

铁道车辆振动与控制

TIEDAO CHELIANG ZHENDONG YU KONGZHI

周劲松 著

中国铁道出版社
CHINA RAILWAY PUBLISHING HOUSE



同济大学“十一五”规划研究生教材出版基金资助

铁道车辆振动与控制

周劲松 著



中国铁道出版社

2012年·北京

内 容 简 介

本书系统讨论了铁道车辆振动与控制的基础问题,是作者多年理论研究成果及其应用的总结。全书共分九章,从第一章至第四章,依据激励输入、计算模型、响应计算与评估的顺序,首先介绍轨道谱种类、轨道谱反演及单轨不平顺谱,然后运用影响系数法分别导出铁道车辆单车垂向及横向动力学模型;详细介绍面向对象的车辆动力学图形化建模方法,用该方法建立了单车及列车的横向和垂向动力学模型,最后给出车辆振动评价指标、各种指标的计算方法,并给出相应算例。第五章至第九章分别对车辆及列车的横向及垂向被动平稳性、平稳性主动控制进行研究,还研究了弹性车体对车辆运行平稳性的影响及其振动控制措施。提出基于模态参数的车辆动力学性能综合研究方法(SPAMP法),解析、分析了轴距滤波和定距滤波现象,讨论了几何滤波与车体弹性振动关系、弹性车体振动抑制的被动及主动控制措施。最后给出三维刚柔耦合铁道车辆动力学建模方法,运用该模型对弹性车体与转向架耦合振动进行研究。

本书适用于从事机车车辆科研、设计及工程技术人员阅读参考,也可作为车辆工程、载运工具等专业硕士、博士研究生教材使用。

图书在版编目(CIP)数据

铁道车辆振动与控制/周劲松著. —北京:中国铁道出版社,2012.8
ISBN 978-7-113-15014-3

I. ①铁… II. ①周… III. ①铁路车辆-振动控制-研究 IV. ①U270.1

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2012)第 206972 号

书 名: 铁道车辆振动与控制
作 者: 周劲松 著

责任编辑: 王明容 电话: 010-51873138 电子信箱: tdpres@126.com
封面设计: 郑春鹏
责任校对: 胡明锋
责任印制: 陆 宁

出版发行: 中国铁道出版社(100054,北京市西城区右安门西街8号)
网 址: <http://www.tdpres.com>
印 刷: 化学工业出版社印刷厂
版 次: 2012年8月第1版 2012年8月第1次印刷
开 本: 787 mm×960 mm 1/16 印张: 12.25 字数: 301千
印 数: 1~2 000册
书 号: ISBN 978-7-113-15014-3
定 价: 50.00元

版权所有 侵权必究

凡购买铁道版图书,如有印制质量问题,请与本社读者服务部联系调换。电话:(010) 51873170(发行部)
打击盗版举报电话:市电(010) 63549504,路电(021) 73187

前 言

列车运行中的振动是轨道不平顺、车辆自身结构的特点及缺陷、运营中的加减速、风力及空气动力等因素共同作用的必然结果。随着我国轨道交通装备的迅速发展,特别是高速列车的开行,振动问题日益凸显。作为铁道车辆动力学三大核心研究内容之一的振动舒适性,一直受到各国学者及工业界的广泛关注与持续研究,许多研究成果在工业界获得运用,并有力地推动了轨道车辆运营品质的改善及运营速度的提升。为适应轨道交通的发展趋势,自2003年起,作者运用自编讲义为研究生讲授“车辆减振与控制技术”课程。该讲义以作者的博士论文为基础,结合该方向的教学经验和科研成果,持续改版,并于2009年申请获得同济大学“十一五”规划研究生教材出版基金。

本书基于随机振动、现代控制理论、结构动力学及铁道车辆动力学而构筑,针对铁道车辆振动的研究结果进行合理组织。从轨道不平顺谱、车辆动力学模型建模开始,逐步从单车振动分析、振动评价过渡到列车组的动力学、振动分析与评价,刚柔耦合车辆动力学模型的建立及动力学性能分析;然后基于被动悬挂的局限性,引入主动悬挂的概念、理论和应用,并给出了各个控制算法的算例分析。本书内容均为铁道车辆振动相对基础性问题,考虑到资助基金的特点,书中对随机振动的基础理论、轨道不平顺测量方法、一些振动评估规范等内容进行扼要引述,以便于读者阅读,其他内容则主要体现作者及其合作者近十几年来的研究成果。

本书共分九章,主要内容如下:

第一章本章首先对轨道不平顺类型进行介绍,然后介绍了德国高速谱、美国谱、我国典型的轨道谱及轨道不平顺测量方法。为将采用空间波长描述的轨道谱用于动力学仿真,需要将空间轨道谱转化为时间谱,或者反演为空间轨道不平顺随机样本,本章给出空间谱转换为时间谱的转换公式,随后给出轨道谱反演算法,并依据四种轨道不平顺关系式导出单轨不平顺谱表达式。

第二章首先导出单车垂向动力学方程,并给出其状态方程描述方法。然后给出基于MATLAB/SIMULINK®平台的面向对象的图形化车辆动力学模型建模方法,并基于该方法建立单车及列车刚体垂向动力学模型,提出模型校验方法,并分别对单车及列车垂向动力学模型进行校验。

第三章内容与第二章布置基本相同,也是首先导出单车横向动力学方程,并给出其状态方程描述方法。然后基于MATLAB/SIMULINK®面向对象的图形化车

辆动力学模型建模方法建立单车及列车刚体横向动力学模型,并分别对单车及列车横向动力学模型进行校验。

第四章首先扼要叙述随机振动的基本理论、平稳随机响应的算法。然后分别介绍了 Sperling 平稳性指标、UIC 513 舒适度指标和 ISO 2631 指标,并给出其相应的时域滤波器以便于后续研究运用。本章随后给出平稳性指标的算法、流程和用途,并针对某典型高速车辆给出算例。

第五章对铁路客车运行平稳性与模态参数的关系,以及对铁路客车动力学性能产生重要影响的模态参数及其变化规律进行研究,提出基于模态参数的综合动力学性能研究方法,即 SPAMP(Synthesized Performance Analysis with Modal Parameter)方法,并且给出铁路客车运行平稳性协方差分析法。运用 SPAMP 方法对我国典型提速客车动力学性能进行了研究。

第六章对单车、列车垂向及横向运行平稳性进行研究,还对铰接式高速列车车端参数对运行平稳性影响进行研究。

第七章首先介绍主动悬挂的最优控制算法、次优控制算法、补偿滤波器控制算法及半主动控制算法,并针对单车具有主动控制二系悬挂的垂向模型进行分析研究,然后介绍单车主动悬挂在工业界的成功运用。本章最后,对列车的垂向及横向主动控制算法进行了研究。

第八章将铁道客车车体简化为欧拉梁模型,运用刚柔耦合动力学模型首先研究车体弹性对运行平稳性的影响,然后研究了铁道车辆几何滤波现象、弹性车体共振频率、铁道车辆弹性车体动力吸振器减振设计和铁道车辆弹性车体被动减振。通过研究给出轴距滤波和定距滤波现象的解析解释及其与车体弹性共振的关系,并给出动力吸振器和车体减振器的减振措施。本章最后,对比分析了二系主动悬挂与一系主动悬挂在抑制弹性车体振动时的区别及特点。

第九章建立三维刚柔耦合精细动力学模型,对转向架与弹性车体耦合振动进行研究,对第八章的部分分析进行了验证。

本书的出版首先应感谢导师王福天教授,正是他将我带入轨道车辆动力学这一领域,他的言传身教让我不敢懈怠,努力前行。还要感谢杨国桢教授、沈钢教授在工作中的一贯帮助和指导。其次要感谢合作研究者和参与书稿整理的宫岛、孙文静、张学铭、赵阳阳等,本书稿完成得益于他们的大力协作与支持。

由于本书有许多内容是近些年来研究成果,限于作者水平难免有疏漏和不妥之处,敬请专家和读者批评指正。

周劲松

2012年2月于同济大学

目 录

第一章 轨道不平顺谱	1
第一节 轨道不平顺分类	1
一、按统计特点分类	1
二、按空间存在方位分类	2
三、轨道不平顺描述形式	3
第二节 轨道不平顺的检测方法	4
一、弦测法	5
二、惯性基准法	5
第三节 各国轨道不平顺功率谱	7
一、德国高速轨道谱	8
二、美国谱	9
三、我国轨道谱	9
第四节 空间谱与功率谱的转化	12
第五节 轨道谱反演	12
一、三角级数法轨道谱反演原理.....	13
二、德国高速谱反演.....	14
第六节 单轨不平顺功率谱	16
第二章 列车垂向动力学模型	17
第一节 单车垂向动力学模型	17
一、单车线性垂向动力学模型.....	18
二、单车基于 MATLAB/SIMULINK® 的垂向动力学模型	21
三、单车垂向动力学模型校验.....	24
第二节 列车垂向动力学模型及其校验	26
第三章 列车横向动力学模型	30
第一节 单车横向动力学模型	30
一、单车线性横向动力学模型.....	31
二、单车基于 MATLAB/SIMULINK® 的横向动力学模型	34
三、单车横向动力学模型校验.....	37
第二节 列车横向动力学模型及其校验	38

第四章 车辆振动的分析及其评价指标	41
第一节 随机振动的基本理论及其应用	41
一、随机过程	41
二、平稳随机过程的相关函数	45
三、平稳随机过程的功率谱函数	47
四、平稳随机响应的算法	49
第二节 Sperling 平稳性指标	52
第三节 ISO 振动评价标准	55
第四节 UIC 513 舒适度标准	59
第五节 平稳性分析及其应用	61
一、铁道车辆平稳性指标分析方法	62
二、基于虚拟激励分析方法的平稳性指标分析及其应用	64
第五章 铁路客车运行平稳性与模态参数	70
第一节 铁路客车运行平稳性协方差分析法	70
一、白噪声不平顺信号输入时的系统响应	70
二、成型滤波器设计	71
三、感觉滤波器设计	73
四、平稳性指标及协方差计算	73
第二节 铁路客车运行平稳性与模态参数的关系	75
一、垂向平稳性与模态参数的关系	75
二、横向平稳性与模态参数的关系	78
第六章 高速列车垂向及横向被动平稳性研究	82
第一节 单车垂向及横向运行平稳性研究	82
一、单车垂向及横向响应的频域分析	83
二、单车垂向及横向响应的时域分析	85
第二节 列车垂向及横向运行平稳性研究	85
一、车端悬挂对运行列车平稳性的影响	85
二、列车运行平稳性优化研究	88
第三节 铰接式高速列车运行平稳性研究	93
一、铰接式高速列车的垂向及横向动力学模型	94
二、铰接式高速列车的平稳性及其车端参数优化	95
三、铰接式高速列车车辆参数对平稳性影响	98
第七章 列车平稳性主动控制研究	102
第一节 单车控制算法研究	102
一、白噪声不平顺信号输入时的全状态反馈最优控制	102

二、轨道不平顺输入模型	103
三、轨道谱输入时的全状态反馈最优控制	105
四、轨道谱输入时的轴间预瞄控制	106
五、轨道谱输入及包含时延的次优控制	109
六、天棚减振器及补偿滤波器控制	110
第二节 铁道车辆单车垂向主动控制研究	111
一、控制模型	111
二、单车垂向平稳性最优及次优控制仿真结果与分析	113
三、单车垂向平稳性天棚减振器及补偿滤波器控制仿真分析	118
四、半主动控制	120
五、主动悬挂的运用	126
第三节 列车平稳性主动控制研究	129
一、列车控制模型及轨道输入	130
二、列车主动控制策略	131
三、列车垂向及横向主动控制仿真研究结果及分析	134
第八章 弹性车体振动及其控制	138
第一节 铁道客车车体弹性对运行平稳性的影响	138
一、铁道客车刚柔耦合动力学模型	138
二、客车车体弹性对运行平稳性的影响分析	141
第二节 铁道车辆几何滤波现象及弹性车体共振频率分析	144
一、几何滤波分析	145
二、相关频响函数矩阵及功率谱分析	146
三、几何滤波对弹性车体共振频率的影响	147
第三节 铁道车辆弹性车体动力吸振器减振分析	151
一、包含 DVA 的铁道客车刚柔耦合动力学模型	151
二、动力吸振器参数优化设计	152
三、动力吸振器对车体弹性振动的抑制作用	153
第四节 铁道车辆弹性车体被动减振分析	155
一、加装车体减振器的铁道客车刚柔耦合动力学模型	155
二、车体减振器对车体弹性振动的抑制作用	157
第五节 铁道车辆弹性车体最优控制	160
一、采用最优控制的铁道客车刚柔耦合动力学模型	160
二、最优控制对车体弹性振动的抑制作用	162
第九章 高速列车弹性车体与转向架耦合振动分析	166
第一节 车辆系统模型	166

一、SIMPACK 多体动力学软件简介	166
二、ANSYS 有限元软件简介	167
三、模型建立	167
第二节 车体弹性对运行平稳性的影响分析	171
第三节 转向架与弹性车体垂向耦合振动分析	174
参考文献	176
附录 A 符号说明	182
附录 B 常见高速客车参数含义及其原始数值	186

第一章

轨道不平顺谱

轨道不平顺是使运行中的机车车辆产生振动的主要根源,是机车车辆/轨道系统的激扰函数,它直接影响轮轨相互作用及列车运行的安全性和平稳舒适性,甚至对货物的损坏也有不可忽视的影响。行车速度越高,高低、水平、方向、轨距不平顺对车辆振动、轮轨作用力的影响越大。各种轨道不平顺是线路方面直接限制行车速度的主要因素,也是直接影响轨道和车辆部件损伤、使用寿命和养修费用的主要因素^[1~11]。

本章将阐述轨道不平顺的分类、不平顺的检查方法、轨道不平顺功率谱以及轨道谱的反演方法,以作为后面章节的基础。

第一节 轨道不平顺分类

一、按统计特点分类

对于不平顺的统计一般是按照数学方法和空间存在方位来分类,按照数学的方法分类有以下三类^[1,4]:

1. 离散不平顺

这是孤立地存在于轨道上的不平顺,例如道岔、低接头、钢轨上个别的擦伤、线路的个别坑洼和冻起等。

2. 周期不平顺

来源于有缝钢轨轨道的接头和焊接长钢轨轨道的焊缝,以及钢轨的波状磨损、轨枕的间歇效应等。车轮踏面上因擦伤而形成的扁癍以及车轮的偏心,效果也与钢轨接头相仿。不过,在分析由接头和扁癍所引起的轮轨系统的高频冲击响应时,如果在出现第二次冲击作用前,这种高频响应已经消逝,则也将它们作为离散不平顺来看待。

3. 随机不平顺

大约在 70 多年前,人们在分析机车车辆对轨道不平顺响应时,通常考虑的还只是钢轨接头这种周期不平顺,而且还往往将它假定成按正弦曲线之状沿着轨道的长度而变化。不计随机不平顺,计算得出的响应随运行速度而变化的规律往往不能很好地与试验测得的结果相符合。目前则已能同时考虑机车车辆对轨道周期

不平顺和随机不平顺的响应。这是因为利用了功率谱密度来描述轨道不平顺时,它能同时包括以上两类不平顺,用作动力学分析。但由于在响应计算中所取得的频率的步长不是无穷小,计算所得的功率谱密度并不是瞬时值,而是在一定步长范围内的平均值。因此,在必要时最好对这两种不平顺分别进行分析。

二、按空间存在方位分类

轨道随机不平顺由表观的几何不平顺和弹性不平顺组成,车辆低速通过轨道时测得的准静态不平顺是这两种不平顺的合成^[1,2,4,9]。轨道不平顺坐标定义见图1—1。当车辆在动态下快速通过轨道时,测得的轨道随机不平顺中将包含有动力作用下的弹性变形,称为动力不平顺。同一车辆在动态下快速通过轨道时,测得的轨道不平顺有一定差异。计算轨道车辆响应时则可以采用一个公认的轨道不平顺来开展分析与评估比较。除非特殊需要,一般认为它已包含动态不平顺的作用因素。这表明,轨道车辆动力学分析采用的轨道不平顺谱通常当做一个刚性谱来运用,车轮沿轨面运行,轮轨间作用力不会引起轨道的再变形。这在研究车辆上部振动时可行,但当研究轮轨耦合振动时,就需要考虑轨道系统的弹性特征^[6,7]。由于铁路轨道由两根钢轨构成,轨道谱还可分成左右单轨轨道谱和轨道中心谱,一般轨道谱均以轨道中心谱的形式给出,因此,如不特别说明轨道谱即为轨道中心谱。按照轨道不平顺在空间中存在的方位不同,轨道中心谱分为以下四类^[9]:

1. 垂直不平顺

轨道垂向不平顺是由钢轨表面不均匀的磨耗、低接头、弹性垫层和轨枕、道床、路基和弹性不均、各扣件和部件间的扣紧程度和间隙不等、轨枕底部的暗坑、道床和路基的永久变形等原因所造成的。轨道的垂直左右轨面高低不平顺的平均值 z_v 表示了左右轮轨垂直支撑点的中心离线路名义中心的高低偏差,它是激起车辆产生垂向振动的主要原因,车体将因它产生浮沉和点头振动,并可使轮轨间产生过大的垂向动作力。

$$z_v = (z_l + z_r) / 2 \quad (1-1)$$

2. 水平不平顺

在直线区段内,左右钢轨不可能保持完全水平,一般具有一定偏差。左右轨对应点的高差所形成的沿轨长方向的不平顺,即为水平不平顺,如图1—2所示。它由轨道垂直不平顺派生而来,也有将轨道水平不平顺按左右两轨的高差所形成的倾角 α 来表示,轨道水平不平顺是引起铁道车辆横向滚摆耦合振动的重要原因。

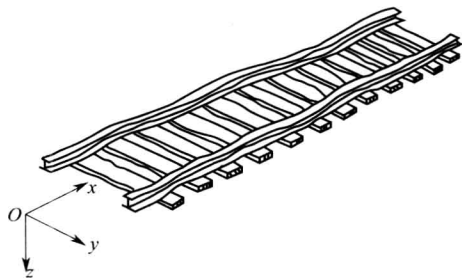


图1—1 轨道不平顺坐标定义

$$z_c = (z_l - z_r) \quad (1-2)$$

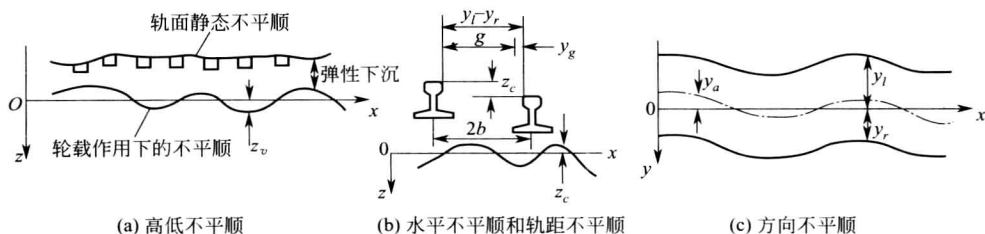


图 1—2 轨道不平顺示意图

3. 方向不平顺

轨道方向不平顺 y_a 理论上应是左右轮轨垂直接触面的纯滚线在横向的中心线距离设计值的偏移量。因为不易对动力学定义的纯滚线进行测量,为方便起见,在轨道检测车测量时,将左右轨头内侧面在水平方向的中心线近似作为轨道上轮轨接触纯滚线的中心线来替代方向不平顺。轨向不平顺是由钢轨铺设时的初始弯曲、养护和运用中积累的轨道横向弯曲变形等原因造成的。轨道方向不平顺激发轮对产生横向运动,是引起铁道车辆左右摇摆和侧滚振动的主要原因。

$$y_a = (y_l + y_r) / 2 \quad (1-3)$$

4. 轨距不平顺

轨距不平顺 y_g 是指左右两轨对应点的横向间距沿轨道长度方向上的偏差,其数值以实际轨距与名义轨距之差来表示,即:

$$y_g = y_l - y_r - g \quad (1-4)$$

式中, g 为名义轨距。轨道不平顺 y_g 影响钢轮钢轨的接触几何关系,对轨道车辆动力学性能也有一定影响。

三、轨道不平顺描述形式

铁路线路在垂直和水平平面内就是一条波长和波幅都具有不规则(随机)变化的波状线。每一段线路的不平顺是由无数波状线组合(叠加)而成的^[12],不平顺波幅在几毫米到十几毫米,甚至更大数值之间变化,波长可在 1 米到数百米之间变化。这些波的波长和波幅不可能精确的检测,也不能利用数学方法事前精确的计算。线路不平顺的大小事先也不能精确地预计,因为它们是随机的。因此,轨道不平顺需要而且必须用随机过程的统计特征来描述。总的轨道不平顺是其里程(x)或时间(t)的函数,在给定幅角(利用 Monte Carlo 蒙特卡洛法)的(x 或 t)情况下,不平顺大小是个随机值,它的这个函数称为随机函数。一般情况下,这个随机函数所有样本具有相同的统计特性,比如具有相同的数学期望,均方差。在数学上称这类函数为平稳的各态历经函数。

既然轨道不平顺用平稳的各态历经函数来表出,那么科研人员在研究某区段

动力学过程时,就只需要在该区段选择一段具有代表性的线路进行铁道车辆动力学试验就足够了。而在借助计算机进行铁道车辆动力学模拟时,将该区段中的一段随机函数样本作为激励函数输入到数字样机,进行铁道车辆特性分析。

根据实测得到轨道不平顺的资料,将其拟合成一个以某些量(截断频率、粗糙度等)为变量的函数,这个函数就是轨道不平顺功率谱。轨道不平顺功率谱是对随机函数样本坐标的相关函数数学期望的傅里叶变换得到的,它就好比是将运用试验中得到的线路不平顺的随机函数样本分解为最简单的谐波系数。这些谐波同时作用在运行的车辆上,从统计意义上来说,这就相当于在线路的给定区段上所具有的实际不平顺对车辆的作用。

功率谱密度 PSD(Power Spectral Density)是表述作为平稳随机过程的轨道不平顺的最重要和最常用的统计函数,轨道谱密度即为单位频宽内的不平顺的均方值。轨道不平顺的功率谱图是以谱密度为纵坐标及以频率或波长为横坐标的连续变化曲线,它清楚地表明了不平顺的能量分布大小随频率的变化关系。一般谱密度的频率变化范围很宽,为了能表示出在全部频率范围内的谱密度分布状况,工程中的谱图常用对数坐标表示,以覆盖更宽广的范围。按定义可知,轨道功率谱图曲线与横坐标所围的面积即为其不平顺在所有频带宽度内的均方值。

谱密度的大小及谱图形状和线路的等级、结构及其状态有关,谱密度图是建立在对轨道几何参数变化进行大量测量和分析计算的基础上的,国内有关部门已对一些线路的轨道不平顺进行过测量和分析,但目前还未以标准形式发布我国统一的谱密度函数的表达式^[11,13~16]。

第二节 轨道不平顺的检测方法^[11]

轨道不平顺的测定方法对于取得结果的真实性有很大的影响。目前世界各国用来测量高低、轨向不平顺的方法可归纳为弦测法和惯性基准法两大类。

弦测法包括:两点差分法、三点中弦法(又称正矢法)、三点偏弦法、多点弦测法。苏联轨检车采用两点差分法,法国国铁轨检车采用多点弦测法,国外许多轨检车采用三点中弦法或三点偏弦法。国内外的轻型轨检小车大都采用三点中弦法。

惯性基准法包括:惯性位移法(又称振动质量法)、轴箱加速度积分法、轴箱加速度快速傅里叶变换法、质量弹簧系统加速度积分与位移相加法,前三种方法由于可测波长范围较窄等缺点,仅个别国家、少数研究机构曾采用或试用。只有加速度积分与位移相加法被许多国家的现代轨检车普遍采用,成为实用化的“惯性基准法”。

下面简要介绍各国使用最广的“三点弦测法”和“惯性基准法”。

一、弦测法

由于在行进中的检测车上找不到静止不动的测量基准线,多年来世界各国普遍采用弦测法进行测量。弦测法装置具有简单、使用方便、价格便宜等优点,有的日本学者还认为,从保障客车振动舒适度的观点看,10 m 弦测法的检测特性也有有利的一面,对客车车体振动加速度敏感波段的不平顺测值是放大的,不易漏掉。因此,弦测法不仅为许多大型检查车采用,也是轨检小车、人工检测常用的基本方法。但是弦测法的传递函数是随弦长与不平顺波长的比值变化的,有较严重的缺陷,只有在部分情况下才能正确测量或近似反映轨道的不平顺状态。

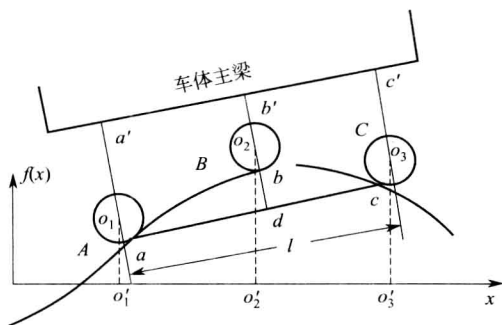


图 1—3 三点弦测法图示

所谓弦测法,就是利用图 1—3 所示 A、C 两轮与轨道接触点的连线 ac 作为测量的“基准线”,将 B 轮与轨道接触点 b 偏离这一弦数的数值 bd 作为轨道不平顺的测量值。

由于被当作测量“基准线”的 ac 是随轨道的高低不平或方向不直而起伏变动的,这就使得弦测法在许多情况下不能正确反映轨道的高低、轨向不平顺。

二、惯性基准法

惯性基准法是利用惯性原理获得测量基准的现代先进检测方法。一个如图 1—4 所示的由车体、车轮轴箱等组成的质量弹簧系统,当轴箱上下振动频率很高,大大高于系统的自振频率时,根据惯性原理,车体便不能跟随轴箱上下运动而静止,车体便成了可用作测量的静止基准。这时只要测出轴箱与车体间的相对位移便得到了轴箱上下振动的位移。如果轴箱的位移是由轨道不平顺引起,在车轮不脱离钢轨的条件下,轴箱相对于车体的位移就是轨道不平顺。

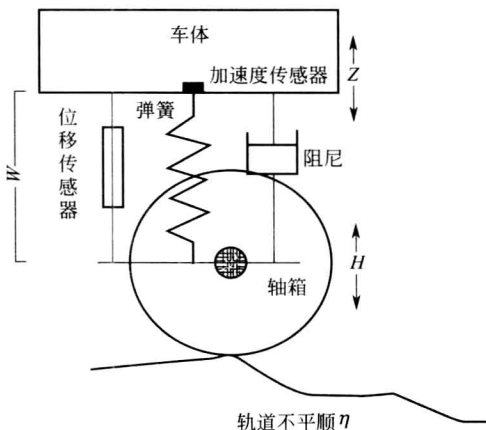


图 1—4 惯性基准法原理

遗憾的是轨道不平顺引起轴箱上

下振动的频率并不都是大大高于系统自振频率的,不平顺波长稍长或行车速度较低,轨道不平顺引起的轴箱振动频率不够高时,车体便会随之运动,测量的静止基准便丧失。于是国内外不少研究机构又研究试验了另一种基于惯性原理但更简便易行的轴箱加速度积分法。

轴箱加速度积分法是测出轴箱加速度经二次积分运算和高通滤波得出轴箱位移(即轨道的不平顺)。理论上完全正确,但是由于轨道不平顺引起的轴箱加速度动态范围太大,例如当速度为 100 km/h,波长 0.1 m,幅值为 1 mm 的正弦形不平顺所引起的轴箱加速度为 311g,轴箱振动频率为 278 Hz;而波长 50 m、幅值为 1 mm 的正弦形不平顺所引起的轴箱加速度仅为 0.001 3g,频率为 0.56 Hz,若要测出 0.1~50 m 波长的不平顺,分辨精度 1 mm,则需要测量的加速度动态范围是 0.001 3~311g,最大最小值相差大 20 余万倍。目前的传感器和电测仪器均无法在这样大的动态范围内保证必要的分辨精度。因此这种方法由于电测技术上的困难未能得到实际应用。

各国现代轨检车实际采用的惯性基准法其原理如图 1—4 所示。当车轮不脱离钢轨时,车轮轴箱的上下运动 H 即轨道的高低不平顺 η ,等于车体的上下运动 Z 及车体与轴箱间相对位移 W 之和,车体对其惯性基准线的位移 Z 可用加速度传感器测出车体的加速度 \ddot{Z} 经二重积分得到,车体与轴箱间的相对位移 W 可用位移传感器测得,即:

$$\eta = H = Z + W = \iint \ddot{Z} dt dt + W \quad (1-5)$$

当轨道不平顺的波长较短,车速较快,轴箱上下运动的频率 ω 大大高于质量弹簧系统的自振频率 ω_0 时 ($\omega \gg \omega_0$),车体 M 的位移 Z 为零,轴箱上下运动 H 即为轨道的高低不平顺。从物理的角度可解释为:当轴箱的上下运动很快时,车体不能追随而保持静止,车体的这个静止位置即为质量弹簧系统的“惯性位移”或称“惯性基准”。此时,轨道不平顺的变化完全由位移传感器反映出来。当不平顺波长较长,车速较慢,车轮上下运动的频率 ω 大大低于系统自振频率 ω_0 时,车体随着车轮上下运动,车体与轴箱间相对位移 $W=0$ (即弹簧不伸长也不缩短),此时轨道的不平顺 H 即为车体 M 相对其惯性基准的位移 Z ,完全由加速度传感器来反映,即 $H = \iint \ddot{Z} dt dt$ 。多数情况是在这两种极端情况之间,即式(1—5)所表示的轨道不平顺是车体加速度的二重积分 $\iint \ddot{Z}$ 和车体与轴箱间相对位移 W 之和。

由式(1—5)可以看出,等号右边除了 $\iint \ddot{Z}$ 和 W 两项外,并无其他不为 1 的函数因子,若将式(1—5)写成包括传递函数的表达式,即:

$$H = H(x) \left(\iint \ddot{Z} dt dt + W \right) \quad H(x) = 1 \quad (1-6)$$

也就是说,这一方法的传递函数恒为 1,只要正确地测出了 Z 和 W ,就能准确地测得轨道不平顺 η 。

这一方法的特点是车体 M 的加速度经弹簧系统减振后,其动态范围已大大缩小,车体上的加速度传感器主要反映频率较低加速度数值较小的长波,位移传感器主要反应频率较高的短波,由两者之和得到整个需测波长范围的轨道不平顺,这样便解决了轴箱加速度直接积分法所遇到的轴箱加速度动态范围过大的困难。

理论上这一方法可以测出任何波长的轨道高低不平顺,但是为了滤除无需测量的频率极低、变化缓慢、数值很大的轨道高程变化和滤除坡度变化、曲线超高等影响,必须引入高通滤波器。高通滤波器的截止频率随行车速度的变化而自动切换,以保持可测波长不随行车速度变化。

此外,还需要对由于曲线超高、较大水平不平顺等引起车体倾斜、侧滚而使加速度计产生的相应输出进行修正,才能得到精度较高的结果。

测量方向不平顺的原理与此类似,但需将装置转 90° 横向安装,测得轴箱横向运行轨迹后,还需加上轮缘与轨头内侧面间的间隙变化。

得到了左右两轨的高低不平顺后,计算同一横截面左右轨高低之差便可得到水平不平顺。

近代各国普遍采用的惯性基准法克服了“弦测法”的严重缺陷,解决了“振动质量法”和“轴箱加速度积分法”不能满足需测波长范围要求等问题,能比较如实地反映实际的轨道不平顺,是一种先进适用的方法。20 世纪 60 年代,美国、加拿大、苏联等国开始研究试用,70 年代中期达到实用化阶段,首先由美国和英国的高速轨道检查车正式装备使用。中国铁道科学研究院(简称铁科院)与原航天部 502 所等单位协作,也于 70 年代末期研制成功“GJ-3 型惯性基准轨道不平顺检测装置”,相继在全路 GJ-3 型轨检车上推广使用。90 年代中期,铁科院在引进消化的基础上研制成功全数字化的 GJ-4 型轨道检测系统,使惯性基准检测系统的性能进一步提高。

惯性基准法的主要缺点是由于必须采用高通滤波器等原因,当速度低于 15 km/h 时不能正确测量;并且系统比较复杂,对系统的瞬态特性和修正补偿要求严格,费用高。

第三节 各国轨道不平顺功率谱

轨道不平顺的功率谱图是以谱密度为纵坐标及以频率或波长为横坐标的连续变化曲线,它清楚地表明了不平顺的大小随频率的变化关系。按定义可知,轨道功率谱图曲线与横坐标所围的面积即为其不平顺在所有频带宽度内的均方值。

由于国内尚未建立具有全国代表性的轨道功率谱分析式和应用标准。因此本文采用德国高速谱和美国谱作为数字样机分析的激励。

一、德国高速轨道谱

20世纪80年代初,德国在进行高速列车的理论研究时采用下列的轨道谱分析式^[3]:

垂直不平顺:

$$S_v(\Omega) = \frac{A_v \Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)} \quad (1-7)$$

方向不平顺:

$$S_a(\Omega) = \frac{A_a \Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)} \quad (1-8)$$

水平不平顺和轨距不平顺具有相同的谱密度表达式:

$$S_c(\Omega) = \frac{(A_v/b^2)\Omega_c^2\Omega^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)(\Omega^2 + \Omega_s^2)} \quad (1-9)$$

式中: S ——功率谱密度, $m^2/(1/m)$;

Ω ——空间波数(空间圆频率), rad/m 。

式中参数见表 1—1。

表 1—1 德国高速轨道谱参数

轨道级别	Ω_s (rad/m)	Ω_c (rad/m)	Ω_r (rad/m)	A_v ($m \cdot rad$)	A_a ($m \cdot rad$)	b (m)
高激励	0.438 0	0.824 6	0.020 60	5.923×10^{-7}	5.923×10^{-7}	0.75
低激励	0.438 0	0.824 6	0.020 60	5.923×10^{-7}	5.923×10^{-7}	0.75

90年代初,一些欧洲和北美国家在研究高速机车车辆时,共同推荐采用式(1—7)~式(1—9)的分析式,但作了两处修改:一是谱密度幅值参数 A_v 和 A_a 分别取不同的数值;二是降低了高、低不同激励时的 A_v 和 A_a 值,特别是 A_a 值。这种修改反映了随着高速线路质量的提高,轨道不平顺的数值减小。修改后的高速轨道谱参数见表 1—2,该修改后的高速谱往往仍被称为德国高速谱。

表 1—2 高速轨道谱参数

轨道级别	Ω_s (rad/m)	Ω_c (rad/m)	Ω_r (rad/m)	A_v ($m \cdot rad$)	A_a ($m \cdot rad$)	b (m)
高激励	0.438 0	0.824 6	0.020 60	1.080×10^{-6}	6.125×10^{-7}	0.75
低激励	0.438 0	0.824 6	0.020 60	4.032×10^{-7}	2.119×10^{-7}	0.75