

摘要

交通事故是当今社会的一大公害，严重地威胁着人们生命和财产的安全。当前，我国交通事故严重，每年平均死伤数十万人，经济损失达数十亿元。在道路上总是存在某些地点或路段屡屡发生性质类似的交通事故，如果能够识别出道路中的事故多发路段，有针对性地进行改善和治理则可以大大降低整条道路的事故率。因此，研究合理有效的事故多发路段识别方法是道路安全研究中最重要的内容之一。

目前，对事故多发路段的识别存在着多种多样的判定方法和理论，但大多是依赖对交通事故的历史数据的统计分析。尽管以交通事故的历史数据作为评价方法有其优越性，但是，所要求的交通事故数据的历史时间比较长，交通条件也随着道路使用时间的变化有所变化，由此对统计结果分析也有一定的影响和局限性。根据道路运营结果进行事后识别，不但改善道路所需要的投入资金高，而且交通事故已经发生并造成了大量的人员伤亡和经济损失。

本文将汽车动力学仿真技术应用于事故多发路段的识别，提出了事前预测道路事故多发路段的仿真识别方法。在基于多体动力学仿真软件 ADAMS 的基础上，构建了较为精确的道路模型、车辆模型、车-路耦合模型，然后进行道路事故多发路段的仿真试验，由仿真试验得出不同道路条件对应的汽车运行状态的速度、加速度、位移等特征曲线图。最后，依据事故多发路段仿真识别方法对仿真结果进行分析从而判定某路段是否为事故多发路段。

利用仿真技术识别事故多发路段，既能从交通事故中道路的安全因素角度出发识别和预测事故多发路段，又避免了现实交通事故的人员伤亡和财产损失，可以大大提高道路改善的投资效益。这将有助于及时、准确掌握道路危险路段分布和形成原因，合理改善，实现提高道路交通安全水平的目的。

关键词： 事故多发路段识别； 仿真； 道路交通事故

ABSTRACT

The traffic accident seriously threatens people's life security and property security, so it becomes a social harm now. At present the traffic accident is serious in China .the average number of people dead and harmed counts 100,000 every year and economy lose amount to several billions RMB. similar accidents repeatedly take place on some locations .if we can identify the accident black spots and make sectional repairs, the accident ratio can be reduced largely and under control .therefore, studying reasonable and valid methods of identification of accident black spots is one of the most import contents in the road safety research.

Presently, there are many identification methods and theories, but most of them depend on the analysis of historical accident data. Although the evaluation based on historical data has its advantage, the required data has a longer historical time, and the traffic condition changes with the change of road using time, so the result statistic analysis is affected and limited. The postmortem identification according to the operational result needs lots of money to improve the road condition, meanwhile the traffic accident has taken place, and resulted in large number of casualties and economic loss.

In this paper, the author applies the technique of automobile dynamics to identification of the accident black spots, and puts forward the method of simulation to identify the accident black spots in advance. On the base of multi-body dynamics software ADAMS, the author builds perfect road model, vehicle model, road and vehicle coupling model, then have a road black spots simulation test and gets the vehicle's velocity, acceleration, displacement data map by the simulation test. Finally, according to the road black spots simulation identification methods, the author analysis the simulation results and identify whether the road is a black spot.

Using accident simulation technology to identify the accident black spots not only takes the safety and prediction into account, but also avoids the casualties and loss. It increases the accuracy to improve the road and increases investment benefits, so helps to realize enhancing the road traffic safety level.

Key words: road black spots identification; simulation; traffic accident

重庆交通学院学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：胡燕

日期：2006年4月3日

重庆交通学院学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权重庆交通学院可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ，在 2 年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密 。

(请在以上方框内打“√”)

学位论文作者签名: 胡燕

指导教师签名: 邵敬以

日期: 2006 年 4 月 3 日

日期: 2006 年 4 月 3 日

第一章 绪 论

1. 1 课题提出的背景

联合国的一份报告指出，交通事故不仅给个人和家庭造成无法弥补的伤害，也给各个国家和地区经济带来严重损失。全世界每年有 120 多万人死于交通事故，约 2000 万到 5000 万人因交通事故致残。全球每年因此而造成的经济损失约 5180 亿美元，其中发展中国家占 1000 亿美元，高于这些国家获得的发展援助总和。世界卫生组织的研究结果也表明，道路交通事故比空难、海难事故严重得多，造成的死亡人数甚于战争，造成的经济损失约占全国 GDP 的 1% 至 3%。为此，各国政府无不把预防和减少交通事故作为重要的执政目标^{[1][2]}。

我国道路交通安全形势严峻。到上世纪末，世界道路交通事故从总体上来说或趋于下降，或趋于稳定，而我国道路交通事故近年来却仍处于上升趋势。我国汽车保有量约占全世界的 2%，但道路交通事故死亡人数却占全世界的 15%，多年高居世界第一。北京市公安局公安交通管理局高级工程师翟忠民在首届全国道路交通安全宣传教育论坛上透露，多年中国每年因交通事故死亡人数超过 10 万人，平均每天死亡 300 人，相当于一架民航客机失事的人员死亡数。统计数据表明，每 5 分钟就有一人丧身车轮，每 1 分钟都会有一人因为交通事故而伤残，每年因交通事故所造成的经济损失达数百亿元^{[3][4]}。如果不尽早采取行之有效的措施，道路交通事故还可能爆炸式增长。预防交通事故，降低交通事故死亡率，已经成为全社会面临的一项十分紧迫的任务。

道路基础设施及周围环境是道路交通的载体，在道路交通安全中占据重要的地位。据澳大利亚有关研究显示：交通事故中与道路环境有关的事故约占 28%，因此，世界各国在道路交通安全方面都非常重视道路对交通安全的影响。

尽管道路交通事故存在其随机性，但在实际情况中，总是存在某些地点或路段屡屡发生性质类似的交通事故，这些地点和路段就是交通事故多发路段。第十六届国际道路会议葡萄牙的报告中指出，虽然近三年间发生事故 3 次或 3 次以上的路段只占道路网总长的 0.25%，但是在其上发生的事故数却占了总数的 25%。为此，事故多发路段的鉴别对于研究交通事故与道路的关系具有典型意义，它是事故的集中表现，事故达到一定数量特别是事故的某些特征的重复出现，有利于分析事故的特点、原因，从而获得规律性的东西。这也就是本课题提出的出发点。

如果在道路的某些点或路段事故呈现集中的特点（特别是某一类事故呈集中的特点），则可以肯定地说这些事故与道路交通环境显然存在某种联系，常与道路线形、交叉口设计、交通安全设施和道路周边环境等因素密切相关。因此，这也

是道路设计和管理部门特别关注的问题。

从事故多发路段本身来看，它所占道路的长度通常很少，却集中了较大比例的交通事故，具有极大的危害性。

从工程的角度讲，事故多发路段的诊断与改造是改善道路安全状况的有效技术途径，大部分情况下也是最为经济的。

诊断并对诊断出的事故多发路段采取有针对性的改善措施，能以最小的投入，最大限度地降低全路的事故率，可取得较大的社会和经济效益。从全国来看，2005年中国共发生道路交通事故45万起，造成98,738人死亡、47万人受伤、直接经济损失18.8亿元（2.338亿美元）。如能通过事故多发路段的诊断和整治使其事故率下降20%，则全国可平均减少事故12万多起，减少直接经济损失6.8亿元，社会效益和经济效益显而易见。

对事故多发路段上发生的典型事故案例进行分析，一方面可以找到事故的主要原因并加以整治，从而改善现有道路的安全水平。更重要的一方面是通过事故多发路段研究可以获得事故与道路交通条件之间的联系，找出道路交通、规划、设计、建设、维护中的缺陷，而从各单项指标看，这些缺陷往往并不违反现有的规划、设计规范的规定，其研究结果可为道路安全评价提供技术支持，通过道路安全评价，将一些安全隐患消灭在规划、设计阶段，显然，这方面的意义要大于事故后的道路环境整治。

1.2 国内外道路交通事故多发路段识别研究的现状

事故多发路段又称为黑点（段），是指在一定的时间段内该路段上的交通事故大大超过同类道路的其他路段，而且发生事故的原因大半是由于道路条件和交通环境造成的。

对交通事故多发路段的研究在国内外都开始得很早，并成为道路安全研究的重要应用领域之一。

目前，国内外对事故多发路段已有较多认识和研究，存在着多种多样的判定方法和理论：

（1）组织道路交通工程的安全专家对道路情况进行实地勘测，并且根据经验对道路的交通安全性做出评估，从中进行事故多发点的判定的专家经验法。

（2）安全系数法（前苏联），考虑车速沿道路的连续变化性问题，在车速前后变化剧烈的地点必然是一个事故多发点：但是这种方法需要完整的道路数据库和交通数据库，使用过程比较复杂^{[5][6]}。

（3）事故率系数法（前苏联），以交通事故统计为基础，每一路段的道路交

通事故相对概率可用总计的事故率系数来评价，如果综合事故率超过 25~40（属于道路改造期）或 15~20（属于道路新建期）时，可以认为该路段是事故多发点。

（4）预测道路断面事故率（交通部科研所），定义断面事故率为以该断面为中心的一公里路段内通过每百万辆车发生的交通事故的次数，并依照断面事故率的高低排序，从中进行事故多发点的筛选和判定。

（5）事故数或事故率法，把统计周期内事故地点发生的事故次数或事故率按高低排序，指定前几个地点为事故多发点。事故法的优点是比较简单直观，易于统计计算，但由于各类道路的交通特性、交通量差别很大，造成事故数以及其平均数相差悬殊，故其“正常值”指标的界定有一定的难度；事故率法考虑了交通状态条件，相对比较科学，泰国采用此法；一般地综合应用事故数和事故率法相结合起来判定事故多发路段^[7]。

（6）事故数—事故率法综合考虑了事故法和事故率两种方法，对每一个研究的道路单元进行事故数和事故率计算，通过图示的方法确定两者的分布，可操作性强^[8]。

（7）事故概率法（法国），以各路段区间上在给定时间段内发生一次事故的概率大小为依据确定事故多发点，其基本思想是任何给定的路段上的发生事故数应服从泊松分布，由此建立事故概率模型，并应用数理统计方法得到经验值 Z，若计算得到的 Z 值结果大于 1，则该路段称为一个“事故多发点”，按照这种概率算法，通常得到的事故多发点个数较多，因此必须检查事故分布异常的路段。

（8）质量控制法（Rate Quality Control Method），在美国的一些州得到了运用。这是一种按照质量控制理论进行事故多发点筛选的方法^[9]，早在六、七十年代，美国公路总局的交通安全研究人员就开始提出并在实际工作中应用质量控制法来分析交通事故的路段分布规律，进行道路交通事故多发点的判定，该方法的实质是应用概率统计分析方法研究交通事故分布规律，具有严密的数学依据。近些年来，经济发达国家对交通事故多发点的概率分析方法又进行了补充和完善，以事故发生机率为基础的定量研究和失效分析等方法，以及相关数学分析模型也已相继被提出和采纳应用。该方法既考虑了事故数，同时又考虑了交通流量。

$$R_c = A \pm \sqrt{\frac{A}{M}} \pm \frac{1}{2M} \quad (1.1)$$

式中：A 为同类型路段的平均事故率；K 为统计常数，取 1.96（95% 置信度）；M 为特定地点在调查期内的平均交通量（路段以亿辆计）。

（9）交通冲突技术（TCT），它是另一种技术，既能够获得大量统计数，而又

具有事故危险特性，可以获得更好的效果，是判定方法中比较突出的方法之一。TCT 是当今国际上的一种新兴的交通安全评价方法，由于它具有快速、定量分析的优点，在许多国家得到了开发和应用。在上述方法理论的基础上，应用交通冲突技术对路段交通状况进行冲突观测分析，建立了路段交通事故多发点的判定方法，以对道路交通事故多发点进行判定，有助于提出安全改善措施。交通冲突技术法计算公式如下：

$$TSW = \sqrt{w^2(c1) + 9w^2(c2) + 144w^2(c3)} \quad (1.2)$$

式中： TSW - 冲突严重度；

$W(c)$ 为第 I 种冲突特征的危险度；

如果冲突严重度 $TSW > 6.2$ ，就是事故多发路段，应优先采取整治措施；否则是正常路段，不是事故多发路段。

近年来，由于计算机软件系统结构化、集成化和人机交互的概念已经深入人心，国内外现在都正在尝试把计算机软件应用到道路交通安全的研究中。

2003 年 5 月 8 日，美国联邦公路管理局 (FHWA) 公布了 2003 版交互式公路交通安全设计软件 (The Interactive Highway Safety Design Model, IHSDM)，这个新软件能够为州和地方交通官员更好地对两车道乡村公路的设计进行评估决策，提高安全设计水平。“这种软件是如何采用新技术提高公路安全水平的最佳例子，” FHWA 局长 Mary E. Peters 说，“这个软件能够帮助设计工程师和规划人员对两车道乡村公路设计中的安全要素进行量化，从而进行更准确的决策。”

英国运输研究实验室 TRL (Transportation Research Labs) 开发的 MAAP (Microcomputer Accident Analysis Package) 软件在对大量交通事故数据进行统计分析的基础上，实现了对交通事故状态分析和交通事故诱因的分析，同时还可以结合道路地理信息系统 GIS 开展道路交通事故的实时监测。该软件在英国、津巴布韦、牙买加、斐济等地得到了良好的工程运用。

中国公安系统开发使用的交通事故信息系统 TAIS (Traffic Accident Information System) 是基于对道路事故发生情况的一般统计、分析，并以此提出报表，目前不具备全面的关于事故诱因分析功能，同时由于数据的准确性方面的原因以及在数据收集方面的缺陷，难以据此开展实质性的分析。

总的来说，上面所介绍的事故多发路段判定方法，都是以事故统计资料为基础的判定方法。

经过相当长时间收集到足够的实际事故资料和其他影响因素的详细数据，事故预测的结果一般比较精确，用于判定时也能够达到很高的精度。

但是，以事故统计资料为基础的直接判定法在实际操作中并不是想象的那样

理想，事故统计有诸多的缺陷。

第一，道路交通事故的稀有性导致统计周期过长。在现实生活中，道路交通事故的发生是相当稀少的，这很容易产生错误的判断。而要使事故统计样本量增大，就得扩大研究范围或延长事故统计分析时间，这样又会产生新的矛盾；其一，扩大范围会导致结论过于笼统而无具体针对性；其二，延长统计周期，就会因为交通事故发展趋势随着交通环境的变化而使分析研究结果推翻预见性或正确性。

第二，事故统计的不完善限制了样本生成。我国现成的交通事故统计存在很大的不完善性，影响对道路交通事故多发点的正确判定。因为现成的统计法规定的严格限制条款使得样本生成数量受到削减；各地方在交通事故立案和资料管理上存在较大的误区，为片面追求本地区交通事故四项统计指标的下降而人为地漏记瞒报事故数据的现象时有发生。

第三，即使经过很长时间收集到足够的交通事故资料，但由于交通系统的动态变化，道路交通事故发生又具有很大偶然性和不重现性，所以也难保证结论的时效可靠性。

1.3 本课题研究意义

为了减少道路交通事故和提高道路交通安全水平，对道路交通事故进行预测十分必要，从而预防交通事故的发生和降低交通事故发生率。道路因素在交通安全中不可忽略，必须从道路的规划设计、施工建设和投入使用后的管理监控进行研究分析。道路设施建成后的安全质量由道路规划设计和施工质量所决定。如果道路在设计和施工中，存在安全隐患就很大可能在投入使用后直接或间接造成交通事故。道路设计虽然按照道路设计标准和规范，但规范只能代表一个时期的安全水平，另外使用规范的人设计水平和方法也有不同。例如，道路的线形设计不符合驾驶员的驾驶习惯和心理；设计车速中重要参数道路抗滑性能未考虑当地年时间内的季节气候的变化。在道路施工过程中，更多的考虑经济因素，而往往忽略或降低道路的安全水平。例如，道路的施工质量（如几何形状参数、路面抗滑性能等）在施工过程中不能做到及时、有效和准确的检验。显然，通过历史数据鉴别设计和施工中道路的事故多发路段的办法是不可能的。道路投入使用以后，通过已发生的交通事故进行统计和分析，能够鉴别出部分事故多发路段，但改善投入的资金高，而且改善之前已经造成很大交通事故的损失。另外，随着建成道路的运营，道路的性能（尤其路面）也会随时间发生变化，从而存在潜在的事故多发路段出现的可能。原不是事故多发的路段和以前治理过的事故多发路段，经过一段时间后，有可能成为或再次成为事故多发路段。

为此，应事前在道路建设前就对潜在的事故多发路段进行识别，检验道路的设计和施工的安全质量；对于在用道路，必须鉴别事故多发路段和确定改善的优先次序，进行及时治理和改善，并预测可能出现的新的事故多发路段从而制定预防性措施。随着计算机技术的发展，计算机仿真技术在汽车动力学研究中得到不断发展和应用。事故仿真技术，为道路交通事故多发路段的鉴别提供了一个有效的方法和手段；既能从交通事故中道路的安全因素角度出发鉴别和预测事故多发路段，又避免了现实中交通事故的损失。因此，进行道路事故多发路段仿真识别研究对于交通安全工作具有举足轻重的意义。

第二章 道路事故多发路段仿真识别系统

2.1 道路事故多发路段仿真识别系统构想

近年来，道路交通安全评价的研究在我国获得广泛关注，我国道路交通事故多发路段的研究取得了长足的进步。但是我国关于道路交通事故多发路段的鉴定识别还存在诸多的不足。从国内外事故多发路段的研究成果中作者发现，由于评价交通事故的标准不统一，研究方法各异，导致了这些成果难以系统地论证交通事故与其他相关因素的内在联系，甚至不同的论文得出的结论是截然相反的。另一方面，当时应用比较广泛的评价道路安全性的方法包括：从历史的事故资料求出一个事故率平均值；由经验丰富的专家进行评价；用前后对比研究进行评价。这些道路安全评价方法都是针对已经建成的道路而言，一个很大的问题是这些方法都无法对设计方案进行安全评价^[10]。

当前，计算机软件系统结构化、集成化和人机交互的概念已经深入人心。运用计算机仿真技术，可以大大简化产品的设计开发过程，大幅度缩短产品开发周期，大量减少产品开发费用和成本，明显提高产品质量，提高产品的系统性能，获得最优化和创新的设计产品。仿真技术试验次数可以不受限制、试验过程可重复性，将仿真试验技术应用于道路事故多发路段识别研究，不仅克服了传统研究方法的不足，而且可以最大限度地节约成本开支，减少对人体及环境的危害^[11]。因此，作者构想设计一个道路事故多发路段仿真识别系统，该系统除了评价已建成道路的安全状况之外，主要用于对设计方案进行安全评价，目的是在方案设计阶段尽可能消除安全隐患，减少道路建成以后交通事故的发生和道路改建的费用。

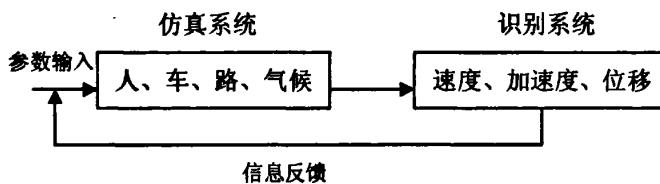


图 2.1 事故多发路段仿真识别系统构想

完整的道路事故多发路段仿真识别系统应该是结构化的，它包含仿真和识别两大系统，如图2.1所示。仿真系统在考虑人、车、路、气候等各个因素对道路安全的影响基础上建立道路模型、车辆模型、车—路耦合模型，这三个子模型之间既有联系又相互独立。另一大系统识别系统是结合仿真系统结果进行评价的系统，该评价系统能帮助道路设计人员从道路安全的角度评价设计方案并在设计阶段对方案进行调整。最后，仿真识别系统应该具备良好的人机交互功能，用户可以在

设计的任何阶段调用仿真识别系统并自行决定评价的参数。这样，仿真识别系统就是一个功能比较完善的道路事故多发路段评价系统。

2.1.1 仿真识别系统的研究思路

根据前面的设想，建立仿真识别系统的主要思路，即在基于多体动力学理论的商用软件ADAMS环境下建立适合汽车运行的多种工况的道路模型、多自由度的整车多体动力学分析模型以及车—路耦合模型。通过车辆在道路上的仿真运行，根据车辆运行状态稳定性和安全性的分析，研究道路事故多发路段的分布和形成原因，找出可能发生交通事故的地点，分析确定道路事故多发路段，使道路事故多发路段的事前识别和预测得以实现。

2.1.2 仿真识别系统的核心内容

仿真识别系统的核心内容是将整个系统分为道路模型、车辆模型、车—路耦合模型、试验仿真模型、预测评价模型、参数输入模型、数据输出模型这7个子模型。

通过调用7个子模型来对道路的安全性进行全面的评价，然后调整设计方案，使之符合道路安全审计规范。以上7个子模型都设计成单独的程序软件包，以保证能和ADAMS软件完好地集成在一起，能够独立工作，并且都采用交互式工作方式，用户能够随时从模型中获得有用的反馈信息，调整输入参数来改变车辆运行的工况或者选择不同的车辆模型进行仿真。图2.2是道路事故多发路段仿真识别系统的结构示意图。

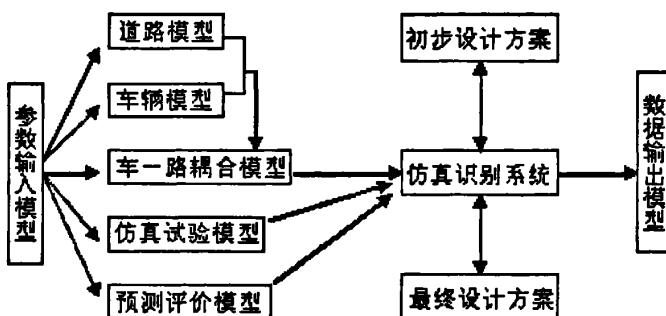


图2.2 道路事故多发路段仿真识别系统结构示意图

2.1.3 仿真识别系统各子模型介绍

下面简要介绍7个子模型的功能。

(1) 参数输入模型和数据输出模型

参数输入模型主要是提供车型、驾驶员行为模式、道路等信息输入提供一个界面窗口。其中驾驶员行为模式的输入主要是为了让道路设计人员根据自己的需要选定不同的驾驶员行为、不同的车速来进行仿真。车辆的实际行驶是人、车、道三者相互不断协调配合的过程，根据道路条件的变化，驾驶员通过“感受”和“判断”，及时发出“指令”，对车辆控制系统进行调节，使之准确、及时、迅速地改变行驶方向或立即减速、停车，以保证安全行车。在仿真系统中，作者参照实际情况，利用 ADAMS / driver(驾驶员模块)，使用确定驾驶员行为的特征文件来确定各种操纵工况，在道路曲线上进行复杂道路仿真实验，车辆的初始速度根据道路的等级进行选定，一般为该等级道路的设计车速，转向、油门、换档、离合、刹车由程度（进程）进行控制。道路信息包括道路基本信息，如道路名称、道路等级、设计日交通量、地形类别等，道路平面线形、道路纵断面线形、道路横断面线形，路面材料，道路已经投入使用的年数，路面的破损程度等；能够改变道路使用条件进而影响驾驶员行为的信息，如天气状况：雾天的能见度、北方冬季寒冷气候下的路面冰雪覆盖状况、雨天的路面湿滑程度、非机动车及行人的交通辆、及其对驾驶员行为的影响程度等，为了与下面的车—路耦合模块接合起来，用户（道路设计人员维护人员）输入的道路数据需转化为多体动力学软件 ADAMS 路面模块所能识别的. rdf 格式的文件。

数据输出模型主要是针对仿真系统输出的速度、位移、加速度等表征汽车运行状态的数据与曲线图和识别系统输出的道路事故多发路段的判定结果给予一个输出界面窗口。

（2）道路模型

通过输入被评价的道路数据信息，生成符合仿真识别系统要求的道路模型。

道路模型中可以创建各种工况下汽车运行的道路，例如长下坡路段、积水路段、不平路面、急弯路段等。本文的模型创建大都基于多体动力学软件ADAMS，而ADAMS中道路模型的构建主要是通过输入与软件相吻合的路面谱文件来完成的。构造既满足一定随机分布规律，又符合仿真模型在Adams中运行的路面谱文件是本文的难点之一。这一项工作涉及到很多道路安全方面的知识，需要咨询相关的专业技术人员，了解公路设计方面的软件“路线大师”，再结合动力学软件ADAMS来完成。手工编制适合Adams/Car仿真软件的路面谱文件是一项十分巨大的工作，而且重复性很大。本文通过编写程序来完成计算，并直接生成ADAMS能接受的路面谱文件，大大提高了工作效率。这一部分的内容将在第三章中详细阐述。

（3）车辆模型

提供各种车型供用户选择，用户也可以通过输入车辆参数创建自己的车辆模

型。

一个复杂的汽车系统通常由动力装置、车身、传动系、转向系、悬架机构、承载机构、制动装置、行驶系等子系统组成。每一个子系统又有多种结构形式，比如悬架就有双横臂式、麦克弗逊式、滑柱摆臂式、纵臂式、单斜臂式、钢板弹簧式；转向系又可分为循环球式、齿轮齿条式、蜗杆指销式等；驱动桥按总体布置可以分为整体式、断开式、摆动半轴式等；差速器的结构形式又有行星齿轮式、滑块凸轮式、蜗轮式、滚柱自由轮式等。将不同结构的子系统组合可以得到具有特定类型及特定用途的汽车模型。比如轿车、微型车、大货车、挂车等。即便是同一用途的车型又可以多种不同的结构形式，比如轿车的前悬架可以采用麦弗逊式或双横臂式，后悬架可以采用麦克弗逊式、滑柱摆臂式或纵臂式等。

利用 ADAMS 软件能够精确的建立各子系统的刚柔耦合多体模型。在车辆模型的创建中涉及转向机构、横向稳定杆、前悬架、后悬架、传动系、车身模型等的创建。这一部分内容将在第四章中详细阐述。

这里需要说明的是本文的重点在于研究道路的安全性，本文建立的车辆模型在操纵稳定性、平顺性、制动性等方面可以满足汽车仿真行驶研究的要求。

(4) 车—路耦合模型

车—路耦合模型主要是研究分析不同轮胎与不同路面之间的相互作用机理，最终将车辆和路面耦合起来。为简化研究的难度且抓住问题本质，本文暂不考虑车辆行驶时脱离路面跳动的情况，也就是说如果车辆不发生事故（侧翻、驶出车道）时，假定轮胎和路面之间始终接触正常。这一部分内容将在第五章中详细阐述。

(5) 试验仿真模型

试验仿真模型中将利用已建立的车辆模型在典型路段上仿真运行，可以通过高速动画直观地再现各种试验（例如：天气、道路状况，驾驶员经验）整车的动力学响应，再加上仿真系统输出的位移、速度、加速度和反作用力曲线，能够清楚的分析得出车辆的运行状态。这一部分的内容将会在第六章详细阐述。

(6) 预测评价模型

通过仿真试验，可以了解汽车在道路上在运行状态，并且得到汽车运行状态相关的速度、加速度、位移等曲线特征图。有了汽车运行状态的曲线特征图，从众多的汽车动力学指标中，就可以分析筛选事故多发路段的评价指标了。

在预测评价模型中应该有多种供用户选择的多发路段仿真识别方法和准则，其有关内容本文将在第六章中阐述。

综上所述，完整的道路事故多发路段仿真识别系统涉及气候、环境、道路、车辆、驾驶员心理等方方面面的知识，由于时间关系本文对于道路模型、车辆

模型、车—路耦合模型及试验仿真模型完成了创建，对于预测评价模型只提出了具有一定参考价值的事故多发路段仿真识别方法和准则，而对于参数输入模型和数据输出模型，由于它们涉及了较繁琐的软件接口问题而没有来得及完成研究，有待于后续研究。

2.2 多体动力学理论和ADAMS软件简介

总的来说，本文事故多发路段仿真识别系统中各子模型的建立是基于多体动力学软件 ADAMS 的基础上的，因此在这里有必要将多体动力学的研究应用和 ADAMS 软件及计算方法进行简单介绍。

2.2.1 多体动力学的研究应用

(1) 多体动力学的诞生

多体系统动力学包括多刚体系统动力学和多柔体系统动力学，是研究多体系统（一般由若干柔性和刚性物体相互连接所组成）运动规律的科学。多体动力学是在经典力学基础上发展起来的与运动和生物力学、航天器控制、机器人动力学、车辆设计、机械动力学等领域密切相关且起着重要作用的新的分支。

以欧拉 (L.Euler 1707—1783) 为代表的经典刚体动力学发展至今已有二百多年的历史了。两个世纪以来，经典刚体动力学在天体运动研究、陀螺理论及简单机构的定点运动研究等方面，取得了众多的成果。但由于现代工程技术中大多数实际问题的对象是由多个物体组成的复杂系统，要对它们进行运动学分析和动力学分析，仅靠古典的理论和方法已很难解决。迫切需要发展新的理论来完成这个任务。

社会生产的实际需要是科学技术发展的实际动力。二十世纪中期，航天、机器人、车辆工程等领域的迅速发展对刚体动力学提出了新的要求，而电子计算机技术的发展为新的力学方法的产生提供了必要的条件。六十年代末至七十年代初，美国的 R.E. 罗伯森、T.R. 凯恩、联邦德国的 J. 维登伯格、苏联的 E.II. 波波夫等人先后提出了各自的方法来解决这些复杂系统的动力学问题。他们的方法虽然各不相同，但有一个共同特点，所推导的数学模型都适用于电子计算机进行建模和计算。于是，将古典的刚体力学、分析力学与现代的电子计算机技术相结合的力学新分支——多体系统动力学便诞生了。这门新兴的交叉性学科，是刚体力学、分析力学、弹性力学、矩阵理论、图论、计算数学和自动控制等多学科相结合的产物，是目前应用力学和机械、车辆等工程领域最活跃的分支之一。

(2) 多体系统动力学国内外研究发展的现状

航天、航空领域的飞行器稳定性、姿态控制等的要求，地面车辆和某些机械

领域为提高运行速度、精确程度与减轻重量和降低能耗的要求,以及机器人领域的运动学、动力学、逆运动学和逆动力学及控制问题,是推动多体系统动力学发展的主要动力。

多体动力学理论得到充分发展的必要条件是计算机技术的飞速发展。计算机数学运算能力日益强大,使得对复杂系统的大型复杂计算成为可能。因此,从这个意义上来说,多体系统动力学是一门基于数值计算的力学分支。

近二十年来,多体系统动力学理论得到了长足的发展,其应用也日益广泛。在汽车系统动力学、航天飞行器动力学、生物力学、机构学、机器人动力学等领域中都已报道了大量多体系统动力学的研究成果。随着其自身的发展和完善,多体系统动力学日益受到力学界和工程界的重视。自多体系统动力学形成以后,70年代初一些多刚体系统动力学的分析软件相继问世,在这一时期,有关柔性多体系统动力学的理论工作已经展开^[12]。70年代后期一些通用多体系统软件中已经有了柔性体的计算功能。在国际上,1977年由国际理论与应用力学大会(IU-TAM)主持召开了第一次国际多体系统动力学研讨会(慕尼黑,德国);1983年NATO-NSF-ARD“机械系统动力学计算机分析与优化讲习会”(依阿华,美国)对多体系统动力学的发展起到了很大的推动作用。1985年由IUTAM和IFTOMM(国际机器与机构理论联合会)联合主持召开的第二次国际多体系统动力学研讨会(乌迪内,意大利),会上展示了各种多刚体系统动力学研究的最新成果。在这次会议上,多柔体系统动力学的研究也十分的活跃。三次会议为多体系统动力学的发展奠定了基础,并且出现了一些多体系统动力学的通用程序。这些程序多数是在多刚体系统动力学分析基础上发展起来的。80年代中期和后期是多柔体系统动力学发展较快的时期,不仅发表了大量的有关文献^{[13][14][15]},还出版了有关专著^[16]。截止到目前,许多大型通用系统动力学软件已经包括了有关柔性体的分析技术功能^[17]。1989~1990年由德国斯图加特大学(University of Stuttgart)的Schiehen教授主持,完成了《多体系统手册》^[18]的编辑出版工作。该手册对世界上进行多体系统动力学研究的17个团体的工作和成果(主要是他们的软件)进行了较详细的介绍。在该手册介绍的多体软件中,有8个软件考虑了柔性体。其中包括:ADAMS、DADS、MEDYNA等著名软件。

目前,多体系统动力学的研究重点集中在两个方面:一是已有的理论和软件在工程实际中的应用。有限元分析已经可以进行成千上万个单元的运算,但现在见到的多体模型的构件数还相对较少。这说明如何有效地运用已有的多体系统动力学理论和软件来解决复杂的工程实际问题仍有很多工作要做。二是有些系统的动力学仿真要求具有实时性(车辆或飞行器的实时控制与仿真,机器人的实时控制),如何提高多体系统动力方程的计算速度和效率、缩短计算时间也是目前研究

的重点。

我国的多体系统动力学研究起步较晚,但发展很快。1986年8月在北京召开了中国力学学会一般力学委员会“多刚体系统动力学”组成立大会及学术研讨会。会上报告了国内多体系统动力学理论方面的研究成果及其在机器人、运动生物力学、卫星动力学、武器发射架模型等方面的应用情况。1987年12月在桂林召开的全国第四届一般力学学术会议上,多体系统动力学被列为专题之一,发表了几十篇有关论文。1988年在长春召开了柔性多体系统动力学研讨会,至此以来,在多柔体系统动力学的研究进展也很快。1992年在上海召开的多体系统动力学理论、计算方法和应用学术会议,展示了一批理论和应用的最新成果^[19]。1996年在山东长岛召开了“全国多体系统动力学与控制学术会议”^[20],全面地总结了当时我国在多体系统动力学及多体系统控制方面最新的研究成果。1998年10月,ADAMS软件中国地区用户年会在北京召开,来自航空、交通、航海、通用机械等部门的学者交流了他们从事多体系统动力学研究的成果,对多体系统动力学的发展前景给予高度评价。同时国内也出版了多种有关多体系统动力学方面的教材和著作。许多学者在建模理论^[21]、计算方法^[22]等方面发表了高质量的论文。目前,除了一些团体和个人自行编制的专用软件外,一些单位还引进了国外的先进软件,这对学习和借鉴先进的技术和经验,加快研究步伐起到了良好的作用。

未来的多体系统动力学将朝着功能更强、适应性更广、应用更加方便和直观、运算效率和精度更高的方向发展,应用的范围也会日益扩大。

在汽车工程领域,对于汽车制造而言,每次新产品设计完后,都要让专业人员对新品汽车建立或选择所需的多自由度汽车模型、轮胎模型、道路模型、驾驶员模型;然后再选择合适的算法,运用计算机语言(主要是C语言、MATLAB语言、FORTUNE语言等)编程完成相关分析。虽然现在计算机技术迅速发展,但由于所建立的模型总是存在缺陷且需要一定的时间才能完成新车的动力学分析。因此,人们开始考虑设计各种新型软件来代替这一过程,这就出现了多种版本的汽车动力学仿真方面的软件。其中ADAMS是最具代表性的一种软件。基于这一软件的研究工作也已经展开,如清华大学、吉林大学、长春汽车研究所和合肥工业大学等都已经基于这一软件顺利地展开了多项研究工作,并已经取得了可喜的成果。1998年,张越今在其《汽车多体动力学及计算机仿真》一书中系统地研究了多体系统动力学及软件在汽车工程中的应用。李军、刑俊文等编写的《ADAMS实例教程》为广大使用ADAMS软件的研究人员提供了莫大的帮助。

2.2.2 ADAMS软件及其分析计算方法

ADAMS,即机械系统动力学自动分析(Automatic Dynamic Analysis of

Mechanical Systems), 该软件是美国 MDI 公司(Mechanical Dynamics Inc.)开发的虚拟样机分析软件。目前, ADAMS 已经被全世界各行业的数百家主要制造商采用。根据 1999 年机械系统动态仿真分析软件国际市场份额的统计资料, ADAMS 软件销售总额近八千万美元、占据了 51% 的份额^{[23][24]}。

ADAMS 软件使用交互式图形环境和零件库、约束库、力库, 创建完全参数化的机械系统几何模型, 其求解器采用多刚体系统动力学理论中的拉格郎日方程方法, 建立系统动力学方程, 对虚拟机械系统进行静力学、运动学和动力学分析, 输出位移、速度、加速度和反作用力曲线。ADAMS 软件的仿真可用于预测机械系统的性能、运动范围、碰撞检测、峰值载荷以及计算有限元的输入载荷等。

ADAMS 软件由基本模块、扩展模块、接口模块、专业领域模块及工具箱 5 类模块组成。用户不仅可以采用通用模块对一般的机械系统进行仿真, 而且可以采用专用模块针对特定工业应用领域的问题进行快速有效的建模与仿真分析。

ADAMS 中, CAR 模块是 MDI(Mechanical Dynamics Inc.)和 Audi、BMW 、Renault 及 Volvo 等公司联合开发的整车设计模块。它是专门针对汽车行业而开发的, 能够快速建造高精度的整车虚拟样机。其中包括车身、悬架、传动系统、发动机、转向机构、制动系统等; 可以高速动画直观地再现各种试验(例如: 天气、道路状况, 驾驶员经验)整车的动力学响应, 并输出标志汽车操纵稳定性、制动性、乘坐舒适性和安全性的特征参数。

利用 ADAMS/CAR 模块, 可以进行的整车仿真试验有: 方向盘转角阶跃输入、直线自由滑行仿真试验、恒半径转向对比分析、整车蛇形轨迹运动仿真、整车 ISO 换道运动仿真、直线制动性仿真、直线加速性仿真、整车复杂道路仿真。

在整车复杂道路仿真时, 使用确定驾驶员行为的特征文件(驾驶员控制文件.dcf)来确定各种操纵工况, 转向、油门、换档、离合由程度进行控制, 在这里驾驶员可以像驾驶真实的汽车一样。

综上, ADAMS 软件具有以下几个特点:

1. 在多个通用求解器的基础上, 提供丰富的样本库和专用模块;
2. 实现 CAD/CAM/CAE/CACE 设计的一体化;
3. 提供实体动画显示干涉检测功能及强大的后处理功能;
4. 根据工程应用实际, 提供功能齐全的工程分析与优化设计功能。

(1) 广义坐标的选择

动力学方程的求解速度很大程度上取决于广义坐标的选择。研究刚体在惯性空间中的一般运动时, 可以用它的质心标架坐标系确定位置, 用质心标架坐标相对地面坐标系的方向余弦矩阵确定方位。第一种方法是用方向余弦矩阵本身的元

素作为转动广义坐标，但是变量太多，同时还要附加六个约束方程；第二种方法是用欧拉角或卡尔登角作为转动广义坐标，它的算法规范，缺点是在逆问题中存在奇点，在奇点位置附近数值计算容易出现困难；第三种方法是用欧拉参数作为转动广义坐标，它的变量不太多，由方向余弦计算欧拉角时不存在奇点。**ADAMS** 软件用刚体 i 的质心笛卡尔坐标和反映刚体方位的欧拉角作为广义坐标，即 $q_i = [x, y, z, \psi, \theta, \phi]^T$ ， $q = [q_1^T, q_2^T, \dots, q_n^T]^T$ 。由于采用了不独立的广义坐标，系统动力学方程虽然是最大数量，但却是高度稀疏耦合的微分代数方程，适用于稀疏矩阵的方法高效求解。

（2）动力学方程的建立

ADAMS 程序采用拉格朗日乘子法建立系统运动方程（矩阵形式）：

$$\left\{ \begin{array}{ll} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right)^T - \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right)^T + \phi_q^T \rho + \theta_q^T \mu = Q \\ \phi(q, t) = 0 & \text{(完整约束方程)} \\ \theta(q, \dot{q}, t) = 0 & \text{(非完整约束方程)} \end{array} \right. \quad (2.1)$$

其中： $T = \frac{1}{2}(M.v.v + I.w.w)$ 为系统能量， q 为系统广义坐标列阵， Q 为系统广义列阵， ρ 为系统对应于完整约束的拉氏乘子矩阵， μ 为系统对应于完整约束的拉氏乘子矩阵， M 为质量列阵， I 为转动惯量列阵， v 为广义线速度列阵， w 为广义角速度列阵。

有了系统运动方程，接下来要进行动力学分析、静力学分析、运动学分析、初始条件分析。

（3）动力学分析

把 (2.1) 式写成更一般的形式：

$$\left\{ \begin{array}{l} F(q, u, \dot{u}, \lambda, t) = 0 \\ G(u, q) = u - q = 0 \\ \Phi(q, t) = 0 \end{array} \right. \quad (2.2)$$

其中： q 为广义坐标列阵； q, u 为广义速度列阵； λ 为约束反力及作用力列阵； F 为系统动力学微分方程及用户定义的微分方程（如用于控制的微分方程、非完整约束方程）； G 为系统运动学微分方程； Φ 为描述约束的代数方程列阵。

如定义系统的状态矢量 $y = [q^T, u^T, \lambda^T]^T$ ，式 (2.2) 可写成单一矩阵：

$$g(y, \dot{y}, t) = 0 \quad (2.3)$$

应用 ADAMS 软件建立多体模型, 其动力学方程一般为隐式、非线性的微分代数混合方程 (Differential and Algebraic Equations, DAEs)。对于此类方程, 采用吉尔预测校正算法求解较好。通过求解该方程, 可以得到系统中所有部件的边界条件, 即力、速度、加速度。

微分代数方程求解时, 采用如下步骤:

1、高斯消元。进行高斯消元时, 需要判断矩阵的主元以防止求解的失效。

2、LU 分解。完成高斯消元的方程组, 通过 LU 分解法求得方程组的解。

在进行动力学分析时, ADAMS 采用下列两种算法:

(1) 提供三种功能强大的变阶、变步长积分求解程序: GSTIFF (Gear) 积分器, WSTIFF(Wielenga stiff)积分器、DSTIFF (DASSAL) 积分器和 SI2-GSTIFF (Stabilized Index-2) 积分器, 此四种积分器都使用 BDF (Back-Difference-formula) 算法, 前三种积分器采用牛顿-拉普森迭代方法来求解稀疏耦合的非线性微分代数方程, 这种方法适于模拟刚性系统 (特征值变化范围大的系统)。

(2) 提供 ABAM (Adams-Bashforth and Adamis-Moulton) 积分求解程序, 采用坐标分离算法来求解独立坐标的微分方程。这种方法适用于模拟特征值经历突变的系统或高频系统。

由于篇幅的限制, 本文在这里不再作详细论述这两种算法的求解过程, 有兴趣者可阅读参考文献^{[24][25][26]}。

(4) 静力学分析

对应于上面的动力学分析过程, 在进行静力学、准静力学分析时, 分别设速度、加速度为零, 则得到静力学方程:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F}{\partial q} & \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q}\right)^T \\ \frac{\partial \Phi}{\partial q} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta q \\ \Delta \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F \\ -\Phi \end{bmatrix}, \quad (2.4)$$

(5) 运动学分析

运动学分析研究零自由度系统的位置、速度、加速度和约束反力, 因此只需求解系统的约束方程:

$$\Phi(q, t_n) = 0 \quad q_0 \text{ 已知} \quad (2.5)$$

任一时刻 t_n 位置的确定, 可由约束方程的 Newton-Raphson 迭代求得:

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial q} \right|_j \Delta q_j = -\Phi(q_j, t_n) \quad (2.6)$$

其中, $\Delta q_j = q_{j+1} - q_j$, j 表示第 j 次迭代。

t_n 时刻速度、加速度的确定, 可由约束方程求一阶、二阶时间导数得到:

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right) \dot{q} = -\frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (2.7)$$

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right) \ddot{q} = - \left\{ \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} + \sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^n \frac{\partial^2 \Phi}{\partial q_k \partial q_l} \dot{q}_k \dot{q}_l + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right) \dot{q} + \frac{\partial}{\partial q} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial t} \right) \dot{q} \right\} \quad (2.8)$$

t_n 时刻约束反力的确定, 可由带乘子的拉格朗日方程得到:

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right)^T \lambda = \left\{ - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right)^T + \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right)^T + Q \right\} \quad (2.9)$$

(6) 初始条件分析

在进行动力学、静力学分析之前, ADAMS 自动进行初始条件分析, 这样可保证系统满足所有的约束。初始条件分析通过求解相应的位置、速度、加速度目标函数最小值得到。

(1) 对初始位置分析, 定义相应的位置目标函数 L_0

$$L_0 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n W_i (q_i - q_{0i})^2 + \sum_{j=1}^m \lambda_j^0 \Phi_j \quad (2.10)$$

其中, n 为系统总的广义坐标数; m 为系统约束方程数; Φ_j 、 λ_j^0 分别为约束方程及对应的拉氏乘子; q_{0i} 为用户设定的准确的或近似的初始坐标值; W_i 为对应 q_{0i} 的加权系数; 如用户指定的 q_{0i} 是准确坐标值, W_i 取大值; 如用户指定的 q_{0i} 是近似坐标值, W_i 取小值; 如程序指定的 q_{0i} 坐标值, W_i 取零值。

L_0 取最小值, 则由 $\frac{\partial L_0}{\partial q_i} = 0$ 、 $\frac{\partial L_0}{\partial \lambda_j^0} = 0$ 得:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_i (q_i - q_{0i}) + \sum_{j=1}^m \lambda_j^0 \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} = 0 \\ \quad i = 1, 2, \dots, n \end{array} \right. \quad (2.11)$$

$$\Phi_j = 0 \quad j=1, 2, \dots, m$$

对应的函数形式:

$$\begin{cases} f_i(q_k, \lambda_i^0) = 0 & k=1, 2, \dots, n \\ g_i(q_k) = 0 & l=1, 2, \dots, m \end{cases} \quad (2.12)$$

其牛顿-拉弗逊迭代公式为:

$$\begin{bmatrix} (W_i + \sum_{k=1}^n \sum_{j=1}^m \lambda_j^0 \frac{\partial^2 \Phi_j}{\partial q_k \partial q_i}) & \sum_{j=1}^m \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} \\ \sum_{k=1}^n \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} & 0 \end{bmatrix}_{\lambda_i^0} \begin{bmatrix} \Delta q_k \\ \Delta \lambda_i^0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -W_i(q_{kp} - q_{i0}) - \sum_{j=1}^m \lambda_j^0 \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} |_{kp} \\ -\Phi_j(q_{kp}) \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

其中: $\Delta q_{k,p} = q_{k,p+1} - q_{k,p}$, $\Delta \lambda_{i,p}^0 = \lambda_{i,p+1}^0 - \lambda_{i,p}^0$, 下标 p 表示第 p 次迭代。

(2) 对初始速度分析, 定义相应的目标函数 L_1

$$L_1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n W_i (\dot{q}_i - \dot{q}_{0i})^2 + \sum_j \lambda_j \frac{d\Phi_j}{dt} \quad (2.14)$$

其中: \dot{q}_{0i} 为用户设定的准确的或近似的初始速度值或程序设定的缺省速度值; W_i

为对应 \dot{q}_{0i} 的加权系数; $\frac{d\Phi_j}{dt} = \sum_{k=1}^n \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} \dot{q}_k + \frac{\partial \Phi_j}{\partial t} = 0$ 为速度约束方程; λ_j 为对应

速度约束方程的拉氏乘子。

L_1 取最小值, 则由 $\frac{\partial L_1}{\partial \dot{q}_i} = 0$, $\frac{\partial L_1}{\partial \lambda_j} = 0$ 得:

$$\begin{cases} \frac{\partial L_1}{\partial \dot{q}_i} = W_i (\dot{q}_i - \dot{q}_{0i}) + \sum_{j=1}^m \lambda_j \left(\frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} \right) = 0 & i=1, 2, \dots, n \\ \frac{\partial L_1}{\partial \lambda_j} = \sum_{k=1}^n \left(\frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} \right) \dot{q}_k + \frac{\partial \Phi_j}{\partial t} = 0 & j=1, 2, \dots, m \end{cases} \quad (2.15)$$

写成矩阵形式为:

$$\begin{bmatrix} W_k & \sum_{j=1}^m \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} \\ \sum_{k=1}^n \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_k \\ \lambda_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_k \dot{q}_{0k} \\ -\frac{\partial \Phi_j}{\partial t} \end{bmatrix} \quad k=1, 2, \dots, n \quad j=1, 2, \dots, m \quad (2.16)$$

上式是关于 \dot{q}_k 、 λ_j 的线性方程, 系数矩阵只与位置有关, 且非零解已经分解(见

式 (2.13)), 因此, 可以直接求解 \dot{q}_k 、 λ_j 。

(3) 对初始加速度、初始拉氏乘子的分析, 可直接由系统动力学方程和系统约束方程的两阶导数确定。

将矩阵形式的系统动力学方程 (2.1) 式写成分量形式:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{k=1}^n (m_k(q_k)) \ddot{q}_k + \sum_{j=1}^m \lambda_j \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} = Q_i(q_k, \dot{q}_k, t) \quad i=1, 2, \dots, n \\ \frac{d^2 \Phi_j}{dt^2} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} \right) \ddot{q}_i - h_j(q_k, \dot{q}_k, t) = 0 \quad j=1, 2, \dots, m \\ h_j = - \left\{ \frac{\partial^2 \Phi_j}{\partial t^2} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial}{\partial q_i} \left(\frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} \right) \dot{q}_i + \sum_{i=1}^n \frac{\partial}{\partial q_i} \left(\frac{\partial \Phi_j}{\partial t} \right) \dot{q}_i + \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^n \left(\frac{\partial^2 \Phi_j}{\partial q_k \partial q_i} \right) \dot{q}_k \dot{q}_i \right\} \end{array} \right. \quad (2.17)$$

将其写成矩阵形式为:

$$\begin{bmatrix} \sum_{k=1}^n m_k(q_k) & \sum_{j=1}^m \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} \\ \sum_{k=1}^n \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_k} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_k \\ \lambda_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_i \\ h_j \end{bmatrix} \quad \begin{array}{l} i=1, 2, \dots, n \\ j=1, 2, \dots, m \end{array} \quad (2.18)$$

上式中的非零解已经分解, 见式 (2.13) 和 (2.16), 因此可以求解 \ddot{q}_k 和 λ_j 。

(7) ADAMS 的计算分析过程综述

一般地, ADAMS 的计算分析过程是这样的。利用 ADAMS 软件中提供的零件库、约束库、力库等建模模块, 按照所要分析的系统的物理参数, 建立起多刚体系统模型。ADAMS 软件进行运算时, 首先读取原始的输入数据, 在检查正确无误后, 判断整个系统的自由度。如果系统的自由度为零, 进行运动学分析。如果系统的自由度不为零, ADAMS 软件通过分析初始条件, 判断是进行静力学分析还是进行动力学分析。在确定了分析类型后, ADAMS 软件通过其功能强大的积分器求解矩阵方程。如果在仿真时间结束前, 不发生雅可比矩阵奇异或矩阵结构奇异(如位置锁死), 则仿真成功。此时, 可以通过人机交互界面再输入新的模拟结束时间, 或者进行有关参数的测量及绘制曲线。如果在仿真过程中, 出现雅可比矩阵奇异或矩阵结构奇异, 则数值发散, ADAMS 软件显示为仿真失败, 这需要检查系统模型(特别是运动机构的位置锁死点以及约束的类型), 或者重新设置时间步长、系统阻尼、数值积分程序中的控制参数等, 直到得出正确的仿真结果。

第三章 道路模型

本文主要是在多体动力学仿真软件 ADAMS/Car 的环境里来模拟汽车在道路上行驶, 从而对道路事故多发路段进行预测识别。因此首先必须构造既满足一定随机分布规律又符合整车仿真模型在 ADAMS/Car 中运行的道路模型, 也就是说要在计算机中用三维几何模型来描述路面。

计算机中建立三维几何模型一般采用多边形(主要为三角形和四边形)描述, 然后用颜色、材质和纹理等属性描述其外观, 本文没有考虑外观属性问题。计算机进行构建几何模型时首先要得到实体模型的多边形和属性信息。本章研究如何构建道路模型, 以及在 ADAMS 中显示路面视景。

3.1 ADAMS/Car 的道路模型

在 ADAMS/Car 中进行仿真分析时, 只要将路面谱文件导入系统即可生成虚拟路面。因此, 建立道路模型的主要工作是建立路面谱文件, 首先要搞清楚 ADAMS/Car 路面谱文件数据的结构原理。路面谱数据文件的基本原理是: 把路面分解成 N 个小路面单元, 由三维坐标点来确定每个路面单元的空间形状、位置以及尺寸, 从而保证道路在线形、不平度及平整度上的高度拟合性, 而且每一个三维坐标点均可以赋予不同的附着系数, 从而充分反映出路面材料、天气状况对路面条件的影响, 比如雨天的湿滑路面、积水路面的低附着能力。接下来了解路面谱文件的编制原则。

路面谱文件的编制原则要满足以下三点^[27]:

- (1) 路面谱生成路面的位置要处于轮胎的下方
- (2) 路面谱生成的路面要指向轮胎所处的一侧
- (3) 路面谱生成路面的大小要根据仿真的需要确定

ADAMS/Car 路面谱有其自己的数据格式, 要编写路面谱数据文件就要严格遵循这些语法规则。下面是一个水平路面的路面谱数据文件例子:

```
$-----Mdi_header
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE  =  'rdf'
FILE_VERSION =  5.00
FILE_FORMAT =  'ASCII'
(COMMENTS)
```

```
{comment_string)
'flad 3d contact road for testing purposes'
$-----Units
[UNITS]
LENGTH      = 'mm'
FORCE       = 'newton'
ANGLE        = 'radians'
MASS        = 'kg'
TIME        = 'sec'
$-----Definition
[MODEL]
METHOD      = '3D'
$-----Offset
[OFFSET]
X          = 0.0
y          = 0.0
Z          = 0.0
$-----Nodes
[NODES]
NUMBER_OF_NODES = 172
{ node  x_value  y_value  z_value }
1  -17.584   7.785    0.064
2  -35.396   16.882   1.002
3  -53.207   25.978   1.940
4  -71.019   35.075   2.878
5  -88.830   44.171   3.816
6  -97.834   48.770   4.290
7  -106.666  53.263   4.754
8  -115.675  57.741   5.223
..... (数据省略)
$-----Elements
[ELEMENTS]
NUMBER_OF_ELEMENTS = 170
{ node_1  node_2  node_3  mu }
```

```
1 83 84 1.0
1 2 84 1.0
2 84 85 1.0
2 3 85 1.0
3 85 86 1.0
3 4 86 1.0
4 86 87 1.0
4 5 87 1.0
..... (省略)
```

路面谱数据文件所包含的内容为：

- MDI_HEADER 说明文件的类型、文件的版本、文件的格式
- UNITS 说明长度单位、力单位、角度单位、质量单位、时间单位
- MODEL 说明此路面文件是二维的或三维图形
- OFFSET 说明路面谱的位置原点在大地坐标系中的位置
- NODES 为路面谱的节点，其中包括节点的数量和每个节点的坐标，这里的节点就道路的原始测量数据点（本文中所用的所有测量数据，都是来自道路勘察设计部门，主要内容包括道路的横断面、纵断面、平面线形的形状、位置、尺寸，以及附着性能。然后将这些原始数据经过路线大师软件转换成本文所需要的数据格式。因此，把通过这些数据构建的道路模型作为实际道路具有绝对的真实性和较高的精确度）。
- ELEMENTS 为路面谱的元素，其中包括构成每个三角形元素的三个节点和每个元素中轮胎与此块路面之间的摩擦系数
- 以符号\$开始的一行，表示这一行文字为描述或解释内容，不作为文件的有效参数或命令。

路面谱数据文件编制完成以后，将其保存在工作目录中，其保存类型为 rdf 文件。数字地形模型是描述地形特性的空间分布的有序数值阵列。按空间结构形式可将其分为七类：规则格（格网）数字地形模型、散点数字地形模型、等值线数字地形模型、曲面数字地形模型、线路数字地形模型、平面多边形数字地形模型和空间多边形数字地形模型。ADAMS 中的数字地形模型采用了网格数字地形模型，所以构造 ADAMS 道路模型的关键就是计算节点和组织节点构成网格的方式。

以上文中的路面数据文件为例，\$——nodes 下的数据即为三维数据点的描述，” NODES=” 右边的数字表示此地形包含的节点数，例中 172 表示此路面视景由 172 个点构成，接下来的一行表示一组三维坐标，其中每一个点有一个编号。例如：英文单词 nodes 下面正对的 1 表示的 1 号点，（-17.584 7.785 0.064）为

1号点的三维空间坐标值(x, y, z)。英文单词 ELEMENTS 以下表示点构成网格的方式, 也就是数据点如何构造网格, ELEMENTS 下第一行为网格数, 例中 170 为此地形有 170 个网格, 其中 1、83、84 点构成一个三角网格, 1、2、84 点构成一个三角网格。而 mu 代表的是路面谱元素构成的三角元素中轮胎与此块路面之间的动摩擦系数。

ADAMS/Car 读取本例中的路面谱数据文件, 生成路面视景, 如图 3.1 所示。

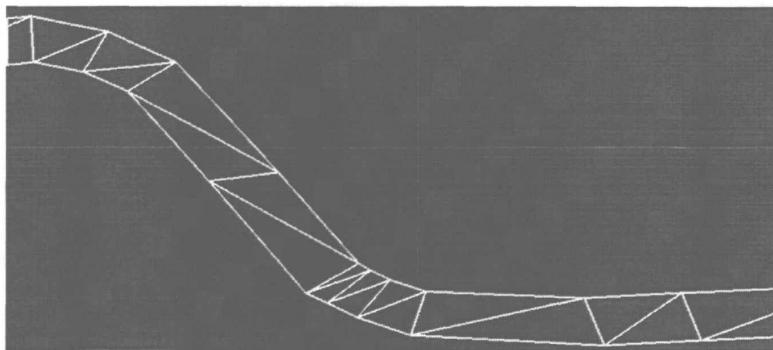


图 3.1 网格地形示意图

3.2 建立道路模型的思路

利用 ADAMS 实现路面仿真, 主要是根据实际情况与仿真使用的要求对路面谱的编制, 而路面谱的编制主要是输入节点的数量和每个节点的坐标以及构成每个三角形元素的三个节点和每个元素中轮胎与此块路面之间的动摩擦系数。要生成 $M \times N$ 的网格地形, 就必须输入 $M \times N$ 个节点和 $(M \times 2-2) \times (N-1) \times 3$ 个构成三角形元素的节点。为了能准确表达地形地貌, M , N 的值都会很大。

视图的真实程度与模型的计算精度和网格划分的精度有很大的关系。网格划分越少, 模型所包含的信息越少, 真实程度越差; 反之网格越密, 模型的视觉效果和模型的真实程度都得到改善。通过测量所得到的地形三维数据是有限的, 如果想通过测量来增加数据, 采用高级的测量方法会大大增加设计成本。

同时, 手工计算路面三维数字模型的数据点是十分巨大的工作, 而且重复性很大。因此作者想到将测量所得的离散的代表性特征数据进行插值, 形成曲面。并采用编写程序的方法来完成计算, 最终直接生成 ADAMS 能接受的路面谱数据文件。

这样一来, 建立整个路面谱数据文件, 需要完成的工作有:

- 选择插值算法, 构造插值函数
- 求解插值公式系数, 确定插值公式

- 均匀正交划分 XY 平面, 得到 x, y 坐标
- 求节点 NODES 的 z 坐标, 得到节点的 (x, y, z) 坐标
- 按规则编写路面谱数据文件

因此, 建立道路模型的主要思路可以用图 3.2 表示。

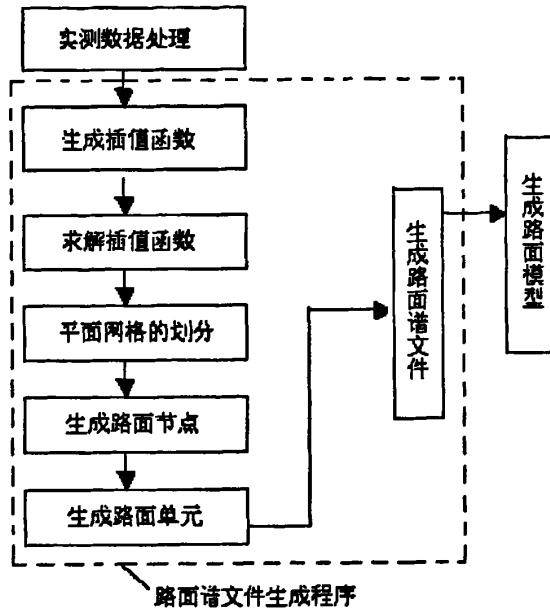


图 3.2 道路模型生成流程图

3.3 开发路面谱文件生成程序

按照前面建立道路模型的思路, 要将离散的代表性特征数据进行插值, 因而首先要选择恰当的插值算法。

离散数据按其复杂程度可分为单自变量, 双自变量及多自变量 3 种类型。其可视化的方法可以分为插值及拟合, 本文主要是双自变量离散数据的插值问题。设在二维平面上有 n 个点 (x_k, y_k) , ($i=1, 2, 3, \dots, n$), 并有 $Z_k=f(x_i, y_i)$ 。插值的问题就是要构造一个函数 $F(x, y)$, 使其在 (x_k, y_k) ($k=1, 2, \dots, n$) 点的函数值为 Z_k , 即 $Z_k=F(x_k, y_k)$, 其中 $(k=1, 2, 3, \dots, n)$ 。

早在 20 世纪 60 年代, 离散数据的插值问题就已引起人们的注意。近 30 年来, 已经有多种算法被提了出来。但是, 由于应用问题千差万别, 数据量大小不同, 对连续性的要求也不同等等, 没有一种算法适合用于所有的场合。而且大多数算法只能适用于具有中、小规模数据量的离散点插值问题。

下面介绍一下本文采用的插值方法 Multiquadric 方法^[28]。

1977 年, 一个名叫 R. L. Harry 的美国人提出 Multiquadric 插值方法。这是最

早提出并且应用得最为成功的一种径向基函数插值法。它属于全局插值算法，插值函数决定于全部数据点的函数值，当增加、删除或改变一个点的位置或函数值时，插值函数必须重新考虑。它采用的插值函数为

$$F(x, y) = \sum_{j=1}^n a_j [(x - x_j)^2 + (y - y_j)^2 + c^2]^{0.5} \quad (3.1)$$

其中 c^2 是插值因素，它的大小由实际研究的数据来决定，大量计算表明，如果相对于数据点之间的距离， c 的取值过大，则会导致病态系数矩阵，影响求解。在大多数情况下， c 取值为 0 或者一个很小的正数。从理论上说， n 可以与给定点的数目不等， x_j, y_j 也可以有任意值。但为了求解方便，令 n 等于给定点（也就是已知三维数据点）的数目， x_j, y_j 则等于各给定点的 x, y 坐标值。此时，如果将 n 个点 (x_j, y_j) 的值 $f_j (j=1, 2, \dots)$ 代入上式，即可得到一组联立方程：

$$f_i = \sum_{j=1}^n a_j [(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + c^2]^{0.5}, i = 1, 2, \dots, n \quad (3.2)$$

求解此联立方程，即可求出系数 $a_j (j=1, 2, \dots, n)$ 的值，也就确定了插值函数。如令 Q_j 表示任意的二次基函数， a_j 表示系数， f_i 表示给定点 (x_j, y_j) 的值。则可将式(3.2)改写为：

$$f_i = \sum_{j=1}^n a_j Q_j, i = 1, 2, \dots, n \quad (3.3)$$

其矩阵形式为

$$F_i = Q_j \bullet a_j \quad (3.4)$$

其解为

$$a_j = Q_j^{-1} \bullet F_i \quad (3.5)$$

那么，插值后任意一点 P 的值为

$$f_p = Q_{pj} \bullet Q_j^{-1} F_i \quad (3.6)$$

Multiquadric 法提出后的近 20 年间，它在水文测量、大地测量、地质及采矿、地球物理等领域得到广泛应用，效果良好。在数据点数量不太大的情况下，计算也不太麻烦。但是，对其解的存在性等问题却一直没有数学上的证明，直到 1986 年，才由 Micchelllic^[29]对这一方法为什么能工作得很好给出一些解释，在此不再赘述。

插值函数一旦确定，就可以由插值函数所描述的曲面来近似测量路面的形貌。这样，编写路面谱数据文件的数据点就可以由插值函数生成。在三维坐标系下，均匀正交划分 XY 平面内的一块平面，可以得到节点的 x, y 坐标，代入插值函数，就可以得到 z 坐标，这样就得到了编写路面数据文件的三维坐标点。

有了构成道路模型的数据点后，接下来要做得工作就是划分路面单元。路面单元划分的好坏对道路模型的精度和准确性有着至关重要的影响。所以，在划分单元时按下面的准则进行划分：

1. 一般来说，单元划分得越细，节点布置得越多，计算结果越精确。但是随之而来的会大大增加电脑耗用的内存和计算的时间。所以在划分单元时应兼顾这两个方面。而且当节点数和单元数达到一定数量后，再加密网格对提高模型的精度效果已不显著了。

2. 在道路曲线变化较大的地方，单元应分得细一些，而在曲线变化平缓处单元可划分得大一些。单元由小到大应逐步过渡。

3. 对于三角形单元，三条边应尽量接近，不应出现钝角，以免计算结果出现大的偏差。对于矩形单元，长度和宽度也不宜相差过大。长度和宽度越接近，计算精度越高。

4. 任意一个单元的角点必须同时也是相邻单元的角点，而不能是相邻单元边上的内点。

单元划分完毕后，要将全部单元及全部节点按一定顺序编号，单元号及节点号均不能有错漏或重复。

3.4 路面谱文件生成程序的实现及使用

通过上一节的准备工作，接下来就可以投入路面谱文件生成程序的编制工作了。程序的编制是在 Visual Basic 6.0 的环境中完成的，程序的开发界面如图 3.3 所示。

在 Visual Basic6.0 开发环境下调试程序，试运行通过后，将工程编译成可执行文件（扩展名为.exe），以便能脱离 VB 开发环境，在 Windows 环境下直接运行。本文通过以上程序的运行后，生成的可执行程序名为 roadfile.exe，其图标



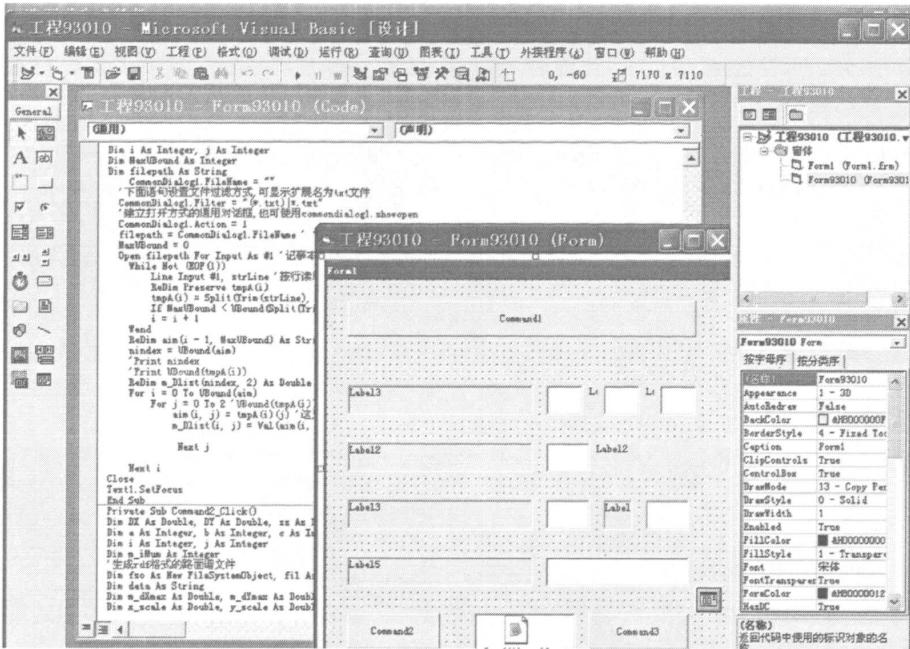


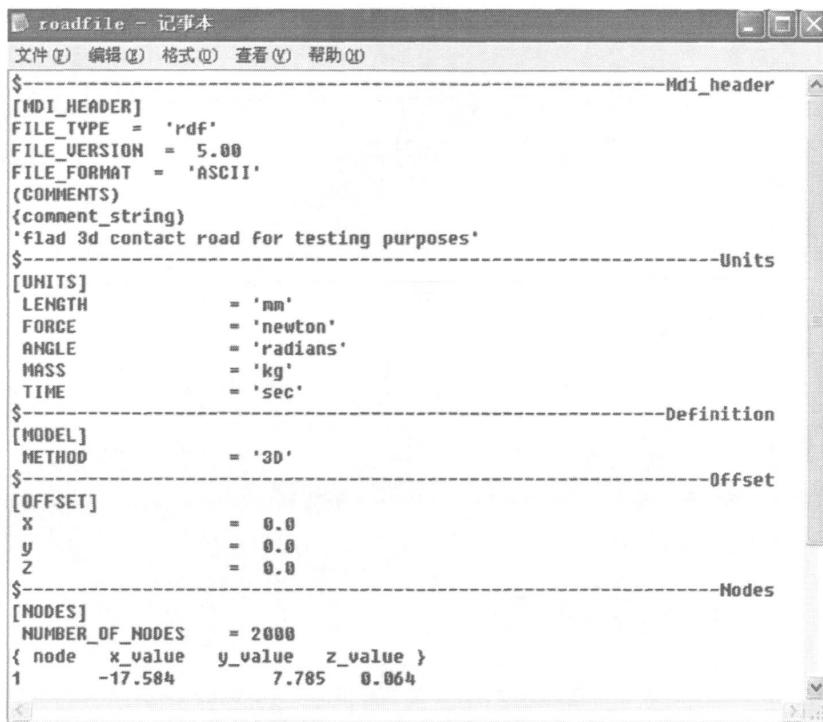
图 3.3 路面谱文件生成程序的开发界面

双击路面谱文件生成程序图标，首先出现的是欢迎使用程序的小界面，然后进入数据输入界面，如图 3.4 所示。



图 3.4 路面谱文件生成程序的运行界面

按照对话框的提示输入数据，其中导入数据点按钮导入的是实测的数据点坐标；X_SCALE, Y_SCALE, Z_SCALE 相对应路面谱中的 X_SCALE, Y_SCALE, Z_SCALE，控制路面谱视景在 X、Y、Z 方向上显示的比例偏差；C 值为插值函数中的插值系数；M(x), N(y) 是网格划分的密度，一般来说划分密度越大，节点布置得越多，计算结果越精确，但是随之而来的是计算时间和计算费用的增加。而且当节点数和网格数达到一定数量后，再加密网格对提高计算精度效果已不显著了，所以在网格划分时应兼顾这两个方面。如图 3.4 中 M(x)*M(y) 为 2*1000，表示此路面视景在 X 方向划分 2 次，Y 方向划分 1000 次，形成 2000 个网格。根据对话框提示输入数据后，单击生成按钮。程序自动在保存目录下生成生成名为 roadfile.rdf 的路面谱文件，因为程序事先对它进行了链接，所以直接在此界面上点击路面谱文件的图标就可查看通过软件生成的路面谱数据文件，得到的路面谱文件打开后如图 3.5 所示：



```

roadfile - 记事本
文件(F) 编辑(E) 格式(O) 查看(V) 帮助(H)
$-----Mdi_header
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE = 'rdf'
FILE_VERSION = 5.00
FILE_FORMAT = 'ASCII'
(COMMENTS)
{comment_string}
'flad 3d contact road for testing purposes'
$-----Units
[UNITS]
LENGTH = 'mm'
FORCE = 'newton'
ANGLE = 'radians'
MASS = 'kg'
TIME = 'sec'
$-----Definition
[MODEL]
METHOD = '3D'
$-----Offset
[OFFSET]
X = 0.0
Y = 0.0
Z = 0.0
$-----Nodes
[NODES]
NUMBER_OF_NODES = 2000
{ node x_value y_value z_value }
1 -17.584 7.785 0.064

```

图 3.5 路面谱文件

3.5 道路模型的生成

运行 ADAMS/Car12.0 之后，点击 Simulation 菜单（假定已经导入整车装配），选择 Full-Vehicle Analysis，再选择其子菜单中的 DCF Driven，出现如图 3.6 所示对话框。

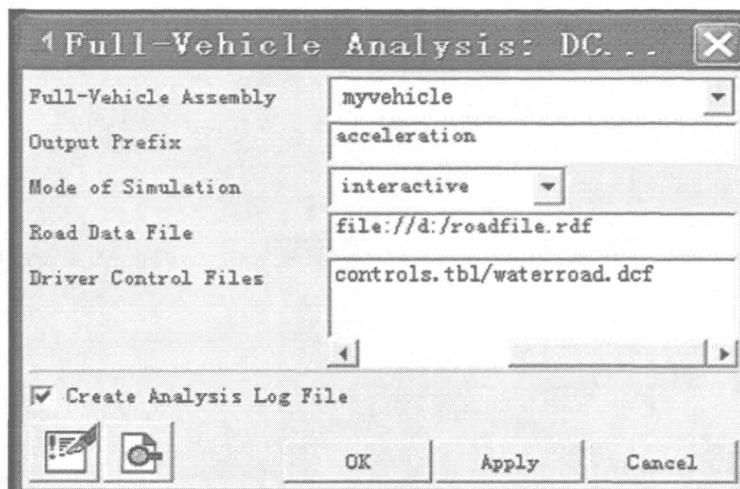


图 3.6 道路模型生成对话框

在图 3.6 道路模型生成对话框中的 Road Data File 右边的文本框中填上从路面谱生成软件中生成的路面谱文件的路径, 再按要求在其它文本框中填入数据(在这里, 就不赘述这些数据的填法)后, 点击 OK 按扭就可得到如图 3.7 所示的路面视景。

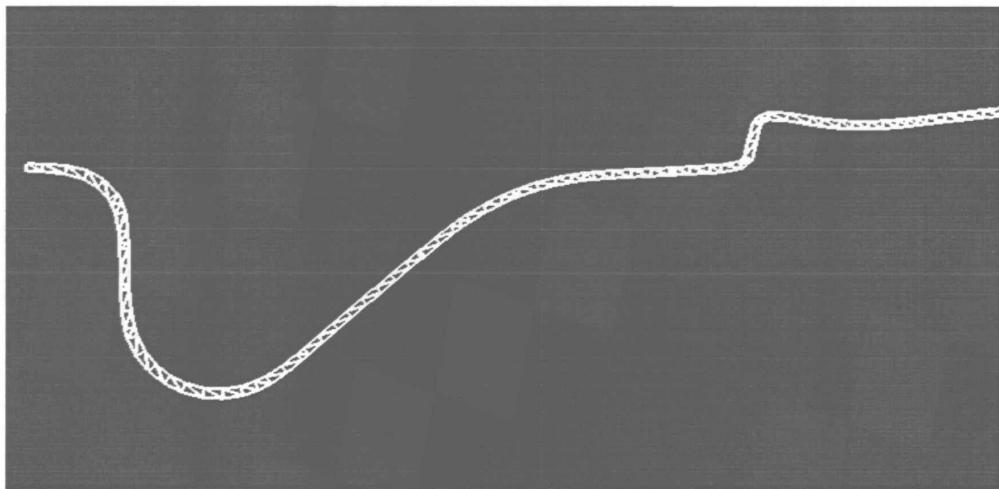


图 3.7 (a) 道路模型 (平面图)

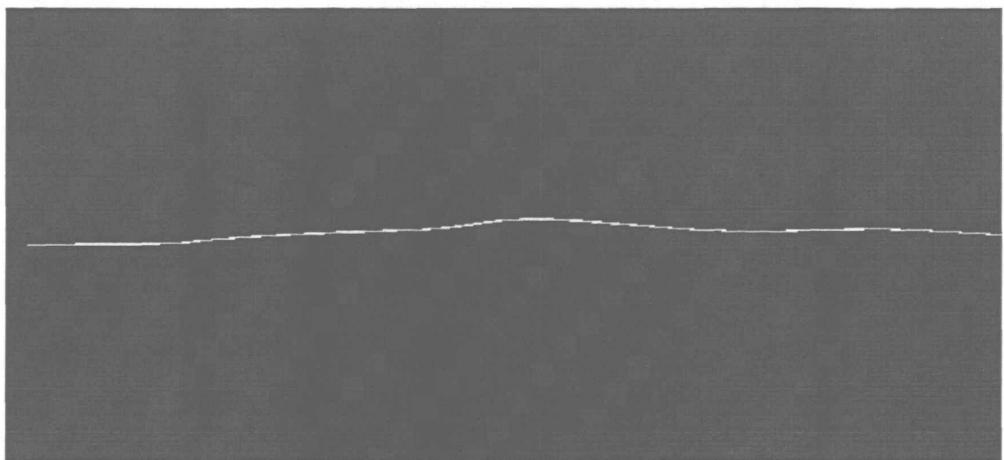


图 3.7 (b) 道路模型 (纵断面图)

第四章 车辆模型

4.1 ADAMS/Car 建模基本原理方法

ADAMS/Car 模块分为“Standard”(标准)和“Template Builder(模板)”两种模式,每一模式对应着不同的菜单界面和功能。其中标准模式是以模板模式为基础,对已创建的系统模型和整车模型进行仿真分析;而模板模式则为车辆设计人员提供了广阔的设计空间,任其自主地搭建整车系统模型。

由于已经熟悉了 ADAMS/Car 模块,因此首先在“Template Builder Interface”(模板界面)下建立若干个子系统模型,如前悬架、后悬架、转向系统等,然后在“Standard Interface”(标准界面)下再对子系统模型进行组装,组装成整车,这样就完成了整个 ADAMS/Car 模块下的建模过程^{[30][31]}。

在 ADAMS/Car 里主参考系 OXYZ,采用 ISO 坐标系,原点位于前轴的几何中心,X 轴指向汽车行驶前方,Y 轴指向汽车左侧,Z 轴垂直指向上方,遵守右手规则。

ADAMS/CAR 的建模顺序是自下而上的,首先应建立模板(template)文件,然后利用模板文件生成子系统,如悬架子系统(subsystem)、转向子系统等。最后进行装配得到系统总成,系统总成应与试验台(test rig)进行试验以检验模型的正确性。属性文件是建立仿真分析模型的最基本的文件,它纪录和设置系统的基本参数和相关的属性,如轮胎的属性、悬架的基本参数等。

模板、子系统、属性文件、试验台之间的关系见图 4.1(因篇幅的关系,图中只列出了悬架模板和转向模板,实际中还含其它模板)。

模板是整个模型中最基本的模块。然而模板又是整个建模过程中最重要的部分,分析总成的绝大部分建模工作都是在模板阶段完成的。在这一阶段,设计人员主要完成以下工作:

- 1)建立精度较高的参数化模型。
- 2)计算或测量重新组合后的零部件质心位置、质量和转动惯量;需要注意的是零部件的惯量数据是相对于零部件质心的,即零部件的主惯量。
- 3)确定减振器的阻尼特性和弹簧的刚度特性。
- 4)定义主销轴线,输入车轮的前束角和外倾角。需要注意的是,在构造悬架模板时必须指明如何计算主销轴线。在 ADAMS/CAR 中有两种计算主销轴线的方法,分别是几何方法和瞬时轴线方法。当转向主销的上下端点可以确定时,几何方法比较简单。

5) 建立该模板与其它模板或试验台架进行数据交换的输入和输出通讯器。

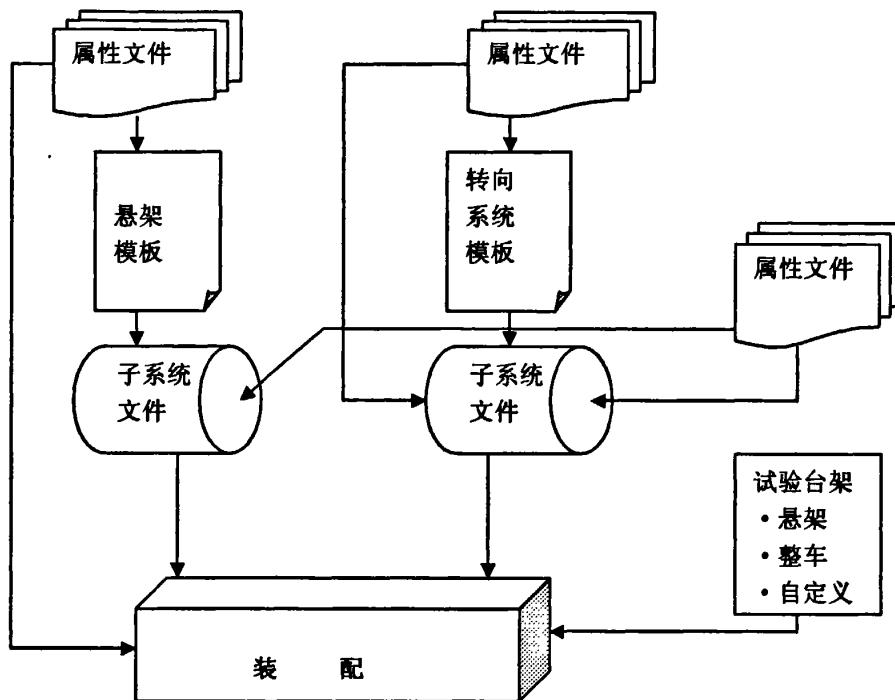


图 4.1 模板、子系统、属性文件、试验台之间的关系

在建立模板阶段,还要构造将各个子系统装配为一个总成所需要的“通讯器”(Communicator),最后应将模板文件和悬架测试装置装配在一起进行悬架测试检验。正确建立各个子系统间的连接关系是至关重要的,这些数据在以后的子系统和总成阶段无法修改,而零部件的位置和特征参数在后续过程中则是可以更改。

零部件之间的连接可以用铰链连接,也可用橡胶衬套(或弹簧)连接,二者的区别在于铰链连接是刚性的连接,不允许过约束的运动,它是在运动学(kinematic)分析时采用。橡胶衬套和弹簧属于柔性连接,它们在发生运动干涉的部件之间产生阻力,阻止进一步的干涉发生。它是在弹性运动学(compliance)分析时采用。两者之间可以通过静态铰接激励器(Actuators)转换分析模式。约定不考虑弹性衬套为多刚体模型,考虑弹性衬套为弹性运动学模型。

模板建立以后,接下来是创建子系统,在子系统的水平上,用户只能对以前创建的零部件进行部分数据的修改。建立仿真模型的最后一步是建立分析总成,在这一阶段,产品设计人员可根据实际需要,将不同的子系统组合成为完整的分析模型,如悬架总成可以包括悬架子系统、转向子系统和稳定杆子系统。

4.2 车辆模型的建立

一个复杂的汽车系统通常由动力装置、车身、传动系、转向系、悬架机构、承载机构、制动装置、行驶系等子系统组成。每一个子系统又有多种结构形式，比如悬架就有双横臂式、麦克弗逊式、滑柱摆臂式、纵臂式、单斜臂式、钢板弹簧式；转向系又可分为循环球式、齿轮齿条式、蜗杆指销式等；驱动桥按总体布置可以分为整体式、断开式、摆动半轴式等；差速器的结构形式又有行星齿论式、滑块凸轮式、涡轮式、滚柱自由轮式等。将不同结构的子系统组合可以得到具有特定类型及特定用途的汽车模型。比如轿车、微型车、大货车、挂车等。即便是同一用途的车型又可以多种不同的结构形式，比如轿车的前悬架可以采用麦弗逊式或双横臂式，后悬架可以采用麦克弗逊式、滑柱摆臂式或纵臂式等。

建立车辆仿真模型，归纳起来有以下几个典型步骤^[32]：机械系统的物理抽象；获取模型的运动学（几何定位）参数；建立抽象系统的运动部件、约束，从而建立运动学模型。校验模型的自由度及正确性；获得模型的动力学参数，定义模型中部件、铰链与弹性元件及外界条件，如附着系数，风力等的特性，建立动力学模型；对动力学模型进行调整与仿真计算；对仿真计算结果进行后处理。因此建模的关键是正确理解汽车的结构形式并对构件间的连接作出合理的抽象，然后画出各子系统的拓扑结构图，根据拓扑结构图便可以正确地建立汽车模型。

下面以某 C 型轿车为例，就其悬架系统模型、转向系统模型、动力系统模型、车身模型的创建分别作介绍。

4.2.1 悬架系统模型

在 ADAMS/CAR 中建模首先要创建悬架子系统的模板文件，除了要生成各个部件以及部件之间的铰链连接之外，还要构造将各个子系统装配为一个总成所需要的“通讯器”（Communicator）；然后利用模板文件生成悬架子系统以及转向子系统。

本文所用的 C 型轿车前、后悬架均为双横臂独立悬架。双横臂式独立悬架按其上、下横臂的长短又可分为等长双横臂式和不等长双横臂式两种。等长双横臂式悬架在其车轮作上、下跳动时，可保持主销倾角不变，但轮距却有较大的变化，会使轮胎磨损严重，故已很少采用，多为不等长双横臂式悬架所取代。后一种型式的悬架在其车轮上、下跳动时，只要适当地选择上、下横臂的长度并合理布置，即可使轮距及车轮定位参数的变化量限定在允许范围内。这种不大的轮距改变，不应引起车轮沿路面的侧滑，而为轮胎的弹性变形所补偿。因此，不等长双横臂式独立悬架能保证汽车有良好的行驶稳定性，已为中、高级轿车的前悬架所广泛采用^[33]。

双横臂悬架的突出优点在于设计的灵活性，可以通过合理选择空间导向杆系的铰接点的位置及导向臂(或称为控制臂)的长度，使得悬架具有合适的运动特性(亦即当车轮跳动或车身侧倾时，车轮定位角及轮距的变化能尽量满足设计的要求)，并且形成恰当的侧倾中心和纵倾中心。

为了隔离振动和噪声并补偿空间导向机构由于上、下横臂摆动轴线相交带来的运动干涉，在各铰接点处一般采用橡胶支承。显然，各点处受力越小，则橡胶支承的变形越小，车轮的导向和定位也就越精确。分析表明，为减小铰接点处的作用力，应当尽可能增大上、下横臂间的垂向距离，减小下横臂距地面的垂向距离和下铰点至车轮接地点之间的横向距离。当然，上、下横臂各铰接点位置的确定还要综合考虑布置是否方便以及悬架的运动特性是否合适。

双横臂悬架可采用螺旋弹簧、空气弹簧、扭杆弹簧或钢板弹簧作为弹性元件，最常见的为螺旋弹簧。

双横臂悬架一般用作轿车的前、后悬架，轻型载货汽车的前悬架或要求高通过性的越野汽车的前、后悬架。当双横臂悬架用作前置前驱动轿车的前悬架时，必须在结构上给摆动半轴留出位置。

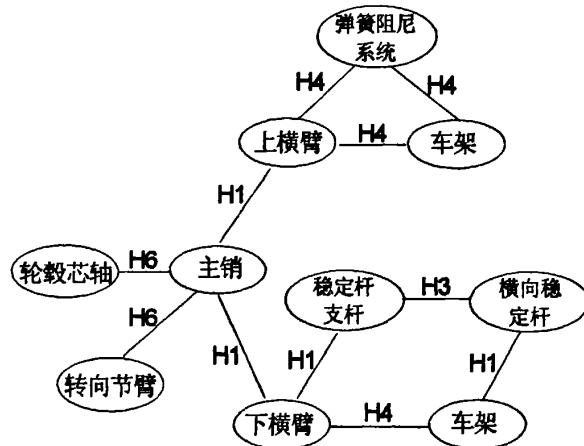


图 4.2 双横臂悬架系统的拓扑结构图

图 4.2 中：H1:球铰链;H2:旋转铰链;H3:万向节铰链;H4:橡胶铰链;H5:平动铰链;H6:固接铰链;H7:恒速铰链;H8:齿轮副;H9:螺纹副;H10:扭转弹簧;H11:圆柱铰链;H12:弹簧阻尼器;H13:耦合铰链。后面的图也通用。

经过对双横臂悬架的合理抽象并正确定义铰链的运动形式，双横臂悬架系统的拓扑结构图如图 4.2 所示。整个悬架系统包括：转向节，通过旋转副与轮胎相连接；上下两个叉形摆臂，前端通过一个旋转副与车身或副车架相连接，后端通过球形副与转向节相连，相对转向节可进行三个方向的转动，相对车身可进行上下摆动；减震器上部分（包括阻尼器和减震弹簧），通过万向节副与车身相接，它

相对车身可进行前后、左右两个方向的转动，下端通过万向节副与下摆臂相连接，相对下摆臂可进行轴向移动和转动；转向横拉杆，一端通过球形副与转向节相连，另一端通过圆柱副与转向齿条相连接。驱动轴，通过恒速副与发动机系统连接。

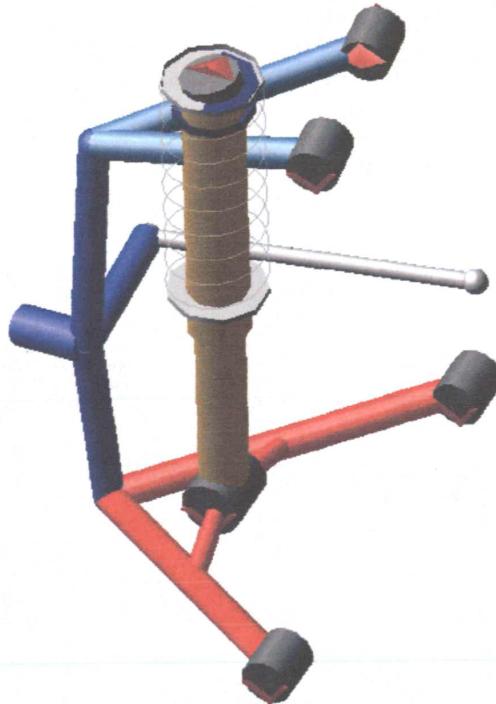


图 4.3 双横臂右悬架模型

每个球铰提供 3 个约束方程，每个转动铰提供 4 个约束方程，每个移动铰提供 5 个约束方程。悬架系统的自由度为 2。这两个自由度分别表示悬架摆臂的转动自由度。

根据拓扑构图、获取的系统的几何定位参数、质量特性参数及约束铰链的运动形式最终在 ADAMS 中建立双横臂悬架的多体动力学模型如图 4.3 所示。

4.2.2 转向系统模型

根据所采用的转向传动副的不同，转向器的结构形式有多种。常见的有齿轮齿条式、循环球式、球面蜗杆式、蜗杆指销式等。对转向器的选择，主要是根据汽车的类型、前轴负荷、使用条件等来决定，并要考虑其效率特性、角传动比变化特性等对使用条件的适应性以及转向器的其它特性、寿命、制造工艺等。中、小型轿车以及前轴轴荷小于 1.2t 的客车、货车，多采用齿轮齿条式转向器。循环球式转向器是当前广泛使用的一种结构，高级轿车和轻型及以上的客车、货车均多采用。球面蜗杆滚轮式转向器曾广泛用在轻型和中型汽车上，例如：当前轴轴

荷不大于 2.5t 且无动力转向和不大于 4t 带动力转向的汽车均可选用这种结构形式。

该 C 型车转向系统为齿轮—齿条式转向系统，下面以采用齿轮—齿条式转向器的转向系统为例，介绍转向系统建模的步骤及方法。

经过对转向器及转向机构的合理抽象并正确定义铰链的运动形式，采用齿轮齿条转向器的转向系统的拓扑结构图如图 4.4：

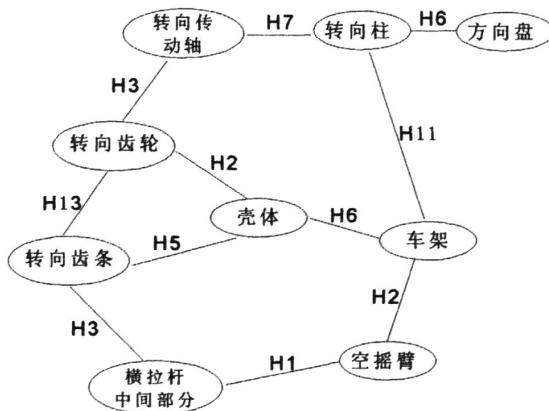


图 4.4 齿轮齿条转向系统结构图

整个转向系统模型包括：方向盘，通过旋转副与车身相连；转向轴，通过恒速副与车身相连，与方向盘通过一个减速齿轮副传递运动；转向齿条，通过移动副与车身连接；转向输出轴与转向齿轮之间还作用有扭转弹簧—阻尼器。根据拓扑构图、获取的系统的几何定位参数、质量特性参数及约束铰链的运动形式采用齿轮齿条式转向器的转向系统的多体动力学模型如图 4.5 所示，系统共有一个自由度，即转向齿条的移动自由度。



图 4.5 齿轮齿条转向系统模型

4.2.3 动力系统模型

由实际抽象出来的动力系统模型如图 4.6 所示，包括：发动机和传动系。发动机提供车辆运行所需的推力，传动系统包括变速器和差速器，它将发动机输出的驱动力矩通过变速器、驱动轴、差速器和半轴传递到驱动轮上。在 ADAMS/CAR 里，发动机、差速器的动力输出及传递公式都分别定义在其属性文件里。通过属性文件来表明其结构特征。

差速器模型通过旋转副与发动机相连。整个系统共有 2 个自由度。

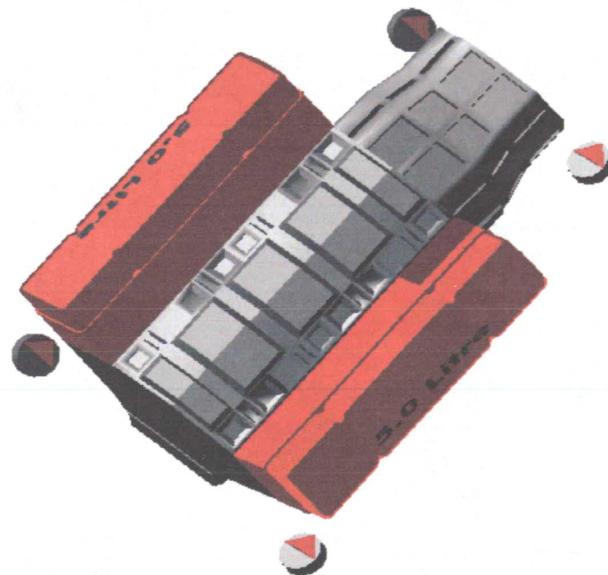


图 4.6 发动机模型

传动系一般由变速箱、传动轴、驱动桥等组成，变速箱与传动轴的模型相对简单，以下介绍驱动桥的建模。

以断开式驱动桥为例，其运动学元件数量可达 30~40 个以上，其中差速器模型的建立是难点，也是模型建立的关键。目前绝大多数研究在仿真建模时，都因传动系及驱动桥过于复杂，没有建立其模型，把后驱动桥简化成一根刚性轴，驱动力矩不是由驱动桥分配而来，而是直接加在左右后轮上，在转向制动及侧风作用下左右轮驱动力矩不随轮胎转速、轮胎与地面附着情况的变化而变化造成运动学上的不协调，与实际情况不相符合，仿真结果存在偏差。

传动轴的滑动花键与变速箱的动力输出轴通过滑动副相联，滑动花键与套管通过万向节副相联，套管与主减速器转动轴也通过万向节副相连；行星齿轮与左

右半轴通过齿轮副相链接，想通过耦合副联接进而改变耦合比是不能实现左右半轴不等速旋转功能的，传动轴和左右半轴转动的角速度满足以下关系：

$$2W_0 = i_0 * (W_L + W_R) \quad (4.1)$$

式中： W_0 为传动轴转动的角速度， i_0 为主减速器的传动比， W_L 为左半轴转动的角速度， W_R 为右半轴转动的角速度。

经过对驱动桥的合理抽象并正确定义铰链的运动形式，断开式驱动桥多体模型的拓扑结构图如图4.7所示：

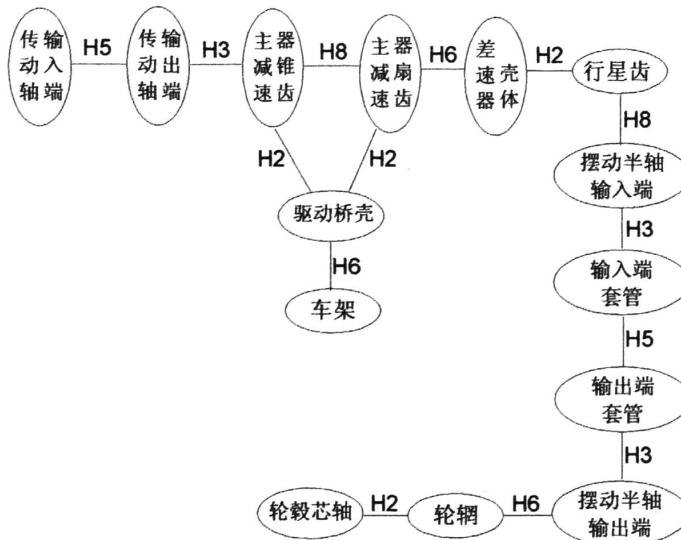


图 4.7 断开式驱动桥拓扑构图

根据拓扑结构图、获取的系统的几何定位参数、质量特性参数及约束铰链的运动形式断开式驱动桥多体模型如图 4.8 所示：

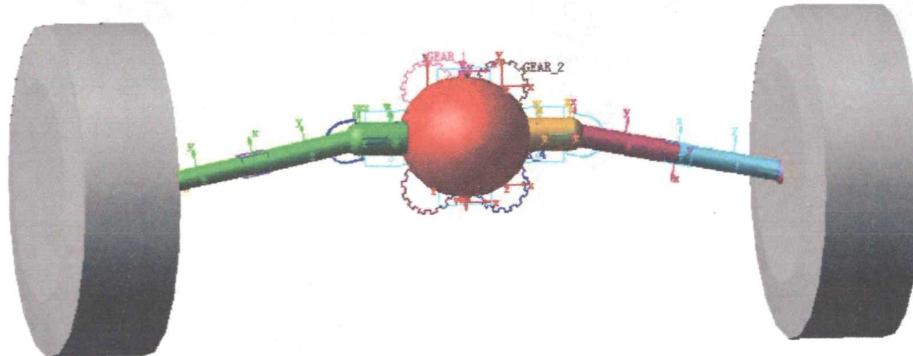


图 4.8 断开式驱动桥多体模型

4.2.4 车身模型

由实际抽象出来的车身模型如图 4.9 所示。该模型为刚体结构。通过定义参数来计算作用于车身上的空气动力。空气动力作用于车身上的点，即风压中心。在使用此模型时，可以通过修改迎风面积、风阻系统、空气密度和风压中心的位置来仿真不同车形、不同条件汽车所受的空气动力。车身模型定义了很多通讯器（communicators），以用于将悬架系统、转向系统、轮胎等子系统装配成整车系统。

车身共有 6 个自由度，即沿车身坐标轴向运动和旋转运动。

从实际结构来讲，车身是柔性体。但是在要做的分析中，车身的结构特征对分析结果的影响微乎其微，为了便于分析，在建模时把车身简化为一刚体，修改其质量参数为簧载质量，转动惯量可由试验测得，也可根据经验公式 $I_z = M \cdot a \cdot b$ (I_z 为绕 z 轴转动惯量，M 为整车质量，a、b 分别为质心距前后轴中心线的距离) 估算，在悬架等其他部件与车身连接时，只要位置和连接方式正确，这种简化是合理可行的。

悬挂质量简化成一个刚体，具有六个自由度分别为车身的俯仰自由度、侧倾自由度、横摆自由度及 3 个平动自由度。

为了修饰车身模型，可以在 ADAMS 中使用多义线（Polyline）创建出车身的轮廓，为美观快捷起见这里采用 PRO-E 三维建模软件来创建此模型，然后导入到 ADAMS 中。



图 4.9 车身模型

4.2.5 整车模型

装配完整的整车模型如图 4.10 所示，前后悬架均为双横臂独立悬架，转向系

统为齿轮—齿条式转向系统。在本模型中，某些刚性连接可以用弹性衬套来代替，当不使用弹性衬套时为多刚体模型，考虑弹性衬套则为多柔体模型。本模型共使用 60 个零件，6 个圆柱副，10 个铰接副，14 个球形副，3 个移动副，10 个恒速副，11 个固定副，2 个万向副，2 个关联副，1 个点线约束，1 个点面约束，5 个垂直约束，3 个运动约束，共有 97 个自由度。



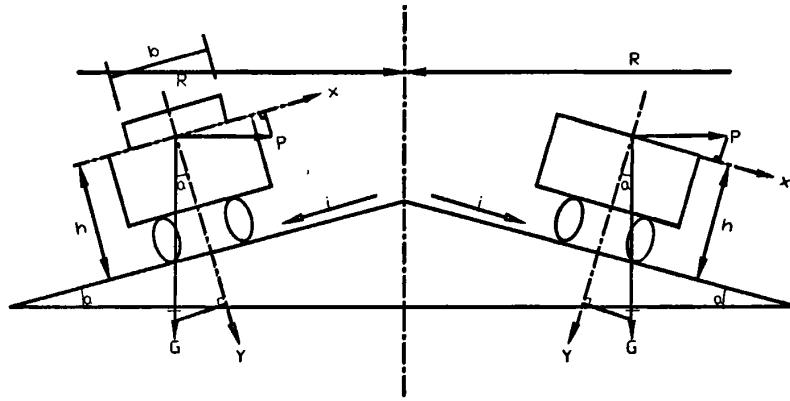
图 4.10 整车模型

第五章 车一路耦合模型

5.1 车辆与道路相互作用机理

为了确保汽车能够在道路上正常行驶,有必要研究车一路耦合模型。研究车一路耦合模型首要任务是研究车辆与道路的相互作用机理,例如车辆在平曲线(在道路平面设计中,应在两直线段交汇点处,用曲线将其平顺地连接起来,这段曲线称为道路平曲线^[34])上行驶时,确保汽车沿道路前进时,其横向与纵向能同时处于安全正常现状,称为车一路耦合正常。

在平曲线上行驶时,车一路横向耦合完好,是指汽车的横向安全状态,是否有侧滑和倾覆的危险。横向安全状态与汽车行驶于平曲线上的受力状态有关,因此必须分析其横向受力状态。



a) 内侧

b) 外侧

图 5.1 汽车在曲线上行驶的横向力

设平曲线上道路横断面如图 5.1 所示,平曲线在该断面处的曲线半径为 R ,路面内外侧对称,路面横坡 $i_1 = \tan \alpha$ 。汽车以车速 v (m/s) 匀速行驶于内外侧路面上,车重 G (N)。在汽车重心 O 处设直角坐标系 XOY ,其中 OX 轴与路面平行。汽车质量为 m (kg),重力加速度为 $g = 9.81(m/s^2)$,则汽车上的作用力有:

$$\text{离心力 } P = m v^2 / R^2 \quad (\text{N})$$

$$\text{重力 } G = mg \quad (\text{N})$$

当汽车行驶于平曲线内侧时,取 X 轴方向作用于车体上的实际横向力为 x ,则有:

$$x = P \cos \alpha - G \sin \alpha = (m v^2 / R) \cos \alpha - mg \sin \alpha \quad (\text{N})$$

在道路设计中， α 角实际上很小，可取 $\cos\alpha \approx 1.0$ ， $\sin\alpha \approx \tan\alpha = i$ ，则得：

$$x = \frac{mv^2}{R} - mgi_1 \quad (\text{N})$$

为了分析方便，常令 $\mu = \frac{x}{v^2}$ ，即单位车重所承受的实际横向力，亦称为横向力系数，则： $\mu = \frac{v^2}{gR} - i_1$ (5.1)

$$\text{于是得: } R = \frac{v^2}{g(\mu + i_1)} \quad (\text{m}) \quad (5.2)$$

当车速 $v(m/s)$ 换算为 $v(km/h)$ ，路面横坡 i_1 用超高横坡 i_B 表示时，便可写成式 (5.3)：

$$R = \frac{V^2}{127(\mu + i_B)} \quad (\text{m}) \quad (5.3)$$

式 (5.3) 便是道路平曲线上确定曲线半径的公式。按上述原理不难推出车辆行驶于曲线外侧 (图 5.1) 时， $R = \frac{V^2}{127(\mu - i_B)}$ (m)。由此可见，道路平曲线上

的曲线半径公式应表达为：

$$R = \frac{V^2}{127(\mu \pm i_B)} \quad (\text{m}) \quad (5.4)$$

显然，曲线半径 R 与横向力系数 μ 密切相关。 μ 的合理取值依赖于以下几个方面：

(1) 行车的横向倾覆稳定性

设图 5.1 中汽车重心高为 $h(m)$ ，车轴上的轮距为 b (m)，重心在 $b/2$ 处。当汽车出现横向倾覆危险的一瞬间，其横向力产生的倾覆力矩 μh 与汽车自重所具有的稳定力矩 $b/2$ 可近似地呈下列关系：

$$\mu h \geq \frac{b}{2}$$

即 $\mu \geq \frac{b}{2h}$ (5.5)

现代汽车设计中一般 $b \approx 2h$ ，因此，在倾覆危险状态时：

$$\mu \geq 1.0$$

道路设计中所使用的横向力系数值都远远小于 1.0，因此，平曲线上汽车的倾覆稳定性是得以充分保证的。

(2) 行车的滑动稳定性

设 φ_2 是车轮与该处路面之间的横向摩擦系数，则汽车与路面之间的横向抗滑力 F 可近似表达为：

$$F = \varphi_2 G = \varphi_2 mg (N) \quad (5.6)$$

导致汽车横向侧滑的力实际上是横向力 x 或 μ ，阻止汽车侧滑的力是汽车横向抗滑力 F 或 φ_2 。在汽车出现横向侧滑的瞬间，将存在：

$$x \geq F \text{ 或 } \mu \geq \varphi_2$$

如果要防止汽车发生横向侧滑，必须保证：

$$\mu \leq \varphi_2 \quad (5.7)$$

$$\text{或: } R \geq \frac{v^2}{g(\varphi_2 \pm i_B)} = \frac{v^2}{127(\varphi_2 \pm i_B)} \quad (5.8)$$

由式 5.7 和式 5.8 两式可以看出，车辆在平曲线上安全行驶，即车—路耦合正常，不仅仅和车速有关，还和道路的超高横坡度、道路平曲线半径以及车轮与路面的横向附着系数息息相关。据此，车辆在纵曲线或制动等情况下行驶时，车—路耦合正常的相关因素也可以分析，在此不再一一详述。

5.2 车—路耦合模型

车辆在道路上安全行驶，与路面发生直接作用力的是轮胎。因此，要车—路耦合完好，还需研究轮胎与路面的力学特性。

5.2.1 轮胎模型化

为了分析轮胎的力学特性，一般都把轮胎模型化。国外很多学者在建立轮胎模型方面做了很多研究工作，其中比较知名的是用于理论解析轮胎侧偏特性的 Fiala 弹性圆环模型，如图 5.2 所示。绕刚性圆板 r 的圆环状梁 B 由弹簧 C 支承，在圆环状梁的外侧有弹性体 T 。刚性圆板 D 相当于实际的车轮轮辋部分。弹簧 C 相当于轮胎的胎体部分，所产生的力与梁的径向和侧向（ y 方向）位移成比例。圆环

状梁 B 在子午线轮胎相当于带束部分，在斜交轮胎相当于缓冲层或胎体的冠部。弹性体 T 相当于胎面橡胶部。

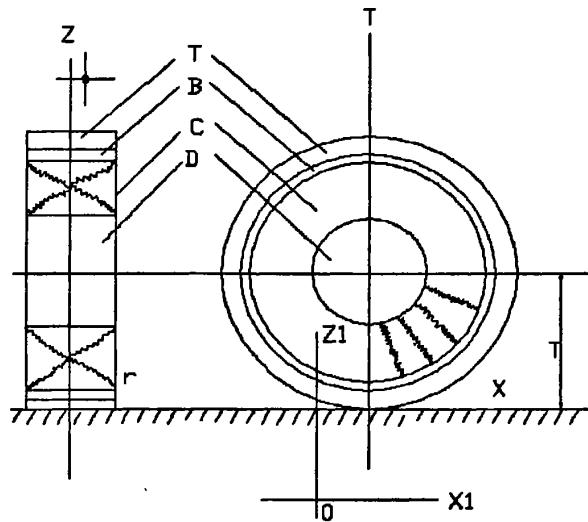


图 5.2 Fiala 模型化轮胎

Fiala 的轮胎模型把带束或缓冲层简化为一段在弹性基础上受有集中载荷(侧向力)的梁，如图 5.3 所示。

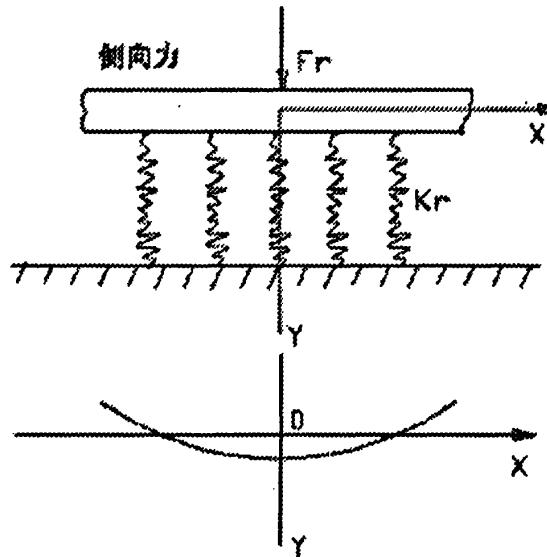


图 5.3 在弹性基础上受集中载荷的梁

与 Fiala 的轮胎模型不同，Frank 建议把轮胎简化为弹性支承上的无限长梁的一部分，并且考虑到轮胎变形时受拉以及受分布载荷作用而弯曲等特点。另外，Pacejka 将轮胎的变形考虑为张紧的弦。提出所谓“弦模型”。但这些都过于复杂，很难在实际中应用。

轮胎动力学模型有点接触模型、刚性辊子包容轮胎模型、固定印迹面接触模型、粘弹性模型、变接地印迹面接触模型、薄壳模型、弹性胎体弹性胎面刷子轮胎模型、轮胎的稳态与非稳态侧偏模型、模态参数模型和有限元模型 10 种类型。

轮胎的模型化，给轮胎的数字化建模提供了有力工具。

5.2.2 ADAMS 轮胎模型

ADAMS 提供了 5 种轮胎模型：Delft 轮胎模型、Fiala 轮胎模型、Smithers 轮胎模型、UA 轮胎模型和 User Defined(用户自定义)轮胎模型，其中 Fiala 轮胎模型、UA 轮胎模型和 User Defined(用户自定义)轮胎模型为解析模型，Delft 轮胎模型、Smithers 轮胎模型为试验模型。

Fiala 模型是 Fiala 在 1951 年由简化的轮胎理论模型导出的无量纲解析式。这种模型比较简单，在不把内倾角作为主要因素并且把纵向滑移和横向滑移分开对待的情况下，对于简单的操纵性分析可以得到合理的结果。UA 轮胎模型是在 1988 年由美国 Arizona 大学的 Nikravesh 和 Gim 等人研制开发的一种更精确的轮胎模型，它使用摩擦圆概念计算由侧偏角、滑移率、外倾角及垂直方向变形等综合影响下的力和力矩，在计算中，该模型考虑了纵向和横向综合滑移的情况。解析轮胎模型的轮胎特性文件需要 11 个参数，它们是模型类型、自由半径、胎冠半径、径向刚度、纵向滑移刚度、侧偏刚度、外倾刚度、滚动阻力矩系数、径向相对阻尼系数、静摩擦系数和动摩擦系数。

Delft 轮胎模型是利用 TiemOrbit 标准规范来建立的，它的轮胎特性文件分为 11 个块，每一个块确定轮胎的一种特征属性。这 11 个块是：单位、模型类型、尺寸、垂直向属性、纵向滑移率范围、滑移角范围、垂直力范围、比例系数、纵向力系数、横向力系数和回正力矩系数。

Smithers 轮胎模型使用 Smithers 科研服务公司提供的试验数据和相应技术计算侧向力和回正力矩，轮胎的其他所有力和力矩由 Fiala 解析模型算出。这种轮胎模型的计算精度较高，但是必须有 Smithers 公司提供的轮胎试验数据。Smithers 轮胎模型的轮胎特性文件中包括模型类型、角度单位选择、坐标系、单位选择、滑移角范围、内倾角范围、法向力最大值、自由半径、胎冠半径、纵向滑移刚度、静摩擦系数、动摩擦系数、垂直力、径向刚度、滚动阻力矩系数、径向相对阻尼系数和回正力矩。

轮胎直接影响汽车的行驶性能，它的选择应依据车型、使用条件、轮胎的静负荷、轮胎的额定负荷以及汽车的行驶速度。除此之外，还须考虑与动力传动系参数的匹配以及对整车尺寸参数（例如汽车的最小离地间隙、总高等）的影响。

为了提高汽车的动力因数、降低汽车及质心的高度、减小非簧载质量, 对公路用车在其轮胎负荷系数以及汽车离地间隙允许的范围内应尽量选取尺寸较小的轮胎。采用高强度尼龙帘布轮胎可使轮胎的额定负荷大大提高, 从而使轮胎直径尺寸也大为缩小。例如装载量 4t 的载货汽车在 20 世纪 50 年代多用的 9.00-20 轮胎早已经被 8.25-20, 7.50-20 甚至 8.25-16 等更小的轮胎所取代。越野汽车为了提高在松软地面上的通过能力常采用胎面较宽、直径较大、具有越野花纹的超低压轮胎。山区使用的汽车制动频繁, 制动鼓与轮毂之间的间隙应大些, 以便散热, 故应采用轮毂尺寸较大的轮胎。轿车都采用直径较小、断面形状扁平的宽轮毂低压轮胎, 以便降低质心高度, 改善行驶平顺性、横向稳定性、轮胎的附着性能并保证有足够的承载能力。

表 5.1 为 ADAMS 软件中五种轮胎模型的轮胎特性模型所需的输入参数和每种轮胎的应用范围。

表 5.1 ADAMS 轮胎类型概述

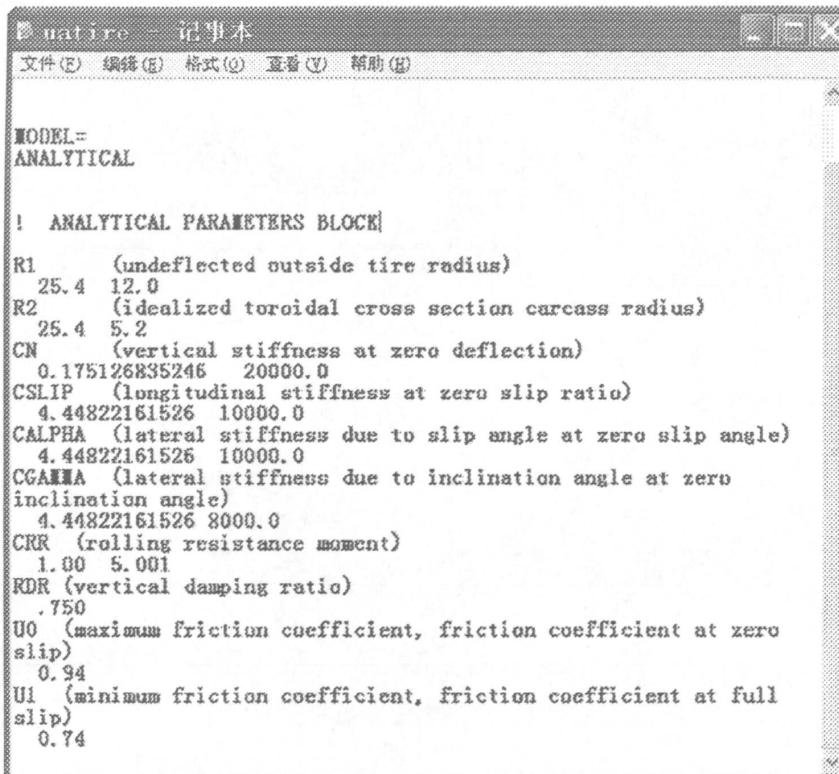
轮胎类型	所需参数	应用
Fiala	基本轮胎特性	操纵性分析/纯滑移
UA	基本轮胎特性	操纵性分析/复合滑移
Smithers	由轮胎试验获得的参数	操纵性分析/纯滑移
Delft	轮胎试验获得的参数	操纵性分析/复合滑移
用户自定义	用户设定	用户确定

以 UA 轮胎模型为例, 其模型所需的轮胎特性参数见表 5.2 (满载工况, 胎压 250kPa, 载质量 450kg)。

表 5.2 UA 轮胎模型 (P215/80R16 子午线轮胎) 特性参数表

模型类型	自由半径	胎冠半径	径向刚度
Analytical	375	107.5	261.3
纵向滑移刚度	侧偏刚度	外倾刚度	滚动阻力系数
30000	46000	4000	0.015
径向相对阻尼系数	静摩擦系数	动摩擦系数	—
0.75	0.94	0.74	—

根据轮胎的特性参数, 可以编制 ADAMS 中的轮胎特性文件, 如图 5.4 所示:



```

MODEL=ANALYTICAL

! ANALYTICAL PARAMETERS BLOCK

R1 (undeflected outside tire radius)
25.4 12.0
R2 (idealized toroidal cross section carcass radius)
25.4 5.2
CN (vertical stiffness at zero deflection)
0.175126835246 20000.0
CSLIP (longitudinal stiffness at zero slip ratio)
4.44822161526 10000.0
CALPHA (lateral stiffness due to slip angle at zero slip angle)
4.44822161526 10000.0
CGAMMA (lateral stiffness due to inclination angle at zero
inclination angle)
4.44822161526 8000.0
CRR (rolling resistance moment)
1.00 5.001
RDR (vertical damping ratio)
.750
U0 (maximum friction coefficient, friction coefficient at zero
slip)
0.94
U1 (minimum friction coefficient, friction coefficient at full
slip)
0.74

```

图 5.4 UA 模型的特性文件

》 ANALYTICAL指轮胎的类型

》 R1为轮胎的自由半径, 它的值为其下面两项参数的乘积

 R2为轮胎的胎冠半径, 它的值为其下面两项参数的乘积

》 CN为轮胎在变形量为0时的径向刚度, 它的值为其下面两项参数的乘积

》 CSLIP为轮胎在滑移量为0时的纵向滑移刚度, 它的值为其下面两项参数的乘积

》 CALPHA轮胎的侧偏刚度, 它的值为其下面两项参数的乘积

》 CGAMMA轮胎的外侧刚度, 它的值为其下面两项参数的乘积

》 CRR轮胎的滚动阻力矩系数, 其单位为长度单位, 它的值等于轮胎滚动阻力系数与轮胎的自由半径的乘积

》 RDR轮胎的径向相对阻尼系数

》 U0轮胎的静摩擦系数

》 U1 轮胎的动摩擦系数

 轮胎特性文件编制完成后, 输入视景生成的对话框, 添加其它相关参数, 就可在 ADAMS 中生成轮胎模型, 如图 5.5 所示:

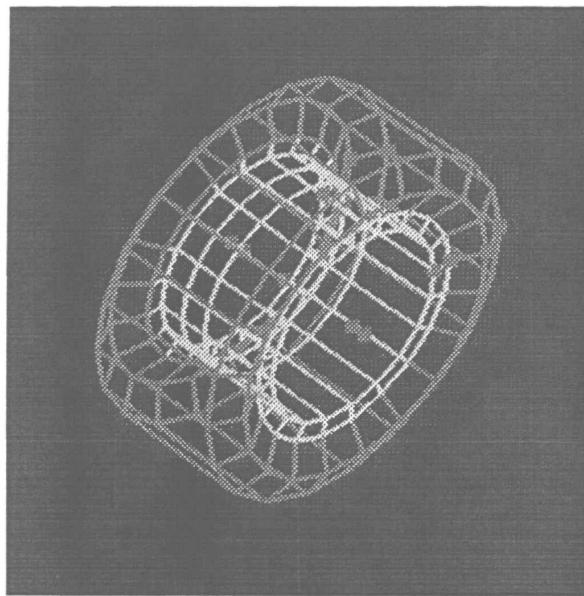


图 5.5 轮胎模型

车辆在道路上行驶，与路面直接接触的是轮胎，显然有必要分析轮胎与路面的相互作用。这里以积水路面为例来分析车一路耦合情况。车辆行走在积水路面上，有时即使加大马力，车辆也不能向前行走，这就是发生了滑水现象。首先研究一下滑水现象的机理。

当汽车在水膜覆盖的路面上高速行驶时，由于流体的压力使轮胎上浮的现象称为“滑水现象”(Hydroplaning)。如果滑水现象一旦发生，轮胎就非常容易打滑，因此是很危险的。

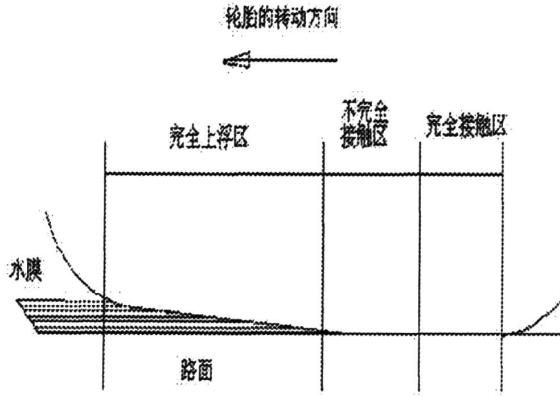


图 5.6 发生部分滑水现象的状态

图 5.6 表示发生部分滑水现象的状态，这里存在三个区域。第一个区域在接触前部为完全上浮区，在此区域内水的流体压力足以把胎面举起，并使之与路面完全脱离。第二个区域表示水大量流散，但仍然留有一层水膜为完全接触区，胎

面与路面部分地隔开。第三个区域在接触后部，为胎面与路面完全接触的区域。当然，随着速度变化，上述三个区域的相互关系也会发生变化。例如，提高速度，第一、二区域就会沿接触长度扩展，直到胎面与路面彻底分离，这时就发生完全的“滑水现象”。

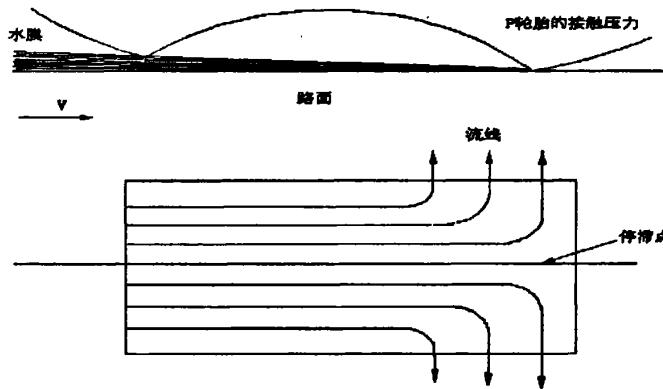


图 5.7 即将发生完全滑水现象的状态

图 5.7 表示在即将发生完全滑水现象之前，后端部尚接触路面时的状态。如果从固定于轮胎轴的坐标来看，路面和水膜以高速 V 向右方向前进。而且水膜变成楔子状，进入胎面内。设胎面为平板状，并且倾角非常小，那么从前方进入的水被路面和胎面的后端拦住。这时水的流线，如图 5.7 中的下图所示，从胎面的两侧流出。在停滞点，水的动压 P_w ，根据伯努利定理为

$$P_w = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (5.9)$$

式中 ρ —水的密度； V —速度

轮胎胎面的接地压力在中心部为最高，设此压力为 P_b 而且等于内压力 P 的 1.55 倍，即

$$P_b = 1.55P \quad (5.10)$$

若流体压力比上式中心部的接地压力还要高；那么轮胎就会完全浮起来，所以发生完全滑水现象的速度为

$$\frac{1}{2} \rho V^2 \geq 1.55P \quad (5.11)$$

从上式可得

$$V \geq 630\sqrt{P} \quad (5.12)$$

式中 V —速度， km/h ； P —轮胎内气压， kPa 。

由上式可知，发生滑水现象的最低速度 $V_m = 630\sqrt{P}$ 。

这样，轮胎的接地压力越低越容易发生滑水现象。此外，根据轮胎的接地压力分布，若在中心部的压力并不高，由于水的楔子状进入，也容易发生局部的滑水现象。然而，当胎面两侧分布的接地压力非常高时，虽然部分的滑水现象容易发生，可是要发生完全的滑水现象却不容易。

影响滑水现象发生速度的主要因素有：水膜厚度、路面的凹凸、胎面沟深、轮胎内压力、接地压力分布和胎面花纹等，不论其中那一项都是重要的。另外，在理论上，水的惯性和粘性这两项也是重要的。通过大量的试验研究，胎面花纹对滑水现象发生影响较大。主要原因是，轮胎在湿路面上行驶时，轮胎与路面之间的水通过胎面的接地压力沿胎面花纹沟向侧方和后方排出，如果轮胎与路面之间的水超过了这一排水能力，楔形水膜就会逐渐浸入轮胎与路面之间，车辆就发生了滑水现象。

在前面的工作基础上，最终生成如图 5.8，5.9 所示的车辆在实测数据生成的道路模型基础上建立的车—路耦合模型不同视角的视图。

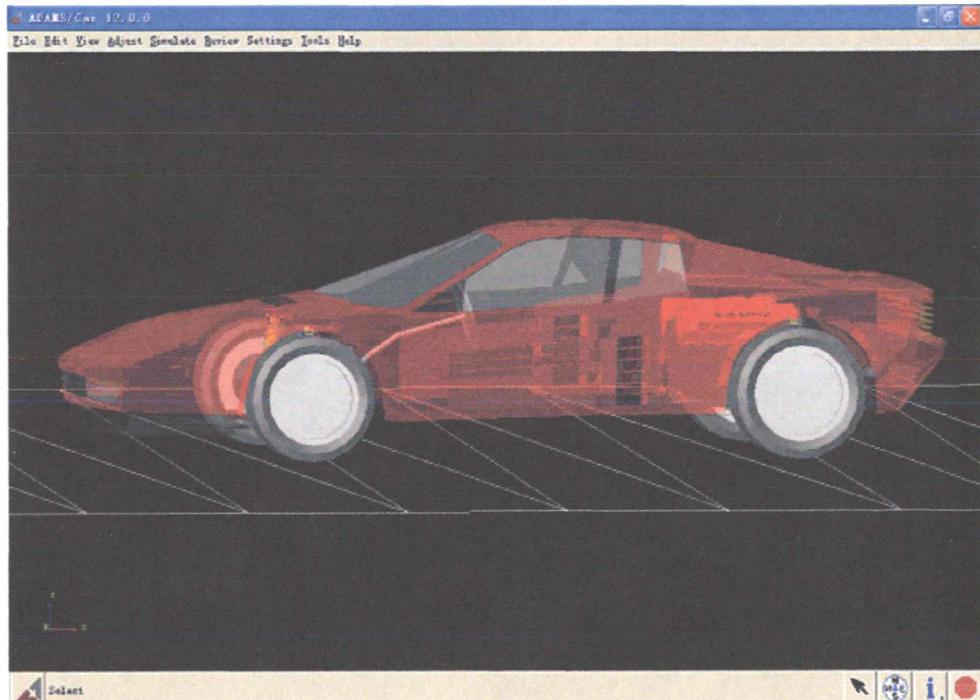


图 5.8 车—路耦合模型视景（一）

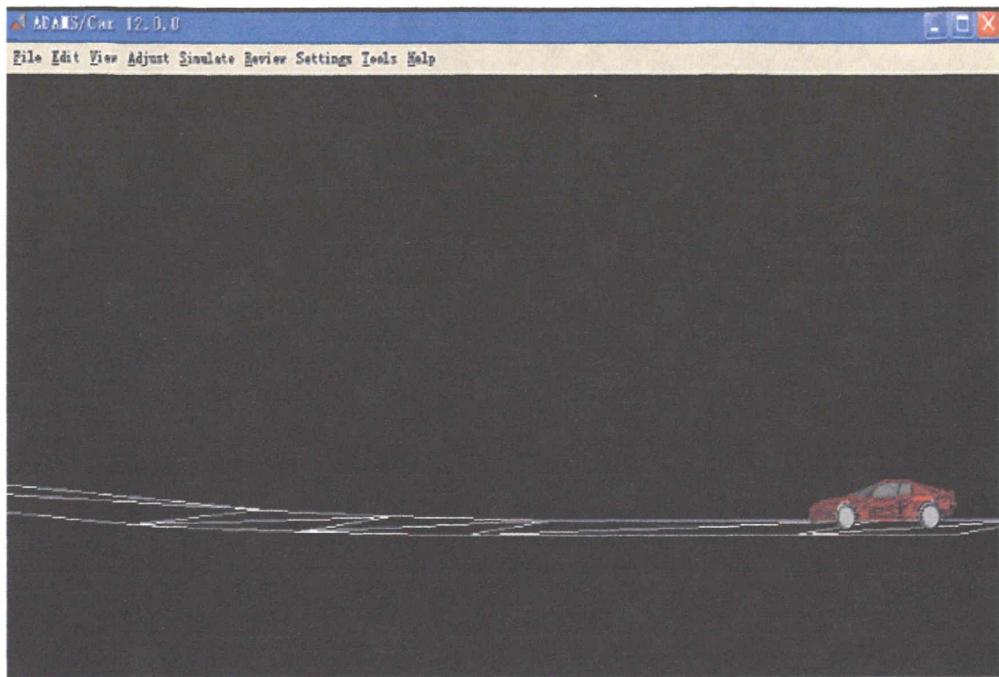


图 5.9 车—路耦合视景 (二)

第六章 道路事故多发路段仿真与识别

6.1 道路事故多发路段仿真系统

前面几章详细地阐述了道路模型、车辆模型、车—路耦合模型的创建，至此本文已建立了符合本次研究要求的道路事故多发路段仿真系统。下面将本文建立的道路事故多发路段仿真系统作一下总结。

（1）道路模型

该仿真系统中，道路模型主要是由构成道路基本形状的三维坐标点来描述，没有考虑道路中平面交叉口、立体交叉口、桥梁、隧道、路肩等结构。因而后面的仿真试验中就没能够研究多车模型中跟车、会车和超车等情况道路对行车安全的影响问题。另外本文的道路模型没有考虑颜色、纹理、材质等外观属性，也没有涉及道路周边环境，例如房屋，广告，灯光等对驾驶员视觉造成影响引起行车安全的问题。道路模型中，我们创建了四川省射洪—太英路段模型，该路段的一些相关信息如表 6.1 所示：

表 6.1 (a) 道路基本信息

道路名称	四川省射洪—太英
道路等级	2 级
设计交通量	4000 辆/日
设计车速	40km/h
道路地形	丘陵
道路里程	约 19 公里

表 6.1 (b) 平面数据

项目	指标	单位
路线总长	18.786533	公里
直线最大长度	405.048282	米
直线最小长度	60.001705	米
缓和曲线最大长度	55.000000	米
缓和曲线最小长度	25.000000	米
平面线最大长度	191.827526	米
平面线最小长度	54.292464	米
平面线占路线总长	60.685565	%

平面线最大半径	1600.00	米
平面线最小半径	30.000000	米
平面线最大偏角	152	度
平面线最小偏角	4	度

表 6.1 (c) 纵断面数据

序号	项目	指标	单位	备注
1	变坡点数	57	个	不含起终点
2	纵断面总长	18.792	KM	
3	平均每公里变坡点数	3.033	个/KM	
4	竖曲线总长	3.856	KM	
5	竖曲线占纵断面比例	20.522	%	
6	最小坡度	0.306	%	1个
7	最大坡度	8.000	%	4个
8	最小坡长	105.000	米	1个
9	最大坡长	779.760	米	1个
10	直线最小长度	42.547	米	1个
11	直线最大长度	714.404	米	1个
12	凸曲线最小半径	200.000	米	1个
13	凸曲线最大半径	15000.000	米	2个
14	凹曲线最小半径	1200.000	米	31个
15	凹曲线最大半径	10000.000	米	31个

(2) 车辆模型

车辆模型中，也作了相关的简化，本文主要研究道路的安全性，所以对车辆模型的精度要求并不那么严紧，只要求满足本文研究需求即可。例如：从实际结构来讲，车身是柔性体。但是在要做的分析中，车身的结构特征对分析结果的影响微乎其微，为了便于分析，在建模时把车身简化为一刚体，修改其质量参数为簧载质量，转动惯量可由试验测得，也可根据经验公式 $I_z = M \cdot a \cdot b$ (I_z 为绕z轴转动惯量， M 为整车质量， a 、 b 分别为质心距前后轴中心线的距离) 估算，在悬架等其他部件与车身连接时，只要位置和连接方式正确，这种简化是合理可行的。

在车辆模型研究中，创建了一C型轿车模型，该车前后悬架均为双横臂悬架，转向系统为齿轮齿条式转向器，其它的相关信息如下表6.2所示。

表 6.2 车辆参数

汽车质量 M (kg)	1686
质心高度 h (mm)	917
汽车轴距 L (mm)	2430
汽车轮距 B_t (mm)	1300
整车质心到前轴距离 a (mm)	1401.8
迎风面积 A_d (m ²)	2.47
整车 z 轴转动惯量 I_z (kg/m ²)	1600
车轮型号及类型	P215/80R16
轮胎半径 R_c (mm)	375
车轮绕轴转动惯量 I_w (kg/m ²)	0.35
车轮侧偏刚度 k_α (N/rad)	Front: -32000 Rear: -45000
悬架质量 M_B (kg)	Front: 641.7 Rear: 884.3
前、后悬架侧倾角刚度 C_{sf} 、 C_{fr}	Front: 610 N.m/ ⁰ Rear: 387
悬架质心距前、后轴距离 a' 、 b'	Front: 1215 mm Rear: 1215
前、后非悬架质量 M_{uf} 、 M_{ur} (kg)	Front: 51 Rear: 109
前、后非悬架质心高度 h_{uf} 、 h_{ur}	Front: 295 Rear: 295
制动器类型	前盘后鼓

(3) 车一路耦合模型

车一路耦合模型中，我们主要考虑车轮与地面之间的相互关系，为简化研究的难度且抓住问题本质，本文暂不考虑车辆行驶时脱离路面跳动的情况，也就是说如果车辆不发生事故（侧翻、驶出车道）时，假定轮胎和路面之间始终接触正常。

6.2 车辆运行控制原理与方法

事故多发路段仿真系统建立完毕，接下来先阐述一下仿真系统里汽车运行控制的原理与方法。

仿真系统里提供了开环控制、准静态控制和闭环控制三种方式来控制车辆运行，其中开环控制和准静态控制只需在用户界面上输入需要的参数就行。闭环控制比开环控制和准静态控制复杂，它可以把车辆的位置、速度、加速度等信息反馈给控制器，控制器根据离合、换档、制动、转向、油门这五种控制信号的指令信号和反馈信号的特定参数代码对车辆进行操作。这种控制方式主要是依据控制

时所提供的控制文件。本文的仿真试验绝大部分是用这种控制方式完成的。

对于闭环控制，仿真系统里除提供了双移线仿真试验和不足转向特性仿真分析外，设计者还可根据具体的试验要求，设计所需要的驾驶员控制文件(*. dcf)来驱动车辆，就像真正的实车试验一样。在控制文件中可以设定车辆行驶的速度和轨迹，也可以加入驾驶员模型信息，使车辆行驶智能化。图6.1为车辆运行控制流程图。与闭环控制有关的文件有^[34]：

- 1) 驾驶员控制文件(Driver control file ,*. dcf)。驾驶员控制文件描述了准备执行的一系列操作，如转向、制动等。在文件中，可以设定车辆行驶的速度、轨迹、控制方式(表6.3)，以及试验结束的条件(如行驶距离、最大侧向加速度等)等。表6.3中的ADAMS / Driver-Lite与ADAMS / Driver使用相同的控制策略，但ADAMS / Driver-Lite更加灵活，可以根据具体要求创建物理试验过程。而ADAMS / Driver具有学习和适应特定车辆特性(车辆的侧向性能、径向性能、基本性能以及极限性能)的能力，也可把学习到的知识保存供以后使用，具有一定的智能性。
- 2) 驾驶员控制的数据文件(Driver Control Data file , *. dcd)驾驶员控制的数据文件包含Driver control file所需的数据。该文件设定了车辆行驶轨迹的坐标数据。通过文件中的SPEED_CONTROL和STEERING_CONTROL属性来设置控制方式。此文件必须与Driver control file一起使用。
- 3) 驾驶员输入文件(Driver Input File, *. din)。驾驶员输入文件指定了ADAMS / Driver模块所需的各种控制参数的数值，如径向动态特性、侧向动态特性，车辆结构特性以及学习文件的控制参数等，用来指导整车分析模型数据集文件(ADAMS dataset file *. adm)为汽车的模型数据集文件，包含车辆结构信息、分析请求、输出结果设置等信息；命令文件(ADAMS command file *. acf)是执行不同分析的命令集ADAMS / Car求解器根据用户的输入及控制文件进行闭环分析，通过不断反馈调整，达到设计要求。在输出文件中，包含了图形文件和数据文件，用于仿真分析、曲线作图、动画制作等。

表6.3 闭环分析时的控制设置

控制方式	算法模型	主要参考文件
机器控制 (Machine_Control)	缺省驾驶员模型 (ADAMS/Driver-Lite)	(*. dcd) 文件，包含了车辆控制方式以及行驶轨迹
驾驶员控制 (Human_Control)	驾驶员模型 (ADAMS/Driver)	(*. dri) 文件，包含径向、侧向、制动、转向等控制参数

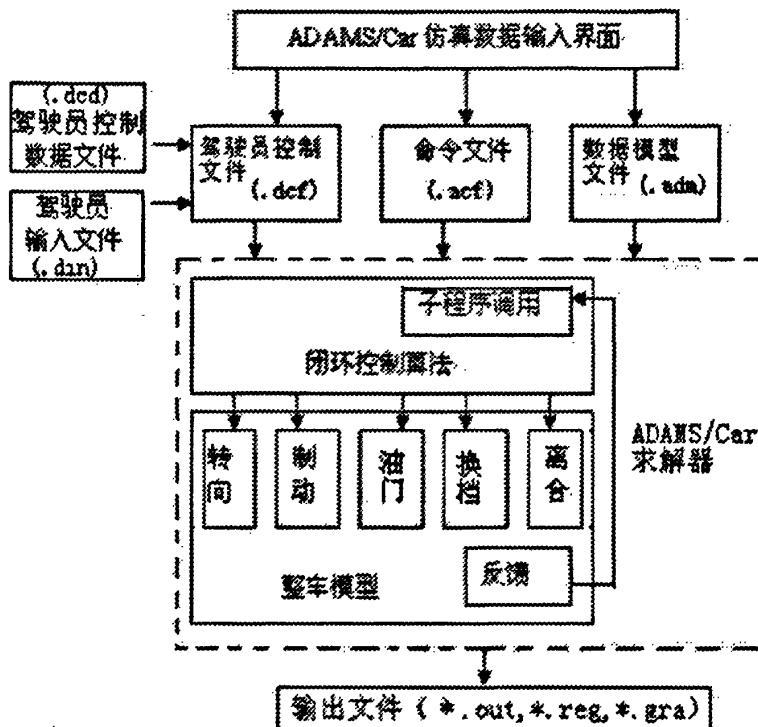


图 6.1 ADAMS/Car 车辆运行控制流程图

仿真过程中子程序的调用和闭环控制算法的计算运行都由 ADAMS/Car 求解器自行处理，主要工作是根据实际实验的需要来编辑驾驶员控制文件（.dcf）和驾驶员控制数据文件（.dcd）来控制车辆的运行。

创建驾驶员控制文件（.dcf）和驾驶员控制数据文件（.dcd）都是在记事本里进行的。当然通常都是从adams/car里的共享数据库中烤备一个已创建好的文件，再根据自己的需要做一些必要的修改。下面是驾驶员控制文件（.dcf）的创建。

驾驶员控制文件（.dcf）的数据内容主要包括标题、单位、试验、小型操纵器四大块：

标题—定义文件格式为.dcf文件和文件版本信息。这个块不需要太多改动，只要确保你创建的.dcf文件版本和使用的软件adams/car版本一致就行。

单位—设置驾驶员控制文件里参数的单位。文件里的数据单位可以使用和仿真模型不一样的单位。

试验—定义仿真运行的初始工况和拟进行的完整试验的小型操纵器数据。

小型操纵器—控制车辆的转向、油门、制动、换档、离合动作。

下面是一驾驶员控制文件（.dcf）的典型例子：

```
$-----MDI_HEADER
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE      = 'dcf'
FILE_VERSION   = 1.0
FILE_FORMAT    = 'ASCII'
(COMMENTS)
{comment_string}
'DCF file for a constant radius cornering simulation'
$-----UNITS
[UNITS]
LENGTH        = 'meters'
FORCE         = 'newton'
ANGLE          = 'deg'
MASS          = 'kg'
TIME           = 'sec'
$-----EXPERIMENT
[EXPERIMENT]
EXPERIMENT_NAME = 'Constant Radius Cornering'
STATIC_SETUP    = 'STRAIGHT'
INITIAL_SPEED   = 16.666
INITIAL_GEAR    = 3
{mini_manuever  pri_end      pri_value    abort_time  step_size}
'STEADY_STATE'  'VELOCITY'   27.777       18.800      0.05
$-----STEADY_STATE
[STEADY_STATE]
(STEERING)
ACTUATOR_TYPE   = 'ROTATION'
METHOD          = 'MACHINE'
(THROTTLE)
METHOD          = 'MACHINE'
(BRAKING)
METHOD          = 'MACHINE'
(GEAR)
METHOD          = 'OPEN'
```

```
MODE          =  'ABSOLUTE'  
CONTROL_TYPE =  'CONSTANT'  
CONTROL_VALUE =  3  
  
(CLUTCH)  
METHOD        =  'OPEN'  
MODE          =  'ABSOLUTE'  
CONTROL_TYPE =  'CONSTANT'  
CONTROL_VALUE =  0  
  
(MACHINE_CONTROL)  
STEERING_CONTROL =  'SKIDPAD'  
RADIUS        =  80.0  
TURN_ENTRY_DISTANCE =  30.0  
TURN_DIRECTION =  'LEFT'  
SPEED_CONTROL =  'VEL_POLYNOMIAL'  
VELOCITY      =  16.666  
ACCELERATION  =  0.855  
JERK          =  0.0  
START_TIME    =  3.800
```

例中, INITIAL_SPEED和INITIAL_GEAR分别指的是车辆运行时速度初始值为16.666 m/s和档位初始为3档, 小型操纵器中指明试验结束时间为18.8s, 仿真步长为0.05s, 结束时速度为27.777m/s。

6.3 仿真试验的操作步骤

(1) 进行仿真试验时, 在主界面上选择File|Open|Assembly导入将要进行仿真试验的车辆模型。完成之后, 就能够看到主界面上出现想要的车辆的三维实体图。如图6.2所示。

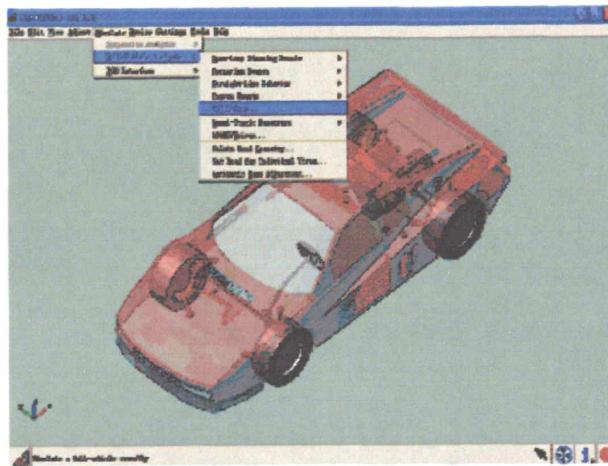


图6.2

(2) 选择Simulate | Full-Vehicle Analysis | DCF Driven, 弹出DCF Driven分析参数输入界面, 如图6.3所示。

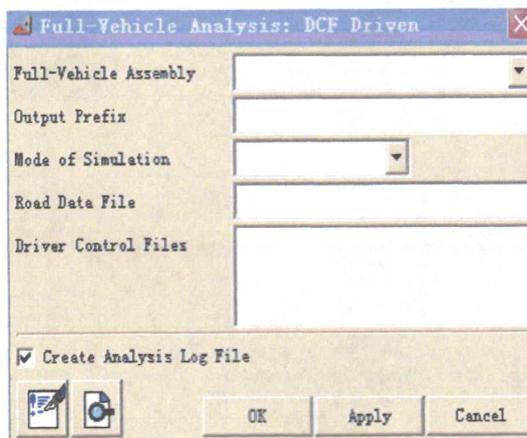


图 6.3

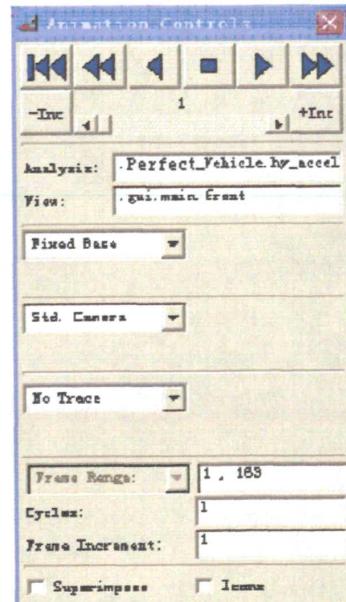


图 6.4

图6.3中有关参数的填写在此作一点说明, full-vehicle assembly右边这一栏很显然是填写仿真的车辆名称, 当然通常这个不需填写, 系统会自动默认先前引入的车辆模型的名称。第二栏填写的是仿真的试验名称的前缀, 这个可以按照用户的意愿随意填写。第三栏是选择仿真的模式, 可供选择的模式有interactive, background, files_only这三种, 在本文中一般选用interactive(交互式)。第四栏就是填写以rdf为后缀的道路数据文件, 关于这个文件已经在第二

章中作了详细介绍。第五栏填写后缀为.dcf的驾驶员控制文件，这一文件在本章第一节中有介绍。数据填写完毕，点击ok，仿真系统自动进行仿真分析。

(3) 选择Review|Animation Controls，弹出如图6.4所示的对话框。进行一些相关数据填写之后，就可以点击播放按钮进行仿真回放。

(4) 选择Review|Postprocessing window来到仿真后处理界面，在这里可以得到仿真试验的速度、加速度、位移等曲线。

6.4 车辆运行仿真实例

在前面一系列准备工作完毕后，尝试用本文建立的事故多发路段仿真系统进行仿真试验。该仿真试验是研究汽车通过弯道时，不同车速对汽车稳定性的影响。

车辆：C型轿车；

道路：为简化试验起见，这里选用二维平坦道路；

转向：恒左转，转向半径：25m；

变速器传动比：III档；

激励方式：相互激励；即考虑道路、驾驶员、汽车三者相互影响。

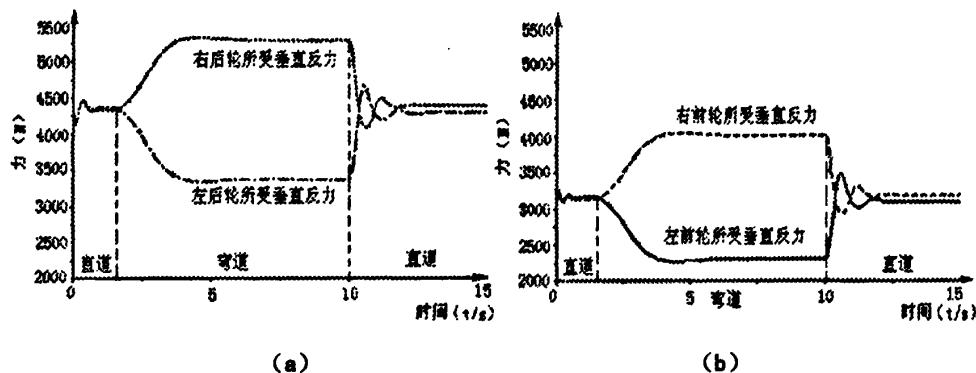
为了能很好地分析出汽车通过同一弯道时的具体情况，在汽车进入弯道前先让汽车在直线上行驶一段距离（20m），通过弯道后撒手，即让方向盘自动回正；同时让汽车以两种不同的车速通过同样的路段。车速分别为：36km/h、72km/h。

需要注意的是Output Step Size的设置。此值如果过大，则不能正确反映汽车的运行过程；如果过小，则会加大计算机的工作量。作者经过反复比较选为0.015。

由汽车动力学的有关理论，可知：车辆通过弯道时，车辆的运行状况可用由汽车的六个方面的参数（纵向、横向、垂直方向、横摆、侧倾、俯仰）来描述。其中横摆和侧倾最能说明车辆运行状态安全与否，它们最终取决于轮胎的受力情况。

(1) 车速为36km/h时车轮受力情况

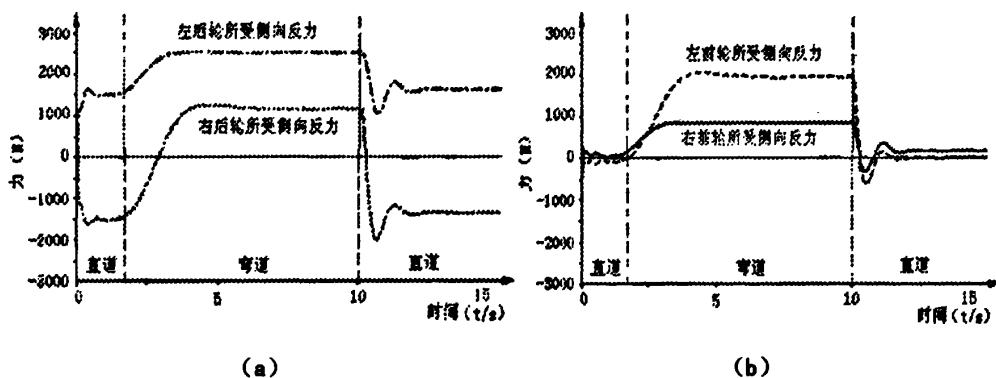
当车辆以36km/h的车速通过该弯道时，轮胎所受垂直反力随时间变化的曲线图，如图6.5所示。

图 6.5 车速 36km/h 时车轮垂直受力情况

由图 6.5 可以看出：

- 汽车由直道行驶转为弯道行驶，再转为直道行驶的整个过程中，汽车前、后左车轮所受的垂直反力先减小后恢复到初始大小，而前、后右车轮所受的垂直反力先增加后恢复到初始大小；
- 汽车在直道行驶时，左、右后车轮所受垂直反力基本相等，如图 6.5 (a) 所示；左、右前车轮所受垂直反力也基本相等，如图 6.5 (b) 所示；
- 汽车进入弯道后，前、后左车轮（弯道内轮）所受垂直反力迅速减小，而前、后右车轮（弯道外轮）所受垂直反力迅速加大；
- 而当汽车通过弯道后，驾驶员撒手让方向盘自动回正时，汽车车轮所受垂直反力很快恢复到先前直道的状态，即左、右后车轮所受垂直反力基本相等，如图 6.5 (a) 所示；左、右前车轮所受垂直反力基本相等，如图 6.5 (b) 所示。

当车辆以 36km/h 的车速通过该弯道时，轮胎所受侧向反力随时间变化的曲线图，如图 6.6 所示。

图 6.6 车速为 36 km/h 时车轮侧向受力情况

由图 6.6 可以看出：

- ◆ 汽车由直道行驶转为弯道行驶，再转为直道行驶的整个过程中，汽车四车轮所受侧向反力都是先上升再回到初始直道状态的大小；
- ◆ 汽车在直道行驶时，左、右后轮所受侧向反力大小相等，方向相反，两力抵消，如图 6.6 (a) 所示；对于左、右前轮所受侧向反力也存在相同的情况，只不过此时这两轮所受的侧向反力很小接近于零，如图 6.6 (b) 所示；
- ◆ 汽车进入弯道后，左、右后轮所受侧向反力不再相等、而方向相同，如图 6.6 (a) 所示；对于左、右前轮存在同样的情况，如图 6.6 (b) 所示；
- ◆ 当汽车通过弯道后，驾驶员撒手让方向盘自动回正时，汽车四车轮所受侧向反力很快恢复到先前直道的状态，即左、右后轮所受侧向反力基本相等，如图 6.6 (a) 所示；左、右前轮所受侧向反力基本相等接近于零，如图 6.6 (b) 所示。

汽车直线行驶时没有离心力的作用，两前轮所受垂直反力基本相等，方向相反。汽车进入弯道后，由于离心力的作用，有使汽车绕两外轮（右前轮、右后轮）触地点连线侧翻的趋势，为了平衡这种趋势和离心力，汽车两内轮（左前轮、左后轮）所受垂直反力必然减小，同时所受侧向反力方向相同。通过弯道后驾驶员撒手让方向盘自动回正，汽车不再受离心力作用，回到直线行驶状态，车轮所受垂直反力和侧向反力也就恢复到先前直道上的大小。这与汽车动力学相关理论完全相符。

(2) 车速为 72km/h 时车轮受力情况

当车辆以 72km/h 的车速通过该弯道时，轮胎所受垂直反力和侧向反力随时间变化的曲线图，如图 6.7、6.8 所示。

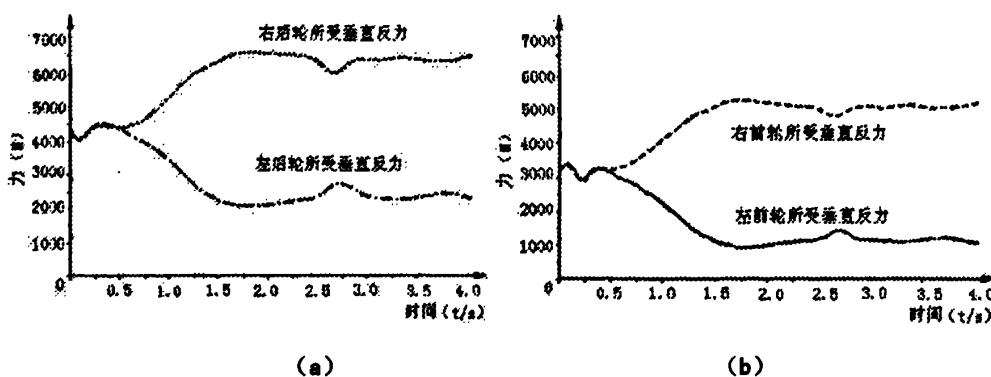


图6.7 车速为72km/h时车轮垂直受力情况

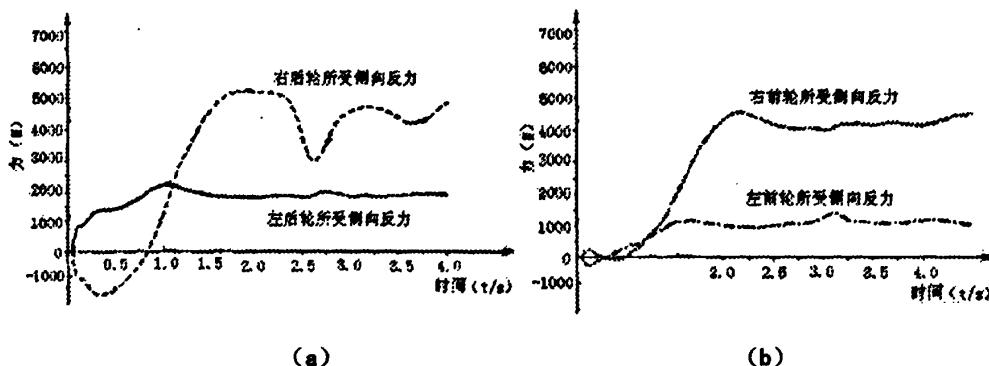


图6.8 车速为72km/h时车轮侧向受力情况

由图 6.7 和 6.8, 可以看出:

- 汽车运行的整个过程中, 四轮所受垂直反力都无法达到稳定状态, 如图 6.7 所示; 只有左后轮侧向反力能够达到稳定状态, 其它三轮所受侧向反力也无法达到稳定状态, 如图 6.8 所示;
- 汽车左前轮所受地面垂直反力及侧身反力已经很小, 如图 6.7(b) 所示, 这说明已经处于危险状态;
- 右后轮所受地面侧向反力变化非常大, 如图 6.8 (a) 所示, 这说明汽车右后轮的运行很不稳定;
- 汽车通过弯道驾驶员撒手让后, 四车轮所受垂直反力和侧向反力都无法恢复道先前直道上的状态, 这说明方向盘已经不能够自动回正。

由上面的分析可以看出: 汽车以 72km/h 的速度通过该弯道时, 汽车的运行状况非常不稳定。

由上面所做的工作可以看出: 利用本文建立的道路事故多发路段仿真系统可以快速地动态仿真出汽车以不同速度安全通过确定路段的速度范围。从上面的分析可知汽车速度较高时已不能安全通过 25m 半径的弯道, 作者经过反复动态仿真, 发现在车速不超过 62km/h 时, 均能安全通过该弯道, 且在弯道后撒手, 汽车转向系统能自动回正。上述仿真结果与汽车理论知识完全吻合, 由此可见, 利用此仿真系统来进行道路事故多发路段的仿真研究具有较高的可行性。

6.5 道路事故多发路段识别方法与准则

在本论文绪论里, 总结归纳了道路事故多发路段传统识别方法。传统识别方法总的来说都是基于历史交通事故数据的基础, 它与本文的研究方法是截然不同的。在本文中用仿真实验来预测事故多发路段, 不存在大量的交通事故数据。因此, 事故多发路段的判定方法也就应该探索新的方法, 这也是本文的创新点之一。

道路的设计是以汽车行驶特性为出发点的。概括地说主要考虑三个方面：一是汽车运动轨迹，二是汽车运动力学，三是符合驾驶人员视觉和心理上的要求。这三个方面紧密联系、层层递进，不断地给公路线形设计提出更高的要求。

汽车行驶特性不论在公路线形的设计，还是在线形指标的合理运用上都发挥着重要的指导作用。具体说来，在公路线形设计中由汽车行驶特性作为设计控制因素大致可按照平、纵、横三方面分别进行阐述^{[36][37]}。

路线的平面设计中，主要考察汽车行驶轨迹。只有当平面线形与这个轨迹相符合或相接近时，才能保证行车的顺适和安全，这一点在高速行驶的条件下尤为重要。由这一点出发，提出了在平曲线设计上采用缓和曲线衔接圆曲线和直线进行曲率的过渡，基本符合了汽车行驶轨迹，实践证明也是很好的线形^{[38][39][40]}。除了考察汽车行驶轨迹，平面线形指标的运用过程中也着重考虑了汽车运动力学和运动视觉、心理上的制约作用，比如公式 $R = V^2 / 127(u + i_b)$ ，就是以汽车行驶横向稳定性出发，求出汽车在计算行车速度下能舒适安全地通过一定转角的圆曲线的合理半径；在诸如直线长度的确定、视距问题、平面线形的组合等等也都是进一步考虑了运动力学和运动心理感受才提出了较为合理的指标运用范围。

路线的纵断面设计中，线形没有平面那么复杂，只由直线和竖曲线构成，但是在确定线形的组合和指标运用上同样是以满足汽车行驶的需要出发。比较显著的就是直线的长度和坡度影响着汽车行驶速度和运输的经济以及行车的安全，它们的一些临界值的确定和必要的限制，是以通行的汽车类型及行驶性能来决定的。在考虑竖曲线的指标运用上则更多地从径向离心力、行车舒适和安全视距的角度出发确定限制因素，显然也是以汽车运动力学和行车心理作为确定依据的。

路线的横断面设计中，包括了行车道、路肩、分隔带、边沟边坡、截水沟、护坡道以及取土坑、弃土堆、环境保护设计等等，高等级公路中的爬坡车道、变速车道以及逃生车道等也是横断面设计的范畴。影响横断面设计的因素也很多：设计交通量、交通组成、计算行车速度、地形条件等；其中直接与行车有关的是各组成部分的宽度和横向坡度，行车道两边的构造物和景观又会间接地影响行车的质量。所以要进行合理的横断面设计，对行车速度、安全、舒适的考虑是必不可少的。

从国内外公路发展的历程来看，公路线形设计首先要以满足汽车行驶条件为最低要求，在此基础上还要进一步满足高速度、安全舒适、运输经济。可是，几乎没有一个设计可以说在线形的选取和指标的运用上是完美无缺的，究其原因，主要是：汽车行驶特性和线形的关系研究不够深入，《规范》中定性的多，定量的少，指标采用有一定盲目性。本文就是在克服上述弊端方面做一定尝试，力图

运用汽车系统动力学的知识研究道路安全问题，为道路事故多发路段的研究提供新的思路。

（1）事故多发路段仿真预测识别方法一

研究道路事故多发路段，从汽车研究的角度，主要是要确定系统输入和输出之间的关系，把由车辆结构及设计参数、驾驶心理等所决定的传递特性，亦称动态特性作为其主攻的研究方向；从道路研究的角度，主要任务是要建立好车辆运用环境的模型，比如路线的几何要素模型、公路三维场景模型等等，并且通过动力学模型计算，从众多的动力学指标当中筛选出能评价公路使用是否安全的部分指标，从而识别道路事故多发路段。在本文中假定用于仿真试验的汽车的各性能完好，主要考查道路（只考虑道路几何线形和附着系数）对于性能完好的汽车造成的不良影响。

直线行驶时，研究汽车行驶阻力、行驶功率及加速、减速和制动过程等。

曲线行驶时，研究汽车在Y方向上的运动（侧偏）和绕铅垂轴Z的转动（横摆）导致行驶方向的偏离，即操稳性问题，从研究线形的角度，关心的不是汽车在曲线运动时，车辆对输入的偏角的响应快慢和准确程度，而是由非车辆本身设计原因所造成的运动轨迹偏离、过大的离心加速度，即横向加速度等指标；在表面不平整的道路上行驶时出现“车辆振动”，汽车会出现沿铅垂轴的跳动、绕横轴的俯仰和绕纵轴的侧倾等运动，但在研究本课题时作者的重点不在这，而把对由于纵、横坡度的变化所导致的四个车轮所在高程的变化，使所传递的垂直荷载发生变化，从而进一步引起的车身各项自由度的运动变化作为研究的重点。

进行道路事故多发路段的判别，一般来说存在主观评价和客观评价两种方式。主观评价就是感觉评价，其方法是让试验评价人员根据试验时自己的感觉来进行评价。本文中进行仿真试验的驾驶员是虚拟的，不存在主观评价，因此，本文只能是采用客观评价的方法。客观评价是通过试验测出表征性能的物理量，在本研究中如汽车横摆角速度、侧向加速度、侧倾角及转向力等来评价道路安全性的方法。

通过仿真试验，可以清楚地了解汽车在道路上在运行状态，并且得到汽车运行状态相关的速度、加速度、位移等曲线特征图。有了汽车运行状态的曲线特征图，就可以分析筛选事故多发路段的评价指标了。

一般来说，决定道路是否为事故多发路段的指标有：汽车制动减速度、制动距离、车速、每个车轮的抱死时间、车身的自转角及侧倾角、侧向滑移、每个车轮的滑移率、车轮转向角、每个车轮的滑移率、转向半径、横向加速度、方向盘转角、横摆角速度、方向盘力及方向盘力矩等，这些指标能够充分反映车辆在运

行的安全状态。当然这些指标都是可选的，这要根据评价者的注意力及侧重点而定。

例如：在经常下雨，容易积水的路段，着重考查侧滑量、侧向发力、车轮的滑移率。

在侧向风很大的路段，着重考查横摆角速度，车轮侧向反力，侧滑量（大量试验结果表明，侧滑量与横摆角速度的最大值几乎呈线性关系，因此，一般以横摆角速度最大值代替侧滑量评价侧风性）。

在弯道上，着重考查制动时的车轮角速度，车轮的抱死时间，横摆角速度，制动距离，制动减速度，车轮垂直反力。

在长下坡路段，着重考查制动时的车轮角速度，车轮的抱死时间，制动距离，车轮垂直反力。

评价指标定下之后，还需要做的一项工作是，赋予这些指标确定的阀值，由于这项工作需要做大量的仿真试验去研究验证，本文在此没有能够给出定量的阀值，还有待于今后的研究。

需要强调的是，上述的一些指标除了可以评价道路的安全性，还可以用来评价道路的舒适性。其实不论是道路的设计者还是车辆的设计者都应把乘坐的舒适性作为衡量自己产品质量的一个重要的标准，乘坐的舒适性一方面取决于道路及路面的特性，一方面取决于车辆的特性。同一指标在衡量安全性和舒适性时的取值范围是不一样的，当然舒适性的标准相对于安全性来说要严格的多，因为安全性是舒适性及其它所有一切的前提，但长时间乘坐的不舒适同样会引发交通事故也是能够被理解的。比如车身的侧倾角 $A > a$ 时可能导致车辆的侧翻或是准侧翻，此时 a 是安全性的阀值，而当 $A > b$ 时会引起乘客严重的不舒适感， b 则是舒适性的阀值，显然 b 是远小于 a 的。

（2）事故多发路段仿真预测识别方法二

从绪言中可以知道事故多发路段的预测识别方法是多种多样的，每一种方法都有利有弊，同样上面提出的方法在某些情况下肯定也存在不足之处。比如说影响指标的选取就带有很强的主观性，它受研究人员的主观意愿支配。因此，下面要得出事故多发路段仿真识别的辅助方法。

通过读取车辆道路仿真时输出的整车动力学响应函数的特征值，与给定的安全阀值进行比较，如果接近或是超过安全阀值说明车辆的运行是不稳定的发生交通事故的几率很大。此模块与上一模块在计算处理上基本是并行的，车辆在某一桩号发生事故用户界面会发出警告并提示仿真是否继续进行。用户界面的主要内

容有，实时输出车辆在每一桩号里程行驶时的状态，比如是否发生侧滑及侧滑的严重程度、能否构成导致交通事故发生的因素或是主要因素，此类信息还有转弯半径的大小，车辆的行驶轨迹是否偏离路面（即驶出路外）等及各自的累计发生次数。在仿真结束后本模块给出各类事件的统计结果，采用多因素成因分析的方法，分析导致事故的因素并乘以相应的权重，权重的取值很重要，采用不同的权重能得出不同的甚至是相反的结论。

需要说明的是，在全线路车辆仿真过程中，车辆的转向、油门、换档、离合、刹车由程度（进程）发出指令进行控制，每一条指令表示驾驶员在获取道路信息后所采取的一次操作，作者认为应该用下式作为衡量道路安全性的主要指标，即该项指标的权重应设为较大的值。

$$\alpha < n/L < \beta \quad (6.1)$$

n ：车辆驶完整条路段（被评价道路）进程发出的指令数

L ：被评价道路的里程数

α ：下限值

β ：上限值

上式的具体含义是，驾驶员操纵车辆在道路上行驶，每公里驾驶员为了控制车辆的轨迹或是规避危险所采取的操作次数应在一个范围以内，超过这个范围说明这条道路是不安全的。 $n/L < \alpha$ 说明道路线形组合过于简单或是道路的直线路段过长，驾驶员因为单调易产生疲劳和注意力不集中，从而造成反映迟缓，一旦发生意外事件或是道路线形突然变换就会措手不及，就容易肇事； $n/L > \alpha$ 说明道路的线形组合复杂、路面条件差、驾驶员在驾驶过程中受到的干扰太多，手忙脚乱也容易发生交通事故。

第七章 道路事故多发路段仿真识别实例

在上一章中，归纳总结了本文建立的事故多发路段仿真系统，通过一个仿真实例验证了该仿真系统基本满足本课题研究的需求。下面就针对此仿真系统来进行弯道仿真试验、积水路段仿真试验、考虑侧向风的仿真试验，并利用上一章所阐述的仿真识别方法来分析判定某路段是否为事故多发路段。

7.1 积水路段仿真试验

汽车行驶时可能遇到两种附着能力很小的危险情况：一是刚开始下雨，路面上只有少量雨水时，雨水与路面上的尘土、油污相混合，形成粘性高的水液，滚动的轮胎无法排挤出胎面与路面间的水液膜；由于水液膜的润滑作用，附着性能将大为降低，平滑的路面有时会同冰雪路面一样滑溜；另外一种情况是高速行驶的汽车经过有积水层的路面，出现了滑水（Hydroplaning）现象。本文把附着能力小的路面统称为积水路段。在积水路段做仿真试验时，通过给路面赋予较小的附着系数来模拟这种路段（没有考虑水层很厚导致水压力把车顶起来的情况）。

仿真试验时，让汽车以 40km/h 的速度通过仿真路段，研究汽车在附着系数不同的路段上行驶的稳定性。

道路模型：选取第三章中所建模型射洪—太英道路的 K3+104.26~K3+376.07（该路段存在一坡度为 3% 的纵坡，且纵坡左侧路面会因天气状况的不同而出现不同的附着能力，右侧路面附着能力不变保持附着系数 $\varphi_2 = 1.0$ ）；

车辆模型：选取第四章所建 C 型车；

车速：40Km/h

当路面左侧附着系数分别为 0.2, 0.7, 1.0 时，汽车的横向滑移量和航向角（汽车纵轴线与原定行驶方向的夹角）特征图如图 7.1、图 7.2 所示：

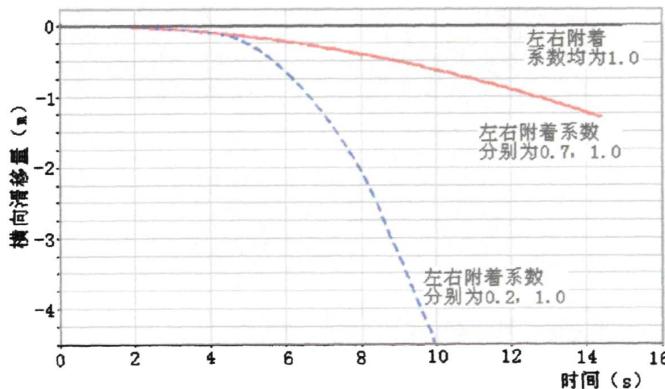


图 7.1 汽车的横向滑移量

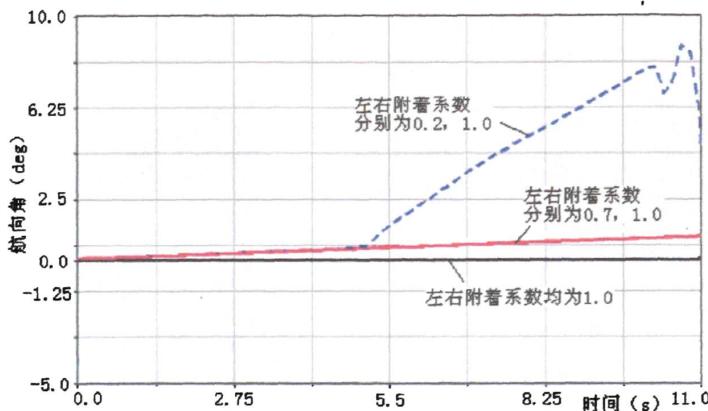


图 7.2 汽车的横向角

由图 7.1 可以看出：随着路面左右附着能力差异的增大，汽车的横向滑移量也增大，其中当路面左侧附着系数为 0.2 时，汽车的横向侧滑量最大，达到 4.5m 左右；由图 7.2 可以看出，路面左侧为 0.2 的曲线（图中以虚线表示的曲线）线形陡峭，说明其横向滑移的速度很快，在仿真现场，可以看到汽车最终从路面侧翻下去。

路面左侧附着系数分别为 0.7, 0.2（路面右侧附着系数不变，为 1.0）时，汽车车轮所受侧向反力特征图如图 7.3 (a)、7.3 (b) 所示：

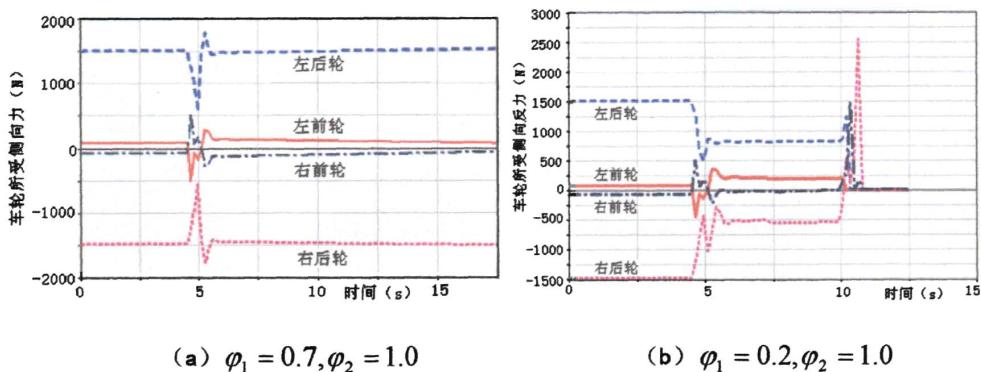
(a) $\varphi_1 = 0.7, \varphi_2 = 1.0$ (b) $\varphi_1 = 0.2, \varphi_2 = 1.0$

图 7.3 左右不同附着系数下汽车车轮所受侧向反力

由图 7.3 (a)、7.3 (b) 可以看出：汽车进入坡道以前 ($t=0.45$ 之前)，汽车车轮所受侧向反力情况相同，即左前轮和右前轮所受侧向反力大小相等接近于零，左后轮和右后轮所受侧向反力大小相等方向相反；汽车车轮所受的侧向反力从汽车进入下坡 ($t=0.45s$) 时开始出现差别，路面左侧附着系数为 0.7 时，下坡后汽车车轮所受的侧向反力经过短暂的波动后趋势仍然保持下坡前的状态，即前轮的左右两轮所受侧向反力几乎大小相等接近于零，后轮的左右两轮所受侧向反力大小几乎相等方向相反，如图 7.3 (a) 所示。而当左侧路面的附着系数为 0.2

时, 汽车经过波动后再稳定下来时, 两后轮所受的侧向反力均减少, 其左车轮所受的侧向反力比右车轮要大, 左后轮所受侧向反力接近 800 牛顿, 而右后轮所受侧向反力接近 500 牛顿, 如图 7.3 (b) 所示, 当 $t=10s$ 左右时, 车轮所受的侧向反力又产生波动, 右后轮所受侧向反力急剧变化, 说明此时车轮出现侧翻。

由以上分析, 可知汽车行驶在该坡道上, 其安全性受天气的影响。在晴天时, 它是安全的, 而在天气恶劣时导致路面左右两侧附着能力差异较大时, 则它很可能成为事故多发路段。

7.2 考虑侧向风的仿真试验

汽车在行驶中, 常常受到侧风的干扰, 使汽车产生更大的侧向力、横摆力矩和侧倾力矩。侧向气动力将引起轮胎侧偏, 然后使汽车偏离行驶方向。为了消除侧偏角的影响, 驾驶员要随时转动方向盘, 这将导致驾驶员过早疲劳并增加行驶危险性。当有强风从任意方向吹过来时, 安全问题是需要特别注意的问题。如果驾驶员技术不熟练或没有经验来消除侧风的影响而产生不正确的反应会使汽车偏离行驶方向出现失控。

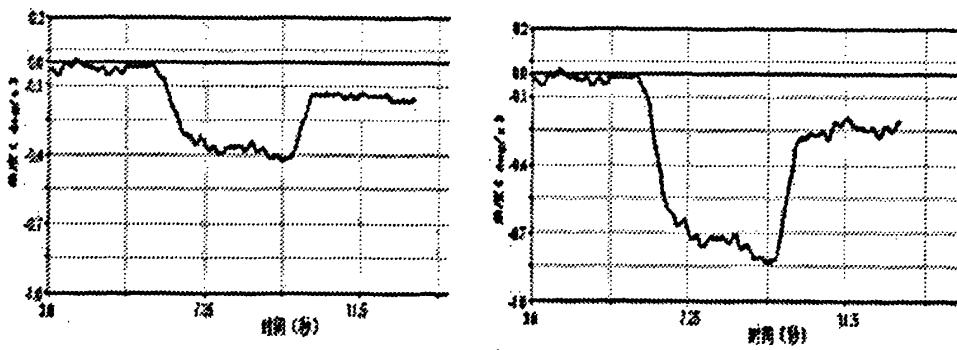
试验在平坦的道路上进行, 汽车保持匀速直线行驶, 方向盘固定不动, 施加给汽车质心侧向风速, 侧向风速作用时间为 $t=6s \sim 9s$ 。

车速: 40km/h ;

车辆模型: 第四章创建的C型车;

道路模型: 选取第第三章中创建的射洪—太英公路的 K5+327.79 ~ K5+376.07 路段, 该路段常常受到较大强度的侧向风。

在不同强度的侧向风 (风速分别为 $V_1=20\text{km/h}$ 、 $V_2=80\text{km/h}$) 下, 汽车通过这一路段时, 其横摆角速度响应情况如图 7.4 (a)、7.4 (b) 所示:



(a) (侧向风速为 20km/h)

(b) (侧向风速为 80km/h)

图 7.4 不同强度风力下汽车横摆角速度

由图 7.4 (a)、7.4 (b) 可以看到汽车进入侧向风带时 ($t=6s$), 其横摆角速

度开始起跃，侧向风速小时，在侧向风消失后汽车横摆角速度基本恢复到初始大小，如图 7.4(a)所示；但侧向风速大时，汽车横摆角速度变化很明显，且侧向风消失后横摆角速度没能够恢复到初始大小，如图 7.4(b)所示。

在不同强度的侧向风速下，汽车通过这一路段时，车轮所受垂直反力情况如图 7.5 (a)、7.5 (b) 所示：

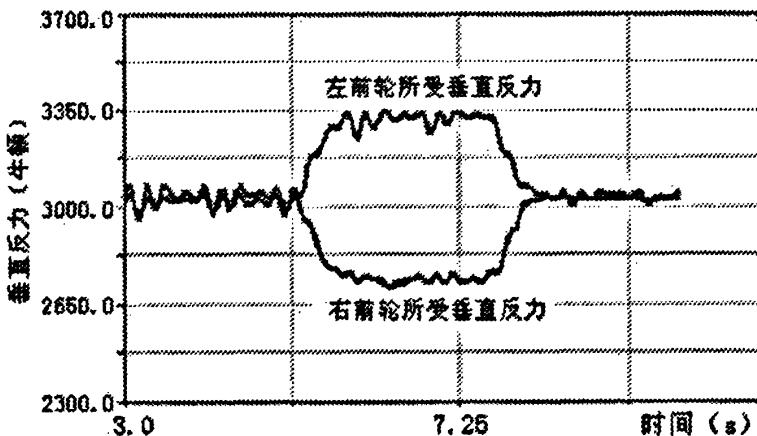


图 7.5 (a) 侧向风速为 20km/h 车轮所受垂直反力

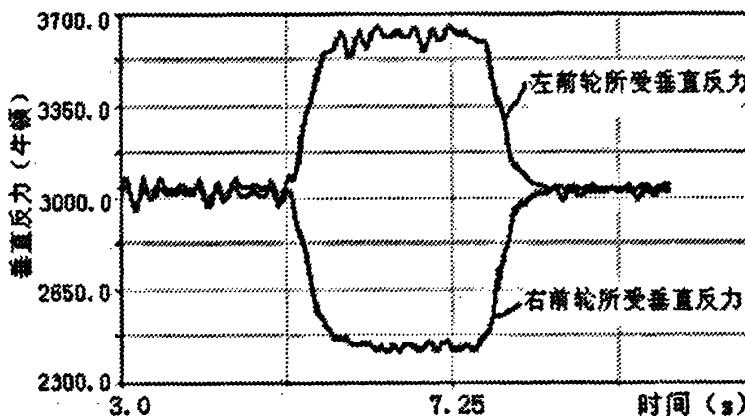


图 7.5 (b) 侧向风速为 80km/h 车轮所受垂直反力

图 7.5 (a)、7.5 (b) 中的曲线分别代表汽车重心位置受到小强度侧向风、大强度侧向风作用下车轮所受的垂直反力；可以看到汽车在进入侧向风带时车轮所受垂直反力开始变化，大强度侧向风下车轮所受垂直反力变化更大，右前轮（侧向风带一侧）所受垂直反力下降到一个很低的位置，左前轮所受垂直反力上升到一个很高的位置，如果侧向风速继续加大，右前轮所受垂直反力将趋近于零，存在车身侧翻的危险。

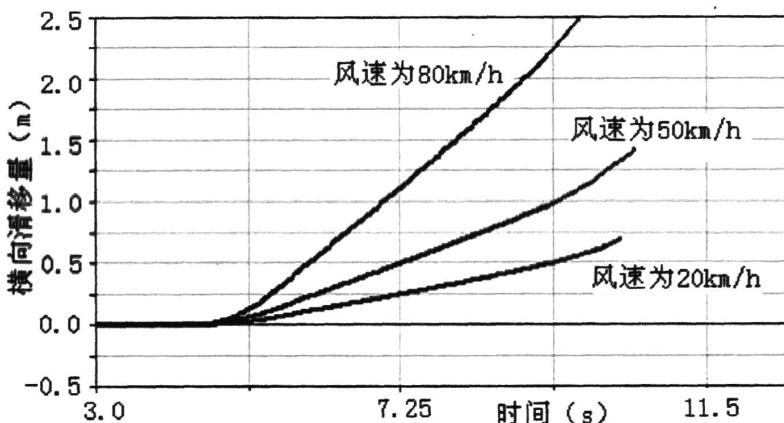


图 7.6 不同风速下汽车的横向滑移量

汽车在三种不同强度的侧向风速下，质心横向滑移量如图 7.6 所示，由图可看出，风速越大，质心的横向滑移量越大，这与实际情况完全吻合，进一步验证了仿真结果的正确性。

7.3 弯道制动仿真试验

制动过程中，有时会出现制动跑偏、后轴侧滑或前轮失去转向能力而使汽车失去控制离开原来的行驶方向，甚至发生撞入对方车辆行驶轨道、水沟、滑下山坡的危险情况。

仿真试验中，汽车以初始车速为 0 Km/h 起步，车速达到 40Km/h 后保持匀速，2 秒钟后开始施加制动力（仿真时，给汽车施加减速度）。

车辆模型：第四章创建的C型车；

道路模型：选取第第三章中创建的射洪—太英公路的 K6+127.56~K6+176.39 路段（平曲面半径 124m，超高横坡度 4.5%，路面附着系数 0.9）。

制动减速度分别为 0.35g，0.96g 两种大小不同制动强度下的汽车横向滑移量的变化情况如图 7.7 所示：

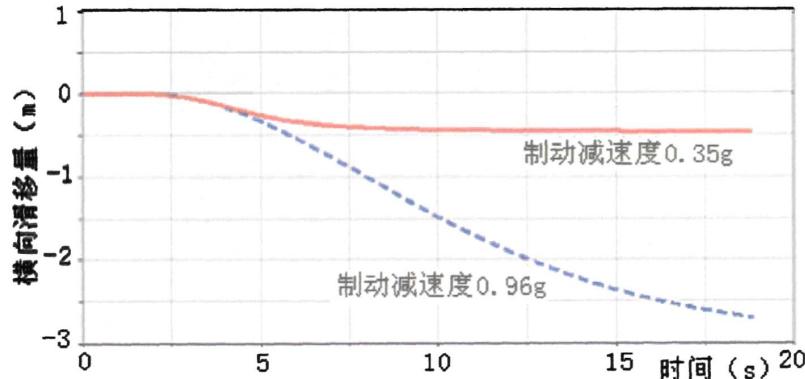


图 7.7 不同制动强度下汽车的横向滑移量

由图 7.7 可以看出：汽车在小制动强度下，横向滑移量最大值为 0.5m，这种情况下驾驶员技术熟练汽车基本上能保持安全行驶；而大制动强度下，汽车的横向滑移量随着时间的增加而增加，最大值接近 3m，显然这种情况下汽车处于极不安全的状态，汽车很可能与其它车辆相撞。

汽车在不同制动强度下，其航向角（汽车纵轴线与原定方向的夹角）的变化情况，如图 7.8 所示：

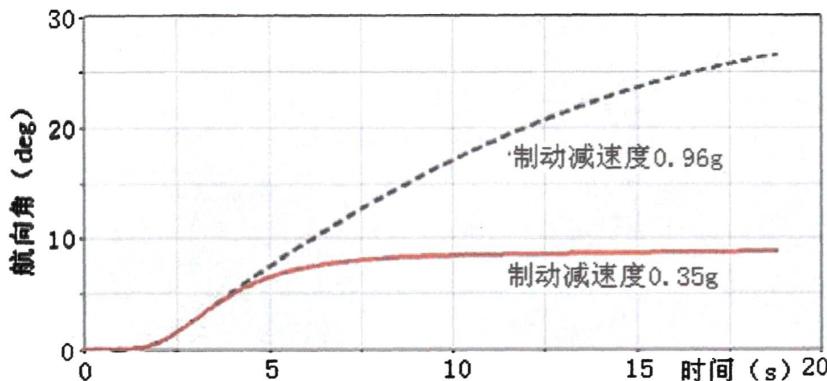


图 7.8 不同制动强度下汽车的航向角

由图 7.8 可以看出：汽车在小制动强度下行驶时，其航向角保持小于 10% 的状态，说明汽车基本上能够按照原定方向行驶，属于安全状态；而当汽车在大制动强度下行驶时，其航向角随着时间的增加而增大，最大航向角超过 25%，说明汽车已经处于极为危险的状态。

由以上分析得出：在该弯道行驶时制动强度大时汽车制动容易发生侧滑，究其原因很可能是道路的横向超高不够。

7.4 小结

通过以上的仿真试验，发现射洪—太英公路的 K3+104.26~K3+376.07（路面常有积水），K5+327.79~K5+376.07（该处常常刮大风），K6+127.56~K6+176.39（弯道）这三段路均对行车存在不同程度的风险，也就是说这三段路是事故多发路段。从公安部门交通事故的记录中，可以看到这三段路的事故率明显超出别的路段，证明了本文的仿真识别研究方法的正确性。

第八章 全文总结

8.1 论文的主要工作与结论

1. 通过考查道路交通事故多发路段研究现状, 得知传统研究方法的缺陷, 提出创建道路事故多发路段仿真识别系统的构想。
2. 通过实地测量的数据以及独立开发的路面谱数据文件生成软件, 在 ADAMS 软件里建立了较精确的道路模型。该道路模型充分体现了现实道路的平曲面线形、纵曲面线形以及路面附着能力。
3. 通过对汽车各子系统结构形式的正确认识, 从而对其构件间的连接作出合理抽象, 以双横臂悬架系统模型、齿轮一齿条式转向系统模型、动力传动系统模型、车身模型的创建为例逐步创建出一整车模型。
4. 通过对轮胎与路面相互作用机理的研究, 建立了车一路耦合模型。
5. 由道路模型、车辆模型、车一路耦合模型, 最终成功构建出道路事故多发仿真系统, 并对该仿真系统进行了实例仿真, 仿真结果验证了该系统应用于事故多发路段研究的可行性。
6. 提出了道路事故多发路段的仿真识别的方法和准则。
7. 运用仿真系统对道路工况的几种典型情况 (积水路段、侧向风带路段、转弯制动路段) 进行了仿真分析, 得到速度、位移、加速度等表征汽车运行状态的曲线特征图, 并根据仿真识别的方法, 对道路的安全性进行了判定。

8.2 论文的创新点

1. 本文将多体动力学软件 ADAMS 应用于事故多发路段识别研究中, 提出了建立事故多发路段仿真识别方法的构想, 为道路事故多发路段的研究提供了一条新的思路。
2. 独立编制了适用于多体动力学软件 ADAMS 的路面谱文件生成软件, 大大提高了 ADAMS 软件中创建道路模型的效率。
3. 提出了事故多发路段仿真识别的方法与准则, 克服了传统研究方法中依赖大量交通事故数据的缺陷。

8.3 论文的不足与展望

1. 本文提出了建立道路事故多发路段仿真识别系统的构想, 但是没有建立数据输入和输出的完整界面, 仿真识别系统的使用还不够简单方便, 另外, 建立的识别系统还很不健全, 有待于后续的研究和验证。
2. 道路模型、车辆模型、车一路耦合模型都是基于软件 ADAMS 构建的, 由于

作者能力的局限性和软件本身的缺陷，模型的精确性还有待进一步提高。

3. 由于时间关系，本文中建立的道路模型均是单车道的。以后还可以建立多车道、交叉路及其它更复杂的道路模型，另外建议进一步研究多车模型中跟车、超车和会车等情况的行车安全，并应用于事故仿真识别方法中，只有这样我们才能更加真实地研究事故多发路段仿真识别方法。

4. 事故多发路段仿真识别方法是一种较新的研究方法，它可以在较短的时间内判定出道路的安全与否，本文所论述的识别系统重在指标体系的选取和评价方法的得出，但对于评价标准的参数的选择和阀值的确定有待进一步研究与探讨。

致 谢

本论文从选题到定稿，都是在导师邵毅明教授的精心指导和热心关怀下完成的。在两年多的研究生学习过程中，邵老师严谨求实的治学态度和精益求精的钻研精神始终影响着我，使我不仅在专业知识方面受益匪浅，掌握了较为扎实的基础理论，提高了独立解决问题的能力，培养了团队合作精神；而且让我学会了做人的道理，这些受益对本人今后无论在工作上、学习上或是生活上都将产生深远的影响。在此，谨向导师表示深深的谢意！

同时还要感谢我的父母及一切关心帮助我的老师、同学和朋友，他们的无私奉献给予了我生活上、学习上无限的支持、理解和无微不至的关心和鼓励，使我的学业得以顺利完成！

衷心地感谢评阅论文的各位专家、教授！

参考文献

- [1] 张殿业, 方守恩.道路交通事故与黑点分析.人民交通出版社.2005.1
- [2] 赵木.汉宜高速公路交通事故多发点分析与改善研究.长安大学硕士论文.2002.3
- [3] 李翔, 王铭铭.关于制定我国道路安全战略的构想.山东交通科技.2004年第4期: 82-84
- [4] 郭忠印, 方守恩.道路安全工程.北京: 人民交通出版社, 2003.
- [5] 公安部交通管理局.中华人民共和国道路交通事故统计资料汇编.2000-2003.
- [6] 中国工程建设标准化协会公路工程委员会公路项目安全性评价指南(征求意见稿).2003
- [7] AUSTRALIAN TRANSPORT COUNCIL .The National Road Safety Strategy 2001-2010.2000
- [8] AUSTRALIAN TRANSPORT COUNCIL.The National Road Safety Action Plan 2003 and 2004.2002
- [9] THE GAMBIT STRATEGY OF ROAD SAFETY IMPROVEMENT IN POLAN.A World Bank Workshop Urban Transport Strategy Budapest.February 28. 2001
- [10] 黄进.美国道路安全设计模型介绍.公路交通科技.2003
- [11] 关昌余.美国公路设计理念和典型案例介绍.中国公路网.2004.10
- [12] 陈欣.汽车多柔体系统动力学研究.吉林工业大学博士论文.1995.9
- [13] R.Schwertassek、R.E.Roberson, Dynamics of Multibody System, Berlin: Springer-Verlag , 1986
- [14] R.R.Ryan, SDIO/NASA Workshop on Multibody Dynamics, California, 1987
- [15] G.Bianchi、W.Schiehlen,Dynamics of Multibody System , Berlin:Springer-Verlag, 1986
- [16] A.A.Shabana, Dynamics of Multibody System, New York: Wiley, 1989
- [17] W.Kortum, Review of Multibody Computer Codes for Vehicle System Dynamics, Vehicle System Dynamics, 1993, Volumn 22
- [18] W.Schiehlen, Multibody System Handbook, Berlin:Springer-Verlag, 1990
- [19] 洪嘉振等.多体系统动力学-理论、计算方法与应用.上海交通大学出版社.1992
- [20] 洪嘉振、贾书惠.多体系统动力学与控制.北京理工大学出版社.1996
- [21] 章正.多体系统动力学压缩建模.北京: 科学出版社.2000
- [22] 刘延柱.完全笛卡尔坐标描述的多体系统动力学.力学学报.1997.29 (1): 84~94
- [23] 张越今、宋健.多体动力学仿真软件 ADAMS 理论及应用研讨.机械科学与技术.1997.9
- [24] ADAMS User's Reference Manual. 2004

- [25] 李军, 邢俊文, 覃文洁. ADAMS 实例教程. 北京: 北京理工大学出版社. 2002
- [26] 张越今. 汽车多体动力学及计算机仿真. 长春: 吉林科学技术出版社. 1998
- [27] 周俊. 基于 ADAMS 的小型甘蔗收获机——地面系统建模与仿真的研究. 广西大学硕士学位论文. 2004.5
- [28] YAO Yinbin, LIU Jingran. Multi-quadric Equations Interpolation and Its Applications to the Establishment of Crustal Movement Speed Field. *Geo-spatial Information Science(Quarterly)*. June 2002. Volume5, Issue 2, Page1-5..
- [29] Micchellic C A. 1986. Interpolation of Scattered Data: Distance Matrices and Conditionally Positive Definite Functions. *Constr. Approx.*, 2, 11-22
- [30] 于鹏晓. 微型客车运动学/动力学仿真研究. 南京理工大学硕士论文. 2001.12
- [31] 余成龙, 张力, 吴俊刚等. 微型客车整车多体系统动力学的建模与仿真. 重庆大学学报. 2003, 26 (12): 35-36
- [32] 梅奋永, 方锡邦, 乔明侠. 基于 ADAMS 的汽车操纵稳定性仿真研究. 客车技术. 2004.3: 10-14
- [33] 刘惟信. 汽车设计. 北京: 清华大学出版社. 2001.7
- [34] 梁富权主编. 道路工程. 人民交通出版社. 2001. 7
- [35] 李伟. 公路路线—汽车运行响应模型的研究. 长安大学硕士学位论文. 2002.3
- [36] 宗长富, 郭孔辉. 汽车操纵稳定性的客观定量评价指标. 吉林大学自然科学学报, 2000, 30 (1) : 1-6
- [37] 郭孔辉. 人—车—路闭环操纵系统主动安全性的综合评价与优化设计. 汽车技术, 1993 (4) : 4-11
- [38] 赵又群, 郭孔辉. 汽车操纵评价指标的研究. 汽车工程, 2001, 23 (1)
- [39] Bergman Walter Relationships of Correlation an Evaluation of Driver/Vehicle Directional Handling date. SAE Paper 780010
- [40] Reicher Werner. Correlation Analysis of Open/Closed Loop Data for Objective Assessment of Handling Characteristics of Cars. SAE Paper 910238

附录

作者攻读硕士期间发表的论文

1. 胡燕, 邵毅明, 徐进, 束海波.道路交通事故多发路段仿真识别研究.淮阴工学院学报.2005.6.
2. 胡燕、邵毅明、徐进.道路交通事故多发路段仿真试验.第六届全国交通运输领域青年学术会议论文集(上册).2005.8.
3. 徐进、邵毅明、胡燕.基于多体理论的某型号车制动性能的虚拟试验的实现及评价.汽车科技.2006.1.
4. 徐进、万垂红、邵毅明、胡燕.载荷转移对前轮转向轮定位及附加转角影响的虚拟试验研究.上海汽车.2005.8.
5. 徐进、滕汉东、邵毅明、胡燕、李鸿伟.基于多体理论的汽车悬架及转向系统的分析控制研究.第六届全国交通运输领域青年学术会议论文集(下册).2005.8