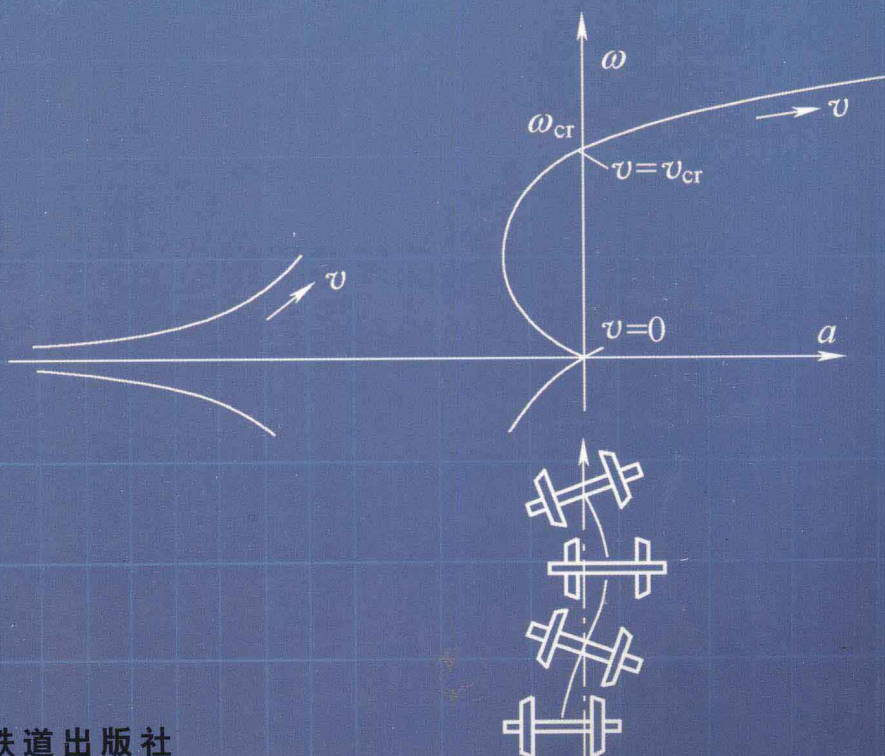


TIEDAO CHELIANG DONGLIKUE YU KONGZHI

铁道车辆 动力学与控制

● 陈泽深 王成国 编著



中国铁道出版社
CHINA RAILWAY PUBLISHING HOUSE

铁道车辆动力学与控制

陈泽深 王成国 编著

中国铁道出版社

2004年·北京

内 容 简 介

本书内容可分为铁道车辆动力学及其控制两个方面。

第2~8章采用形象易懂的论证方法进行铁道车辆动力学的理论研究和分析:以传统车辆动力学为基础,延伸推导出径向转向架、独立车轮转向架及磁浮车辆等结构的动力学基本原理,并对其基本特性进行论述;介绍基于多体系统动力学建立运动方程并进行线性化的基本原理及方法;使用状态变量法,建立用时域表示的车辆动力学及其控制系统动态特性的方程体系。

第9~11章介绍车辆控制系统设计方法和数字控制的基本原理,并以应用实例进行说明。

第12章对基于多体系统动力学建立车辆系统动力学的数学模型及通用计算程序进行介绍,并给出算例。

本书可供铁道车辆及其他车辆专业的大学本科生、研究生、教师、科研及工程技术人员参考使用。

图书在版编目(CIP)数据

铁道车辆动力学与控制/陈泽深,王成国编著. —北京:中国铁道出版社,2003.11
ISBN 7-113-05524-9

I. 铁… II. ①陈… ②王… III. ①铁路车辆—动力学 ②铁路车辆—控制系统 IV. U270

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2003)第 098039 号

书 名:铁道车辆动力学与控制
作 者:陈泽深 王成国 编著
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:韦和春 编辑部电话:路电(021)73139,市电(010)51873139
封面设计:蔡 涛
印 刷:中国铁道出版社印刷厂
开 本:787×1092 1/16 印张:18.5 字数:464千
版 本:2004年5月第1版 2004年5月第1次印刷
印 数:1~1 500册
书 号:ISBN 7-113-05524-9/U·1573
定 价:48.00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。

联系电话:路电(021)73169,市电(010)63545969

前 言

在铁路不断高速化的发展过程中，遇到不少关于列车动力学方面的关键技术难题，这给车辆设计及动力学研究人员提出新的课题。为了有效地提高车辆的动力学性能，推动车辆技术进步，在车辆改进结构及其部件的结构形式创新方面不断出现了许多重大的技术变革，例如摆式车体、径向转向架、独立车轮走行部、主动及半主动控制的悬挂装置等等。这些结构原理新颖，迥然不同于传统的结构形式。所有这些技术成就都是在车辆动力学的理论研究和试验成果的基础上取得的。一方面，车辆动力学的研究成果不断应用于实践，推动车辆高新技术不断发展，使之适应铁路运输不断增长的需求。另一方面，铁路的发展又持续地给动力学研究提出了新的课题，并给车辆动力学学科的深入发展注入了活力，使其内容更丰富和理论更精深。显然，由于各种各样车辆新型结构的出现，已有的车辆动力学理论和方法不能适应如此繁多的新型结构的计算分析要求，所以近期以来，国外发达国家十分积极地进行了系统动力学的新理论和新方法研究，并取得了丰硕的成果。其中，实现基于多体系统动力学的计算机自动建模、自动编程，实行高效计算与优化设计，就是车辆动力学得到突破性进展的有力证明。介绍这些新研究成果，描述车辆系统动力学的新理论和新方法，使我国铁路科技人员广泛地掌握这方面的基础知识，是本书编写的意图。

本书选编的内容可分为铁道车辆动力学及其控制两个方面，其主要特点及独到之处有：

1. 在车辆动力学与控制这一学科中，不少内容涉及相当深的数学力学基础理论，国内外已出版不少这方面的书籍或专著，但它们之中有的是进行很冗长的数学推导，有的则是做简单的实用性介绍，这两者均难能使一般读者建立起清晰的思路和正确的概念。本书所选编的材料，采用形象易懂的论证方法进行理论推导和分析，力求做到“抽象问题具体化，数学问题工程化”，以助于读者建立起直观、正确的概念。

2. 以传统车辆动力学为基础，延伸推导出径向转向架、独立车轮转向架及磁浮车辆等结构的动力学基本原理，并对其基本特性进行论述。

3. 介绍基于多体系统动力学建立运动方程并进行线性化的基本原理及方法。

4. 使用状态变量法，建立用时域表示的车辆动力学及其控制系统动态特性的方程体系。与频域法相比，它适用于多输入多输出、时变、非线性及随机系统的计算分析，不仅可使运算简便，且可揭示系统的本质特性。

5. 采用主动或半主动悬挂控制的方法来提高车辆动力学性能是车辆发展的必然趋势。国外发展迅速，已到普遍实用阶段。从事此项研究开发的工作人员必须掌握现代控制理论的基础知识，这对非自动控制专业人员而言也不是一件很简单的事。在国内还没有见到一本介绍关于如何运用现代控制理论对车辆动力学控制系统进行理论设计的书。本书系统介绍了车辆控制系统设计方法和数字控制的基本原理，并结合实际例举了三个应用实例。掌握了这些基本原理，就有了设计车辆悬挂控制系统的基本能力，也能对相关的研究工作进行分析。

6. 对基于多体系统动力学建立车辆系统动力学的数学模型及仿真计算程序进行介绍,并给出算例。

本书编写的主要目的、内容、结构体系、特点及材料来源可进一步阅读本书《第1章 绪论》中的1.2节。

读者只要具有工科大学的数理基础知识,即可读懂本书。本书可供铁道车辆及其他车辆专业的大学本科生、研究生、教师、科研及工程技术人员参考使用。

本书书稿承蒙詹斐生研究员仔细审阅,提出了许多宝贵意见,并在文字上做了诸多修改;中国铁道科学研究院的领导和同事们在本书的编写过程中给与我们很大的支持,对此均表示衷心感谢。

作 者

2003年1月于北京

目 录

第 1 章 绪 论	1
1.1 铁道车辆的发展趋势	1
1.2 本书编写特点及其内容的简要说明	6
1.3 公式中符号与写法说明	8
第 2 章 轮轨滚动接触及蠕滑力计算	10
2.1 轮轨接触几何	11
2.2 蠕滑率的计算	16
2.3 法向接触问题	19
2.4 蠕滑力的计算	23
2.5 确定运动微分方程的蠕滑力项	36
第 3 章 铁道车辆的蛇行运动及其稳定性	39
3.1 铁道车辆蛇行运动概述	39
3.2 轮对的运动微分方程	47
3.3 轮对的固有振动特性	51
3.4 转向架的蛇行运动	57
3.5 整车的蛇行运动	73
第 4 章 车辆稳态曲线通过	77
4.1 线性稳态曲线通过	77
4.2 自导向径向转向架的理论基础	89
4.3 非线性稳态曲线通过	91
第 5 章 独立车轮转向架的导向原理	97
5.1 概 述	97
5.2 传统轮对的轮轨接触力	97
5.3 磨损与导向	102
5.4 导向原理	106
5.5 独立车轮转向架样机开发实例	110
第 6 章 基于多体系统动力学建立运动方程	117
6.1 刚体运动学	117
6.2 多体刚体系统动力学	122
6.3 运动方程的线性化	131
6.4 算 例	135
第 7 章 线性系统分析	143
7.1 状态空间表达式	143

7.2	转移矩阵	145
7.3	系统的稳定性	146
7.4	能控性与能观测性	150
7.5	频率响应	154
7.6	算 例	155
第 8 章	车辆随机振动	164
8.1	随机过程的基本统计特征	164
8.2	线路不平顺与车辆激励	171
8.3	随机参数计算流程	174
8.4	线性系统分析	175
8.5	车辆振动的评定	182
8.6	线性系统算例	187
8.7	非线性系统分析	195
第 9 章	控制系统的设计方法	203
9.1	主动系统的几个原则性考虑	203
9.2	极点配置设计法	207
9.3	线性二次型最优设计法(里卡堤设计)	212
9.4	状态估计	216
9.5	算 例	227
第 10 章	数字控制	238
10.1	引 言	238
10.2	状态方程的离散化及其解	239
10.3	能控性与能观测性	243
10.4	控制器设计	244
10.5	离散状态观测器	245
10.6	离散系统卡尔曼滤波	246
10.7	算例:车辆上一根立杆的平衡	248
第 11 章	车辆动力学控制实例	251
11.1	半主动悬挂的工作原理	251
11.2	实例 1:铁道车辆半主动减振系统的设计	254
11.3	实例 2:汽车的最优和次优主动悬挂系统	261
11.4	实例 3:铁道车辆主动悬挂的模拟试验研究	266
第 12 章	铁道车辆系统动力学的数值仿真	276
12.1	引 言	276
12.2	铁道车辆系统动力学数值仿真的程序结构	276
12.3	建立铁道车辆系统动力学数值仿真模型的基本过程	278
12.4	车辆系统动力学仿真计算的实例	285
12.5	铁道车辆系统动力学数值仿真的发展趋势	288

第 1 章 绪 论

1.1 铁道车辆的发展趋势

随着科技的发展与社会的进步,不断对交通运输的机动性提出更高的要求。因此,为适应发展需要,必须不断提高和发展交通运输系统的科学技术水平。图 1.1 表示使用不同交通工具时旅行所需的时间与旅程的关系,从中可清楚地认识到,相对于目前一般铁路及航空,高速铁路在旅程为200~700 km范围内是最节省旅行时间的,这充分反映出高速铁路的优越性。短途交通使用大客车和小轿车虽然可有效地缩短时间,但从它们造成环境的污染、占地面积大以及安全性差等方面来考虑也是不适宜的。图 1.2 表示汽车、铁道车辆和飞机在目前及预测未来交通生产总量中所占的市场百分比。从中可清楚地看出,预计未来在中等旅程 200~700 km范围内铁路将逐渐成为主要运输方式。

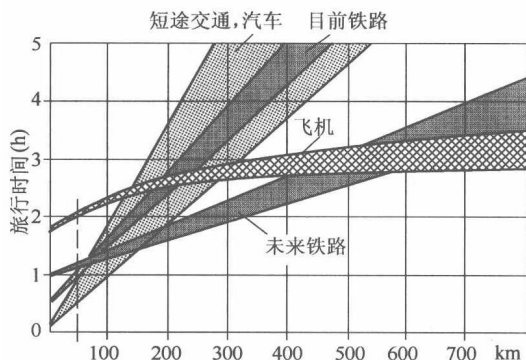


图 1.1 不同旅客运输工具的旅行时间与旅程的关系

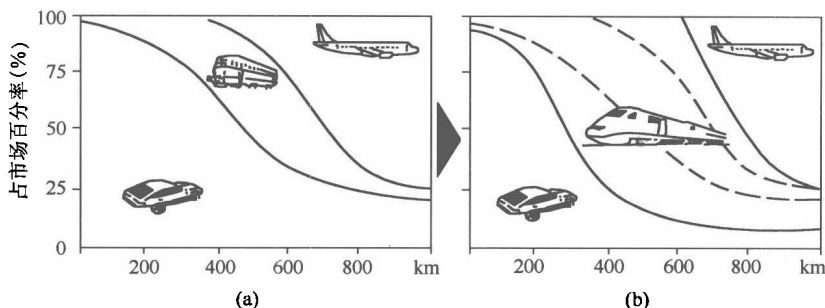


图 1.2 主要交通工具在目前与预测未来所占市场百分比与旅行目的地之间距离的关系
(a) 目前; (b) 未来。

根据以上发展趋势的预测,这些年来先进国家的铁路部门都在大力发展高速铁路运输技术。研究开发在两个领域内进行,一是发展磁轨系统新技术,另一方面是轮轨系统极限利用的研究。因此,以联邦德国铁路来说,就出现了 TRANSRAPID 和 ICE 两个系统。

磁轨系统一般是按照两种原理工作的:

(a) 电磁式浮动原理(EMS),是以调节电磁铁对铁磁反应轨道产生的吸力为基础的。如图 1.3(a)所示,磁铁将车辆从下方吸向轨道,导向磁铁保证车辆侧向循轨前进。

(b) 电动式浮动原理(EDS),如图 1.3(b)所示,是以车辆上液态氮冷却的超导体线圈与轨道上无源的反应线圈之间的排斥力为基础的。排斥力是由车辆与轨道的相对运动感应产生

的,因此,直至速度约为100 km/h时,EDS磁浮车仍需由导轮支承。由于这个缘故及能耗高(甚至采用新式的高温超导体),这种方案自1977年在德国不再进一步开发,但在日本国铁还在发展MLU。德国TRANSRAPID和日本MLU都是由无接触工作的所谓纵向定子-线性电机所驱动,其工作原理参见图1.4。与常规交通的驱动相反,它的主动驱动部分安装在轨道上(纵向定子),如图1.5所示。

EDS浮动原理中为无源系统,虽然是稳定的但减振性能差;EMS原理则与之相反,其磁铁间隙是不稳定的,必须通过电子控制系统的控制使间隙(约为10 mm)尽可能保持不变。

轮轨系统高速列车的开发具有代表性的是:法国TGV(Train a Grande Vitesse),其运行速度达300 km/h,试验最高速度已超过500 km/h。正

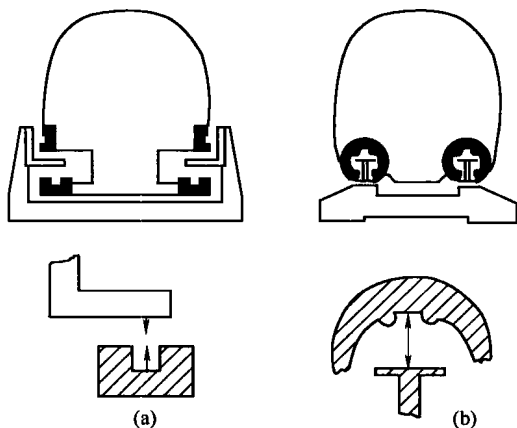


图 1.3 磁轨系统工作原理
(a)电磁式浮动作用原理;(b)电动式浮动作用原理。

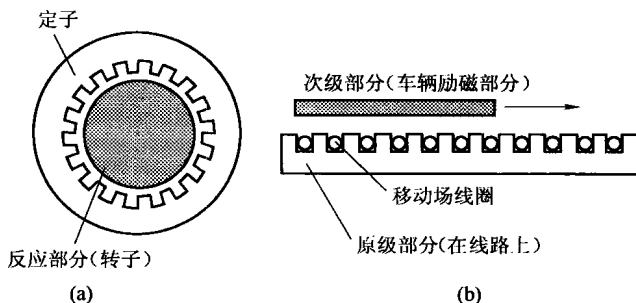


图 1.4 纵向定子—线性电机与旋转电机的工作原理比较
(a)旋转电机;(b)纵向定子-线性电机。

在开发的AGV列车最高运行速度将可达到360 km/h。日本新干线多年来每天投入运行的高速列车最高速度为270 km/h,目前已达300 km/h。还有德国联邦铁路开发的ICE高速列车,1991年以旅行速度250 km/h投入运行,试验最高速度达到406 km/h。新研制的ICE3型高速列车最高运行速度已达330 km/h。

在高速铁路的带动之下,不论是城市间的旅客运输还是货物运输,铁路都在恢复其原有的地位,这是世界性现象。目前,在很短时间内就开发出以上所述的各种各样高速列车,尽管也有一些例外情况,但大多是采取在某种原型结构的基础上再做些改进的做法,以满

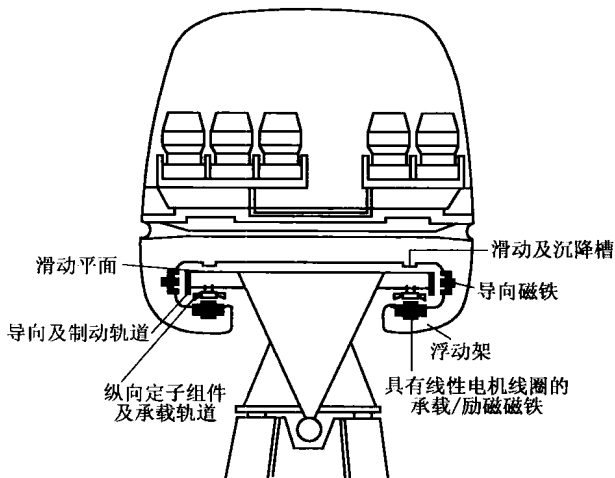


图 1.5 纵向定子-EMS磁浮车的车辆与线路的组成部分

足高速运行的需要。这种做法的优点是容易快出成果,但是,不能期望会有全新的结构出现。另外也不一定能成为实现原定目标的最佳设计。因此,为了实现铁路长远发展目标,世界发达国家的确也在默默地做了许多研究工作,他们不拘泥于已有结构的模式,而是一切从头做起,以开发新的结构模式。这样做在开始时可能会觉得进展速度似乎较慢,但过了一定时间之后,就会迅速取得成效。这是一种稳重而踏实的研究方法。下面仅与动力学性能相关的一些具体研究开发实例作简要说明。

1.1.1 车辆动力学的主动控制

在二十多年以前,对主动控制技术引入铁道车辆问题,不少专家认为:“对磁浮车辆来说,至少像德国开发的电磁式系统(EMS),主动控制是不可缺少的,否则系统会出现不稳定。但是要在传统轮轨式车辆中引入主动控制来改善乘坐舒适性和运行品质,只能缓慢地进行。”在ICE高速列车开发过程中曾对主动控制系统(如图1.6所示)作为抗蛇行控制做过探索性研究,但未得到实际应用。英国铁路在开发APT(Advanced Passenger Train)时也曾紧张地对主动系统(弹簧及车体摆动控制)进行过开发试验,但亦未能投入正式运营。但是,主动控制用于摆式车体却有取得成功的例子,如意大利Pendolino(图1.7)及瑞士X2000。这两种车均采用伺服液压执行机构使车体在曲线上产生摆动,以减小侧向加速度对乘客的作用。这样在既有线路上曲线通过速度可以提高。图1.8表示西班牙Talgo[无源式(passive)车体摆动]及Pendolino[主动式(active)车体摆动]与传统车辆曲线性能的比较。

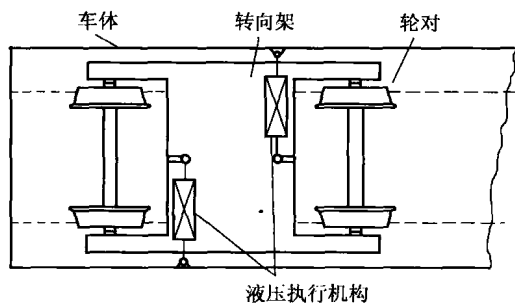


图 1.6 抗蛇行主动控制原理

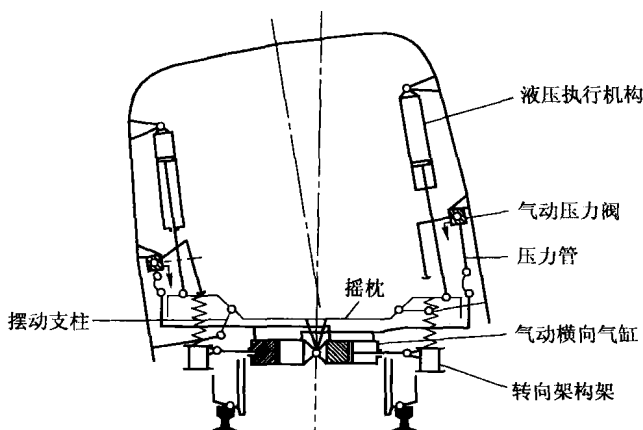


图 1.7 Pendolino 车体摆动控制原理

近年以来,车辆动力学的主动控制技术发展很快。在车辆动力学研究论文中有关主动及半主动控制内容占很大比例。车辆动力学实现的不仅是对车体摆动,也包括垂向、横向及摇头振动的控制。这不只是试验研究,而是达到了实用阶段^{[3],[4],[5]}。如日本山阳新干线500系列动车成功地采用半主动悬挂系统解决了提速后过大横向振动问题^[5]。这正如文献[6]作者在

回答当时提出的问题,即“对铁路而言主动控制系统是不是属于多余的奢侈品”时所预言的那样,当无源系统(passive system)到了极限时,就必定会出现主动系统。

另外,主动转向式转向架亦在积极开发之中^{[7],[8]}。

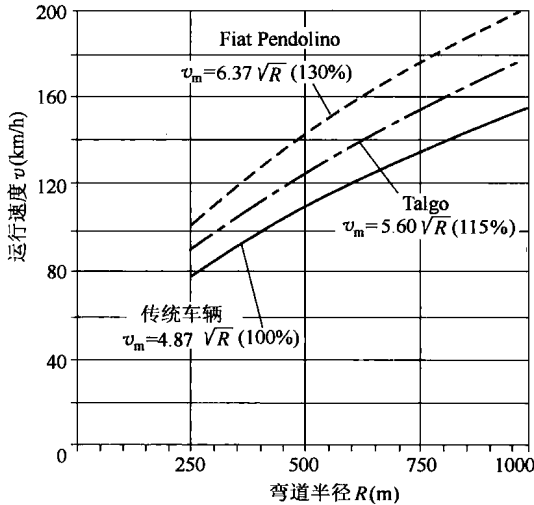


图 1.8 采用车体摆动系统在弯道上可提高的最大速度 v_m

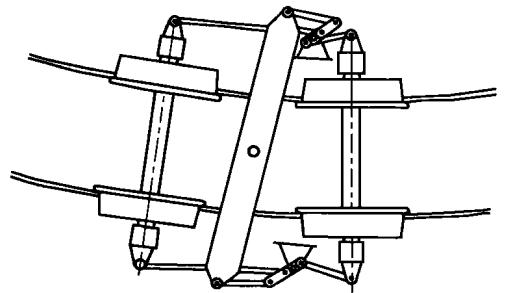


图 1.9 SIG 公司开发的 NAVIGATOR 轮对径向可调转向架结构示意图

1.1.2 轮对径向可调转向架

自 20 世纪 70 年代以来,为适应重载运输,改善车辆通过曲线性能和降低磨耗,南非、加拿大、美国、澳大利亚和日本等国家均积极地进行了径向转向架的研究开发工作,使用后取得明显成效。

轮对径向可调转向架提供了任意改变转向架弯曲刚度和剪切刚度的可能,这不仅可以改善曲线性能,还能提高高速运动稳定性。图 1.9 是瑞士 SIG 公司为多弯道线路提高运行速度而设计的 NAVIGATOR 径向转向架,加装摆式车体后试运行速度最高达 283 km/h。图 1.10 是德国 MAN 公司为 ICE 高速列车研制的连接框架式转向架,在这种转向架的构架与轮对之间连接有一个柔性的框架,选择合理的框架弯曲刚度和剪切刚度,可使车辆运行性能得到改善。

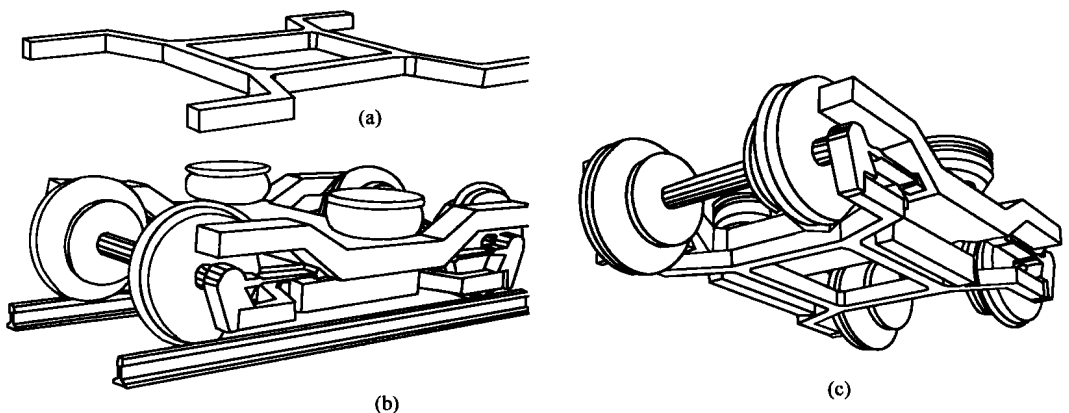


图 1.10 连接框架式转向架

(a)连接框架;(b)连接框架行走部;(c)连接框架在行走部上的安装。

为了更好地解决 200 km/h 以上高速稳定性,近来奥地利 SGP 公司开发了一种主动式液压

转向架^[9]。图 1.11 是其开发的径向液压控制装置(RHC)用作轮对导向装置的实例。当相对低频的轮对径向定位时,可实现所需的纵向低刚度。同时对高速运行时的高频产生相应的高刚度。采用这种装置可满意地解决曲线性能和高速稳定性之间的矛盾要求。

1.1.3 独立车轮转向架

从防止蛇行运行的观点出发,采用独立旋转车轮方式是很有效的办法。这是因为,当左右车轮因车轴耦合构成一体的轮对时,其耦合轮对转动要产生纵向蠕滑力,此力即是蛇行运动的自激力源。独立旋转车轮不存在有纵向蠕滑力,因此自激振动不会发生,转向架运动也就稳定。但是独立车轮不具有理想的自动转向功能,因此需要借助于机构学设计或其他方法使其具有可操作的转向性能。

独立车轮转向架具有不产生蛇行运动的重大优点,因此可缩短转向架轴距,从而减小转向架尺寸和质量,有利于缓和轮轨磨损和噪声等二次摩擦效应,这对高速车辆意义重大。近些年来,世界上发达国家竞相研究开发独立车轮转向架,其中最具有代表性的是德国 Frederich 教授的研究工作,他对代替传统轮对的两个车轮在新的结合方式上做了系统研究基础分析,得出理想的结合形式,开发出适合于 ICE 高速列车使用的 EDF II 型转向架和市郊轻轨铁路使用的 EEF 型转向架,经过运行试验,效果良好。

图 1.12 是比利时 BN 公司为适应地铁特殊要求而开发的 BAS2000 型转向架,它在独立

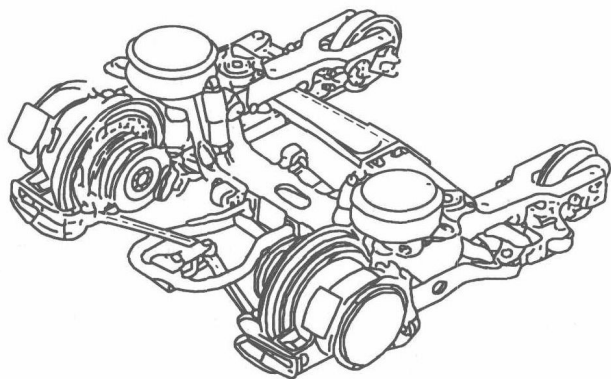


图 1.12 BAS2000 型铰接式转向架(Eurorail Belgium)

车轮的基础上加装了转向架连杆机构,是一种推翻了传统转向架概念的新型转向架,其主要特点是适用于小曲线半径($R10m$ 以下),窄轨,可实现低地板高度(300 mm),舒适性好,安全可靠,曲线磨损及噪声均很小。

1.1.4 多系统动力学

以开发转向架为例,若为传统结构形式,其运动方程均已建立,进行理论分析比较容易。然而,要想使转向架的结构复杂一些,以适应不断提高的运行性能的话,就得重新建立和求解运动方程,其工作量及难度往往非常大。例如受到大家高度评价 Scheffel 转向架那样(或参见图 1.9),由于采用了使轮对相互连接的连杆机构,建立新的数学模型就要复杂和困难得多。

因此在开发有别于传统结构的全新结构时,作为有力的手段就是运用多系统动力学,其运动方程式是自动编成的。应用多系统动力学,只要向计算机输入机车车辆的结构要素,即

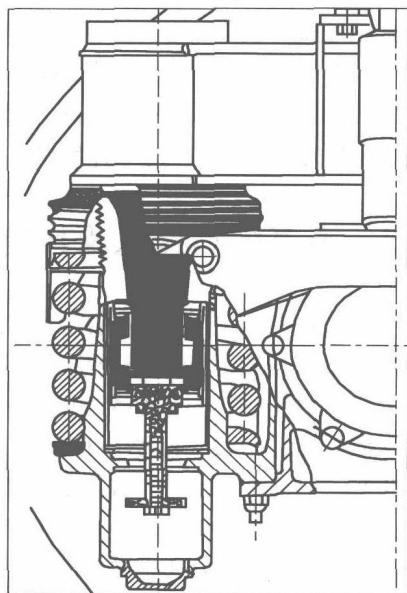


图 1.11 SGP 转向架的“RHC”轮对定位装置

轮对、转向架构架、车体等质量及重心位置,以及这些要素在何处同什么样的弹性元件(弹簧)和减振元件(减振器)相连接的信息,其后就能自动地导出运动方程并进行求解。单从理论上来说,不论结构多么复杂,均可进行研究,并很容易得出理论分析结果。

作为这样的手段,较有名的程序有德国为研制 ICE 高速列车时开发的 MEDYNA 和 SIM-PACK,加拿大在研制“空中列车”时开发的 A'GEM,法国为研制 TGV 高速列车开发的 VO-CO,英国为研制 APT 列车开发的 VAMPIRE 及美国的 NUCARS 车辆动力学通用程序。

1.2 本书编写特点及其内容的简要说明

本书是结合上节所分析的关于铁道车辆发展趋势,并针对车辆动力学研究所面临新任务的需要而编写的。因此需要引入新的素材,涉及学科范围亦远较以往的为广。编写内容重点放在基本原理、概念性及系统设计的分析和计算方法等方面。采用形象易懂的论证方法,力求做到“抽象问题具体化,数学问题工程化”,减少纯数学原因造成的困难,以助于建立直观、正确的概念。下面对本书下列各章的内容要点作简要说明。

第 2 章:轮轨滚动接触及蠕滑力计算

首先要确定轮轨接触几何关系。严格地描述轮轨接触几何关系是一个很复杂的问题。一般的理论为建立线性运动方程需要,一开始就把轮轨接触几何简化为线性,进行推导,得出的结果也是以小的接触角为前提的线性关系式。而本章介绍的是按轮轨接触几何的非线性关系进行推导,再将结果进行线性化,这样得出的关系式适用于任意大小的接触角。这有时是有意义的,因为接触角是一个较为敏感的参数(见图 2.5)。

由实际轮轨外形测量所得滚动圆半径差及接触角差随横移量的变化关系是不规律的,而且有多处是突然跳跃。本章采用等效线性化法,直接按圆弧截面外形线性化,以得出等效接触参数,这要比一般方法简单实用。

轮轨滚动接触产生的蠕滑力对铁道车辆动力学关系重大。目前以 Kalker 的三维滚动接触理论最为完整,但它是基于数学规划技术推导的,数学性强,不易为一般科技人员所掌握。而一般介绍的线性理论着重实用,但又过于简单。本章以两个滚筒滚动接触的纯纵向蠕滑力模型来论述滚动接触过程产生蠕滑力的机理作为重点,以建立正确的概念为目的。

第 3 章:铁道车辆的蛇行运动及其稳定性

重点研究轮对及转向架的蛇行运动。铁道车辆蛇行运动稳定性的确定是车辆设计的重要任务。确定车辆横向运动临界速度可借助已有程序,是容易完成的,但当车辆在运行速度范围内出现失稳情况时应如何解决却往往是问题,这是因为对失稳的产生机制还不够清楚。本章以两轴转向架为对象,通过对其横向运动方程的建立,模型简化,理论演变的逐步推导,最后得出重要结构参数与临界速度的明确关系,并引导出转向架的弯曲刚度和剪切刚度的概念,为径向转向架的发展提供理论依据。

第 2 章和第 3 章内容取自 Knothe 教授编写的讲义:“Dynamik von Schienenfahrzeugen”。有些内容的编排做了调整,并在几处做了适当的补充和修正。

第 4 章:车辆稳态曲线通过

先建立了传统及径向转向架线性稳态曲线通过的数学模型,导出运动方程及其解的表达式。此时引入第 3 章定义的转向架弯曲刚度和剪切刚度,用统一的表达式描述传统及径向转向架。并以实例计算的结果对两种转向架性能进行分析比较,显示出径向转向架在曲线通过

性能上的优点。在此基础上,本章又对自导向径向转向架原理及非线性稳态曲线通过理论进行了论述,给出转向架非线性稳态曲线通过实例的计算结果。

第5章:独立车轮转向架的导向原理

自20世纪30年代以来,不少国家都曾试制过独立车轮转向架,但是除西班牙 Talgo 列车外,都没有投入实际使用。这些年来,由于轮轨滚动接触力学和独立车轮导向机理的深入研究,并采取较为有效的改进措施来提高独立车轮转向架的复位功能,开发出一些颇有成效的独立车轮转向架。历史的事实使我们清楚地认识到,掌握独立车轮转向架的导向原理是成功开发这种转向架的前提。目前,独立车轮转向架导向原理以 Frederich 的研究成果较为完善,本章内容主要是根据他发表的研究论文编写的。

第6章:基于多体系统动力学建立运动方程

目前,已有若干种可供使用的多体动力学计算方法。但是从文献中找不到一种完整的方法直接可供铁道车辆使用。因此,编者除采用牛顿-欧拉方法外,又选择了凯恩-休斯登方法,以这两种方法为基础,结合铁道车辆的特点,进行公式的推导。由于休斯登方法使用了张量运算法,不易为一般读者所掌握,所以使用矩阵形式来推导运动力学方程。最后介绍运动方程进行线性化的不同方法,以得出线性的车辆运动方程。

第7章:线性系统分析

先讲述了状态空间概念,以及采用状态方程描述动力学系统的运动规律问题。接着,除了使用传递矩阵计算线性系统的状态转移特性外,论述了系统的稳定性,以及控制技术中最为重要的系统能控性和能观测性。最后还研究了由系统状态表达式计算频率响应问题。以上这些问题也是为后面三章的研究提供基础。

第8章:车辆随机振动

除随机过程的基本特征外,主要研究了随机振动的协方差分析方法。这种方法与频域分析法相比具有明显优点,计算方便省时,尤其适用于非线性及时变系统分析,适应应用现代控制理论进行车辆系统动态特性的控制。

为分析随机振动对旅客舒适性的影响,从“路-车-人”系统进行了整体考虑,对路面不平顺,线性及非线性车辆模型及振动对人体作用所产生的感觉进行了分析,以协方差分析法在时域计算表征旅客舒适度的参数及线路动态载荷的标准差,为本章的重点内容。

第9章:控制系统的设计方法

先论述主要几种控制器设计方法,即极点配置设计法和线性二次型最佳控制设计法(Riccati 设计法)。以实例说明两种方法的使用性及其使用极限。最后介绍最重要的问题,即使用观测器或卡尔曼滤波器进行状态估计,这在不是所有状态量都能够直接测量的情况下是很重要的。

第10章:数字控制

在今日,控制方案的实现主要依靠微处理机来完成,本章对数字控制的几个基本问题进行研讨,其中包括系统状态方程的离散化,离散系统的能控性与能观测性,数字控制器的设计方法,离散状态观测器及采样频率的选择问题。

第8~10章的主要素材取自 Kortüm W. 和 Lugner P. 合写的书“Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen”,但内容做了较大的修改和补充。

第11章:车辆动力学控制实例

本章主要是考验上几章提出的车辆控制理论在实际中是否能有效地满足应用,又从实例

中了解理论有哪些不足。本章在研究半主动悬挂系统的工作原理之后,介绍三个车辆动力学控制实例。

第 12 章:铁道车辆系统动力学的数值仿真

本章主要介绍系统动力学计算程序的研究开发情况。除对动力学模拟及控制器设计的计算程序的研究开发情况做简要说明外,特别对使用多体程序模拟计算车辆动力学的概况做了介绍。

1.3 公式中符号与写法说明

为准确掌握公式中所用符号不同写法的含义,有必要对所用符号及其写法进行详细说明。用下标的英文符号表示该物理量在其对应坐标系中的量值, I 表示惯性基。若已明白表明是在惯性系中则可省去符号 I 。

①物理量的矢量是将其英文代号的英文字母(大写或小写)用黑体表示,例如 \mathbf{r}_i 是刚体 K_i 的质心在惯性系中的位置矢径, $\boldsymbol{\omega}_i$ 是刚体 K_i 相对于惯性基 I 转动的角速度。

②将代号的英文字母写成一般粗细(即白体,以便与写成黑体的矩阵代号有别)表示标量,例如 F_x 是力 F 在 x 方向分量的标量值。

③矩阵 $[n \times m]$ 及方阵 $[n \times n]$ 以黑体的大写英文字母来表示,例如:

\mathbf{F} ——系统矩阵, $[n \times n]$;

\mathbf{E}, \mathbf{E}_n ——单位矩阵, $[n \times n]$ 单位矩阵;

$\text{Det}(\mathbf{A})$ ——方阵 \mathbf{A} 的行列式;

\mathbf{A}^{-1} ——方阵 \mathbf{A} 的逆矩阵;

\mathbf{B}^T ——矩阵 \mathbf{B} 的转置矩阵。

④ $[n \times 1]$ 列阵以黑体大写或小写英文字母下方加一横线来表示,例如:

状态矢量: $\underline{\mathbf{x}} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$;

分力 F_p 或分力矩 M_Q 在坐标系 i 中表示为:

$$\underline{\mathbf{F}}_{p/i} = \begin{bmatrix} F_{px/i} \\ F_{py/i} \\ F_{pz/i} \end{bmatrix}, \quad \underline{\mathbf{M}}_{Q/i} = \begin{bmatrix} M_{Qx/i} \\ M_{Qy/i} \\ M_{Qz/i} \end{bmatrix};$$

单位矢量 \mathbf{e}_{iz} 在坐标系 i 中的分量:

$$\mathbf{e}_{ix/i} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{e}_{iy/i} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{e}_{iz/i} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix};$$

刚体 K_i 相对于惯性系转动的角速度可省去“表示于惯性基 I ”的符号:

$$\boldsymbol{\omega}_{i/I} = \boldsymbol{\omega}_i = \boldsymbol{\omega}_i \circ$$

⑤使用变换矩阵可将一个矢量在不同的坐标系中进行表示。变换矩阵具有两个下标符号的形式 \mathbf{A} , 例如

$$\mathbf{r}_{i/m} = \mathbf{A}_{mk} \mathbf{r}_{i/k},$$

$$\boldsymbol{\omega}_i = \boldsymbol{\omega}_{i/I} = \mathbf{A}_{li} \boldsymbol{\omega}_{li/i} \circ$$

变换矩阵满足:

$$\mathbf{A}_{ml} = \mathbf{A}_{mk}\mathbf{A}_{kl} \neq \mathbf{A}_{kl}\mathbf{A}_{mk},$$

$$\mathbf{A}_{ml}^T = \mathbf{A}_{ml}^{-1} = \mathbf{A}_{lm},$$

$$\det(\mathbf{A}_{ml}) = 1.$$

⑥在矩阵计算中矢量叉乘可以叉乘矩阵代替,例如

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\omega}_{li} \times \mathbf{r}_i &= \mathbf{e}_j^T \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{li} \mathbf{r}_i = \mathbf{e}_k^T \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{li/k} \mathbf{r}_{i/k}, \\ \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{li/k} &= \begin{bmatrix} \omega_{liz/k} \\ \omega_{liy/k} \\ \omega_{lix/k} \end{bmatrix}, \quad \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{li/k} = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_{liz/k} & \omega_{liy/k} \\ \omega_{liz/k} & 0 & -\omega_{lix/k} \\ -\omega_{liy/k} & \omega_{lix/k} & 0 \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

⑦多变量函数的偏导数可借助列阵写成:

$$\text{标量函数: } T = T(z_1, z_2, \dots, z_n) = T(\underline{\mathbf{z}}),$$

$$\text{行矢量: } \frac{\partial T}{\partial \underline{\mathbf{z}}} = \left(\frac{\partial T}{\partial z_1}, \frac{\partial T}{\partial z_2}, \dots, \frac{\partial T}{\partial z_n} \right),$$

$$\text{矢量函数: } \underline{\mathbf{f}} = \underline{\mathbf{f}}(x_1, x_2, \dots, x_n) = \underline{\mathbf{f}}(\underline{\mathbf{x}}),$$

$$\text{雅可比矩阵: } \frac{\partial \underline{\mathbf{f}}}{\partial \underline{\mathbf{x}}} = \mathbf{F}_x, \text{ 其中 } F_{xj} = \frac{\partial f_i}{\partial x_j}.$$

⑧时间函数 $f(t)$ 的拉普拉斯变换表示为

$$F(s) = L\{f(t)\}.$$

(其他代号说明见各章正文。)

第 1 章 参 考 文 献

- [1] Kortüm W., Lugner P.. Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen. Springer Verlag Berlin, 1994
- [2] 須田義大. 欧美转向架开发的新动向. 国外内燃机车, 1994(4):25~30
- [3] Roth, P. - A. Lizell, M. A.. A Lateral Semi - Active Damping System for Trains. Vehicle System Dynamics Supplement 25(1996), 585~598
- [4] Stribersky A., Steidl S., Müller H., and Rath B.. Dynamic Analysis of Rail Vehicles with electronically Controlled Suspensions. Proc. 14th IAVSD - Symp. Ann. Arbor, U. S. A. 1996, 614~628
- [5] 则直久. 500 系列动车的半主动悬挂系统. 国外内燃机车, 1998(5):8~12
- [6] Goodall R. M., Kortüm W.. Active Suspensions for Railway Vehicles - an Avoidable Luxury or an Inevitable Consequence? In Proc. 11th IFAC world Congress, Tallium, USSR, 1990
- [7] Akuin P. et al. Active Steering of Railway wheelsets. 13th IAVSD Symp. 1991(8) Abstract P17
- [8] Mei T. X., Goodall R. M.. Modal Controllers for Active Steering of Railway Vehicles with Solid Axle Wheelsets. Vehicle System Dynamics, 34(2000), 25~41
- [9] Hödl H., Haigermoser A.. Innovative Technologie in der Fahrwerktechnik. Glas. Ann. 118(1994), Nr. 2/3, 89~102

第 2 章 轮轨滚动接触及蠕滑力计算

在本章将对轮轨接触过程,蠕滑及蠕滑力计算进行讨论。为了对其全貌有个了解,将第 3 章运动微分方程中与有关蠕滑力项的逐步计算表示在图 2.1 中。在对每一步作详细讨论之前,先作如下简要说明:

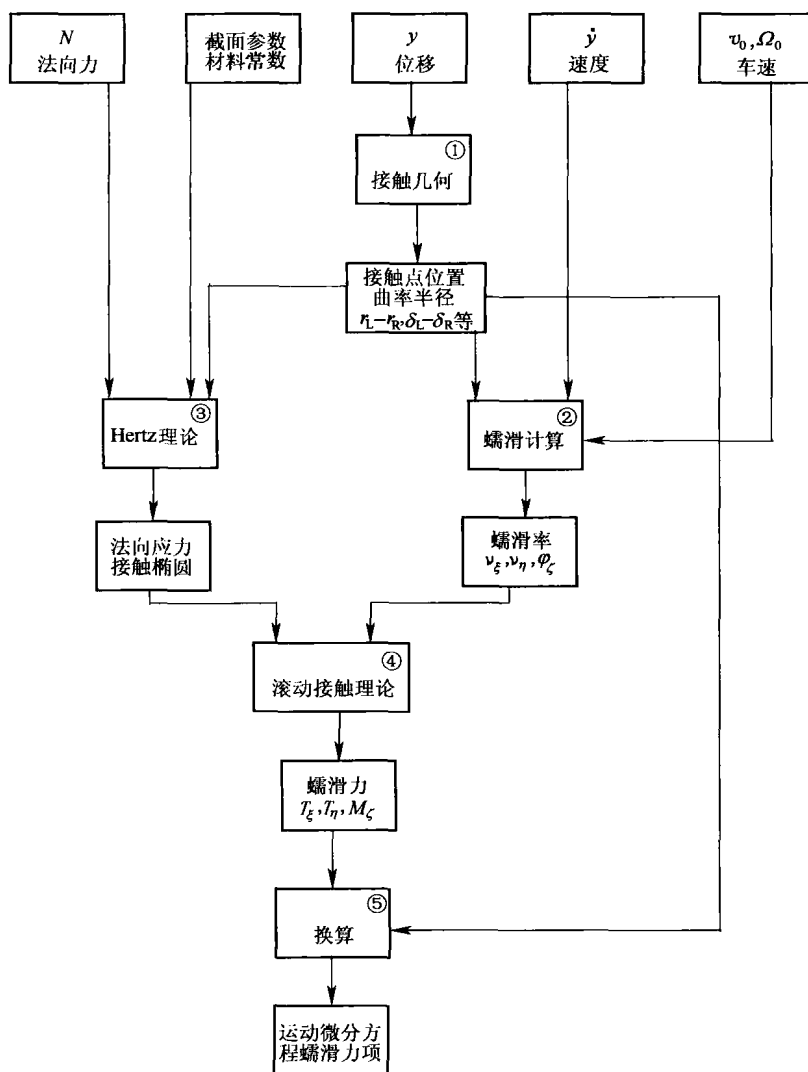


图 2.1 求得运动微分方程中蠕滑力项的计算步骤顺序

第 1 步必须获知轮轨接触几何关系。在给定的轮轨截面参数下,由轮对横移 y 及摇头位移角 ψ ,可确定接触点位置及接触点处的曲率半径。此外,还必须给出所有其他重要的几何参数,特别是滚动圆半径差及接触角差与横移 y 和 ψ 的变化关系。