

高等学校教学参考书

机车车辆轨道系统动力学

上海铁道学院 张定贤 主编
西南交通大学 鲍维千 主审

中国铁道出版社

1996年·北京

编 者 的 话

机车车辆轨道系统动力学是介于机车车辆(机械工程)和轨道(土木工程)两学科间的边缘学科。它以机车车辆和轨道间的接口为“突破口”,进一步将机车车辆和轨道作为一个系统,研究机车车辆与轨道间的相互作用。

本书强调了机车车辆轨道系统动力学的基本理论及其在处理工程问题中的实际应用。取材既反映了本学科在国际上当前已达到的水平,又注重现代数字化的解析法在本学科中的具体应用,还配有一系列计算机程序*,供工程应用。由于篇幅之限,本书仅将其中用途最广的两个——“蠕滑力计算程序”和“矩阵组装程序”作为附录列出(见附录1和2)。

本书主要适用于对现有的或正在开发中的机车车辆行于现有的或具有特定参数的轨道时,机车车辆所表现的动力学性状作出定量的评估。因此,本书除了供铁路高校机械工程类和土木工程类专业(已主修、选修或自习过有关机车或车辆动力学和机械振动——含随机振动等内容的)高年级学生和研究生学习和参考之外,也可供从事机车车辆和轨道的研究、试验、设计、制造、运用和维修等工作的工程技术人员,用于分析研究与机车车辆动力学以及轮轨相互作用等有关的一些实际问题,还可供在学习或从事于处理有关汽车动力学和一般工程振动等问题的科技人员参考。

在编写过程中,我们多次汲取了英国铁路科研部门和其他国家学者们的研究成果。对于他们,特致深切的谢意。

本书由上海铁道学院张定贤(绪论、第三、四、六至十一、十五章)、龚积球(第十二至十四章)、陈石华(第二、五章)、沈钢(第一章)和洪晓频(第五、七章中的部分计算工作)编写,张定贤任主编,西南交通大学鲍维千担任主审。

书中不妥之处,热诚地欢迎读者指正。

编 者

1994. 1.

* 多年来,结合在新型机车车辆研制和轮轨关系研究中所承担的课题,与历届研究生一起,开发了“机车车辆轨道系统动力学软件包”,可配合本书,用于走行部分(尤其是悬挂)开发和轮轨关系研究。

(字)新登字 063 号

内 容 简 介

本书将机车车辆和轨道作为一个系统,研究机车车辆与轨道间的相互作用问题。主要内容包括:基础知识——轮对与轨道接触几何学,蠕滑,轨道不平顺;机车车辆沿直线轨道运行中的动力学问题——运动方程的矩阵组合法,机车车辆横向稳定性,机车车辆对轨道不平顺的响应;机车车辆沿圆曲线和非圆曲线运行中的轮轨相互作用问题;粘着、滑动和轴载荷的转移;轮轨系统对钢轨接头及存在于轮轨表面的“扁疤”和擦伤等的冲击响应。

本书可作为铁路高等学校机械工程系和土木工程系高年级学生和研究生的教学参考书,也可供有关人员在研究机车车辆(含地下铁道和“轻轨”铁道的动车和拖车)与轨道相互作用或汽车动力学等问题时参考。此外,“矩阵组合法”(附有程序)还可供处理一般工程振动时,为自由度数量众多的多刚体系统简捷有效地列出运动方程;有关稳定性和响应等部分供在分析研究多自由度系统的固有振动、强迫振动、自激振动、非稳态振动和随机振动等问题时参考。

高等学校教学参考书

· 机车车辆轨道系统动力学

上海铁道学院 张定贤 主编

*

中国铁道出版社出版发行

(北京市东单三条 14 号)

责任编辑 张雨才 封面设计 薛小卉

中国铁道出版社印刷厂印

开本:787×1092 毫米 1/16 印张:15.5 字数:379 千

1996 年 1 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数:1—2000 册

ISBN7-113-02047-X/U · 596 定价:13.40 元

目 录

绪 论	
第一章 轮轨接触几何学	3
第一节 轮轨接触几何学参数	3
第二节 轮轨外形的测量	4
第三节 轮轨接触几何学参数的计算方法	7
第四节 计算实例	11
第二章 蠕 滑	14
第一节 基本概念	14
第二节 蠕滑理论的发展	15
第三节 切向力作用下轮轨滚动接触理论	17
第四节 Kalker 滚动接触蠕滑理论	24
第五节 实验工作简介	31
第三章 轨道不平顺	33
第一节 轨道不平顺的分类	33
第二节 轨道不平顺的定义	34
第三节 轨道不平顺的功率谱密度	35
第四节 轨道不平顺的测量方法和典型的测量结果	36
第五节 滚动线偏距	40
第六节 轨道不平顺的互谱密度	41
第四章 运动方程——矩阵组合法	43
第一节 运动方程的计算机形成	43
第二节 变换矩阵法的原理和应用	44
第三节 轮轨接触力	50
第四节 蠕滑系数和接触刚度的处理	53
第五章 机车车辆横向稳定性	55
第一节 基本概念	55
第二节 线性模型及特征值和特征向量的处理	57
第三节 交叉支撑式转向架的横向稳定性	61
第四节 转向架式机车横向稳定性	67
第五节 非线性模型	78
第六节 改善机车车辆蛇行稳定性的措施	85
第六章 机车车辆对轨道不平顺的响应	87
第一节 响应研究的现实意义	87
第二节 垂向响应和横向响应	87
第三节 非齐次运动方程的求解法	88
第七章 机车车辆对轨道随机不平顺的响应	91
第一节 单轴车对轨道随机不平顺的垂向响应	91

第二节	二轴车对轨道随机不平顺的垂向响应	96
第三节	轨道结构的力学模型	99
第四节	机车车辆对轨道随机不平顺的垂向响应	101
第五节	机车车辆对轨道随机不平顺的横向响应	109
第八章	机车车辆簧上部分对轨道离散不平顺的垂向响应	117
第一节	力学模型	117
第二节	运动方程组	118
第三节	运动方程组的时域解法——四阶 Runge-Kutta 法	119
第四节	运动方程组的频域解法——FFT 法	120
第九章	机车车辆振动水平的评估	123
第一节	Sperling 平稳性指标	123
第二节	英国铁路的平稳性指标	125
第三节	平稳性指标在我国的应用	126
第四节	ISO2631 法	127
第五节	ISO 法在机车车辆上的应用问题	129
第十章	数学模型的验证	131
第一节	模型的验证	131
第二节	C116委员会和BR的工作	132
第三节	结束语	137
第十一章	稳态曲线通过	138
第一节	历史的回顾	138
第二节	蠕滑率	140
第三节	蠕滑力	141
第四节	轮对转速	144
第五节	有效推力	146
第六节	欠超高和车轮的增减载	146
第七节	运动方程——二轴车	147
第八节	运动方程——H型转向架	148
第九节	运动方程——三大件式转向架	149
第十节	蠕滑引导和轮缘引导	151
第十一节	稳态曲线通过的性能指标	153
第十二节	稳态曲线通过理论的验证、应用和发展	155
第十二章	动态曲线通过	158
第一节	轨道模型	158
第二节	蠕滑力—蠕滑率模型	159
第三节	B_0-B_0 机车动态曲线通过的运动方程	160
第四节	B_0-B_0 机车动态曲线通过计算实例	165
第十三章	轮轨间的粘着与滑动	169
第一节	车轮在滑动过程中切向力随滑动率的变化	169

第二节	粘着系数的几种不同定义	171
第三节	粘着系数的变化范围以及和滑动率的关系	172
第四节	机车结构因素及运行速度对粘着系数的影响	175
第五节	轨道结构对粘着系数的影响	178
第六节	其它一些因素对粘着系数的影响	179
第七节	车轮空转和滑行的防止方法	183
第八节	轮对的粘滑振动	183
第十四章	牵引力作用下的轴载荷转移	186
第一节	轴载荷转移研究的发展概况	186
第二节	$B_0-B_0-B_0$ 式机车的轴载荷转移计算	187
第三节	影响轴载荷转移的机车结构因素	192
第四节	牵引销的高度	193
第五节	轴载荷转移的最小极限值	196
第六节	根据理论计算公式求取 h 的最佳值	198
第七节	轴载荷转移极限值的进一步讨论	199
第八节	斜牵引拉杆的作用	203
第九节	牵引电动机全悬挂时的轴载荷转移	204
第十五章	轮轨系统的冲击响应	211
第一节	引言	211
第二节	力学模型	213
第三节	运动方程组及其求解法	216
第四节	确定 P_2 力的简化模型	223
第五节	Lyon 模型的应用	224
第六节	P_1 和 P_2 力的许用值	226
第七节	车轮扁疤的动力学效应	228
附 录		231
参考文献		239

绪 论

一、机车车辆轨道系统动力学研究的现实意义

机车车辆轨道系统动力学(亦称机车车辆与轨道相互作用或轮轨相互作用)的研究,历来是铁路基础科学技术的核心之一。它关系到机车车辆速度、轴载荷、粘着系数等的提高,机车车辆安全和平稳运行的确保,以及铁路固定设备和活动设备维修量的减少和使用期的延长等。

60年代以来,不少西方国家的铁路受到了其他运输模式的挑战。为了提高铁路的竞争能力,对旅客列车力求提高速度和舒适度;对货物列车,在要求提高速度以加快货物周转的同时,有的还要求大幅度地提高列车重量来达到减少开支和增加收入的目的。

在我国,对现有线路则长期以来着重在提高铁路的运能,以适应运量不断增长的需要。为此主要要求提高行车密度和增大列车重量。近年来,线路速度高至160km/h的“准高速”铁路和超过200km/h的高速铁路也已分别正在建设和开始筹划中。

在社会需要的有力推动和竞争中,促进了对机车车辆轨道系统动力学的研究。不少国家的铁路将它列为重点研究对象,并在一段较长时期里集中较多的人力和物力,进行突破。某些国家的铁路还把它作为铁路少数几个“进攻型”课题之一,以区别于一般的“防守型”课题。取得的进展的步伐也得以从“演变”转变为“突变”。典型的科研促进了生产的例子是“英国铁路”(“British Railways”,缩写为BR*)通过其所开创的“机车车辆线性动力学”,改进机车车辆走行部分,得以在“线路限速”(“line speed limit”)原为160km/h的线路上通行最高速度为200km/h的列车。这一成果也揭示了通过机车车辆走行部分的改造,而不必只能是寄希望于线路的改造,也能提高铁路的功效。前者所需的投入较后者要少得多。再如“法国国营铁路公司”(“Societe Nationale des Chemins de fer Francais”,缩写为SNCF)的“TGV”——“高速列车”(“le Train a Grande Vitesse”)的缩写,其试验最高速度曾创下515.3km/h的记录,营业最高速度已达300km/h;目前连同“德国铁路”(“Deutsche Bundesbahn”,缩写为DB)的“ICE”——“市际高速(列车)”(“Inter-city Express”)的缩写——等,已为泛欧高速铁路网规划的实施创造了条件。后者要求在仅供客运以及供客货混运的两类新线上,“最低定义速度”(“minimum speed of definition”)分别为300km/h和250km/h。另一个生产促进了科研的典型例子是首创于美国和加拿大等国的“单元列车”和“重载牵引”。这种由数量众多的大型货车所组成,并由多台大功率机车在较高牵引系数下牵引的重载列车的出现,一度曾发生过机车车辆和线路的严重损害。这是因为已经为铁路满意地服务了一个世纪以上的原有的一套技术,已跟不上新的形势发展的需要了。在这种背景下,促进了“列车-轨道动力学”以及其他有关方面的研究,而且现已收到效果。重载牵引目前已在不少国家,特别是一些幅员辽阔的国家得到推广。已出现过列车长7300m和重71232t的记录。

我国铁路在这一领域也已进行了不少工作。不过与世界先进水平比,我们的工作和质量、广度和深度上,都还存在着差距。就全路而言,主要是综合性地开展这方面的工作还起步不久。因此在遇到某些新的技术问题,难于及时作出工程决策,也难于取得重大的突破;机车车辆

* 以下凡多次出现的类似的专门名称,一般用原文的缩写。

等现有产品的质量不易较快地取得显著的提高,可靠性和耐久性也有待改进,老产品上的“惯性”缺陷,往往还会继续在新产品上出现,新产品研制的周期往往较长,产品升级换代的步伐也不够快等等。轨道的伤损和线路的病害,也随着行车密度的不断提高和列车平均重量的不断增长,以及大功率机车和大型货车数量的不断扩大,而显得日益突出,甚至威胁到列车运行的安全。

为实现至本世纪末我国国民经济总产值“翻两番”的战略目标,极需改变当前铁路运输的被动局面。提高铁路运能和实现铁路现代化,必须依靠科学技术的进步,对机车车辆轨道系统动力学研究是一个重要的方面。

二、当前的主要研究方面

机车车辆轨道系统动力学是铁路基础研究中的一个重要部分。各国铁路由于具体条件不一,研究的侧重点也不一。我国铁路急需全面地提高运能。因此研究方向要有一定的广度。不仅需要注意到机车车辆与直线轨道间相互作用的问题,象 UIC 原 ORE 的 C116 委员会所曾从事的项目一样,而且还必须包括机车车辆通过圆曲线和非圆曲线时与轨道之间的相互作用问题,轮轨间的粘着问题,以及钢轨接头区的轮轨相互作用等问题。对于重载列车,还要进一步强调列车动力学等问题。随着时代前进节奏的加快,产品设计正从经验(*empirical*)设计跨入了理性(*rational*)设计的阶段。通过数学模型的开发,利用电子计算机,选择最优化方案和最佳参数,测算产品的性能。机车车辆和动车等新产品的开发,也迫切要求着摆脱经验设计的框框。为此需建立起用于研究机车车辆与轨道相互作用的数学模型。这对于轨道标准、轨道参数和轨道几何状态的合理选定等也是同等重要的。

数学模型的开发,必须在理论指导下,确立起一套方程。还常常涉及到大量的实验工作。因为不仅不少边界条件和某些参数,必须依靠实验才能取得或准确确定,而且数学模型本身与实际事物或现象间的近似程度,也有待实验的验证。

在具体开展机车车辆轨道系统动力学的研究工作时,参照国际上的经验,当前可从下列几个方面着手:

首先是消化和推广国外成熟的经验。其中特别应加快将机车车辆线性动力学和曲线通过等理论推广应用到实际中去,并在实践中使理论向非线性和非稳态等领域进一步发展和完善。为此尚需对几个基本的数学模型结合国情和路情进行实验验证,以及有计划地积累有关轨道不平顺(随机的和离散的)、轨道刚度、轨道阻尼和轮轨接触几何学参数等的统计数据。

第二类是针对现场当前和发展中的需要和基于技术上的可行性,将机车车辆和轨道作为一个不可分割的整体,来完善或提出必要的标准、规范和判据,以提高机车车辆和轨道工作的安全性、舒适性、可靠性、耐久性和经济性。

第三类是瞄准中长期的发展趋势,进一步发掘机车车辆和轨道系统的潜力。具体表现在机车车辆速度和轴载荷的不同程度的提高,以及列车重量的增长,还可包括悬挂和引导方式的革新等等。

第一章 轮轨接触几何学

轮对与轨道接触几何学(在不会引起误会时,简称轮轨接触几何学)主要研究与机车车辆轨道系统动力学性能密切相关的轮轨之间的几何关系及参数。它从几何学角度,探讨影响机车车辆动力学性能以及轮对与钢轨使用寿命的因素。其研究结果可以用于机车车辆的计算机辅助设计,如横向稳定性计算、随机响应计算及动态曲线通过计算等,还可用于轨道几何参数和轮轨外形的合理选择。此外,对轮轨接触区的应力分析和轮轨磨损的研究等也都有实际的应用价值。

本章首先介绍为研究机车车辆轨道系统动力学所需的轮轨接触几何学参数,接着再介绍为获得这些参数所用的测量装置和数据处理方法,最后还将介绍几个典型的应用例子。

第一节 轮轨接触几何学参数

图 1—1 所示为一轮对在直线轨道上滚动时的端视图,轮对的运行方向指向纸内。当外轨无超高时,左右两股钢轨轨顶的公切面平行于水平面。上述两股钢轨的轨底坡分别以 β_l 和 β_r 表示。轨距自上述公切面下 16mm 处测量,以 g_t 表示。轮缘内侧距以 g_w 表示。左右两轮上距轮缘内侧 T 处的圆周就是车轮名义上的滚动圆。对新的轮对来说,

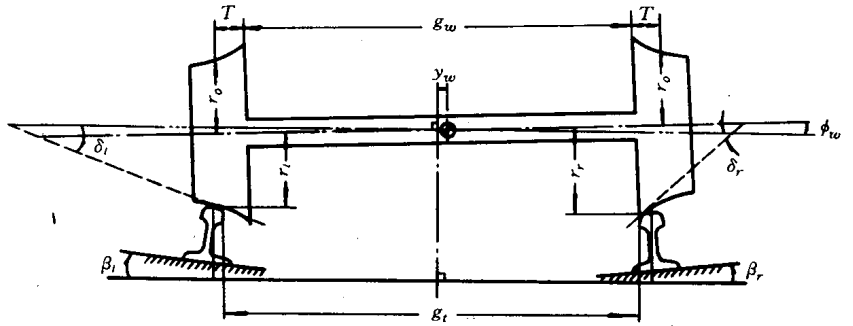


图 1—1 轮轨接触几何学参数

左右两轮滚动圆半径相等,图中均以 r_0 表示。当轮对中心向右偏离轨道中心线 y_w 而处在图示位置时,车轴中心线与轨顶平面间的夹角 ϕ_w 称为轮对侧滚角(wheelset roll angle)。在图示情况下, ϕ_w 为负值。左右两轮与钢轨接触点处的实际滚动圆半径分别以 r_l 和 r_r 表示。左右两轮与钢轨接触面的切面与水平面之间的夹角,即接触角(contact angle),分别以 δ_l 和 δ_r 表示。在研究轮轨几何关系问题时,主要涉及以上这些几何学参数($\phi_w, r_l, r_r, \delta_l, \delta_r$)。它们原则上都是轮对横移量 y_w 以及偏转角的函数。但由于偏转角不大,即使在通过小半径曲线时,也很少超过 2° ,它对这些几何学参数只产生二阶的影响^[1],故一般可简化为仅对轮对横移一个独立变量的分析。

图 1—2 和图 1—3 分别为左右轮滚动圆半径差之半和左右轮接触角差之半与轮对横移量 y_w 之间的函数关系图。从中还可以导出两个最基本的参数:等效斜度(equivalent conicity) λ_e 和接触角参数(contact angle parameter) ϵ 。这些将在以下几节中再讨论。

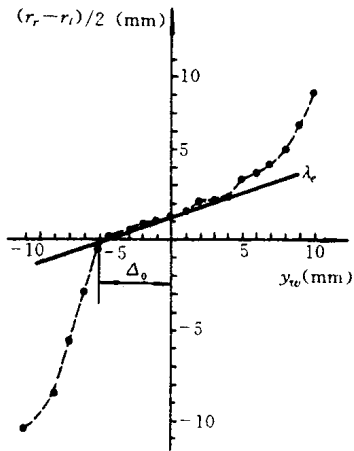


图 1—2 滚动圆半径差之半随横移量的变化

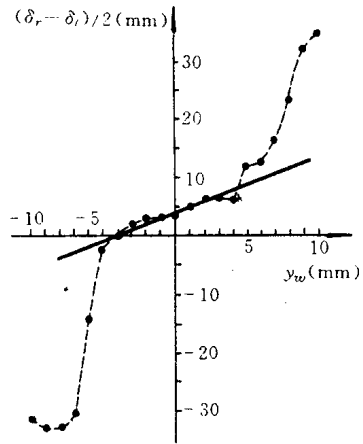


图 1—3 接触角差之半随横移量的变化

第二节 轮轨外形的测量

运用中的车轮踏面外形和钢轨轨头外形都是随着磨损而不断变化的,导致接触几何学参数离散分布在一个较大的数值范围内。因此,必须对实际运用中的轮轨外形进行大量的测量,以便找出它们的统计规律。

图 1—4 和图 1—5 所示为由上海铁道学院研制的 STG-86 型轨头外形测量仪以及 STL-87 型轮对外形测量仪正在使用中的情形。下面将介绍这些测量仪的测量原理和数据处理方法。

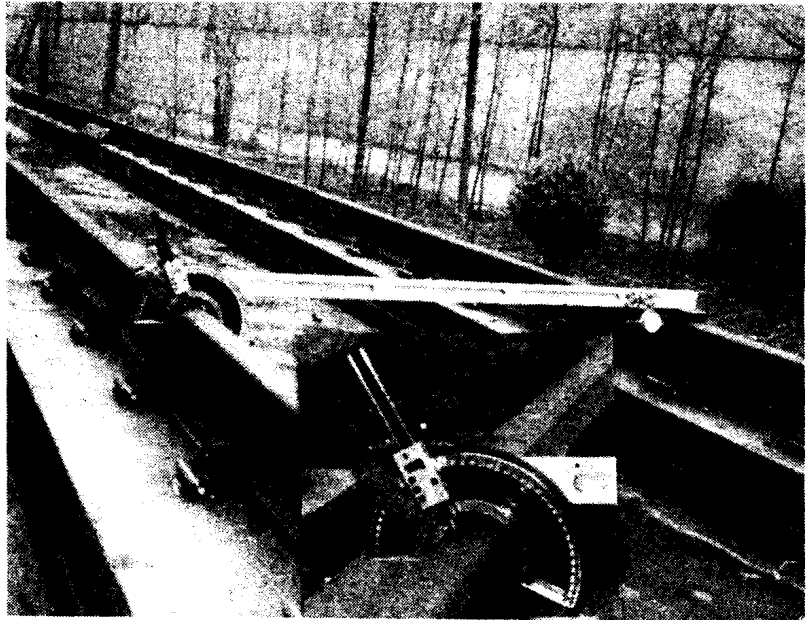


图 1—4 STG-86 型轨头外形测量仪

测量时用的轨道坐标系 y, O, z_r 和轨头极坐标系 $\Omega(\rho, \theta)$ 如图 1—6

所示, y_r 轴为左右两股钢轨轨顶的公切线。 z_r 轴垂直于 y_r 轴且通过图中所示线段 $P_i P_i$ 的中点。该线段位于轨顶公切线下 10mm 处, 而不是在计量轨距时所规定的 16mm 处。其原因是为了不让测量仪的基准点定位在毛糙的表面上, 以提高测量精度。左右两轨头极坐标系的原点 Ω_l 和 Ω_r 距 y_r 轴 34.16mm, 距 z_r 轴 $(g_i/2 + 32.96)$ mm。

测量时用的轮对坐标系 $y_w O_w z_w$ 和踏面坐标系 $y' O' z'$ 等如图 1—7 所示。 y_w 为车轴中心线, z_w 与 y_w 垂直, 且通过轮缘内侧距的中点; 踏面坐标系的原点 O' 及 O'' 分别位于左右轮缘内侧面, y' 和 y'' 轴的正方向都指向外侧。

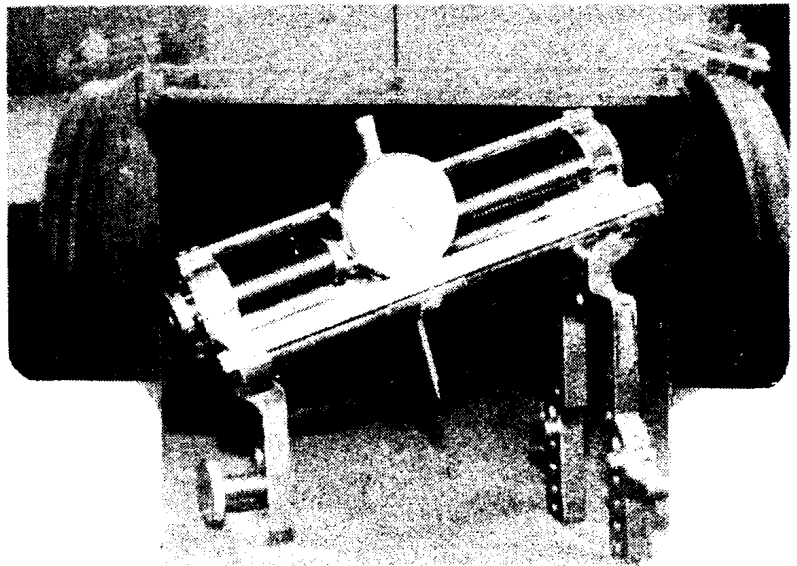


图 1—5 STL-87 型轮对外形测量仪

图 1—8 所示为 STG-86 型钢轨外形测量仪的简图。它能以离散点形式测得以极坐标表示的轨头外形。测量仪由圆形滑槽、滑块、数显式位移计、横臂、定位刀口、轨距测量座以及百分表等组成。滑槽

4 固定在横臂 5 上, 滑块 3 连带数显式位移计 2 可在滑槽内来回滑动。供安放在轨顶的一只垂向定位刀口 11 固定在横臂的左端, 另两只垂向定位刀口 7 固定在横臂的右端。由于横臂不是

绝对刚性, 测量时会产生弹性变形, 因此还需调节装在滑槽下的辅助定位钉 12, 使之与轨顶贴靠。测量仪的横向定位是靠安装在横臂左端下方的横向定位锥 10 来实现的, 该定位锥的轴心线距轨顶平面 10mm。测量开始前, 先完成垂向和横向的定位, 接着把用于测量轨距的百分表 9 安装于另一端的百分表安装座 8 上。然后向轨道的前后两个方向适量移动该端, 观察轨距百分表的读数, 最终将测量仪定位于轨距的读数为最小处, 以保证横臂与轨道中心线相垂直。为了避免干扰轨道电路, 测量仪的横臂用绝缘块 6 分隔成两段。

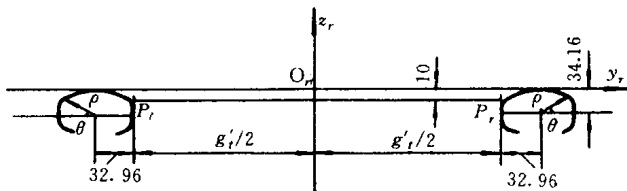


图 1—6 测量用轨道坐标系和轨头坐标系

图 1—8 中所示的极坐标原点即滑槽的圆心。当滑块连同安装在其上的数显式位移计一起在圆形滑槽中滑动时, 从位移计所显示的读数可获得向径 ρ 。同时, 沿滑槽的外周均匀地刻着间隔为 2° 的齿形槽, 通过角度定位器 1 将位移计精确地定位在一个个角

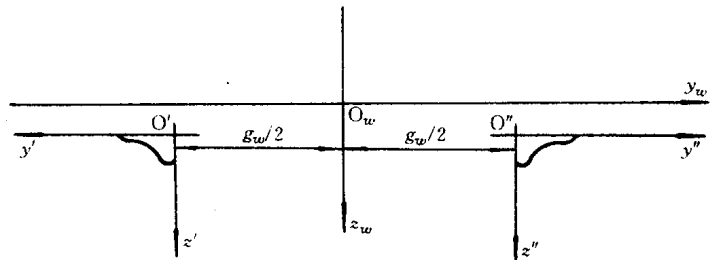


图 1—7 测量用轮对坐标系和踏面坐标系

度为定值的位置上。被测点所在的刻度值即为该测点处的向径相对应的幅角 θ 。这样逐个调整角度,就能得到在极坐标系中以离散形式表示的轨头外形。左右两轨需分别测量。最后通过电算程序将左右两股钢轨的轨头外形从各自的极坐标系转换到统一的轨道坐标系。

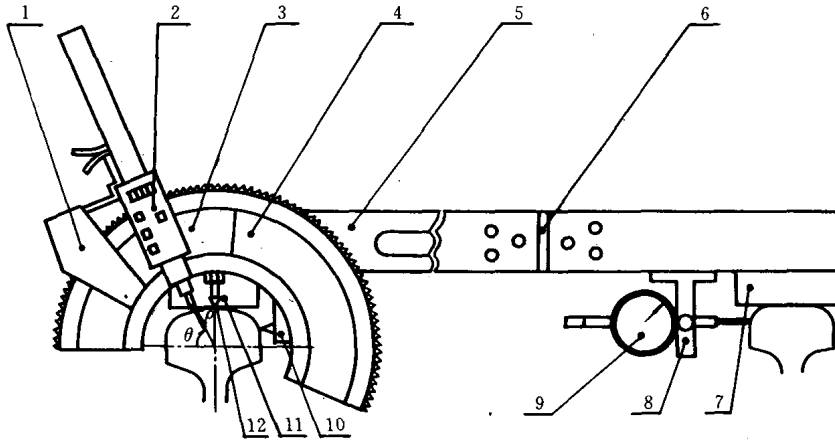


图 1—8 STG-86 型轨头外形测量仪结构简图

1——角度定位器;2——数显式位移计;3——滑块;4——滑槽;5——横臂;6——绝缘块;
7,11——垂向定位刀口;8——百分表座;9——百分表;10——横向定位锥;12——辅助定位钉。

左轨转换式为:

$$y_l = -(g_0 - G) / 2 - (R + \rho_0) \cdot \cos(\theta + \theta_0) - a$$

$$z_l = (R + \rho_0) \cdot \sin(\theta + \theta_0)$$

式中 g_0 ——轨距修正值;
 G ——测轨距百分表的读数;
 ρ_0 ——径向修正值;
 R ——数显式位移计的读数;
 θ_0 ——角度修正值;
 θ ——角度定位器所在位置的角度值;
 a ——等于 32.96mm 的一个常数。

右轨的转换式类似。

图 1—9 所示为 STL-87 型轮对踏面外形测量仪的结构简图。由侧架、导杆和丝杆组成的测量仪定位框架,其径向定位由两组径向定位装置实现,并各有一只定位螺钉贴靠在作为基准面的轮箍与轮心装配处的凸缘上;轴向定位通过夹紧螺钉,使侧架的内侧面与车轮内侧面紧紧贴靠。在两根导杆上装有可以沿其中心线方向滑动的滑块。滑块上安装有百分表。由丝杆带动的传动螺母与滑块相联。为了同时满足踏面和轮缘部分的测量精度要求,导杆设计成与车轴中心线成 15° 的夹角。

测量开始时,旋动刻度盘,使滑块载着百分表沿图 1—9 所示导杆中心线方向移动,由于百分表顶尖与踏面或轮缘相接触,百分表上就有相应的读数。每隔 0.5、1.0 或 2.0mm 读一次数,就可获得一组反映车轮外形的离散数据点。

为了满足计算机计算轮轨接触几何学参数的需要,必须对上面所测得的原始数据进行坐

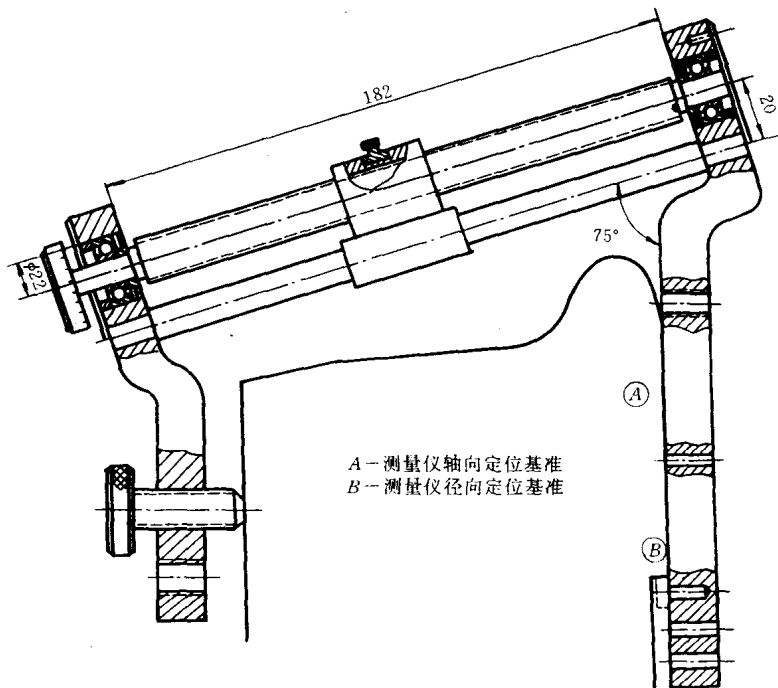


图 1—9 STL-87 型轮对外形测量仪结构简图

标转换。为此,将图 1—7 的左部放大并改换位置后绘于图 1—10。取导杆中心线的方向为 x 轴,它与 y' 轴的夹角为 θ 。设顶尖在 (y_0, z_0) 处时百分表读数为 r_0 ,又设顶尖在 (y_0, z_0) 和 (y, z) 点时,刻度盘上显示顶尖 x 坐标的读数分别为 x_0 和 x ,则有转换公式:

$$z = z_0 + \sqrt{\Delta r^2 + (x - x_0)^2} \cdot \sin\left(\theta + \arctan \frac{\Delta r}{x - x_0}\right)$$

$$y = y_0 - \sqrt{\Delta r^2 + (x - x_0)^2} \cdot \cos\left(\theta + \arctan \frac{\Delta r}{x - x_0}\right)$$

其中 $\Delta r = r - r_0$ 。

y_0, z_0, r_0 及 x_0 值事先通过精确测量求得,都是常数。

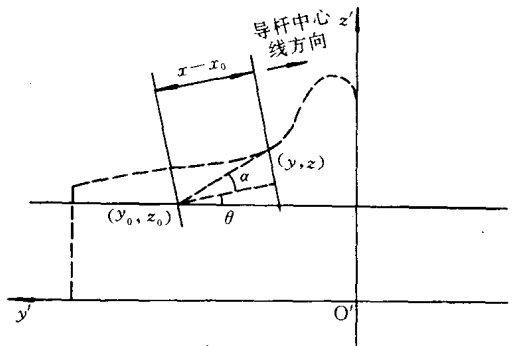


图 1—10 坐标转换示意图

第三节 轮轨接触几何学参数的计算方法

有了轮对和轨道两方面的实测数据,进一步就可以确定轮轨接触几何学参数^[2,3,4,5]。由于测得的轮轨外形是任意的,因此在分析轮轨几何匹配问题时,也需要一个能处理任意形状的计算方法,用以对数据进行预处理,以及确定曲率半径和接触角、接触点位置和接触几何学参数等。整套电算程序由 PROF1、PROF2 和 WRCG 三个程序组成,图 1—11 为这些程序的关系示意图。图 1—12、图 1—13、图 1—14 分别为 PROF1、PROF2 和 WRCG 程序的流程粗框图。

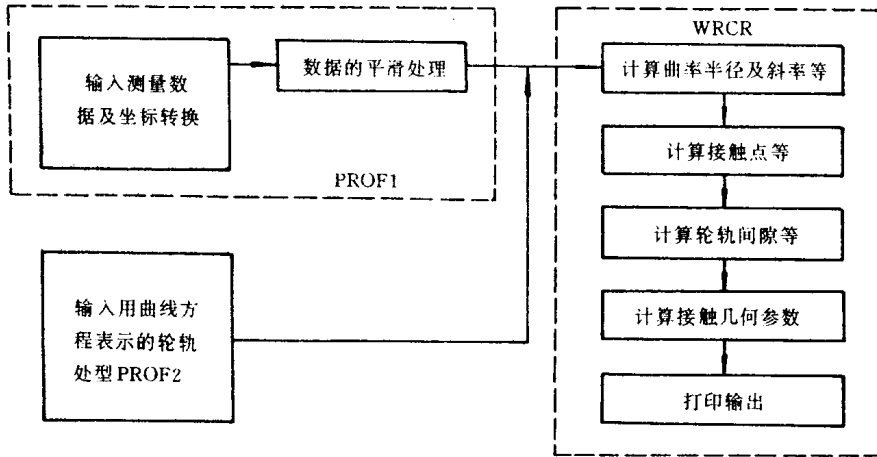


图 1-11 程序总流程图

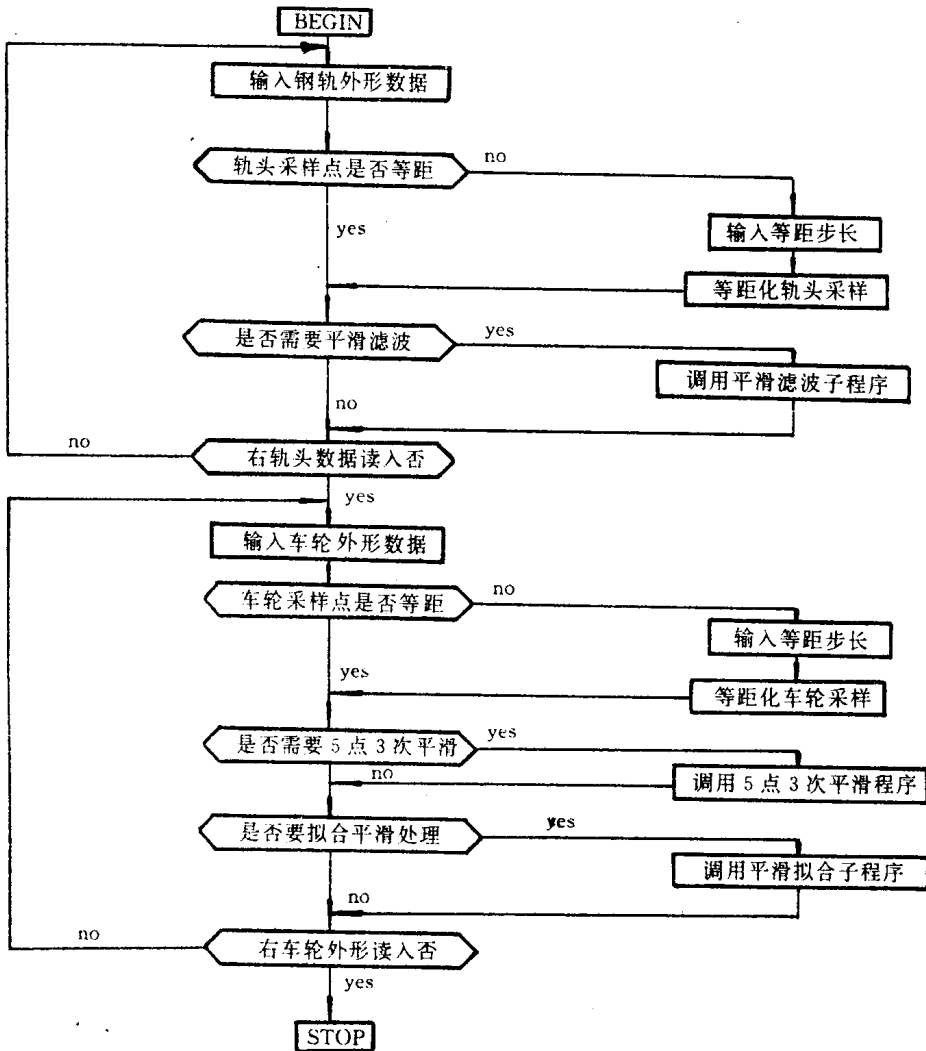


图 1-12 PROF1 程序流程图

一、数据的预处理

由于测量过程中会引入误差,这些误差会对接触角及曲率半径等参数的计算产生较大影响,因此需要施以平滑处理,以保证曲线各点处至少具有“一阶光滑”,同时也要保证不使原曲线产生畸变。在 PROF1 程序中采用了二种平滑方法。一种是加权数字滤波法^[6],另一种是 5 点 3 次平滑法。

(一) 加权滤波法

把轨头外形在极坐标系中的等距离散序列 $r(\theta)$ ($\theta = \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_N$) 看作为一组数字时间信号 $x(n)$ ($n = 0, 1, \dots, N-1$), 并施以快速 Fourier 变换 (FFT)^[7], 得到频谱函数 $X(K)$:

$$X(K) = \text{FFT}[x(n)] = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) \cdot e^{-j\left(\frac{2\pi}{N}\right)Kn}$$

再把 $X(K)$ 乘以加权函数 $W(K)$, 得到新的频谱函数 $X'(K)$:

$$X'(K) = X(K) \cdot W(K)$$

然后对 $X'(K)$ 施以快速 Fourier 反变换 (IFFT), 得到输出信号 $x'(n)$:

$$x'(n) = \text{IFFT}[\text{FFT}[x(n)] \cdot W(K)]$$

这里 $x'(n)$ 即为平滑后的数字信号。

加权函数采用了余弦曲线、梯形曲线和矩形曲线三种。

(二) 5 点 3 次平滑

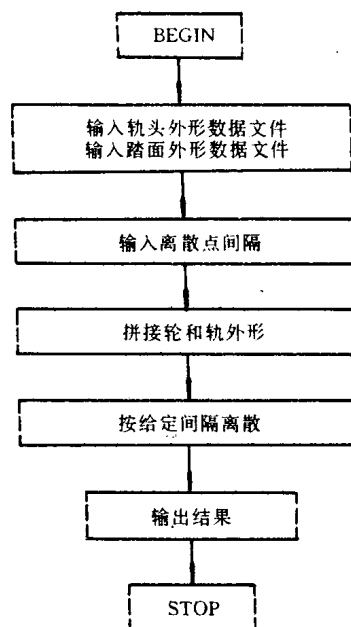


图 1—13 PROF2 程序流程图

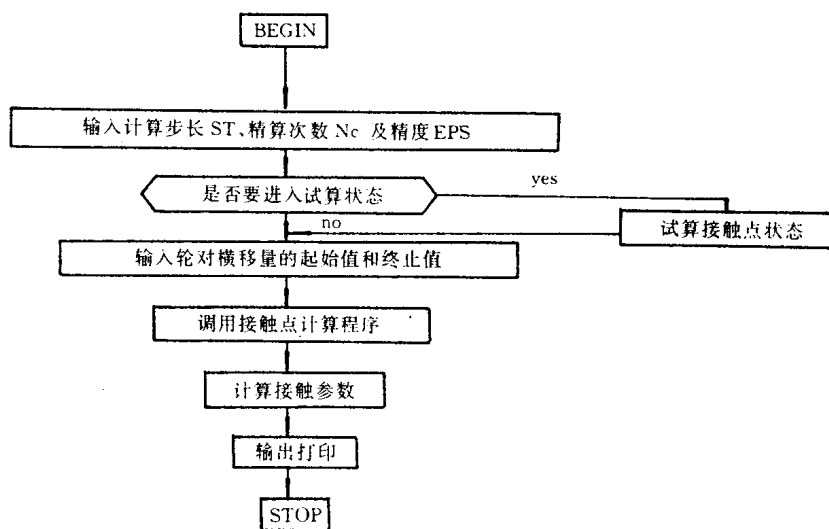


图 1—14 WRCG 程序流程图

用 5 点 3 次平滑公式对等距点上的数据进行平滑处理^[8]。为此,从数据中抽取 5 个连续的点 $Y_{-2}, Y_{-1}, Y_0, Y_1, Y_2$ 。经平滑后的改进值 \bar{Y}_i 为:

$$\bar{Y}_{-2} = (69Y_{-2} + 4Y_{-1} - 6Y_0 + 4Y_1 - Y_2) / 70$$

$$\bar{Y}_{-1} = (2Y_{-2} + 27Y_{-1} + 12Y_0 - 8Y_1 + 2Y_2) / 35$$

$$\bar{Y}_0 = (-3Y_{-2} + 12Y_{-1} + 17Y_0 + 12Y_1 - 3Y_2) / 35$$

$$\bar{Y}_1 = (2Y_{-2} - 8Y_{-1} + 12Y_0 + 27Y_1 + 2Y_2) / 35$$

$$\bar{Y}_2 = (-Y_{-2} + 4Y_{-1} - 6Y_0 + 4Y_1 + 69Y_2) / 70$$

二、曲率半径的计算

由微分学可知,已知一曲线 $y=f(x)$ 在 x 点的一阶导数 y' 和二阶导数 y'' ,则 x 点的曲率半径 R 为

$$R = |(1 + y'^2)^{3/2} / y''|$$

对于离散的点 (x_i, y_i) ($i=1, \dots, N$),可用三次样条函数拟合,求得各点处的一阶和二阶导数,然后再用上述公式求得该点的曲率半径。

三、接触点的确定

在求轮轨接触点时,除前面已经提到过的轮轨接触点假定处在同一横截面内之外,另假定轮轨是刚性的,不会发生弹性变形。设已经分别测得左右两段钢轨轨头在轨道坐标系 xOy 中的坐标值,以及同一轮对左右两轮踏面外形在同一坐标系中的坐标值(见图 1—15)。这里取 x 轴为两轨轨头的公切线, O 点为轨距平分点; y 轴垂直于 x 轴。让轮缘内侧距的平分点与 y 轴重合。计算时把轮轨拉开一个间隔 y_0 。用样条函数插值法分别计算左轮与左轨、右轮与右轨之间的最小间距 y_{lmin} 和 y_{rmin} ,以及与 y_{lmin} 和 y_{rmin} 相对应处的 x 坐标值 x_{lmin} 和 x_{rmin} 。再用下式确定轮对侧滚角的修正值 $\Delta\phi_w^*$:

$$\Delta\phi_w^* = \phi_w^* - \phi_w = [(y_{lmin} - y_{rmin}) / (x_{lmin} - x_{rmin})] / 2$$

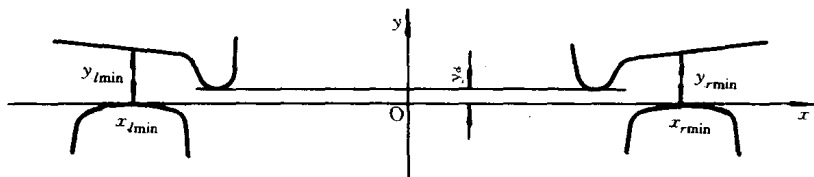


图 1—15 轮轨接触点的确定

ϕ_w 为修正前的轮对侧滚角, ϕ_w^* 为修正后的轮对侧滚角。然后修正轮对侧滚角,并重新计算 y_{lmin} 和 y_{rmin} 以及 x_{lmin} 和 x_{rmin} 。再根据上式确定新的侧滚角 ϕ_w^* 。直至 $|y_{lmin} - y_{rmin}|$ 小于给定的允许值为止。为了更精确地确定接触点的位置,可用下列方法一次比一次地提高计算精度,次数 N 可事先给定。每次计算的过程是这样的,即在前一次的接触点附近截取规定长度的一小段轮和轨的外形,并在各离散点之间加以等分,插入一个新的点,再进行同前面类似的接触点计算。直至在 x 方向的计算步长为 $S_i = S_0 / 2^N$, 这里 S_0 为初始数据点沿 x 方向的步长。这种方法能使接触点的计算精度尽可能地提高,且不增加存储轮轨外形数组所需的存储空间,计算工作量也较少。

四、接触几何学参数的计算

当接触点的位置和轮对侧滚角确定后,接着计算其它的轮轨接触几何学参数。此后,再针

对轮对相对于轨道中心线不同的横移量进行类似的计算。计算包括以下几个项目：

1. 左右两接触点分别在相应的轮轨外形上的位置；
2. 左右两接触角 δ_l 和 δ_r 以及接触角差 $(\delta_l - \delta_r)$ ；
3. 左右两轮滚动圆半径 r_l 和 r_r 以及滚动圆半径差 $(r_l - r_r)$ ；
4. 轮对侧滚角 ϕ_w ；
5. 左右两接触点处车轮和钢轨外形的曲率半径以及接触斑面积；
6. 左右两侧轮和轨之间的垂向间隙；
7. 滚动线偏距(rolling line offset)、等效斜度及接触角参数。

针对一系列轮对横移量下的计算结果，可分别作出滚动圆半径差之半以及接触角差之半随轮对横移量的变化曲线 $\Delta(r/2) = f(y_w)$ 和 $\Delta(\delta/2) = f(y_w)$ 。当车轮踏面为锥形的情况下，在轮缘贴靠钢轨前，两种曲线都呈直线之状，其斜率分别是等效斜度以及接触角参数对 $1/2$ 滚动圆间距之比。当踏面呈凹形时，两种曲线的一般规律是，当轮对的横移量在 -6mm 至 6mm 内，曲线近似呈直线状；当轮对横移量大于 6mm 后，曲线变化较为不规则。因此，在计算等效斜度和接触角参数时，宜在 -6mm 至 6mm 的横移量范围内，根据加权最小二乘原理，分别用斜直线去拟合上述两种曲线。最好在 $\pm 2\text{mm}$ 、 $\pm 4\text{mm}$ 及 $\pm 6\text{mm}$ 区段分别求出相应的等效斜度，以便更详细地了解该参数的非线性程度。

第四节 计算实例

以下所举例子引自文献[2]。该文总结了 1987~1988 年两年间，对津浦线某几处的钢轨外形以及所通过的机车车辆的车轮踏面外形进行实测和几何匹配计算后，所得的结果；着重分析了轮轨接触几何关系，探索了通过调整轨底坡和轨距以改善轮轨接触几何性能的方法；同时还分析了新轮和新轨相匹配时，内外轨轨底坡的最佳值。

图 1—16 所示为曲线半径为 600m 的轨道某处左右两股钢轨轨头的外形，左侧为外轨，右侧为内轨。图 1—17 为一组典型的轮对外形数据中之一部，数据的编号为“WN1713”；轮对属于一台 ND_3 型内燃机车，属中度磨耗。踏面滚动圆处(垂向)磨耗量为 2.5mm ，轮缘在图示位置

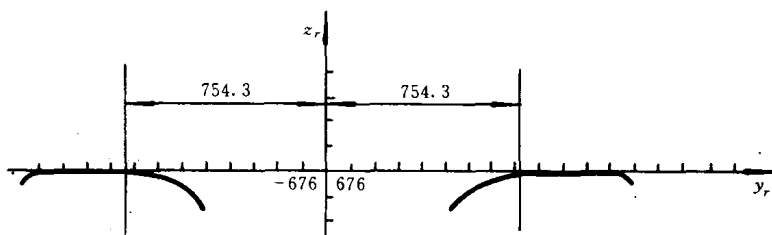


图 1—16 实测轨头外形

处(水平向)磨耗量为 3.0mm 。轮缘内侧距为 1352.8mm 。图 1—18 示出了在一系列轮对横移量 y_w 下，轮轨接触点的位置和分布情况。图中用虚线相连接的两点为轮与轨在对应的轮对横移量下相接触的点。虚线端头所示的数字表示轮对横移量，规定轮对向右侧偏移为正，反之则为负。从图可见，接触点大都集中在钢轨顶部的内表面，且无两点接触现象。图 1—2 和图 1—3 分别为左右两轮滚动圆半径差之半和接触角差之半相对于轮对横移量 y_w 的变化情况。通过拟合，