

铁路货车

运行状态

地面安全监测系统 (TPDS)

原理及应用

刘瑞扬 王毓民 主编
陈伯施 主审



中国铁道出版社

铁路货车运行状态地面安全 监测系统(TPDS)原理及应用

刘瑞扬 王毓民 主编
陈伯施 主审

中国铁道出版社

2007年·北京

全委面出态状计型丰贵部科 用运文野原(TPDS)制表测监

图书在版编目(CIP)数据

铁路货车运行状态地面安全监测系统(TPDS)原理
及应用/刘瑞扬,王毓民主编. —北京:中国铁道出版社,
2005. 1 (2007. 7 重印)

ISBN 978-7-113-06346-7

I. 铁… II. ①刘…②王… III. 铁路车辆:货车—
运行—监测 IV. U292.92

中国版本图书馆CIP数据核字(2005)第004032号

书 名: 铁路货车运行状态地面安全监测系统(TPDS)原理及应用

作 者: 刘瑞扬 王毓民 主编

出版发行: 中国铁道出版社(100054,北京市宣武区右安门西街8号)

责任编辑: 薛 淳 韦和春

封面设计: 冯龙彬

印 刷: 北京市兴顺印刷厂

开 本: 880×1230 1/16 印张: 9.75 字数: 300千

版 本: 2005年1月第1版 2007年7月第2次印刷

印 数: 7 001~10 000册

书 号: ISBN 978-7-113-06346-7/U·1762

定 价: 32.00元

版权所有 侵权必究

凡购买铁道版的图书,如有缺页、倒页、脱页者,请与本社发行部调换。

序

安全是铁路运输永恒的主题。我国铁路近年来经历五次大规模提速,提速线路已达 16 500 公里,客车速度不断提高,货物重载列车开行数量增多,我国铁路运输行车仍以客货共线为主,列车密度高居世界第一,这些因素都对车辆运行安全保障体系提出了更高的要求;随着铁路跨越式发展,列车交路延长、列检作业保证区段延长,这些变革给既有的安全保障体系提出了新的挑战,确保铁路运输安全的任务十分艰巨。我国铁路车辆安全防范体系的技术及装备水平较低、功能简单,在对应技术领域还存在许多空白,仍以传统、粗放、人控为特征,尚未形成系统化、网络化、智能化、信息化程度较高的安全防范体系,不能适应铁路跨越式发展的需要。

为更好监控货车运行安全状态,实时掌握监控货车动态运行情况,国内外均投入了大量的人力和物力研究相关的对策,采用轨边监测设备对运行车辆进行动态监测,被证明是一条行之有效的安全防范措施。类似的设备在国内外均有 10 年的研究历程。由于各国铁路所面临的问题不同,国外此类设备均安装在曲线区段,其关注重点是货车曲线通过特性;而我国货车在重载提速的新形势下,采用先进、成熟、经济、适用、可靠技术,建立轨边货车运行状态监控网络,是确保货车运输安全的必然选择。我国货车运行状态轨边监测设备安装在直线段,监测的主要内容是货车直线稳定性,设备称为“货车运行状态地面安全监测系统”(Truck Performance Detection System),简称 TPDS,可对货车运行状态(如蛇行失稳)、超偏载、轮对踏面故障等进行全面监测。TPDS 监测货车数量庞大,就单一设备而言,对车辆监测的频次有限,这决定了轨边监测设备必须按照分散检测、集中报警、联网运行、信息共享的原则进行组网运行,这样才能最大程度地发挥作用;联网运行的 TPDS 不但能有效监测货车运行状态,发现状态不良货车,保证运输安全,而且能作为货车状态修的评判参数,为我国货车改革修制提供有力的信息技术支撑。总之,TPDS 的广泛应用必将给我国货车运行安全及维修工作带来深刻的变革。

本书详细介绍了货车运行状态地面安全监测系统(TPDS)的原理、探测站的构成、探测站的联网、系统功能及系统的用管修等问题。本书首次对货车运行状态地面监测设备进行系统的论述,意在为全路车辆部门广大职工学习、掌握 TPDS 提供实用教材,以飨读者。

陈伯施

前言

货车运行状态地面安全监测系统(TPDS)自1999年起在沪宁线安亭和镇江安装了2套设备进行全面试验考核和验证。2003年根据铁道部的推广计划,在京沪线部署安装了8套地面安全监测装置(其中上海局3套,济南局4套,北京局1套),并进行了联网建设和管理信息系统的开发实施,建成了京沪线货车运行状态地面安全监测信息传输网络,建设了6个分局监测中心、3个路局监控中心和1个铁道部查询中心,安装了16个相关列检复示终端和12个分局/路局/铁道部监控终端(红外中心和车辆段),实施了共46个节点的联网,实现了京沪沿线货车运行状态地面安全监测信息的自动收集和集中管理,提供了京沪线上车辆运行状态的实时监控、综合查询和不良车辆的跟踪等信息服务。2003年10月联网业务管理信息系统投入运用后,TPDS在车辆安全监测的系统化、网络化和信息化取得了实际应用的成绩。通过京沪线TPDS的应用,各级车辆管理部门运用TPDS的监测信息,可以加大货车运行安全监控力度,有效地防范货车脱轨事故,防范车辆踏面擦伤、剥离,防范货车超载、偏载等行车安全隐患,实现货车运行安全质量互控。铁道部已决定在六大干线提速安全标准线的建设中全面推广TPDS。

货车运行状态地面安全系统及相关设备是新型技术,必须尽快培养一批熟悉技术懂得业务的技术人员,这是管好、用好、维护好货车运行状态地面安全监测系统及相关设备的重要基础。本书正是在这一背景下酝酿而成的。

本书的内容大体分为五大部分:第一部分是基础知识,第二部分是货车运行状态地面安全监测系统,第三部分是传输通道与网络通信,第四部分是监测设备,第五部分是联网应用系统,其中第一部分内容包括:第一章《车辆振动引论》,第二章《车辆蛇行运动稳定性》,第三章《车辆运行安全性》,第四章《车辆振动测试的一般方法》;第二部分内容包括:第五章《货车运行状态地面安全监测系统(TPDS)》;第三部分内容包括:第六章《传输通道与网络通信》;第四部分内容包括:第七章《TPDS监测设备概述》,第八章《系统设备技术性能指标与工作条件》,第九章《系统设备基本测试原理》,第十章《系统构成与设备主要部件》,第十一章《系统设备电器原理图》,第十二章《系统设备使用说明》,第十三章《系统设备安装技术条件与程序》,第十四章《系统设备养护维修》;第五部分内容包括:第十五章《联网应用系统简介》,第十六章《中心系统》,第十七章《列检复示系统》。

全书内容按照基础知识、系统简介、监测设备、联网应用系统的顺序编排,各部分之间既保持相对独立,又存在内在的统一联系。读者可根据需要选读其中的有关内容。

本书由刘瑞扬、王毓民主编,陈伯施主审,于卫东、张格明、蒋荟以及赵长波、王驰、姜飞鹏、穆鑫同志参加了编写工作,在成书过程中,有关设备的厂家给予了大力支持与配合,提供了详实的技术资料,并对内容的编排提出了许多宝贵的意见,本书基础知识部分引用了王福天主编的《车辆动力学》一书的部分内容,在此一并致谢。

作者
2004年12月

目 录

第一部分 基础知识

1 车辆振动引论	3
1.1 车辆振动的基本概念与振动型式	3
1.2 激起车辆振动的原因	4
1.2.1 引起车辆垂直振动的激振源	4
1.2.2 引起车辆横向振动的激振源	5
2 车辆蛇行运动稳定性	8
2.1 蠕滑理论	8
2.1.1 蠕滑的基本概念	8
2.1.2 重力刚度和重力角刚度	9
2.2 车辆的蛇行运动稳定性	10
2.3 影响车辆蛇行运动稳定性的因素	12
3 车辆运行安全性	16
3.1 轮对脱轨条件与评定指标	16
3.1.1 脱轨的过程及其分类	16
3.1.2 脱轨条件与评定指标	17
3.2 脱轨原因及其防止措施	20
3.2.1 影响脱轨的因素	20
3.2.2 轮重减载量的计算	21
3.2.3 防止脱轨的安全措施	23
3.3 防止车辆倾覆的安全性	25
3.3.1 车辆倾覆的类型及其评定方法	25
3.3.2 倾覆系数的计算	26
3.3.3 防止车辆倾覆的安全措施	27
4 车辆振动测试的一般方法	29
4.1 一般方法及原理	29
4.2 轮轨作用力测量	31

第二部分 货车运行状态地面安全监测系统

5 货车运行状态地面安全监测系统(TPDS)	37
5.1 概述	37
5.2 TPDS 系统简介	38

5.2.1 TPDS 建设目标	38
5.2.2 TPDS 建设原则	38
5.2.3 京沪线 TPDS 建设情况	38
5.3 TPDS 总体结构	39
5.4 TPDS 测报数据处理和传输流程	40

第三部分 传输通道与网络通信

6 传输通道与网络通信	43
6.1 网络基本知识	43
6.1.1 计算机网络的概念	43
6.1.2 计算机网络的分类	43
6.1.3 网络拓扑结构	44
6.1.4 网络硬件系统	45
6.1.5 网络软件系统	48
6.1.6 OSI 参考模型	49
6.1.7 Internet 简介	49
6.1.8 TCP/IP 协议	50
6.1.9 IP 地址	52
6.1.10 网络配置与安装	53
6.1.11 基本网络测试命令	61
6.2 网络拓扑	64
6.3 传输通道要求与接入方式	65
6.4 网络维护	65
6.4.1 日常检查	65
6.4.2 网络维护要求	65
6.4.3 JWMQ 监视程序使用说明	66

第四部分 监测设备

7 TPDS 监测设备概述	71
7.1 研制背景	71
7.2 系统监测功能与意义	72
7.2.1 识别运行状态不良车辆	72
7.2.2 监测车辆总重、前后转向架重、轴重、轮重和车辆超偏载	72
7.2.3 识别车轮踏面擦伤	73
7.2.4 统计轨道负荷当量通过总重	73
8 系统设备技术性能指标与工作条件	74
8.1 技术指标	74
8.2 工作条件	74
9 系统设备基本测试原理	75
9.1 系统垂直力测试原理	75
9.2 系统横向力测试原理	76
10 系统构成与设备主要部件	77

10.1	监测系统构成	77
10.2	系统设备主要部件	77
10.2.1	框架式轨道测试平台	77
10.2.2	二维板式传感器	78
10.2.3	不打孔式剪力传感器	79
10.2.4	监测系统的仪表及控制系统	79
11	系统设备电器原理图	81
11.1	传感器	81
11.2	二次仪表	81
11.3	系统电气结构	81
11.4	传感器连接图	82
11.5	机柜中设备连接	84
12	系统设备使用说明	85
12.1	探测站信号处理工控机和测点服务器软件配置	85
12.2	探测站设备的开机与关机	86
13	系统设备安装技术条件与程序	90
13.1	设备安装技术条件	90
13.2	轨道测试平台与传感器安装程序	90
13.2.1	安装施工方式的选择	90
13.2.2	安装施工的步骤	90
13.2.3	传感器安装	94
13.2.4	线上设备安装流程图	95
13.2.5	线上设备安装控制	95
13.2.6	道旁机房技术要求	96
14	系统设备养护维修	97
14.1	探测站设备维护与检修的基本原则	97
14.2	轨道测试平台及前后相邻线路的养护维修要求	97
14.3	监测系统轨道平台本身的养护维修要求	98
14.4	测点设备日常检查与维护	98
14.4.1	电器部分	98
14.4.2	传感器部分	99
14.4.3	框架式轨道测试平台部分	100
14.5	监测系统检定、维修保养周期	100
14.5.1	标定周期	100
14.5.2	标定程序	101
14.5.3	定期检修周期	101
14.6	系统设备清单与备品备件	101
14.6.1	设备清单	101
14.6.2	备品备件	102

第五部分 联网应用系统

15	联网应用系统简介	105
15.1	联网应用系统概述	105

15.2	联网应用系统总体功能	105
15.3	应用系统构成及部署	105
15.4	应用系统的特点	106
16	中心系统	107
16.1	中心系统构成	107
16.2	系统运行环境	107
16.2.1	服务器软硬件平台基本要求	107
16.2.2	监控终端软硬件平台基本要求	108
16.3	应用安装与配置	109
16.3.1	服务器安装与配置	109
16.3.2	监控终端软件安装与配置	109
16.3.3	Web 查询程序安装与配置	111
16.3.4	系统控制台程序安装与配置	111
16.4	功能介绍与使用说明	111
16.4.1	服务器后台软件功能介绍与使用说明	111
16.4.2	实时监控程序功能介绍与使用说明	111
16.4.3	Web 查询程序功能介绍与使用说明	123
16.4.4	系统控制台程序功能介绍与使用说明	136
16.5	日常检查与维护	142
16.5.1	日常检查	142
16.5.2	中心服务器的维护	143
16.5.3	监控终端的维护	143
16.5.4	典型问题处理方法	144
17	列检复示系统	145
17.1	系统运行环境	145
17.1.1	列检复示终端硬件平台基本要求	145
17.1.2	列检复示终端软件平台基本要求	145
17.2	应用安装与配置	145
17.3	功能介绍与使用说明	146
17.3.1	功能介绍	146
17.3.2	使用方法	146
17.4	日常检查与维护	148
17.4.1	日常检查	148
17.4.2	维护	148

第一部分

基础知识

1 车辆振动引论

1.1 车辆振动的基本概念与振动型式

具有弹簧悬挂装置的车辆是一个多自由度的振动系统。车辆在运行中会产生复杂的振动现象,振动理论的研究和实践表明,这种复杂的振动是由若干基本型式振动组合的结果。

若将车体视为支承在弹簧上的刚体,此刚体就称为簧上质量,这通常是指车体(包括载重)及摇枕的质量。而弹簧以下的质量就称为簧下质量,这通常是指轮对轴箱装置和大多数货车转向架侧架的质量。研究车辆振动时,可以通过车体的重心 O 点引三个互相垂直的坐标轴 x 、 y 、 z ,此时车体的运动具有六个独立的形式,即沿 x 、 y 、 z 轴三个方向的直线运动及以 θ 、 ϕ 、 ψ 表示的绕 x 、 y 、 z 轴的三个回转运动。于是车体在空间的位置完全由六个坐标来确定,所以车体是一个六个自由度的运动系统,如图 1-1 所示。在一般情况下,车体运动是上述六种形式运动的不同组合。

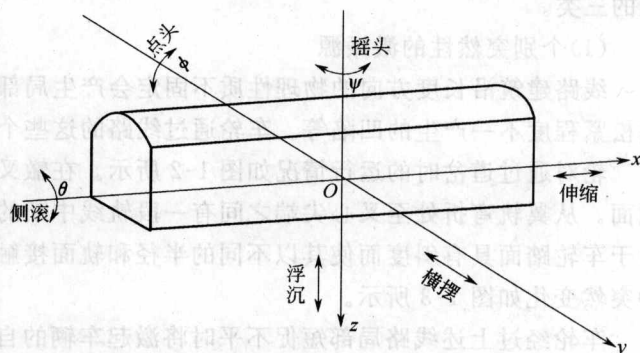


图 1-1 车体在空间的坐标位置

当车体沿三个坐标轴及绕三个坐标轴振动时,分别给予下列名称:

浮沉振动——即车体沿 z 轴方向所作的铅垂振动,在某一瞬间,车体各点的铅垂位移相等,车体平行于原有的平衡位置;

横摆振动——即车体沿 y 轴方向所作的横向振动,在某一瞬间,车体各点的横向位移相等,车体平行于原有的平衡位置;

伸缩振动——即车体沿 x 轴方向所作的纵向振动,在某一瞬间,车体各点的纵向位移相等,车体平行于原有的平衡位置;

摇头振动——即车体绕 z 轴作幅角为 $\pm\psi$ 的回转振动;

点头振动——即车体绕 y 轴作幅角为 $\pm\phi$ 的回转振动;

侧滚振动——即车体绕 x 轴作幅角为 $\pm\theta$ 的回转振动。

一般车辆的前后转向架弹簧总刚度相等,左右和前后载荷对称,此时上述六种振动中的浮沉、伸缩、摇头和点头均能独立出现其振动型式,只有横摆和侧滚不能独立出现而耦合成两种振动型式:一种是振动轴在车体重心以下的车体下心(一次)滚摆,一种是振动轴在车体重心以上的车体上心(二次)滚摆。因此,车体就具有浮沉、伸缩、摇头、点头、下心滚摆和上心滚摆六种振动型式。

车辆其他刚体的振动型式与车体不尽相同,例如转向架构架的浮沉、伸缩、横摆、摇头、点头、侧滚振动都可以独立出现。

应该指出,车辆在运行过程中既存在着自由振动,又存在着强迫振动。对于各种车辆,上述六种振动型式都可以同时存在。但由于车辆的结构型式、弹簧装置参数和装载状态、运行速度的不同,以及运行在不同结构状态的线路上,所以它们各自出现的主要振动型式是不同的。

在研究车辆振动时,因为浮沉与点头振动的组合发生在车体的纵向铅垂平面 xOz 内而称为垂直振动;车辆的摇头与滚摆振动的组合发生在水平平面 xOy 和车体横向铅垂平面 yOz 内而称为横向振动;车辆的伸缩振动沿车体纵向产生而称为纵向振动。

1.2 激起车辆振动的原因

车辆运行时产生的振动对其走行部分和其他重要零部件的强度、运行平稳性和稳定性有着重要的和决定性的影响。要研究车辆在运行中的振动特性,就需要对引起车辆振动的原因(即激振源)进行分析。研究表明,车辆轮对沿钢轨运行时呈现出复杂的运动,这种偏离了直线的轮对运动就是引起车辆振动的主要激振源。

1.2.1 引起车辆垂直振动的激振源

引起车辆在垂直方向振动的原因是多方面的,按激振源的性质可将其分为个别突然的、周期性的和随机性的三类。

(1) 个别突然性的激振源

线路建筑沿长度方向的物理性质不固定会产生局部病害,如线路在冬季时的冻胀、道床质量不均匀和路基松紧程度不一产生的凹陷等。车轮通过线路的这些个别偶然性的病害时产生突然的起伏。

轮对通过道岔时的运行情况如图 1-2 所示。在辙叉部分,为避免车轮撞击辙叉心,叉尖端顶面低于翼轨顶面。从翼轨弯折处至叉心尖端之间有一段轨线中断的空隙,称为道岔有害空间。当车轮经过辙叉部分时,由于车轮踏面具有斜度而使其以不同的半径和轨面接触,使车轮先下沉而再升起,轮心轨迹在垂直方向的这种突然变化如图 1-3 所示。

车轮经过上述线路局部短促不平时将激起车辆的自由振动。虽然这种线路不平是个别出现的,但遇到大的不平时会激起车辆大振幅的垂直和横向自由振动,影响列车的平稳运行。



图 1-2 轮对通过道岔

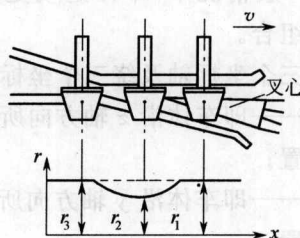


图 1-3 轮对通过辙叉时的位置变化

此外,由于列车的突然起动和制动也会引起车辆的纵向和垂直自由振动。

(2) 周期性的激振源

钢轨接头处的下沉,车轮的踏面擦伤,轮重不均衡和轮轴偏心,车轴装有发动机,这属于周期性激振源。

在有缝线路上,接头是钢轨的薄弱环节。由于鱼尾板的抗弯刚度不足,致使轮对经过接头区域时,不仅弹性下沉量大,而且当车轮从一根钢轨的端部滚至邻近的钢轨端部时,车轮的瞬时转动中心产生突变,从 a 点变至 b 点,如图 1-4 所示。此时,车轮的前进速度从 v_a 变至 v_b ,速度方向的改变产生了垂直速度分量 Δv ,这是由于受到接头处冲量 S 作用的结果。有: $S = m\Delta v$ 及 $\Delta v = v_a \theta$, θ 角的大小与轨端的永久变形量、弹性变形量、轨面磨损量等因素有关。这些量愈大,冲量 S 也愈大。车轮质量 m 愈大, S 也愈大。冲量传至车辆簧上部分激起其振动。轨端在冲量的作用下增加了永久变形。冲量对车辆振动和轮轨间的相互作用都是不利的。减小轮重可减小 S ,此即采用弹性车轮和轻型轮对的原因。

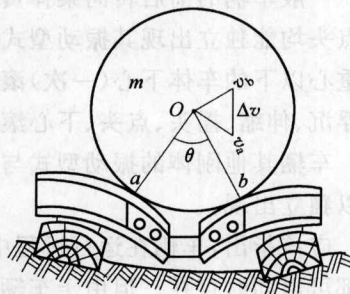


图 1-4 钢轨接头对车轮的冲量作用

由于线路具有弹性,当列车通过时,在轮重作用下钢轨各点依次产生弹性下沉。由大量测试统计结果表明,对于平直道,每节钢轨的大部分长度的轨面接近于处在同一水平面内,在距轨端二三米处才产生明显的

附加下沉。在图 1-5 中,拱形曲线 ABC 表示钢轨未承载时的轨面, $A_1B_1C_1$ 表示钢轨承载时轮轨接触点的轨迹,该两曲线在垂直方向的距离即为轨道的弹性下沉量。曲线 $A_1B_1C_1$ 的峰谷间的距离 $2h$ 表明了线路不平的程度,其值可在广泛的范围内变化。图 1-6 是在某中等线路上测得的轮轨接触点的轨迹波形。由该图可见,在钢轨接头处呈现明显的下沉,但每节钢轨的轮廓并不完全一样。

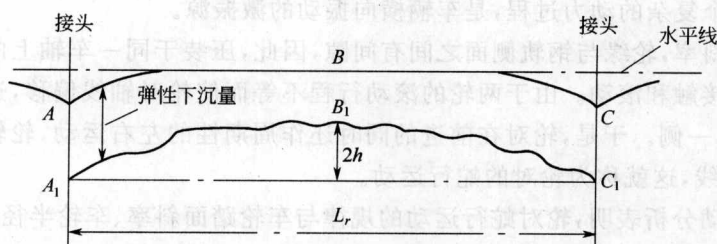


图 1-5 有缝线路上轨道的垂直(高低)不平顺

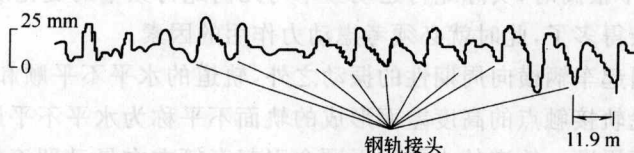


图 1-6 有缝线路上轮轨接触点的轨迹

(3) 随机性的激振源

前述图 1-5 中的曲线 ABC 表示无列车通过时轨顶面的不平,这称为轨道的几何不平顺。曲线 $A_1B_1C_1$ 表示列车通过时轨顶面的不平,这称为轨道的动力不平顺(高低不平顺)。造成轨道几何不平顺的主要原因是钢轨顶面的不均匀磨耗及道床和路基的永久变形。

造成轨道动力不平顺的主要原因是钢轨基础沿长度方向上的弹性不均匀。线路每一段的实际垂直刚度具有不同的数值,它和轨枕状态特别是近垫板处的状态、钢轨和垫板的扣紧程度,垫板和轨枕的扣紧程度、道床密度及轨枕底部有无暗坑等因素有关,所有这些因素的出现及其组合都是随机性的。对于有缝轨道,虽然钢轨接头区域的动力不平顺具有周期性,但非接头区域的动力不平顺则是随机性的。由于钢轨接头的存在,使得轮轨间作用力增大,加剧钢轨和联结零件的磨耗和损伤,影响列车的平稳运行。为了消除钢轨接头,就出现了将普通钢轨连续焊接起来的无缝轨道。而无缝轨道的动力不平顺则完全是随机性的,它没有确定的形状和规律。图 1-7(a)是在某良好状态的无缝轨道上测得的动力不平顺——即轮轨接触点在垂直平面内的轨迹。图 1-7(b)表明无缝轨道(具有坡度)和有缝轨道联接处的前后轨道动力不平顺的实测结果。由该图可见,无缝轨道上的动力不平顺明显地小于有缝轨道上的。

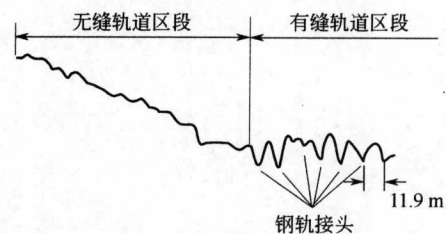


图 1-7 轨道动力不平顺的实测波形

轨道动力不平顺具有波状特征,其波长值在 1 m 左右到数十米之间变化,其波幅值可在几毫米到十几毫米甚至更大的数值之间变化,故其变化范围很广。通常长波的幅值大,短波的幅值小。由于轨道动力不平顺是随机性的,它不可能用一个确定的函数来表示,也不能简单地用表达简谐振动的幅值和频率来描述,而只能用表征随机过程统计特性的术语来描述。

轨道动力不平顺是激起车辆垂直振动的主要原因。

1.2.2 引起车辆横向振动的激振源

引起车辆横向振动的激振源也可分为个别突然性的、周期性的和随机性的三类。下面着重讨论其中起主要作用的周期性激振源。

车辆沿直线轨道运行时,车体和转向架在横向水平平面内的运行轨迹也不是直线而是某一波状曲线,它

们一面既作横摆运动,一面又作摇头运动。车辆的这种运动即为横向振动,这是由于车轮踏面具有斜度和轮轨间存在着复杂的动力作用而引起的。

先从观察单个自由轮对的运动开始。轮对沿钢轨顶面的运动可以分为两种情况来研究:第一种简单的情况是车轮沿钢轨顶面作纯滚动而无滑动;第二种情况是车轮滚动时还伴随着踏面与轨顶面间的滑动,这称之为蠕滑现象。蠕滑是个复杂的动力过程,是车辆横向振动的激振源。

由于车轮踏面具有斜率,轮缘与钢轨侧面之间有间隙,因此,压装于同一车轴上的左右两个车轮就会以不同的滚动直径与轨面接触和滚动。由于两轮的滚动行程不等而使轮对轴线偏移,这样又改变了车轮的滚动直径,使轮对又偏向另一侧。于是,轮对在前进的同时还作周期性的左右运动,轮轴中心的运动轨迹成为一条周期为 T 的波形曲线,这就称为轮对的蛇行运动。

简单轮对的蛇行运动分析表明:轮对蛇行运动的规律与车轮踏面斜率、车轮半径和滚动圆间距等参数有关,其频率还与运行速度成正比,转向架的蛇行运动波长比单个自由轮对的要长,其频率则比单个自由轮对的低。这种分析是从纯滚动几何运动学来讨论蛇行运动的,没有考虑物体惯性力和轮轨接触力的作用。研究结果表明,车辆运行速度不很高时,实际蛇行运动频率与几何蛇行频率的变化规律基本相符。但运行速度比较高时蛇行运动就要复杂得多了,此时就必须考虑动力作用的因素。

除了由轮对蛇行运动引起车辆横向周期性的振动之外,轨道的水平不平顺和方向不平顺也会引起车辆横向振动。由于轨道左右轮轨接触点的高度差而形成的轨面不平称为水平不平顺,轨道在轨顶横向平面内的左右波状不平称为方向不平顺。轨道的水平不平顺会引起车辆左右晃动即滚摆振动,轨道的方向不平顺会引起车辆的摇摆振动。轨道的这两种不平顺的幅值和波长及其出现也都是随机性的。

此外,当车辆行经道岔及进入无缓和曲线的圆曲线时,轮对在横向受到瞬时冲击,也会激起车辆的横向自由振动。

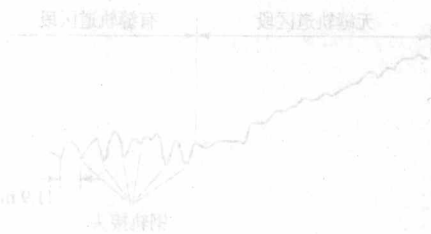


图 1-1 轮对蛇行运动示意图

图 1-1 轮对蛇行运动示意图。图中展示了轮对重心在轨道上的运动轨迹。当轮对沿轨道前进时，由于轨道的水平不平顺和方向不平顺，轮对会产生周期性的左右运动，即蛇行运动。图中还标注了轮缘和轨面的位置。

图 1-1 轮对蛇行运动示意图

图中展示了轮对重心在轨道上的运动轨迹。当轮对沿轨道前进时，由于轨道的水平不平顺和方向不平顺，轮对会产生周期性的左右运动，即蛇行运动。

图中展示了轮对重心在轨道上的运动轨迹。当轮对沿轨道前进时，由于轨道的水平不平顺和方向不平顺，轮对会产生周期性的左右运动，即蛇行运动。

图中展示了轮对重心在轨道上的运动轨迹。当轮对沿轨道前进时，由于轨道的水平不平顺和方向不平顺，轮对会产生周期性的左右运动，即蛇行运动。

2 车辆蛇行运动稳定性

一百多年前,机车车辆工作者就已注意到了这样一种现象,即带有锥形踏面的轮对沿着直线轨道滚动时,它会产生一种特有的自激振动——一面横向移动,一面又绕通过其重心的铅垂轴转动,这种运动就是前面提到过的轮对的蛇行运动。由于轮对的蛇行运动而引起转向架和车体在横向平面内的振动,就称为转向架蛇行运动和车体蛇行运动。

所谓自激振动是指一个系统于运动中,如果引起振动的激振源是由于系统结构本身所造成,而不是由于外界强迫输入的,当运动停止时,这种激振力也就随之消失,那么这种振动就称为自激振动。自激振动的频率通常是系统的自振频率(或接近自振频率),自激振动所消耗的能量取源于外界给予系统的能量。

机车车辆在理想的平直道上运行时,在特定的条件下,如轮对具有一定的定位刚度,各悬挂参数匹配适当,在某一速度范围内运行,这时所产生的蛇行运动的振幅是随着时间的延续而衰减的,这种运动称之为稳定的蛇行运动。而只有当车辆的运行速度超过某一临界数值时,才产生一种称为不稳定的蛇行运动,此时它们的振幅随着时间的延续而不断地扩大,使轮对左右摇摆直到轮缘碰撞钢轨。对于转向架或车体,则出现大振幅的剧烈振动,这种现象称为失稳,此时的运动称为不稳定运动。蛇行运动由稳定运动过渡到不稳定运动时的速度就称为临界速度。

实际上,车辆沿直线轨道运行时,一直存在着蛇行运动。由于车辆走行部分的状态及线路的横向不平顺所引起的随机激扰,使车辆不断地产生蛇行运动,同时又由于轮轨间存在着蠕滑及车辆结构中的各种阻尼,又使这种运动的振幅不断地衰减,故这时候的运动还是稳定的。只有当车辆的运行速度超过其临界速度,蠕滑及各种阻尼所产生的作用不足以衰减不断增长着的振幅时,车辆才开始失稳,于是就出现了不稳定的蛇行运动。

高速车辆的蛇行运动失稳后,不仅会使车辆的运行性能恶化,旅客的舒适度下降,作用在车辆各零部件上的动载荷增大,并且将使轮对严重地打击钢轨,损伤车辆及线路,甚至会造成脱轨事故。所以蛇行运动是机车车辆实现高速运行的一大障碍。

下面将依次讨论自由轮对、转向架和车辆的蛇行运动。

2.1 蠕滑理论

在研究车辆的蛇行运动之前,首先需要阐明蠕滑的基本概念并给出重力刚度及重力角刚度的物理意义及其数学关系表达式。

2.1.1 蠕滑的基本概念

“蠕滑”这个物理现象,在任何两个相互滚动接触的弹性体之间是始终存在着的。当它们之间没有相对运动时,蠕滑现象无法显示出来,只有在两物体之间产生相对滚动或有相对滚动的趋势时,才产生蠕滑效应。例如,带有锥形踏面轮对的机车车辆在平直轨道上运行时所产生的蛇行运动,就是由于轮轨接触点之间存在着蠕滑而引起的。

对于研究铁路车辆在高速运行时的蛇行运动稳定性及在曲线上运行时的导向性能来说,蠕滑是一个极为重要的因素,故有必要对其物理本质加以详细叙述。

先从微观方面来观察蠕滑现象。设有一轮对停放在钢轨上,假定车轮踏面为圆柱形,并以相同半径为 r 的滚动圆与钢轨相接触,钢轨是平直的,轮对除本身自重外,承受并传递来自簧上部分的载荷。当轮对上作用着牵引力时,由于轮轨之间存在着摩擦,轮对在钢轨上开始滚动。这时,车轮在轮轨间切向力的作用下,在

它们的接触点附近产生局部的剪应力,如图 2-1 所示。车轮在轮对的前进方向的一侧上受到压缩作用,因此在踏面接触部分的前部出现负的剪应力,相应地在接触部分的后部承受正的剪应力。而钢轨在前进方向的一边则受到拉伸,因此,钢轨上所受的剪应力恰恰相反,且钢轨顶接触部分的前部产生正剪应力,接触部分的后部产生负剪应力。这样当车轮继续滚动时,由于车轮上作用着负剪应力的部分逐渐进入接触区并与钢轨上作用着正剪应力的部分相接触,于是,两者之间就产生了相对运动。因为钢轨是固定的,所以轮轨间的这种相对运动,使车轮出现“轻微的滑动”,这种滑动就是所谓“蠕滑”现象。

如果车轮和钢轨均为绝对刚体,那么它们在垂直载荷和切向力的作用下不产生弹性变形,当然也不会有局部剪应力产生,因此车轮沿钢轨滚动时,也就不会出现上述的相对运动,即不存在蠕滑现象。又如轮轨虽为弹性体,假使轮对对钢轨没有正压力,因此它们之间也不存在摩擦力,于是轮对失去变形和滚动的条件,当然轮轨之间也不会出现蠕滑。再如轮对静止地停放在钢轨上,但是未受到牵引力作用时,它不滚动,蠕滑现象还是不能显示出来。因此,轮轨之间出现蠕滑现象要有三个条件,即:轮轨均为弹性体;车轮和钢轨之间作用有一定数量的正压力;且轮对要沿钢轨滚动。缺少以上任一条件,就不会产生蠕滑。

轮轨之间产生蠕滑时,其接触表面通常是一个椭圆,椭圆的形状与轮轨的材质和接触部位的外形、正压力的大小有关,一般情况下,椭圆的长轴沿车轮的前进方向。由图 2-1 可见,轮轨接触区域分为两部分,前面阴影部分为粘着区,后面部分为滑动区。

当轮轨接触点处作用的切向力趋近于零时,车轮作纯滚动,它转动一周,轮心向前移动的距离为 $2\pi r$ 。但实际上这种纯滚动的状态是不存在的。当轮轨接触点处有切向力作用时,如上所述,由于蠕滑作用将使车轮产生微小的滑动,因此,即使车轮仍转动一周,轮心向前移动的距离已不再是 $2\pi r$,而是略小于 $2\pi r$ 了(在不同的条件下,也可能略大于 $2\pi r$)。而且随着切向力的增大,粘着区的面积愈来愈小,滑动也愈来愈严重,作为极限的情况——当切向力稍大于最大粘着力(近似地可认为与最大摩擦力相等)时,车轮即过渡到纯滑动状态,于是产生“空转”,此时接触面上的粘着区消失,完全成为滑动区了。

由此可知,车轮在钢轨表面上产生的蠕滑,是由于轮轨之间作用有切向力的原故,因此这个切向力就称为“蠕滑力”。

自提出了蠕滑理论后,近半世纪以来,曾进行了大量的理论研究和实验工作,得到了蠕滑力 F 和蠕滑率 γ 之间的关系。

设 v 为车轮的实际前进速度, ωr 为车轮纯滚动时的前进速度(ω 为车轮转动的角速度)。 $\Delta v = v - \omega r$, 称为蠕滑速度,定义蠕滑率 $\gamma = \Delta v / v$ 。根据上述定义,实际上,蠕滑率就是相对滑动率。蠕滑力 F 和蠕滑率 γ 之间的关系如图 2-2 所示。

从图 2-2 可以看出:蠕滑力 F 和蠕滑率 γ 之间的变化规律不全是线性的,只是在较小的 γ ,也就是在较小的蠕滑速度 Δv 范围内,其变化规律才是线性的,在线性范围内该直线的斜率称之为蠕滑系数 f 。因此,可用下式来表示:

$$F = -f \cdot \Delta v / v \quad (2-1)$$

因为蠕滑力的方向和滑动的方向总是相反的,故取负号。蠕滑系数 f 具有力的量纲。

计算蠕滑系数的公式,经理论推导和实验研究,最后由 B. S. Cain 发展成为下列形式:

$$f = 4\,650(D \cdot W)^{0.5}$$

式中 f ——一个轮对的蠕滑系数(N);

D ——车轮直径(mm);

W ——轴重(kg)。

Cain 公式被广泛应用于分析机车车辆的稳定性问题。各国学者还提出了不少计算蠕滑系数的公式,这

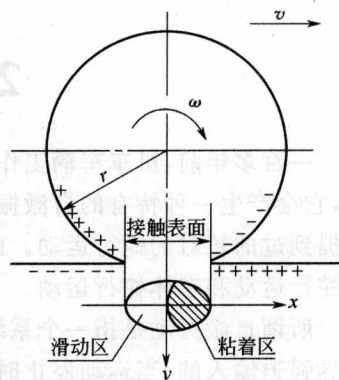


图 2-1 轮轨接触表面状态图

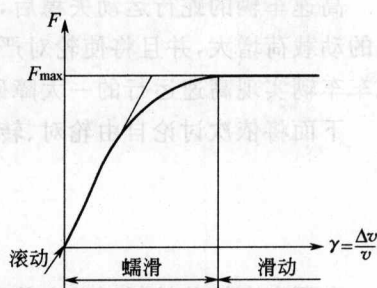


图 2-2 蠕滑力与蠕滑率关系