \right) \quad (1.43)$$

$$\{X\}_{k+\theta} = \{X\}_k + \theta\Delta t \{\dot{X}\}_k + \frac{\theta^2(\Delta t)^2}{6} \left( \{\ddot{X}\}_{k+\theta} + 2\{\ddot{X}\}_k \right) \quad (1.44)$$

将  $t_{k+\theta} = t_k + \theta\Delta t$  时刻的动力平衡方程写出

$$[M]\{\ddot{X}\}_{k+\theta} + [C]\{\dot{X}\}_{k+\theta} + [K]\{X\}_{k+\theta} = \{P\}_{k+\theta} \quad (1.45)$$

其中

$$\{P\}_{k+\theta} = \{P\}_k + \theta(\{P\}_{k+1} - \{P\}_k) \quad (1.46)$$

由式 (1.43) 知,  $t_k + \theta\Delta t$  时刻的加速度  $\{\ddot{X}\}_{k+\theta}$  可由  $t_k + \theta\Delta t$  时刻的位移  $\{X\}_{k+\theta}$  及  $t_k$  时刻的响应量来表示, 即

$$\{\ddot{X}\}_{k+\theta} = \frac{6}{\theta^2(\Delta t)^2} \left( \{X\}_{k+\theta} - \{X\}_k - \{X\}_k \theta\Delta t - \frac{1}{3} \{\dot{X}\}_k \theta^2(\Delta t)^2 \right) \quad (1.47)$$

将式(1.47)代入式(1.43), 则  $t_k + \theta\Delta t$  时刻的速度  $\{\dot{X}\}_{k+\theta}$  亦可由  $\{X\}_{k+\theta}$  及  $t_k$  时刻的响应表示出来。然后将  $\{\ddot{X}\}_{k+\theta}$  和  $\{\dot{X}\}_{k+\theta}$  代入式(1.44), 便得到仅含未知量  $\{X\}_{k+\theta}$  的方程, 由此可解出  $\{X\}_{k+\theta}$  为

$$\{X\}_{k+\theta} = \left[ \frac{6[M]}{\theta^2(\Delta t)^2} + \frac{3[C]}{\theta\Delta t} + [K] \right]^{-1} \left[ [M] \left( \frac{6\{X\}_k}{\theta^2(\Delta t)^2} + \frac{6\{\dot{X}\}_k}{\theta\Delta t} + 2\{\ddot{X}\}_k \right) + c \left( \frac{3\{X\}_k}{\theta\Delta t} + 2\{\dot{X}\}_k + \frac{\theta\Delta t}{2}\{\ddot{X}\}_k \right) + P_{k+\theta} \right] \quad (1.48)$$

由上式解出  $\{X\}_{k+\theta}$  后, 将其代入式 (1.46), 得到  $\{\ddot{X}\}_{k+\theta}$ 。令  $\tau = \Delta t$ , 将  $\{\ddot{X}\}_{k+\theta}$  代入式(1.40) ~ (1.42), 便可得到  $\{\ddot{X}\}_{k+1}$ 、 $\{\dot{X}\}_{k+1}$  和  $\{X\}_{k+1}$ 。此时,  $t_{k+1}$  时刻的加速度、速度和位移完全可以由  $t_k$  时刻的加速度、速度和位移响应及  $t_{k+1}$  时刻给定的荷载  $P_{k+1}$  得到<sup>[7]</sup>。

## 本章小结

本章主要运用耦合系统动力学理论, 建立了车辆—轨道垂向耦合系统模型。通过对该模型的简化形成了传统的车辆垂向振动模型及车辆—轨道耦合的等效集总参数简化模型。在确定模型的基础上说明了本文用到的数值分析方法。

## 第二章 结构疲劳强度分析及寿命估算

### 2.1 概述

强度、刚度和疲劳寿命是对工程机械结构和机械使用的三个基本要求。疲劳破坏是工程结构和机械失效的主要原因之一，引起疲劳失效的循环载荷的峰值往往远小于根据静态断裂分析估算出来的“安全”载荷。因此开展结构疲劳研究有着重要的意义。疲劳一词作为专业术语，用来表达材料在循环载荷作用下的损伤和破坏。国际标准化组织（ISO）在1964年发表的报告《金属疲劳试验的一般原理》中对疲劳所做的定义是<sup>[48]</sup>：“金属材料在应力或应变的反复作用下所发生的性能变化叫做疲劳；虽然在一般情况下，这个术语特指那些导致开裂或破坏的性能变化”。这一描述也普遍适用于非金属材料。疲劳寿命是指结构或机械直至破坏所作用的循环载荷的次数或时间。所谓疲劳破坏或疲劳失效的定义或准则是多种多样的。从疲劳损伤发展过程看，有二阶段疲劳寿命模型、三阶段疲劳寿命模型和多阶段疲劳寿命模型。从设计准则看，又有安全寿命、经济寿命、可靠性寿命、使用寿命、设计寿命、剩余寿命等。

### 2.2 影响结构疲劳强度的主要因素

影响疲劳强度的因素很多，归纳起来有材料本质、零件状态和工作条件三个方面。材料本质方面的因素有化学成分、金相组织、纤维方向和内部有无缺陷等。零件状态方面的因素有应力集中系数、尺寸系数、表面加工系数和表面强化处理系数等。工作条件方面的因素有载荷特性、环境介质和使用温度等。其中载荷特性包括应力状态、应力比、载荷顺序、载荷频率等。

在零件的截面几何形状突然变化处，局部应力远远大于名义应力，这种现象称为应力集中。任何结构或机械的零件几乎都存在应力集中。绝大多数工程结构为弹塑性材料，所以在静强度设计时通常不考虑应力集中对强度的削弱作用。但对疲劳破坏而言，情况则完全不同。通常循环载荷作用下名义应力小于屈服应力时，局部已进入塑性，零构件的疲劳强度取决于局部的应力应变状态，因此应力集中部位是结构的疲劳薄弱环节，控制了结构的疲劳寿命。

人们在疲劳强度试验中早就注意到了试验件尺寸越大疲劳强度就越低这一现象。标准试验件的直径通常在6~10mm，它通常比实际零部件的尺寸小，因此疲劳尺寸系数在疲劳分析中必须加以考虑。

疲劳试验中标准试样的表面是磨光表面，而实际零件的表面加工方法则多种多样，所以在零件设计中需要考虑表面加工情况对疲劳极限的影响。零件在弯曲或扭转循环应

力下，表层的应力最高，对于几何形状复杂的零件，即使承受的是拉伸载荷，也在几何形状突变处的表层出现峰值应力。此外，表层还存在着各种缺陷，如机械加工中的切削刀痕和打印标记等表面损伤，这些缺陷都可以作为表面缺口来对待，在这些地方都会产生应力集中，使疲劳极限下降。

绝大多数的疲劳试验，其循环应力的波形一般近似于正弦波。但在实际工作条件下，会遇到与正弦波相差很远的工作应力波形。但是应力波形对疲劳强度的影响一般较小，所以在一般的疲劳强度设计或计算中，不考虑应力波形对疲劳寿命的影响。

### 2.3 确定疲劳寿命的方法

确定结构和机械疲劳寿命的方法主要有两类：试验法和试验分析法。试验分析法亦称为科学疲劳寿命分析法。

确定疲劳寿命的试验法完全依赖于试验，是最传统的方法。它直接通过与实际情况相同或相似的试验来获取所需要的疲劳数据。这种方法虽然可靠，但是在设计阶段，或构件太复杂、太昂贵时，以及在实际情况的类别（如几何形式、结构尺度、加载方式、环境条件、工艺状况等）数量太庞大的情况下，无论从人力、物力，还是从工作周期上来说，他都是不大可行的。由于工程结构、外载荷和服役环境的差异性，使得试验结果不具有通用性。但对于对疲劳寿命有明确要求和复杂的机械与工程结构来说，却必须通过试验来确定整个产品的最终寿命。

确定疲劳寿命的分析法是依据材料的疲劳性能，对照结构所受到的载荷历程，按分析模型来确定结构的疲劳寿命。伴随着疲劳研究的发展历史，研究人员不断地探索着能更好地预测结构和机械疲劳寿命的疲劳寿命分析方法。任何一个疲劳寿命分析方法都包含有三部分的内容：1、材料疲劳行为的描述；2、循环载荷下结构的响应；3、疲劳累积损伤法则。

研究疲劳分析方法所追求的目标之一是降低疲劳分析对于大量试验（特别是有关结构形状、尺寸、载荷等的统计试验）的依赖性，减少分析处理方法中的经验成分。为此，已发展了多种分析方法。按照计算疲劳损伤参量的不同可以将疲劳寿命分析方法分为：名义应力法、局部应力应变法、应力应变场强度法、能量法、损伤力学法、功率谱密度法等。然而在工程实践中比较实用的是前三种方法。

疲劳寿命分析方法随着计算机技术和有限元分析的发展而得到了广泛的应用。在产品的设计阶段，设计人员借助这一方法可以比较不同方案的疲劳寿命品质的优劣，可以校核该产品的疲劳寿命是否满足设计要求，还可以进行抗疲劳设计。在产品试验前，通过疲劳分析可以确定疲劳危险部位，以确定疲劳试验过程中监控的关键部位。

本文中针对轴箱弹簧的疲劳寿命估算采用了名义应力法，通过分析轴箱弹簧工作过程中应力的变化来估算轴箱弹簧的疲劳寿命。

## 2.4 名义应力法估算结构疲劳寿命

名义应力法是最早形成的抗疲劳设计方法，它以材料或零件的 S—N 曲线为基础，对照试件或结构的名义应力，结合疲劳损伤累计理论，校核疲劳强度或计算疲劳寿命。用名义应力法估算零构件的疲劳寿命通常有两种做法：一是直接按照零构件的名义应力和相应的 S—N 曲线估算该零构件的疲劳寿命；二是对材料的 S—N 曲线修改，得到零构件的 S—N 曲线，然后估算其疲劳寿命。当然第一种方法比较可靠，但是由于零构件的几何形状和边界条件千变万化，在绝大多数情况下这样做是不现实的。所以第二种做法是名义应力法的一般做法。

### 2.4.1 名义应力法估算结构的疲劳寿命步骤

用名义应力法估算结构疲劳寿命的步骤如图 2.1 所示。

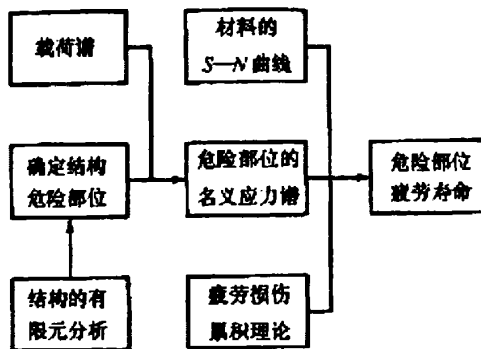


图 2.1 名义应力法估算疲劳寿命的步骤

Fig. 2.1 Steps of nominal stress approach for predicting fatigue

具体操作步骤为：1、确定结构中的疲劳危险部位；2、求出危险部位的名义应力和应力集中系数；3、根据载荷或载荷谱确定危险部位的名义应力或名义应力谱；4、应用插值法求出当前应力集中系数和应力水平下的 S—N 曲线，查 S—N 曲线；5、应用疲劳损伤累计理论，求出危险部位的疲劳寿命。



## 2.4.2 等应力幅情况下的寿命估算

描述一个常幅疲劳载荷谱需要两个参数。设最大应力为  $S_{\max}$  和最小应力为  $S_{\min}$ 。定义应力幅值  $S_a$ 、平均应力  $S_m$ 、应力比  $R$  如下（图 2.2）：

$$S_a = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2} \quad (2.1)$$

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} \quad (2.2)$$

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \quad (2.3)$$

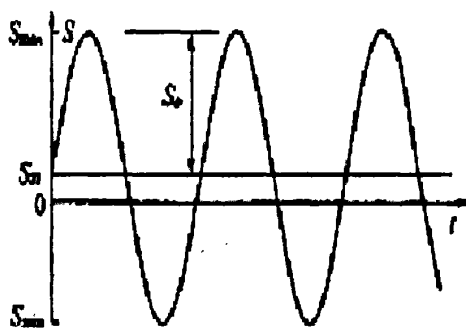


图 2.2 循环载荷

Fig. 2.2 Cyclic loading

若应力比  $R = -1$ ，则称之为对称循环疲劳载荷；若  $R = 0$ ，则称之为脉动循环疲劳载荷。五个参数中只要知道其中任意两个，就可以求出其它三个参数。

如果外载荷的平均应力  $S_m \neq 0$ ，还要作平均应力修正。不同应力比时的疲劳极限  $\sigma_e$  是不同的。将不同应力比  $R$  时的疲劳极限画在  $\sigma_e$  和  $\sigma_m$  图上，即为疲劳极限图。实验测定不同应力比时的疲劳极限  $\sigma_e$  是十分困难的，因此提出了一些经验模型去估算疲劳极限 [48]。

Gerber 抛物线模型：

$$\sigma_e = \sigma_{-1} \left[ 1 - \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right)^2 \right] \quad (2.4)$$

Goodman 直线模型：

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[ 1 - \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right) \right] \quad (2.5)$$

Soderberg 直线模型:

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[ 1 - \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_s} \right) \right] \quad (2.6)$$

上述三个模型如图 2.3 所示, 可以看到 Soderberg 模型太保守, Gerber 模型可能偏于危险。为了提高精度提出了折线模型, 设由实验得到的应力比  $R=0$  的疲劳极限为  $\sigma_0$ , 其折线方程为

$$\sigma_a = \sigma_{-1} - \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \sigma_m \quad R \leq 0 \quad (2.7)$$

$$\sigma_a = \sigma_0 \left( \frac{\sigma_m - \sigma_b}{\sigma_0 - 2\sigma_b} \right) \quad R > 0 \quad (2.8)$$

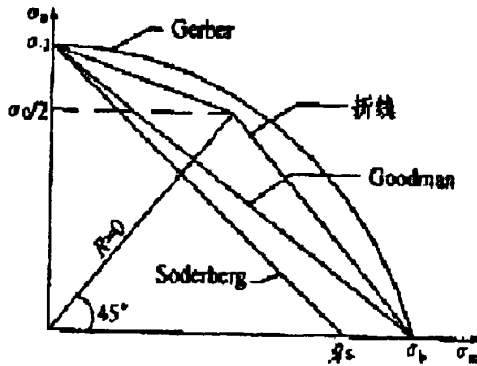


图 2.3 疲劳极限图近似模型

Fig. 2.3 Fatigue limit diagram approximate model

总体上讲,折线模型和 Goodman 模型比较合适。

本文中的疲劳计算采用 Goodman 模型, 由此就得到了平均应力修正后的 S—N 曲线, 将零构件的最大应力  $S_{max}$  在 S—N 曲线中查取就估算出了零构件的疲劳寿命。

### 2.4.3 变应力幅情况下的寿命估算

受变循环应力作用的零构件, 当载荷谱中有一部分应力水平超过疲劳极限时, 应按疲劳累积损伤理论进行寿命估算<sup>[57]</sup>。将这些超出疲劳极限的应力载荷编制成一个疲劳载

荷谱，不同级别的载荷对零构件造成的疲劳损伤也不同。寿命估算中常用到的是 Miner 疲劳损伤累积理论：

各级载荷造成的疲劳损伤

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (2.9)$$

疲劳寿命

$$C_p = \frac{1}{\sum_{i=1}^n D_i} \quad (2.10)$$

式中  $n_i$ ——第  $i$  级载荷下的循环次数；

$N_i$ ——第  $i$  级载荷下的疲劳寿命。

第  $i$  级载荷下的疲劳寿命  $N_i$  由该级载荷下的最大应力在 S—N 曲线中查取获得。由此就获得了零构件在变应力幅下的疲劳寿命。

## 本章小结

本章介绍了影响结构疲劳强度的主要因素和确定疲劳寿命的一些方法。本文对于轴箱弹簧疲劳寿命的估算使用名义应力法，因此重点介绍了零构件的名义应力估算疲劳寿命的方法。给出了在等应力幅情况下和变应力幅情况下，零构件疲劳寿命估算的具体步骤。

### 第三章 传统车辆动力学模型的数值分析

#### 3.1 概述

由于来自于车辆本身和线路不平顺等因素的激扰下会产生振动,从而对车辆及轨道产生冲击,促使车辆部件和轨道部件的损坏加剧,降低了车辆部件和轨道部件的使用寿命,甚至会危及行车的安全。本章通过数值分析方法,计算了两种不同的轨道激励下的车辆垂向振动系统的响应。

#### 3.2 传统车辆系统动力学模型

图 3.1 是传统的车辆系统垂向振动模型,

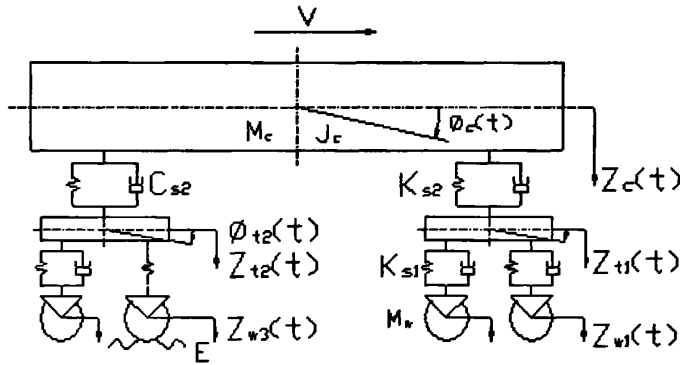


图 3.1 传统车辆系统垂向振动模型

Fig. 3.1 Traditional vertical vehicle vibration model

该模型一共有 6 个自由度, 车辆振动微分方程为:

(1) 车体浮沉运动

$$M_c \ddot{Z}_c + 2C_{s2} \dot{Z}_c + 2K_{s2} Z_c - C_{s2} \dot{Z}_{t1} - C_{s2} \dot{Z}_{t2} - K_{s2} Z_{t1} - K_{s2} Z_{t2} = 0 \quad (3.1)$$

(2) 车体点头运动

$$J_c \ddot{\phi}_c + 2C_{s2} l_c^2 \dot{\phi}_c + 2K_{s2} l_c^2 \phi_c - C_{s2} l_c \dot{Z}_{t1} + C_{s2} l_c \dot{Z}_{t2} - K_{s2} l_c Z_{t1} + K_{s2} l_c Z_{t2} = 0 \quad (3.2)$$

(3) 前转向架构架浮沉运动

$$M_t \ddot{Z}_{t1} + (C_{s2} + 2C_{s1}) \dot{Z}_{t1} + (K_{s2} + 2K_{s1}) Z_{t1} - C_{s2} \dot{Z}_c - K_{s2} Z_c - C_{s2} l_c \dot{\phi}_c - K_{s2} l_c \phi_c \quad (3.3)$$

$$= C_{s1} \dot{Z}_{w1} + C_{s1} \dot{Z}_{w2} + K_{s1} Z_{w1} + K_{s1} Z_{w2}$$

(4) 前转向架构架点头运动

$$J_t \ddot{\phi}_{t1} + 2C_{s1} l_t^2 \dot{\phi}_{t1} + 2K_{s1} l_t^2 \phi_{t1} \quad (3.4)$$

$$= C_{s1} l_t \dot{Z}_{w1} - C_{s1} l_t \dot{Z}_{w2} + K_{s1} l_t Z_{w1} - K_{s1} l_t Z_{w2}$$

(5) 后转向架构架浮沉运动

$$M_t \ddot{Z}_{t2} + (C_{s2} + C_{s1}) \dot{Z}_{t2} + (K_{s2} + 2K_{s1}) Z_{t2} - C_{s2} \dot{Z}_c - K_{s2} Z_c + C_{s2} l_c \dot{\phi}_c + K_{s2} l_c \phi_c \quad (3.5)$$

$$= C_{s1} \dot{Z}_{w4} + K_{s1} (Z_{w3} + E) + K_{s1} Z_{w4}$$

(6) 后转向架构架点头运动

$$J_t \ddot{\phi}_{t2} + C_{s1} l_t^2 \dot{\phi}_{t2} + 2K_{s1} l_t^2 \phi_{t2} - C_{s1} l_t \dot{Z}_{t2} \quad (3.6)$$

$$= -C_{s1} l_t \dot{Z}_{w4} + K_{s1} l_t (Z_{w3} + E) - K_{s1} l_t Z_{w4}$$

式中  $l_c$ —车辆定距之半;

$l_t$ —转向架固定轴距之半;

$Z_{wi}$ —轨道对第  $i$  个轮对的位移激励;

$E$ —三号轮对的偏心位移激励;

方程中各参数取值参见附录 A。三号轮对偏心位移激励  $E = e \sin(vt/r)$ ，其中偏心距  $e$  的取值参考绪论中表 1 的轮对试验检测的结果，取  $e=2\text{mm}$ ， $v$  是车辆运行速度， $r$  是车轮半径大小为  $457.5\text{mm}$ 。

### 3.3 车辆系统垂向振动计算

对该模型数值分析的目的是为了分析第二转向架三号轮对轴箱弹簧的受力情况，轴箱弹簧得受力情况与其工作过程中形变量直接相关。因此计算的重点放在第二转向架三号轮对上方构架的垂向振动位移响应上，具体形式为

$$S = Z_{t2} + \phi_{t2} \times l_t \quad (3.7)$$

#### 3.3.1 谐波轨道激励的计算

谐波轨道激励是指用一个正弦函数来模拟轨道的垂向不平顺<sup>[4]</sup>，其具体形式为

$$Z_{w1} = a \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) \quad (3.8)$$

$$Z_{w2} = a \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \frac{4\pi l_l}{L} \quad (3.9)$$

$$Z_{w3} = a \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \frac{4\pi l_c}{L} \quad (3.10)$$

$$Z_{w4} = a \sin\left(\frac{2\pi Vt}{L}\right) + \frac{4\pi(l_l + l_c)}{L} \quad (3.11)$$

式中  $l_l$ —转向架固定轴距之半;

$l_c$ —车辆定距之半;

$L$ —线路波形的波长。

随着线路波形波长的取值不同将得到不同频率的谐波轨道激励。计算过程中车轮每向前滚动一圈是一个周期，每个周期划分为 30 个时间步长进行计算，共计算 100 个周期车辆系统的振动响应。最后通过式(3.7)得到第二转向架三号轮对方构架垂向振动位移。

当线路波形波长  $L$  取 25m 时，即以一节 25m 长的钢轨看作一个完整的正弦波激励。计算结果为表 3.1 所示。

表 3.1 线路波长  $L=25\text{m}$  三号轮对方构架垂向振动情况计算结果  
Table 3.1 Wave length  $L=25\text{m}$  vertical vibration calculation results  
of frame on the third wheel

车辆运行速度 (km/h)	车轮偏心时三号轮 对方构架垂向振 动位移幅值(mm)	车轮未偏心时三号 轮对方构架垂向 振动位移幅值(mm)
30	9.1	7.2
40	9.4	7.4
50	10.0	7.6
60	11.4	7.8
70	12.5	8.0
80	11.0	8.2
100	8.6	7.4
120	7.6	6.9
140	8.4	7.9
160	8.3	8.0

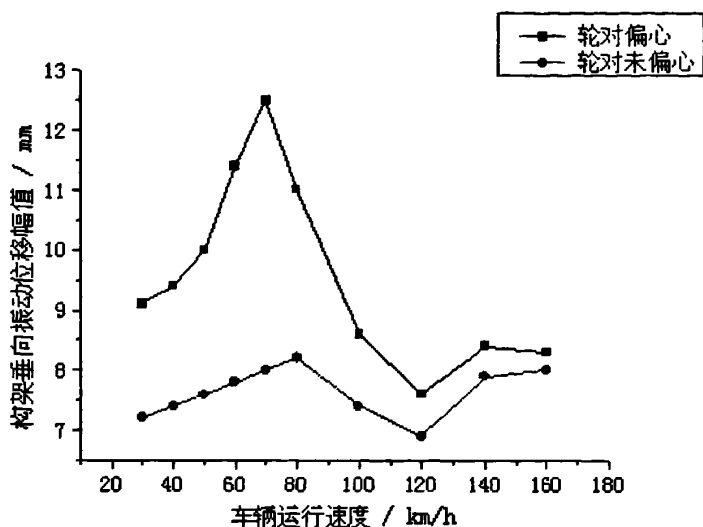


图 3.2 构架垂向振动位移幅值变化趋势

Fig. 3.2 Maximum displacement change tendency of the frame vertical vibration

图 3.2 是依据表 3.1 中的程序计算结果得到的构架垂向振动位移幅值变化趋势。轮对发生偏心时构架垂向振动位移幅值变化趋势为：车辆运行速度从 30km/h~70km/h 垂向振动位移幅值逐渐增大，车辆运行速度为 70km/h 时位移幅值达到最大的 12.5mm；车辆运行速度从 70km/h~120km/h 垂向振动位移幅值有一个减小的过程；车辆运行速度从 120km/h~160km/h 垂向振动的位移变化不大。从表中可以看出 70km/h 对发生轮对偏心的车辆来说是一个最不利运行速度，因为在这样的速度下运行，转向架构架垂向振动最剧烈，轴箱弹簧的形变量最大，弹簧材质所受的应力也最大，轴箱弹簧发生破坏的可能性也最大。

轮对未发生偏心时三号轮对上方转向架构架垂向振动位移变化趋势与轮对发生偏心时的变化趋势基本相同，不同点在于轮对未发生偏心时构架垂向振动位移幅值的最大值出现在 80km/h 处，其值为 8.2mm，且不同车辆运行速度下构架垂向振动位移幅值差别不大。从图 3.2 中还可以看到轮对发生偏心时第二转向架三号轮对上方构架垂向振动位移较轮对未发生偏心时差距很大。例如轮对未发生偏心时构架垂向振动位移幅值最大值为 8.2mm（车辆运行速度为 80km/h），轮对发生偏心时构架垂向振动位移幅值最大值为 12.5mm（车辆运行速度为 70km/h），这两个值差别很大。因此可以判断轮对偏心是导致三号轮对上方转向架构架垂向振动位移幅值大幅增加的一个主要原因。

图 3.3 和图 3.4 是车辆以 70km/h 的速度运行时，线路波形波长为 25m 时，第二转向架三号轮对上方构架垂向振动位移的程序计算结果的图像显示，图中显示了 100 个计算周期的构架垂向振动情况。图 3.3 是轮对发生偏心时的计算结果，图 3.4 是轮对未发生偏心时的计算结果。通过两图的对比，可以看出车轮偏心对转向架构架垂向振动的影响。

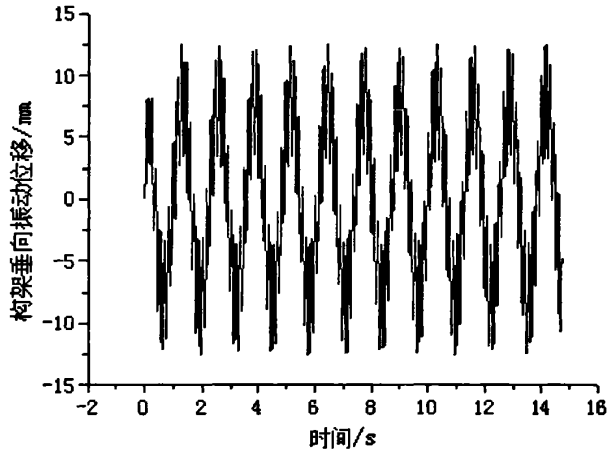


图 3.3 70km/h 轮对偏心构架垂向振动位移

Fig. 3.3 Vertical vibration displacement of frame under 70km/h and eccentric wheel

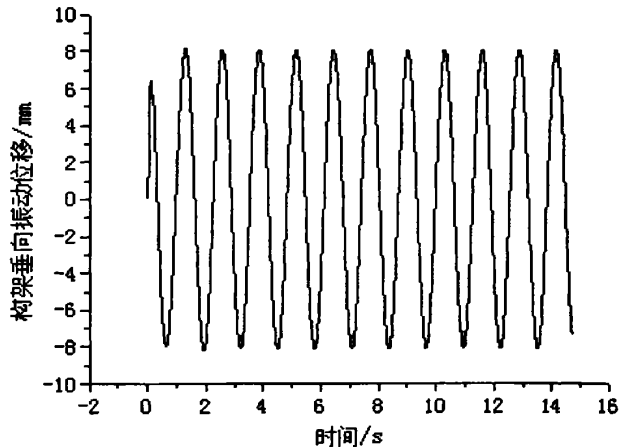


图 3.4 70km/h 轮对未偏心构架垂向振动位移

Fig. 3.4 Vertical vibration displacement of frame under 70km/h



图 3.5 及图 3.6 分别是车辆以 50km/h 和 160km/h 的速度运行且轮对发生偏心时，程序计算结果的图像显示。图中显示了 100 个计算周期三号轮对上方转向架构架的垂向振动情况。通过两图线条疏密对比发现，轮对偏心对于低速运行的车辆的构架垂向振动影响更剧烈，车辆高速运行时由于轮轨作用力的加强，削弱了轮对偏心对构架垂向振动的影响。

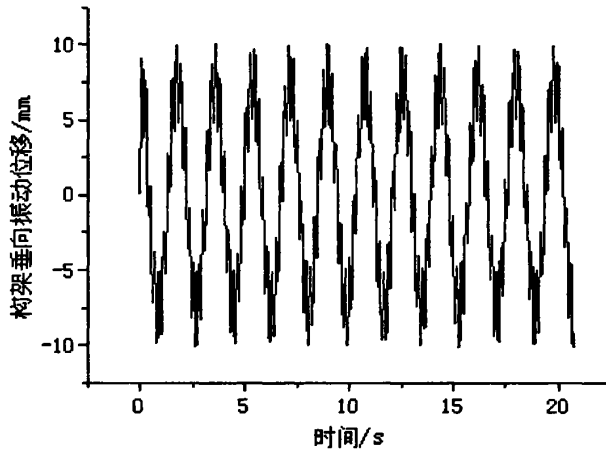


图 3.5 50km/h 轮对偏心构架垂向振动位移  
Fig. 3.5 Vertical vibration displacement of frame under 50km/h and eccentric wheel

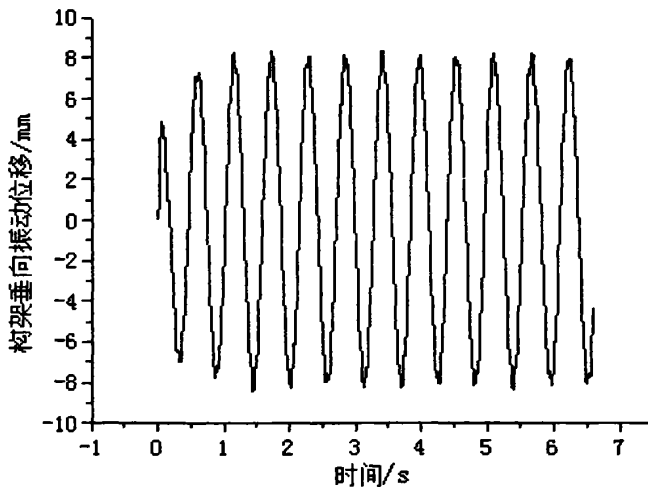


图 3.6 160km/h 轮对偏心构架垂向振动位移  
Fig. 3.6 Vertical vibration displacement of frame under 160km/h and eccentric wheel

### 3.3.2 伪随机轨道激励的计算

在实际情况下,轨道的垂向不平顺是一个随机的变量,它无法用一个确定性的函数来加以描述,也无法预测在纪录时刻  $t$  以外的任一时刻轨道的垂向不平顺值,任意取出两段相等距离间隔的轨道垂向不平顺值来进行比较,他们绝对不会是完全相同的。这种不可预测性和不可重复性正是随机过程的一个重要特性。在铁路线上不同位置,轨道的垂向不平顺的变化是随机的。为了更好的模拟出车辆动力学系统在实际线路上的振动情况,需要对轨道的垂向随机不平顺做一些数值模拟。数值模拟出的轨道随机不平顺激励就可以看作是一个伪随机的轨道激励。图 3.7 是在试验线路上轨道垂向不平顺的测试值的图像显示,图中显示了试验线路轨道 7 千米到 8 千米区段中轨道垂向不平顺的测试值,纵坐标为轨道垂向不平顺值,单位为毫米<sup>[58]</sup>。

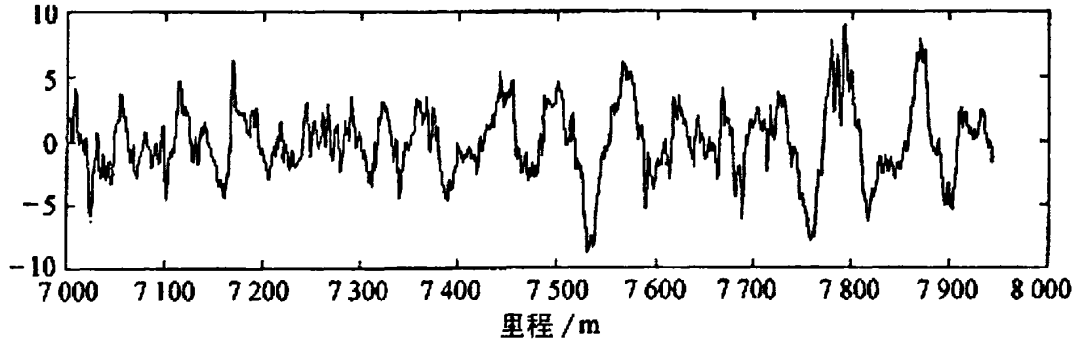


图 3.7 试验线路上轨道垂向不平顺的测试值  
Fig. 3.7 Vertical irregularity on the test track

伪随机激励实施过程为,从图 3.7 中每隔一米读取一个轨道垂向不平顺值。共读取 7000 米到 7900 米区段中的 900 个轨道垂向不平顺数值,这 900 个数值就可以看作是对该段轨道垂向不平顺的一个数值模拟。程序计算过程中,在任意位置轨道对轮对的位移激励在这 900 个数值中插值获得,这样就实现了车辆动力学模型的伪随机轨道激励。在伪随机轨道激励中,由于轨道激励不再是重复的谐波激励,因此需要计算更多个周期的结果。此处一共计算 300 个周期的结果。

表 3.2 给出了伪随机轨道激励下,第二转向架三号轮对上方构架垂向振动位移最大值的计算结果。图 3.8 是依据表 3.2 中的程序计算结果得到,图中显示了轮对发生偏心 and 未发生偏心两种情况下,构架垂向振动位移最大值的变化趋势。

表 3.2 伪随机轨道激励下构架垂向振动情况计算结果

Table 3.2 vertical vibration calculation results of frame under pseudo-random incentive

车辆运行速度 (km/h)	轮对偏心时三号轮对上 方构架垂向振动情况		轮对未偏心时三号轮对 上方构架垂向振动情况	
	正位移最 大值(mm)	负位移最 大值(mm)	正位移最 大值(mm)	负位移最 大值(mm)
30	10.1	10.6	8.7	9.3
40	10.7	10.1	9.0	8.7
50	10.9	11.0	8.6	9.1
60	12.1	12.4	8.7	9.4
70	13.1	12.8	9.0	9.6
80	11.6	11.1	9.4	10.1
100	10.8	10.1	9.8	10.2
120	11.1	11.2	10.3	10.9
140	10.8	11.5	10.6	11.3
160	10.9	12.5	10.6	12.4

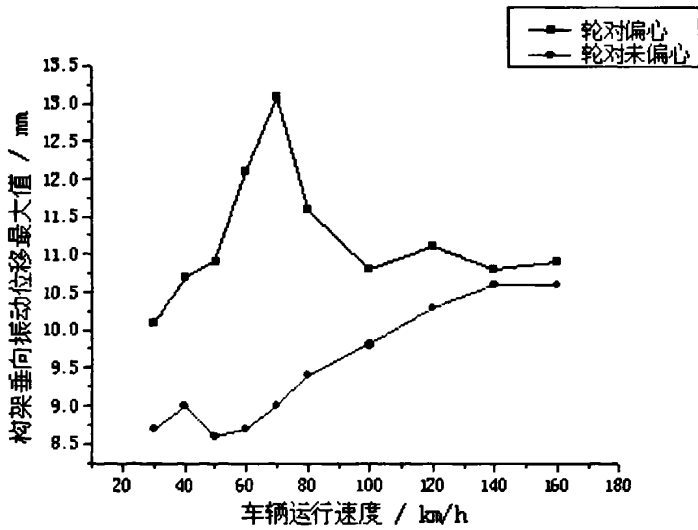


图 3.8 构架垂向振动位移最大值变化趋势

Fig. 3.8 Maximum displacement change tendency of the frame vertical vibration

从图 3.8 中可以看出, 三号轮对上方构架垂向振动位移最大值随车辆运行速度的变化趋势为: 车辆运行速度从 30km/h 到 70km/h, 构架垂向振动位移最大值逐渐增大, 当车辆运行速度为 70km/h 时, 构架垂向振动位移最大值达到了最大; 车辆运行速度从 70km/h 到 100km/h, 构架垂向振动位移最大值有一个减小的过程; 车辆运行速度从 100km/h 到 160km/h 的高速区段中, 构架垂向振动位移变化不大。此变化趋势与谐波轨道激励下的构架垂向振动位移幅值变化趋势基本相同。轮对未发生偏心时, 构架垂向振动位移最大值随着速度的增加逐渐增大, 在车辆运行速度达到 160km/h 时达到了最大。从图中还可以看出, 在伪随机轨道激励下, 当轮对偏心时, 70km/h 是车辆的一个最不利运行速度。

图 3.9 及图 3.10 是伪随机轨道激励下, 车辆运行速度为 70km/h 时, 三号轮对上方转向架构架垂向振动位移计算结果的图像显示。图像显示了 300 个周期中的后 100 个周期的计算结果。图 3.9 为轮对发生偏心时的计算结果, 图 3.10 为轮对未发生偏心时的计算结果。从两图的对比发现, 轮对偏心是导致构架垂向振动位移幅值增大的主要原因。

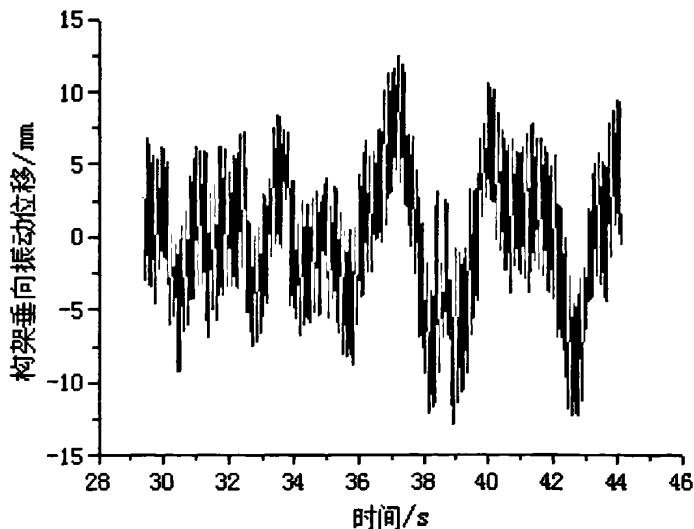


图 3.9 70km/h 轮对偏心构架垂向振动位移  
Fig. 3.9 Vertical vibration displacement of frame  
under 70km/h and eccentric wheel

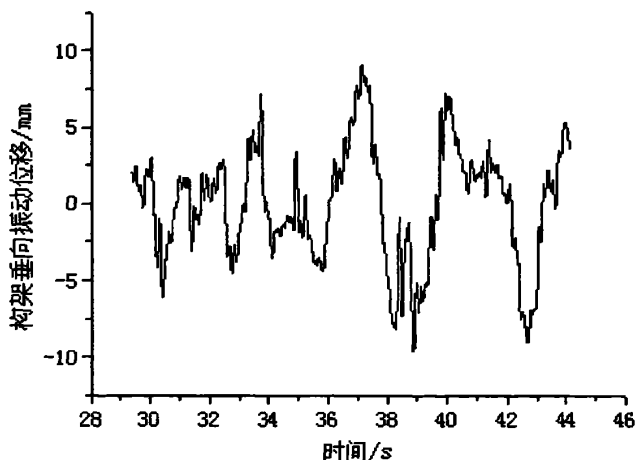


图 3.10 70km/h 轮对未偏心构架垂向振动位移

Fig. 3.10 Vertical vibration displacement of frame under 70km/h

图 3.11 及图 3.12 是车辆分别以 50km/h 和 160km/h 的速度运行且轮对发生偏心时，伪随机激励下程序计算结果的图像显示。图中显示了 300 个计算周期中的后 100 个周期三号轮对上方转向架构架的垂向振动情况。通过两图线条疏密对比发现，轮对偏心对于低速运行的车辆的构架垂向振动影响更剧烈，车辆高速运行时由于轮轨作用力的加强，削弱了轮对偏心对构架垂向振动的影响。

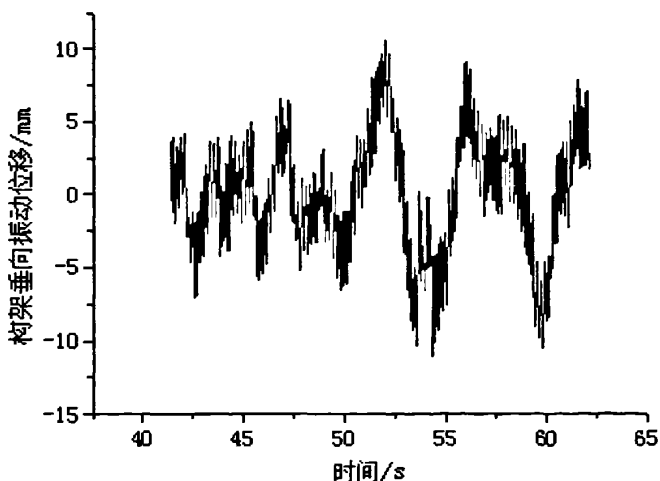


图 3.11 50km/h 轮对偏心构架垂向振动位移

Fig. 3.11 Vertical vibration displacement of frame under 50km/h and eccentric wheel

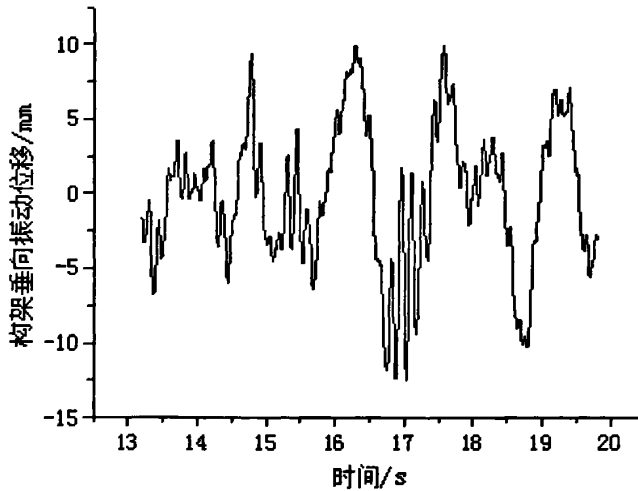


图 3.12 160km/h 轮对偏心构架垂向振动位移  
Fig. 3.12 Vertical vibration displacement of frame  
under 160km/h and eccentric wheel

比较谐波轨道激励与伪随机轨道激励的计算结果发现,在车辆运行速度相同的条件下,伪随机轨道激励下三号轮对上方构架垂向振动位移最大值总是比谐波轨道激励下的构架垂向振动位移幅值大。出现这种情况的原因是由于在伪随机轨道激励下,轨道某些位置的垂向不平顺值大于谐波轨道垂向不平顺的幅值。

## 本章小结

本章运用 Fortran 语言编制了求解车辆系统振动微分方程的程序,通过程序计算得到了传统的车辆系统垂向振动模型的响应。由于本文的目的是要研究轮对偏心对轴箱弹簧的影响情况,因此着重计算了与轴箱弹簧形变量直接相关的三号轮对上方构架垂向振动位移。本章的计算运用了谐波轨道激励与伪随机轨道激励两种不同激励形式。通过对计算结果的分析对比可知,轮对偏心是导致转向架构架垂向振动位移增大的主要原因。车辆以 70km/h 的速度运行时构架垂向振动最剧烈,因此这一速度对于车辆运行是最不利的速度。本章的计算结果将是第五章对轴箱弹簧受力分析的主要数据依据。

## 第四章 车辆—轨道耦合集总参数模型的数值分析

### 4.1 概述

车辆与轨道作为一个总体耦合系统，有着其自身的振动形态。如图 1.1 所示的车辆—轨道垂向统一模型，充分吸收了各种传统轮轨动力分析模型及车辆动力分析模型的优点，考虑了轮轨系统诸要素，是迄今较为完善的轮轨动力分析通用模型，尤其适用于复杂轮轨动力问题的精确分析。但是，车辆—轨道垂向统一模型具有计算过程复杂、速度较慢和系统自由度多的缺点，而一些传统的模型则具备了分析简便、计算速度快的优点。车辆—轨道耦合动力学等效集总参数模型，将连续分布的轨道结构体系简化成具有少数自由度的多刚体系统，从根本上避开如式(1.12)的四阶偏微分钢轨动力学方程的求解过程。车辆—轨道垂向耦合动力学的集总参数简化模型，目的就是为耦合动力学的分析提供一种简易实施途径。

### 4.2 车辆—轨道耦合系统的等效集总参数模型

图 4.1 所示的就是具有二十二个自由度的车辆—轨道垂向耦合动力学的等效集总参数模型<sup>[1]</sup>。该模型是图 1.1 车辆—轨道垂向统一模型的简化。

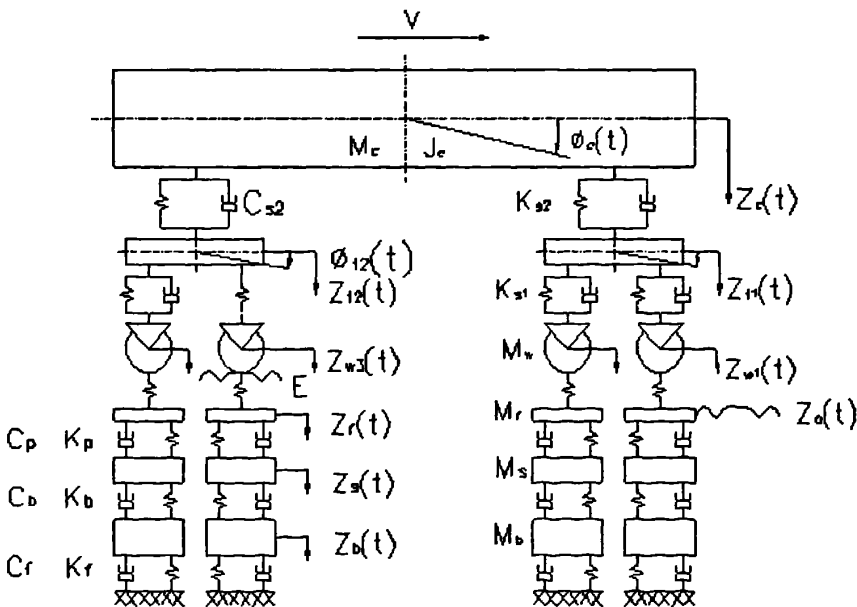


图 4.1 车辆—轨道耦合集总参数模型

Fig. 4.1 Vertical vehicle/track vibration lumped parameter model

上述模型中,除  $M_r$ 、 $M_s$ 、 $M_b$  代表钢轨、轨枕和道床的等效质量,  $K_p$ 、 $K_b$ 、 $K_f$  和  $C_p$ 、 $C_b$ 、 $C_f$  表示轨下垫层、道床与路基的等效刚度和等效阻尼之外,其余各参数的意义均同图 1.1 模型参数含义相同。

#### 4.2.1 轨道集总参数的变换方法

将连续分布的轨道结构体系简化成具有少数自由度的多刚体系统,需要对轨道机构进行质量变换、弹簧刚度的等效变换和轨道结构阻尼的等效变换。

进行质量变换时,要求弹性支承梁上分布质量  $m$ , 的运动能量  $T$  与振动体系集总质量  $M$ , 的运动能量  $\bar{T}$  相等。在荷载  $P_0 e^{i\omega t}$  作用下,钢轨的挠曲变形

$$Z(x,t) = \frac{P_0}{8EI\beta^3} e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x) e^{i\omega t} \quad (4.1)$$

式中

$$\beta = \left( \frac{k_i}{4EI} \right)^{1/4} \quad (4.2)$$

为钢轨基础与钢轨的刚度比系数,单位是  $m^{-1}$ 。其中,单位长度轨道基础弹性系数  $k_i$  由下式确定:

$$k_i = \frac{k_p k_b k_f}{k_p k_b + k_b k_f + k_f k_p} \quad (4.3)$$

式中

$$\begin{cases} k_p = K_{pi} / l_s \\ k_b = K_{bi} / l_s \\ k_f = K_{fi} / l_s \end{cases} \quad (4.4)$$

$l_s$ —轨枕间距

于是,钢轨的运动能量

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m_r \int_{-\infty}^{\infty} \left[ \frac{\partial Z(x,t)}{\partial t} \right]^2 dx \\ &= \frac{1}{2} m_r \times 2 \int_0^{\infty} \left[ \dot{Z}_0(t) e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x) \right]^2 dx \end{aligned} \quad (4.5)$$



式中  $Z_0(t)$ —荷载作用点下钢轨质量的挠度，其值为

$$Z_0(t) = \frac{P_0}{8EI\beta^3} e^{i\omega t} \quad (4.6)$$

因此式(4.5)可写成

$$T = \frac{1}{2} m_r \dot{Z}_0^2(t) \times 2 \int_0^\infty e^{-2\beta x} (1 + \sin 2\beta x) dx \quad (4.7)$$

应用分部积分法，得

$$2 \int_0^\infty e^{-2\beta x} (1 + \sin 2\beta x) dx = \frac{3}{2\beta} \quad (4.8)$$

于是

$$T = \frac{3}{4\beta} m_r \dot{Z}_0^2(t) \quad (4.9)$$

而集总参数系统中钢轨的运动能量

$$\bar{T} = \frac{1}{2} M_r \dot{Z}_0^2(t) \quad (4.10)$$

由于  $T = \bar{T}$ ，得钢轨集总质量

$$M_r = \frac{3}{2\beta} m_r \quad (4.11)$$

上述关系同样适用于轨下基础质量的变换计算，即有

$$\begin{cases} M_s = \frac{3}{2\beta} m_s \\ M_b = \frac{3}{2\beta} m_b \end{cases} \quad (4.12)$$

其中

$$\begin{cases} m_s = M_{si} / l_s \\ m_b = M_{bi} / l_s \end{cases} \quad (4.13)$$

式中  $m_s$ 、 $m_b$ —单位长度轨下基础的轨枕、道床分布质量。

进行弹簧刚度的等效变换时，要求荷载作用点下的两者挠度相等。对于轨道分布参数体系，荷载作用点下钢轨的挠度已由式(4.6)给出，并且可以根据式(4.2)改写成为如下形式

$$Z_0(t) = \frac{\beta}{2k_t} P_0 e^{i\omega t} \quad (4.14)$$

对于轨道集总参数系统

$$Z_0(t) = \frac{1}{K_t} P_0 e^{i\omega t} \quad (4.15)$$

两者相等，故有

$$K_t = \frac{2}{\beta} k_t \quad (4.16)$$

上述一般关系可适用于轨下垫层刚度、道床刚度和路基刚度的换算，即

$$\begin{cases} K_p = \frac{2}{\beta} k_p \\ K_b = \frac{2}{\beta} k_b \\ K_f = \frac{2}{\beta} k_f \end{cases} \quad (4.17)$$

关于轨道阻尼的等效变换，变换系数与质量变换系数相同，均为  $3/2\beta$ ，变换结果为

$$\begin{cases} C_p = \frac{3}{2\beta l_s} C_{pi} \\ C_b = \frac{3}{2\beta l_s} C_{bi} \\ C_f = \frac{3}{2\beta l_s} C_{fi} \end{cases} \quad (4.18)$$

对于轮轨非线性接触刚度加以等效线性化。线性化的 Hertz 接触刚度可按下式计算

$$K_H = \frac{P - P_0}{G(p^{2/3} - p_0^{2/3})} \quad (4.19)$$

式中  $G$ —轮轨接触常数，见式(1.31)~(1.32)；

$p_0$ —静轮载；

$p$ —轮轨力，一般取其变化范围内的最大值。

#### 4.2.2 车辆—轨道耦合系统的垂向振动方程

图 3.1 所示模型共 22 个自由度，对耦合系统模型中的各刚体逐一运用 D'Alembert 原理，得到的该系统的垂向振动微分方程为：

##### (1) 车体浮沉运动

$$\begin{aligned} M_c \ddot{Z}_c + 2C_{s2} \dot{Z}_c + 2K_{s2} Z_c - C_{s2} \dot{Z}_{t1} \\ - C_{s2} \dot{Z}_{t2} - K_{s2} Z_{t1} - K_{s2} Z_{t2} = 0 \end{aligned} \quad (4.20)$$

(2) 车体点头运动

$$\begin{aligned} J_c \ddot{\phi}_c + 2C_{s2} l_c^2 \dot{\phi}_c + 2K_{s2} l_c^2 \phi_c - C_{s2} l_c \dot{Z}_{t1} + C_{s2} l_c \dot{Z}_{t2} \\ - K_{s2} l_c Z_{t1} + K_{s2} l_c Z_{t2} = 0 \end{aligned} \quad (4.21)$$

(3) 前转向架构架浮沉运动

$$\begin{aligned} M_t \ddot{Z}_{t1} + (C_{s2} + 2C_{s1}) \dot{Z}_{t1} + (K_{s2} + 2K_{s1}) Z_{t1} - C_{s2} \dot{Z}_c \\ - K_{s2} Z_c - C_{s1} \dot{Z}_{w1} - C_{s1} \dot{Z}_{w2} - K_{s1} Z_{w1} - K_{s1} Z_{w2} \\ - C_{s2} l_c \dot{\phi}_c - k_{s2} l_c \phi_c = 0 \end{aligned} \quad (4.22)$$

(4) 前转向架构架点头运动

$$\begin{aligned} J_t \ddot{\phi}_{t1} + 2C_{s1} l_t^2 \dot{\phi}_{t1} + 2K_{s1} l_t^2 \phi_{t1} - C_{s1} l_t \dot{Z}_{w1} + C_{s1} l_t \dot{Z}_{w2} \\ - K_{s1} l_t Z_{w1} + K_{s1} l_t Z_{w2} = 0 \end{aligned} \quad (4.23)$$

(5) 后转向架构架浮沉运动

$$\begin{aligned} M_t \ddot{Z}_{t2} + (C_{s2} + C_{s1}) \dot{Z}_{t2} + (K_{s2} + 2K_{s1}) Z_{t2} - C_{s2} \dot{Z}_c \\ - K_{s2} Z_c - C_{s1} \dot{Z}_{w4} - K_{s1} Z_{w4} - K_{s1} Z_{w3} \\ + C_{s2} l_c \dot{\phi}_c + K_{s2} l_c \phi_c = K_{s1} E \end{aligned} \quad (4.24)$$

(6) 后转向架构架点头运动

$$\begin{aligned} J_t \ddot{\phi}_{t2} + C_{s1} l_t^2 \dot{\phi}_{t2} + 2K_{s1} l_t^2 \phi_{t2} - C_{s1} l_t \dot{Z}_{t2} + C_{s1} l_t \dot{Z}_{w4} \\ - K_{s1} l_t Z_{w3} + K_{s1} l_t Z_{w4} = K_{s1} l_t E \end{aligned} \quad (4.25)$$

(7) 第一轮对

$$\begin{aligned} M_w \ddot{Z}_{w1} + C_{s1} \dot{Z}_{w1} + (K_{s1} + K_H) Z_{w1} - C_{s1} \dot{Z}_{t1} - K_{s1} Z_{t1} \\ - C_{s1} l_t \dot{\phi}_{t1} - K_{s1} l_t \phi_{t1} - K_H Z_{r1} = K_H Z_{o1} \end{aligned} \quad (4.26)$$

(8) 第二轮对

$$\begin{aligned} M_w \ddot{Z}_{w2} + C_{s1} \dot{Z}_{w2} + (K_{s1} + K_H) Z_{w2} - C_{s1} \dot{Z}_{t1} - K_{s1} Z_{t1} \\ + C_{s1} l_t \dot{\phi}_{t1} + K_{s1} l_t \phi_{t1} - K_H Z_{r2} = K_H Z_{o2} \end{aligned} \quad (4.27)$$

(9) 第三轮对

$$\begin{aligned} M_w \ddot{Z}_{w3} + (K_{s1} + K_H)Z_{w3} - K_{s1}Z_{t2} - K_{s1}l_t \phi_{t2} \\ - K_H Z_{r3} = K_H Z_{o3} - M_w \ddot{E} - (K_{s1} + K_H)E \end{aligned} \quad (4.28)$$

(10) 第四轮对

$$\begin{aligned} M_w \ddot{Z}_{w4} + C_{s1} \dot{Z}_{w4} + (K_{s1} + K_H)Z_{w4} - C_{s1} \dot{Z}_{t2} - K_{s1}Z_{t2} \\ + C_{s1}l_t \dot{\phi}_{t2} + K_{s1}l_t \phi_{t2} - K_H Z_{r4} = K_H Z_{o4} \end{aligned} \quad (4.29)$$

(11) 第 1、2、4 轮对下轨道

$$\begin{aligned} M_w \ddot{Z}_{ri} + C_p \dot{Z}_{ri} + (K_p + K_H)Z_{ri} - C_p \dot{Z}_{si} - K_p Z_{si} \\ - K_H Z_{wi} = -(K_H + K_p)Z_{oi} - C_p \dot{Z}_{oi} \end{aligned} \quad (i=1, 2, 4) \quad (4.30) \sim (4.32)$$

(12) 第 3 轮对下轨道

$$\begin{aligned} M_w \ddot{Z}_{r3} + C_p \dot{Z}_{r3} + (K_p + K_H)Z_{r3} - C_p \dot{Z}_{s3} - K_p Z_{s3} \\ - K_H Z_{w3} = K_H E - (K_H + K_p)Z_{o3} - C_p \dot{Z}_{o3} \end{aligned} \quad (4.33)$$

(13) 各轨枕的浮沉运动

$$\begin{aligned} M_s \ddot{Z}_{si} + (C_p + C_b) \dot{Z}_{si} + (K_p + K_b)Z_{si} - C_p \dot{Z}_{ri} - K_p Z_{ri} \\ - C_b \dot{Z}_{bi} - K_b Z_{bi} = K_p Z_{oi} + C_p \dot{Z}_{oi} \end{aligned} \quad (i=1 \sim 4) \quad (4.34) \sim (4.37)$$

(14) 各道床的浮沉运动

$$\begin{aligned} M_b \ddot{Z}_{bi} + (C_b + C_f) \dot{Z}_{bi} + (K_b + K_f)Z_{bi} - C_b \dot{Z}_{si} - K_b Z_{si} = 0 \end{aligned} \quad (i=1 \sim 4) \quad (4.38) \sim (4.41)$$

式中  $l_c$ —车辆定距之半;

$l_t$ —转向架固定轴距之半;

$E$ —三号轮对的偏心位移激励;

$K_H$ —线性化的轮轨接触刚度;

$Z_{oi}$ —轨道垂向不平顺值( $i=1 \sim 4$ )。

方程中各参数取值参见附录 A。三号轮对偏心位移激励  $E = e \sin(vt/r)$ ，其中偏心距  $e=2\text{mm}$ ， $v$  是车辆运行速度， $r$  是车轮半径大小为  $457.5\text{mm}$ 。

### 4.3 车辆—轨道耦合系统垂向振动计算

#### 4.3.1 谐波轨道激励的计算

此处所用到的谐波轨道激励同第三章中式(3.8)~(3.11)的轨道激励。计算过程中车轮每向前滚动一圈是一个周期，每个周期划分为 30 个时间步长进行计算，共计算 100 个周期车辆系统的振动响应。最后通过式(2.7)得到第二转向架三号轮对上方构架垂向振动位移。当线路波形波长  $L$  取 25m 时，即以一节 25m 长的钢轨看作一个完整的正弦波激励。计算结果为表 4.1 所示。图 4.2 是依据表 4.1 中的程序计算结果得到的构架垂向振动位移幅值变化趋势。

表 4.1 线路波长  $L=25\text{m}$  构架垂向振动位移计算结果  
Table 4.1 Wave length  $L=25\text{m}$  vertical vibration calculation results  
of frame on the third wheel

车辆运行速度 (km/h)	轮对偏心时三号轮 对上方构架垂向振 动位移幅值(mm)	轮对未偏心时三号 轮对上方构架垂向 振动位移幅值(mm)
30	8.8	6.6
40	9.0	6.9
50	9.5	7.2
60	9.9	7.3
70	10.3	7.5
80	10.3	7.5
100	9.5	7.5
120	8.7	7.5
140	8.2	7.4
160	7.9	7.3

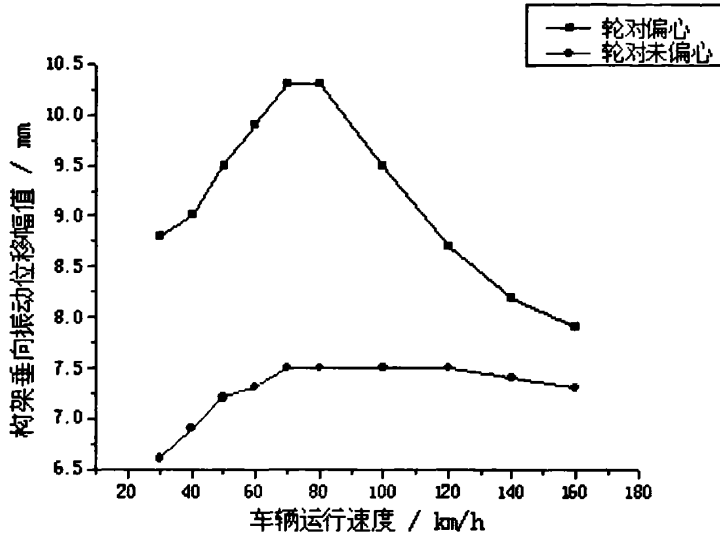


图 4.2 构架垂向振动位移幅值变化趋势

Fig. 4.2 Maximum displacement change tendency of the frame vertical vibration

从图 4.2 中可以看到，在谐波轨道激励下，轮对偏心时构架垂向振动位移幅值的变化趋势为：车辆运行速度从 30km/h 到 80km/h，三号轮对上方构架垂向振动位移幅值逐渐增大，当车辆运行速度为 70km/h 及 80km/h 时达到了最大的 10.3mm；车辆运行速度从 80km/h 到 160km/h，三号轮对上方构架垂向振动位移幅值逐渐减小。轮对未发生偏心时，三号轮对上方构架垂向振动位移幅值随速度的增加先增大后减小，但是不同车辆运行速度下，构架垂向振动位移幅值差别很小。如车辆运行速度从 50km/h 到 160km/h 区段变化时，构架垂向振动位移幅值的最大值与最小值只相差 0.3mm。从图中还是可以清楚的看到轮对偏心对三号轮对上方构架垂向振动位移有明显的影响。

图 4.3 及图 4.4 是车辆以 70km/h 的速度运行，线路波形波长  $L=25\text{m}$  时，第二转向架三号轮对上方构架垂向振动位移的程序计算结果的图像显示，图中显示了 100 个计算周期的构架垂向振动计算结果。图 4.3 是轮对发生偏心时的计算结果，图 4.4 是轮对未发生偏心时的计算结果。通过两图的对比可以看出轮对偏心导致构架垂向振动位移的增大。

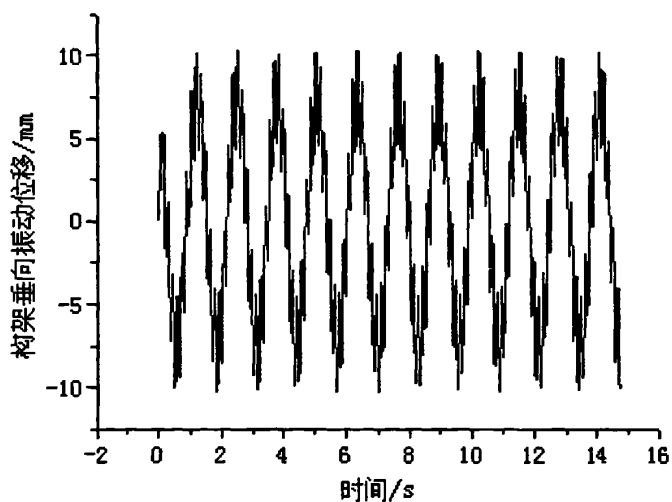


图 4.3 70km/h 轮对偏心构架垂向振动位移  
Fig. 4.3 Vertical vibration displacement of frame  
under 70km/h and eccentric wheel

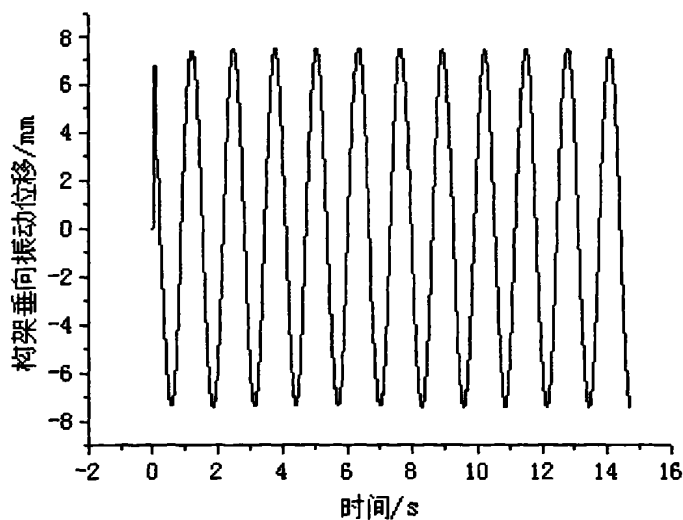


图 4.4 70km/h 轮对未偏心构架垂向振动位移  
Fig. 4.4 Vertical vibration displacement of frame under 70km/h

图 4.5 及图 4.6 是车辆分别以 50km/h 及 160km/h 的速度运行且轮对发生偏心时，程序计算结果的图像显示。图中显示了 100 个计算周期的构架垂向振动位移的计算结果。从两图对比发现，轮对偏心时低速运行的车辆构架垂向振动比高速运行时剧烈。

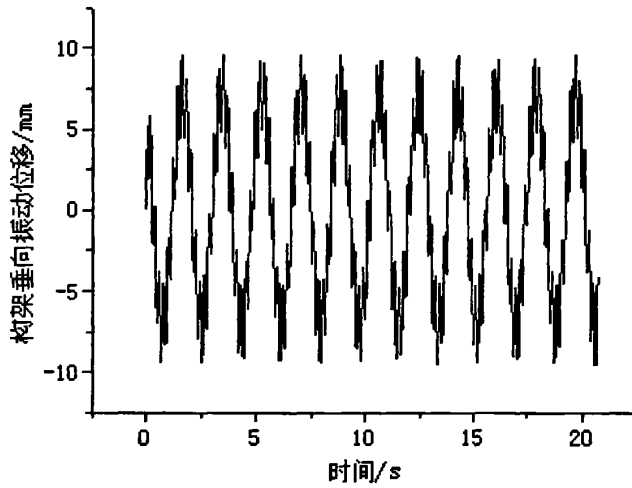


图 4.5 50km/h 轮对偏心构架垂向振动位移

Fig. 4.5 Vertical vibration displacement of frame under 50km/h and eccentric wheel

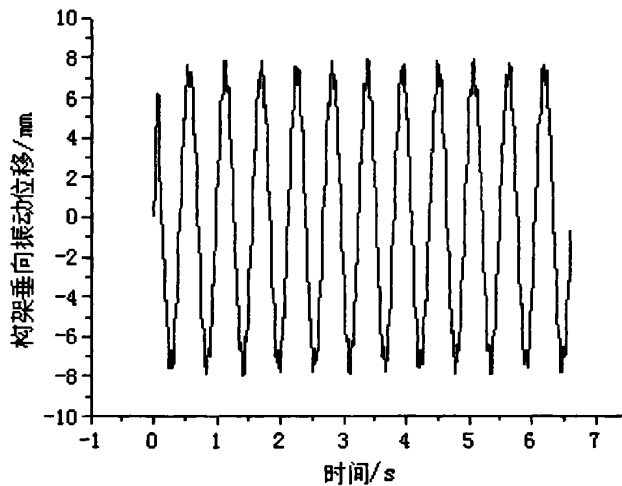


图 4.6 160km/h 轮对偏心构架垂向振动位移

Fig. 4.6 Vertical vibration displacement of frame under 160km/h and eccentric wheel

#### 4.3.2 伪随机轨道激励的计算

此处伪随机轨道激励下的计算,对轨道垂向不平顺的伪随机数值模拟与第三章中的伪随机轨道激励的计算中的处理方式一致。由于轨道激励不是重复的谐波激励,因此共计算 300 个周期的结果。



表 4.2 给出了伪随机轨道激励下，第二转向架三号轮对上方构架垂向振动位移最大值的计算结果。图 4.7 是依据表 4.2 中的程序计算结果得到的，构架垂向振动位移最大值的变化趋势。

表 4.2 伪随机轨道激励下构架垂向振动计算结果  
Table 4.2 vertical vibration calculation results of frame  
under pseudo-random incentive

车辆运行速度 (km/h)	轮对偏心时三号轮对上 方构架垂向振动情况		轮对未偏心时三号轮对 上方构架垂向振动情况	
	正位移最 大值(mm)	负位移最 大值(mm)	正位移最 大值(mm)	负位移最 大值(mm)
40	8.0	8.6	7.5	7.8
50	8.5	9.8	6.3	6.5
60	9.5	10.5	7.0	7.1
70	10.5	11.0	7.8	7.6
80	11.2	11.1	8.4	8.0
100	11.0	11.5	8.9	8.3
120	10.3	10.1	8.9	8.3
140	9.7	10.2	8.9	9.4
160	9.2	10.3	8.7	9.7

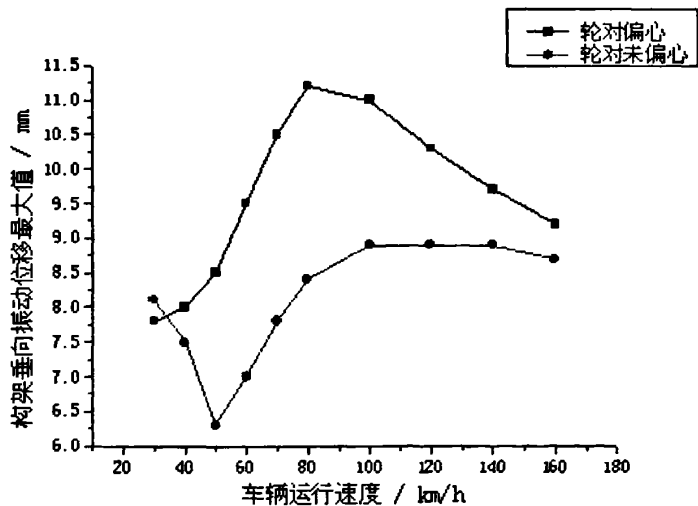


图 4.7 构架垂向振动位移最大值变化趋势

Fig. 4.7 Maximum displacement change tendency  
of the frame vertical vibration

从图 4.7 的构架垂向振动位移最大值变化趋势看, 轮对偏心时, 三号轮对上方构架垂向振动位移最大值随车辆运行速度的变化趋势为: 车辆运行速度从 30km/h 到 80km/h, 构架垂向振动位移最大值逐渐增大, 当车辆运行速度为 80km/h 时, 构架垂向振动位移最大值达到了最大; 车辆运行速度从 80km/h 到 160km/h, 构架垂向振动位移最大值有一个减小的过程。此变化趋势与谐波轨道激励下的构架垂向振动位移幅值变化趋势基本相同。轮对未发生偏心时, 构架垂向振动位移最大值随着速度的变化趋势为: 车辆运行速度从 30km/h 到 50km/h, 构架垂向振动位移最大值有一个减小的过程; 车辆运行速度从 60km/h 到 160km/h, 构架垂向振动位移最大值随着速度的增加逐渐增大。从图 4.7 中还可以知道, 在伪随机轨道激励下, 当轮对发生偏心时, 80km/h 对于车辆来说是一个最不利的运行速度, 在此速度下运行转向架构架的垂向振动最剧烈, 轴箱弹簧发生破坏的可能性最大。

图 4.8 及图 4.9 是伪随机轨道激励下, 车辆运行速度为 80km/h 时, 三号轮对上方转向架构架垂向振动位移计算结果的图像显示。图像显示了 300 个计算周期中的后 100 个周期的计算结果。图 4.8 为轮对发生偏心时的计算结果, 图 4.9 为轮对未发生偏心时的计算结果。

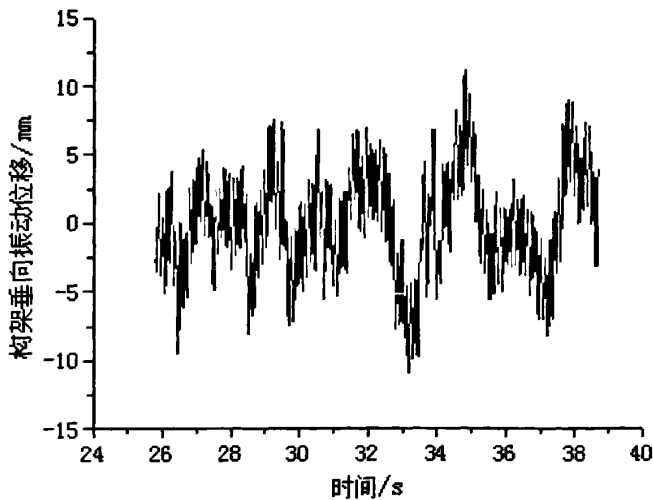


图 4.8 80km/h 轮对偏心构架垂向振动位移  
Fig. 4.8 Vertical vibration displacement of frame  
under 80km/h and eccentric wheel

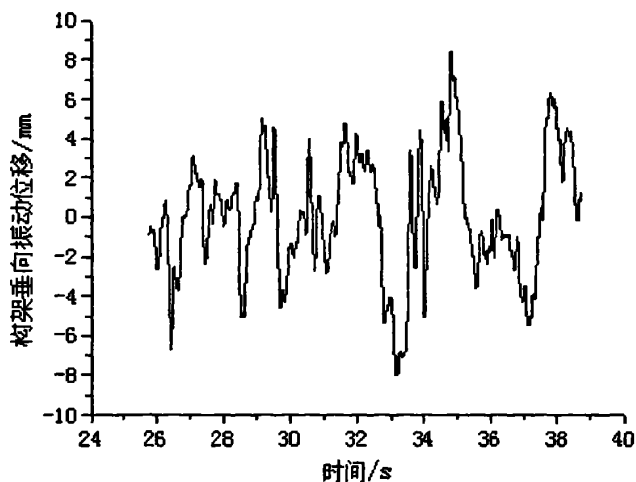


图 4.9 80km/h 轮对未偏心构架垂向振动位移

Fig. 4.9 Vertical vibration displacement of frame under 80km/h

图 4.10 及图 4.11 是车辆分别以 60km/h 和 160km/h 的速度运行且轮对发生偏心时, 伪随机轨道激励下程序计算结果的图像显示。图中显示了 300 个周期中的后 100 个周期三号轮对上方转向架构架的垂向振动情况。从两图中线条疏密程度对比发现, 轮对偏心时, 车辆在低速运行时构架垂向振动比高速运行时剧烈。

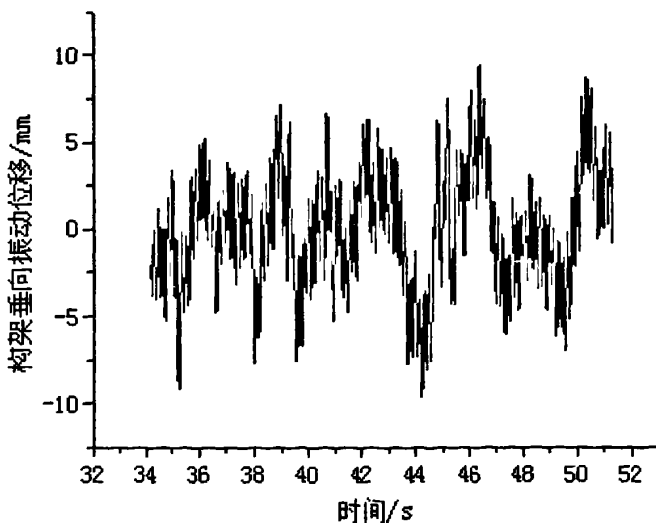


图 4.10 60km/h 轮对偏心构架垂向振动位移

Fig. 4.10 Vertical vibration displacement of frame under 60km/h and eccentric wheel

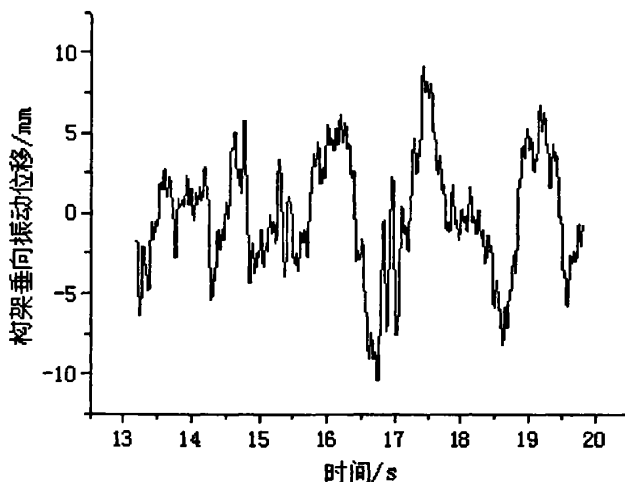


图 4.11 160km/h 轮对偏心构架垂向振动位移

Fig. 4.11 Vertical vibration displacement of frame under 1600km/h and eccentric wheel

对谐波轨道激励与伪随机轨道激励的计算结果进行比较发现,在车辆运行速度相同的条件下,伪随机轨道激励下构架垂向振动位移最大值总是比谐波轨道激励下构架垂向振动位移幅值大。出现这种情况的原因是由于在伪随机轨道激励下,轨道某些位置的垂向不平顺值大于谐波轨道垂向不平顺的幅值。

#### 4.4 两种不同车辆模型计算结果比较

在两种不同的车辆垂向振动模型中,车轮发生偏心时,构架垂向振动位移幅值随速度的变化趋势是相同的。不论是谐波轨道激励还是伪随机轨道激励几乎都遵循以下变化趋势:车辆运行速度从 30km/h 到 70km/h(或 80km/h),构架垂向振动位移最大值逐渐增大,当车辆运行速度为 70km/h(或 80km/h)时,构架垂向振动位移最大值达到了最大;车辆运行速度从 70km/h(或 80km/h)到 100km/h(或 120km/h),构架垂向振动位移最大值有一个减小的过程,但是减小幅度不大;车辆运行速度从 100km/h(或 120km/h)到 160km/h 的高速区段中,构架垂向振动位移变化不大。在油压减振器失效,轮对未发生偏心的情况下,构架垂向振动位移幅值随速度的变化趋势也基本相同,都是随着速度的增加,构架垂向振动位移幅值逐渐增大。

两种不同模型计算结果不同点在于,在相同的轨道激励模式下车辆—轨道耦合集总参数模型中构架垂向振动位移总是比传统车辆垂向振动模型中构架垂向振动位移要小。导致这一结果的原因是轨道结构的弹性—阻尼的综合作用效果。

## 本章小结

本章运用 Fortran 语言编制了求解振动微分方程的程序，通过程序计算得到了车辆—轨道耦合系统等效集总参数模型的垂向振动的响应解。本章的计算运用了谐波轨道激励与伪随机轨道激励两种不同激励形式，本章与第三章的主要区别就是计算模型的区别，除此外计算过程基本相同。通过对两种不同模型的计算结果进行比较发现，两种模型构架垂向振动位移随速度的变化趋势基本一致。不同点在于在相同轨道激励下车辆—轨道耦合集总参数模型中构架垂向振动位移值比传统车辆垂向振动系统要小，这是由于轨道结构弹性—阻尼的综合作用决定的。本章的计算结果将是第五章对轴箱弹簧受力分析的主要数据依据。

## 第五章 轴箱弹簧的疲劳强度分析

### 5.1 概述

车辆在轨道上运行时，将伴随产生复杂的振动现象。为了减少有害的车辆冲动，车辆必须设有缓和冲动和衰减振动的装置，即弹簧减振装置。车辆上采用的弹簧减振装置，按其主要作用的不同，大体可分为三类：一类是主要起缓和冲动的弹簧装置，如中央及轴箱的螺旋圆弹簧；二类是主要起衰减（消耗能量）振动的减振装置，如垂向、横向减振器；三类是主要起定位（弹性约束）作用的定位装置，如轴箱轮对纵、横方向的弹性定位装置。

铁道车辆弹簧装置的作用主要体现在两个方面：一是使车辆的质量及载荷比较均衡地传递给各轮轴，并使车辆在静载状况下（包括空、重车），两端的车钩距轨面高度应满足“铁路技术管理规程”规定的要求，以保证车辆的正常联挂；二是缓和因线路的不平顺、轨缝、道岔、钢轨磨耗和不均匀下沉，以及因车轮擦伤、车轮不圆、轴颈偏心等原因引起车辆的振动和冲击。

在铁路车辆上通常采用簧条截面为圆形的圆柱压缩螺旋弹簧，故又称圆弹簧。制造弹簧时分为冷卷与热卷，车辆转向架上采用的簧条直径一般都比较粗，故多为热卷。另外，制造时还要将簧条每端约有 3/4 圈的长度制成斜面，使弹簧卷成后，两端成平面，以保证弹簧平稳站立，并尽量减少偏载。两端的 3/4 圈作为支持平面，是弹簧辅助部分，起传递载荷作用，称为弹簧支持圈。螺旋弹簧的主要参数有：簧条直径  $d$ ，弹簧平均直径  $D$ ，有效圈数  $n$ ，总圈数  $N$ ，弹簧全压缩高度  $H_{\min}$ ，弹簧自由高度  $H_0$ ，弹簧指数  $m = D/d$ ，垂向静挠度  $f_v$  和垂向刚度  $K_v$  等。

### 5.2 弹簧的轴向特性计算

螺旋弹簧的主要参数有：簧条直径  $d$ ，弹簧平均直径  $D$ ，有效圈数  $n$ ，总圈数  $N$ ，弹簧全压缩高度  $H_{\min}$ ，弹簧自由高度  $H_0$ ，弹簧指数  $m = D/d$ ，垂向静挠度  $f_v$  和垂向刚度  $K_v$  等。由材料力学可知，弹簧轴向特性计算的有关公式是：

弹簧刚度

$$K = \frac{Gd}{8nm^3} = \frac{Gd^4}{8nD^3} \quad (5.1)$$

弹簧垂向载荷

$$P = \frac{SGd^4}{8nD^3} \quad (5.2)$$

弹簧材质受到的剪应力

$$\tau = \frac{8PDC}{\pi d^3} \quad (5.3)$$

弹簧有效圈数

$$n = \frac{Gd}{8Km^3} \quad (5.4)$$

上式中 G—剪切弹性模数，弹簧钢 G=80GPa；

S—弹簧变形量；

P—作用于弹簧上的垂向载荷；

D—弹簧平均直径，为弹簧圈内、外径的平均值；

m—弹簧指数，又称旋绕比，其值为：m=D/d；

C—应力修正系数，其值为： $C = \frac{4m-1}{4m-4} + \frac{0.615}{m}$ ；

n—有效圈数。

### 5.3 轴箱弹簧的疲劳强度分析

担当哈尔滨至北京 Z15/16 次列车运行任务的是哈尔滨铁路局配属的新造 25T 型客车，其转向架形式为 CW—200K 型。CW-200K 型转向架轴箱弹簧为双卷圆柱压缩螺旋弹簧，其材质为 60Si2Mn 合金钢。故障车辆都是出现外卷弹簧折断，因此着重分析外卷弹簧。CW-200K 型转向架轴箱外卷弹簧的簧条直径 d=36mm，弹簧平均直径 D=185mm，有效圈数 n=7.2，弹簧指数 m=D/d=5.14，弹簧静挠度为 55mm，剪切弹性模数 G=80GPa<sup>[12]</sup>。图 5.1 是 60Si2Mn 合金钢旋转弯曲疲劳曲线<sup>[16]</sup>。

由于轴箱弹簧材质工作过程中受到的为纯剪切应力。根据材料力学知识可知，在轴箱弹簧材质的主应力面上受到的正应力与纯剪切应力大小相等。因此式(5.3)计算得到的弹簧材质受到的剪切应力与其主应力面上的正应力大小相等。

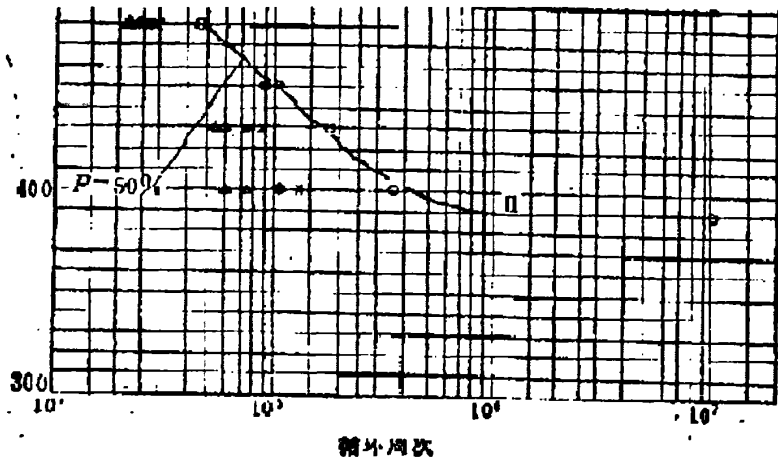


图 5.1 60Si2Mn 合金钢旋转弯曲疲劳曲线

Fig. 5.1 Fatigue curve of 60Si2Mn alloy steel

### 5.3.1 第一模型中谐波轨道激励下轴箱弹簧的疲劳强度分析

此处的第一模型是指图 3.1 所示的传统的车辆垂向振动模型。从表 3.1 和表 3.2 的谐波轨道激励计算结果来看，轴箱弹簧总是在其静挠度位置附近做伸缩运动，且伸缩的位移量相对于静挠度位置对称。因此轴箱弹簧工作过程中的平均应力是其在静载荷作用下弹簧材质受到的应力。将静挠度 55mm 代入式(5.2)及式(5.3)计算得到轴箱弹簧工作过程中的平均应力为 266MPa。图 5.1 是 60Si2Mn 合金钢在平均应力  $\sigma_m = 0\text{MPa}$  下的疲劳曲线，因此需要对该曲线进行平均应力的修正。对平均应力进行修正的过程中采用 Goodman 修正方法<sup>[48]</sup>

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[ 1 - \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right) \right] \quad (5.5)$$

式中  $\sigma_m$ —弹簧工作过程中的平均应力；

$\sigma_a$ —平均应力  $\sigma_m$  下的疲劳极限；

$\sigma_b$ —弹簧材质的静强度，其值为 1275MPa；

$\sigma_{-1}$ —平均应力为 0MPa 时的弹簧疲劳极限。

表 5.1 为平均应力修正前后 60Si2Mn 合金钢疲劳寿命同应力的对应关系。将表 3.1 和表 3.2 的谐波轨道激励计算结果分别代入式(5.2)及式(5.3)，可以得到车辆在谐波轨道激励下，车辆以不同速度运行时轴箱弹簧材质受到的应力最大值与最小值。当轴箱弹簧



材质的应力最大值超过表 5.1 中疲劳破坏应力最小值 308.6MPa 时, 轴箱弹簧就会发生疲劳破坏。

表 5.1 60Si2Mn 合金钢疲劳寿命同应力的对应关系

Table 5.1 corresponding relations between 60Si2Mn alloy steel fatigue life and stress

循环周次	$\sigma_m=0\text{MPa}$ 时发生 疲劳破坏的应力值 (MPa)	$\sigma_m=266\text{MPa}$ 时发 生疲劳破坏的应力 值(MPa)
$7 \times 10^4$	463	366.4
$8 \times 10^4$	458	362.5
$10^5$	452	357.7
$3 \times 10^5$	409	323.7
$5 \times 10^5$	397	314.2
$7 \times 10^5$	393	311.0
$10^6$	390	308.6

在确定轴箱弹簧会发生疲劳破坏后, 对轴箱弹簧的疲劳寿命的预测就显得十分重要。轴箱弹簧发生疲劳破坏时车辆的预计走行里程是值得关注的。此处以谐波轨道激励下, 线路波形波长为 25m, 车辆运行速度为 70km/h 且轮对发生偏心为例, 计算此例中轴箱弹簧发生疲劳折断时车辆预计的走行里程。在例子中的车辆运行工况下, 轴箱弹簧材质受到的最大与最小应力值分别为 326.4MPa 和 205.5MPa。显然在此运行工况下轴箱弹簧会发生疲劳破坏。将应力最大值 326.4MPa 在表 5.1 中作插值计算, 得到轴箱弹簧发生疲劳破坏时的循环周次为 274865 次。线路波形波长为 25m 说明车辆每走行 25m 时, 轴箱弹簧将完成一次经历应力最大与最小过程的振动。当轴箱弹簧完成 274865 次循环时, 车辆实际走行了 6872km。

表 5.2 列出了传统的车辆振动模型在谐波轨道激励下, 线路波形波长分别为 25m 时, 轴箱弹簧工作过程中应力的最大值与最小值。通过轴箱弹簧应力变化分析了弹簧疲劳破坏情况, 并且预计了弹簧在发生疲劳破坏时车辆的走行里程。表中“—”表示在该种车辆运行工况下, 轴箱弹簧不会发生疲劳破坏。

表 5.2 线路波形波长为 25m 时轴箱弹簧疲劳破坏情况

Table 5.2 Wave length L=25m axle-box spring fatigue situation

车辆运行速度 (km/h)	轮对偏心轴箱弹簧材质 受到的应力值(MPa)		疲劳破坏 时车辆走 行里程 (km)	轮对未偏心轴箱弹簧材 质受到的应力值(MPa)		疲劳破坏 时车辆走 行里程 (km)
	最大值 $\sigma_{max}$	最小值 $\sigma_{min}$		最大值 $\sigma_{max}$	最小值 $\sigma_{min}$	
30	310.0	222.0	20302	300.8	231.2	—
40	311.5	220.5	16605	301.8	230.2	—
50	314.4	217.6	12366	302.8	229.2	—
60	321.1	210.9	8625	303.7	228.3	—
70	326.4	205.5	6872	304.7	227.3	—
80	319.2	212.8	9553	305.7	226.3	—
100	307.6	224.4	—	301.8	230.2	—
120	302.8	229.2	—	299.4	232.6	—
140	306.6	225.4	—	304.2	227.8	—
160	306.1	225.9	—	304.7	227.3	—

### 5.3.2 第一模型中伪随机轨道激励下轴箱弹簧的疲劳强度分析

在伪随机轨道激励下，轴箱弹簧的振动不再是以其静挠度位置为中心的等应力幅循环振动。此时轴箱弹簧的振动在 300 个计算周期中是变应力幅的振动。因此谐波轨道激励下轴箱弹簧的疲劳寿命估算方法在此处不适用。

伪随机轨道激励下轴箱弹簧的疲劳寿命算法要比谐波轨道激励下的算法复杂。此处以伪随机轨道激励下，车辆运行速度 70km/h 为例，计算此例中轴箱弹簧发生疲劳折断时车辆预计的走行里程。在第三章此例的 300 个周期计算结果中，选取轴箱弹簧垂向振动位移值较大的一些振动过程，通过式(5.3)的计算得到弹簧材质的应力变化过程，将这些应力变化过程编制一个随机疲劳载荷谱<sup>[57]</sup>。不同级别的载荷对弹簧造成的疲劳损伤也不同，此处需用到疲劳损伤累积理论：

各级载荷造成的疲劳损伤

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (5.6)$$

疲劳寿命

$$C_p = \frac{1}{\sum_{i=1}^n D_i} \quad (5.7)$$

式中  $n_i$ ——第  $i$  级载荷下弹簧的工作循环次数；

$N_i$ ——第  $i$  级载荷下弹簧的疲劳寿命。

通过对随机疲劳载荷谱的分析及疲劳损伤累积理论得出轴箱弹簧的疲劳寿命及车辆的预计走行里程。表 5.3 为算例的疲劳载荷谱和疲劳损伤计算结果。

将表 5.3 中的疲劳损伤值代入式(5.7)，可知轴箱弹簧在伪随机轨道激励下的疲劳寿命为 53648 次振动。每 300 个计算周期内弹簧出现了 9 次这样的振动，当弹簧经历 53648 次这样的振动后，车辆将会运行 5132km。在车辆运行速度相同的条件下，谐波轨道激励下轴箱弹簧破坏时车辆将会运行 6872km。比较两种不同轨道激励下，车辆以最不利速度运行时，轴箱弹簧发生疲劳破坏时车辆走行里程相差不大。伪随机轨道激励下车辆走行里程略小于谐波轨道激励下的车辆走行里程。

表 5.3 算例的疲劳载荷谱和疲劳损伤计算结果

Table 5.4 Spectrum and fatigue damage calculation results of Example

级数	负位移最大 值 $s_{\max}(\text{mm})$	正位移最大 值 $s_{\max}(\text{mm})$	应力最小 值 $\sigma_{\min}(\text{MPa})$	应力最大 值 $\sigma_{\min}(\text{MPa})$	平均应力 $\sigma_m(\text{MPa})$	循环 次数 $n_i$	疲劳寿 命 $N_i$	损伤 $D_i \times 10^{-6}$
1	9.8	9.4	218.6	311.4	265.0	1	691831	1.445
2	8.3	10.1	225.9	314.8	270.4	1	425598	2.350
3	11.8	9.5	208.9	311.9	260.4	1	792501	1.262
4	9.0	10.0	222.5	314.4	268.5	1	473805	2.111
5	9.6	13.0	219.6	328.9	274.3	1	232060	4.309
6	10.5	9.2	215.2	310.5	262.9	1	874782	1.143
7	12.1	11.3	207.5	320.6	264.1	1	366016	2.732
8	12.7	10.6	204.6	317.3	261.0	1	459198	2.178
9	12.3	9.4	206.5	311.5	259.0	1	901197	1.110

表 5.4 为按上述计算方法，计算伪随机轨道激励下车辆以其它速度运行时轴箱弹簧的疲劳情况。表中“—”表示在该种车辆运行工况下，轴箱弹簧不会发生疲劳破坏。

表 5.4 伪随机轨道激励下轴箱弹簧疲劳破坏情况

Table 5.4 Axle-box spring fatigue situation under pseudo-random incentive

车辆运行速度 (km/h)	轮对偏心轴箱 弹簧的疲劳寿 命	疲劳破坏时车 辆走行里程 (km)	轮对未偏心轴 箱弹簧的疲劳 寿命	疲劳破坏时车 辆走行里程 (km)
30	234192	100820	—	—
70	53648	5132	—	—
80	102218	17258	—	—
120	151699	43539	403714	173799
160	169750	48718	187266	53745

### 5.3.3 第二模型中谐波轨道激励下轴箱弹簧的疲劳强度分析

此处的第二模型是指图 4.1 所示车辆—轨道垂向耦合集总参数模型。从第三章谐波轨道激励的计算结果看,该模型的谐波轨道激励下轴箱弹簧也是以静挠度位置为中心作等应力幅循环振动。因此轴箱弹簧工作过程中的平均应力是其在静载荷作用下弹簧材质受到的应力  $\sigma_m = 266\text{Mpa}$ 。因此计算过程中 60Si2Mn 合金钢疲劳寿命同应力的对应关系参看表 5.1。

将表 4.1 的谐波轨道激励计算结果分别代入式(5.2)及式(5.3),可以得到车辆在谐波轨道激励下,车辆以不同速度运行时轴箱弹簧材质受到的应力最大值与最小值。当轴箱弹簧材质的应力最大值超过表 5.1 中疲劳破坏应力最小值 308.6MPa 时,轴箱弹簧就会发生疲劳破坏。此处计算轴箱弹簧疲劳寿命的方法与 5.3.1 中计算弹簧疲劳寿命的方法相同。

表 5.5 中列出了谐波轨道激励下,线路波形波长分别为 25m 时,轴箱弹簧的疲劳破坏情况。表中“—”表示在该种车辆运行工况下,轴箱弹簧不会发生疲劳破坏。

表 5.5 线路波形波长为 25m 时轴箱弹簧疲劳破坏情况

Table 5.5 Wave length L=25m axle-box spring fatigue situation

车辆运行速度 (km/h)	轮对偏心轴箱弹簧材质 受到的应力值(MPa)		疲劳破坏 时车辆走 行里程 (km)	轮对未偏心轴箱弹簧材 质受到的应力值(MPa)		疲劳破坏 时车辆走 行里程 (km)
	最大值	最小值		最大值	最小值	
	$\sigma_{max}$	$\sigma_{min}$		$\sigma_{max}$	$\sigma_{min}$	
30	308.6	223.4	50000	297.9	234.1	—
40	309.5	222.5	21870	299.4	232.6	—
50	311.9	220.1	15920	300.8	231.2	—
60	313.9	218.1	12900	301.3	230.7	—
70	315.8	216.2	11469	302.3	229.7	—
80	315.8	216.2	11469	302.3	229.7	—
100	311.9	220.1	15920	302.3	229.7	—
120	308.0	224.0	—	302.3	229.7	—
140	305.7	226.3	—	301.8	230.2	—
160	304.2	227.8	—	301.3	230.7	—

### 5.3.4 第二模型中伪随机轨道激励下轴箱弹簧的疲劳强度分析

对于车辆—轨道耦合集总参数模型,在伪随机轨道激励下,轴箱弹簧的振动不是一个等应力幅循环而是随机的变应力幅循环。轴箱弹簧的疲劳强度分析过程与 5.3.2 中的算例的轴箱弹簧疲劳分析过程方法相同,此处不再赘述。

表 5.6 是车辆—轨道耦合集总参数模型在伪随机轨道激励下,轴箱弹簧的疲劳破坏情况。表中“—”表示在该种车辆运行工况下,轴箱弹簧不会发生疲劳破坏。

表 5.6 伪随机轨道激励下轴箱弹簧疲劳破坏情况

Table 5.6 Axle-box spring fatigue situation under pseudo-random incentive

车辆运行速度(km/h)	轮对偏心轴箱弹簧的疲劳寿命	疲劳破坏时车辆走行里程(km)	轮对未偏心轴箱弹簧的疲劳寿命	疲劳破坏时车辆走行里程(km)
30	—	—	—	—
70	115781	24922	—	—
80	128436	27646	—	—
120	267308	115076	—	—
160	286615	82258	—	—

## 5.4 两种不同模型轴箱弹簧疲劳强度对比

通过比较两种模型轴箱弹簧疲劳强度发现,两种模型在任意轨道激励形式下,70km/h~80km/h 对于车辆运行都是最不利的运行速度。车辆以这样的速度运行时,构架垂向振动最剧烈,轴箱弹簧发生疲劳破坏时,车辆预计走行里程最短。两种模型在车轮发生偏心时,轴箱弹簧普遍会发生疲劳破坏。在车轮未发生偏心时,轴箱弹簧普遍不发生疲劳破坏。在高速区段中(120km/h~160km/h),伪随机轨道激励下构架垂向振动比谐波轨道激励下的构架垂向振动要剧烈,轴箱弹簧也更容易发生疲劳破坏。

两种模型轴箱弹簧疲劳破坏的不同点在于,第二模型轴箱发生疲劳破坏时车辆预计走行里程大于第一模型。导致这一结果的原因是由于轨道结构的弹性—阻尼的综合作用,使得第二模型构架垂向振动位移幅值比第一模型要小,轴箱弹簧疲劳破坏时间也因此延长。

### 本章小结

本章分析了传统的车辆垂向振动模型与车辆—轨道耦合集总参数模型分别在谐波轨道激励和伪随机轨道激励下,两个模型中轴箱弹簧的疲劳破坏情况。由于谐波轨道激励和伪随机轨道激励的形式不同,导致轴箱弹簧在两种轨道激励下垂向振动形式不同。根据不同的轨道激励形式,本章分别采用了不同的轴箱弹簧疲劳分析方法。通过计算发现,轮对偏心确实是导致或者加剧轴箱弹簧疲劳破坏的主要因素。轮对发生偏心后,车辆以 70km/h~80km/h 左右的速度运行对轴箱弹簧来说是一个最不利的速度,车辆在此速度附近运行时,轴箱弹簧振动最剧烈也最容易发生疲劳破坏。在 120km/h~160km/h 的高速区段中,由于速度的增加轮轨之间的作用增强,轮对偏心对轴箱弹簧的振动影响程度有所削弱,但仍然会导致轴箱弹簧的疲劳破坏。最后对两种不同模型中轴箱弹簧疲劳破坏情况进行了分析比较。

## 结 论

担当哈尔滨至北京 Z15/16 次列车, 自 2005 年 1 月 2 日起, 陆续发现客车转向架垂向油压减振器漏油故障较为突出, 特别是个别车出现轴箱弹簧折断问题。通过使用监测系统对故障车进行技术分析, 发现轴箱弹簧折断前, 车辆转向架垂向位移有效值(振幅)较高。现场分析认为, 轴箱弹簧折断是构架长时间剧烈振动导致一系垂向油压减振器失效使轴箱弹簧所受应力增大。构架的剧烈振动又归因于车轮动平衡值、偏心度以及同一轮对直径差因素。本文运用车辆系统动力学分析的方法, 计算了轮对在偏心及未偏心状态下转向架构架的垂向振动情况。在通过对构架的垂向振动情况的分析, 得出轴箱弹簧振动过程中应力的变化情况。通过对轴箱弹簧应力的分析, 从而得出轴箱弹簧的疲劳破坏情况。综合全文, 我们可以得出如下结论:

1、从两种车辆垂向振动模型中转向架构架的垂向振动来看, 轮对是否发生偏心对转向架构架垂向振动位移影响很大。无论是在谐波轨道激励下还是在伪随机轨道激励下, 轮对发生偏心的构架垂向振动位移比轮对未发生偏心时的有效值(振幅)大出很多。

2、在油压减振器失效的前提下, 轮对未发生偏心时, 通过转向架构架垂向位移的变化来分析轴箱弹簧的应力变化发现, 轴箱弹簧应力的最大值普遍小于轴箱弹簧材质的疲劳极限。

3、轮对发生偏心时, 通过转向架构架垂向振动位移的变化来分析轴箱弹簧的应力变化发现, 轴箱弹簧应力的最大值普遍大于轴箱弹簧材质的疲劳极限。由此可以判断, 轮对偏心是导致或加剧轴箱弹簧疲劳破坏的主要原因, 这与现场分析的原因吻合。

4、轮对发生偏心时, 70km/h~80km/h 左右的运行速度对于车辆运行来说是比较不利的。在这个速度附近运行时, 转向架构架垂向振动位移有效值(振幅)通常是最高的, 轴箱弹簧发生疲劳破坏时车辆走行里程较短。

5、两种车辆系统垂向振动模型, 不论是在谐波轨道激励下还是在伪随机轨道激励下, 构架垂向振动位移幅值变化趋势是基本相同的。两种模型中构架垂向振动最剧烈时的车辆运行速度也相互吻合。不同点在于, 由于轨道结构弹性-阻尼的综合作用, 第二模型轴箱弹簧疲劳破坏时车辆预计走行里程比第一模型要长。

本文计算的均是模拟车辆在平直线上运行的情况, 并未考虑车辆通过曲线及道岔时转向架构架的垂向振动情况。依据经验, 车辆在通过曲线及道岔时, 转向架构架振动会比车辆在平直线上运行时剧烈很多, 振动幅度差别可能会达到几倍以上。因此发生轮对偏心的车辆在干线运行时, 轴箱弹簧的疲劳破坏速度要比本文预测的更快。车辆动力学垂向振动系统是一个非常复杂的系统, 尤其考虑轮轨耦合时, 系统之间相互作用, 相互

影响。要对这一系统中的轮对偏心对转向架振动性能的研究还有很长的路要走。由于受到客观和主观因素的限制，本文只考虑了车辆在平直线上运动时轮对的偏心对轴箱弹簧的影响。未能考虑同一轮对左右轮存在直径差、同一轮对左右轮偏心存在相位差、同一轮对左右轮偏心距不同等因素对转向架构架振动特性的影响，今后希望在这些方面可以做更全面更深入的研究。



## 参 考 文 献

- [1] 翟婉明. 车辆—轨道耦合动力学. 北京: 中国铁道出版社, 1997
- [2] 郭革新, 林树财, 代超滨, 李会明. 25T 型客车转向架振动问题及对策. 铁道机车车辆, 2006,(3):54—55
- [3] 黄永华, 董孝卿, 田继森. 25T 型客车转向架部件损坏原因的初步分析. 铁道机车车辆, 2006,(2):11—13,48
- [4] 严隽耄. 车辆工程. 北京: 中国铁道出版社, 2003
- [5] 赵文礼, 王林泽. 机械振动系统随机疲劳和间隙非线性. 北京: 科学出版社, 2006
- [6] 户川隼人 著, 殷荫龙, 陈学源 译. 振动分析的有限元法. 北京: 地震出版社, 1985
- [7] 张亚辉, 林家浩. 结构动力分析. 大连: 大连理工大学工程力学系, 2005
- [8] 张汝清, 殷学纲, 董明. 计算结构动力学. 重庆: 重庆大学出版社, 1989
- [9] 胡津亚, 曾三元. 现代随机振动. 北京: 中国铁道出版社, 1989
- [10] 杨国桢, 王福天. 机车车辆液压减振器. 北京: 中国铁道出版社, 2002
- [11] 陈世和. 车辆制造工艺与装备. 北京: 中国铁道出版社, 2004
- [12] 方明群. 铁路机车车辆运用、检修、维护与标准规范全书(2). 吉林: 吉林电子出版社, 2003
- [13] 铁道科学研究院高速铁路技术研究总体组. 高速铁路技术. 北京: 中国铁道出版社, 2005
- [14] Vijay KGarg, Rao VDukkipati, 沈利人译. 铁道车辆系统动力学. 西南交通大学出版社, 1998
- [15] 马卫华, 罗世辉. 轨道不平顺对轮对纵向振动影响分析. 铁道机车车辆, 2005,(6):16—20
- [16] 机械设计手册编委会. 机械设计手册. 机械工业出版社, 2003
- [17] Richard Van Kasteel, 钱立新, 王成国等. 铁道车辆液压减振器的工作原理和数值模型. 铁道学报, 2005,(2):28—34
- [18] 王红, 高跃进, 成燕武. 车辆变形刚度弹簧组的“当量挠度法”疲劳试验方法研究. 铁道学报, 2003,(6):32—36
- [19] 陈泽深, 王成国, 王永菲. 高速机车车辆动力学模拟中的轮轨接触模型. 铁道机车车辆, 2005,(1):1—10
- [20] 沈钢, 周幼松, 任利霞. 列车动力学模型研究. 铁道机车车辆, 2004, (增刊):1—5
- [21] 罗世辉, 金鼎昌, 陈清. 轮对纵向振动与机车车辆相关问题研究. 铁道学报, 2005,(3):26—34
- [22] 刘峰, 黄强, 王悦明. 运行旅客列车动力学性能研究. 铁道机车车辆, 2003,(2):1—3
- [23] 严隽耄, 翟婉明, 陈清, 傅茂海. 重载列车系统动力学. 北京: 中国铁道出版社, 2003
- [24] 米彩盈, 李芾. 轴箱螺旋压缩圆弹簧横向刚度分析. 铁道机车车辆, 2003,(5):33—35

- [25] 刘文远, 郭霖显, 赵莉, 颜秀英, 赵方, 马斌. MS-FORTRAN77 语言. 北京: 科学出版社, 1990
- [26] 邓巍巍, 王越男. Visual FORTRAN 编程指南. 北京: 人民邮电出版社, 2000
- [27] 宋顺宝. 客车车辆构造与检修. 北京: 中国铁道出版社, 2003
- [28] 梁宝庆, 周晓峰. ST 货车缓冲器弹簧的断裂分析. 铁道机车车辆, 2003,(1):53—55
- [29] 金新灿, 孙守光, 邢鸿麟, 邓爱建. 环境随机激励下高速客车的工作模态分析. 铁道学报, 2003,(5):24—28
- [30] Rudolf Koller. High-speed railway lines in South-eastern Europe. Rail international Schiene der welt, 2003,(9):37—40
- [31] J. Thomas. Germany accelerates to 300Km/h. Rail international Schiene der welt, 2002,(9):16—19
- [32] 夏禾, 张楠. 车辆与结构动力相互作用. 北京: 科学出版社, 2005
- [33] 蔡成标, 翟婉明, 王其昌. 不同轨下基础轨道连接的动力特性分析. 铁道学报, 2003,(5):24—28
- [34] 练松良. 轨道动力学. 上海: 同济大学出版社, 2003
- [35] 卢祖文. 客运专线铁路轨道. 北京: 中国铁道出版社, 2005
- [36] 李芾, 傅茂海, 卜继玲. 200Km/h 提速客车径向转向架动力学性能研究. 铁道学报, 2004,(1):22—27
- [37] 雷晓燕. 铁路轨道结构数值分析方法. 北京: 中国铁道出版社, 1998
- [38] 周清跃, 张银花, 杨来顺, 黎连修. 钢轨的材质性能及相关工艺. 北京: 中国铁道出版社, 2005
- [39] 张曙光, 池茂儒, 刘丽. 机车车辆动力学研究及发展. 中国铁道科学, 2007,(1):56—60
- [40] 臧其吉. 车辆动力学的研究和发展. 中国铁道科学, 1994,(2):1—15
- [41] 王新锐. 高速客车转向架悬挂参数灵敏度和耦合关系探究. 铁道机车车辆, 2000,(2):13—18
- [42] 王光运. 轮工程优化. 计算结构力学及其应用, 1994,(2):200—204
- [43] HE Yuping, John MP. Design optimization of rail vehicles with passive and active suspensions: A combined approach using genetic algorithms and multibody dynamics. Vehicle system dynamics, 2002,(suppl):397—408
- [44] 王光辉, 邓立, 王振军, 等. K2 型转向架减振内圆弹簧折断原因分析. 铁道技术监督, 2005,(10):23—24
- [45] 高跃进, 王红. 铁路货车变刚度弹簧组疲劳强度设计方法研究. 机械强度, 2006,(1):141—145
- [46] 王红, 高跃进, 孟广浦. 新型货车转向架变刚度弹簧组的试验寿命估算及疲劳强度分析. 中国铁道科学, 2007,(1):71—75
- [47] 方同, 薛璞. 振动理论及应用. 西安: 西北工业大学出版社, 2002
- [48] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析. 北京: 国防工业出版社, 2003

- [49] 曹树谦, 张文德, 萧龙翔. 振动结构模态分析—理论、实验与应用. 天津: 天津大学出版社, 2001
- [50] 星谷胜著, 常宝琦译. 随机振动分析. 北京: 地震出版社, 1977
- [51] 刘寅华, 李芾, 黄运华. 轨道不平顺数值模拟方法. 交通运输工程学报, 2006,6(1):30—33
- [52] 陈果, 翟婉明. 铁路轨道随机不平顺随机过程的数值模拟. 西南交通大学学报, 1999,34(2):138—142
- [53] 末冈淳男, 田村英之等人著, 王其昌译. 铁道车辆车轮和钢轨的耦合振动, 1994
- [54] 车辆用轮对类型及尺寸. 中华人民共和国铁道部标准 TB1010—85
- [55] Y. Sato. Study on high-frequency vibration in track operation with high-speed trains. Quarterly reports, 1977, 18(3):22—27
- [56] 吕海波. 结构疲劳可靠性分析方法研究. 南京: 南京航空航天大学, 2000
- [57] 徐灏. 疲劳强度. 北京: 高等教育出版社, 1988
- [58] 王成国, 藤本裕, 石田弘明. 200km/h 动车组动力学性能的仿真研究. 铁道科学研究院 55 周年论文集: 290—297

## 附录 A 车辆与轨道参数

参数	符号	单位	数值
车体质量	$M_c$	kg	52000
转向架簧上质量	$M_l$	kg	3200
轮对质量	$M_w$	kg	1400
车体点头惯量	$J_c$	$kg \cdot m^2$	$2.36 \times 10^6$
转向架点头惯量	$J_l$	$kg \cdot m^2$	3120
中央悬挂刚度	$K_{S2}$	$N / m$	$1.72 \times 10^6$
中央悬挂阻尼	$C_{S2}$	$N \cdot s / m$	196000
一系悬挂刚度	$K_{S1}$	$N / m$	$1.87 \times 10^6$
一系悬挂阻尼	$C_{S1}$	$N \cdot s / m$	30000
钢轨等效质量	$M_r$	kg	126
轨枕等效质量	$M_s$	kg	483
道床等效质量	$M_b$	kg	2627
钢轨弹性模量	$E$	$N / m^2$	$2.059 \times 10^{11}$
轨下垫层等效刚度	$K_p$	$N / m$	$3.6 \times 10^8$
轨下垫层等效阻尼	$C_p$	$N \cdot s / m$	190000
道床等效刚度	$K_b$	$N / m$	$1.235 \times 10^9$
道床等效阻尼	$C_b$	$N \cdot s / m$	230000
路基等效刚度	$K_f$	$N / m$	$3.35 \times 10^8$
路基等效阻尼	$C_f$	$N \cdot s / m$	120000

## 附录 B 第二模型伪随机轨道激励的计算程序

本文一共涉及到了六个计算程序，分别是第一模型输入数据的计算程序，第一模型谐波轨道激励的计算程序，第一模型伪随机轨道激励的计算程序，第二模型输入数据的计算程序，第二模型谐波轨道激励的计算程序，第二模型伪随机轨道激励的计算程序。其中以最后一个程序最为复杂，故只将最复杂的第二模型伪随机轨道激励的计算程序放入附录中。

!主程序

```

program main
real m,k
dimension m(22,22),c(22,22),k(22,22),u(22),ud(22)
open(10,file='shuzu.dat')           !打开数据输入文件
read (10,*) ((m(i,j),j=1,22),i=1,22) !读取质量阵数据
read (10,*) ((c(i,j),j=1,22),i=1,22) !读取阻尼阵数据
read (10,*) ((k(i,j),j=1,22),i=1,22) !读取刚度阵数据
read (10,*) (u(i),i=1,22)           !读取初始位移激励
read (10,*) (ud(i),i=1,22)         !读取初始速度激励
read (10,*) n,nn,h,tstart,tend      !读取步长，初始和终止时间
close(10)
call lam(m,c,k,u,ud,n,nn,h,tstart,tend)
end

```

!威尔逊法子程序

```

subroutine lam(m,c,k,u,ud,n,nn,h,tstart,tend)
real m,k
dimension m(nn,nn),c(nn,nn),k(nn,nn),u(nn),ud(nn)
l,a(50,50),f(50),p(50),q(50),r(50),u2d(50)
na=50
calculation of u2d(tstart)          计算初始加速度
do 1 i=1,n
do 1 j=1,n
1 a(i,j)=m(i,j)
call decomp(a,n,na)                !调用矩阵分解程序
call excite(f,tstart,n,h,z1)       !调用强迫振动项程序
do 2 i=1,n

```

```

    r(i)=f(i)
    do 2 j=1,n
2    r(i)=r(i)-c(i,j)*ud(j)-k(i,j)*u(j)
    call solve(a,r,n,na) !调用求解方程程序
constants                各个常数的计算
    c1=h/2.0
    c2=h*h/6.0
    c3=h*h/3.0
    th=1.4
    g=h*th
    g1=g/2.0
    g2=g*g/6.0
    g3=g*g/3.0
    pp=1.0-1.0/th
    qq=1.0/th
    do 3 i=1,n
    do 3 j=1,n
3    a(i,j)=m(i,j)+g1*c(i,j)+g2*k(i,j)
    call decomp(a,n,na) !调用矩阵分解程序
clock                    时间计算
    last=(tend-tstart)/h+1.9
    do 10 l=1,last
    t=tstart+float(l-1)*h
    do 5 i=1,n
5    u2d(i)=r(i)
    call excite(f,t,n,h,z1) !调用强迫振动项程序
    open(6,file='jieguo.dat') !打开存放结果的文件
    write (6,6) t,(u(i),ud(i),u2d(i),f(i),i=1,n)
6    format (3h t=,e15.7/500(1h ,3e15.7,3x,e15.7))
    open(7,file='duiying.dat') !打开存放构架垂向振动位移文件
    s=u(9)-u(5)
    write(7,*) t,s !将时间与构架垂向振动位移写入文件
calculation of u2d(t+h)  计算 t+h 时刻的加速度
    do 7 i=1,n
    p(i)=ud(i)+g1*u2d(i)

```

```

7   q(i)=u(i)+g*ud(i)+g3*u2d(i)
   do 8 i=1,n
   r(i)=f(i)
   do 8 j=1,n
8   r(i)=r(i)-c(i,j)*p(j)-k(i,j)*q(j)
   call solve(a,r,n,na)           !调用求解方程程序
   do 11 i=1,n
11  r(i)=u2d(i)*pp+r(i)*qq
calculation of u(t+h) and ud(t+h)   计算 t+h 时刻的位移与速度
   do 9 i=1,n
   u(i)=u(i)+h*ud(i)+c3*ud(i)+c2*r(i)
9   ud(i)=ud(i)+c1*(u2d(i)+r(i))
10  continue
   return
   end
!矩阵分解子程序
subroutine decomp(a,n,m)
dimension a(m,m)
nm1=n-1
do 1 k=1,nm1
kp1=k+1
do 2 j=kp1,n
a(k,j)=a(k,j)/a(k,k)
2  continue
do 3 i=kp1,n
do 3 j=kp1,n
a(i,j)=a(i,j)-a(i,k)*a(k,j)
3  continue
1  continue
return
end
!解方程子程序
subroutine solve(a,x,n,m)
dimension a(m,m),x(m)
nm1=n-1
do 1 k=1,nm1

```

```

x(k)=x(k)/a(k,k)
kp1=k+1
do 2 i=kp1,n
x(i)=x(i)-a(i,k)*x(k)
2 continue
1 continue
x(n)=x(n)/a(n,n)
do 3 l=1,nm1
k=n-l
kp1=k+1
do 5 j=kp1,n
x(k)=x(k)-a(k,j)*x(j)
5 continue
3 continue
return
end

```

!计算强迫振动项程序

```

subroutine excite(f,t,n,h,z1)
dimension f(n),p(1000)
open(8,file='guijili.dat',status='old')
read(8,*) (p(i),i=1,900)
close(8)
data e/2/,v/8.33/,r/0.4575/

```

!打开存放轨道垂向不平顺数值文件

!读取文件中垂向不平顺数值

!为偏心距，车辆运行速度，车轮半径赋值

```

c1=30000
c2=196000
k1=1870
k2=1720
kh=2000000
kp=360000
cp=190000

```

!当车辆运行速度变化时需修改此值

!为模型中各位置的刚度和阻尼赋值

```

s14=v*t+1
s24=v*(t+h)+1
i14=s14

```



$$\begin{aligned}i24 &= s24 \\ d14 &= s14 - i14 \\ d24 &= s24 - i24 \\ f14 &= (p(i14+1) - p(i14)) * d14 + p(i14) \\ f24 &= (p(i24+1) - p(i24)) * d24 + p(i24)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}s13 &= v * t + 2.5 + 1 \\ s23 &= v * (t+h) + 2.5 + 1 \\ i13 &= s13 \\ i23 &= s23 \\ d13 &= s13 - i13 \\ d23 &= s23 - i23 \\ f13 &= (p(i13+1) - p(i13)) * d13 + p(i13) \\ f23 &= (p(i23+1) - p(i23)) * d23 + p(i23)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}s12 &= v * t + 9 + 1 \\ s22 &= v * (t+h) + 9 + 1 \\ i12 &= s12 \\ i22 &= s22 \\ d12 &= s12 - i12 \\ d22 &= s22 - i22 \\ f12 &= (p(i12+1) - p(i12)) * d12 + p(i12) \\ f22 &= (p(i22+1) - p(i22)) * d22 + p(i22)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}s11 &= v * t + 11.5 + 1 \\ s21 &= v * (t+h) + 11.5 + 1 \\ i11 &= s11 \\ i21 &= s21 \\ d11 &= s11 - i11 \\ d21 &= s21 - i21 \\ f11 &= (p(i11+1) - p(i11)) * d11 + p(i11) \\ f21 &= (p(i21+1) - p(i21)) * d21 + p(i21)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}z1 &= f11 * 1000 \\ dz1 &= (f21 - f11) / h \\ z2 &= f12 * 1000\end{aligned}$$

```

dz2=(f22-f12)/h
z3=f13*1000
dz3=(f23-f13)/h
z4=f14*1000
dz4=(f24-f14)/h

```

!计算 t 时刻轨道对四个轮对的位移与速度激励

```

ee=e*sin(v*t/r)
dee=-0.001*e*(v/r)**2*sin(v*t/r)

```

!车轮偏心激励

```

f(1)=0
f(2)=0
f(3)=0
f(4)=0
f(5)=k1*ee
f(6)=k1*1.25*ee
f(7)=kh*z1
f(8)=kh*z2
f(9)=kh*z3-1400*dee-(k1+kh)*ee
f(10)=kh*z4
f(11)=-((kh+kp)*z1-cp*dz1)
f(12)=-((kh+kp)*z2-cp*dz2)
f(13)=kh*ee-((kh+kp)*z3-cp*dz3)
f(14)=-((kh+kp)*z4-cp*dz4)
f(15)=kp*z1+cp*dz1
f(16)=kp*z2+cp*dz2
f(17)=kp*z3+cp*dz3
f(18)=kp*z4+cp*dz4
f(19)=0
f(20)=0
f(21)=0
f(22)=0

```

!方程组右端项赋值

```

return
end

```

## 攻读硕士学位期间发表的学术论文

1. 申鑫, 巨建民. 车轮偏心对轴箱弹簧的影响及其强度分析. 大连交通大学学报, 2008,(2)

## 致 谢

本文是在导师巨建民教授的悉心指导下完成的。在研究生期间的学习生涯中，导师在学习、生活等方面均给予了我无私的帮助与支持。在我学位课程的拟定、研究课题的落实、论文撰写等方面给予了悉心指导和热情关怀，使我从中受益匪浅。巨老师渊博的专业知识，深厚的理论基础，严谨细致、一丝不苟的工作作风，实事求是的科学态度令我景仰不已，也深深地感染和鞭策着我以踏实而质朴的态度从事科研工作。巨老师对我的鼓励、信任以及诲人不倦的精神时时激励着我克服困难不断前行。在研究生期间的学习中，巨老师为我提供了优良的学习环境，使我能够安心的学习，让我学会了很多专业知识，获得了很多宝贵的经验，加深了我对科研工作的理解。可以说本文得以完成，倾注了导师大量的心血和汗水。在此谨向我的导师巨建民教授致以最崇高的敬意和最衷心的感谢！

我还要感谢研究生期间不辞辛劳为我们上课的教授及老师们，他们循循善诱的教导和不拘一格的思路给予我无尽的启迪，使我在论文工作期间颇为受益。我祝愿这些辛勤工作的教师们工作顺利！

力学研究室为我提供了良好的学习工作环境和条件。在这里我深深感受到集体的温暖及真诚合作与无私的交流。我论文的完成离不开章国泉、陈海俊、朱莉鹏、邢世君、孙艳、杨兆鹏等同学的帮助，同学之间在共同求学过程中互相帮助、互相鼓励、相互关心，在长期以来形成的良好的研究氛围和轻松地生活环境中，大家结下了深厚的友情。我还要感谢我的室友马飞、朱祎飞、王鹏、宋永亮、徐忠刚对我的帮助，他们在日常生活中对我处处关照、热心友善，帮助我解决了很多论文工作和日常生活中的难题。在此，我祝愿大家学有所成、前程似锦！

最后我要特别感谢我的父母多年来对我的学习和生活的支持和鼓励，在我困难的时候，是他们给予了我战胜困难的信心和力量，使我得以顺利完成了学业。本文凝结了他们的心血、教诲和温暖！

再多的语言也难以表达师恩之重、友情之深、亲情之浓，我再一次衷心的感谢你们！