

CHE LIANG DONG LI XUE

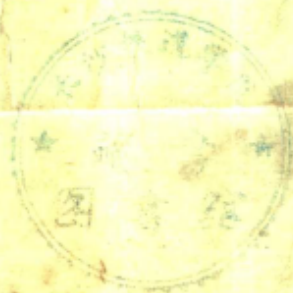
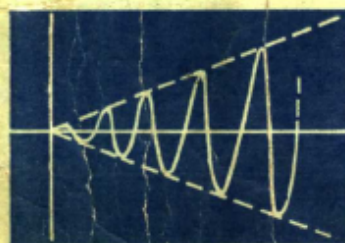
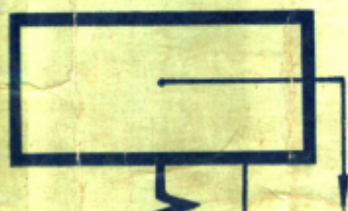
87181
WFT

293380

高等学校试用教材

车辆动力学

王福天 主编



中国铁道出版社

高等学校试用教材

车辆动力学

中国铁道出版社

1981年·北京

内 容 简 介

本书论述了车辆动力学的基本理论和试验方法,阐明了车辆安全、平稳运行的条件和评定标准,分析了为保证车辆高速、安全、平稳运行应取的结构和设计参数及其计算方法。书中系统地讨论了车辆的垂直振动、横向振动和纵向动力学的一系列问题,介绍了近代车辆动力学的新理论和它的应用,对相应的测试技术也作了介绍。

本书为铁路高等院校铁道车辆专业教材,也可供从事铁路机车车辆科研、设计及运用的工程技术人员和相邻学科的专业人员参考。

高等学校试用教材

车 辆 动 力 学

王福天 主编

中国铁道出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本: 787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张: 16.25 字数: 403千

1981年3月第1版 1981年3月第1次印刷

印数: 0001—4,500册 定价: 1.70元

前 言

本书是根据铁路高等院校铁道车辆专业《车辆动力学》课程的教学大纲编写的。本书主要描述车辆及其零部件在各种运用状态下发生的振动位移、振动频率、振动加速度和由此而产生的各种动作用力，并分析其发生的原因，提出改善车辆运行安全性、平稳性的途径，为改进车辆设计和开展动力学研究试验工作提供理论上的依据。

本书共分为九章，其主要内容有：车辆的垂直振动、横向振动、蛇行运动稳定性、列车的纵向作用力、车辆悬挂装置、车辆运行的安全性及平稳性指标和车辆动力试验等等。书中对近几十年来国内外关于这些方面的新技术、新理论作了较为全面的论述，并对国内外车辆动力学新理论的发展情况专设一章进行了详尽的阐述。但由于考虑到授课学时和篇幅的限制，对有些内容，例如车辆的弹性振动，车辆高频振动的隔离和噪音的防止等问题，在本书中未予编入。对于书中各章节中用小号字排印的部分，以及第二章的第五节、第四章第三节中的方程部分，第七章的第四节、第九章的第六节和第八章全章主要是供学生课外选读之用，可不占用规定的课堂学时。

根据我国计量单位要由公制逐步过渡到国际制的原则精神，本书采用了国际单位制，书末附有简明对照表便于读者查对。对于转向架蛇行运动稳定性的电子计算机计算程序也在附录中进行了详细介绍。

本书由上海铁道学院王福天主编，西南交通大学毛家驹教授主审。各章节的编写人是：绪论及第八章——毛家驹；第一章——王福天、黄世浩（兰州铁道学院）；第二章及附录二、三——王福天；第三章——王福天、朱昶基（上海铁道学院）；第四章及附录一——朱昶基、陈石华（上海铁道学院）；第五章——曾三元（长沙铁道学院）；第六章——卢翰庭、郭继斌（北方交通大学）；第七章——严隽耄（西南交通大学）；第九章——陈健凡（上海铁道学院）。

本书在内容和编排上有错误或不当之处，敬请读者批评指正。

目 录

绪论	1
第一章 车辆振动引论	3
第一节 车辆振动的基本概念与振动型式	3
第二节 激起车辆振动的原因	4
第三节 车辆运行平稳性及其评定标准	11
第二章 车辆在垂直平面内的振动	20
第一节 具有一系弹簧装置车辆的自由振动	20
第二节 具有一系弹簧装置车辆的强迫振动	29
第三节 具有两系弹簧装置车辆的自由振动	40
第四节 具有两系弹簧装置车辆的强迫振动	50
第五节 车辆随机振动概要	55
第三章 车体在横向平面内的振动	65
第一节 车体的横向自由振动	65
第二节 车体的横向强迫振动	70
第四章 车辆的蛇行运动稳定性	74
第一节 自由轮对的蛇行运动	74
第二节 转向架的蛇行运动	82
第三节 车辆的蛇行运动稳定性	93
第四节 影响车辆蛇行运动稳定性的因素	100
第五章 车辆运行安全性	106
第一节 轮对脱轨条件与评定指标	106
第二节 脱轨原因及其防止措施	111
第三节 防止车辆倾覆的安全性	119
第六章 车辆悬挂装置	124
第一节 弹簧装置参数的确定	124
第二节 橡胶元件	130
第三节 空气弹簧	136
第四节 减振器	141
第五节 轴箱定位装置的结构与参数	148
第七章 车钩缓冲装置中的纵向作用力	152
第一节 概述	152
第二节 列车在稳态运行时的纵向作用力	154
第三节 调车时车辆冲击引起的纵向作用力	156
第四节 列车在牵引力(或制动力)发生变化时的纵向作用力	168

第八章 车辆动力学的新发展	177
第一节 概述	177
第二节 轮轨间的相互作用	177
第三节 车辆在曲线上的稳态运动	187
第四节 车辆对线路横向不平顺的响应	198
第五节 车辆横向动力学的非线性问题	200
第九章 车辆动力试验	213
第一节 概述	213
第二节 车辆振动测试的一般方法及传感器	213
第三节 轮对上动作用力的测量	221
第四节 试验数据的整理	226
第五节 液压减振器的性能试验	230
第六节 模拟试验概述	233
附录一 转向架蛇行运动稳定性计算程序	237
附录二 常用符号表	251
附录三 本书所用国际制单位与公制单位换算关系示例	254

绪 论

铁路是国民经济的大动脉。发展铁路运输事业，加速铁路运输现代化的进程，对于实现我国的四个现代化有着重要的意义。根据我国铁路运输发展规划，提高列车运行速度和增加列车牵引重量是实现铁路运输现代化的主要标志。因此，结合当前我国铁路线路和车辆构造的情况，在铁路现代化过程中，就必然会出现一系列的矛盾需要加以解决。例如：高速运行与线路强度及稳定性之间的矛盾；高速重载与线路构造状态（如曲线半径大小、外轨超高标准、轮轨间的游间标准、最大容许轴重、钢轨型式及线路的维修保养状态等）之间的矛盾；高速重载与车辆强度之间的矛盾；高速重载与车辆运行平稳性、安全性和稳定性之间的矛盾；高速重载与车辆构造状态（如车钩型式、缓冲器容量大小及其性能、车辆悬挂装置的构造型式、轮对的型式、尺寸及其动力平衡问题、轴承的选择及制动机的构造性能等）之间的矛盾；高速重载和车辆零部件使用的寿命（如车轮的磨耗、轴承、弹簧及车轴的疲劳强度等）及其维修保养状态之间的矛盾；此外，还有高速与列车运行阻力之间的矛盾；由于高速重载带来的振动加剧和作用力增大现象所引起的车辆和线路之间的矛盾等等。研究分析这些特殊矛盾并提出如何解决的途径，就要涉及到许多有关车辆动力学的若干问题。车辆动力学是研究车辆运动规律的科学，其主要任务就是通过分析车辆和线路之间的相互作用，研究车辆在各种速度运行条件下的振动规律及其作用力与阻力的作用和影响，从保证运行安全和舒适平稳出发，提出对现有车辆构造的改进措施，并研究新的车辆结构型式与零部件的构造。

车辆动力学的具体内容是研究车辆及其主要零部件在各种运用情况下，特别是在高速运行时的位移、加速度和由此而产生的动作用力，其目的在于解决下列主要问题：

- 一、确定车辆在线路上安全运行的条件；
- 二、研究车辆悬挂装置和牵引缓冲装置的结构、参数和性能对振动及动载荷传递的影响，并为这些装置提供设计依据，以保证车辆高速、安全和平稳地运行；
- 三、确定动载荷的特征，为计算车辆动作用力提供依据。

近一、二十年来世界各国铁路在车辆及其零部件的构造方面，实现了许多重大的技术改造和创新，其中包括列车的牵引和制动方式、车辆的支承结构、悬挂装置、定位型式、连挂方式和连接装置等各方面，都比六十年代初期有了很大的变化和进步。关于车辆的稳定机构（例如车体动力倾斜装置）、导向机构以及自动控制和调节系统，更是日新月异，出现了许多前所未有的结构。特别是最近国外还出现了一些构造作用原理新颖、支承结构和牵引动力与众不同的新型车辆，如单轨车、气垫车、磁浮车，以及利用线性感应电机驱动的高速车辆等等，其中某些试制样车的试验最高运行速度已经超过400公里/时以上。所有这些车辆构造方面的新的重大的技术成就，都是在各国铁路要求不断提高行车速度并在车辆动力学的理论和试验研究成果的基础上所取得的。

近代力学领域中关于弹性体滚动接触理论、随机振动、非线性振动、弹性体的振动、运动稳定性，高等数学领域中关于概率论、统计学和计算技术的发展，特别是电子计算机的广

泛应用，以及试验手段包括试验设备、测试仪表的不断创新和测试技术的高度发展等等，都为开展车辆动力学的理论与试验，提供了极为有利的条件，并由此取得了丰硕的成果。诸如有关防止轮对脱轨的安全性、提高运行平稳性、蠕滑基础理论、轮轨几何学关系、车辆在高速运行时的稳定性、车辆在曲线上的动力通过和导向、车辆编挂在列车上在各种工况下所受的纵向作用力，以及车辆对线路不平顺的响应和车辆在各种随机扰动因素作用下引起的振动等许多专题的研究，正在日益广泛和深入，从而极大地丰富和发展了车辆动力学这一学科的内容。我国广大车辆专业人员，长期来在设计、研制新转向架及其零部件和动力学的试验研究方面，曾进行了大量的工作。近几年来，国内铁路科研部门和高等院校在一些理论和实践性问题上，例如在关于车辆运行平稳性指标的计算和鉴定方法，车辆运行安全性，特别是轮对脱轨的理论研究和试验，车辆蛇行运动稳定性的计算和分析，车辆通过曲线时导向性能的探讨，车轮踏面外形的选择，以及轮轨几何学关系的分析等各类专题研究方面，都作出了一定的成绩，其中有些成果已经接近或正在赶上世界先进水平。此外，近年来世界先进铁路在各种刊物上发表的有关车辆动力学方面的重要专题文献、资料、情报、述评和论著等，有关部门还进行了大量的搜集、翻译、转载介绍等工作，对于推动我国车辆动力学的研究工作也起到一定的作用。

学习车辆动力学这门课程，首先必须全面掌握车辆构造、理论和计算的一般知识，同样对于线路构造知识，也应有一定的了解。众所周知，铁路车辆在线路上运行时，构成一个极其复杂的具有多自由度的振动系统。为了计算分析这个系统的振动和试验研究车辆在运行中的复杂动力过程，还必须具备一定深度的高等数学和力学基础理论知识，并且要求学会应用现代化的计算工具和掌握一定的科学研究试验方法。此外，对牵涉到一些其他学科的专门知识，也需要有一定的了解。

第一章 车辆振动引论

第一节 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的振动组合的结果。

若将车体视为支持在弹簧上的刚体，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。

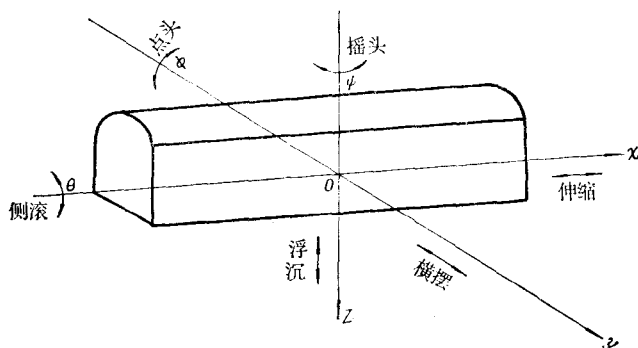


图1—1 车体在空间的坐标位置

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，如图1—2(a)所示；

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，如图1—2(b)所示；

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，如图1—2(c)所示；

摇头振动——即车体绕 z 轴作幅角为 $\pm\psi$ 的回转振动，如图1—2(d)所示；

点头振动——即车体绕 y 轴作幅角为 $\pm\phi$ 的回转振动，如图1—2(e)所示；

侧滚振动——即车体绕 x 轴作幅角为 $\pm\theta$ 的回转振动，如图1—2(f)所示。

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，只有横摆和侧滚却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，如图1—2(g)所示，一种是振动轴在车体重心以上的车体上心（二次）滚摆，如图1—2(h)所示。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。

车辆其它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也是不同的。

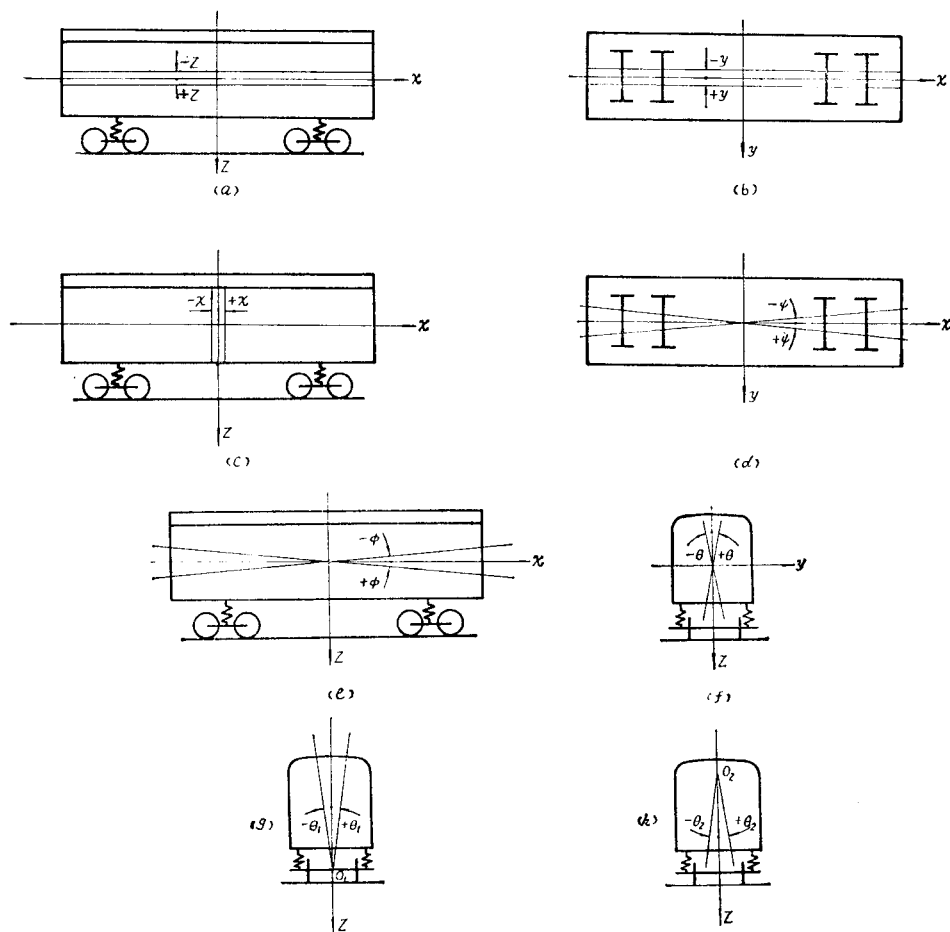


图 1-2 车辆振动型式

(a) 浮沉；(b) 横摆；(c) 伸缩；(d) 摇头；(e) 点头；(f) 侧滚；(g) 下心滚摆；(h) 上心滚摆。

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。

第二节 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。由于轮轨间相互作用力的大小、轮对运动和车辆振动特性都与轨道特性直接有关，因此，首先需要了解轨道的构造特性。

一、铁路轨道构造的基本特性

铁路轨道由钢轨、轨枕、联结零件、道床及道岔等组成。轨道的作用是引导列车运行，同时直接承受由车轮传来的机车车辆的重量并把它传布给路基或桥隧建筑物。铁路轨道的一般横断面如图1—3所示。

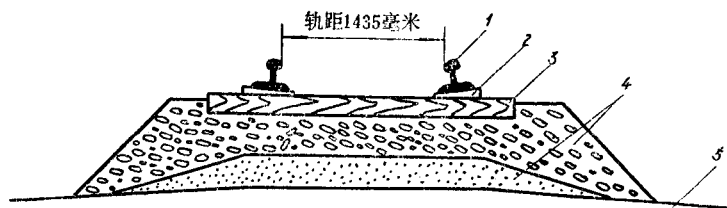


图 1—3 铁路轨道的横断面

1 — 钢轨； 2 — 中间联结件； 3 — 轨枕； 4 — 道床； 5 — 路基。

铁路轨道可以分为直线轨道和曲线轨道，又可分为木枕轨道和混凝土轨枕轨道，并且有普通轨道和无缝轨道之分。不同轨道有其不同的构造特点，以适应列车正常运行的要求。

钢轨的横断面为工字形。它由轨头、轨腰和轨底三部分组成。为改善轮轨的接触条件、减小滚动阻力及提高钢轨抗压陷和耐磨能力，轨头部分大而厚，轨面平滑，并具有和轮箍断面相适应的轮廓。我国标准钢轨的长度定为12.5米及25米两种。钢轨类型以每米重量的公斤数表示。目前我国铁路上采用的钢轨主要有50公斤、43公斤及38公斤三种。对于有缝轨道，钢轨接头处用鱼尾板及螺栓进行联结，以保持轨线的连续，并预留轨缝以适应钢轨热胀冷缩的需要。

由于车轮踏面具有斜度，因此钢轨不应垂直铺设，而应使轨底有一向内倾斜的坡度。我国铁路轨底坡过去规定和车轮踏面斜率一样也是1:20，现已改用1:40。轨底坡可用楔形垫板来使之形成，或在混凝土轨枕上，将轨底坡直接做在承轨台上。钢轨通过中间联结零件——垫板及道钉与轨枕联结，以固定其位置，防止两者在纵横向作相对移动。

轨枕承受来自钢轨的各向压力，并将其传布于道床，同时有效地保持轨道的轨距、方向和位置。木枕通称枕木，是各国铁路最早采用且目前仍被普遍采用的一种轨枕。其主要优点是：弹性好，可显著地减小轮轨间的动作用力；易于加工、运输、铺设及修理；与钢轨的联结比较简单等。其缺点是：使用寿命短；强度、弹性和耐久性不一致，在轮重作用下易出现轨道不平顺，这是产生轮轨间附加动作用力从而导致轨道各部分破坏的重要原因之一。由于木枕受资源的限制，现正广泛地使用钢筋混凝土轨枕来代替它。每公里线路配置的轨枕根数，随线路等级及平、纵断面条件而异。一般线路上每公里铺设的轨枕根数是：木枕分1840、1760、1680三档；混凝土轨枕分1760、1680、1600三档。在线路的加强地段例如在半径小于600米的曲线上，按每公里的标准数再增加80根。为保证道床捣固方便，每公里铺设的轨枕不得超过1920根。

道床是轨枕的基础，其作用是传布轨枕载荷到面积较大的路基面上，阻止轨枕移动及排除地表水。我国铁路主要的道床材料是碎石和经过筛选的卵石。

由轨枕传给道床的静、动载荷相当大，因此道床将产生永久变形。同时在不同的轨枕下面，其永久变形的程度也不同，从而在钢轨、轨枕和道床之间形成了间隙，由于在各个轨枕处的间隙是不等的，因而在轨道的不同点作用同一轮重时其下沉量是不同的，这就形成了轨道的弹性不均匀。

二、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性的、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—4所示。在辙叉部分，为避免车轮撞击辙叉心，叉心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，称为道岔的有害空间。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—5所示。

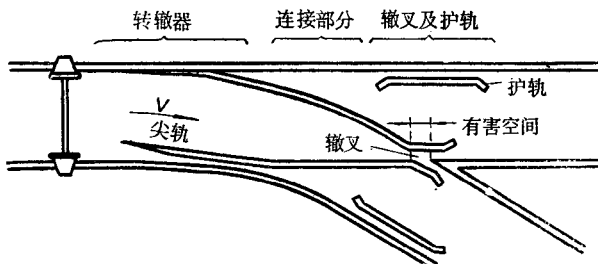


图 1—4 轮对通过道岔

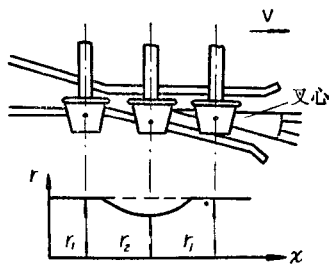


图 1—5 轮对通过辙叉时的位置变化

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。

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，车中装有发动机，这都属于周期性激振源。

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—6所示。此时，车轮的前进速度从 \vec{V}_a 变至 \vec{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：

$$S = m \Delta \vec{V} \quad \text{及} \quad \Delta \vec{V} = \vec{V}_a \theta$$

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其永久变形。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。

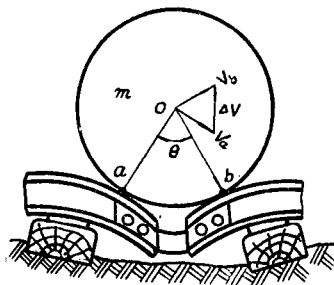


图 1—6 钢轨接头对车轮的冲量作用

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—7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—8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。

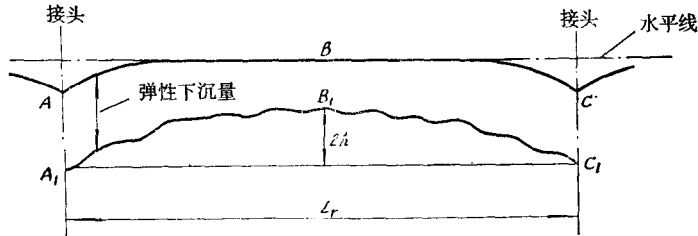


图1—7 有缝线路上轨道的垂直（高低）不平顺

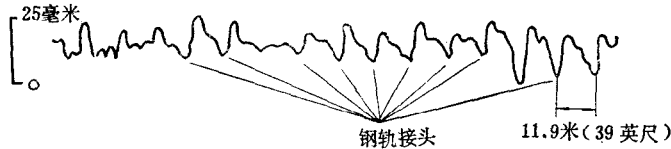


图1—8 有缝线路上轮轨接触点的轨迹

对运行于有缝轨道上的车辆的簧上部分进行初步的振动计算时，可取下列函数为作用于轮对上的激振函数：

$$z_1 = a_1(\cos \omega t - 1) + a_2(\cos 2\omega t - 1) \quad (1-1)$$

或更简单地取：

$$z_1 = a(\cos \omega t - 1) \quad (1-2)$$

式中 a 、 a_1 ——一次谐振函数的振幅；

a_2 ——二次谐振函数的振幅；

ω ——轮对以速度 V 在每节轨长为 L_r 的线路上运行时的激振频率， $\omega = \frac{2\pi}{L_r} V$ 。

对大量铁路干线的测量表明，包括在上式中的振幅可取下列数值： a 和 a_1 取 3~10 毫米； a_2 取 2~8 毫米。其中下限对应于良好的线路，上限对应于中等线路。

上述计算用的简化激振函数在图1—9中分别以曲线1和2表示。

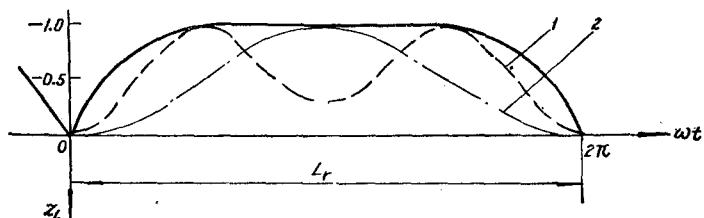


图1—9 作为计算用的波形线路

3. 随机性的激振源

前述图1—7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损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，使得轮轨间动作用力增大，加剧钢轨和联结零件的磨损和损伤，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—10(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—10

(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。

轨道动力不平顺具有波状特征，其波长值在 1 米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，这将在下一章去讨论。

轨道动力不平顺是激起车辆垂直振动的主要原因。

三、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，将留在后面去讨论，这里作为初步了解车辆横向振动的激振源，仅讨论前一种情况。

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，如图 1—11 所示，这就称为轮对的蛇行运动。

简单分析轮对的蛇行运动时，可将轮对的运动当作绕某一半径为 R 的瞬时转动中心的转动来讨论。在图 1—12 中，车轮滚动圆半径为 r_0 ，踏面斜率为 λ ，左右滚动圆的间距为 $2b$ ，

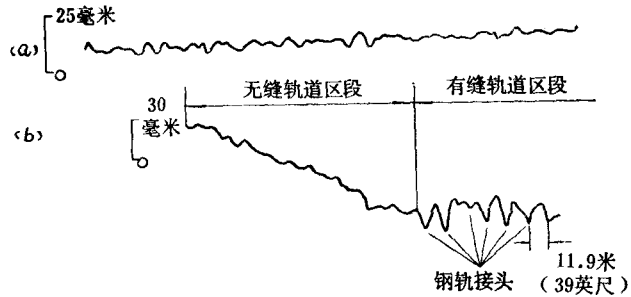


图 1—10 轨道动力不平顺的实测波形
(a) 无缝轨道；(b) 无缝和有缝轨道的比较。

若轮对离开中间位置的偏移量为 y ，则两轮的滚动半径不等，设轮对在 Δt 时间内转动微小角度 $\Delta\theta$ ，轮轴中心线 oo_1 转动 $\Delta\psi$ ，在无滑动情况下，左轮滚动的距离 $d_1 = \Delta\theta(r_0 + \lambda y)$ ，右轮滚动的距离 $d_2 = \Delta\theta(r_0 - \lambda y)$ ，

于是有：

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{\Delta\theta(r_0 + \lambda y)}{\Delta\theta(r_0 - \lambda y)}$$

及
$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{\Delta\psi(R + b)}{\Delta\psi(R - b)}$$

代换后得：

$$R = \frac{br_0}{\lambda y}$$

另由曲率关系有：

$$\frac{1}{R} = - \frac{\ddot{y}}{(1 + \dot{y}^2)^{\frac{3}{2}}}$$

可足够精确地取为：

$$\frac{1}{R} = - \ddot{y}$$

即轮对横向偏移量 y 的二次导数等于轮轴中心运行轨迹的曲率，上式中的负号表示曲线的弯曲方向和位移 y 方向相反。若令 $p_h^2 = \lambda / br_0$ ，则根据上述关系可得：

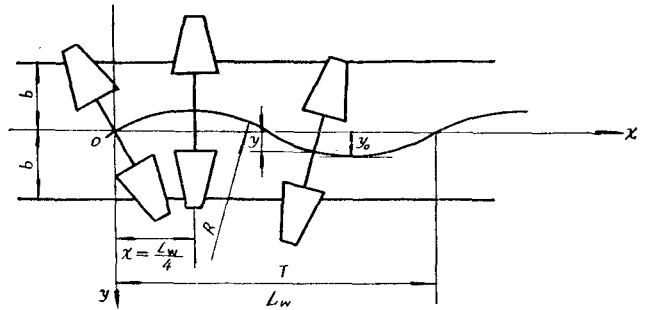


图 1-11 轮对的蛇行运动轨迹

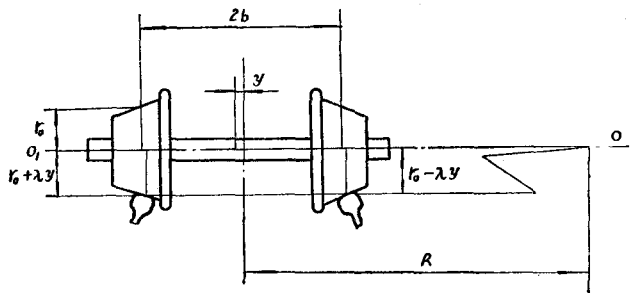


图 1-12 轮对绕瞬时转动中心转动

$$\ddot{y} + p_h^2 y = 0 \tag{1-3}$$

此即为描述轮轴中心作几何蛇行运动的微分方程式。

在图 1-11 中，令 L_w 为单轮对蛇行运动波长， y_0 为轮对横向最大偏移量，并取初始条件为： $x=0$ 时， $y=0$ ； $x=\frac{1}{4}L_w$ 时， $y=y_0$ 。则上述方程的解为：

$$y = y_0 \sin p_h x \tag{1-4}$$

因 $x = Vt$ ，并令 $\omega = p_h V$ ，则上述的解可写成：

$$y = y_0 \sin \omega t \tag{1-4a}$$

此处 ω 为轮对蛇行运动的圆频率，则蛇行运动的频率为：

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda}{br_0}} V \text{ (赫)} \tag{1-5}$$

蛇行运动的周期为 T ，因 $p_h VT = 2\pi$ ，则轮对蛇行运动的波长为：

$$L_w = VT = \frac{2\pi}{p_h} = 2\pi \sqrt{\frac{br_0}{\lambda}} \tag{1-6}$$

以上是单个自由轮对的蛇行运动规律。对于两轴转向架，设两根轮轴互相平行且垂直于转向架的纵向轴线，两轮对刚性定位于构架，则由轮对引起整个转向架作整体蛇行运动，其波长为

$$L_t = L_w \sqrt{1 + \left(\frac{l_1}{b}\right)^2} = 2\pi \sqrt{\frac{br_0}{\lambda} \left[1 + \left(\frac{l_1}{b}\right)^2\right]} \tag{1-6a}$$

式中 $2l_1$ ——转向架固定轴距。

由上可见：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。

我国主型客车转向架轮对的 $r_0=0.915$ 米， $2b=1.493$ 米， $\lambda=1/20$ ， $2l_1=2.4$ 米，则 $L_w=16.4$ 米， $L_l=31$ 米。实测到的转向架蛇行运动波长则介于 L_w 与 L_l 之间，视轮对轴箱定位刚度的大小而不同。轮对蛇行运动振幅 y_0 实际上也在运行中有所变化。

图 1—13和图 1—14是我国 209 型客车转向架轮对蛇行运动的频率和振幅的实测结果。由图 1—13可见，轮对蛇行运动频率和运行速度之间呈线性关系，这与上述理论分析的结果是一致的。但实测频率的数值则介于自由轮对与刚性定位转向架的理论值之间，这是因为该转向架的轮对与构架的联系既不是自由的又不是刚性定位的，而是弹性定位的。这种蛇行频率的计算将在第四章中加以讨论。图 1—14表明，该转向架轮对蛇行运动的振幅在所测范围内与运行速度关系不大，其值在 3 ~ 4 毫米之间。

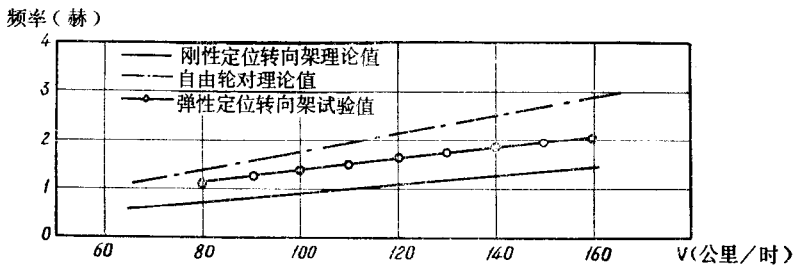


图 1—13 轮对蛇行运动频率与速度间关系

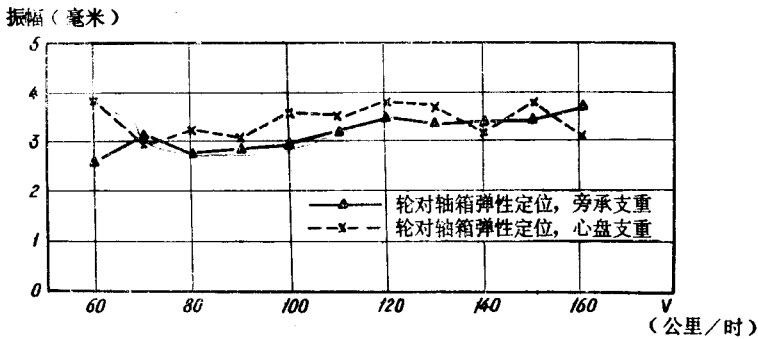


图 1—14 轮对蛇行运动振幅的实测示例

需要注意的是，对于结构性能不同的转向架，其轮对蛇行运动的频率和振幅变化曲线也是不同的。

以上是从纯滚动几何运动学来讨论蛇行运动的，这里没有考虑物体惯性力和轮轨接触力的作用。研究表明，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，这也将以后进行讨论。

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。

第三节 车辆运行平稳性及其评定标准

车辆运行平稳性通常用来表示车辆的振动性能，它是衡量车辆运行性能的一项重要技术指标。作为运输工具的铁道车辆，应该具有良好的运行平稳性。但由于客货车辆的用途不同，人们对其振动性能的要求、评定方法及标准也不相同。现分别叙述于后。

一、客车平稳性的评定标准

客车平稳性是评定旅客舒适程度的主要依据，它反映了车辆振动对于旅客舒适程度的影响。而旅客舒适度是在包括车辆振动在内的外界因素作用下于旅途中反映旅客疲劳程度的综合性生理指标。

影响旅客舒适度的因素很多，如车内设备、通风、照明、温度、湿度、噪音、瞭望、振动等等，其中振动在车辆的整个运行过程中是始终存在的、一直起作用的主要因素之一。

评定客车平稳性的方法是以人的感觉疲劳程度为依据的，通常用平稳性指标来表示。考虑到旅客的疲劳程度因人而异，因此需要有一个评定标准，用来鉴别各类客车的运行平稳性。

对于这一问题，各国已进行了多年的试验研究。早在第二次世界大战以前，德国铁路车辆试验所斯佩林（Sperling）等人就进行了大量的振动对人体生理感觉的试验。被试验人员坐在专门的振动试验台上，然后在不同的方向进行变频率、变振幅的重复试验。根据被试验人员的反映，将其感觉分级加以记载。在对上千次试验数据统计的基础上，斯佩林提出了目前被很多国家采用的平稳性指标经验公式的雏型。以后，考虑到振动频率对平稳性指标的影响，公式中又加入了频率修正系数。为简便起见，后来国内外又开始采用振动加速度来评定客车的运行平稳性。此外，有的国家还采用疲劳时间、等舒适度曲线等方法来评定客车的振动性能。

我国在早先的几次客车动力试验中，主要是采用斯佩林公式来计算平稳性指标，在少数试验中也曾经采用过其它方法。

兹将目前世界各国采用的主要几种评定客车平稳性的方法和标准介绍如下：

1. 平稳性指标及其评定标准

用 W 表示平稳性指标，则斯佩林经验公式为：

$$W = 2.7 \sqrt[10]{a^3 f^5 F(f)} = 0.896 \sqrt[10]{\frac{j^3}{f} F(f)} \quad (1-7)$$

式中 a —— 振幅（厘米）；

f —— 振动频率（赫）；

j —— 振动加速度（厘米/秒²）， $j = a(2\pi f)^2$ ；

$F(f)$ —— 与振动频率有关的函数，称为频率修正系数，由经验公式求得，其值为：

对于垂直振动：

$$\text{当 } f = 0.5 \sim 5.9 \text{ 赫时, } F(f) = 0.325 f^2;$$

$$\text{当 } f = 5.9 \sim 20 \text{ 赫时, } F(f) = 400 / f^2;$$